



POLITECHNIKA POZNAŃSKA
WYDZIAŁ INŻYNIERII LĄDOWEJ I TRANSPORTU

Praca doktorska

**Kształtowanie profilu koła tramwajowego
w aspekcie oddziaływania dynamicznego z szyną**

**On tram wheel profile design
in terms of dynamic interaction with rail**

mgr inż. Tomasz Staśkiewicz
Wydział Inżynierii Lądowej i Transportu

promotor: dr hab. inż. Bartosz Firlik
promotor pomocniczy: dr inż. Paweł Komorski

Zrealizowano w ramach projektu badawczego „Identyfikacja i modelowanie zjawisk nieliniowych w strefie kontaktu koła z szyną, celem opracowania nowego profilu koła tramwajowego” (LIDER/20/521/L-4/12/NCBR/2013), finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach programu LIDER (wsparcie rozwoju kadry naukowej, a w szczególności podniesienie kompetencji w samodzielnym planowaniu, zarządzaniu oraz kierowaniu zespołem badawczym poprzez realizację projektów badawczych o charakterze aplikacyjnym).

POZNAŃ 2020





Podziękowania

W trakcie przygotowywania rozprawy otrzymałem wiele wsparcia i pomocy.
Pragnę serdecznie podziękować następującym osobom:

Promotorom: **Panu dr hab. inż. Bartoszowi Firlikowi** i **Panu dr inż. Pawłowi Komorskiemu**
za inspirację, cierpliwość i nieocenioną pomoc w trakcie opracowywania rozprawy doktorskiej.

Panu prof. dr hab. inż. Franciszkowi Tomaszewskiemu
za ogromne wsparcie udzielone podczas całych studiów doktoranckich.

Miejskiemu Przedsiębiorstwu Komunikacyjnemu w Poznaniu
za otwartość i udostępnienie pojazdów oraz infrastruktury torowej do badań.

Pragnę w szczególności wyrazić wdzięczność
Panu Prezesowi Markowi Grzybowskiemu oraz **Panu Mikołajowi Droździe.**

Mojej **Żonie, Ninie**, która jest dla mnie ogromnym wsparciem i nigdy we mnie nie zwątpiła.

Moim **Rodzicom, Teściom i Siostram** za dobre słowo i pomoc w codziennych obowiązkach.



Spis treści

Streszczenie	7
Summary	8
Wstęp	9
1. Słownik pojęć	10
2. Współpraca koła tramwajowego z szyną – stan obecny i badania	15
2.1 Obecnie eksploatowane profile kół i szyn.....	15
2.2 Różnice w odniesieniu do eksploatacji kół kolejowych.....	16
2.3 Obserwowane tendencje w zużyciu się obręczy kół tramwajowych.....	19
2.4 Bezpieczeństwo przed wykolejeniem	25
2.5 Modelowanie styku koła z szyną.....	26
2.6 Analiza stanu obecnego literatury	33
2.7 Geneza tematu	37
3. Cel i zakres pracy	39
3.1 Cel naukowy pracy.....	39
3.2 Cel użyteczny pracy.....	39
3.3 Teza pracy	39
3.4 Zakres pracy.....	40
4. Metodyka badań	41
4.1 Założenia modelowania	41
4.2 Obiekty badań	41
4.3 Opis narzędzi numerycznych.....	46
4.4 Opis modeli symulacyjnych	46
4.5 Profile kół.....	52
4.6 Walidacja modeli symulacyjnych.....	54
5. Analiza wpływu wybranych parametrów profilu koła na dynamiczne oddziaływanie z torem .	56
5.1 Wprowadzenie.....	56
5.2 Parametry profilu poprzecznego koła.....	56
5.3 Odchyłki promienia tocznego koła	76
5.4 Zużycie profilu koła i szyny.....	91
6. Założenia dla projektowania nowego profilu koła tramwajowego	100
6.1 Wprowadzenie.....	100
6.2 Propozycja założeń dla projektowania profilu koła tramwajowego	100
6.3 Metody oceny wygenerowanych profili kół.....	101
7. Weryfikacja zachowania dynamicznego nowego profilu koła tramwajowego	103
7.1 Wprowadzenie.....	103



7.2	Numeryczna weryfikacja zachowania nowego profilu koła.....	103
7.3	Eksploatacja nadzorowana	112
8.	Podsumowanie	117
8.1	Główne osiągnięcia rozprawy	117
8.2	Najważniejsze wnioski.....	118
8.3	Kierunki dalszych badań	125
	Bibliografia.....	126

Streszczenie

Obręcze kół tramwajowych, pomimo ponad dwukrotnie niższego dopuszczalnego nacisku na szynę, prezentują znacznie krótsze przebiegi międzyprzetoczeniowe niż koła i obręcze kolejowe. Dodatkowo, z uwagi na konieczność kupowania obręczy dla nowoczesnych tramwajów u zagranicznych producentów, ich wysoka cena stanowi istotny problem dla operatorów taboru tramwajowego w Polsce. Jedną z metod obniżenia tego składnika kosztu utrzymania jest zapewnienie właściwej współpracy profilu koła z szyną, zapewniającej bezpieczeństwo jazdy przed wykolejeniem oraz równomierne, powolne zużywanie się elementów pary ciernej. Niemalże od rozpoczęcia eksploatacji kolei o trakcji parowej na początku XIX w. wprowadzano kolejne modyfikacje profili kół i szyn, będące efektem naukowych analiz i rozważań. Dzisiaj branża transportu kolejowego dysponuje ogromnym zasobem wiedzy naukowej, w tym poświęconej różnym zagadnieniom współpracy koła z szyną. Niektóre z opisywanych w aspekcie eksploatacji kolei zjawisk i zależności parametrów związanych z kontaktem koła i szyny mogą zostać, przy dostosowaniu odpowiednich założeń, odniesione do pojazdów tramwajowych. Kwantyfikacja oddziaływania dynamicznego koła z szyną daje możliwość dogłębnego zrozumienia istoty współpracy tej pary ciernej, jednocześnie umożliwiając przeciwdziałanie występowaniu niekorzystnych warunków. Takimi warunkami może być dwupunktowy styk koła z szyną, występowanie wysokich naprężeń kontaktowych, wspinanie się koła na szynę itp., które mogą przyczynić się między innymi do zwiększenia intensywności zużywania się kół (i szyn) lub obniżenia bezpieczeństwa jazdy. Jednym ze sposobów przeciwdziałania niekorzystnej współpracy koła z szyną lub dalszej poprawy istniejących rozwiązań jest optymalizacja profilu koła. Współczesne techniki komputerowe umożliwiają szybki dobór i analizę setek tysięcy profili kół w poszukiwaniu rozwiązania optymalnego ze względu na określone wymagania i warunki eksploatacji. Tak szeroki zakres jest niemożliwy do osiągnięcia posługując się metodami opartymi wyłącznie na weryfikacji eksperymentalnej. Wszystko to otwiera możliwość dogłębnego poznania zjawisk występujących podczas eksploatacji pary koła tramwajowego z szyną oraz uzyskanie cech pożądaných przez operatora systemów tramwajowych.

W niniejszej rozprawie doktorskiej skupiono się na tematyce kształtowania profilu koła tramwajowego w aspekcie oddziaływania dynamicznego z szyną. Odwołując się do stanu obecnego w zakresie warunków eksploatacji tramwajów na przykładzie miasta Poznania, a także dostępnej literatury naukowej, określono wpływ wybranych parametrów profilu poprzecznego i radialnego (odchyłki promienia tocznego) koła tramwajowego na oddziaływanie dynamiczne z szyną. Zweryfikowano także zmiany wybranych parametrów współpracy koła i szyny zaistniałe wskutek zużywania się profili współpracujących powierzchni. Prezentowana w niniejszej pracy problematyka uzupełnia wiedzę w zakresie współpracy koła tramwajowego z szyną, a także jej kształtowania, ze względu na dotychczasową niewielką liczbę opracowań naukowych istniejących w ramach tego zagadnienia.

Utylitarnym aspektem niniejszej rozprawy jest opracowanie metodyki doboru profilu koła tramwajowego do warunków eksploatacji. W tym celu sformułowano główne zależności parametrów profilu koła tramwajowego w aspekcie bezpieczeństwa jazdy i intensywności zużywania, określono założenia dla projektowania nowych profili kół tramwajowych oraz opracowano założenia metodyki ich weryfikacji.

Na podstawie materiału badawczego opracowanego w niniejszej pracy przeprowadzono optymalizację nowego profilu koła tramwajowego dla wybranego pojazdu eksploatowanego przez Miejskie Przedsiębiorstwo Komunikacyjne w Poznaniu. W pracy przedstawiono, na przykładzie nowo opracowanego profilu PP7, tok numerycznej weryfikacji dynamicznej współpracy z szyną, a także omówiono wyniki eksploatacji nadzorowanej.

Słowa kluczowe: tramwaj, symulacja układów wielomasowych, profil koła, profil szyny, zużywanie, bezpieczeństwo przed wykolejeniem, optymalizacja.

Summary

Tram wheel rims, despite their permissible axle load being two times lower, present significantly shorter mileage expectancies than railway wheels or wheel rims. Additionally, the high price of rims for modern trams which come from abroad is a significant problem for tram rolling stock operators in Poland. One of the methods for reducing this maintenance cost is to ensure the proper interaction of the wheel-rail pair which gives the required level of ride safety and an even, mild wear of the friction pair elements. Almost since the beginning of traction engine operation at the dawn of the 19th century, modifications were being made to wheel and rail profiles, and some of them were the result of scientific analyses and considerations. Today, the rail transport industry can take advantage of a huge base of scientific knowledge, including works dedicated to various issues of wheel and rail interaction. Some of the phenomena and dependence of parameters related to wheel and rail contact described from the railway operation aspect can be, when modifying the relevant assumptions, applied to tram vehicles. Quantification of the dynamic interaction of the wheel-rail pair gives the possibility of a thorough understanding of the essence of cooperation of this friction pair, while enabling the prevention of adverse operational conditions. Such conditions may be: two-point wheel-rail contact, high contact stress, wheel climbing on the rail, etc., which may contribute – among other issues – to increased wear of the wheels (and rails) or reduced ride safety. One of the ways to prevent adverse wheel-rail cooperation or to further improve existing solutions is to optimise the wheel profile. Modern computer techniques allow the quick analysis of hundreds of thousands of wheel profiles in search of optimal solutions that adhere to specified requirements and operating conditions. Such a broad analysis is impossible to achieve using methods based solely on experimental verification. All of this opens up the possibility of learning the phenomena that occur during the operation of a tram wheel-rail pair in-depth and fulfilling the features desired by the tram system operator.

This dissertation focuses on the topic of designing a tram wheel profile in terms of dynamic interaction with the rail. By referring to the current state in terms of tram operation conditions, the example of the city of Poznań, as well as the available state-of-the-art scientific literature, the impact of selected parameters of the transverse and radial (rolling radius deviations) tram wheel profile on the dynamic interaction with the rail was determined. Changes in selected parameters of wheel-rail interaction as a result of wear to the profiles of the interacting surfaces were also verified. The issues presented in this work supplement the knowledge in the field of tram wheel-rail interaction – as well as its design – due to the small number of scientific studies in this area to date.

A utilitarian aspect of the work is to develop a methodology for tailoring a tram wheel profile for the specified operating conditions. The main dependencies of the parameters of the tram wheel profile in terms of driving safety and wear intensity, assumptions for the design of new tram wheel profiles and the verification methodology for new tram wheel profiles were formulated. On the basis of the research material developed in this dissertation, the optimisation of a new tram wheel profile was carried out for a selected vehicle operated by the Miejskie Przedsiębiorstwo Komunikacyjne w Poznaniu (Eng. Municipal Transport Company in Poznan). The workflow of numerical verification of the dynamic cooperation with the rail are presented on the example of the newly designed PP7 profile and the results of supervised operation are discussed.

Keywords: tram, multibody simulation, wheel profile, rail profile, wear, ride safety, optimisation.

Wstęp

W obliczu osiągnięcia granicy wydajności miejskiego transportu drogowego, odejście od modelu komunikacji indywidualnej na rzecz zbiorowej wydaje się być jedynym rozwiązaniem, umożliwiającym dalsze zwiększanie mobilności mieszkańców dużych miast. Jednym ze środków transportu masowego oferującym szybkie poruszanie się po silnie zurbanizowanych obszarach jest tramwaj korzystający z przywilejów, jakimi są wydzielone torowiska oraz pierwszeństwo lub priorytet przejazdu. Z punktu widzenia operatora sieci tramwajowej, a także pasażerów, istotne jest zapewnienie odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa przewozów, a także ograniczenie kosztów eksploatacji. Obszarem, który łączy te dwa aspekty jest między innymi styk koła z szyną, gdyż bezpieczeństwo przed wykolejeniem w sposób istotny zależy od parametrów kontaktu. Natomiast drogą do wygenerowania oszczędności może być wydłużenie przebiegów międzyprzetoczeniowych obręczy kół, w myśl zasady niższego nakładu pracy na walkę z przyczynami, niż ze skutkami.

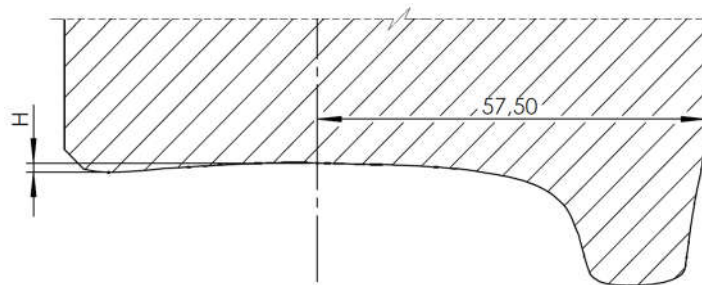
Parametrami tymi można sterować poprzez dobór profilu koła i szyny, a także odpowiednie utrzymanie torowisk i pojazdów. We wcześniejszych pracach autora niniejszej rozprawy [1–3] wykazano, że w Polsce występują pary kół i szyn, dobrane niewłaściwie pod względem powierzchni i rodzaju styku, a także zbyt małego luzu między kołem a szyną (w skrajnych przypadkach równego zeru). Eksploatacja takich skojarzeń tocznych może prowadzić do znacznego obniżenia bezpieczeństwa jazdy, a także podwyższenia intensywności zużywania kół i szyn [1,2]. Osobnym tematem, poza eliminacją problematycznych profili kół, jest projektowanie dedykowanych rozwiązań dla poszczególnych pojazdów z uwzględnieniem lokalnych warunków infrastruktury. Uprzywilejowani w tym zakresie są operatorzy powstających systemów tramwajowych, którzy mają możliwość przeprowadzenia odpowiednich analiz i doboru najlepszej, w odniesieniu do sformułowanych wymagań, pary profili koła i szyny, jeszcze na etapie projektowania – bez konieczności uwzględniania wpływu innych pojazdów oraz zużytych wcześniej profili szyn. Niektórzy producenci proponują, do oferowanych za granicą tramwajów, dedykowane profile kół [4] uwzględniające kinematykę pojazdu oraz stan torowiska. W Polsce przyjęto, że profil koła dla dostarczanych tramwajów określa zamawiający, niestety niemalże zawsze wybierając go spośród dwóch opisanych w normie PN-K-92016 [5] profili kół: T i PST, z których najnowszy, PST, ma ponad 25 lat i opracowany był dla tramwajów typu Konstal 105N. Profil ten nie uwzględnia konstrukcji nowoczesnych tramwajów niskopodłogowych, jak również współczesnych konstrukcji torowisk. W związku z powyższym, kształtowanie profilu koła tramwajowego w aspekcie oddziaływania dynamicznego pojazdu z torrem wydaje się być potrzebną tematyką dla sektora transportu tramwajowego w Polsce. Potrzeba ta jest dodatkowo umotywowana częściową dezaktualizacją i tak nielicznych (w porównaniu do stanu dla klasycznej kolei) norm i wytycznych dotyczących eksploatacji. Wobec braku odpowiednich dokumentów i naukowo ugruntowanej wiedzy operatorzy systemów tramwajowych, opracowują brakujące wytyczne we własnym zakresie, bazując na swoim doświadczeniu. Jakkolwiek doświadczenie eksploatacyjne jest rzeczą bezcenną, tak obecne narzędzia komputerowe oferują możliwości dużo szerszego spojrzenia na dane zagadnienie bez konieczności kosztownego i czasochłonnego procesu poszukiwania rozwiązania drogą eksperymentu.

Niniejsza rozprawa doktorska powstała w ramach projektu „Identyfikacja i modelowanie zjawisk nieliniowych w strefie kontaktu koła z szyną, celem opracowania nowego profilu koła tramwajowego” (LIDER/20/521/L-4/12/NCBR/2013), finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju, tytułowanego dalej: MODTRAM. Projekt był realizowany w Politechnice Poznańskiej w latach 2014 – 2017, a jego kierownikiem był dr hab. inż. Bartosz Firlik.

1. Słownik pojęć

W tym rozdziale opisano pojęcia związane z dynamiką i eksploatacją pojazdów szynowych, które zostały wykorzystane w niniejszej rozprawie doktorskiej.

- *Atakujący zestaw kołowy* – pierwszy zestaw kołowy w wózku, licząc od czoła pojazdu.
- *Biała warstwa* – (ang. *white etching layer*) cienka i krucha warstwa o zmienionej mikrostrukturze (martenzyt i austenit szcążkowy) i bardzo wysokiej twardości powstająca na materiale rodzimym powodująca powierzchniowe uszkodzenia elementów stalowych (na przykład obręczy kół, szyn, łożysk tocznych). Szczegółowy mechanizm powstawania białej warstwy w elementach maszyn jest nadal tematem ożywionej dyskusji naukowej. Obecność białej warstwy prowadzi do delaminacji, ubytków i pęknięć na powierzchni tocznej kół i szyn, ze względu na jej kruchość [6–10].
- *Fałszywe obrzeże* – (ang. *hollow wear*) powstaje na profilu koła po stronie zewnętrznej płaszczyzny czołowej wskutek nierównego zużywania materiału, głównie w środkowej części powierzchni tocznej (rys. 1). Powoduje znaczne zmiany w funkcji różnicy promienia tocznego względem przemieszczenia poprzecznego koła na szynie, a w rezultacie zaburza prowadzenie kinematyczne zestawów kołowych, doprowadzając nawet do wykolejania pojazdów [11].



Rys. 1 Fałszywe obrzeże (H – wysokość fałszywego obrzeża)

- *MBS* – (ang. *multibody simulation*) metoda numeryczna symulacji dynamiki układów wielomasowych złożonych z brył sztywnych lub podatnych.
- *Mikropoślizg* – (ang. *micro-slip*) odkształcanie się materiału kontaktujących się powierzchni tocznych skutkujące powstawaniem różnicy prędkości liniowych pojazdu oraz powierzchni koła w punkcie styku [12].
- *Modyfikator tarcia* – substancja intencjonalnie wprowadzana w obszarze styku koła z szyną w celu zwiększenia lub zmniejszenia współczynnika tarcia. Aplikuje się ją na szynę lub na koło, w różnych miejscach profilu w zależności od pożądanego efektu.
- *Poślizg* – (ang. *slip*) zewnętrzne ślizganie kontaktujących się powierzchni w miejscu styku, nie realizowany w wyniku odkształcania się materiału. Po saturacji styku, gdy mikropoślizgi przenoszą maksymalną możliwą siłę styczną, następuje przejście do całkowitego poślizgu koła po szynie.
- *Poślizg względny* – (ang. *creepage*) względna prędkość liniowa powierzchni koła w obszarze styku w odniesieniu do prędkości pojazdu. Rozróżnia się ze względu na kierunek działania na: wzdłużny poślizg względny (ang. *longitudinal creepage*) – s_x , poprzeczny

poślizg względny (ang. *lateral creepage*) – s_y i spin (ang. *spin creepage*) – ω (rys. 2). Z wyjątkiem spinu, wszystkie poślizgi względne są wielkościami bezwymiarowymi. Wielkości te, na podstawie [13], określono wzorami (1).

$$s_x = \frac{v_{x1} - v_{x2}}{V} [-], s_y = \frac{v_{y1} - v_{y2}}{V} [-], \omega = \frac{\omega_{z1} - \omega_{z2}}{V} \left[\frac{1}{m} \right] \quad (1)$$

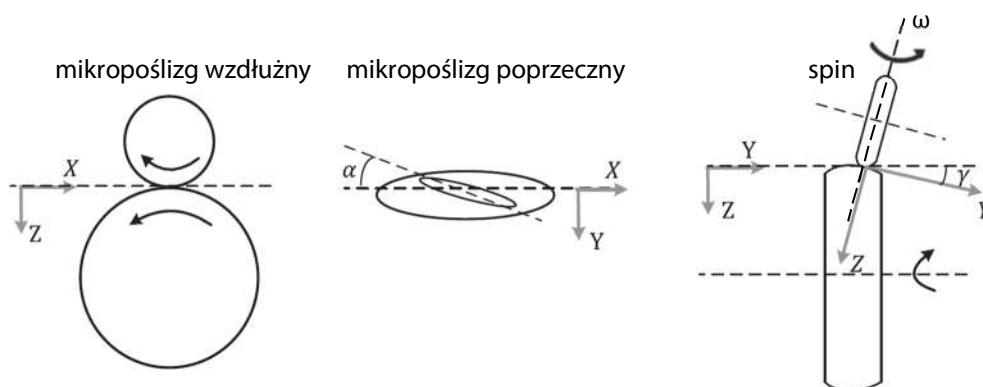
gdzie:

$v_{x,y}$ – wzajemna prędkość liniowa brył w kierunku wzdłużnym albo poprzecznym,

ω – wzajemna prędkość kątowa brył wokół osi pionowej,

V – prędkość pojazdu.

Istnieją także inne, bardziej dokładne modele matematyczne poślizgów względnych. Więcej na ich temat można znaleźć w [14]. Czynniki powodującymi powstawanie poślizgów są na przykład: przyspieszanie lub hamowanie pojazdu (kierunek wzdłużny), jazda w łuku, podczas której występuje niezerowy kąt nabiegania koła na szynę (kierunek poprzeczny), natomiast spin jest rezultatem występowania stożkowego (w przybliżeniu) zarysu profili kół oraz pochylenia szyn.



Rys. 2 Schematyczna ilustracja mikropoślizgów, α – kąt nabiegania koła na szynę, γ – kąt między stycznymi do powierzchni koła i szyny w punkcie kontaktu, na podstawie [14]

- *Reprofilacja* – dotyczy profilu koła pojazdu szynowego i polega na obróbce skrawaniem w celu nadania bądź przywrócenia profilowi poprzecznemu obręczy kołażądanego kształtu, z zachowaniem dopuszczalnych odchyłek.
- *RCF* – (ang. *rolling contact fatigue*) zmęczenie materiału objawiające się propagującymi pęknięciami (także wykruszeniami, złuszczeniem itp.) spowodowane występowaniem cyklicznie zmiennego obciążenia. Uszkodzenie to często rozpoczyna się od istniejącego defektu mikrostruktury, przez propagujące mikropęknięcia, aż do delaminacji, złuszczeń lub pęknięcia na wskroś, co grozi wykojeniem pojazdu i katastrofą [6].
- *Saturacja styku* – (ang. *contact saturation*) wystąpienie największej wartości siły stycznej możliwej do przeniesienia z koła na szynę za pomocą styku z niezerowym udziałem adhezji w stosunku do poślizgu. W praktyce nie występuje styk o zerowym udziale poślizgu (czysta adhezja) [11].
- *Stożkowatość ekwiwalentna* λ_e – powszechnie przyjęta metoda linearyzacji współpracy nieliniowych profili kół i szyn. Oznacza wartość ekwiwalentnego kąta nachylenia stoż-

kowej bieżni koła, dla której długość fali wężykowania jest jednakowa z linearyzowaną parą koła z szyną [20].

- *Wężykowanie* – (ang. *hunting*) sinusoidalny ruch zestawu kołowego w kierunku poprzecznym wynikający z różnicy promieni tocnych (ang. *rolling radius difference – RRD*) kół i generowanej dzięki niej siły centrującej. Występuje podczas powrotu zestawu kołowego do pozycji centralnej w torze. Może być formą niestabilnego ruchu pojazdów szynowych, o niezerowej stożkowatości ekwiwalentnej, po przekroczeniu tzw. prędkości krytycznej przybierając formę samowzbudnych drgań mogących prowadzić do wykolejenia [12].
- *Współczynnik bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q* – obliczany dla pary koła z szyną; iloraz siły prowadzącej (poprzecznej) Y i siły pionowej Q między kołem a szyną. Przekroczenie wartości odpowiedniego kryterium (na przykład Nadala, por. roz. 2.4) informuje o możliwości wykolejenia spowodowanego wspinaniem się koła na szynę.
- *Współczynnik intensywności zużycia I_w* – obliczany dla chwilowych warunków współpracy koła z szyną; opisuje ilość energii zdysypowanej w procesie zużycia w przeliczeniu na 1 m przebytej przez pojazd szynowy drogi (2) [15].

$$I_w = T\gamma = T_x\gamma_x + T_y\gamma_y + \theta\omega \quad [N] \quad (2)$$

gdzie:

$T_{x,y}$ – siły styczne w obszarze kontaktu koła z szyną (wzdłużna i poprzeczna),

$\gamma_{x,y}$ – wartości poślizgów względnych w obszarze styku (wzdłużny i poprzeczny),

θ – moment spinu w obszarze kontaktu koła z szyną,

ω – spin w obszarze styku koła z szyną.

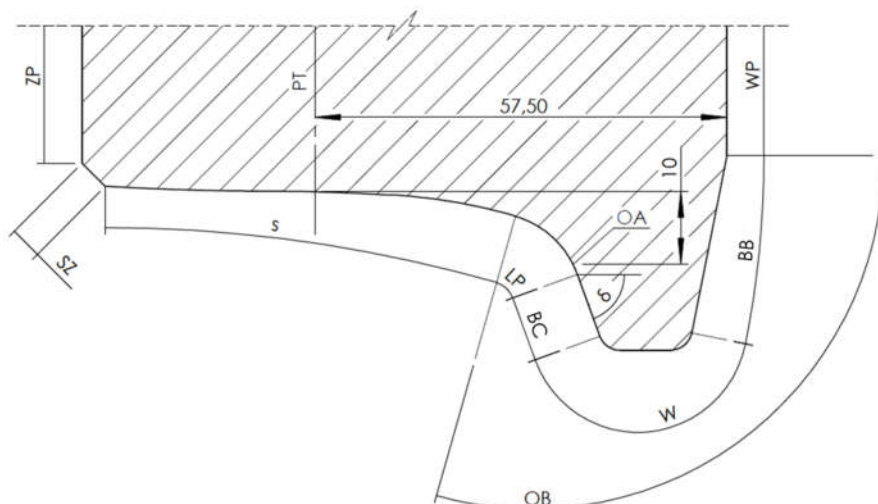
Obliczone wartości I_w można odnieść do tzw. reżimów zużycia, które przedstawiono w tab. 1.

Tab. 1 Reżimy zużycia w odniesieniu do współczynnika I_w

zużywanie łagodne	zużywanie intensywne	zużywanie krytyczne
$I_w < 100 \text{ N}$	$100 \text{ N} \leq I_w < 200 \text{ N}$	$I_w \geq 200 \text{ N}$

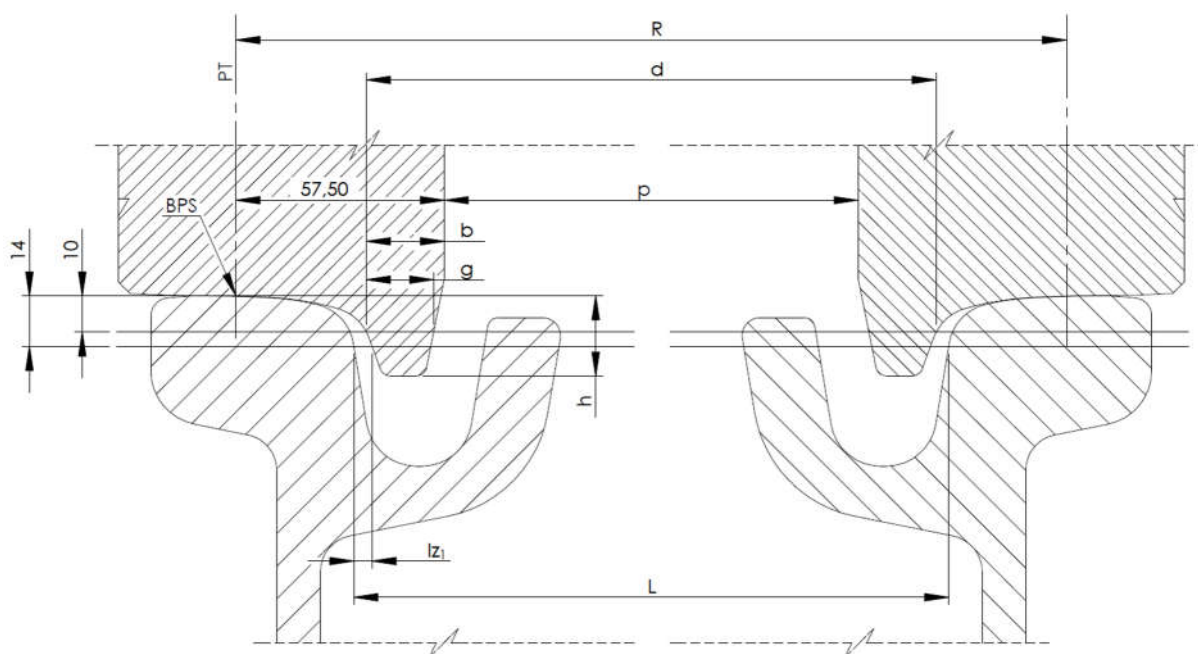
Reżim łagodny stanowi pożądany scenariusz, w ramach którego zachodzi zużywanie utleniające (usuwanie tlenków z powierzchni kontaktujących się elementów), produkujące warstwę wierzchnią o mniejszej chropowatości niż w stanie nominalnym. Natomiast reżimy intensywnego i krytycznego zużycia polegają na usuwaniu materiału poprzez pęknięcia powierzchniowe i zużycie typu *spalling*. W reżimie zużycia krytycznego powstaje bardzo chropowata powierzchnia pary ciernej wytworzona wskutek usuwania produktów zużycia w postaci płatków materiału wielkości 200÷300 μm . Głębokość strefy odkształconej plastycznie jest nieregularna, a pęknięcia materiału obserwowane są nawet dalej w głąb [16].

Na rys. 3 przedstawiono oznaczenia elementów profilu koła tramwajowego, usystematyzowane na podstawie norm krajowych [5,17].



Rys. 3 Oznaczenia elementów profilu koła tramwajowego: *ZP* – zewnętrzna płaszczyzna czołowa, *SZ* – skos zewnętrzny bieżni, *s* – powierzchnia toczna koła, *PT* – płaszczyzna okręgu tocznego, *LP* – łuk przejściowy, *BC* – bok czynny obrzeża, *BB* – bok bierny obrzeża, *OB* – obrzeże koła, δ – kąt pochylenia obrzeża, *OA* – punkt atakujący, *W* – wierzchołek obrzeża, *WP* – wewnętrzna płaszczyzna czołowa

Na rys. 4 zaprezentowano oznaczenia i wymiary związane z położeniem zestawu kołowego w torze.



Rys. 4 Oznaczenia i wymiary związane z położeniem zestawu kołowego w torze: *p* – rozstaw wewnętrznych płaszczyzn czołowych obręczy, *g* – grubość obrzeża, *b* – szerokość obrzeża, *h* – wysokość obrzeża, *L* – szerokość toru, l_{z1} – luz między kołem a szyną, *d* – długość prowadna zestawu kołowego, *PT* – płaszczyzna okręgu tocznego, *BPS* – baza pomiaru średnicy, *R* – rozstaw okręgów tocznych

Rozstaw okręgów tocznych *R* wynosi odpowiednio: 1500 mm dla toru o szerokości 1435 mm i 1065 mm dla toru o szerokości 1000 mm. W niemieckich wytycznych dotyczących prowadzenia



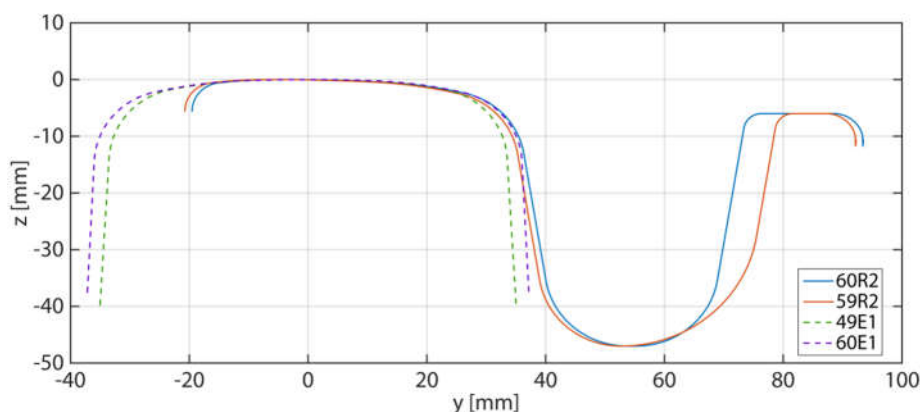
tramwajowego zestawu kołowego w torze [18] przyjęto, że pomiar długości prowadnej d oraz szerokości toru L odbywa się na tej samej wysokości względem punktu BPS . To powoduje, że w łatwy sposób można obliczyć luz między kołem a szyną $l_{z1,2}$ dla zestawu kołowego wyrażony jako połowa różnicy szerokości toru i długości prowadnej. Na rys. 4 przedstawiono, że te dwie wielkości mierzy się na różnej wysokości, co uniemożliwia dokładne obliczenie luzu między kołem a szyną wprost. Jest on uzależniony od krzywizny boku czynnego obrzeża lub łuku przejściowego koła, które może być nieregularnym zaokrągleniem (na przykład splajnem).

W celu skrócenia opisów zastosowano następującą notację dla kół pojazdów: $WSxy$, gdzie x jest numerem osi liczonym od czoła pojazdu, a y oznacza stronę pojazdu, R dla prawej i L dla lewej strony.

2. Współpraca koła tramwajowego z szyną – stan obecny i badania

2.1 Obecnie eksploatowane profile kół i szyn

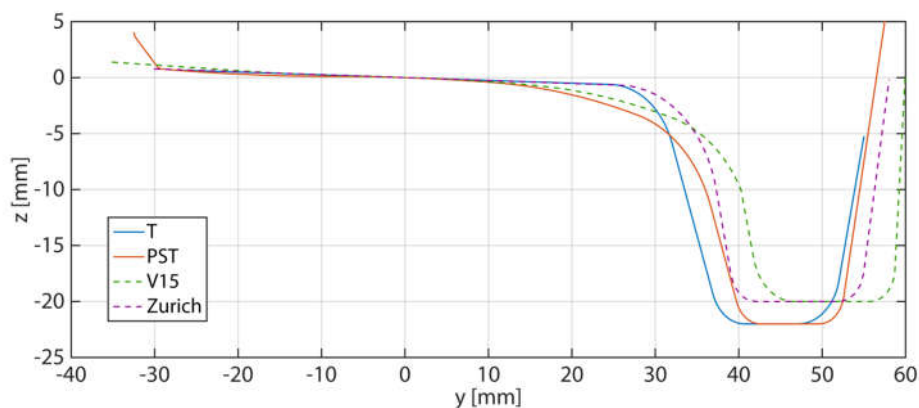
W związku z brakiem narzuconego odgórnie na systemy tramwajowe wymogu interoperacyjności na świecie istnieje bardzo wiele różnych par kół i szyn ze względu na zastosowane profile. Produkcja szyn, wraz z kształtowaniem profilu główki, jest dużo bardziej skomplikowanym procesem (obróbka plastyczna długich odcinków szyn, por. [19]) niż reprofilacja kół (toczenie), którą może wykonywać pojedynczy pracownik wykorzystując zautomatyzowane stanowisko tokarskie, bez potrzeby przeprojektowywania procesu produkcyjnego. Dlatego istnieje cały wachlarz profili kół tramwajowych, które współpracują z kilkoma głównymi typami szyn, tworząc różnie zachowujące się skojarzenia, co opisano w pracy [20]. W odróżnieniu od kolei, w infrastrukturze tramwajowej często wykorzystuje się także szyny rowkowe, których głównym celem jest zwiększenie bezpieczeństwa przed wykolejeniem w miejscach, w których jego prawdopodobieństwo jest podwyższone (łuki o małym promieniu) oraz gdy ewentualne wykolejenie generowałoby ogromne straty (na obiektach inżynierskich: mostach, wiaduktach itp.). Szyny rowkowe, ze względu na obecność prowadnicy, są również wykorzystywane przy budowie torowisk wbudowanych w jezdnię, gdzie główka szyny wystaje nieznacznie ponad powierzchnię asfaltową. Do szyn najczęściej stosowanych przy budowie torowisk tramwajowych obecnie należą kolejowe: 49E1, 60E1 oraz rowkowe (tramwajowe): 59R2, 60R2 – ich profile porównano na rys. 5. Z uwagi na czytelność rysunku zastosowano różne skale dla osi odciętych i rzędnych, a także profile zostały wyrównane względem projektowanych punktów początku zarysu (0,0).



Rys. 5 Porównanie geometrii profili szyn wykorzystywanych w infrastrukturze tramwajowej

W Polsce przyjętą praktyką jest zamawianie taboru z profilem koła określonym przez zamawiającego w specyfikacji istotnych warunków zamówienia. Zagadnienie profili kół tramwajowych oraz normy odnoszące się do nich są tematami rzadko poruszonymi i aktualizowanymi, w związku z tym w krajowej eksploatacji funkcjonują obecnie dwa najpopularniejsze profile kół: starszy T i nowszy PST oraz ich odmiany tzw. naprawcze, które są dobierane przez tokarzy na podstawie wewnętrznych wytycznych zakładu bądź doświadczenia, kierując się dążeniem do maksymalizacji przebiegu obręczy koła od stanu nowego do złomowania. Tymczasem brak interoperacyjności pomiędzy poszczególnymi systemami tramwajowymi tworzy znakomitą, lecz niewykorzystaną dotychczas w Polsce możliwość wprowadzania profili dostosowanych do specyfiki eksploatacji (wliczając w to konkretne typy pojazdów, infrastrukturę oraz inne warunki ruchu, jak na przykład dopuszczalną

prędkość jazdy). Jedynie Tramwaje Warszawskie eksploatują autorski profil TW, który jest modyfikacją profilu T w zakresie promienia łuku przejściowego i pochylenia obrzeża. Tymczasem tramwaje zamawiane przez zagranicznych przewoźników bywają wyposażane w dedykowane profile kół projektowane przez producenta. Nawiązując dialog techniczny z zamawiającym powstaje szansa na opracowanie profilu dostosowanego do konkretnego pojazdu i warunków infrastruktury, uwzględniając jej stan techniczny. Profile stosowane w Polsce, wraz z wybranymi profilami z Europy zostały zaprezentowane na rys. 6. Zarysy wyrównano do punktu *BPS* oraz zastosowano różne skale osi odciętych i rzędnych dla zwiększenia czytelności obszaru obrzeża. Nietrudno zauważyć, że profile różnią się między sobą istotnie przede wszystkim w obszarze obrzeża i łuku przejściowego.



Rys. 6 Porównanie geometrii przykładowych profili kół stosowanych w Europie

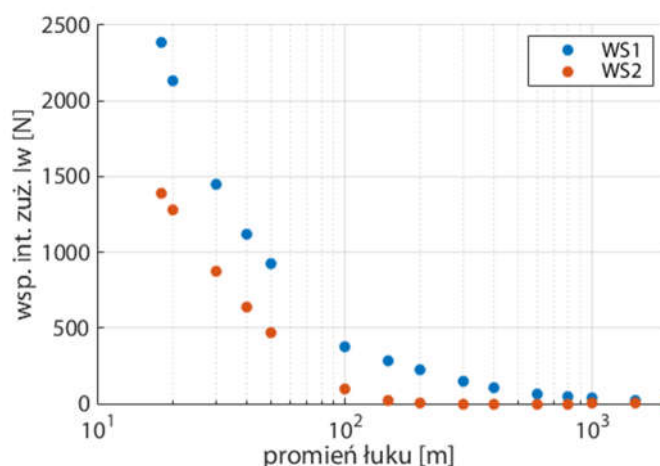
W niniejszej pracy skupiono się przede wszystkim na formułowaniu wniosków potencjalnie przydatnych w eksploatacji tramwajów w warunkach polskich miast (na przykładzie Poznania). W celu uzyskania szerszych informacji na temat stanu obecnego eksploatowanych profili kół i szyn w Polsce należy odwołać się do pracy magisterskiej autora niniejszej rozprawy doktorskiej [20].

2.2 Różnice w odniesieniu do eksploatacji kół kolejowych

Pomimo przynależności do jednej grupy, transportu szynowego, eksploatację kolei oraz tramwajów odróżnia wiele aspektów. Główne różnice w kwestii styku koła z szyną są następujące (na podstawie warunków eksploatacji tramwajów w Polsce):

- Koła tramwajowe w zdecydowanej większości stanowią obręczę połączone z kołem brym wkładką gumową, w kolejnictwie natomiast wykorzystuje się ze względów bezpieczeństwa (katastrofa pociągu pasażerskiego Deutsche Bahn pod Eschede [21]) koła monoblokowe (wyjątek stanowi eksploatacja wagonów towarowych z istniejącymi kołami obręczowanymi bez wkładek gumowych dopuszczona do ruchu w niektórych krajach Unii Europejskiej, w tym w Polsce, do 2036 roku [22]).
- Minimalny promień łuku poziomego toru dla sieci kolejowej wynosi 200 m (linie o znaczeniu miejscowym) [23], a dla sieci tramwajowej zaledwie 18 m. Występowanie łuków o małych promieniach w infrastrukturze tramwajowej jest wymuszone istniejącą topologią miast. Mimo zdecydowanie mniejszej bazy wózków stosowanych w konstrukcji tramwajów (1900 mm dla przykładowego pięcioczołowego tramwaju niskopodłogowego) niż pojazdów kolejowych (3000 mm dla przykładowej czteroosiowej lokomoty-

wy) kąt nabiegania kół tramwajowych przyjmuje znacznie większe wartości (ok. 56 mrad w łuku o promieniu 18 m, prędkość jazdy 15 km/h, baza wózka 1900 mm), co generuje znaczne wartości poślizgu względnego w obszarze styku koła z szyną, które są przyczyną przyspieszonego zużywania się kół i szyn oraz generowania uciążliwych zjawisk wibroakustycznych znanych jako pischczenie w łukach (ang. *squeal noise*) [12,24]. Dla porównania przykładowa lokomotywa o bazie wózka równej 2560 mm podczas jazdy w łuku o promieniu 200 m, przy prędkości 15 km/h osiąga maksymalny kąt nabiegania zewnętrznego koła pierwszego zestawu kołowego wynoszący zaledwie ok. 12 mrad. Intensywność zużywania się kół i szyn rośnie wykładniczo (por. [25] oraz wyniki symulacji na rys. 7) wraz ze zmniejszaniem się promienia łuku toru [26,27]. Jednocześnie, zwiększenie intensywności zużywania ściernego może powodować chwilowe, miejscowe nagrzewanie się obszaru styku, powodując nie tylko przemiany fazowe opisane w roz. 2.3, ale także lokalne obniżenie wytrzymałości materiału, powodujące dalszą intensyfikację powstawania uszkodzeń [28].



Rys. 7 Zależność sumarycznych współczynników intensywności zużywania I_w dla pierwszych dwóch zestawów kołowych od promienia łuku; tramwaj pięciocłonowy o trzech wózkach nieobrotowych i osiach portalowych (WS1 – pierwsza oś, WS2 – druga oś)

- Dopuszczalny nacisk w przeliczeniu na oś wynosi dla pojazdów kolejowych ok. 221 kN, natomiast w eksploatacji tramwajów 85÷100 kN, w zależności od wartości podanych w specyfikacjach technicznych poszczególnych przetargów publicznych.
- Koła tramwajowe odróżnia od kolejowych także mniejsza średnica, co skutkuje redukcją powierzchni styku, która jest odwrotnie proporcjonalna do wartości naprężeń kontaktowych. Przykładowa średnica nominalna koła lokomotywy pasażerskiej wynosi 1150 mm, a nowoczesnego, pięciocłonowego tramwaju niskopodłogowego niemalże dwukrotnie mniej – 610 mm. Dążenie do utrzymania niskiej podłogi na całej długości tramwaju wymaga stosowania specjalnych rozwiązań konstrukcyjnych wózków, w tym kół indywidualnych tzn. takich, które nie są połączone osią ustalającą jednakową prędkość obrotową. Wymusza to rezygnację z prowadzenia kinematycznego zestawów kołowych. Pozostałe prowadzenie geometryczne, generuje znacznie mniejsze siły centrujące niż prowadzenie kinematyczne, w związku z tym koła indywidualne częściej ulegają wykolejaniu podczas jazdy w łuku [25].

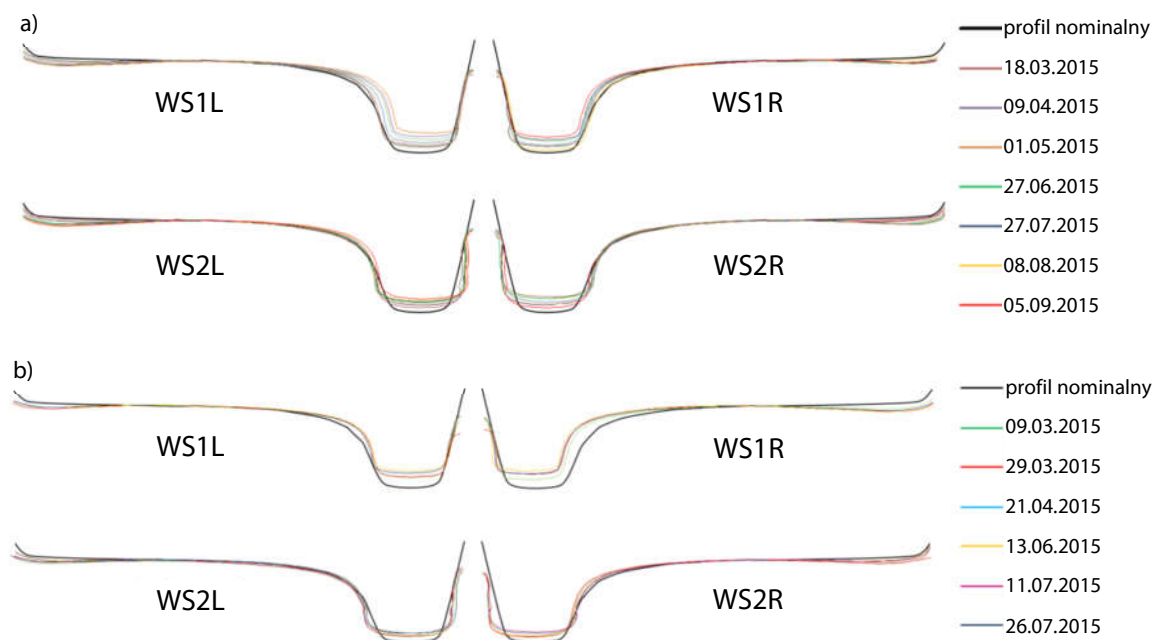
- W pojazdach kolejowych stosuje się wózki obrotowe, tj. posiadające możliwość obrotu względem pudła wokół czopa skrętowego (jego osi pionowej). Natomiast konfiguracja wagonów nowoczesnych tramwajów przegubowych oraz dążenie do obniżenia podłogi wzdłuż całej długości pojazdu często wymuszają na producentach stosowanie wózków nieobrotowych, których dopuszczalny obrót względem pudła jest znacznie mniejszy niż wynikałoby to z wpisywania się tramwaju w łuk, przez co obrót musi być realizowany w przegubach pojazdu dzielących znacznie krótsze wagony. Podczas wjazdu w łuk tramwaj o wózkach nieobrotowych musi pokonać większy moment bezwładności, gdyż obracany jest nie tylko wózek, ale i całe pudło, a niekiedy pudła (gdy konstrukcja zawiera człony wiszące). Powoduje to zwiększenie siły poprzecznej między kołem a szyną, jednego z głównych czynników intensyfikujących zużywanie kół i szyn [29] oraz zwiększających prawdopodobieństwo wykolejenia [30].
- Przystanki tramwajowe są ulokowane w znacznie mniejszych odstępach niż stacje kolejowe. Ponadto tramwaje w Polsce, zgodnie z obowiązującym prawem, są pojazdami drogowymi, w związku z czym podlegają Kodeksowi drogowemu (obowiązuje je na przykład stosowanie się do sygnalizacji świetlnej, zasad udzielania pierwszeństwa przejazdu itp.). Ponadto w ruchu tramwajowym nie są stosowane odstępy między pojazdami typowe dla kolei. Powyższe własności powodują istotne zwiększenie częstotliwości przyspieszania i hamowania w porównaniu do ruchu liniowego pojazdu kolejowego.
- Tory tramwajowe lokowane są między innymi w ciągu jezdni samochodowych, co znacznie zwiększa zanieczyszczenie styku koła z szyną piaskiem, substancjami smarnymi, drogowymi środkami chemicznymi oraz produktami zużycia charakterystycznymi dla transportu drogowego. Wszystkie zanieczyszczenia i ciała obce w obszarze styku koła z szyną powodują zakłócenia jego normalnej eksploatacji wpływając na przebieg zużywania, zmęczenia materiału oraz własności trakcyjne pojazdu. Tory kolejowe nie są całkowicie pozbawione zanieczyszczeń, jednakże przez ich separację od pozostałych środków transportu (z wyłączeniem przejazdów kolejowo-drogowych) są one obecne z mniejszą intensywnością, jednakże jak świadczą publikacje [31–34] nadal istotną.
- Tor tramwajowy jest bardzo gęsto podzielony strefami przejściowymi podatności toru (ang. *transition zones*), które występują w okolicach na przykład mostów, skrzyżowań z drogami, zmian typów konstrukcji torowiska realizowanych w ramach oddzielnych inwestycji i remontów (tylko w Poznaniu jest to ponad dziesięć typów). Ponadto niższa prędkość eksploatacyjna tramwajów względem pojazdów kolejowych może skutkować niższym poziomem utrzymania torowisk w miastach, a więc ich sztywność może prezentować większe odchylenia od projektowanych wartości. W ramach projektu MODTRAM przeprowadzono pomiary liniowej sztywności zastępczej torowiska w kierunku pionowym w wybranych punktach infrastruktury w Poznaniu. W uzyskanym materiale znalazły się wartości z przedziału 13÷72 MN/m [35], tymczasem sztywność pionowa torów kolejowych przyjmuje nawet 200 MN/m na liniach kolei dużej prędkości [36], a eksploatacyjnie osiąga do 250 MN/m [37]. Nie jest to jednakże reguła, gdyż pomiary przeprowadzone na odcinku szwedzkiej kolei Iron Ore Line wskazują zakres 17÷50 MN/m [38], a więc zbliżony do linii tramwajowych w Poznaniu.
- W systemach tramwajowych w Polsce wykorzystuje się krzyżownice płytkorowkowe w obszarze przecinania się toków szynowych. Wymusza to odmienny sposób prowa-

dzenia kół niż dla krzyżownic kolejowych, który w tym przypadku odbywa się za pomocą wierzchołka obrzeża podążającego zagłębieniem rowka krzyżownicy. Przeniesienie kontaktu z powierzchni tocznej na wierzchołek obrzeża powoduje znaczne zmniejszenie powierzchni styku, co przekłada się na zwiększenie naprężeń kontaktowych i intensywne odkształcanie plastyczne materiału (por. roz. 2.3). Natomiast wierzchołek obrzeża koła kolejowego nie bierze udziału w kontakcie z szyną podczas regularnej eksploatacji.

Wyżej wymienione liczne i znaczące różnice pomiędzy eksploatacją tramwajów i ciężkiej kolei stanowią o istotnej odmienności tych dwóch systemów. W związku z tym powstaje konieczność zastosowania innego podejścia do rozwiązywania problemów zagadnienia styku koła tramwajowego z szyną lub przynajmniej odpowiedniego dostosowania istniejących metod wykorzystywanych dla przypadków z ciężkiej kolei.

2.3 Obserwowane tendencje w zużywaniu się obręczy kół tramwajowych

Zrozumienie procesów zużywania się obręczy kół tramwajowych wymaga podejścia przy wykorzystaniu zsyntezowanej wiedzy z zakresu tribologii, metaloznawstwa, wytrzymałości materiałów oraz dynamiki pojazdów szynowych, co czyni to zagadnienie interdyscyplinarnym wyzwaniem. Mając powyższe na uwadze autor niniejszej rozprawy doktorskiej, opisując stan obecny wiedzy na temat współpracy obręczy koła z szyną, przywołał także materiały opracowane przez zespół pracujący w projekcie MODTRAM, do których odniesienia zostały umieszczone w odpowiednich miejscach pracy.



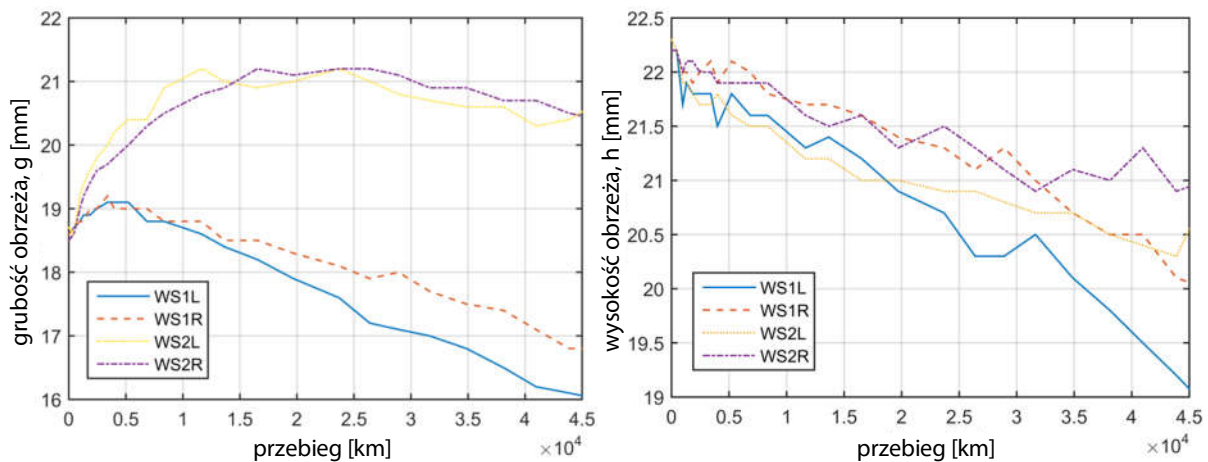
Rys. 8 Zmierzone profile kół z pierwszych wózków: a) tramwaju o klasycznych zestawach kołowych i wózku nieobrotowym, b) tramwaju o kołach indywidualnych i wózku nieobrotowym) [39]

W ramach projektu przeprowadzono między innymi badania obejmujące pomiary zużycia profilu koła dwóch tramwajów niskopodłogowych używanych w Poznaniu [39–43]. Ich wyniki podsumowano na rys. 8. Linie wskazują poszczególne pomiary, które zostały przeprowadzone od chwili

opuszczenia przez pojazd tokarki podtorowej (oznaczone jako początkowe) do następnej reprofilacji. Profile zostały, dla zwiększenia czytelności, nałożone na siebie w miejscach punktów *BPS*, lecz zużycie było widoczne także w postaci malejącej średnicy obręczy kół.

Na podstawie powyższego i zależności między wymiarami obrzeża koła (grubość i wysokość) a przebiegiem pojazdu (rys. 9), sformułowano następujące wnioski:

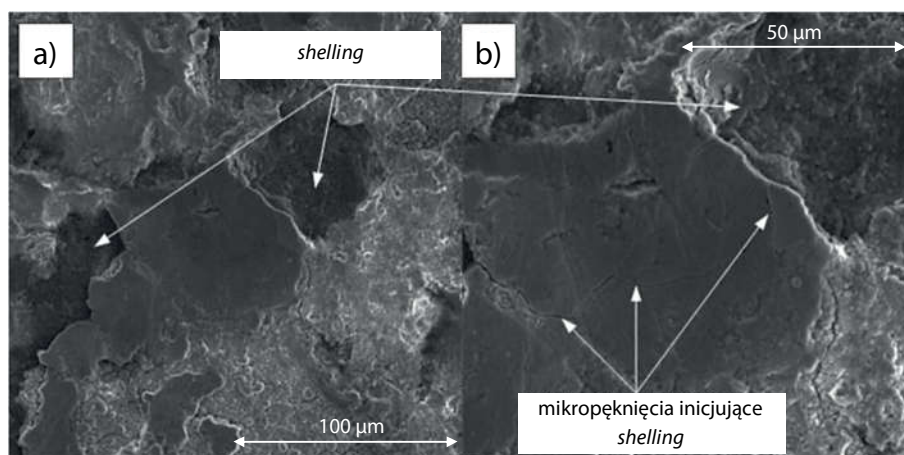
- Atakujące zestawy kołowe tramwajów niskopodłogowych zużywają się intensywniej niż tylne. Podobny efekt zaobserwowano dla całych pojazdów, gdzie koła pierwszego wózka w pojeździe zużywają się intensywniej niż koła pozostałych wózków.
- Tylne zestawy kołowe wykazywały oznaki odkształceń plastycznych w postaci zawałcowań. Obserwowano nawet przyrost grubości obrzeża względem wartości nominalnych. Zjawisko występowania zawałcowań było mało widoczne dla kół atakujących zestawów kołowych, co prawdopodobnie wynikało z większego kąta nabiegania i bieżącego ścierania odkształconego materiału o szynę.
- Największy ubytek materiału koła obserwowano w obszarze obrzeża. Spowodowany był przede wszystkim zużyciem ściernym i adhezyjnym oraz odkształceniem plastycznym. Największe siły poprzeczne generowane są podczas występowania kontaktu z szyną w okolicach obrzeża koła [25].
- Dla wszystkich kół zaobserwowano występowanie tzw. fałszywych obrzeży (por. rys. 1). Więcej na ten temat napisano w roz. 5.4.



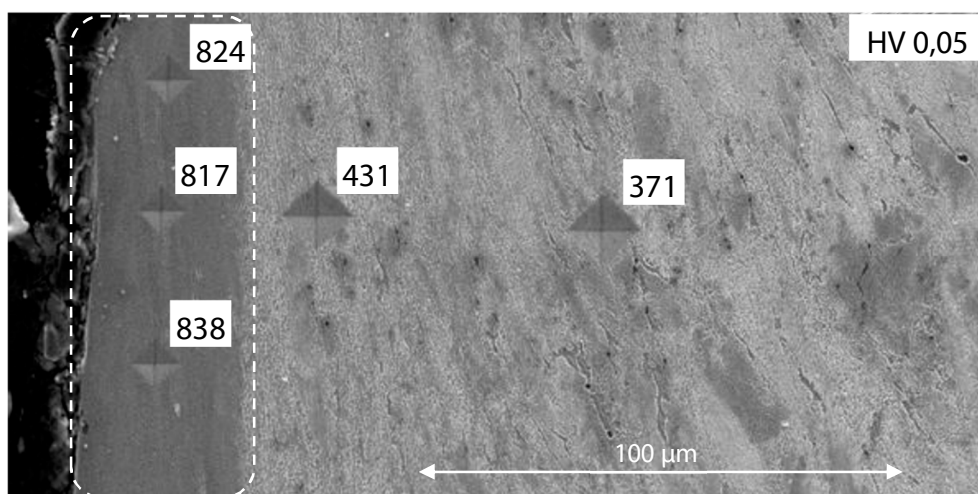
Rys. 9 Zależność grubości g i wysokości h obrzeża od przebiegu, tramwaj o klasycznych zestawach kołowych i wózku nieobrotowym [39]

Z obręczy kół pierwszego zestawu kołowego (*WS1R* i *WS1L*) tramwaju o klasycznych zestawach kołowych i wózku nieobrotowym pobrano próbki materiału (stal P70). Materiał rdzenia charakteryzował się perlityczno-ferrytyczną mikrostrukturą z przewagą perlitu. Średnia twardość wynosiła ok. 300 HV0,1. Makroskopowa analiza powierzchni badanych próbek umożliwiła rozpoznanie zużycia ściernego na skutek pełnego lub częściowego poślizgu koła po szynie. W rezultacie powierzchnia toczna obręczy koła była okresowo nagrzewana (wskutek odkształcenia plastycznego i tarcia), a następnie chłodzona (wskutek przewodnictwa cieplnego w kierunku szyny oraz pozostałych elementów koła), czego skutkiem były podpowierzchniowe mikropęknięcia przekształcające się w defekty powierzchni, zgodnie z mechanizmem zużycia typu *shelling*, który był powszechną formą uszkodzenia w badanych próbkach (rys. 10). Zauważono również wpływ obecności zanie-

czyszczeń w obszarze styku koła z szyną (produktów zużycia, tlenków, piasku itp.), wciskanych w materiał obręczy koła podczas jazdy. Większość opisanych uszkodzeń zaobserwowano na powierzchniach toczonej. Należy nadmienić, że obserwowana forma zużycia typu *shelling* była na wczesnym etapie rozwoju. Powstałe ubytki materiału były nieliczne i nie występowały na całym obwodzie obręczy. Ponadto na małych obszarach powierzchni zaobserwowano obecność tzw. białej warstwy (ang. *white etching layer*), przykład przedstawiono na rys. 11. Ze względu na warunki termiczne jej powstawania należy przyjąć, że miejscowe zwiększanie się temperatury powierzchni toczonej osiągało wartości odpowiednie dla austenitacji [42]. Występowanie białej warstwy na powierzchni kół, z powodu jej znacznej kruchości, prowadzi do powstawania pęknięć, wykruszeń lub delaminacji materiału. Mechanizm powstawania białej warstwy nadal nie jest jednoznacznie określony. Najpopularniejsze dwie hipotezy to przemiana martenzytyczna perlitu oraz przemiana fazowa mikrostruktury w nanokrystaliczny ferryt pod wpływem bardzo wysokich obciążeń mechanicznych oraz związanego z nimi efektu cieplnego. Bez względu na sposób powstawania występowanie białej warstwy na powierzchni kół, może prowadzić do powstawania poważnych uszkodzeń [6–10].

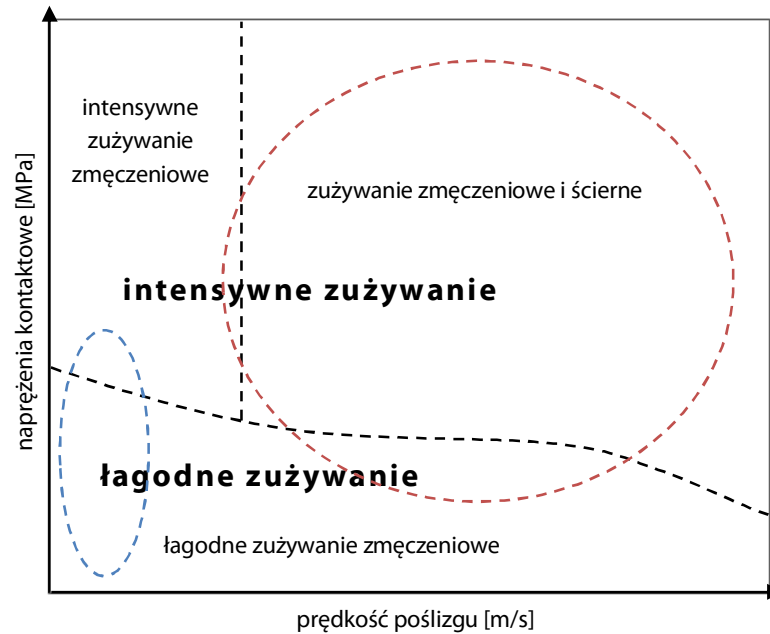


Rys. 10 Skaningowe obrazy badanych próbek powierzchni obręczy kół prezentujące: a) zjawisko typu *shelling*, b) powiększenie ilustrujące mikropęknięcia [42]



Rys. 11 Skaningowy obraz białej warstwy (oznaczono białą linią przerywaną) na powierzchni toczonej obręczy koła wraz z pomiarami mikrotwardości [42]

Zgodnie z rys. 12 wraz z rosnącymi naprężeniami kontaktowymi wzrasta prawdopodobieństwo występowania zużycia zmęczeniowego powierzchni obręczy koła. Jednakże od pewnych wartości poślizgu względnego w obszarze styku koła z szyną, do dominującego mechanizmu zużycia dołącza zużycie ściernie.



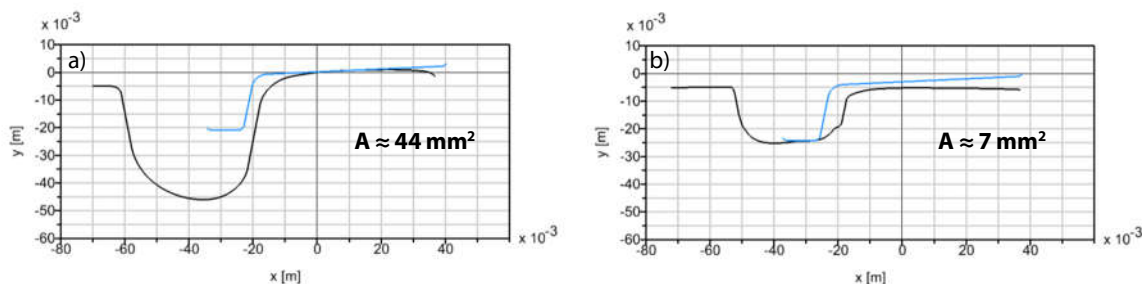
Rys. 12 Mechanizmy zużycia się kół i szyn w zależności od naprężeń w obszarze styku i prędkości poślizgu, na podstawie [44,45]



Rys. 13 Odształcenia plastyczne obręczy kół tramwajowych [43]

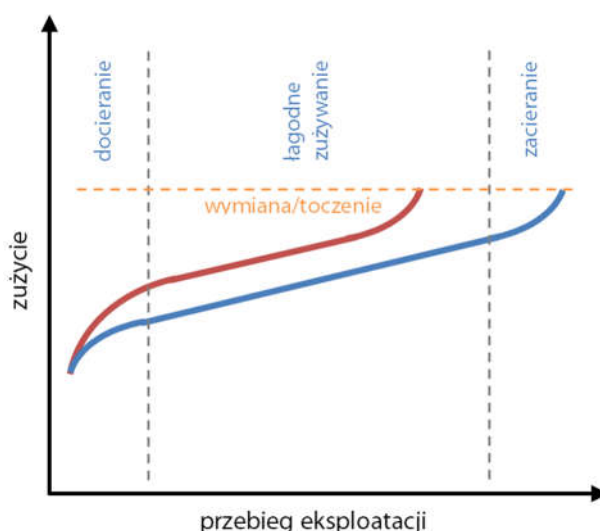
Jak wynika z wielokrotnie prowadzonych obserwacji, koła tramwajowe doznają odkształceń plastycznych podczas eksploatacji (rys. 13). Niższe, niż dla kolei, dopuszczalne naciski osi taboru wskazywałyby tendencję odwrotną, jednakże naprężenia tak wysokie aby spowodować trwałe odkształcenia plastyczne powierzchni toczonej kół i szyn powstają w wyniku zmniejszenia obszaru kontaktu. Koła tramwajowe używane w Polsce mają średnice mniejsze niż 700 mm. Na przestrzeni ostatniego ćwierćwiecza zmniejszanie średnicy koła było warunkiem utrzymania wymaganej w przetargach niskiej podłogi oferowanych tramwajów. Ponadto, tramwaje w Polsce jeżdżą po płytkorowkowych krzyżownicach, w których wierzchołek obrzeża koła prowadzi zestaw kołowy

w torze i przekazuje jego ciężar na szynę. Ze względu na znacznie mniejszy promień zaokrąglenia wierzchołka obrzeża koła (kilka mm) niż powierzchni tocznej (kilkadziesiąt-kilkaset mm), obszar styku z rowkiem krzyżownicy jest znacznie mniejszy niż podczas styku powierzchni tocznych koła i szyny (por. rys. 14).



Rys. 14 Porównanie powierzchni styku podczas jazdy: a) po prostym torze, b) po krzyżownicy; A – przybliżone pole powierzchni styku; profil koła PST, zmierzone rzeczywiste profile szyn

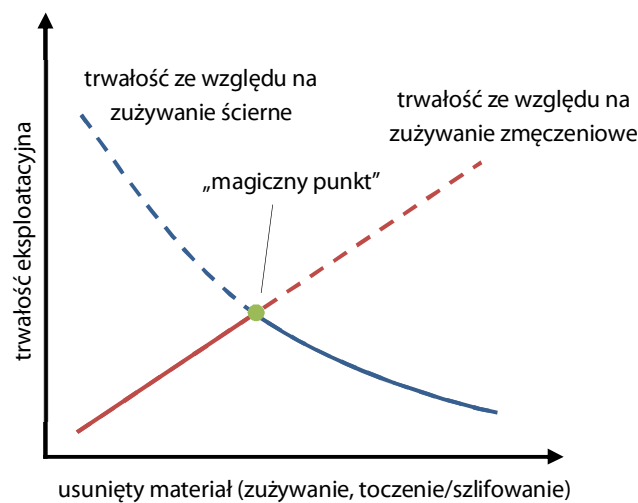
Należy dążyć do utrzymywania warunków współpracy koła i szyny w reżimie łagodnego zużycia ściernego, omijając obszary o wysokim prawdopodobieństwie występowania zużycia zmęczeniowego (rys. 12). Częstokroć jest to niemożliwe ze względu na specyficzne i niestabilne warunki jazdy tramwaju (na przykład przejazd przez łuk o bardzo małym promieniu, przejazd przez elementy rozjazdu). Stosowanie łuków poziomych o małych promieniach oraz często niezadowolający stan techniczny torowisk tramwajowych, powodujący jazdę „od obrzeża do obrzeża” przypominającą wężykowanie, indukuje większy udział poślizgu między kołem a szyną niż w eksploatacji pojazdów kolejowych. Dodatkowo, może to powodować lokalne, gwałtowne wzrosty temperatury powierzchni współpracujących kół i szyn, co może wpływać na powiększanie się obszaru reżimu intensywnego zużycia poza pole widoczne na rys. 12 [46].



Rys. 15 Intensywność zużycia w funkcji postępującej eksploatacji, na podstawie [47]

Częsta wymiana lub naprawa kół z powodu przyspieszonego zużycia, zwiększa koszty eksploatacji taboru tramwajowego. Oczywiście jest, że walka z przyczynami, a nie ze skutkami przynosi długofalowo większe korzyści, ponieważ eliminacja przyczyny problemu wyklucza powstawanie

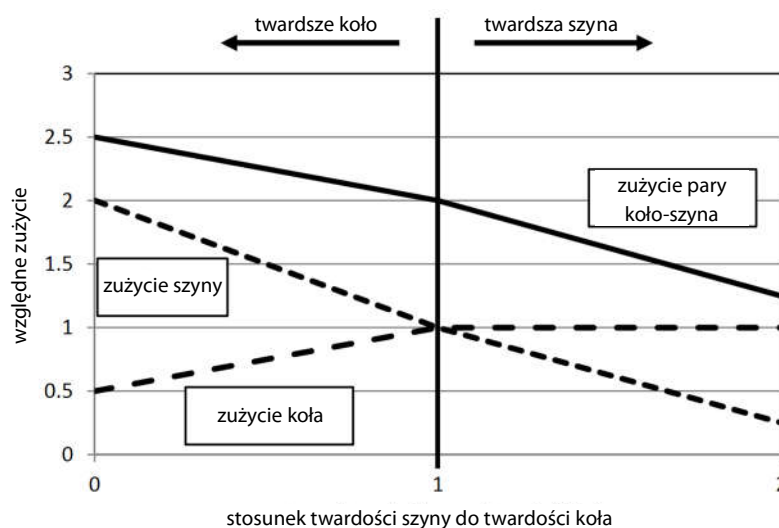
kolejnych skutków jemu przyporządkowanych. Przykładem może być odpowiednie dopasowanie profilu koła do profilu szyny przy wzajemnym uwzględnieniu geometrii oraz warunków eksploatacji, co ma duży wpływ na bezpieczeństwo przed wykolejeniem oraz zużywanie się kół i szyn podczas eksploatacji. W przypadku ich niewłaściwego dopasowania, podczas eksploatacji następuje wzmożony lub przedłużony proces docierania profilu koła do szyny, przez co szybko zwiększa się zużycie kół i szyn [1,47,48]. Krzywa czerwona na rys. 15 prezentuje niewłaściwe dopasowanie pary ciernej, niebieska – właściwe. Fazy eksploatacji zostały opisane w odniesieniu do niebieskiej krzywej. Zużywanie ścierne elementów maszyn stanowi jeden z podstawowych składowych kosztów ich eksploatacji, stąd dążenie do jego eliminacji jest w pełni uzasadnione. Literatura wskazuje jednak, że hipotetyczne, całkowite zniesienie zużywania ściernego kół i szyn byłoby niekorzystne ze względu na istnienie innych mechanizmów ich uszkodzenia, a przede wszystkim różnych postaci zużywania zmęczeniowego, które można kontrolować i w znaczący sposób ograniczać ich występowanie za pomocą zużywania ściernego o odpowiedniej intensywności i lokalizacji. W literaturze można znaleźć pojęcie tzw. „magicznego punktu”, w którym przecinają się krzywe: trwałości eksploatacyjnych ze względu na zużywanie ścierne i ze względu na zużywanie zmęczeniowe. Gdy powierzchnie współpracujące są utrzymywane w „magicznym punkcie”, dla którego zużywanie ścierne jest niewielkie, lecz na tyle intensywne, aby było w stanie usuwać mikropęknięcia powierzchni inicjujące poważniejsze uszkodzenia (na przykład pęknięcia na wskroś lub wykruszenia) [49–52]. Często w tym celu, lub także dla odnowienia profili kół lub szyn i przywrócenia pożądanej stożkowatości ekwiwalentnej stosuje się reprofilację obręczy kół (tzw. toczenie oszczędne, ang. *economic tyre turning*) lub szlifowanie prewencyjne szyn [50,53,54].



Rys. 16 Zależność pomiędzy trwałością eksploatacyjną a zużyciem ściernym i zmęczeniowym, na podstawie [49]

Na zużycie kół i szyn, oprócz dopasowania geometrycznego, ma wpływ również dopasowanie materiałowe, między innymi twardość współpracujących ze sobą elementów. Szyny stosowane w torowiskach miejskich, zarówno kolejowe jak i rowkowe, są wykonywane z materiałów o niższych własnościach wytrzymałościowych, niż obręcze kół. Szyny kolejowe wykonuje się ze stali manganowej o twardości 200÷390 HBW (w zależności od typu stali, norma podaje ich 7 [55]). Szyny rowkowe powinny być wykonane ze stali manganowej o twardości z zakresu 200÷390 HBW (w zależności od typu stali, norma podaje ich 6 [56]). Natomiast ulepszoną cieplnie stal manganową P70

wykorzystywaną do produkcji obręczy kół tramwajowych cechuje twardość z zakresu 300÷362 HB [5]. Jak podaje literatura, tempo zużywania się kół i szyn może być różne w zależności od stosunku początkowej twardości szyny i koła. Różne są także tendencje zmian intensywności zużywania w odniesieniu do zmian twardości poszczególnych komponentów pary, co zaprezentowano na rys. 17 [57,58].



Rys. 17 Względne zużycie pary koło-szyna w zależności od ich twardości, na podstawie badań na stanowisku rolkowym [59]

Z powyższego wynika, że w celu obniżenia sumarycznego zużycia pary koło-szyna należy stosować szyny twardsze od kół. Wzrost twardości szyn powoduje obniżenie tempa ich zużywania, natomiast nie ma on negatywnego wpływu na koła. Przeprowadzone w ramach projektu MODTRAM badania na próbkach pobranych ze zużytych obręczy kół i fragmentów szyn tramwajowych świadczą o odwrotnym postępowaniu w eksploatacji systemów tramwajowych w Polsce, gdzie na przykład w Poznaniu użytkuje się obręcze twardsze od szyn o ponad 20%. Należy również pamiętać, że w procesie eksploatacji powierzchnie kół i szyn ulegają wzmocnieniu poprzez zgniot, przez co ich twardość wzrasta nawet o 70% względem twardości materiału rdzenia [41,42].

2.4 Bezpieczeństwo przed wykojeniem

Jakość współpracy koła i szyny wpływa w fundamentalny sposób na prawdopodobieństwo wykojenia niezwiązanego z kolizją z innymi pojazdami bądź infrastrukturą. W [25] podano następujące przyczyny wykojeń związane z niepoprawną współpracą pary koła z szyną: niewłaściwa szerokość toru, nadmierne nierówności toru, wężykowanie pojazdu, zużycie profili kół i szyn oraz przewrócenie się szyny. Wskazano, że wiele z przypadków wykojeń stanowi skutek nie tylko niepoprawnie zaprojektowanych i dobranych elementów układu biegowego, ale również skumulowanego efektu niewłaściwej eksploatacji i utrzymania. W szacowaniu prawdopodobieństwa wykojenia związanego ze wspinaniem się koła na szynę pomocne są współczynniki bezpieczeństwa przed wykojeniem, z których najpowszechniejszym jest kryterium Nadala, które wykorzystywane jest podczas badań z dopuszczaniem pojazdów kolejowych do ruchu i informuje o warunkach koniecznych do wystąpienia wspinania się koła na szynę [30,60]. Kryterium oblicza się ze

wzoru (3), w którym μ oznacza współczynnik tarcia między kołem a szyną, a δ wartość kąta pochylenia obrzeża.

$$\frac{Y}{Q} < \frac{tg\delta - \mu}{1 + \mu tg\delta} \quad (3)$$

Przekroczenie przez iloraz siły poprzecznej Y i siły pionowej Q wartości kryterium Nadala oznacza prawdopodobne wykolejenie. Metoda ta nie uwzględnia kąta nabiegania koła na szynę. Inne współczynniki, będące rozwinięciem kryterium Nadala albo stanowiące całkowicie nowe podejście do zagadnienia, zaproponowano wskutek innych badań na przykład w [61–65].

2.5 Modelowanie styku koła z szyną

2.5.1 Istota i wyzwania modelowania kontaktu koło-szyna

Istotę modelowania kontaktu między kołem a szyną można przedstawić jako szacowanie kształtu i rozmiaru powierzchni styku, rozkładów sił, nacisku i naprężeń (ściskających oraz ścinających) dla znanych stanów deformacji lub obciążeń. Jest to na tyle skomplikowane zagadnienie, że od ponad 150 lat trwają próby jego opisanego za pomocą aparatu matematycznego, lecz nadal nie uzyskano odpowiedzi na wszystkie pytania lub uzyskane odpowiedzi są nie dość dokładne bądź zbyt kosztowne obliczeniowo (długi czas uzyskania wyniku). Z punktu widzenia symulacji dynamiki układów wielomasowych (*MBS*), oprócz dokładności odwzorowania, niezwykle ważna jest szybkość obliczeń. Należy przyjąć kompromis pomiędzy tymi dwoma parametrami, bowiem przyspieszenie obliczeń wiąże się z przyjęciem pewnych uproszczeń, co może skutkować zwiększeniem błędu obliczeniowego. Obecne badania skupiają się między innymi na tym, aby ten błąd minimalizować, nie powodując jednocześnie wydłużenia czasu obliczeniowego. Dodatkowa trudność w opracowywaniu tego typu modeli polega na tym, że powierzchnia styku, siły w obszarze styku oraz odkształcenia współpracujących brył są wzajemnie sprzężone. Zagadnienie to jest zatem nierozwiązywalne analitycznie. Problemów podczas obliczania sił kontaktowych przysparzają także przeskok styku między lokalizacjami, w związku z czym niektóre modele mogą dostarczać mniej dokładne wyniki [25]. Jest to spostrzeżenie szczególnie istotne wobec intensywnie zmiennych warunków kontaktu kół tramwajowych z szynami, w związku z małymi promieniami łuków i gorszym stanem technicznym infrastruktury niż na kolei. Kontakt koła z szyną to w rzeczywistości najczęściej oddziaływanie większej liczby elementów. Pomędzy współpracującymi powierzchniami często znajdują się zanieczyszczenia lub intencjonalnie wprowadzone dodatki modyfikujące tarcie, które także, w razie potrzeby, powinny zostać uwzględnione w modelowaniu dla dokładniejszego odwzorowania rzeczywistej eksploatacji. Dla usystematyzowania zagadnienia w środowisku naukowym przyjęto podział procesu modelowania kontaktu koła z szyną na dwa aspekty:

- zagadnienie normalne,
- zagadnienie styczne.

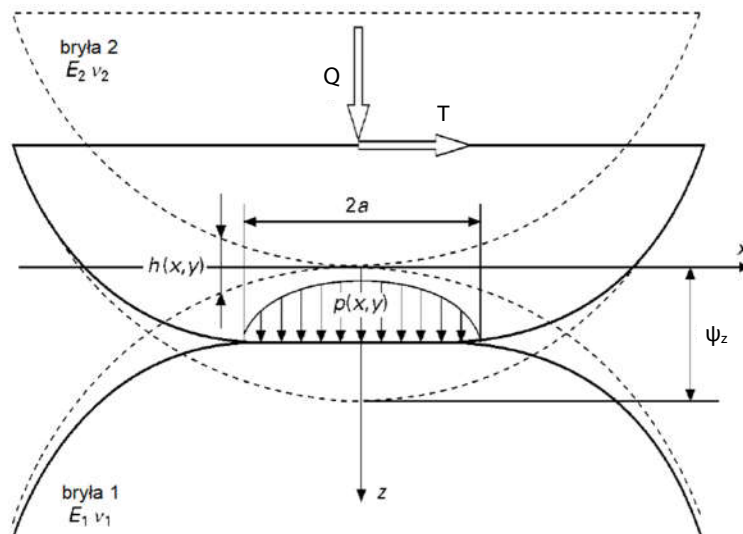
Istnieją również podziały bardziej szczegółowe [66], lecz powyższy jest najczęściej spotykany i wystarczający na potrzeby tej pracy. W ramach pierwszego z zagadnień definiuje się siły działające w obszarze styku koła z szyną niezwiązane z tarciem, a także kształt i rozmiary obszarów kontaktu (może być ich kilka) oraz odpowiadające im rozkłady naprężeń kontaktowych. Natomiast zagadnienie styczne to kalkulacja sił stycznych wygenerowanych przez występowanie tarcia w obszarze

styku [66]. Dla zwiększenia dokładności odwzorowania warunków rzeczywistego styku koła z szyną modele powinny uwzględniać powiązanie między zagadnieniem normalnym, a stycznym, gdyż wpływają one wzajemnie na siebie. Rezygnuje się z tego w uproszczonych teoriach kontaktu, w których wyższym priorytetem jest szybkość obliczeń.

2.5.2 Zagadnienie normalne

Najpowszechniejszym sposobem rozwiązania zagadnienia normalnego jest zastosowanie teorii kontaktu opracowanej w 1882 roku przez Heinricha Hertza, wedle której konieczne jest przyjęcie następujących założeń [11,67,68]:

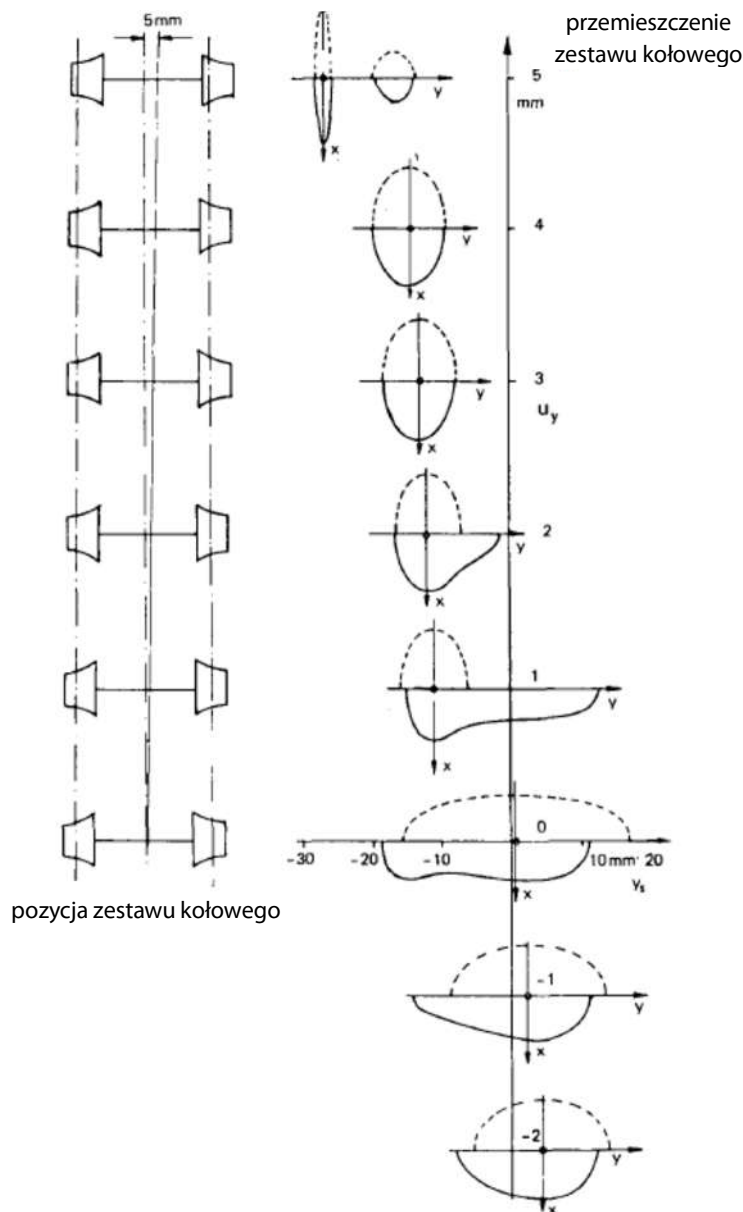
- Materiały współpracujących brył są elastyczne, izotropowe i jednorodne, a ich naprężenia wewnątrz niewielkie.
- Przyjmując, że powierzchnia kontaktu jest dużo mniejsza w porównaniu do gabarytów współpracujących brył, odkształcają się one jak nieskończone półprzestrzenie (rys. 18). Konsekwencją tego założenia jest ograniczenie do modelowania kontaktu niekonformnego. Podczas jazdy w łukach o małym promieniu, gdy obrzeże koła styka się z konforemnym kształtem krawędzi tocznej szyny, mogą pojawić się znaczne błędy obliczeniowe.
- Krzywizny wewnątrz obszaru styku są stałe (w rzeczywistości nie są, szczególnie w okolicach obrzeża koła lub dla zużytych profili kół i szyn).
- Pomiędzy kontaktującymi się powierzchniami nie ma tarcia (są idealnie gładkie).



Rys. 18 Schemat kontaktu między współpracującymi bryłami, oznaczenia: E – moduł Younga, ν – liczba Poissona, Q – siła normalna, T – siła styczna, $2a$ – szerokość elipsy kontaktu, $h(x,y)$ – płaszczyzna styku nieodkształconych brył, $p(x,y)$ – rozkład naprężeń normalnych, ψ_z – przemieszczenie pionowe płaszczyzny styku brył w wyniku odkształcenia; na podstawie [11]

Wynikiem kontaktu o powyższych założeniach będzie płaski obszar o kształcie elipsy, a rozkład naprężeń w obszarze styku przyjmie kształt połowy elipsoidy. Model Hertza został szeroko przyjęty w modelowaniu kontaktu, między innymi w teoriach styku koła z szyną. Należy jednak mieć na uwadze ograniczenia wynikające z przyjętych przez Hertza założeń. Gdy obszar kontaktu zbliża się

do obrzeża koła, przybliżenie go kształtem elipsy powoduje coraz większy błąd, gdyż rzeczywisty kształt styku zaczyna od niego coraz bardziej odbiegać (rys. 19). Krzywizny stykających się powierzchni według teorii Hertza powinny być stałe, lecz zarysy kół i szyn mają zmienne promienie zaokrągleń w funkcji przemieszczenia poprzecznego. Szczególnym przypadkiem jest analiza styku powierzchni zużytych lub optymalizowanych komputerowo za pomocą przedstawienia splajnami, których krzywizny nie przyjmują stałych wartości. Ponadto, teoria Hertza zakłada idealnie gładkie powierzchnie stykających się brył, co skutkuje pominięciem wpływu tarcia. Uwzględnienie efektu tarcia jest istotne, gdy rozważany jest kontakt brył o różnych właściwościach materiałowych, które spowodują różne odkształcenia w płaszczyźnie kontaktu, spowodowane poślizgiem fragmentów kontaktujących się powierzchni. Pominięcie tarcia spowoduje, że efekt ten będzie przeszacowany, gdyż tarcie mogłoby go zredukować w pewnym stopniu lub nawet zniwelować całkowicie [69].



Rys. 19 Porównanie kształtu styku koła z szyną obliczonego dla różnych przemieszczeń poprzecznych zestawu kołowego na szynie wykorzystując teorię Hertza (linia przerywana) i teorię kontaktu nieeliptycznego (linia ciągła), na podstawie [70]

Szukając dokładniejszego odwzorowania styku koła z szyną w ramach zagadnienia normalnego, rozpoczęto badania z modelami, w których rezygnowano z poszczególnych założeń teorii Hertza, czego efektem najczęściej jest obszar kontaktu o nieeliptycznym kształcie. Jako jeden z pierwszych zagadnieniem zajął się Singh, dzieląc obszar kontaktu na mniejsze, prostokątne elementy [71]. Nieco inne podejście zaproponował Reusner, który podzielił obszary styku na pasy prostopadłe do osi obrotu stykających się brył [72]. Metodę tą rozwijali Knothe i Le The, celem obniżenia wymaganego czasu obliczeniowego [73]. W jednym z najnowszych artykułów opisujących przegląd modeli kontaktu koło-szyna [14] podano następujący podział modeli nieeliptycznych:

- modele oparte na teorii Kalkera,
- przybliżenie wielokrotną elipsą Hertza,
- przybliżony model oparty na wirtualnym przenikaniu się brył.

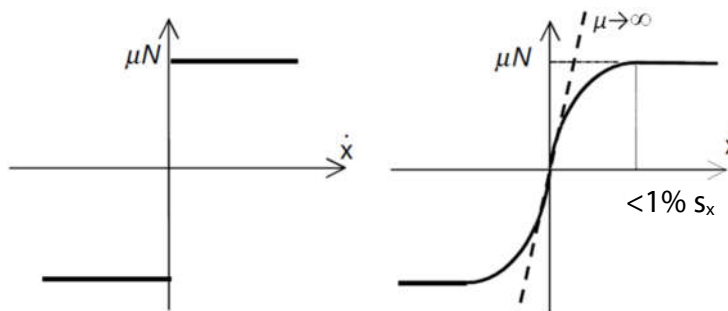
Pierwsza kategoria to modele wykorzystujące rozszerzoną, trójwymiarową teorię kontaktu, najdokładniejsze, lecz cechujące się długim czasem obliczeń. Koło i szyna zostały przedstawione jako elastyczne półprzestrzenie o założonych krzywiznach powierzchni znacznie większych niż rozmiary obszaru styku, co oznacza, że rozwiązanie to nie sprawdzi się podczas obliczeń kontaktu konforemego. Jednakże model ten jest nadal rozwijany i obecnie jest już w stanie w zadowalający sposób przybliżyć rozkład nacisku w kontakcie konforemym [74].

Przybliżenie wielokrotną elipsą Hertza polega na odwzorowaniu nieeliptycznego kontaktu serią elips ekwiwalentnych, które są wstępnie przeliczane przed właściwym cyklem obliczeń. Metoda ta oferuje dużą szybkość obliczeń, lecz wyniki dystrybucji naprężeń w obszarze styku nie są dostatecznie dokładne by na ich podstawie wykonać na przykład predykcję zużycia. Niemożliwe jest symulowanie kontaktu w warunkach zmiennej geometrii stykających się brył (przejazd przez rozjazd, zmiana geometrii szyny związana ze zużyciem itp.) [14,66].

Trzecim modelem jest przybliżenie bazujące na wirtualnym przenikaniu się brył, w którym przyjmuje się, że bryły wzajemnie przenikają się (odkształcenia są pomijane) na określonej głębokości. Powstały w ten sposób kształt jest wystarczająco bliski rzeczywistej powierzchni kontaktu, aby uznać go za prawidłowy. Więcej na ten temat można znaleźć w [13,75].

2.5.3 Problem tarcia

Między kołem a szyną występuje tarcie, którego współczynnik jest zmienny i zależy nie tylko od chropowatości współpracujących powierzchni, prędkości toczenia, ale także od obecności zanieczyszczeń w obszarze styku (woda, piasek, liście, produkty zużycia itp.) lub modyfikatora tarcia.

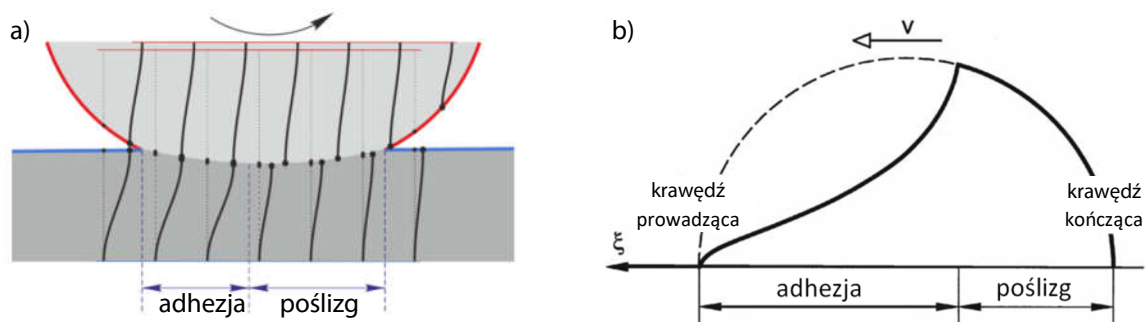


Rys. 20 Modele tarcia: a) brył sztywnych, b) brył elastycznych, N – nacisk koła na szynę, \dot{x} – prędkość jazdy, na podstawie [25]

Współczynnik tarcia powinien być zróżnicowany w zależności od lokalizacji obszaru styku na kole i szynie. Pomiędzy obrzeżem koła a krawędzią toczną szyny współczynnik tarcia powinien przyjmować niższe wartości ($\mu < 0,1$) w celu przeciwdziałania wspinaniu się koła na szynę i piszczeniu w łukach, natomiast wyższe pomiędzy powierzchniami tocznymi ($0,25 < \mu < 0,40$) dla zachowania wymaganej zdolności trakcyjnej i hamowania [25,76]. Tarcie powoduje wiele negatywnych skutków, jak na przykład zużycie cierne kół i szyn, zużycie zmęczeniowe (rolling contact fatigue – RCF) oraz emisja hałasu (na przykład hałas toczenia, piszczenie w łukach). Jednakże bez tarcia nie byłoby możliwości powstania najpowszechniejszej z odmian kolei – adhezyjnej. Zjawisko tarcia między bryłami sztywnymi opisał Coulomb, który określił dwie możliwości: całkowity poślizg współpracujących powierzchni, albo całkowita adhezja (rys. 20a). Natomiast na potrzeby badania kontaktu tocznego należy wziąć pod uwagę także ich elastyczność powodującą obecność stanów pośrednich, czyli jednocześnie: częściowej przyczepności oraz częściowego poślizgu (rys. 20b).

2.5.4 Toczenie czy poślizg? – zagadnienie styczne

Rozważając rodzaj ruchu koła po szynie pierwszym skojarzeniem jest toczenie. Jednakże, w praktyce pomiędzy kołem a szyną nie istnieje czyste toczenie. Już w latach 20. XX wieku Carter podejrzewał, że prędkość ruchu pojazdu szynowego nie jest równa prędkości obrotowej koła w miejscu styku z szyną [77]. Swoje obawy potwierdził wykonując eksperymenty na parowozach i stanowiskach rolkowych. Równolegle nad tym samym zagadnieniem pracował Fromm opracowując podobne wnioski. W tym czasie powstało pojęcie mikroślizgu (ang. *micro-slip*) [13,66,67]. Zjawisko mikroślizgów znacznie skomplikowało rozumienie i modelowanie kontaktu, lecz nie sposób go pominąć bez znacznego fałszowania rzeczywistego obrazu współpracy. W obszarze styku toczących się po sobie brył występuje zawsze albo całkowity poślizg (na przykład zablokowane koło podczas hamowania) albo jednoczesny poślizg i adhezja o różnym udziale (rys. 21b). Należy odróżnić poślizg od mikroślizgu, gdyż ten pierwszy realizowany jest w ramach tarcia zewnętrznego między współpracującymi powierzchniami, drugi natomiast ze względu na odkształcenia materiału toczących się po sobie brył i występuje także w obszarze adhezji. Zjawisko to prezentuje rys. 21a w postaci zakrzywionych linii w obszarze adhezji.

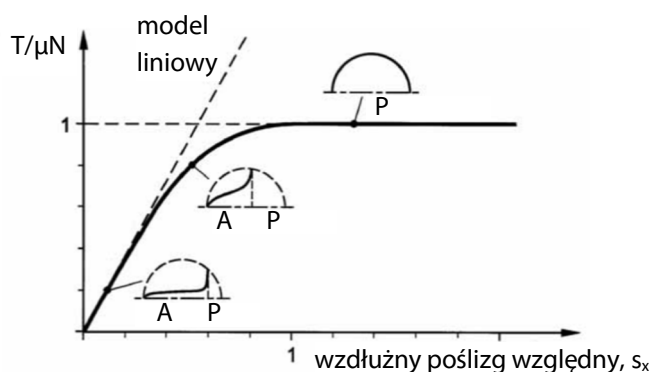


Rys. 21 Udział adhezji i poślizgu w obszarze styku między kołem a szyną, v – prędkość toczenia, ξ – mikroślizg wzdłużny, na podstawie [13,67]

Ewolucja obszarów adhezji i poślizgu w obszarze styku koła z szyną została przedstawiona na rys. 22 (na przykładzie kierunku wzdłużnego). Adhezja została oznaczona literą A , a poślizg – literą P . Oś pionowa przedstawia saturację styku, jako stosunek chwilowej siły tarcia T do maksymalnej siły tarcia wynikającej z iloczynu nacisku N oraz współczynnika tarcia μ , zgodnej z modelem Cou-

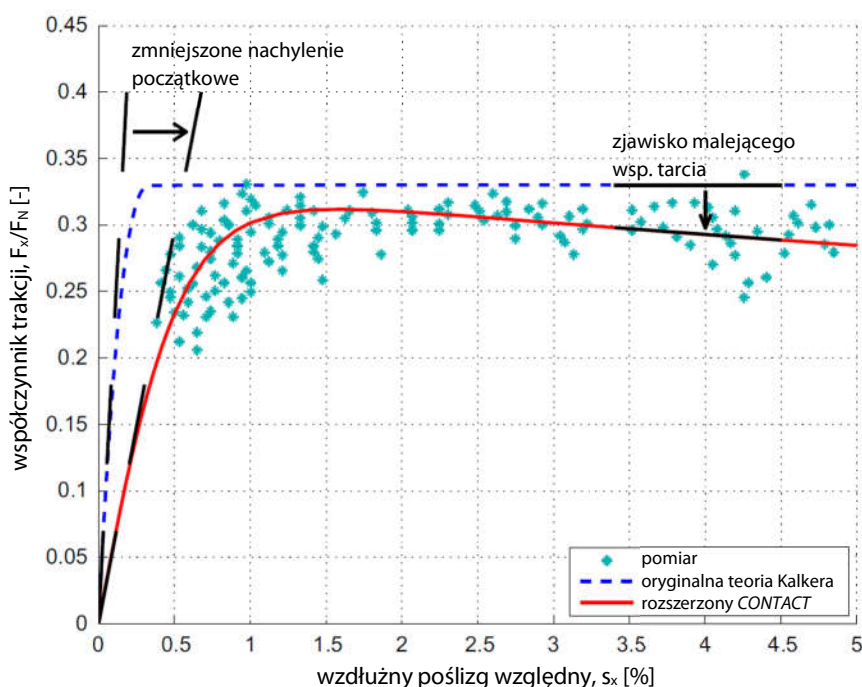
lomba. Gdy poślizg względny osiągnie wartość równą 1 wówczas pomiędzy współpracującymi powierzchniami będzie występował wyłącznie poślizg.

Istnienie mikropoślizgów między kołem a szyną implikuje powstawanie związanych z nimi sił stycznych F_x , F_y i momentu spinu Θ (ang. *creep forces*, *creep torque*). Siły te i moment są również zależne od geometrii kontaktu koła z szyną, ich materiałów, nacisków oraz czynników modyfikujących współczynnik tarcia (na przykład obecności wody lub liści w obszarze styku) [12]. Siły styczne są obliczane poprzez całkowanie naprężeń ścinających w obszarze kontaktu.



Rys. 22 Ewolucja obszarów adhezji i poślizgu w obszarze styku koła z szyną, na podstawie [67]

Późniejsze badania eksperymentalne wykazały, że po przekroczeniu wartości jedności dla poślizgu względnego (stan całkowitego poślizgu) wartość współczynnika tarcia zaczyna maleć (rys. 23). Obecnie tłumaczy się to zjawisko wzrostem temperatury w obszarze styku generowanym wskutek tarcia współpracujących powierzchni. Więcej informacji na ten temat można znaleźć w [78]. Wiele teorii kontaktu zostało zmodyfikowanych z uwzględnieniem tego zjawiska, na przykład CONTACT rozwijany przez Vollebregta [79], model Polacha [80] oraz FASTSIM [81].



Rys. 23 Zjawisko malejącego tarcia, na podstawie [79]

Osobnym zagadnieniem jest obecność zanieczyszczeń w obszarze kontaktu koła z szyną. Mogą być nimi: woda, smary, celowo zastosowane modyfikatory tarcia, liście, śnieg, piasek, warstwy tlenków metalu czy produkty zużycia. Wszystkie one mogą powodować zmianę warunków tarcia oraz uszkodzenia powierzchni współpracujących elementów. Więcej na ten temat napisano w [82,83].

2.5.5 Opis wybranych modeli kontaktu koła z szyną

Pierwszy z nich, o nazwie *CONTACT*, jest metodą dotychczas najbardziej rozwiniętą i dokładną, co skutkuje dużym zapotrzebowaniem na moc obliczeniową. Nowe modele kontaktu, podczas weryfikacji, są porównywane do wyników uzyskanych z algorytmu *CONTACT*. Do kalkulacji zagadnienia normalnego został wykorzystany model nieeliptycznego kontaktu opracowany przez Kalke-
ra na podstawie jego rozszerzonej teorii trójwymiarowego kontaktu z 1979 roku, która bazuje na regule o maksymalnej energii dopełniającej dla ciał sprężystych, i która uwzględnia wszystkie rodzaje możliwych kombinacji mikropoślizgów [84]. Mimo tego, że jest to najbardziej zaawansowana metoda, nadal posiada pewne ograniczenia, wynikające z przyjętych założeń [13]:

- Homogeniczność i liniowe zachowanie materiałów stykających się brył.
- Kontaktujące się bryły są przybliżane półprzestzeniami, co początkowo uniemożliwiało stosowanie tej metody dla wiarygodnych wyników kontaktu konforemnego, lecz w ostatnich latach zostały poczynione prace rozszerzające algorytm, dzięki którym możliwa jest także analiza takich przypadków [74,85].
- Tarcie wyrażone prawem Coulomba.

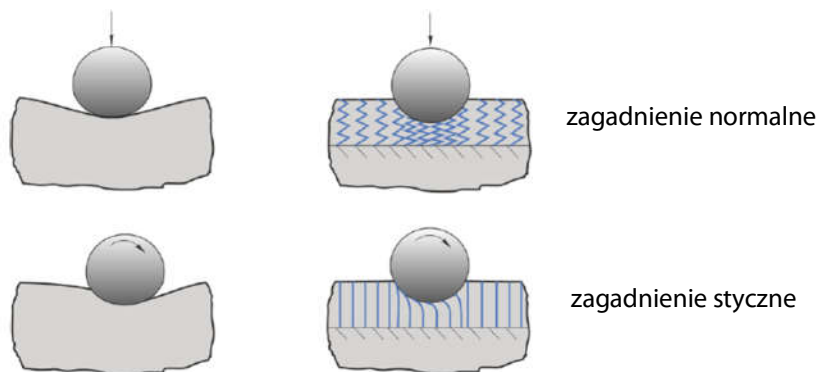
Dla przypadku quasi-identycznych materiałów współpracujących brył algorytm *CONTACT* dzieli się na dwa algorytmy składowe: *NORM* oraz *TANG*. Problem kontaktu podzielony jest na zagadnienie normalne i styczne, które traktowane są rozłącznie. Gdy jednak do rozwiązania jest przypadek zawierający bryły nie spełniające warunku quasi-identyczności materiałów, algorytm traktuje całe zagadnienie jako łączne i wówczas korzysta ze zbioru instrukcji innego algorytmu podrzędnego, który jest oparty na procesie iteracyjnym (nazwanym od jego autora Panagiotopoulos), powtarzanym aż do osiągnięcia zbieżności w ramach określonego błędu [13,14,66,84].

Największą wadą algorytmu *CONTACT* jest długi czas obliczeń, co sprawiło, że metoda ta nie jest szeroko wykorzystywana w analizach *MBS*. Problem ten był głównym motywatorem do opracowania uproszczonej teorii kontaktu, której implementacją jest algorytm *FASTSIM*.

Zaletą metody uproszczonej *FASTSIM* jest duża szybkość obliczeń, co sprawiło, że jest szeroko wykorzystywana w symulacjach układów wielomasowych (*MBS*). Należy jednak pamiętać, że wiąże się ona z błędem estymacji sił stycznych do 15% i to wyłącznie pod warunkiem zachowania założenia o eliptycznym kształcie obszaru kontaktu [84]. Jest to model w zupełności wystarczający do większości typowych symulacji pojazdów kolejowych. Problemy z dokładnością oszacowania rozkładu naprężeń w obszarze styku pojawiają się podczas wystąpienia kontaktu konforemnego, który jest typowy dla styku zużytych kół i szyn oraz dla jazdy w łukach o małych promieniach (eksploatacja tramwajów).

W algorytmie *FASTSIM* eliptyczny styk podzielono na pasy równoległe do kierunku toczenia się koła po szynie, o zdefiniowanej szerokości. Każdy z nich jest dodatkowo podzielony na odcinki o określonej długości. W ten sposób na obszar styku naniesiona jest siatka dzieląca go na czworokąty. Dla każdego z nich obliczane są naprężenia styczne w kierunku wzdłużnym i poprzecznym, a następnie są całkowane po ich obszarach. Otrzymane siły są sumowane, aby otrzymać całkowite

siły styczne występujące w obszarze kontaktu. Każdy z czworokątów może zachowywać się niezależnie od swoich sąsiadów, co jest uzasadnione przyjęciem założenia upraszczającego opartego na podejściu Winklera. Zgodnie z nim elastyczność kontaktujących się brył jest zastąpiona elastycznym podłożem (przypominającym materac sprężynowy) dla zagadnienia normalnego, natomiast dla stycznego – szczotką (rys. 24) [13,14].



Rys. 24 Uproszczenie według Winklera [13]

W związku z szerokim wykorzystaniem algorytmu *FASTSIM* w oprogramowaniu *MBS*, każda zmiana poprawiająca jego działanie czy zwiększająca dokładność jest wysoce pożądana. W 2011 roku zaproponowano rozwiniętą wersję modelu, tzw. *FASTSIM2* [86] o zwiększonej dokładności obliczeń. Pozwoliło to na 16-tokrotne zmniejszenie liczby elementów dyskretyzacji obszaru styku, co zaowocowało dalszą redukcją czasu kalkulacji. Inne udoskonalenie modelu zaproponowali Spiryagin i in. [81], które polegało na wprowadzeniu zmiennej podatności styku poprzez zastąpienie stałego współczynnika redukcyjnego Kalkera jego zmiennym odpowiednikiem zależnym od zmiennego dla różnych wartości prędkości poślizgu współczynnika tarcia (związany z rosnącym globalnym poślizgiem względnym). Ta modyfikacja umożliwiła uzyskanie zadowalającej zgodności wyników z pomiarami sił stycznych w warunkach znacznego poślizgu względnego wzdłużnego przy niskich wartościach współczynnika tarcia dla pojazdów trakcyjnych. Istnieje jeszcze wiele innych prób udoskonalenia algorytmu *FASTSIM* i, w związku z potrzebą modelowania coraz to bardziej skomplikowanych zjawisk w obszarze styku koła i szyny, z pewnością nadal będą one podejmowane, z korzyścią dla użytkowników oprogramowania *MBS*.

2.6 Analiza stanu obecnego literatury

2.6.1 Kształtowanie profilu koła tramwajowego

Zagadnienie kształtowania nowych profili kół pojazdów szynowych jest przedmiotem ożywionej dyskusji na międzynarodowych konferencjach branżowych oraz w literaturze. Zdecydowaną większość prac zrealizowano jednak w odniesieniu do pojazdów kolejowych [87–101]. Wykorzystane metody optymalizacji z powodzeniem mogłyby znaleźć zastosowanie również w kształtowaniu profilu koła tramwajowego, jednakże warunki współpracy z szyną oraz parametry toru i pojazdu znacznie odbiegają od obecnych w transporcie kolejowym, co wywiera znaczny wpływ na oczekiwane wyniki, powodując konieczność modyfikacji założeń projektowych.

W literaturze można znaleźć nieliczne przykłady prób optymalizacji profili kół lekkich pojazdów szynowych (tramwaje stanowią tylko jeden z ich rodzajów) z wykorzystaniem narzędzi kompute-

rowych. Novales i in. [102] wykorzystali algorytm genetyczny do opracowania profilu koła dla pojazdu tramwajowo-kolejowego, a więc wykonującego przewozy po torach tramwajowych i kolejowych. Opisane w roz. 2.2 różnice pomiędzy obydwoma systemami dają ogólny wgląd na złożoność przypadku optymalizacji tego profilu koła. Jako składniki funkcji celu przyjęte zostały trzy parametry: kryterium bezpieczeństwa przed wykolejeniem (oparte na współczynniku Y/Q), kryterium współczynnika intensywności zużywania I_w (na podstawie dyssypacji energii) oraz kryterium naprężeń kontaktowych w obszarze styku koła z szyną. Każdy profil wygenerowany przez algorytm był oceniany w trzech kategoriach uwzględniających system eksploatacji: tramwajowy, kolejowy i mieszany (docelowy *tram-train*), łącznie 9 parametrów dla jednego koła. Symulacyjna weryfikacja zoptymalizowanego profilu wykazała poprawę większości kryteriów optymalizacyjnych, nie przeprowadzono jednak walidacji profilu w warunkach rzeczywistej eksploatacji. Należy podkreślić, że najmniejszy promień łuku, dla którego weryfikowano nowy profil koła wynosił 128 m, czyli znacznie większy od najmniejszych promieni łuku spotykanych w systemach tramwajowych w Polsce.

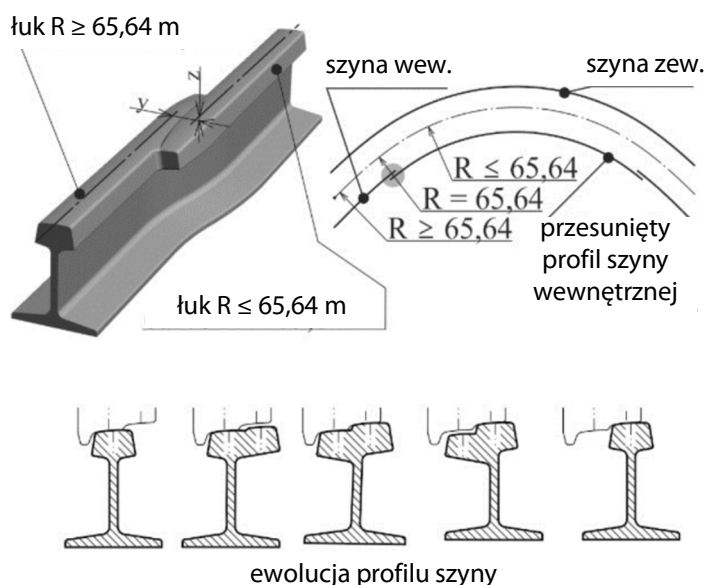
Crosbee i Allen [103] opracowali nowy profil koła dla pojazdu typu *tram-train*, który był przeznaczony do poruszania się po infrastrukturze kolejowej Network Rail oraz tramwajowej Sheffield Supertram. Od innych prac cytowanych w niniejszej rozprawie doktorskiej odróżnia ją to, że nowy profil był projektowany wyłącznie w celu zapewnienia kompatybilności z dwoma różnymi systemami transportu szynowego, a nie poprawy własności biegowych pojazdu. Za cel postawiono nieprzekraczanie przez nowy profil obecnie osiąganych charakterystyk (naprężenia kontaktowe, bezpieczeństwo przed wykolejeniem, intensywność zużywania, podatność na generowanie *RCF*) dla każdego z systemów (przy wykorzystaniu dedykowanych profili koła).

W [104] zaproponowano metodę projektowania profilu koła ukierunkowanego na zadany profil szyny oraz funkcję zależności kąta kontaktu koła i szyny od przemieszczenia poprzecznego (ang. *contact angle function* – *CAF*). Opracowana metodyka została oparta na weryfikacji profili przez porównywanie *CAF* generowanych profili z funkcją docelową. Metoda ta została opracowana dla profili kół ogółu pojazdów szynowych, lecz autorzy zwalidowali ją na przykładzie tramwaju wykonując analizę symulacyjną, zgodnie z którą zmniejszeniu uległy: amplituda przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego, kąt nabiegania, siła prowadząca oraz współczynnik intensywności zużywania.

W [105] przedstawiono metodę optymalizacji profilu koła lekkiego pojazdu szynowego dla danego przebiegu różnicy promieni tocznych kół względem przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego (ang. *rolling radius difference* – *RRD*) oraz określonego profilu szyny. Metodę zwalidowano symulacyjnie dla przejazdu przez łuk o promieniu 300 m, czyli w ramach dolnej granicy zakresu promieni łuków kolejowych. Wskazuje to jednak na zastosowanie metodyki dla przypadku lekkiego pojazdu szynowego innego niż tramwaj. Największą poprawę zaobserwowano w zakresie obniżenia siły prowadzącej, natomiast w przypadku kąta nabiegania oraz współczynnika intensywności zużywania zaobserwowano niewielkie, kilkuprocentowe zmniejszenie ich wartości.

Podczas wdrażania nowych tramwajów Flexity 2 w angielskim Blackpool zauważono konieczność wprowadzenia nowego profilu koła, ze względu na znaczne różnice w budowie eksploatowanych dotychczas pojazdów starych typów. W ramach projektu Tramstore21 [4] zaproponowano profil V15, który według przyjętych założeń miał zapewnić jednopunktowy kontakt z szyną, którego powierzchnia powinna być ciągła i występować na znacznej rozpiętości profilu koła bez przeskoków (zmiana miejsca o nieciągłym przejściu). Nowy profil miał zapewnić także niskie tempo zużywania oraz ograniczyć generowanie hałasu podczas przejazdów przez łuki. W raporcie zabrakło jednak informacji o przyjętej metodyce optymalizacji.

Oryginalny pomysł opisano w [106], w którym zaproponowano zmodyfikowany profil koła mający na celu przywrócenie zdolności do samocentrowania się zestawów kołowych w łukach o bardzo małym promieniu (dla analizowanego przypadku poniżej 65 m). Rezultatem tego zabiegu miało być zmniejszenie energii dyssypowanej podczas zużywania kół i szyn, poprawa bezpieczeństwa przed wykolejeniem i ograniczenie emisji hałasu w wyniku wykluczenia udziału boku czynnego obrzeża *BC* w prowadzeniu zestawu kołowego w łuku. Teoretyczne korzyści uzyskane z wprowadzenia nowego profilu koła (rys. 25) zwiększającego różnice promieni tocznych (*RRD*) połączone na zasadzie synergii z autorskim wózkiem tramwajowym o radialnym ułożeniu kół uzyskując dalszą poprawę własności biegowych pojazdu (walidacja na drodze symulacji).



Rys. 25 Profil koła zwiększający *RRD* [106]

Wątpliwości względem rozwiązania zaprezentowanego na rys. 25 może budzić potencjalna możliwość powstawania wypłytki (plastycznego odkształcenia) materiału obręczy koła w miejscu przejścia oryginalnej zewnętrznej płaszczyzny czołowej w kontynuację profilu zwiększającą *RRD*. W podobny sposób, jak w wyżej opisanym rozwiązaniu, styk z jednej części profilu koła na inną jest przenoszony podczas przejazdu przez krzyżownicę płytkorowkową, co wiąże się z generowaniem znacznych odkształceń plastycznych kół i szyn, którym towarzyszą wzmożone drgania i hałas. Zwiększenie *RRD* w celu przywrócenia kinematycznego prowadzenia zestawu kołowego może zostać zrealizowane, w dużo prostszy sposób, na drodze zwiększenia szerokości toru w łuku, co jest stosowane w infrastrukturze szynowej (kolej). Ponadto, tak istotna zmiana profilu głowki szyny wiązałaby się z poniesieniem znacznego kosztu produkcji, jak również utrzymania.

2.6.2 Wpływ parametrów profilu koła tramwajowego na oddziaływanie dynamiczne z torem

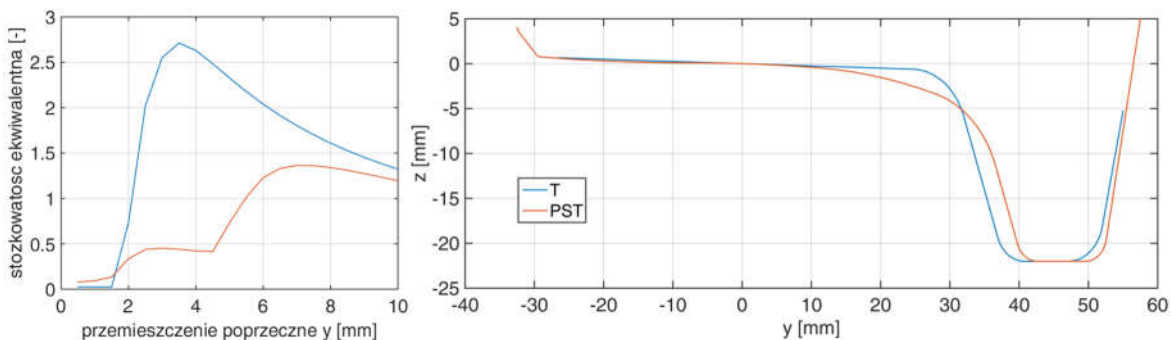
Istnieje wiele prac naukowych traktujących o wpływie parametrów profilu koła na jego współpracę z szyną. Podobnie jak w przypadku optymalizacji i projektowania nowych profili kół, większość opracowań dotyczy zastosowań kolejowych.

W [107,108] opisano wpływ zmian geometrii profilu koła występujących wskutek jego zużycia na zachowanie dynamiczne pojazdów kolejowych. Procesowi temu towarzyszy powstawanie tzw. fałszywego obrzeża, które całkowicie zmienia charakterystykę stożkowatości ekwiwalentnej, a w rezultacie zaburza zdolność do samocentrowania się zestawów kołowych oraz obniża prędkość krytyczną (przy częstym, jednoczesnym zwiększeniu amplitudy oscylacji). Ponadto w [108] zaobserwowano, że im bardziej wklęsły kształt ma przebieg stożkowatości ekwiwalentnej względem przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego tym większa jest nieliniowość charakterystyk kontaktu koła z szyną.

W [109,110] zwrócono uwagę na błąd wynikający z przyjęcia linearyzacji profili kół i powszechnie stosowanego opisu współpracy koła z szyną za pomocą jednej wielkości, którą jest stożkowatość ekwiwalentna dla przemieszczenia poprzecznego koła na szynie równego według [60] 3 mm (dla par kół i szyn o luzie $l_{z1,2}$ powyżej 7 mm). Ponadto zdecydowana większość kół poruszających się po infrastrukturze torowej jest w pewnym stopniu zużyta, co skutkuje nieliniowym kontaktem koła z szyną. Do tego zbioru należy doliczyć koła nowo przetoczone, których profile są zaprojektowane jako tzw. dopasowane do zużycia, czyli niestożkowe (rys. 26). Wobec powyższego uzasadnionym wydaje się być wprowadzenie dodatkowych (poza stożkowatością ekwiwalentną) wielkości opisujących kontakt. Jednym z nich jest współczynnik nieliniowości λ_N , który wraz ze stożkowatością ekwiwalentną pozwalającą na ilościową ocenę występowania niestabilności (w nawiązaniu do wartości dopuszczalnych), umożliwi określenie jej charakteru. Autorzy określili tendencje dynamiczne par koła z szyną w zależności od znaku współczynnika λ_N . Pary o dodatniej wartości λ_N charakteryzują się nagłym przejściem z jazdy stabilnej do cyklu granicznego oscylacji zestawu kołowego o znacznych amplitudach. Pary o ujemnych wartościach współczynnika nieliniowości wykazują niższą wartość prędkości krytycznej, po przekroczeniu której pojawiają się oscylacje o małej amplitudzie rosnącej wraz z prędkością jazdy. Ponadto pary takie generują wyższe siły poprzeczne oraz amplitudy oscylacji zestawu kołowego dla prędkości podkrytycznych. Współczynnik nieliniowości określa się za pomocą wzoru (4), gdzie y_λ oznacza wartość przemieszczenia poprzecznego odczytanego z (5) [109].

$$\lambda_N = \frac{\lambda(y_{\lambda+1})^{-\lambda}(y_{\lambda-1})}{2} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} y_\lambda &= 3 \text{ mm}, & \text{jeżeli } l_z \geq 7 \text{ mm} \\ y_\lambda &= \frac{l_z - 1}{2} \text{ mm}, & \text{jeżeli } 5 \text{ mm} \leq l_z < 7 \text{ mm} \\ y_\lambda &= 2 \text{ mm}, & \text{jeżeli } l_z < 5 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5)$$



Rys. 26 Porównanie tramwajowych profili kół: stożkowego (T) i niestożkowego (PST) wraz z przebiegami stożkowatości ekwiwalentnej

Wartość stożkowatości ekwiwalentnej rośnie wraz z przebiegiem, co jest spowodowane rosnącą konforemnością kształtów koła i szyny oraz rozszerzaniem się obszaru kontaktu (w kierunku poprzecznym). Po osiągnięciu pewnego stopnia zużycia profilu koła parametry te przyjmują w przybliżeniu stałą wartość [110]. W tej samej pracy opisano także dwa inne parametry styku koła z szyną: współczynnik skupienia kontaktu, ang. *contact concentration index* – *CCI* (obliczany przez uśrednienie koncentracji styku koła z szyną C_c w rozkładzie normalnym w zakresie $-3\sigma \div 3\sigma$ przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego z określonym odchyleniem standardowym σ) oraz współczynnik zmiany szerokości kontaktu, ang. *contact bandwidth change rate* – V_w (iloraz szerokości obszaru styku oraz amplitudy przemieszczeń poprzecznych zestawu kołowego w torze) [111]. Na podstawie tych parametrów sformułowano wniosek, że pary kół i szyn o niskim *CCI* i wysokim V_w powinny charakteryzować się utrzymującym się kształtem powierzchni tocznej w miarę postępującego zużywania. Tymczasem, niejednokrotnie, nowy profil koła znacząco różni się od profilu zużytego z powodu niewłaściwego dopasowania do powierzchni tocznej szyn. Zastrzeżono jednak, że spostrzeżenie to dotyczy przypadków klasycznej kolei (również dużych prędkości), której infrastruktura składa się przede wszystkim z prostych odcinków i łuków o dużym promieniu. Autorzy wyrazili przypuszczenie uzyskania odmiennych wyników dla par eksploatowanych na torach o dużej liczbie łuków o małym promieniu (na przykład sieci tramwajowe).

W [112], jako wniosek z analizy przejazdów wagonów towarowych po łuku o promieniu 233 m wskazano, że styk dwupunktowy między kołem a szyną powoduje nawet kilkukrotny wzrost siły poprzecznej, która przyczynia się do występowania wykolejeń spowodowanych przewracaniem się szyn. Te same koła, lecz o profilu zmienionym przez procesy zużywania, formując styk konforemny z główką szyny, generowały znacznie niższe wartości siły poprzecznej.

Prace, do których odniesiono się w tym rozdziale, zawierają wysokiej jakości, obszerny i praktycznie wartościowy materiał badawczy z obszaru współpracy koła i szyny kolejowej. Przeprowadzona analiza literaturowa wskazuje na bardzo małą liczbę publikacji w odniesieniu do eksploatacji tramwajów (i szerzej: lekkich pojazdów szynowych) zważywszy na mnogość problemów ich eksploatacji oraz różnice względem ciężkiej kolei (opisane w roz. 2.2).

2.7 Geneza tematu

Podsumowując roz. 2 można zauważyć, że prace naukowe w zakresie projektowania profili kół tramwajowych z uwzględnieniem konkretnych parametrów infrastruktury i pojazdu oraz przy wykorzystaniu obecnego zaawansowania technik numerycznych nadal pozostają w znacznym opóźnieniu względem rozwoju nowoczesnych, niskopodłogowych tramwajów. Przynajmniej w pewnej części jest to spowodowane mnogością warunków współpracy, różnych nawet w ramach jednego systemu tramwajowego (zmieniająca się sztywność torowiska, zróżnicowany stan techniczny infrastruktury, trasy o odmiennym charakterze ruchu – szybki tramwaj, wielość profili kół i szyn, różna kinematyka pojazdów, ewentualna obecność modyfikatorów tarcia itp.). W Polsce, nowoczesny tabor, który opuszczał zakłady produkcyjne w roku złożenia niniejszej pracy nadal był wyposażony w koła o profilu T albo PST, z których najnowszy, PST, miał ponad 25 lat. Ponadto, profil T był projektowany w oparciu o współpracę z nieprodukowanymi już obecnie szynami 180 S i 180 P, co poddaje w wątpliwość techniczną zasadność jego eksploatacji na szynach nowego typu. Autor rozprawy wykazał we wcześniejszych pracach, że współpraca kół o tych profilach ze współczesnymi szynami będących elementami nowoczesnych torowisk o zupełnie innej budowie niż w ubiegłym wieku nie będzie w pełni poprawna, a nawet niewłaściwa w aspekcie oceny bezpieczeństwa przed



wykolejeniem i tempa zużycia [1,2,113,114]. Problemy mogą występować przede wszystkim w zakresie lokalizacji obszaru styku (na przykład na łuku przejściowym koła) i jego zbyt małej powierzchni. Zaobserwowano również występowanie styku dwupunktowego dla skojarzenia profilu T z szynami 59R2, 60R2 oraz 49E1. Właściwe rozpoznanie zachowania koła tramwajowego podczas współpracy z szyną jest kluczowe w rozwijaniu gałęzi wiedzy służącej do panowania nad procesami zużycia oraz bezpieczeństwem jazdy. Stąd wynika konieczność dokładnej analizy współpracy obecnie stosowanych profili kół i szyn poprzez analizę wpływu geometrii profilu poprzecznego i radialnego koła na jego współpracę z szyną (wyrażoną poprzez współczynniki oceny zużycia ściernego, zmęczeniowego oraz współczynnik bezpieczeństwa przed wykolejeniem), a także poprzez sformułowanie wniosków przydatnych w procesach projektowania i wdrażania nowych profili kół tramwajowych, których cechy będą uwzględniały specyfikę taboru i infrastruktury.

3. Cel i zakres pracy

3.1 Cel naukowy pracy

Celem naukowym niniejszej pracy doktorskiej jest określenie wpływu wybranych parametrów geometrycznych profilu koła tramwajowego na oddziaływanie dynamiczne z szyną. Cel naukowy podzielono na następujące cele szczegółowe:

- analiza wpływu geometrii profilu koła na wybrane parametry współpracy z szyną,
- analiza wpływu odchyłek promienia tocznego koła na jego zachowanie dynamiczne pojazdu podczas jazdy,
- analiza zmian wybranych parametrów współpracy koła z szyną wraz z postępującą eksploatacją.

Oddziaływanie dynamiczne koła z szyną było oceniane w pracy przy użyciu następujących parametrów współpracy: współczynnik bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q_r , współczynnik intensywności zużywania I_w , współczynnik predykcji zużywania zmęczeniowego powierzchni materiału Fl_{surf} oraz pary znormalizowanego obciążenia pionowego v i współczynnika adhezji μ służące do określenia dominujących reżimów zużywania zmęczeniowego. Wymienione parametry zostały omówione w roz. 5 i 7.

3.2 Cel użytkowy pracy

Celem użytkowym pracy jest opracowanie metodyki doboru profilu koła tramwajowego dla określonych warunków eksploatacji. Umożliwi to dobór profilu koła odpowiedniego do warunków, jakie panują w danym systemie tramwajowym. Tym samym powstanie możliwość kontrolowania intensywności procesów zużywania się kół i szyn oraz wpływu na prawdopodobieństwo wykolejania związane ze wspinaniem się koła na szynę, co jest powszechnym problemem systemów tramwajowych w Polsce [115,116]. Cel użytkowy podzielono na następujące cele szczegółowe:

- sformułowanie głównych cech parametrów profilu koła tramwajowego w aspekcie bezpieczeństwa jazdy i intensywności zużywania,
- sformułowanie założeń dla projektowania nowych profili koła tramwajowego,
- opracowanie metodyki weryfikacji nowych profili kół tramwajowych na wybranym przykładzie pojazdu.

3.3 Teza pracy

Na podstawie analizy stanu obecnego w zakresie eksploatacji pary koła tramwajowego i szyny oraz analizy literaturowej sformułowano następującą tezę pracy: kształt profilu koła tramwajowego ma istotny wpływ na dynamiczne oddziaływanie z szyną, w tym na kształt i lokalizację obszarów kontaktu, wartości sił pomiędzy elementami pary ciernej, naprężenia kontaktowe oraz wartości poślizgów względnych, wpływające na bezpieczeństwo jazdy oraz intensywność zużywania obręczy kół.

Przez istotny wpływ profilu poprzecznego koła na dynamiczne oddziaływanie z szyną rozumie się w niniejszej rozprawie doktorskiej wystąpienie takich zmian współpracy, które mogą doprowadzić do potencjalnego zagrożenia wykolejeniem pojazdu (w ujęciu ilościowym reprezentowanych

przez współczynnik Y/Q odniesiony do przyjętego kryterium granicznego) bądź jemu zapobiec. Ponadto sformułowana teza może zostać uznana za udowodnioną tylko w przypadku wykazania wpływu na intensywność zużywania się obręczy koła wywieranego przez zmiany kształtu profilu poprzecznego koła (wskutek zmian projektowanej geometrii bądź zużywania eksploatacyjnego). Potwierdzić może to zmiana wartości współczynnika intensywności zużywania I_w powodująca zmianę przyporządkowanego reżimu zużywania (por. roz. 1) lub zmiana wartości par znormalizowanego obciążenia pionowego v i współczynnika adhezji μ wyrażonej w dywersyfikacji dominującego mechanizmu zużywania zmęczeniowego. Wpływ odchyłek promienia tocznego koła na oddziaływanie dynamiczne z szyną uważa się, na potrzeby niniejszej rozprawy doktorskiej, jako wykazany tylko wówczas gdy ich istnienie spowoduje wzrost maksymalnej siły pionowej w obszarze styku koła z szyną wielokrotnie przekraczający wartość siły dla koła idealnie okrągłego oraz występowanie zaników styku między kołem a szyną.

Teza pracy może zostać uznana za udowodnioną wyłącznie przy spełnieniu wszystkich wyżej opisanych warunków.

3.4 Zakres pracy

Zakres pracy niniejszej rozprawy doktorskiej obejmuje:

- analizę literaturową w obszarze określania wpływu geometrii obręczy koła tramwajowego na jego oddziaływanie dynamiczne z szyną, a także w aspekcie optymalizacji profili kół,
- rejestrację materiału badawczego (profile kół i szyn, nierówności toru, przebiegi odchyłek promienia tocznego kół) na przykładzie pojazdów i infrastruktury tramwajowej w mieście Poznań,
- implementację danych pomiarowych w postaci modeli numerycznych *MBS* toru i pojazdów,
- przeprowadzenie symulacji *MBS* odpowiedzi dynamicznej pojazdu na wybrane wymuszenia według opracowanych scenariuszy (w aspekcie pojazdu oraz toru) włączając różne stany zużycia elementów pary ciernej oraz różną prędkość jazdy,
- analizę wyników symulacji i opracowanie wniosków,
- sformułowanie założeń dla projektowania nowego profilu koła tramwajowego (założenia geometrii kształtu i metody oceny wygenerowanych profili),
- opracowanie metody weryfikacji zachowania dynamicznego projektowanego profilu koła tramwajowego na drodze obliczeń numerycznych oraz eksperymentu w warunkach rzeczywistej eksploatacji.

Wyniki pomiarów, które nie są dziełem autora niniejszej pracy zostały odpowiednio opisane.

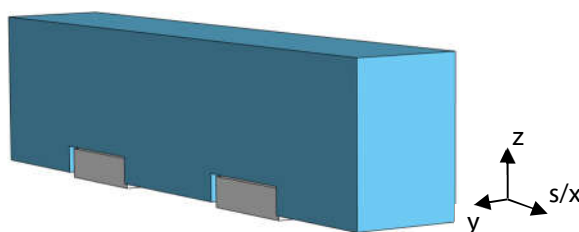
Implementacja algorytmu optymalizacyjnego dla nowego profilu koła tramwajowego oraz pomiary zużytych profili kół tramwajowych nie są osobistym wkładem pracy autora. Stanowią one materiał wypracowany przez zespół badawczy w ramach projektu MODTRAM.

4. Metodyka badań

4.1 Założenia modelowania

Złożoność budowy układu mechanicznego tramwaju oraz zjawisk w nim występujących jest zbyt duża, aby odzwierciedlić ją w całości w modelu matematycznym utworzonym za pośrednictwem oprogramowania *MBS*, jednocześnie uzyskując satysfakcjonująco krótkie czasy przygotowania modeli oraz realizacji obliczeń. Z punktu widzenia niniejszej rozprawy doktorskiej niektóre informacje o rzeczywistym obiekcie były redundantne w odniesieniu do postawionego celu badań, dlatego przyjęto następujące założenia modelowania:

- Układ współrzędnych zorientowany był w sposób przedstawiony na rys. 27. Podczas jazdy w łuku układ współrzędnych obracał się wokół osi z , pozostawiając oś s równoległą do osi toru, o zwrocie zgodnym ze zwrotem wektora prędkości jazdy. Na początku każdej symulacji, podczas jazdy po prostym odcinku toru, oś s i oś x pokrywały się.



Rys. 27 Przyjęty układ współrzędnych

- Jeśli nie napisano inaczej, częstotliwość próbkowania podczas symulacji wynosiła 200 Hz, co pozwoliło na analizy w istotnym dla oddziaływania dynamicznego zakresie częstotliwości do 100 Hz, umożliwiając znaczne skrócenie czasu obliczeń.
- Poszczególne masy pojazdu były rozłożone symetrycznie.
- Masy elementów podatnych (sprężyn i tłumików) były pomijalnie małe w porównaniu do masy całego pojazdu, dlatego wliczono je w masę brył sąsiadujących.
- Charakterystyki sprężyn śrubowych były liniowe.
- Nie uwzględniono masy pasażerów.
- Nie uwzględniono odbieraka prądu, ze względu na jego niewielki wpływ na współpracę koła z szyną.
- Luz między kołem a szyną $l_{z1,2}$ mierzony był jako odległość od krawędzi tocznej szyny do obrzeża koła na wysokości 14 mm poniżej punktu *BPS*.
- Pochylenie obrzeża δ mierzone było jako kąt między styczną do boku czynnego obrzeża na wysokości 14 mm poniżej punktu *BPS* a linią poziomą.

4.2 Obiekty badań

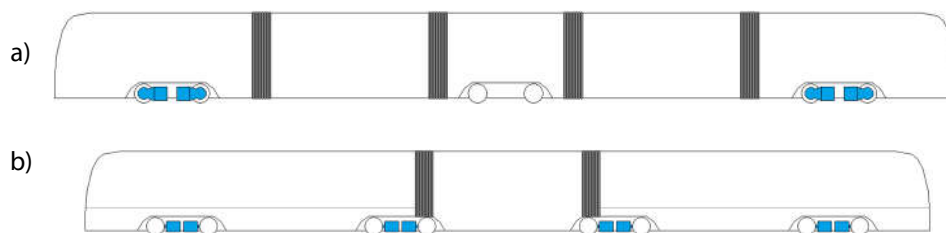
Jako obiekty badań wybrano dwa tramwaje eksploatowane przez Miejskie Przedsiębiorstwo Komunikacyjne w Poznaniu:

- w pełni niskopodłogowy, pięciocłonowy tramwaj podparty na trzech wózkach nieobrotowych (na przykład Moderus Gamma LF 01 AC), nazywany dalej pojazdem 1,

- częściowo niskopodłogowy, trójczłonowy tramwaj podparty na czterech wózkach obrotowych (na przykład Moderus Beta MF 02 AC), nazywany dalej pojazdem 2.

Są to, z punktu widzenia konstrukcji, najpowszechniej spotykane w Polsce typy obecnie produkowanych tramwajów. Pojazd 1 został wyprodukowany jako odpowiedź na obecne trendy w projektowaniu tramwajów oraz potrzeby pasażerów i przewoźnika, przy wykorzystaniu najnowszych rozwiązań technologicznych (m. in. koła indywidualne, silniki trakcyjne chłodzone wodą, sprzęgające elektronicznie koła w wirtualne zestawy kołowe, miechy pneumatyczne na II stopniu usprężynowania itd.). Natomiast pojazd 2 stanowi niskobudżetowe rozwiązanie zapewniające unowocześnienie taboru przy pomocy częściowo niskopodłogowych konstrukcji. Warto zauważyć, że pojazd 2 w przeciwieństwie do pojazdu 1 został wyposażony w klasyczne zestawy kołowe oraz wózki obrotowe, co czyni je dwoma odmiennymi przypadkami współpracy pojazdu z torem. Różnice w trendach zużywania się kół pojazdów wyżej wymienionych typów opisano w [43]. Pojazd 2 konstrukcyjnie wywodzi z się z tramwaju Konstal 105N/Na, przede wszystkim w aspekcie układu biegowego, lecz różni się między innymi wyposażeniem i dodanym obszarem niskiej podłogi.

Na rys. 28 przedstawiono schematy pojazdów. Niebieskim kolorem oznaczono silniki trakcyjne. Dla pojazdu 2 umiejscowienie wysokiej podłogi przedstawiono schematycznie szarą linią.



Rys. 28 Schematy obiektów badawczych: a) pojazd 1, b) pojazd 2

W tab. 2 zestawiono najważniejsze dane techniczne pojazdu 1 i 2. Pojazdy są przystosowane do poruszania się po infrastrukturze o nominalnej szerokości toru równej 1435 mm.

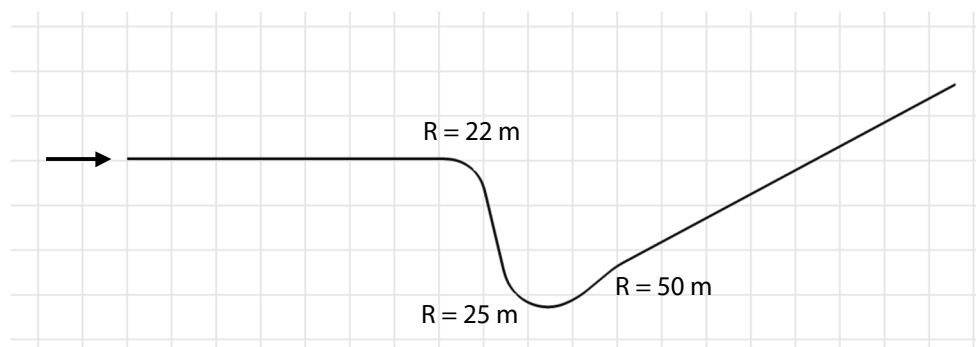
W badaniach wykorzystano rzeczywiste nierówności toru, zmierzone na następujących odcinkach infrastruktury szynowej w Poznaniu:

- odcinek 1: prosty odcinek toru wzdłuż ul. Królowej Jadwigi między przystankami AWF i Półwiejska (tor w kierunku przystanku Półwiejska, w złym stanie technicznym, przed remontem w roku 2017),
- odcinek 2: zespół trzech kolejnych łuków obejmujący przystanek Marcinkowskiego (rys. 29), w dobrym stanie technicznym,
- odcinek 3: prosty odcinek toru na trasie Poznańskiego Szybkiego Tramwaju między przystankami Lechicka i Kurpińskiego (tor w kierunku przystanku Kurpińskiego, w dobrym stanie technicznym).

Powyższe odcinki połączone w jedną trasę w kolejności rosnącej numeracji nazwano w dalszej części rozprawy trasą optymalizacyjną, gdyż została wykorzystana w procesie optymalizacji profilu koła tramwajowego, którego założenia opisano w roz. 6.

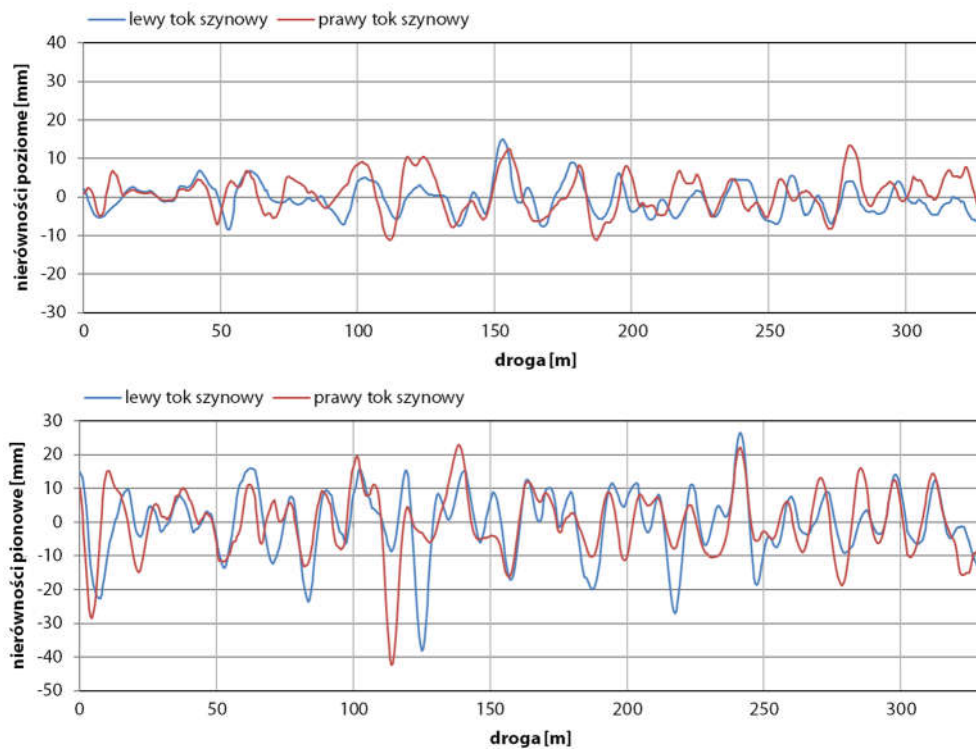
Tab. 2 Najważniejsze dane techniczne pojazdów 1 i 2

parametr	wartość	
	pojazd 1	pojazd 2
długość całkowita	32010 mm	28250 mm
szerokość pudła	2400 mm	2354 mm
wysokość (złożony odbierak)	3750 mm	3350 mm
odległość między wózkami	11300/11300 mm	6000/8050/6000 mm
średnica kół (nowe/zużyte)	660/580 mm	654/605 mm
masa własna (przybliżona)	40,0 t	40,7 t
max. nacisk na oś (obciążony)	106 kN	89 kN
max. prędkość eksploatacyjna	70 km/h	70 km/h
liczba i moc silników trakcyjnych	8 x 60 kW	8 x 50 kW
uspężynowanie I stopnia	el. gumowo-metalowe	el. gumowo-metalowe
uspężynowanie II stopnia	miechy pneumatyczne	sprężyny śrubowe + el. gumowo-metalowe
wózek obrotowy	nie (max. kąt obrotu 1,2°)	tak
baza wózka	1850 mm	1900 mm
osie kół	portalowe	klasyczne zest. kołowe
rozstaw okręgów tocznych	1500 mm	1500 mm
promień toczny koła	327 mm	330 mm
współczynnika tarcia między kołem a szyną	0,36	0,36

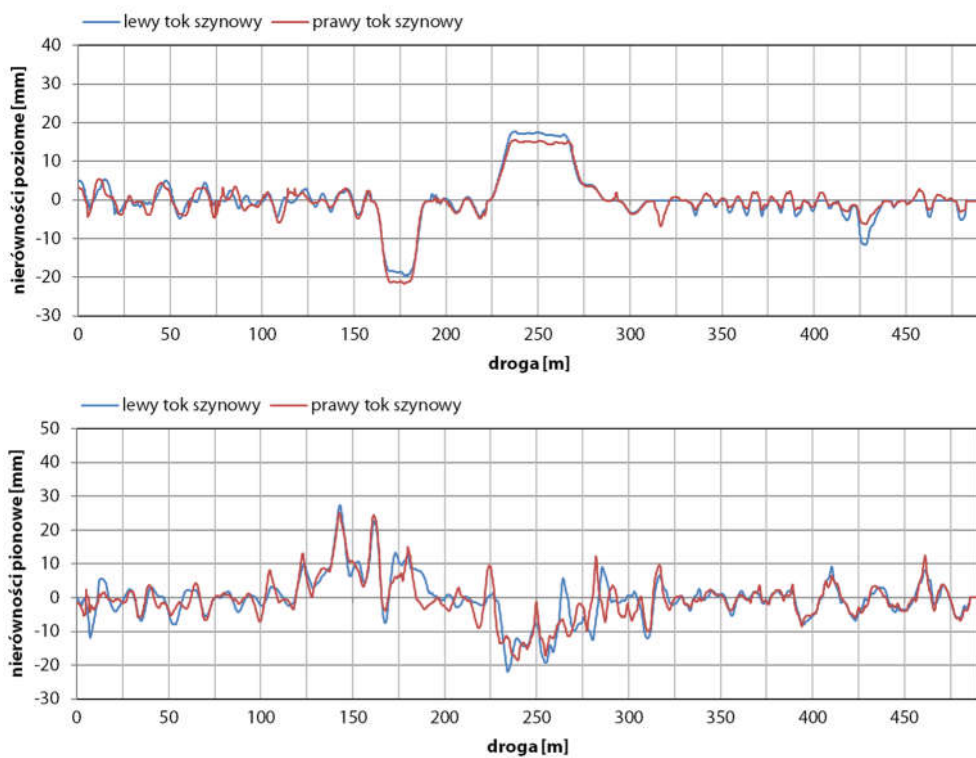


Rys. 29 Układ łuków odcinka 2

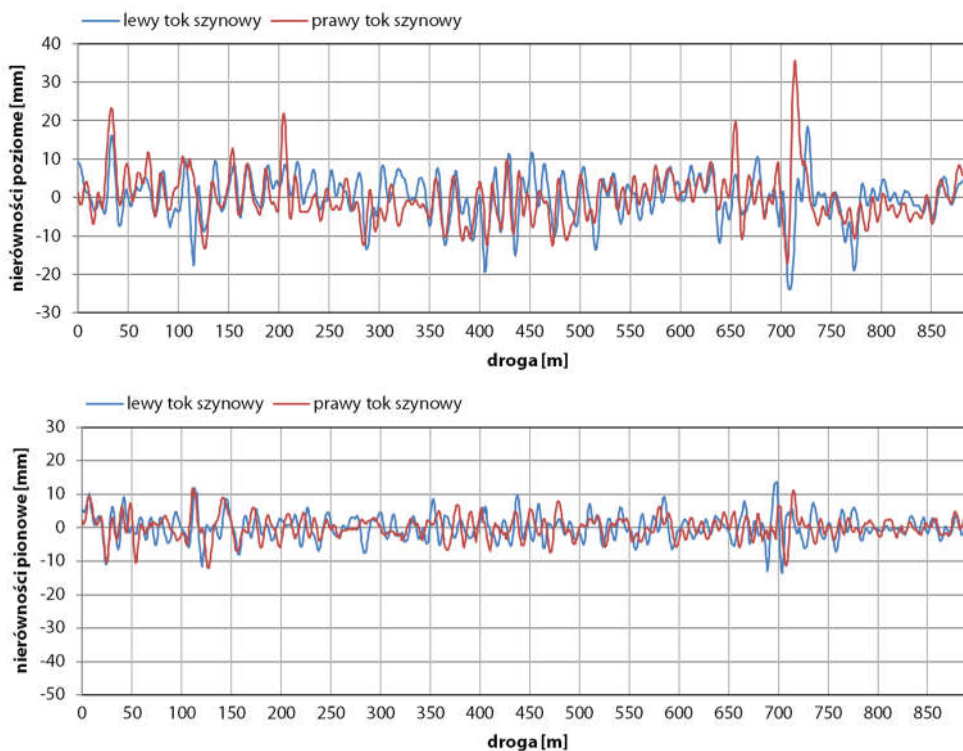
Przy wyborze tras tramwajowych kierowano się dążeniem do utworzenia reprezentatywnej grupy odcinków toru odzwierciedlających topologię i stan techniczny charakterystyczne dla miasta Poznania. Wykorzystane określenia stanu technicznego poszczególnych odcinków (dobry, zły stan techniczny) pochodzą od operatora, Miejskiego Przedsiębiorstwa Komunikacyjnego w Poznaniu. Ograniczenia prędkości na ww. odcinkach wynosiły kolejno: 30, 15 i 70 km/h. Przebiegi nierówności poziomych i pionowych przedstawiono na rys. 30 – rys. 32.



Rys. 30 Przebiegi nierówności toru dla odcinka 1



Rys. 31 Przebiegi nierówności toru dla odcinka 2



Rys. 32 Przebiegi nierówności toru dla odcinka 3

Pomiary nierówności toru wykonano metodą kontaktową przy pomocy toromierza wózkowego TEC firmy GRAW, z krokiem równym 0,5 m, w oparciu o długość bazy pomiarowej równej 1 m, zgodnie z normą EN 13848-4.



Rys. 33 Stanowisko pomiarowe maszyny współrzędnościowej [117]

Pomiary odchyłek promienia tocznego obręczy kół tramwajowych zostały wykonane przy wykorzystaniu maszyny współrzędnościowej WENZEL LH108, metodą kontaktową (rys. 33). Dokładność pomiarowa wynosiła 1,6 μm . Pomiar polegał na śledzeniu zarysu koła w jego okręgu tocznym rubinową kulką zamontowaną na wodziku maszyny pomiarowej. W tab. 3 przedstawiono zestawienie średnic czterech mierzonych obręczy kół tramwajowych pochodzących z różnych pojazdów. Wszystkie obręcze zostały zdjęte z kół i oczyszczone przed wykonaniem pomiaru.

Tab. 3 Zestawienie średnic mierzonych obręczy kół [mm]

	Tramino S105p	Düewag GT8
nowe	620	670
używane	551	667

Obręcze zostały udostępnione do badań dzięki życzliwości Miejskiego Przedsiębiorstwa Komunikacyjnego w Poznaniu, a ich wybór podyktowany był aktualną dostępnością, dla par: obręcz nowa – obręcz używana. Dlatego, przy uwzględnieniu podobieństwa konstrukcji, w analizach symulacyjnych dla pojazdu 1 zastosowano wyniki pomiarów odchyłek promienia tocznego koła pochodzące z pojazdu Tramino S105p, natomiast dla pojazdu 2 – z tramwaju Düewag GT8.

4.3 Opis narzędzi numerycznych

W celu weryfikacji geometrii par kół z szynami wykorzystano program Solidworks. Do symulacji przejazdów wykorzystano oprogramowanie przeznaczone do wykonywania symulacji układów wielomasowych *MBS SIMPACK*, w którym wykorzystano model kontaktu koła z szyną *FASTSIM*. Do symulacji wykorzystano modele składające się z brył sztywnych.

Proces optymalizacji profilu koła tramwajowego przebiegał następująco:

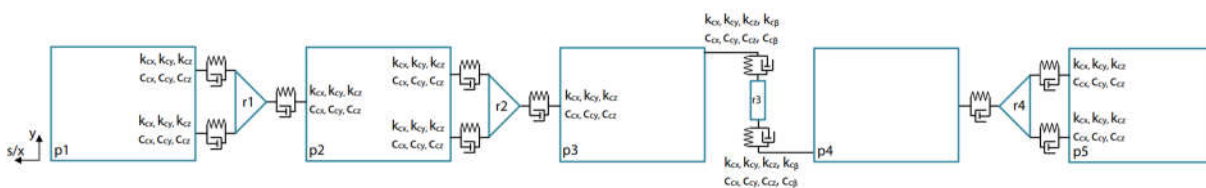
- I. generator profili kół (część algorytmu optymalizacyjnego) rozpoczął pracę od splajnu o kształcie PST, który stanowił zbiór punktów rozłożony równomiernie wzdłuż zarysu,
- II. generowanie nowych profili polegało na losowej zmianie współrzędnych pionowych tych punktów, w ramach opisanych warunków (por. roz. 6.2), których spełnienie było konieczne do wygenerowania kształtu profilu koła, a nie dowolnej krzywej,
- III. wygenerowany profil był następnie implementowany do modelu *MBS* pojazdu i oceniany na podstawie wyników przeprowadzonej symulacji w określonych warunkach eksploatacji (por. roz. 7.2).

Sam proces optymalizacji nowego profilu koła tramwajowego, z wyjątkiem założeń generowania nowych profili koła oraz metodyki oceny zaproponowanych rozwiązań, nie jest przedmiotem niniejszej pracy, stąd nie został szerzej opisany. O metodzie optymalizacji można znaleźć obszerniejsze informacje w [39].

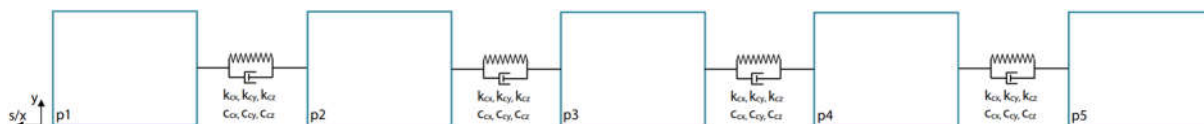
4.4 Opis modeli symulacyjnych

4.4.1 Pojazd 1

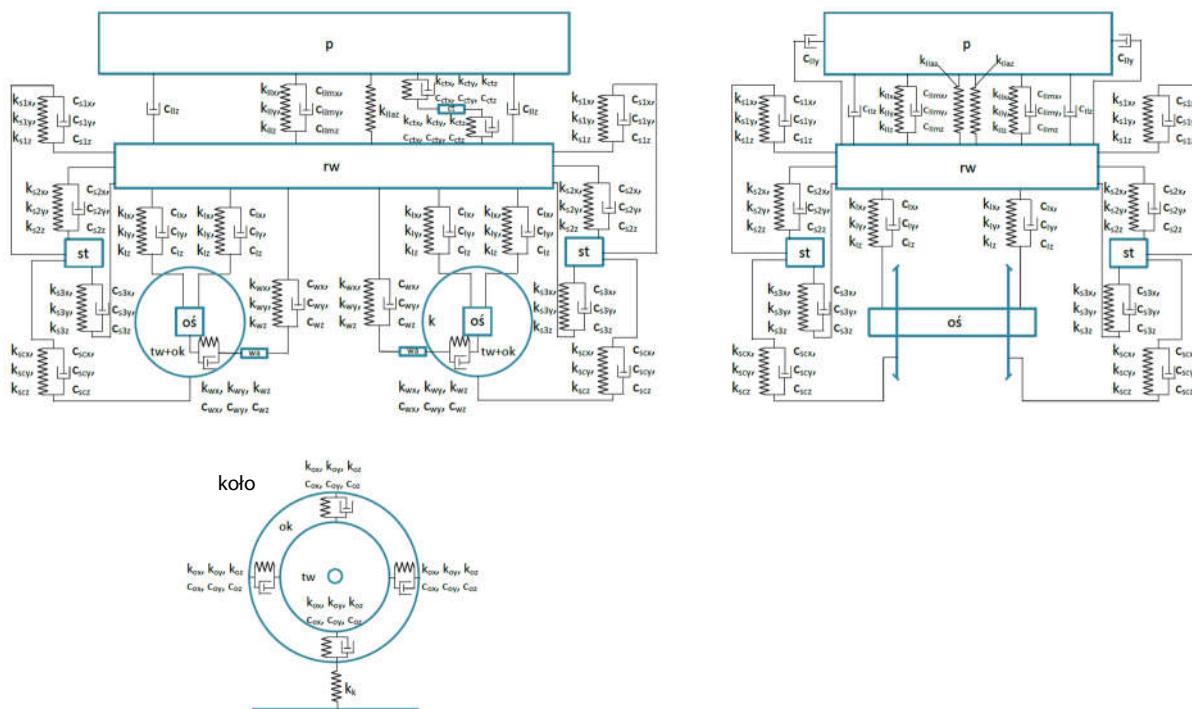
Rys. 34 – rys. 36 przedstawiają topologię modelu pojazdu 1, pięcioczołowego tramwaju niskopodłogowego opartego na trzech wózkach nieobrotowych. Symbole objaśniono w tab. 4 i tab. 5.



Rys. 34 Topologia modelu pojazdu 1, widok z góry, górne połączenia członów



Rys. 35 Topologia modelu pojazdu 1, widok z góry, dolne połączenia członów



Rys. 36 Topologia wózka modelu pojazdu 1

W tab. 4 i tab. 5 przedstawiono najważniejsze parametry modelu pojazdu. Człony tramwaju zostały sprzęgnięte za pomocą elastycznych połączeń obrotowych: czterech górnych i czterech dolnych. Człony 2. i 3. mają możliwość wzajemnego obrotu względem osi y i z , natomiast pozostałe wyłącznie wokół osi z . Usprężynowanie I stopnia stanowią elementy gumowo-metalowe, o liniowych charakterystykach, po dwa na koło. Każde koło składa się z dwóch mas: tarczy wewnętrznej i obręczy, połączonych elementem podatnym o liniowej sztywności i tłumieniu (wkładką gumową). Koła były połączone osią, zawierającą dwa łożyska umożliwiające indywidualne obracanie. Jako II stopień usprężynowania wykorzystano miech pneumatyczny (po dwa w każdym wózku) o nieliniowym tłumieniu powietrza przepływającego przewodem między miechem a dodatkowym zbiornikiem powietrza. Każdy silnik był zamocowany do ramy wózka trzema liniowymi elementami podatnymi oraz sprzęgłem o liniowej podatności do tarczy wewnętrznej koła.

Tab. 4 Parametry elementów podatnych modelu pojazdu 1

parametr	oznaczenie	wartość
wsp. sztywności kontaktu koła z szyną	k_k	FASTSIM
wsp. sztywności wkładki gumowej w kierunku x, y, z	k_{ox}, k_{oy}, k_{oz}	50 MN/m
wsp. tłumienia wkładki gumowej w kierunku x, y, z	c_{ox}, c_{oy}, c_{oz}	30 kNs/m
wsp. sztywności uspr. I stopnia w kierunku x, y	k_{ix}, k_{iy}	5,0 MN/m
wsp. sztywności uspr. I stopnia w kierunku z	k_{iz}	0,7 MN/m

Tab. 4 (cd.) Parametry elementów podatnych modelu pojazdu 1

parametr	oznaczenie	wartość
wsp. sztywności uspr. II stopnia w kierunku x, y	K_{ltx}, K_{lty}	0,15 MN/m
wsp. tłumienia uspr. I stopnia w kierunku x	C_{lx}, C_{ly}	10 kNs/m
wsp. tłumienia uspr. I stopnia w kierunku z	C_{lz}	0,4 kNs/m
char. sztywności uspr. II stopnia w kierunku z	K_{ltz}	por. (6)
char. sztywności sprężyny pomocniczej uspr. II stopnia	K_{liaz}	por. rys. 37
wsp. tłumienia uspr. II stopnia w kierunku x, y	C_{llmx}, C_{llmy}	2,4 kNs/m
wsp. tłumienia uspr. II stopnia w kierunku z	C_{llmz}	9,9 kNs/m
wsp. tłumienia tłumików pionowych II stopnia	C_{ltz}	10,0 kNs/m
wsp. tłumienia tłumików poprzecznych II stopnia	C_{lty}	10,0 kNs/m
wsp. sztywności mocowania cięgła trakcyjnego w kierunku x, y, z	$K_{ctbx}, K_{cty}, K_{ctz}$	10 MN/m
wsp. tłumienia mocowania cięgła trakcyjnego w kierunku x, y, z	$C_{ctx}, C_{cty}, C_{ctz}$	10 kNs/m
wsp. sztywności mocowania wahacza w kierunku x, y, z	K_{wx}, K_{wy}, K_{wz}	10 MN/m
wsp. tłumienia mocowania wahacza w kierunku x, y, z	C_{wx}, C_{wy}, C_{wz}	10 kNs/m
wsp. sztywności mocowań silnika w kierunku x, y, z ($i = 1,2,3$)	$K_{six}, K_{siy}, K_{siz}$	5 MN/m
wsp. tłumienia mocowań silnika w kierunku x, y, z ($i = 1,2,3$)	$C_{six}, C_{siy}, C_{siz}$	20 kNs/m
wsp. sztywności połączenia silnika z tarczą wew. w kierunku x, y, z	$K_{scx}, K_{scy}, K_{scz}$	100 kN/m
wsp. tłumienia połączenia silnika z tarczą wew. w kierunku x, y, z	$C_{scx}, C_{scy}, C_{scz}$	1 kNs/m
wsp. sztywności połączenia członów w kierunku x, y, z	K_{cx}, K_{cy}, K_{cz}	80 MN/m
wsp. sztywności kątowej połączenia członów wokół osi y	$K_{c\beta}$	200 Nm/rad
wsp. tłumienia połączenia członów w kierunku x, y, z	C_{cx}, C_{cy}, C_{cz}	32 kNs/m
wsp. tłumienia kątowego połączenia członów wokół osi y	$C_{c\beta}$	100 Nms/rad

Tab. 5 Parametry najważniejszych mas pojazdu 1

bryła	oznaczenie	masa [kg]	I_{xx} [kgm ²]	I_{yy} [kgm ²]	I_{zz} [kgm ²]
puddło 1	p1	6500	12398	24330	28691
puddło 2	p2	5000	11298	16651	20981
puddło 3	p3	4100	6838	8074	8852
puddło 4	p4	5200	11824	17381	21920
puddło 5	p5	5700	10991	21570	25446
rama wózka	rw	1000	408	557	882
silnik trakcyjny	st	550	11	38	37
oś	oś	150	45	3	45
tarcza wew. koła	tw	40	$2 \cdot 10^{-1}$	$2 \cdot 10^{-1}$	$2 \cdot 10^{-1}$
obwód koła	ok	130	6	11	6
ciągło trakcyjne	ct	9	$6 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-1}$	$3 \cdot 10^{-1}$
wahacz	wa	6	$5 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-2}$
ramię łącznika	r1-r4	10	$2 \cdot 10^{-1}$	$1 \cdot 10^{-1}$	$2 \cdot 10^{-1}$

W II stopniu usprężynowania uwzględniono również klasyczną sprężynę pomocniczą o nieliniowej charakterystyce w kierunku z (rys. 37), zamontowaną szeregowo względem miecha pneumatycznego. Całkowita siła przenoszona przez miech pneumatyczny $F(z)$ jest sumą siły pneumatycznej poduszki powietrznej $F_p(z)$ oraz siły tłumienia $F_d(\dot{z})$, obliczonej zgodnie ze wzorem (6). Początkowa objętość całkowita V_{t0} stanowi sumę objętości miecha pneumatycznego V_b oraz obję-

tości dodatkowego zbiornika powietrza V_{ad} . Nazwy parametrów II stopnia usprężynowania oraz ich wartości przedstawiono w Tab. 6.

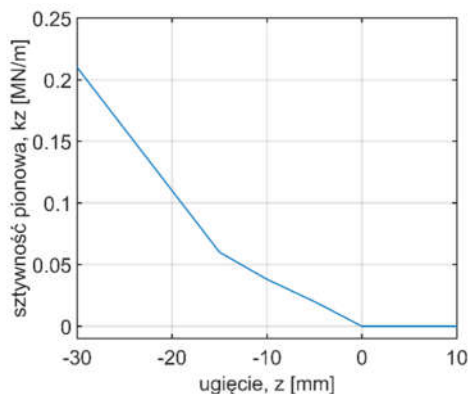
$$F(z) = \overbrace{A_{ef} \cdot p_0 \cdot \left(V_{t0} \cdot \left(V_{t0} + \left(A_{ef} + \frac{dV}{dz} \right) z - Ax \right)^{-1} \right)^n}^{F_p(z)} + \overbrace{d_{2z} \dot{z}}^{F_d(\dot{z})} \quad (6)$$

Przyjęto, że przemiany termodynamiczne wewnątrz miecha pneumatycznego mają charakter politropowy. Przy każdym z miechów pneumatycznych umieszczono po dwa tłumiki: poprzeczny i pionowy. Dynamiczną interakcję pomiędzy miechem pneumatycznym a dodatkowym zbiornikiem powietrza opisano za pomocą wzoru (7).

$$m\ddot{x} + \frac{\rho}{2} \lambda \frac{L}{d} A \dot{x}^2 + (p_b - p)A = 0, m = \rho AL \quad (7)$$

gdzie:

- m – stała masa powietrza w przewodzie,
- ρ – gęstość powietrza (zależna od ciśnienia),
- p_b – ciśnienie powietrza w miechu pneumatycznym,
- p – ciśnienie powietrza w dodatkowym zbiorniku.



Rys. 37 Charakterystyka sztywności sprężyny pomocniczej

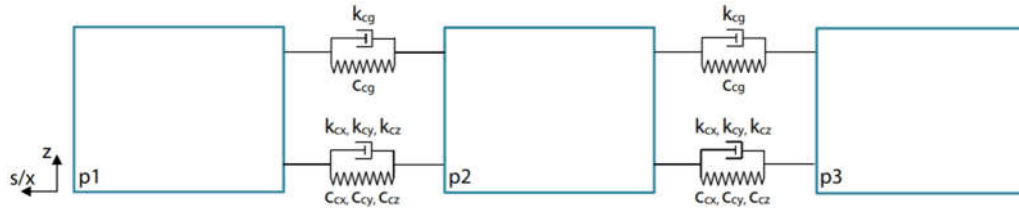
Tab. 6 Parametry II stopnia usprężynowania

parametr	oznaczenie	wartość
powierzchnia skuteczna miecha pneum. (stała)	A_{ef}	0,118 m ²
początkowa objętość całkowita	V_{t0}	0,0071 m ³
zmiana objętości w związku z odkształceniem wzdłuż osi z	dV/dz	-0,053 m ³ /m
objętość dodatkowego zbiornika powietrza	V_{ad}	0,015 m ³
ciśnienie atmosferyczne (stałe)	p_0	101300 Pa
wykładnik politropy	n	1,4
współczynnik tarcia powietrza w przewodzie	λ	0,017
długość przewodu	L	0,2 m
średnica wewnątrz przewodu	d	0,05 m
tłumienie materiału miecha pneumatycznego	d_b	0,1 kNs/m
współczynnik całkowitego tłumienia w kierunku z	d_t	2,5 kNs/m

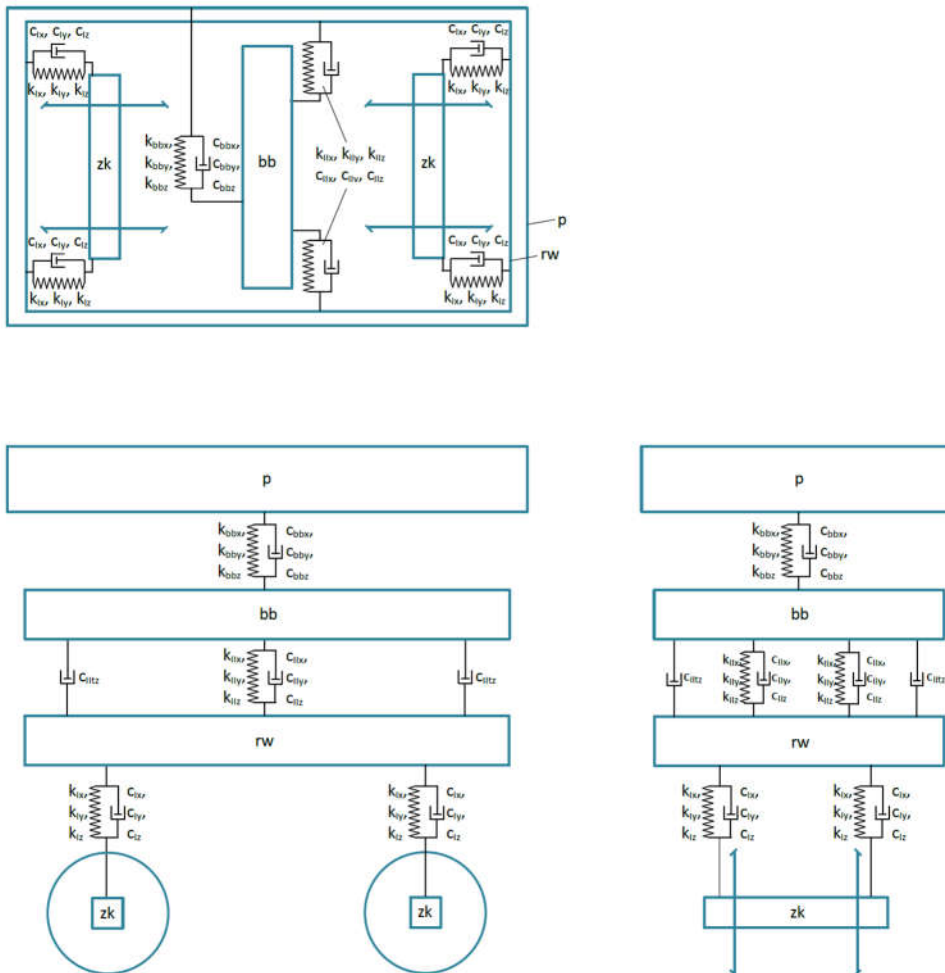
Profilę kół omówiono zbiorczo dla obydwu pojazdów w roz. 4.5.

4.4.2 Pojazd 2

Na rys. 38 i rys. 39 zaprezentowano topologię modelu pojazdu 2, trójczłonowego tramwaju opartego na czterech wózkach obrotowych. Oznaczenia objaśniono w tab. 7 i tab. 8. Człony zostały połączone ze sobą podatnymi przegubami umożliwiającymi wzajemny obrót pudeł wokół osi y i z , po jednym w górnej i dolnej części pudła.



Rys. 38 Topologia modelu pojazdu 2, widok z boku



Rys. 39 Topologia wózka modelu pojazdu 2

W tab. 7 i tab. 8 przedstawiono najważniejsze parametry modelu pojazdu 2. Usprężynowanie I stopnia stanowią elementy gumowo-metalowe, zredukowane do jednego elementu podatnego

na koło. Obok sprężyn śrubowych z elementami gumowo-metalowymi wykorzystanych jako II stopień usprężynowania pojazdu, równolegle umieszczono tłumiki pionowe (po dwa na wózek). Wykorzystano wyłącznie elementy liniowe. W niektórych symulacjach przejazdów pojazdu 2 zastosowano tor podatny, opisany w roz. 4.4.3, co zostało oznaczone odpowiednimi adnotacjami w roz. 5.

W celu skrócenia czasu obliczeń w modelu wykorzystano koła monoblokowe, bez wkładek tłumiących. Wynika to faktu, że model pojazdu 2 był także wykorzystywany do próbnych optymalizacji profilu koła, podczas których wykonywano tysiące symulacji *MBS*. Nawet stosunkowo niewielkie skrócenie czasu pojedynczego przejazdu symulacyjnego może skutkować sumarycznie znacznym przyspieszeniem uzyskania pożądanego zbioru rozwiązań.

Tab. 7 Parametry elementów podatnych modelu pojazdu 2

parametr	oznaczenie	wartość
wsp. sztywności uspr. I stopnia w kierunku x	K_{ix}	16,0 MN/m
wsp. sztywności uspr. I stopnia w kierunku y	K_{iy}	3,2 MN/m
wsp. sztywności uspr. I stopnia w kierunku z	K_{iz}	1,5 MN/m
wsp. tłumienia uspr. I stopnia w kierunku x	C_{ix}	12 kNs/m
wsp. tłumienia uspr. I stopnia w kierunku y	C_{iy}	3 kNs/m
wsp. tłumienia uspr. I stopnia w kierunku z	C_{iz}	4 kNs/m
wsp. sztywności uspr. II stopnia w kierunku x, y	K_{lix}, K_{liy}	0,35 MN/m
wsp. sztywności uspr. II stopnia w kierunku z	K_{liz}	0,90 MN/m
wsp. tłumienia uspr. II stopnia w kierunku x, y, z	$C_{lix}, C_{liy}, C_{liz}$	5 kNs/m
wsp. tłumienia tłumika pionowego	C_{litz}	56 kNs/m
wsp. sztywności gniazda czopa skrętowego w kierunku x, y, z	$K_{bbx}, K_{bby}, K_{bbz}$	3 MN/m
wsp. tłumienia gniazda czopa skrętowego w kierunku x, y, z	$C_{bbx}, C_{bby}, C_{bbz}$	50 kNs/m
wsp. sztywności górnego połączenia członów (<i>point-to-point</i>)	K_{cg}	5 MN/m
wsp. tłumienia górnego połączenia członów (<i>point-to-point</i>)	C_{cg}	500 kNs/m
wsp. sztywności dolnego połączenia członów w kierunku x, y, z	$K_{cdx}, K_{cdy}, K_{cdz}$	50 MN/m
wsp. tłumienia dolnego połączenia członów w kierunku x, y, z	$C_{cdx}, C_{cdy}, C_{cdz}$	60 kNs/m

Tab. 8 Parametry najważniejszych mas pojazdu 2

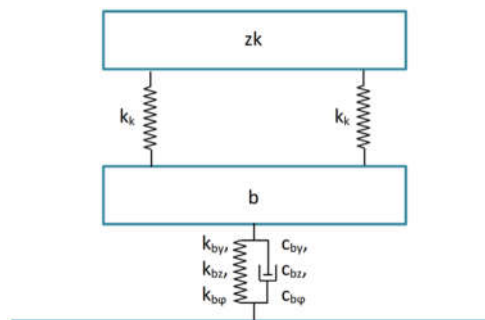
bryła	oznaczenie	masa [kg]	I_{xx} [kgm ²]	I_{yy} [kgm ²]	I_{zz} [kgm ²]
człon 1	p1	9500	13000	100000	100000
człon 2	p2	6300	8300	30500	29000
człon 3	p3	9500	13000	100000	100000
belka bujakowa	bb	320	100	20	100
rama wózka	rw	1600	400	400	600
zestaw kołowy	zk	600	220	8	220

Profile kół omówiono zbiorczo dla obydwu pojazdów w roz. 4.5.

4.4.3 Tor

W symulacjach wykorzystano dwa różne modele toru: sztywny dla symulacji *MBS* prowadzonych w ramach prac nad optymalizacją profilu koła tramwajowego i analiz wpływu zmian poszczególnych parametrów poprzecznego profilu koła na oddziaływanie dynamiczne z szyną (roz. 5.2) oraz podatny dla symulacji toczenia się koła po szynie po implementacji odchyłek promienia tocznego obręczy koła (roz. 5.3), ze względu na konieczność zwiększenia zakresu częstotliwości reje-

strowanych sygnałów. Topologię modelu toru podatnego przedstawiono na rys. 40, a jego parametry w tab. 9 i tab. 10. W symulacjach wykorzystano profil szyny 60R2.



Rys. 40 Topologia modelu toru podatnego

Tab. 9 Parametry masy toru podatnego

bryła	oznaczenie	masa [kg]	I_{xx} [kgm ²]	I_{yy} [kgm ²]	I_{zz} [kgm ²]
zestaw kołowy	zk	600	220	8	220
podkład	b	330	10	1	10

Tab. 10 Parametry podatności modelu toru

parametr	oznaczenie	wartość
wsp. sztywności kontaktu koła z szyną	k_k	FASTSIM
wsp. sztywności poprzecznej	k_{by}	150,0 MN/m
wsp. sztywności pionowej	k_{bz}	40,0 MN/m
wsp. sztywności skrętnej wokół osi x	$k_{b\phi}$	84,0 MNm/rad
wsp. tłumienia poprzecznego	c_{by}	0,1 MNs/m
wsp. tłumienia pionowego	c_{bz}	0,2 MNs/m
wsp. tłumienia skrętnego wokół osi x	$c_{b\phi}$	0,1 MNms/rad

Podane wartości sztywności pionowej toru zaczerpnięto z pomiarów wykonanych przez zespół badawczy w ramach projektu MODTRAM [35], pozostałe wartości zostały przyjęte arbitralnie.

4.5 Profile kół

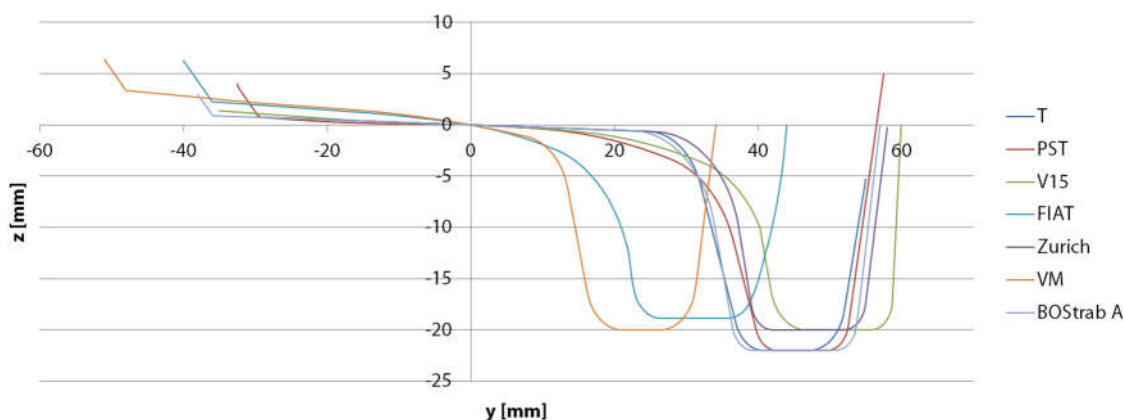
W symulacjach wykorzystano trzy grupy profili kół:

- profile nominalne (odniesienia) zaczerpnięte z europejskich systemów tramwajowych,
- profile zużyte, zmierzone na kołach tramwajów eksploatowanych w Poznaniu,
- profile wygenerowane przez algorytm optymalizacyjny.

W przypadku profili z grupy a) należy zastrzec, że uzyskane wyniki odnoszą się do warunków eksploatacji panujących w Poznaniu. W związku z tym, że były one projektowane w niektórych przypadkach (na przykład V15) dla torowisk innych miast, jak również dla pojazdów niewystępujących w Polsce, mogły generować wyniki inne niż spodziewane przez twórców. Stanowią one jednakże wartościową bazę do rozważań o kształtowaniu profilu koła tramwajowego, także ze względu na dużą różnorodność zarysów. Wykorzystanie poszczególnych grup profili kół zostało zaszyfrowane osobno przy każdym, analizowanym aspekcie współpracy koła tramwajowego z szyną.

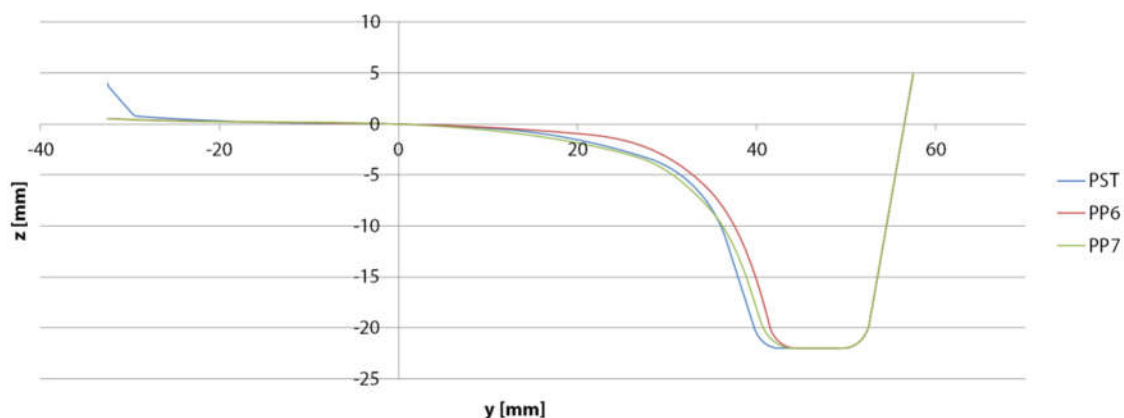
Wykorzystano następujące nominalne profile kół, grupa a):

- profil T (na przykład Wrocław, Bydgoszcz, Łódź),
- profil PST (na przykład Poznań, Gdańsk, Kraków),
- profil V15 (Blackpool),
- profil FIAT (brak informacji o wdrożeniu),
- profil Zurich (Zurych),
- profil VM (Praga),
- profil BOStrab typu A (Berlin).



Rys. 41 Porównanie zarysów wszystkich profili z grupy a)

Na rys. 41 przedstawiono porównanie zarysów wszystkich profili z grupy a). Profile wyrównano względem odpowiednich punktów *BPS*. Dla uwypuklenia różnic kształtu w obszarze obrzeża zastosowano różną podziałkę dla osi odciętych i rzędnych. Profile z grupy b) – dwa komplety dla pierwszych wózków wybranych pojazdów – zostały przedstawione na rys. 8. Nie przedstawiono graficznie wszystkich profili z grupy c) ze względu na ich dużą liczbę (ponad 50000). W tym miejscu ograniczono się do dwóch profili uzyskanych po przeprowadzeniu dwóch pętli optymalizacji (dla obydwu pojazdów opisanych w roz. 4.4), które przedstawiono na rys. 42. Profil PP7 jest profilem zoptymalizowanym dla pojazdu 1 [39] (według założeń opisanych w roz. 6), natomiast PP6 jest wynikiem optymalizacji profilu dla tego samego pojazdu, lecz wyłącznie dla kryterium równomiernego rozłożenia punktów w obszarze styku w kierunku poprzecznym [118].



Rys. 42 Porównanie zarysów wybranych profili z grupy c), uzyskanych w wyniku optymalizacji

Podczas poszczególnych przejazdów symulacyjnych wszystkie koła modelu wyposażone były w te same profile. Wyjątek stanowią profile z grupy b), dla których każde koło pierwszego wózka zostało wyposażone w inny, odpowiednio zużyty profil, zmierzony dla każdego koła w toku pomiarów profili kół rzeczywistego pojazdu.

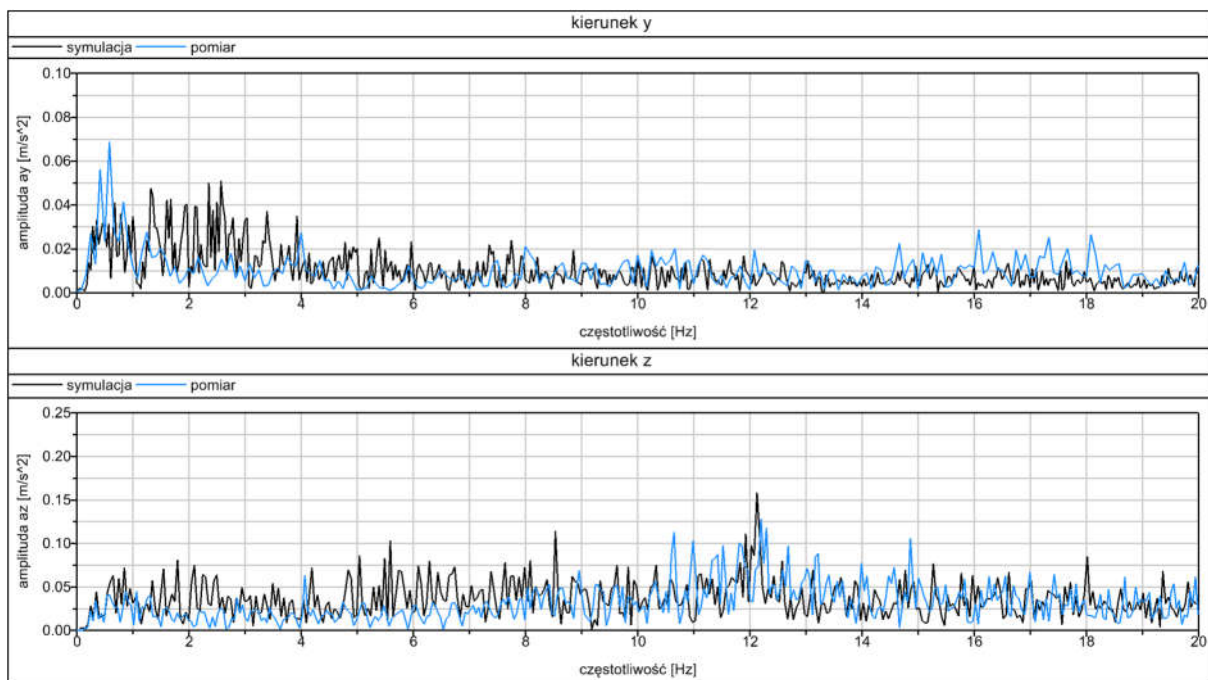
4.6 Walidacja modeli symulacyjnych

4.6.1 Wprowadzenie

Opracowane w niniejszej rozprawie doktorskiej modele zostały zwalidowane przy wykorzystaniu zmierzonych przebiegów odpowiedzi dynamicznej rzeczywistych odpowiedników pojazdów 1 i 2, podczas przejazdów po trasie 1 oraz w łuku o promieniu 500 m. Walidację modeli przedstawiono na przykładzie pojazdu 2 (trójczłonowego tramwaju opartego na czterech wózkach obrotowych), na podstawie sygnałów drgań zestawu kołowego podczas przejazdu po trasie 1. Prędkość przejazdów była stała i wynosiła 30 km/h. Tramwajem referencyjnym dla pojazdu 2 był częściowo niskopodłogowy pojazd, o wózkach skrętnych i klasycznych zestawach kołowych eksploatowany przez Miejskie Przedsiębiorstwo Komunikacyjne w Poznaniu. Walidację przeprowadzono w zakresie częstotliwości do 20 Hz, ponieważ według [60,119] jest to zakres wystarczający do oceny sił występujących w obszarze styku koła z szyną. Wykorzystano krótkie, stacjonarne odcinki sygnałów. Walidację przeprowadzono w oparciu o pomiary wykonane w Zakładzie Transportu Szynowego Politechniki Poznańskiej.

4.6.2 Wyniki walidacji

Na rys. 43 przedstawiono przykładowe porównanie widm amplitudowych przyspieszeń drgań zestawu kołowego pochodzących z symulacji i pomiaru w kierunku y i z.



Rys. 43 Porównanie widm amplitudowych przyspieszeń drgań zestawu kołowego

Uzyskano zadowalające podobieństwo rozkładów wartości amplitud przyspieszeń drgań w kierunku poprzecznego y , z wyjątkiem zakresu $1,5 \div 3,5$ Hz, dla którego wystąpiła 2÷3-krotnie wyższa wartość amplitud przyspieszeń drgań dla sygnału pochodzącego z symulacji. Dla kierunku poziomego z uzyskano wystarczające podobieństwo wyników symulacji z pomiarem. Należy pamiętać, że prezentowane w pracy doktorskiej modele nie stanowią dokładnego odwzorowania rzeczywistych pojazdów, ze względu na brak możliwości uzyskania ich szczegółowych parametrów, chronionych tajemnicą producenta. Dalsze zwiększenie dokładności odwzorowania wyników symulacji i pomiaru może zostać osiągnięte poprzez większe uszczegółowienie modelu (wymiana elementów podatnych na nieliniowe, uwzględnienie obracających się mas elementów napędu itp.) oraz implementację dodatkowych nierówności toru o krótszych falach, tj. korugacji, która występuje w infrastrukturze tramwajowej. Jednocześnie powstaje pytanie o zasadność tych działań wobec zadowalającego podobieństwa wyników w obecnym stanie. Takie działanie prawdopodobnie przyniesie efekt uboczny w postaci wydłużenia czasu obliczeniowego symulacji, co jest niekorzystne z punktu widzenia wykonywania tysięcy powtarzających się symulacji w ramach procesu optymalizacji.

5. Analiza wpływu wybranych parametrów profilu koła na dynamiczne oddziaływanie z torem

5.1 Wprowadzenie

Profil koła, a także przebieg jego promienia tocznego w funkcji kąta obrotu, pełnią istotną rolę w aspekcie oddziaływania dynamicznego z szyną, przejawiającą się w postaci kształtowania bezpieczeństwa przed wykolejeniem oraz intensywności zużywania. W tym rozdziale przedstawiono wpływ wybranych parametrów profilu poprzecznego i odchyłek promienia tocznego koła na dynamiczne oddziaływanie z torem przy wykorzystaniu środowiska do symulacji *MBS* odpowiedzi dynamicznej tramwaju na zadane wymuszenia. Przeanalizowano również przebiegi promienia tocznego wybranych kół tramwajowych, prezentujące różne rodzaje odchyłek (w tym poligonizację i płaskie miejsca) oraz ich wpływ na oddziaływanie z szyną.

5.2 Parametry profilu poprzecznego koła

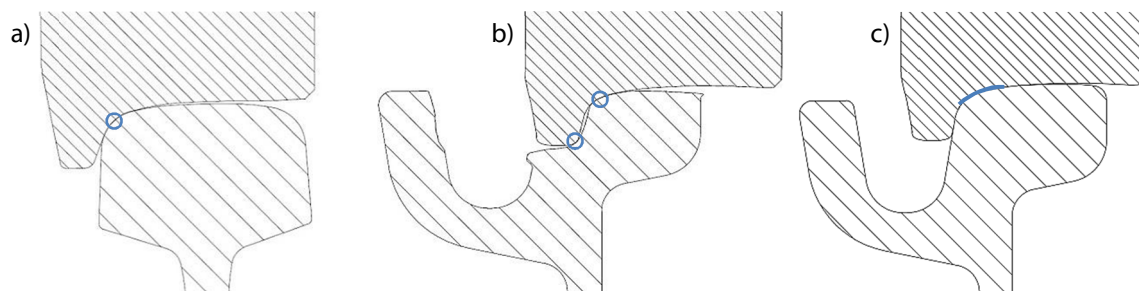
5.2.1 Rodzaj i powierzchnia styku koła z szyną

Warunki współpracy koła z szyną silnie zależą od kształtu ich profili. Ze względu na wzajemną relację ich krzywizn wyróżnia się zasadniczo trzy typy kontaktu [25] (rys. 44):

- styk jednopunktowy,
- styk dwupunktowy,
- styk konforemny.

Styk współpracujących powierzchni występuje na obszarze o pewnym kształcie, a określenie odnoszące się do punktu stanowi świadome uproszczenie przyjęte w nomenklaturze związanej z dynamiką pojazdów szynowych. W języku angielskim także stosowane jest pojęcie punktu styku (ang. *wheel-rail contact point*).

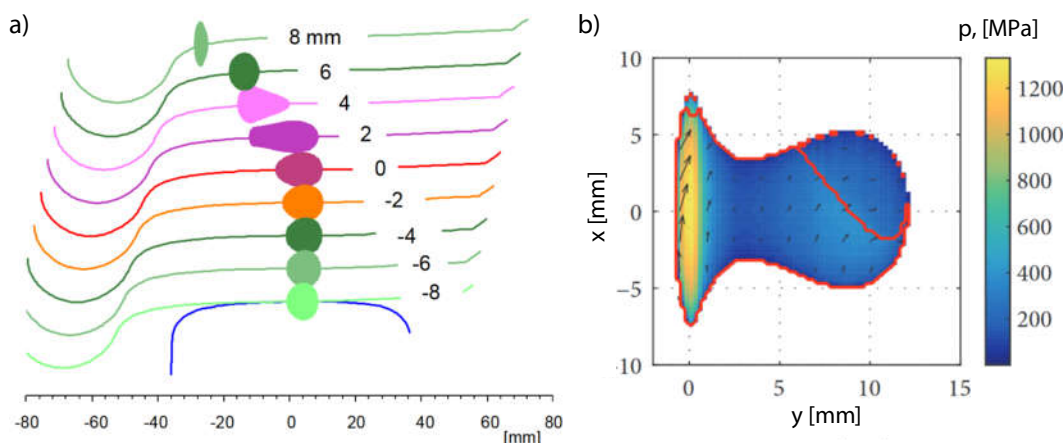
Styk jednopunktowy o bardzo małej powierzchni kontaktu jest zjawiskiem niepożądanym ze względu na wysokie prawdopodobieństwo wystąpienia dużych naprężeń kontaktowych sprzyjających zużyciu zmęczeniowemu (*RCF*). Styk dwupunktowy (wielopunktowy) to także niekorzystna forma współpracy koła z szyną, ze względu na różne promienie toczne obszarów (punktów) kontaktu, co generuje znaczne wartości poślizgu względnego i przyspieszone zużywanie.



Rys. 44 Główne rodzaje styku koła z szyną: a) jednopunktowy, b) dwupunktowy, c) konforemny; oznaczono kolorem niebieskim

Zdecydowanie najkorzystniejszą formą styku jest kontakt konforemny, którego zalety to: potencjalnie niewielka intensywność zużywania oraz stałość zarysów profili kół i szyn podczas eksploatacji, ograniczenie zużywania zmęczeniowego (na przykład zużycie szyn typu *head-checking*), brak intensywnego usuwania ze styku modyfikatorów tarcia ze względu na stosunkowo małe naciski kontaktowe oraz utrzymanie stałej (w przybliżeniu) wartości stożkowatości ekwiwalentnej [25,120,121].

Podczas eksploatacji koło, oprócz ruchu postępowego i obrotowego, nieustannie porusza się względem szyny, między innymi w kierunku poprzecznym i wokół osi pionowej. Te stopnie swobody przyczyniają się do największych zmian w zakresie rodzaju i powierzchni styku. Na rys. 45 zaprezentowano przykład ewolucji kształtu kontaktu w zależności od przemieszczenia poprzecznego koła względem szyny zaczerpnięty z eksploatacji kolei oraz nieeliptyczny obszar styku między obrzeżem koła a krawędzią toczną szyny. Z tego wynika, że obszar kontaktu może przyjmować bardzo zróżnicowany kształt i pole powierzchni.

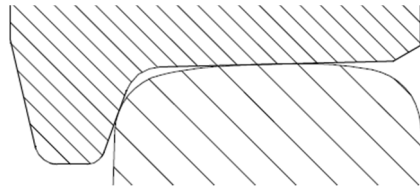


Rys. 45 a) Ewolucja kształtu kontaktu w zależności od przemieszczenia poprzecznego koła względem szyny [94], b) nieeliptyczny obszar kontaktu (wraz z rozkładem naprężeń, p – nacisk) podczas styku obrzeża koła z krawędzią toczną szyny [122]

W eksploatacji kół pojazdów szynowych praktycznie nie istnieją profile o nominalnym zarysie, gdyż już po pokonaniu niewielkiego dystansu ich kształt ulega zmianie na skutek zużywania. Szczególnie w początkowej fazie eksploatacji, w której występuje docieranie pary cierniej, proces zużywania jest intensywniejszy (por. rys. 15). Podczas eksploatacji profil koła dopasowuje się do uśrednionego profilu szyny występującego podczas eksploatacji pojazdu, zwiększając konforemność kontaktu.

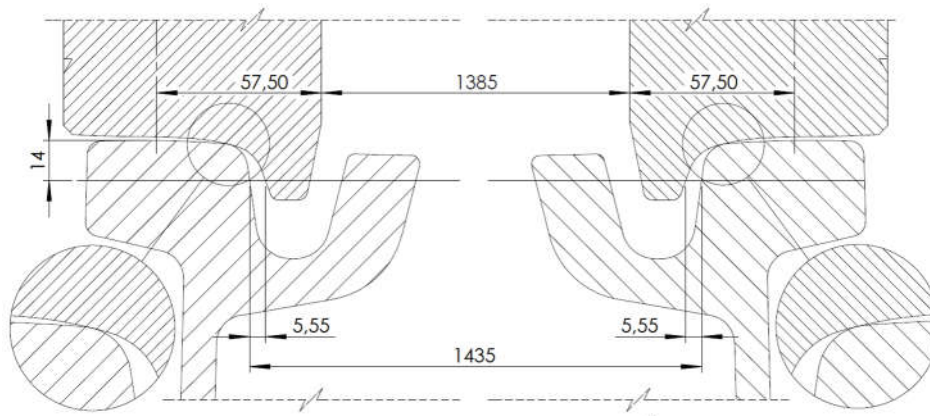
Jednym z powszechnych błędów spotykanych podczas dobierania par kół i szyn jest niewłaściwy dobór promienia łuku przejściowego profilu koła do promienia zaokrąglenia krawędzi tocznej szyny. Na rys. 46 przedstawiono ilustrację takiego niewłaściwego doboru, na przykładzie profilu T z szyną 49E1 (zarysy nominalne). Takie skojarzenia, o zerowym luzie między kołem a szyną, ze względu na zapisy norm [17,123] w aspekcie tolerancji szerokości toru oraz długości prowadnej zestawu kołowego, mogą występować w polskich miastach. W tej konfiguracji łuk przejściowy nie bierze udziału w kontakcie dla żadnej wartości przemieszczenia poprzecznego koła. Przebieg stożkowatości ekwiwalentnej i *RRD* ulegają gwałtownej zmianie podczas pojawienia się kontaktu na obrzeżu koła. Taka para cierna generuje kontakt dwupunktowy podczas jazdy w łukach o małym promieniu, które występują bardzo licznie w ramach infrastruktury tramwajowej. Wobec powyż-

szego promienie krzywych profilu szyny powinny być nie większe od odpowiednich promieni profilu koła.



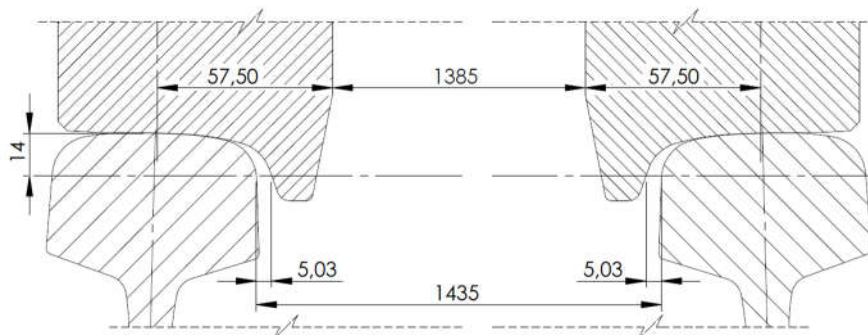
Rys. 46 Niewłaściwy dobór promienia łuku przejściowego profilu koła T do krawędzi toczonej szyny 49E1

Innym przykładem niewłaściwego dopasowania jest skojarzenie profilu koła PST z szyną 180S (produkcja zakończona, lecz szyna nadal jest eksploatowana, na przykład na trasie PST w Poznaniu). Obszar styku nie znajduje się na okręgu tocznym, tylko jest przesunięty w kierunku osi toru, ponadto ulokowany jest on na krawędzi główki szyny, co skutkuje mniejszą powierzchnią styku. Widać również, że kształty kontaktujących się powierzchni nie przystają do siebie. Sytuacja ta przyczynia się do intensyfikacji zużycia się obręczy kół – szczególnie, w początkowym okresie eksploatacji (docieranie).



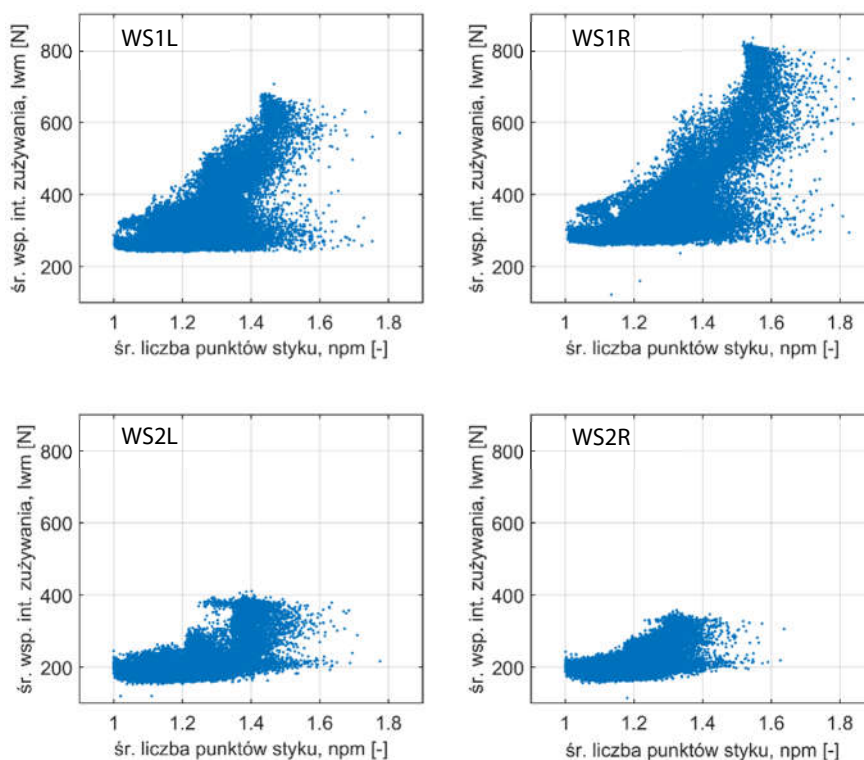
Rys. 47 Zestaw kołowy o profilu PST na torze wykonanym z szyn 180S [1]

Koła o profilu PST dostosowane są między innymi do szyn 60R2, 59R2 oraz 60R1 i 49E1 (z pochyleniem 1:40). Punkt styku koła z szyną znajduje się na powierzchni tocznej koła, tworząc kontakt konforemny, ze względu na zgodność promieni zarysu koła (promienie kolejno 13, 80, 330 mm) i główki szyny (o promieniach: 13, 80 i 300 mm) (rys. 48).



Rys. 48 Zestaw kołowy o profilu PST na torze wykonanym z szyn 49E1 [20]

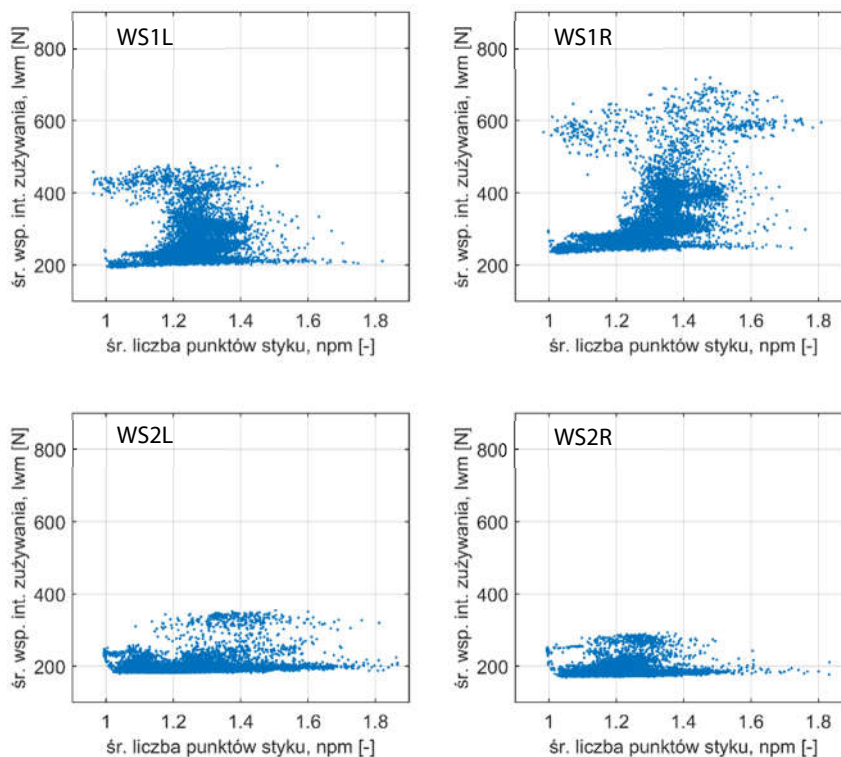
Na rys. 49 i rys. 50 przedstawiono uzyskaną zależność wartości średniego współczynnika intensywności zużycia l_{wm} od wartości średniej liczby punktów styku koła z szyną n_{pm} podczas przejazdu po trasie optymalizacyjnej, dla kół pierwszego wózka odpowiednio: pojazdu 1 oraz pojazdu 2. Wykresy prezentują wyniki symulacji profili kół z grupy c), czyli uzyskane na drodze optymalizacji. Rozkład punktów na wykresach obrazuje obszar poszukiwań frontu Pareto. Wynika z nich, że dla pojazdu 1 utrzymywanie kontaktu koła z szyną w formie styku jednopunktowego (styk konforemny jest tu traktowany także jako jednopunktowy) sprzyjało uzyskaniu niskich wartości średnich l_{wm} , lecz nie było warunkiem dostatecznym. Największe korzyści uzyskano na pierwszym (tzw. atakującym [17]) zestawie kołowym, czyli tam gdzie generowane są najwyższe siły prowadzące (poprzeczne) podczas jazdy w łuku. Natomiast w przypadku pojazdu 2 prawidłowość była odmienna. Dla profili kół, dla których średnia liczba punktów styku była bliska 1 mogła wystąpić zarówno niska jak i wysoka wartość średnia współczynnika intensywności zużycia. Jednakże, całościowo najniższe wartości l_{wm} wystąpiły dla profili o przewadze styku jednopunktowego.



Rys. 49 Zależność wartości średniego współczynnika intensywności zużycia l_{wm} od wartości średniej liczby punktów styku koła z szyną n_{pm} dla kół pierwszego wózka pojazdu 1 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej

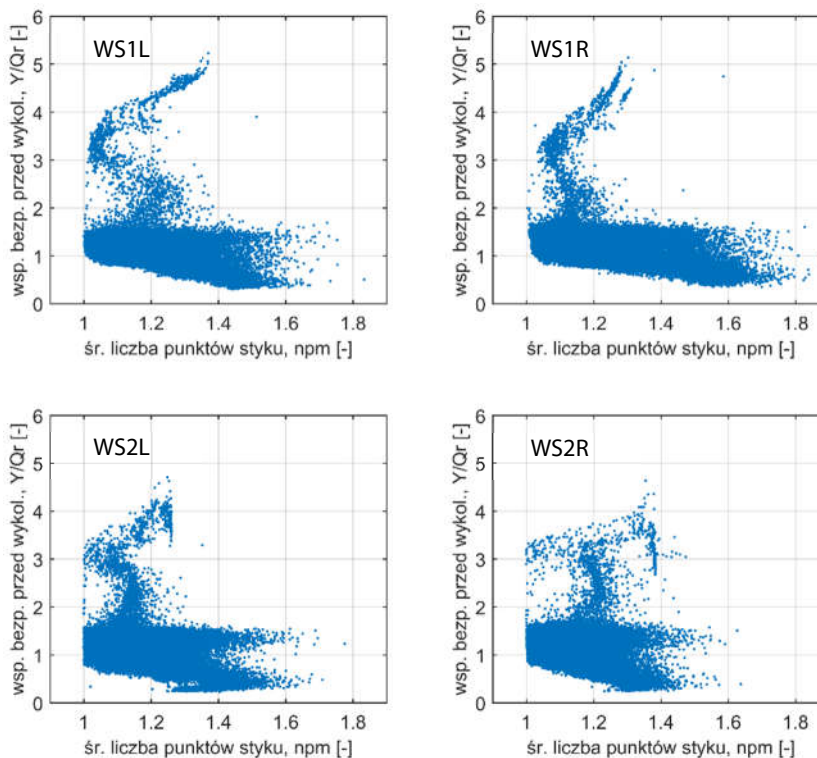
Obliczone wartości l_w można odnieść do tzw. reżimów zużycia, których wyróżniono trzy: łagodny ($l_w < 100$ N), intensywne zużycie ($100 \text{ N} \leq l_w < 200$ N), zużycie krytyczne ($l_w \geq 200$ N). Większość wyników zaprezentowanych na wykresach na rys. 49 odnosi się do reżimu zużycia krytycznego (należy dodatkowo zaznaczyć, że są to wartości średnie). Dla drugiego zestawu kołowego tylko niektóre wyniki zawierają się w reżimie intensywnego zużycia, pozostałe w zakresie krytycznego. Należy pamiętać, że powyższe reżimy zostały opracowane na potrzeby kolei, dla materiałów kół i szyn tam stosowanych. Ze względu na odmiennie warunki eksploatacji tramwajów uzasadnionym wydaje się być opracowanie odpowiednio dostosowanych reżimów zużycia, a być

może nawet nowego współczynnika intensywności zużycia – nie jest to jednak przedmiotem niniejszej rozprawy doktorskiej.

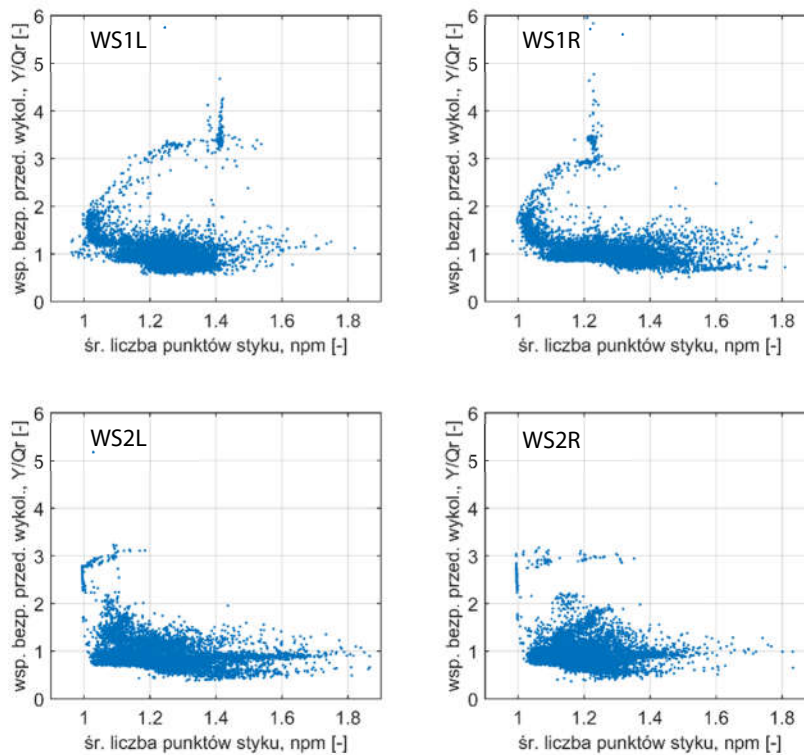


Rys. 50 Zależność wartości średniego współczynnika intensywności zużycia l_{wm} od wartości średniej liczby punktów styku koła z szyną n_{pm} dla kół pierwszego wózka pojazdu 2 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej

Na rys. 51 i rys. 52 przedstawiono zależności wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q_r od średniej liczby punktów styku koła z szyną n_{pm} podczas przejazdu po trasie optymalizacyjnej, dla kół pierwszego wózka odpowiednio: pojazdu 1 oraz pojazdu 2. Współczynnik Y/Q_r stanowi iloraz maksymalnej wartości współczynnika Y/Q z danego przejazdu oraz kryterium Nadala Y/Q_{lim} dla danego profilu koła. Zabieg ten wykonano dla ujednoczenia wartości dopuszczalnych dla profili kół o różnych wartościach kąta nachylenia obrzeża. Y/Q_r o wartości większej niż 1 oznacza przekroczenie kryterium Nadala dla danego profilu koła. Rozkład punktów na wykresach obrazuje obszar poszukiwań frontu Pareto otrzymany za pomocą algorytmu optymalizacyjnego. Wynika z nich, że dla obydwu pojazdów, utrzymywanie kontaktu koła z szyną w formie styku jednopunktowego (styk konforemny jest tu traktowany także jako jednopunktowy) sprzyjało zwiększeniu wartości współczynnika Y/Q_r , nawet do wartości przekraczającej 5. Stąd widać, że konieczny jest kompromis pomiędzy intensywnością zużycia a bezpieczeństwem przed wykolejeniem. Przy projektowaniu wartości Y/Q_r dla nowego profilu koła należy pamiętać, aby zapewnić ją na odpowiednim poziomie (na przykład bez przekroczeń wartości przyjętego kryterium). Dalsza minimalizacja stosunku sił Y/Q może nie być celowa i odbywać się ze szkodą dla pozostałych parametrów interesujących dla operatora taboru.

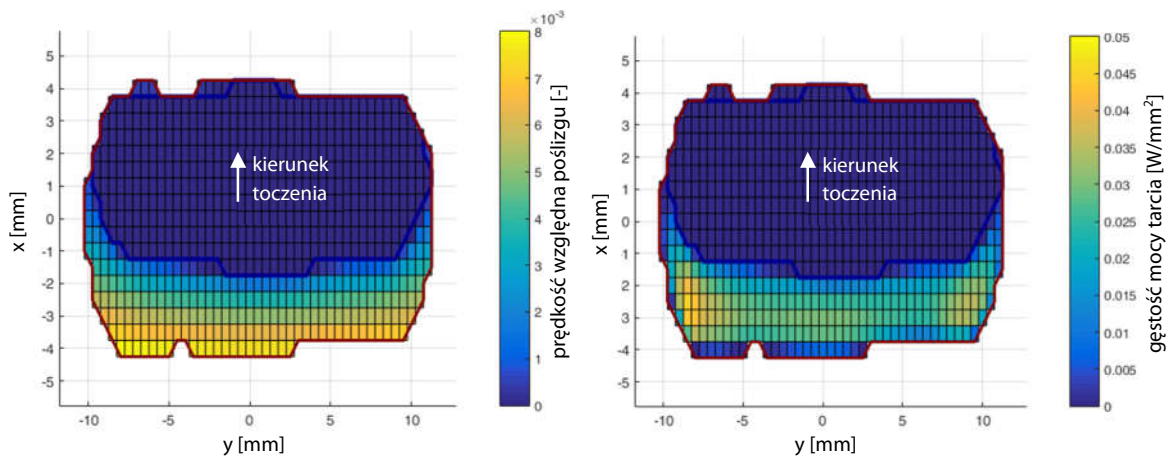


Rys. 51 Zależności wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykojeniem Y/Q , od wartości śr. liczby punktów styku koła z szyną n_{pm} dla kół pierwszego wózka pojazdu 1 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej



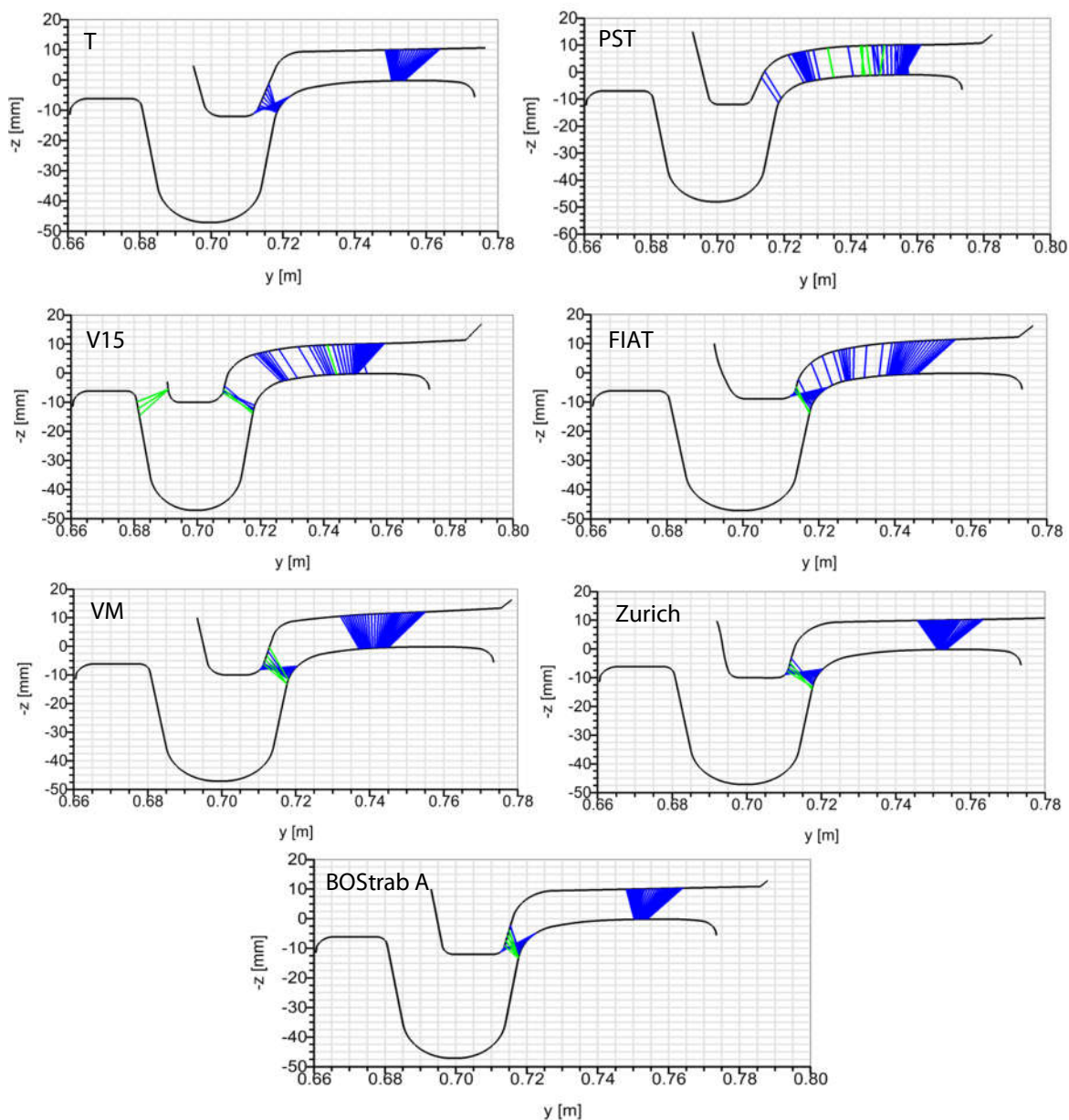
Rys. 52 Zależności wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykojeniem Y/Q , od wartości śr. liczby punktów styku koła z szyną n_{pm} dla kół pierwszego wózka pojazdu 2 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej

Kolejnym bardzo ważnym aspektem w procesie optymalizacji powinna być wielkość powierzchni styku, która w celu zmniejszenia naprężeń kontaktowych, powinna być dostatecznie duża. Jednocześnie szerokość obszaru styku w kierunku poprzecznym nie powinna być zbyt rozległa ze względu na powiększanie obszaru udziału poślizgu w kontakcie koła z szyną. Zjawisko to ilustruje rys. 53, na którym przedstawiono obszary poślizgu (ograniczone czerwoną linią) oraz adhezji (wewnątrz niebieskiej linii). Poślizg występuje zawsze po stronie przeciwnej do kierunku toczenia, lecz jego obszar zwiększa swoją długość w kierunku x po bokach kontaktu ze względu na rosnącą różnicę promieni tocznych oraz mniejszy nacisk. W miejscach poślizgu występuje tarcie, a więc obecne jest zużywanie ścierne.

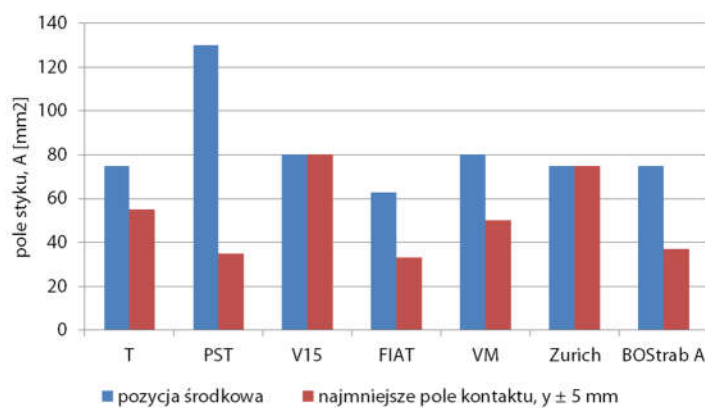


Rys. 53 Prędkość względna poślizgu oraz gęstość mocy tarcia naniesione na obszary kontaktu koła z szyną

Na rys. 54 przedstawiono wykresy potencjalnych punktów kontaktu europejskich profili kół tramwajowych (nominalnych) z szyną 60R2 (zarys nominalny) dla przemieszczeń poprzecznych z zakresu $-10 \div 10$ mm, czyli włącznie z kontaktem obrzeża koła z krawędzią toczną szyny i wspinaniem się koła na szynę. Linie pomiędzy kołami i szynami łączą środki geometryczne obszarów kontaktu w rzucie na płaszczyznę yz . Niebieskie linie wskazują pierwszy obszar kontaktu (styk jednopunktowy i konforemny), natomiast zielone – drugi (styk dwupunktowy). Zaobserwowano znaczne różnice w rozmieszczeniu punktów kontaktu oraz ich liczbie. Dla profili T, VM, Zurich i BOStrab A wystąpiły dwie oddzielne, silnie skoncentrowane strefy kontaktu, na powierzchni tocznej koła oraz obrzeżu. Tak duże skupienie styku w małym obszarze koła może powodować powstawanie tzw. fałszywych obrzeży (por. rys. 1), a utrzymywanie się nominalnego kształtu profili kół i szyn może zostać mocno zaburzone. Ponadto, podczas pokonywania łuków o małym promieniu kontakt prawdopodobnie gwałtownie przeskoczy na obrzeże, generując poślizg z powodu różnicy prędkości liniowej tocznia względem powierzchni tocznej (przyspieszenie procesu zużywania). Pożądaną sytuacją jest styk równomiernie rozłożony na szerokości powierzchni tocznej z płynnym przejściem na obrzeże przez łuk przejściowy. Na podstawie przeprowadzonej analizy zachowania dynamicznego profilu próbnie zoptymalizowanego pod względem równomiernego rozkładu punktów styku, stwierdzono, że ze względu na bezpieczeństwo przed wykolejeniem, intensywność zużywania oraz liczbę punktów styku osiągnął on lepsze wyniki niż profil PST, z mniej równomiernym rozłożeniem punktów styku [118]. Profil V15 także został zaprojektowany w oparciu o tę zasadę [4], lecz dla innych profili szyn niż 60R2, dlatego zaprezentowany na rys. 54 wykres niekoniecznie obrazuje najbardziej korzystne dla niego warunki współpracy.

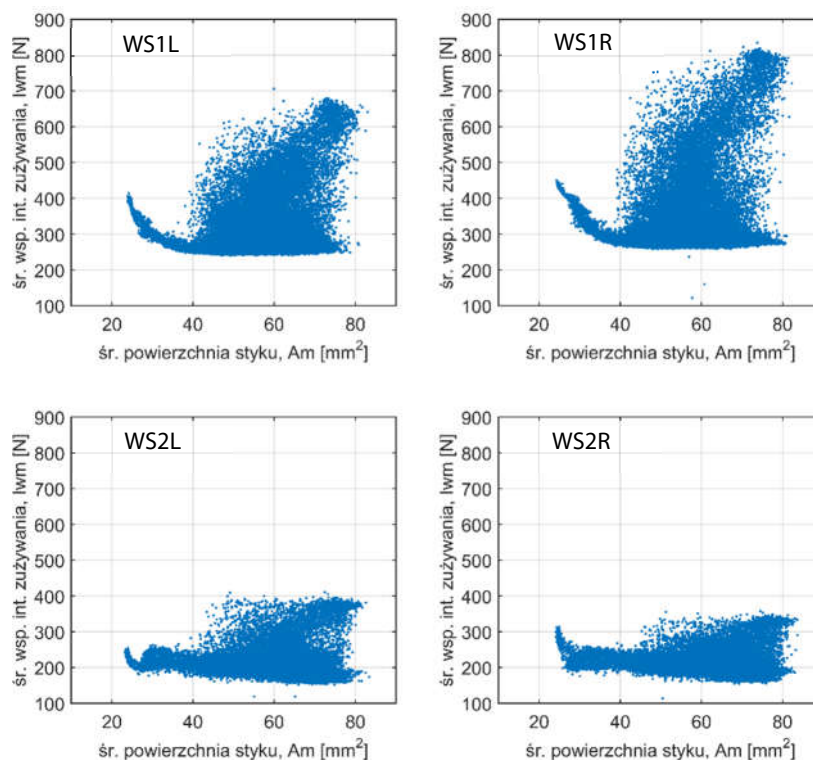


Rys. 54 Wykresy potencjalnych punktów kontaktu profili z grupy a) z szyną 60R2



Rys. 55 Zestawienie pól powierzchni styku profili kół z grupy a) z szyną 60R2

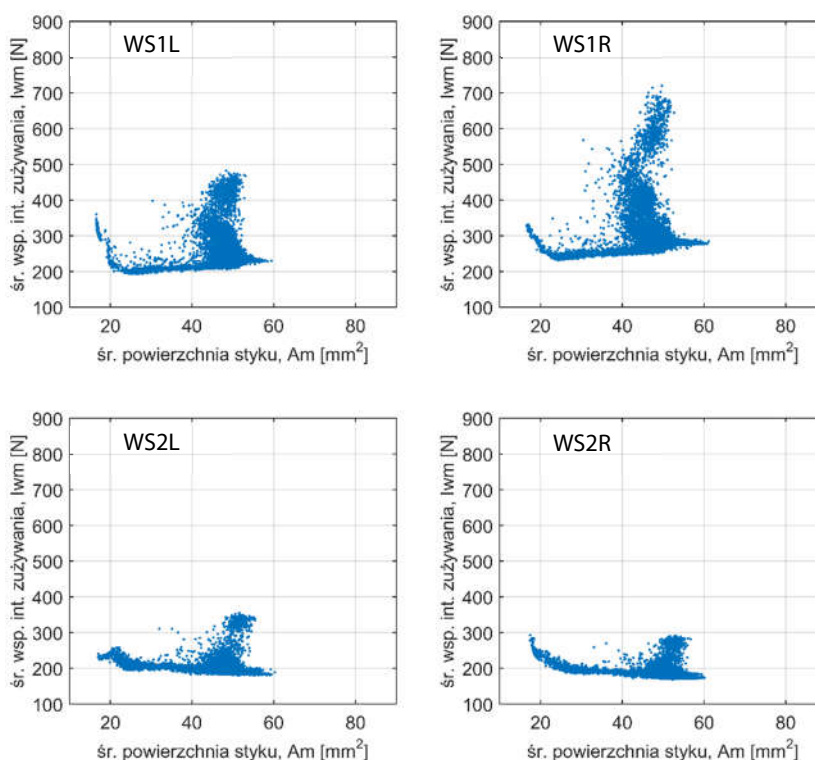
Na rys. 55 przedstawiono pola powierzchni styku dla profilu z grupy a) w pozycji środkowej zestawu kołowego w torze oraz ich wartości najmniejsze dla przemieszczeń poprzecznych zestawu kołowego z zakresu $-5\div 5$ mm (z pominięciem wspinania się koła na szynę). Pole powierzchni styku jest wypadkową kształtów profili kół i szyn. Największe pole powierzchni w pozycji centralnej zmierzono dla profilu PST, a najmniejsze dla profilu FIAT. Dla pozostałych profili wartość ta mieściła się w zakresie $75\div 80$ mm². Natomiast najmniejsze pole kontaktu w zakresie przemieszczeń poprzecznych $-5\div 5$ mm obliczono dla profili FIAT, PST i BOStrab A. To pokazuje, że profil PST ma bardzo dużą rozpiętość wartości pola powierzchni styku. Zakładając liniowe zachowanie materiału, warunki statyczne i maksymalne dopuszczalne obciążenie osi tramwajowej równe 98,1 kN obliczono naprężenia kontaktowe dla trzech wartości pola kontaktu: najmniejszej (33 mm²), typowej dla położenia centralnego zestawu kołowego (80 mm²) oraz największej (130 mm²). Uzyskano wartości naprężeń odpowiednio: 1486 MPa (obarczone błędem ze względu na przejście do zakresu odkształceń plastycznych), 613 MPa oraz 377 MPa. Granica plastyczności dla materiału obręczy kół (stali P70) wynosi 700 MPa. Z tego wynika, że dla najnowszego profilu koła tramwajowego eksploatowanego w Polsce, możliwa jest sytuacja, w której wystąpią naprężenia kontaktowe z zakresu odkształceń plastycznych. Należy zauważyć, że powyższe obliczenia dotyczą nominalnych zarysów obręczy koła i szyny, czyli objętych największym wpływem procesu projektowania.



Rys. 56 Zależność wartości średniego współczynnika intensywności zużywania I_{wm} od wartości średniej powierzchni styku koła z szyną A_m dla kół pierwszego wózka pojazdu 1 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej

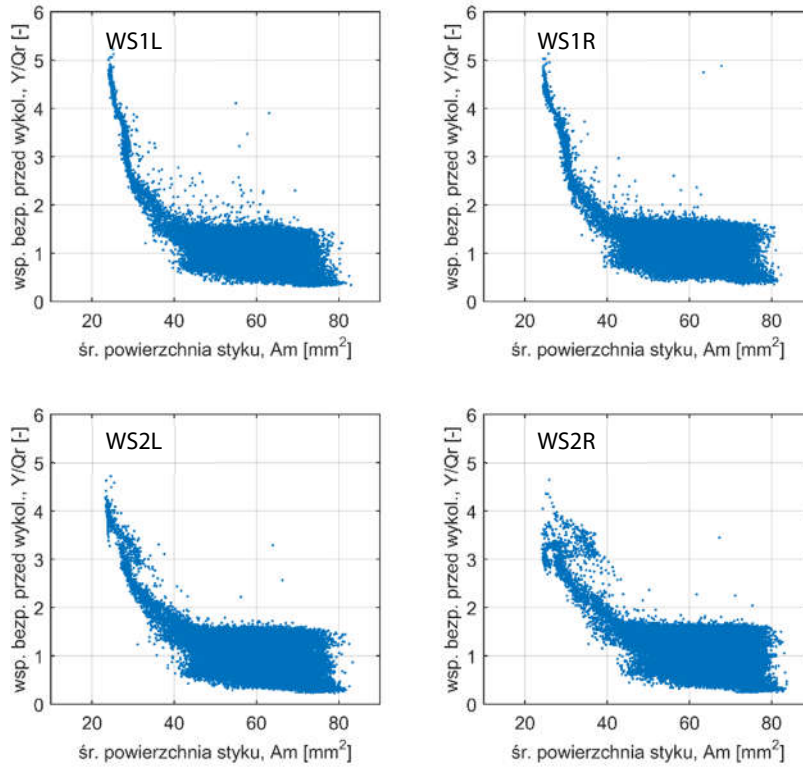
Na rys. 56 i rys. 57 przedstawiono zależność wartości średniego współczynnika intensywności zużywania I_{wm} od wartości średniej powierzchni styku koła z szyną A_m dla przejazdu po trasie optymalizacyjnej, odpowiednio dla: pojazdu 1 i pojazdu 2. Dla atakującego zestawu kołowego pojazdu 1 najniższa intensywność zużywania ściernego wystąpiła dla styku o powierzchni z zakresu $40\div 60$ mm², jednakże podobne wartości uzyskano także dla większych pól kontaktu. Poniżej

40 mm² minimalna intensywność zużycia ściernego znacznie rosła. Natomiast dla drugiego zestawu kołowego najkorzystniejsze warunki ze względu na zużycie ściernie wystąpiły dla profili o powierzchni kontaktu z szyną z zakresu 60÷80 mm². Podobny charakter wyników uzyskano dla pojazdu 2, którego atakujący zestaw kołowy podlegał zużyciu ściernemu o najniższej intensywności dla styku o powierzchni ok. 25 mm². Natomiast drugi zestaw kołowy zużywał się najmniej intensywnie dla styku o średniej powierzchni A_m z przedziału 40÷60 mm². Należy pamiętać, że współczynnik I_{wm} odnosi się wyłącznie do zużycia ściernego, natomiast przy występowaniu kontaktu o bardzo małej powierzchni (25 mm²) znaczny udział w degradacji kół i szyn powinno mieć zużycie zmęczeniowe (por. 7.2).

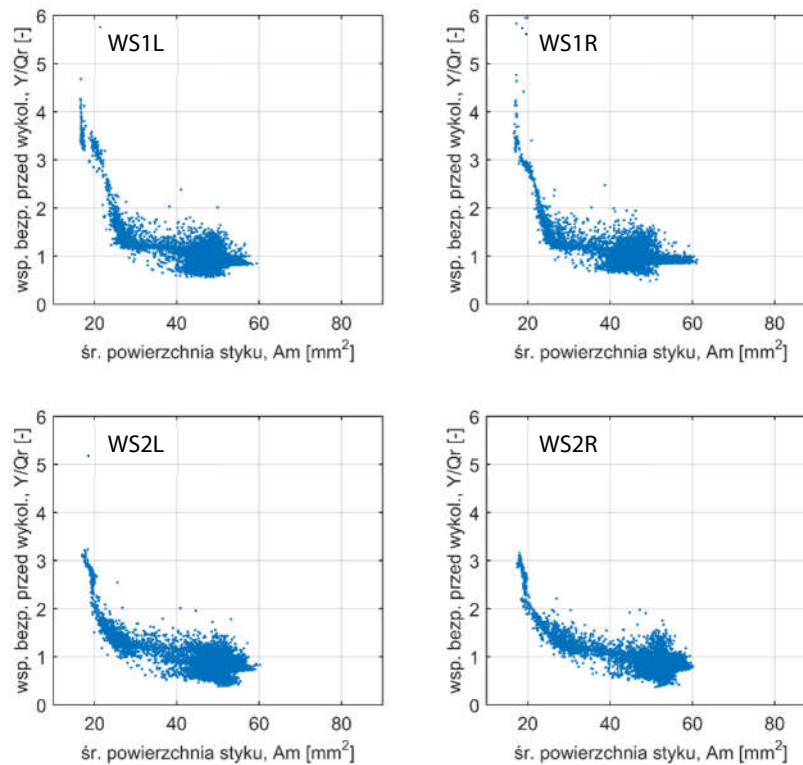


Rys. 57 Zależność wartości średniego współczynnika intensywności zużycia I_{wm} od wartości średniej powierzchni styku koła z szyną A_m dla kół pierwszego wózka pojazdu 2 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej

Na rys. 58 i rys. 59 przedstawiono zależności wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q_r od wartości średniej powierzchni styku koła z szyną A_m dla przejazdu po trasie optymalizacyjnej, odpowiednio dla: pojazdu 1 i pojazdu 2. Rozkład punktów na wykresach obrazuje obszar poszukiwań frontu Pareto wykonanych przez algorytm optymalizacyjny. Wynika z nich wprost, że aby obniżyć współczynnik bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q_r , należy zastosować profil koła o większym polu powierzchni kontaktu z szyną. Bezpieczeństwo przed wykolejeniem intensywnie spada dla $A_m < 40$ mm² (pojazd 1) i $A_m < 25$ mm² (pojazd 2).



Rys. 58 Zależności wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q_r od wartości średniej powierzchni styku koła z szyną A_m dla kół pierwszego wózka pojazdu 1 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej



Rys. 59 Zależności wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q_r od wartości średniej powierzchni styku koła z szyną A_m dla kół pierwszego wózka pojazdu 2 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej

Powyższe obserwacje mogą wynikać z tego, że kontakt na obrzeżu koła cechuje mała powierzchnia styku, a kontakt na powierzchni tocznej – przeważnie zdecydowanie większa (w związku z wyższym podobieństwem kształtów profili koła i szyny). Stąd dla małych wartości średnich powierzchni styku (poniżej 30 mm²) zaobserwowano znaczne pogorszenie bezpieczeństwa jazdy.

5.2.2 Luz między kołem a szyną

Na potrzeby niniejszej pracy luz zestawu kołowego l_z w torze zdefiniowano jako różnica szerokości toru oraz długości prowadnej d_{14} mierzonej 14 mm poniżej punktu *BPS* (8). Długość prowadną d_{14} można przedstawić jako sumę rozstawu wewnętrznych płaszczyzn czołowych obręczy p i szerokości obrzeża b_{14} mierzonej 14 mm poniżej punktu *BPS*. Luz w odniesieniu do pojedynczego koła $l_{z1,2}$ będzie odpowiednio dwukrotnie mniejszy dla położenia centralnego zestawu kołowego w torze o nominalnych profilach szyn. Szerokość obrzeża koła b oraz długość prowadną p mierzy się powszechnie w Polsce 10 mm poniżej punktu *BPS*. Zaproponowana w niniejszej pracy modyfikacja sposobu pomiaru długości prowadnej oraz szerokości obrzeża wynika z konieczności odniesienia wyników do pomiaru szerokości toru, która powszechnie mierzona jest 14 mm poniżej poziomu główki szyny. Niezachowanie tego warunku spowodowałoby obarczenie wartości luzu zestawu kołowego błędem wynikającego z pochylenia obrzeża profilu koła.

$$l_z = L - d_{14} = L - (p + b_{14}) \quad (8)$$

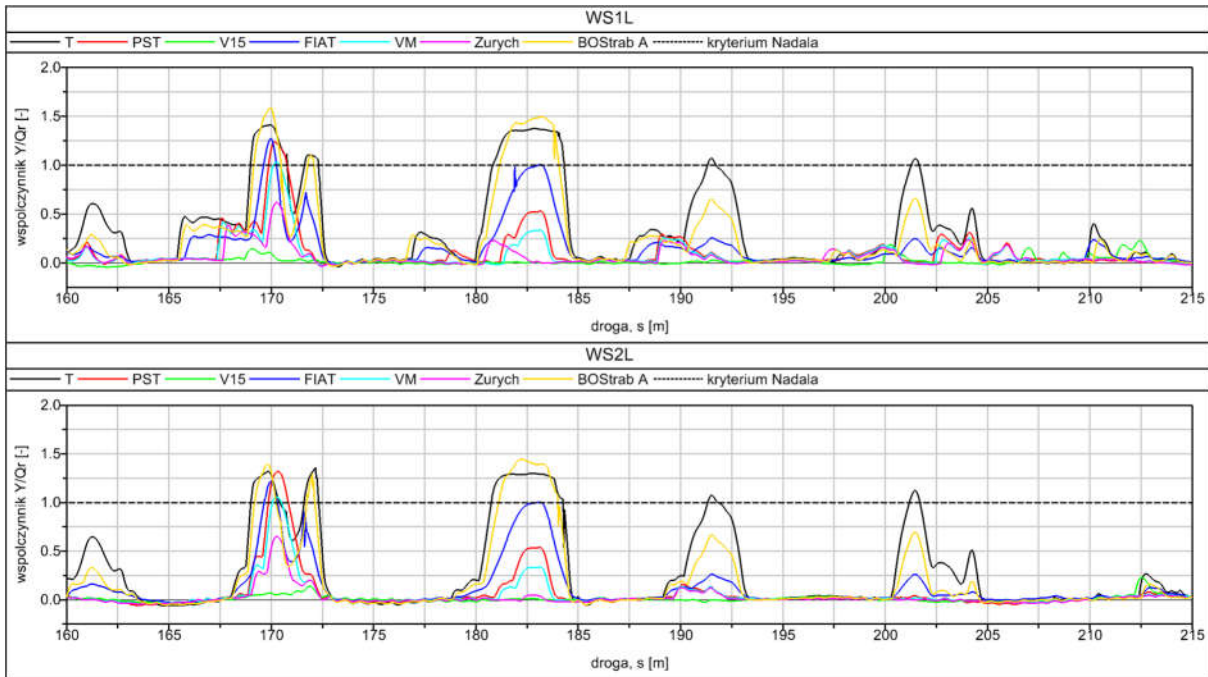
Na podstawie powyższego zmierzono wartości luzu między kołem a szyną $l_{z1,2}$ dla poszczególnych europejskich profili kół, z grupy a) i zestawiono je w tab. 11. Wartości luzu pokrywają zakres 2,0÷6,3 mm. W pobliżu dolnej granicy przedziału znalazł się polski profil T. Jednocześnie niemieckie wytyczne dot. techniki tramwajowej [18] zalecają projektowanie par ciernych z zachowaniem przynajmniej 5 mm luzu. W Polsce brakuje dokumentu regulującego tę sprawę, której istotę w aspekcie oddziaływania dynamicznego pojazdu z torem rozwinęto w dalszej części niniejszego rozdziału.

Tab. 11 Wartości luzu $l_{z1,2}$ między kołem a szyną dla profili z grupy a)

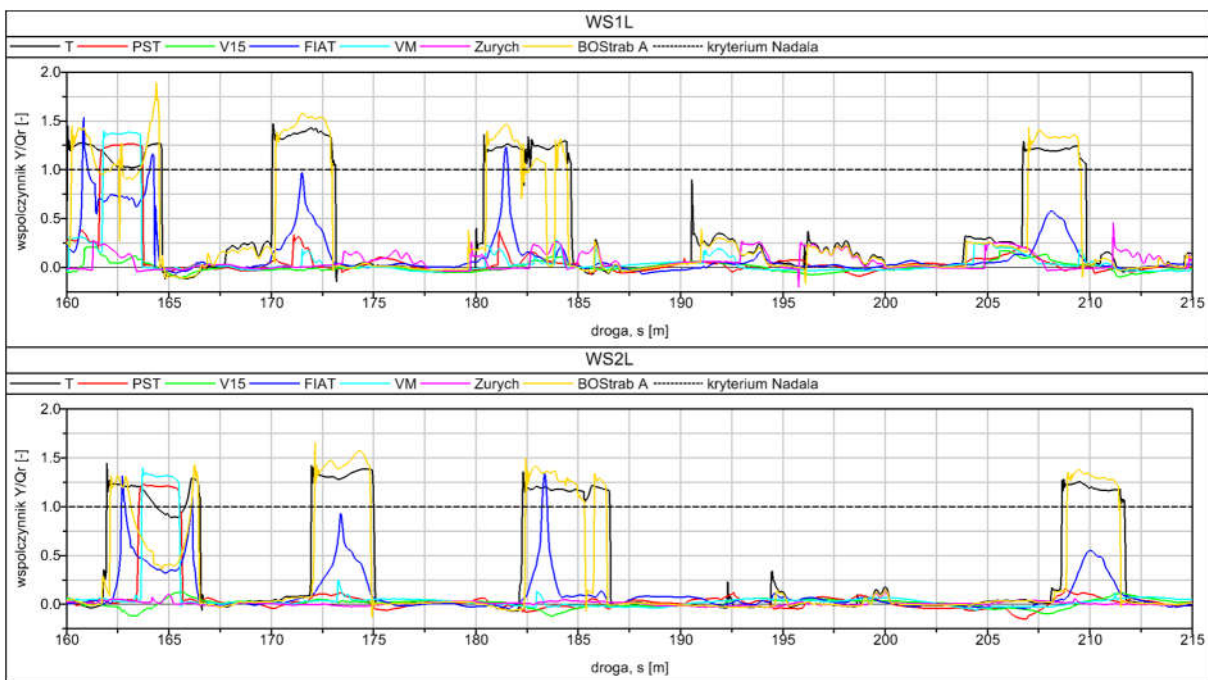
	T	PST	V15	FIAT	VM	Zurich	BOStrab A
$l_{z1,2}$ [mm]	2,5	5,0	6,3	3,2	5,2	5,2	3,0

Na rys. 60 i rys. 61 przedstawiono przebieg współczynnika Y/Q na trasie 1 (odcinek toru prostego w złym stanie technicznym) w funkcji przebytego dystansu, odpowiednio: dla pojazdu 1 i pojazdu 2. Pojedyncze przekroczenia kryterium Nadala wystąpiły dla wszystkich profili kół, dla obydwu pojazdów (ok. 170. sekundy) z wyjątkiem profili V15 i Zurich. Najwyższe wartości ilorazu Y/Q oraz najliczniejsze przekroczenia wartości dopuszczalnej zaobserwowano dla profili T, FIAT oraz BOStrab A. Wszystkie te profile łączy jedna cecha – luz między kołem a szyną $l_{z1,2}$ nie większy niż 3 mm.

Podczas jazdy po trasie 2 (układ trzech łuków w dobrym stanie technicznym) nie zaobserwowano znacznych różnic w przebiegach wartości Y/Q dla poszczególnych profili kół, dla obydwu pojazdów. Z tego wynika, że najwyższe wartości Y/Q były generowane podczas przejazdów przez tor o znacznych nierównościach poziomych toków szynowych.



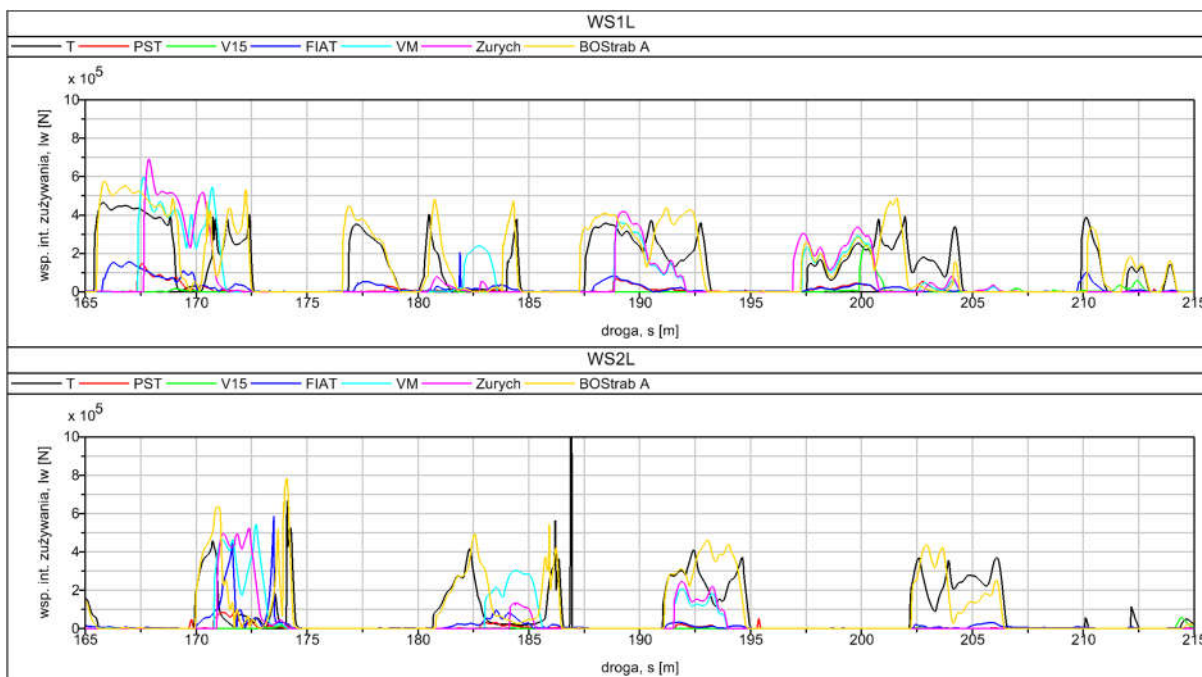
Rys. 60 Przebiegi współczynnika Y/Q dla pojazdu 1 na trasie 1 w funkcji przebytego dystansu ($WS1L$, $WS2L$)



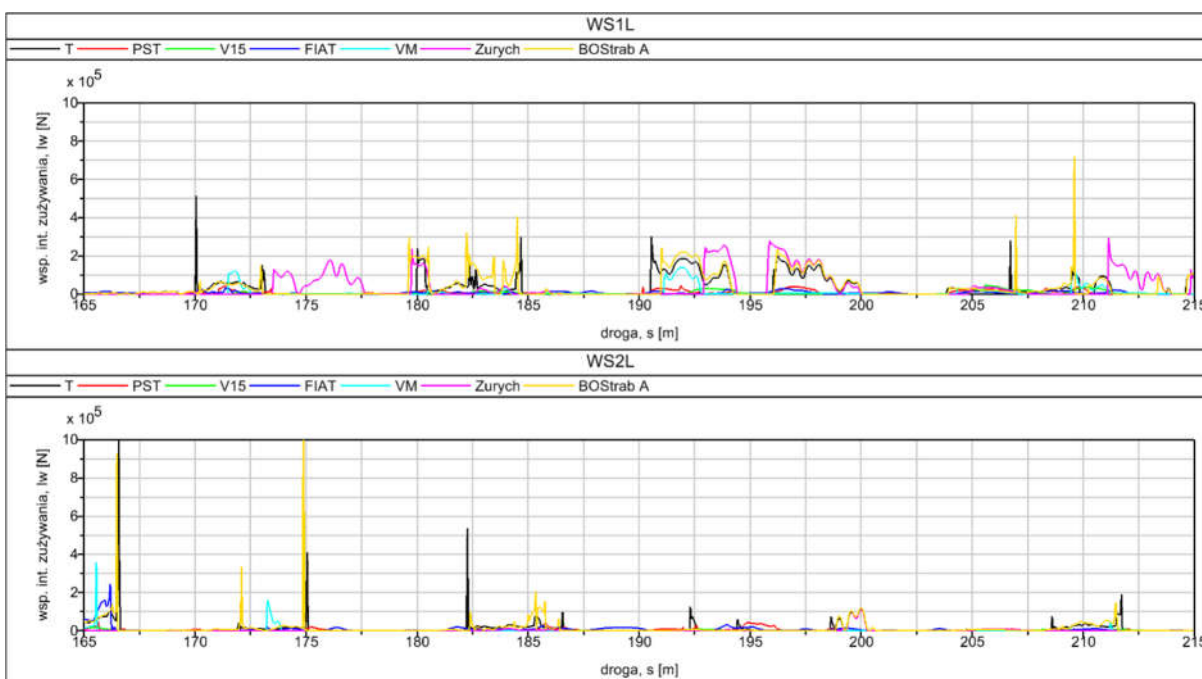
Rys. 61 Przebiegi współczynnika Y/Q dla pojazdu 2 na trasie 1 w funkcji przebytego dystansu ($WS1L$, $WS2L$)

Podczas symulacji przejazdów obydwu tramwajów, z kołami o profilach T, VM, Zurich oraz BO-Strab A zaobserwowano zwiększone wartości współczynnika intensywności zużycia I_w (rys. 62 i rys. 63). W tym przypadku luz między kołem a szyną nie był decydującym czynnikiem. Te słowa potwierdzają niskie wartości I_w osiągnięte przez profil FIAT o niskiej wartości $I_{z1,2}$ (3,2 mm). Z tego wynika, że luz między kołem a szyną nie jest parametrem jednoznacznie definiującym intensywność zużycia. Podczas przejazdu pojazdu 2 zaobserwowano znacznie niższe wartości I_w , lecz

różnica ta spowodowana była innymi cechami pojazdu niż profil koła, a te nie były przedmiotem analiz niniejszej rozprawy doktorskiej.



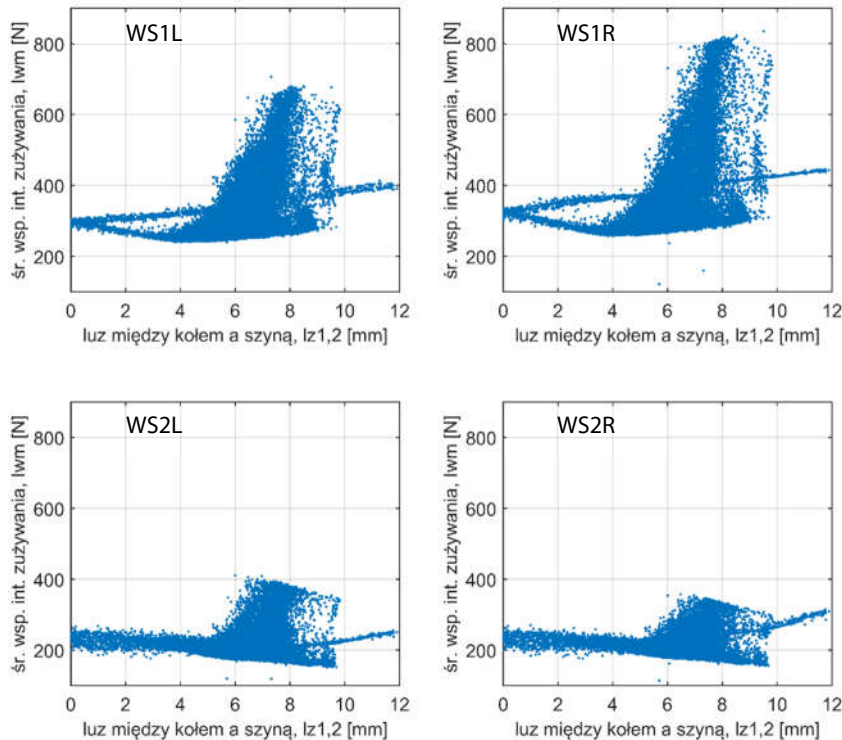
Rys. 62 Przebiegi współczynnika l_w dla pojazdu 1 na trasie 1 w funkcji przebytego dystansu (WS1L, WS2L)



Rys. 63 Przebiegi współczynnika l_w dla pojazdu 2 na trasie 1 w funkcji przebytego dystansu (WS1L, WS2L)

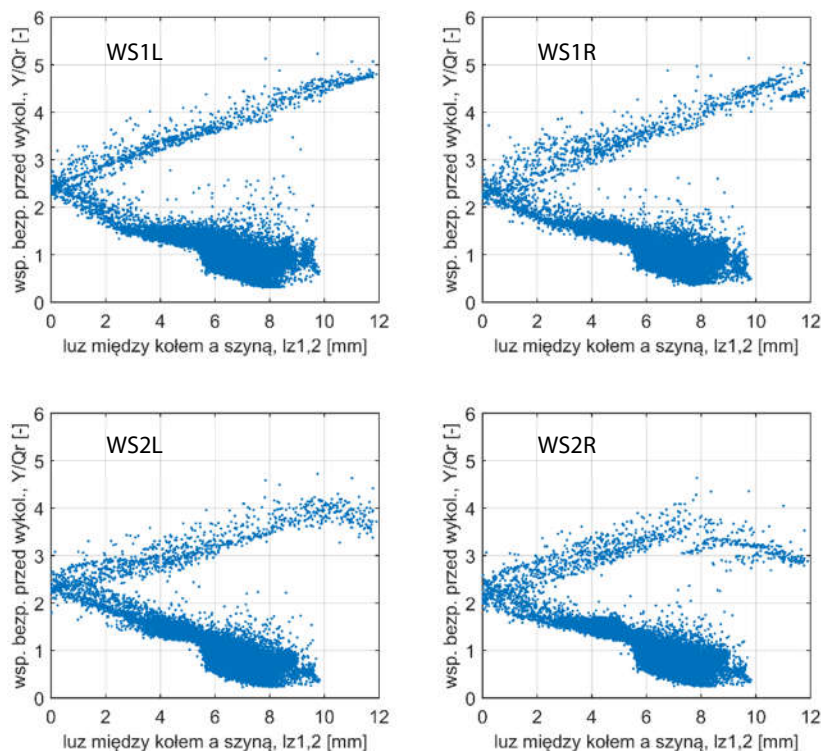
Na rys. 64 zaprezentowano zależność wartości średniego współczynnika intensywności zużycia l_{wm} od wartości luzu między kołem a szyną $l_{z1,2}$ podczas przejazdu po trasie optymalizacyjnej dla pierwszego wózka pojazdu 1. Rozkład punktów na wykresach obrazuje obszar poszukiwań frontu Pareto przeprowadzonych przez algorytm optymalizacyjny. Dla atakującego zestawu koło-

wego najniższe wartości I_{wm} wystąpiły dla profili o wartości luzu ok. 4 mm. Dla drugiego zestawu kołowego zwiększenie luzu aż do wartości ok. 9,5 mm umożliwiło uzyskanie najniższych wartości I_{wm} . Ze względu na niejednoznaczny rozkład par $I_{wm}, I_{z1,2}$ można zauważyć, że zapewnienie odpowiedniej wartości luzu nie jest warunkiem dostatecznym dla osiągnięcia niskiej intensywności zużywania się obręczy kół. Natomiast projektowanie par o innym luzie niż 4 mm dla atakującego zestawu kołowego lub 9,5 mm dla drugiego zestawu kołowego wyklucza uzyskanie najniższej wartości średniego współczynnika intensywności zużywania I_{wm} . Zasadne może tu być podejście uwzględniające projektowanie różnych profili dla różnych zestawów kołowych.

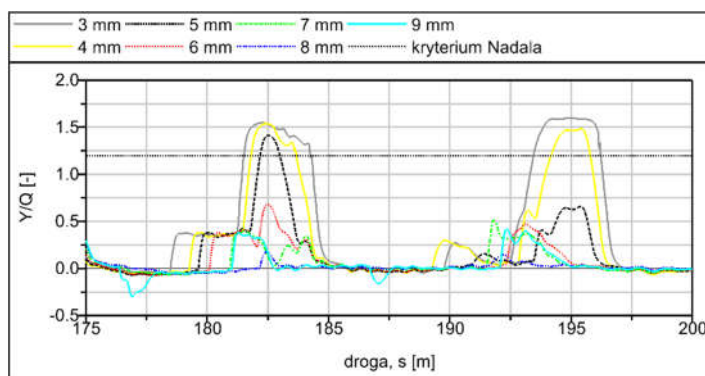


Rys. 64 Zależność wartości średniego współczynnika intensywności zużywania I_{wm} od wartości luzu między kołem a szyną $I_{z1,2}$ dla pierwszego wózka pojazdu 1 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej

Na rys. 65 zaprezentowano zależność wartości średniego współczynnika bezpieczeństwa przed wykojeniem Y/Q_r od wartości luzu między kołem a szyną $I_{z1,2}$ podczas przejazdu po trasie optymalizacyjnej dla pierwszego wózka pojazdu 1. Najniższe wartości współczynnika Y/Q_r uzyskano dla luzu między kołem a szyną o wartości zbliżonej do 8 mm (dla obydwu zestawów kołowych). Jednakże nawet dla tych wartości luzu występowały profile o znacznie wyższych wartościach Y/Q_r . Z tego względu należy zauważyć, że zapewnienie odpowiedniej wartości luzu jest warunkiem koniecznym, lecz nie dostatecznym dla utrzymania niskiej wartości Y/Q_r . Dla pojazdu 2 uzyskano wyniki o podobnym charakterze.



Rys. 65 Zależność wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykołeniem Y/Q_r od wartości luzu między kołem a szyną $l_{z1,2}$ dla pierwszego wózka pojazdu 1 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej



Rys. 66 Przebiegi współczynnika Y/Q dla pojazdu 1 na trasie 1 (fragment) w funkcji przebytego dystansu (WS1L)

Sprawdzono również wpływ luzu między kołem o nominalnym profilu PST a szyną 60R2 na wartość współczynnika bezpieczeństwa przed wykołeniem Y/Q (rys. 66). Luz między kołem a szyną $l_{z1,2}$ dla nominalnego profilu PST wynosi 5 mm. W toku symulacji zmieniano jego wartość poprzez zmianę długości prowadnej, bez ingerencji w zarys samego profilu. Zmniejszenie luzu między kołem a szyną spowodowało pogorszenie bezpieczeństwa przed wykołeniem, natomiast zwiększenie – znaczną poprawę, którą widać aż do wartości luzu równej 8 mm włącznie. Zwiększenie luzu do 9 mm spowodowało powrót do wartości Y/Q obserwowanych dla profilu o $l_{z1,2}$ równym 7 mm.

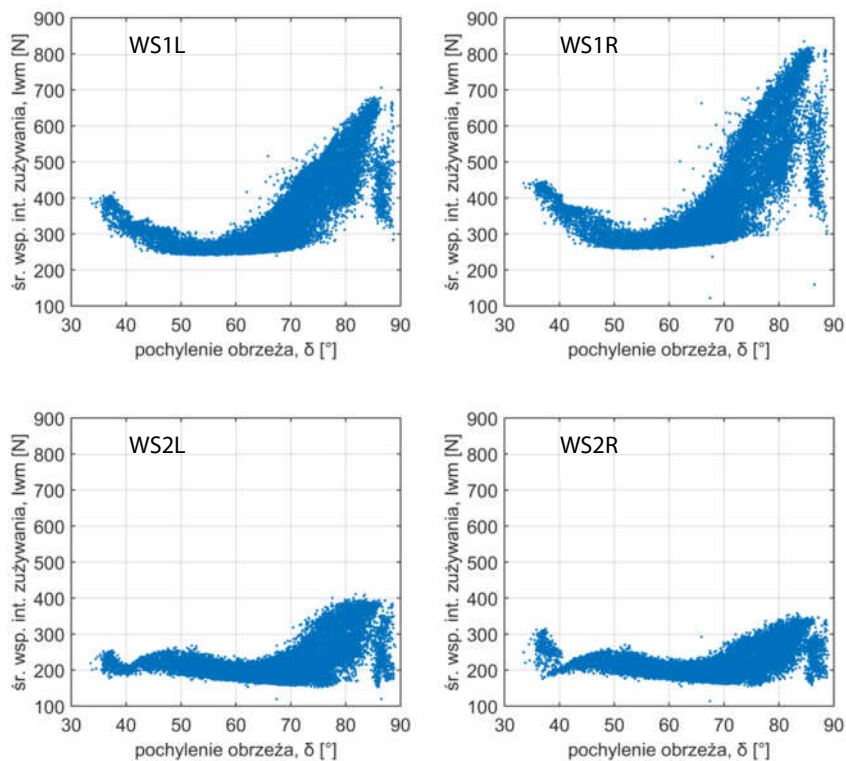
5.2.3 Pochylenie obrzeża

Pochylenie obrzeża, jako jeden z parametrów wejściowych do kalkulacji kryterium Nadala, ma znaczny wpływ na jego wartość. W tab. 12 zaprezentowano wartości pochylenia obrzeża δ oraz kryterium Nadala Y/Q_{lim} dla analizowanych profili kół.

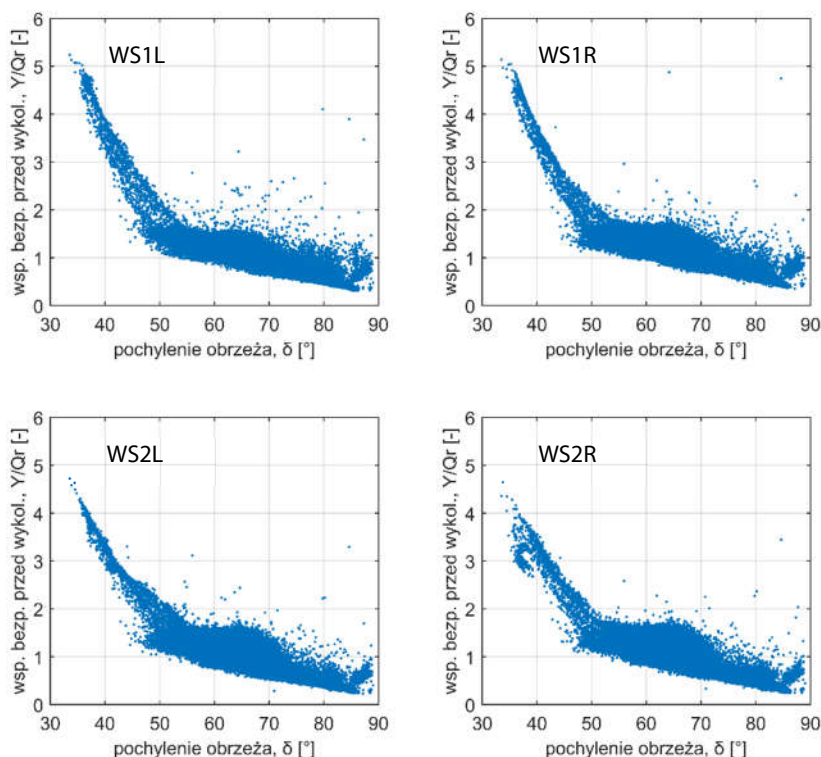
Tab. 12 Wartości dopuszczalne współczynników Y/Q dla poszczególnych profili kół

	T	PST	V15	FIAT	VM	Zurich	BOStrab A
δ [°]	70	70	76	83	75	77	76
Y/Q_{lim}	1,20	1,20	1,49	1,98	1,44	1,55	1,49

Na rys. 67 zaprezentowano zależność wartości średniego współczynnika intensywności zużycia I_{wm} od wartości pochylenia obrzeża δ dla pierwszego wózka pojazdu 1 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej. Rozkład punktów na wykresach obrazuje obszar poszukiwań frontu Pareto przeprowadzonych przy pomocy algorytmu optymalizacyjnego. Z wykresów wynika, że intensywność zużycia była ściśle zależna od nachylenia obrzeża profilu koła, przyjmując minimum w zakresie $50 \div 60^\circ$ dla pierwszego zestawu kołowego i wartości ok. 75° dla drugiego zestawu kołowego. Poza tym zakresem obserwowano wzrost wartości I_{wm} . Zmiany intensywności zużycia ściernego względem nachylenia obrzeża były większe w przypadku atakującego zestawu kołowego.



Rys. 67 Zależność wartości średniego współczynnika intensywności zużycia I_{wm} od wartości kąta pochylenia obrzeża koła δ dla pierwszego wózka pojazdu 1 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej



Rys. 68 Zależność wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q , od wartości kąta pochylenia obrzeża koła δ dla pierwszego wózka pojazdu 1 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej

Rys. 68 dostarcza informacji (w parze z rys. 67) o kolejnym koniecznym kompromisie pomiędzy intensywnością zużycia a bezpieczeństwem przed wykolejeniem. Dla obydwu zestawów kołowych bezpieczeństwo przed wykolejeniem malało dla zwiększającego się pochylenia obrzeża profilu koła, przyjąwszy dwa liniowe zakresy zależności: pierwszy, o bardzo stromej i skupionej zależności dla $\delta < 50^\circ$ oraz drugi, o bardziej płaskiej i rozproszonej zależności dla $\delta > 50^\circ$. Drugi zakres ma większą rozpiętość wzdłuż osi rzędnych, dlatego dla jednej wartości pochylenia obrzeża δ może wystąpić więcej rozwiązań w zakresie I_{wm} uzależnionych od innych parametrów profilu koła.

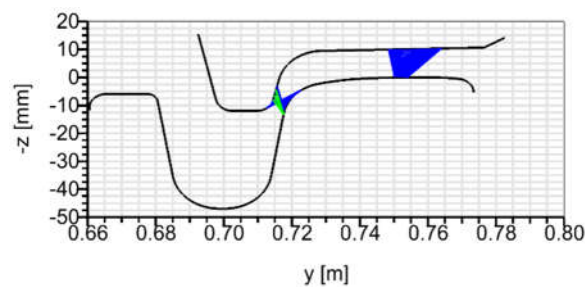
5.2.4 Promień łuku przejściowego

Wartość promienia łuku przejściowego R_{LP} i jego stosunek względem promienia zaokrąglenia krawędzi tocznej szyny wywiera znaczny wpływ na typ kontaktu występującego między kołem a szyną (por. roz. 5.2.1). Szczególne znaczenie ma to w przypadku eksploatacji tramwajów, gdyż ze względu na duży udział łuków poziomych o promieniach < 100 m bardzo często styk realizowany jest w obszarze łuku przejściowego LP profilu koła bądź na boku czynnym obrzeża BC (często podczas występowania styku dwupunktowego). W tab. 13 przedstawiono wartości promienia łuku przejściowego R_{LP} dla nominalnych, europejskich profili kół tramwajowych (grupa a)). Nominalne promienie krawędzi tocznej szyn wykorzystywanych w eksploatacji tramwajów, 49E1, 60R2 i 59R2, wynoszą jednakowo 13 mm. Należy zwrócić uwagę, że warunek sformułowany w roz. 5.2.1, brzmiący: promienie krzywych profilu szyny powinny być nie większe od odpowiednich promieni profilu koła, został spełniony jedynie przez 3 profile z grupy a): PST, V15 i FIAT. Należy przypomnieć, że profile inne niż T i PST nie były projektowane do eksploatacji w warunkach infrastruktury torowej w Poznaniu. Profil T był przeznaczony do współpracy z szynami 180P i 180S, których promień kra-

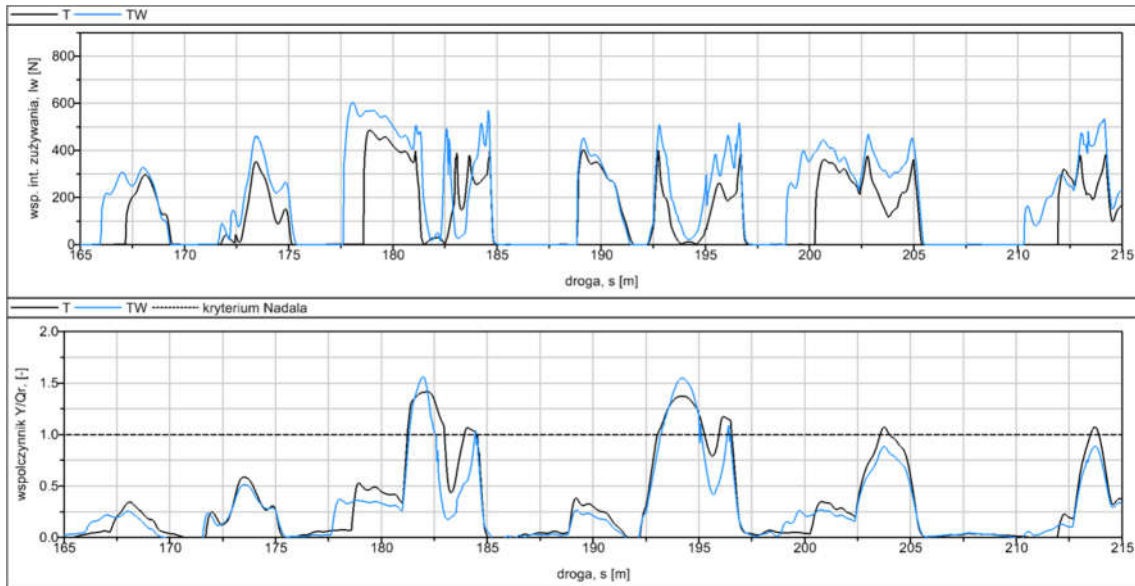
węzki tocznej wynosi 9 mm, czyli również sprzyjający powstawaniu styku dwupunktowego. Obecnie profil ten jest eksploatowany na szynach 60R1, 60R2, 49E1, 60E1 oraz 59R2 (szyny kompatybilne z profilem PST). Operator Tramwaje Warszawskie wprowadził autorską modyfikację profilu T (profil TW) zmieniającą promień łuku przejściowego R_{LP} na 13 mm oraz pochylenie obrzeża δ z 70 na ok. 77°, jednakże nie wyeliminowało to styku dwupunktowego dla nominalnych profili koła i szyny 60R2 (rys. 69). Wyniki weryfikacji symulacyjnej modyfikacji profilu T (profil TW) przedstawiono na rys. 70.

Tab. 13 Wartości promienia łuku przejściowego R_{LP} dla poszczególnych profili kół z grupy a)

	T	PST	V15	FIAT	VM	Zurich	BOStrab A
R_{LP} [mm]	8	13	13,5	15	7	12	12



Rys. 69 Wykres potencjalnych punktów kontaktu profilu TW z szyną 60R2



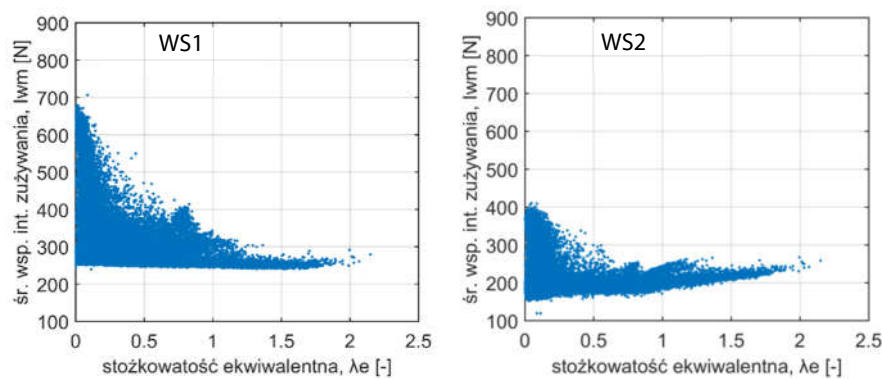
Rys. 70 Przebiegi wartości współczynnika intensywności zużycia l_w oraz wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykojeniem Y/Q_r dla przejazdu pojazdu 1 po trasie 1 (profile T i TW; WS1L)

Zmiana promienia łuku przejściowego oraz pochylenia obrzeża profilu TW nie spowodowały korzystnych zmian w zakresie intensywności zużycia i bezpieczeństwa przed wykojeniem. Zaobserwowano wzrost wartości współczynnika l_w , natomiast współczynnik Y/Q_r pozostał na podobnym poziomie jak dla profilu T, z poprzednimi wystąpieniami przekroczeń kryterium Nadala. Z tego wynika, że aby utrzymać między kołem a szyną styk jednopunktowy należy poddać modyfi-

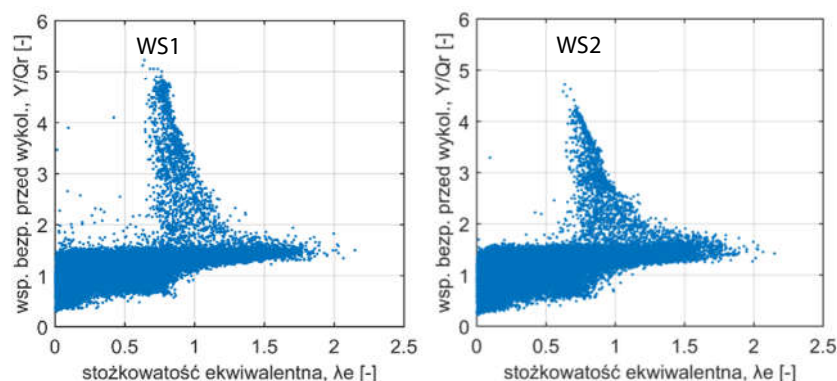
kacji nie tylko promień łuku przejściowego, ale także pozostałe krzywe tworzące profil, które unie-
możliwiają nieprzerwane przemieszczanie się styku wzdłuż całej długości łuku przejściowego.

5.2.5 Stożkowatość ekwiwalentna

Na rys. 71 przedstawiono zależność średniej wartości współczynnika intensywności zużycia I_{wm} od stożkowatości ekwiwalentnej λ_e (dla przemieszczenia poprzecznego 3 mm) dla pierwszego wózka pojazdu 1 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej. Rozkład punktów na wykresach obrazuje obszar poszukiwań frontu Pareto wykonanych przez algorytm optymalizacyjny. Dla pierwszego zestawu kołowego najniższa intensywność zużycia się kół była dostępna dla każdej, ze sprawdzonych, wartości stożkowatości ekwiwalentnej. Natomiast w przypadku drugiego zestawu kołowego uzyskanie najniższych wartości I_{wm} było możliwe jedynie dla małych wartości $\lambda_e < 0,5$. Dla obydwu zestawów kołowych, dla niskich wartości λ_e zaobserwowano rozszerzenie się zakresu przyjmowanych wartości I_{wm} .



Rys. 71 Zależność wartości średniego współczynnika intensywności zużycia I_{wm} od wartości stożkowatości ekwiwalentnej λ_e dla pierwszego wózka pojazdu 1 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej



Rys. 72 Zależność wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q_r od wartości stożkowatości ekwiwalentnej λ_e dla pierwszego wózka pojazdu 1 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej

Na rys. 72 przedstawiono zależność wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q_r od wartości stożkowatości ekwiwalentnej λ_e (dla przemieszczenia poprzecznego 3 mm) dla pierwszego wózka pojazdu 1 i przejazdu po trasie optymalizacyjnej. Obserwowana tendencja była podobna dla obydwu zestawów kołowych. Uzyskanie najniższych wartości Y/Q_r możliwe było dla najniższych wartości $\lambda_e < 0,5$. Jednakże, mała wartość λ_e nie warunkuje wysokiego bezpieczeń-

stwa przed wykolejeniem, gdyż zakres wartości Y/Q , rozszerza się w kierunku malejących wartości stożkowatości ekwiwalentnej λ_e . Jest to jedynie warunek konieczny, a nie dostateczny. Z tego wynika, że na każdą z analizowanych cech profilu koła (a dokładniej pary koła z szyną) składa się jednoczesny wpływ wielu parametrów profilu koła. Nie sposób jest zatem optymalizować profil koła posługując się podejściem jednokryterialnym, wybierając tylko jeden parametr współpracy. Ponieważ według [110] pojedyncza wartość stożkowatości ekwiwalentnej odczytana dla danego przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego na torze (w homologacji pojazdów szynowych przyjęto 3 mm [60]) opisuje nieskończony zbiór par kół z szynami, sprawdzono również wpływ zaproponowanego tamże współczynnika nieliniowości λ_N (ang. *nonlinearity parameter*) na oddziaływanie dynamiczne pojazdu z torem. W tab. 14 przedstawiono wartości stożkowatości ekwiwalentnej λ_e oraz współczynnika nieliniowości λ_N dla nominalnych zarysów europejskich profili kół tramwajowych. Metodyka obliczeń została zaprezentowana w roz. 2.6.2. Obliczoną wartość γ_λ zaokrąglono do jedności.

Tab. 14 Wartości stożkowatości ekw. λ oraz wartości współczynnika nieliniowości λ_N dla profili z grupy a)

	T	PST	V15	FIAT	VM	Zurich	BOStrab A
λ_1	0,02	0,10	0,04	0,04	0,01	0,00	0,03
λ_2	0,02	0,28	0,05	0,05	0,01	0,02	0,02
λ_3	1,82	0,43	0,06	0,06	0,01	0,02	1,67
λ_4	1,96	0,41	0,07	0,07	0,02	0,02	2,11
λ_N	0,90	0,20	0,01	0,00	0,00	0,00	0,80

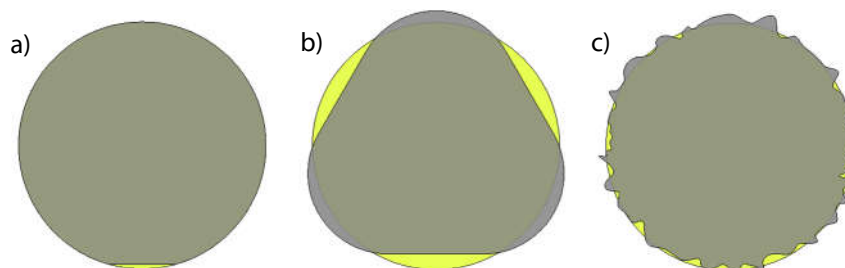
W [110] wskazano, że profile kół o ujemnym współczynnikiem λ_N powinny cechować się większą skłonnością do utrzymywania początkowego kształtu niż profile o dodatnim λ_N . W miarę rosnącego przebiegu profile kół wykazują tendencję do przyjmowania ujemnych wartości λ_N [110]. Profile: V15, FIAT, VM i Zurich, skojarzone z szyną 60R2, przyjęły wartości zerowe lub bliskie zeru, ze względu na kształt powierzchni tocznej profilu bliski stożkowemu w zakresie przyjętych przemieszczeń poprzecznych zestawu kołowego w torze. Dla pozostałych profili wartości współczynnika nieliniowości były dodatnie, co skłania do wnioskowania o dążeniu do utraty nominalnego kształtu z upływem eksploatacji. Należy jednak pamiętać, że współczynnik λ_N został opracowany na podstawie pomiarów zużycia profili kół pojazdów kolejowych, nie został on jednakże ograniczony przez autorów tylko do tego zastosowania.

5.3 Odchyłki promienia tocznego koła

5.3.1 Opis zjawiska

W tym podrozdziale, w celu pełniejszego opisu zjawiska odchyłek promienia tocznego koła, oprócz prezentacji własnych badań autor wsparł się wynikami dostępnymi w literaturze, co zostało oznaczone odpowiednimi odniesieniami.

Odchyłki kształtu okręgu tocznego od idealnego koła (*OOR* – ang. *out-of-roundness*) mogą przyjmować dominujące formy przedstawione na rys. 73. W związku ze wzbudzanymi drganiami i obciążeniami dynamicznymi stanowią one poważne zagrożenie dla elementów toru i pojazdu, mogą powodować pęknięcie konstrukcji, zużycie zmęczeniowe kół, osi i łożysk [124]. Koła o zmieniającym się promieniu wzdłuż swojego obwodu wzbudzają w układzie pojazd-tor drgania o jednej lub wielu częstotliwościach składowych, w zależności od formy odchyłek *OOR* [25].



Rys. 73 Formy odchyłek OOR koła: a) płaskie miejsca, b) poligonizacja, c) o nieregularnym kształcie

W związku z częstym i intensywnym hamowaniem w ruchu miejskim, koła tramwajowe mają wyraźną tendencję do wytwarzania płaskich miejsc (rys. 73a)). Tworzą się one na powierzchni tocznej po zablokowaniu koła podczas ruchu pojazdu i intensywnym ścieraniu materiału w jednym miejscu na obwodzie. Po odzyskaniu przyczepności, często mocno rozgrzany fragment koła jest gwałtownie chłodzony w kontakcie z zimną szyną, przez co może zmieniać się struktura materiału. Według jednej z hipotez w ten sposób powstaje tzw. biała warstwa na powierzchniach kół [8]. Mogą powstawać niewielkie obszary martenzytu, gdzie generowane są wysokie naprężenia ściskające (wewnątrz martenzytu) i rozciągające (wokół martenzytu). Jest to przyczyną wykruszania się materiału kół i może prowadzić do ich dalszego pęknięcia [125]. Natomiast bardziej miękki materiał rdzenia może zużywać się szybciej niż utwardzony termicznie [126]. Płaskie miejsca wprowadzają niekorzystne oddziaływanie w obszarze styku koła z szyną w postaci regularnych, impulsowych obciążeń o częstotliwości proporcjonalnej do prędkości obrotowej. Może to prowadzić do tworzenia się pęknięć powierzchni kół i szyn, a także pęknięcia na wskroś [25]. Płaskie miejsca mogą powstawać także wskutek obecności niejednorodnej struktury materiału obręczy koła [127].

Odchyłki OOR mogą także przyjmować kształt regularnych, zaokrąglonych wielokątów (rys. 73b)), mówi się wówczas o poligonizacji kół [124,126]. Nierówności te przyjmują zazwyczaj zakres 1÷5 różnych długości dominujących fal, o amplitudach do 1 mm [124]. W literaturze wyróżnia się określone składowe harmoniczne nierówności, których odpowiednie długości fali można obliczyć z równania (9).

$$\lambda_{OOR} = \frac{2\pi R_w}{O} \quad (9)$$

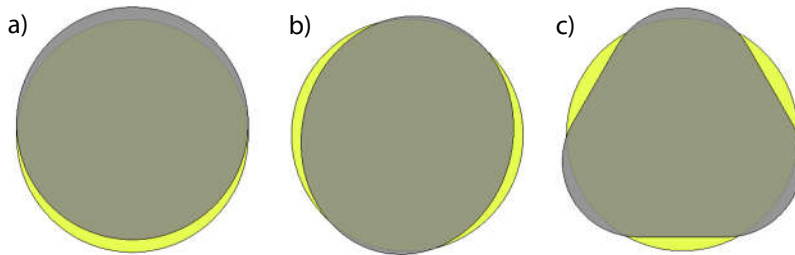
gdzie:

$O = 1, 2, 3, \dots$ – rząd składowej harmonicznej,

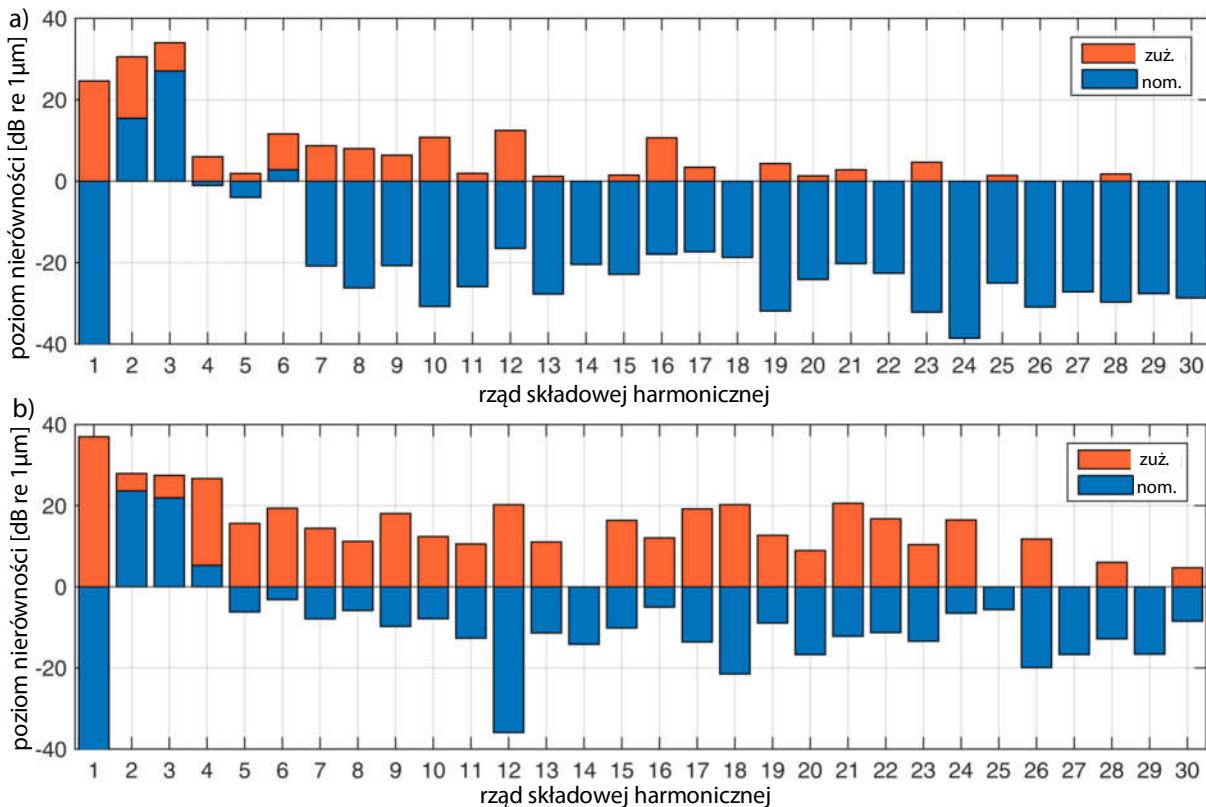
R_w – promień koła.

Na rys. 74 przedstawiono przykładowe składowe harmoniczne nieregularności kształtu koła. Na rys. 74a) widoczna jest ekscentryczność koła powstającą prawdopodobnie wskutek niedokładności procesu toczenia profili kół (oś obrotu podczas toczenia nie odpowiada osi obrotu koła podczas eksploatacji). Według [127] pozostałe dwie formy nierówności periodycznych spotykane są w kolejnictwie przeważnie na zestawach kołowych, które współpracują z hamulcami tarczowymi, lecz występują także w wyniku błędów wynikłych podczas toczenia profili kół. Nierówności te mogą się pogłębiać w trakcie eksploatacji skutkując narastającym oddziaływaniem dynamicznym w układzie pojazd – tor. Długość fali takich nierówności (może być ich kilka), osiągają długość od kilkunastu cm do wymiaru bliskiego obwodowi okręgu tocznego, a więc około 2 m [127]. Koło zowalizowane, czyli o składowej harmonicznej rzędu 2., zostało przedstawione na rys. 75 i rys. 76b (kolor niebieski). Wielkości nierówności dla poszczególnych składowych harmonicznych zaprezentowano w postaci

poziomów w odniesieniu do chropowatości powierzchni równej $1 \mu\text{m}$. Istnieją także przypadki nierówności promienia koła pozbawione periodycznego charakteru, takie przypadki są obserwowane przeważnie na zestawach kołowych współpracujących z hamulcami tarczowymi. Dystrybucja składowych harmonicznych nierówności tego typu obejmuje wiele rzędów o podobnych poziomach [25,127].



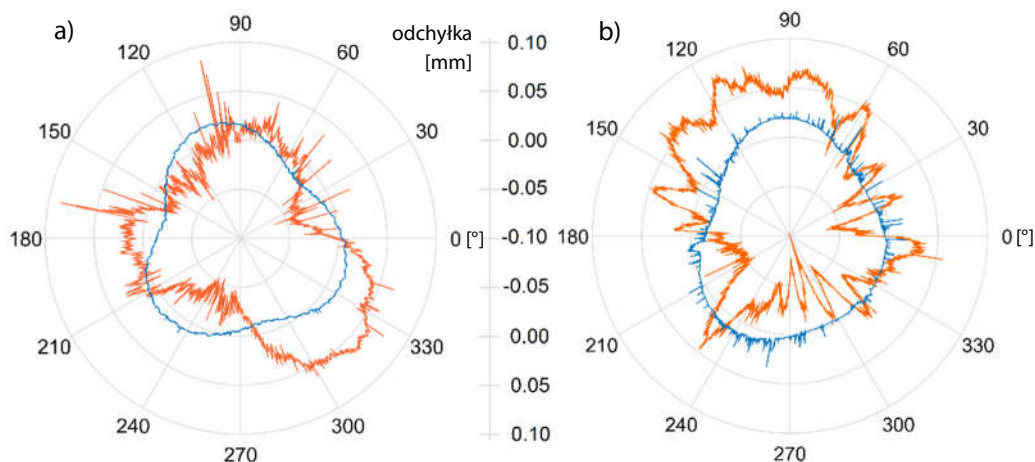
Rys. 74 Przykłady składowych harmonicznych nieregularności kształtu koła:
a) ekscentryczność, b) owalizacja, c) poligonizacja (trójkąt)



Rys. 75 Składowe harmoniczne kół: a) tramwaju wysokopodłogowego, b) tramwaju niskopodłogowego;
kolorem niebieskim oznaczono stan nominalny, pomarańczowym stan zużyty

Analizując obraz nierówności OOR dla tramwaju wysokopodłogowego (rys. 75a i rys. 76a, kolor niebieski) można zauważyć poligonizację zarysu nowej obręczy, w kształcie zbliżonym do trójlistnej koniczyny, spowodowaną trzypunktowym montażem w tokarce (rys. 77) nadającej żądany profil. Wartości odchyłek OOR są niewielkie (ok. $0,02 \text{ mm}$), lecz są mierzalne i wyraźnie wskazują na początek poligonizacji obręczy. Nierówności OOR skoncentrowane są wokół drugiej i trzeciej składowej

harmonicznej, z najwyższą wartością dla ostatniej z nich. Składowe o rzędach powyżej 7. są bardzo niewielkie (poniżej poziomu 0 dB). Rozrzut wartości dla stanu nominalnego wynosi ok. 0,04 mm.



Rys. 76 Profile radialne kół: a) tramwaju wysokopodłogowego, b) tramwaju niskopodłogowego; kolorem niebieskim oznaczono stan nominalny, pomarańczowym stan zużyty



Rys. 77 Obręcz tramwajowa zamocowania czteropunktowo w tokarce karuzelowej LV1600S [128]

W porównaniu do koła nowego, koło zużyte tramwaju wysokopodłogowego miało znacznie mniej regularną powierzchnię (rys. 75a i rys. 76a, kolor pomarańczowy). Kształt trójlistnej koniczyny uległ zdeformowaniu, jedno ramię wyraźnie się powiększyło, co widoczne jest także jako pierwsza składowa harmoniczna. Poziomy nierówności składowych wyższych rzędów znacznie wzrosły, co świadczy o obecności nierówności o krótszych falach. Można zatem przypuszczać, że koło to mogło być przyczyną zwiększonej emisji efektów wibroakustycznych podczas jazdy, co znajduje potwierdzenie w [129]. Rozrzut wartości promienia tocznego wyniósł ok. 0,15 mm.

Z rys. 75a i rys. 76b wynika, że nowa obręcz dla pojazdu niskopodłogowego także nosiła mierzalne ślady pochodzące od zastosowanej technologii obróbki skrawaniem. Można przypuszczać, że obręcz była zamocowana w tokarce w trzech punktach – stąd wyraźnie widoczna jest trzecia składowa harmoniczna. Jeszcze wyższą wartość osiągnęła druga składowa harmoniczna, co objawiło się owalizacją obręczy. Mogło to wynikać z różnej wartości sił przyłożonych w miejscach mocowania obręczy w tokarce. Składowe harmoniczne wyższe niż 4. rzędu przyjęły bardzo małe wartości (poniżej poziomu 0 dB). Rozrzut wartości wyniósł niespełna 0,06 mm.

W przypadku wykresów dla zużytego koła pojazdu niskopodłogowego (rys. 75a i rys. 76b, kolor pomarańczowy) można zauważyć, że wraz ze zużyciem koła odchyłki OOR przyjęły wyższe poziomy nierówności, a składowe harmoniczne powyżej 5. rzędu znacznie wzrosły, osiągając wartości do-

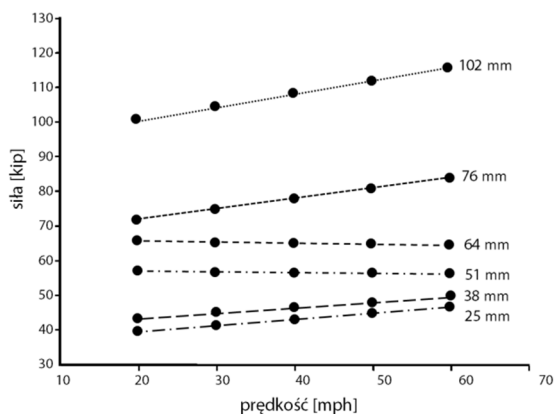
datnie poziomów nierówności. Dominującą dla tego koła była pierwsza składowa harmoniczna. Obrazuje ją wycinek ograniczony zakresem $60 \div 160^\circ$, widoczny w górnej części wykresu biegunowego, który różni się od pozostałej części koła wyższymi wartościami promienia o ok. 0,05 mm. Widoczne są również lokalne, gwałtowne wahania promienia tocznego prawdopodobnie spowodowane niszczącym działaniem piasku lub innych twardych ciał obcych (zużywanie ściernie i abrazyjne) lub inkluzjami zanieczyszczeń. Promień toczny obręczy o wartości ok. 276 mm pozwala na przypuszczenie, że była ona przeznaczona do złomowania, ponieważ minimalny promień dla kół tego pojazdu wynosi 270 mm. Oznacza to prawdopodobnie, że poprzednio nominalny kształt profilu przywracano poprzez toczenie na tokarce podtorowej, w której nie mocuje się obręczy w kilku punktach, lecz pozostaje ona zamocowana na kole. Jednakże mimo to widać, że również koła toczone przy użyciu tokarki podtorowej także wykazują tendencję do poligonizacji. Potwierdzono to w [130].

Opisane powyżej, na podstawie przeprowadzonych pomiarów, odchyłki *OOR* obręczy kół tramwajowych w pewnym stopniu ulegają zmianom po jej montażu lub demontażu na kole bosym (szczególnie gdy obręcz montowana jest metodą skurczową).

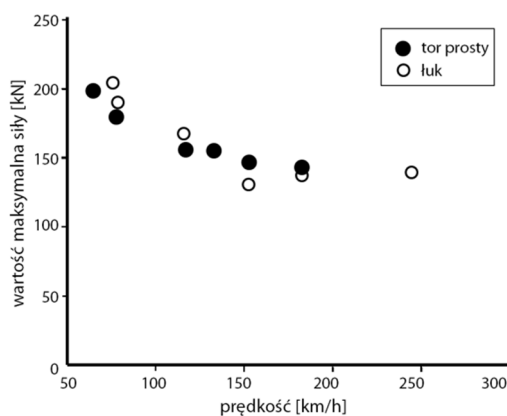
Jakiegokolwiek nierówności powierzchni tocznej kół lub odchyłki promienia tocznego mogą z dużym prawdopodobieństwem powodować intensyfikację emisji efektów wibroakustycznych, w tym hałasu. Dodatkowo zwiększone drgania mogą powodować szybsze zużycie infrastruktury, dlatego też koła z odchyłkami *OOR* powinny być niezwłocznie naprawiane. W tym aspekcie widoczna jest potrzeba skutecznej, systemowej metody identyfikacji wadliwych kół przy pomocy urządzenia zlokalizowanego na przykład przy torze na zajezdni, po którym codziennie przejeżdżają wszystkie pojazdy [131,132].

Niewielkie nierówności *OOR* mogą być odczuwalne nawet po krótkim okresie eksploatacji. Nierówności te powiększają się wraz z postępującym przebiegiem kół. Koła o nierównościach o składowej harmonicznej trzeciego lub czwartego rzędu na torze o sztywnej konstrukcji mogą wykazywać skłonność do odciążania. Ponadto, nierówności promieni tocznych kół powodują podczas toczenia znaczne zmienności sił normalnych, które działając na oś zestawu kołowego lub oś portalową, powodują jej zginanie. To w konsekwencji, przy wystarczającej sztywności połączenia kół z osiami oraz kół samych w sobie, powoduje ślizganie się koła po szynie w kierunku poprzecznym. Zjawisko to może być odpowiedzialne za przyspieszenie procesu zużywania kół i szyn i jest głównym mechanizmem pogłębiającym istniejące nierówności w kole, nasilając negatywne oddziaływanie pojazdu z torem [133].

W pracy [134] przedstawiono wykres ilustrujący wyniki pomiarów maksymalnych sił pionowych występujących w obszarze kontaktu koła z szyną spowodowanych płaskimi miejscami o różnych wielkościach (rys. 78). Z powyższego wynika, że obciążenie dynamiczne rośnie wraz ze wzrostem wielkości płaskiego miejsca. Ponadto, w większości prezentowanych przypadków jest ono także proporcjonalne do prędkości jazdy, dla zakresu niskich prędkości. Zdecydowanie odmienne wyniki w tym aspekcie otrzymał Martínez-Casas i in. [135] – rys. 79. Są to wyniki symulacji przejazdu po torze podatnym, utworzonym przy wykorzystaniu cyklicznej belki Timoshenko opisanej za pomocą modelu modalnego, z zestawami kołowymi zaimplementowanymi jako bryły podatne. Wynika z nich, że wraz ze wzrostem prędkości jazdy zmniejsza się niekorzystne oddziaływanie między kołem a torem. Aspekt ten został sprawdzony symulacyjnie w dalszej części niniejszej pracy.

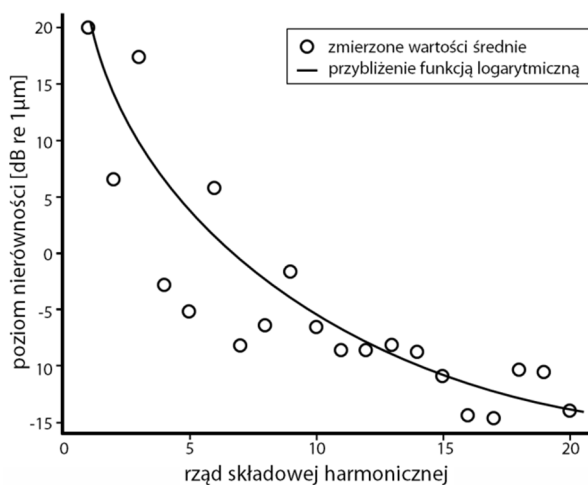


Rys. 78 Zależność wartości maksymalnej siły pionowej między kołem a szyną od wartości prędkości jazdy i wielkości płaskiego miejsca (podane przy krzywych), 1 mph = 1,61 km/h, 1 kip = 4,45 kN, na podstawie [134]



Rys. 79 Zależność maksymalnej siły pionowej w zależności od prędkości jazdy i rodzaju toru, na podstawie [135]

Im wyższy rząd składowej harmonicznej nierówności promienia koła tym nierówności te przyjmują mniejsze rozmiary (rys. 80) [136].



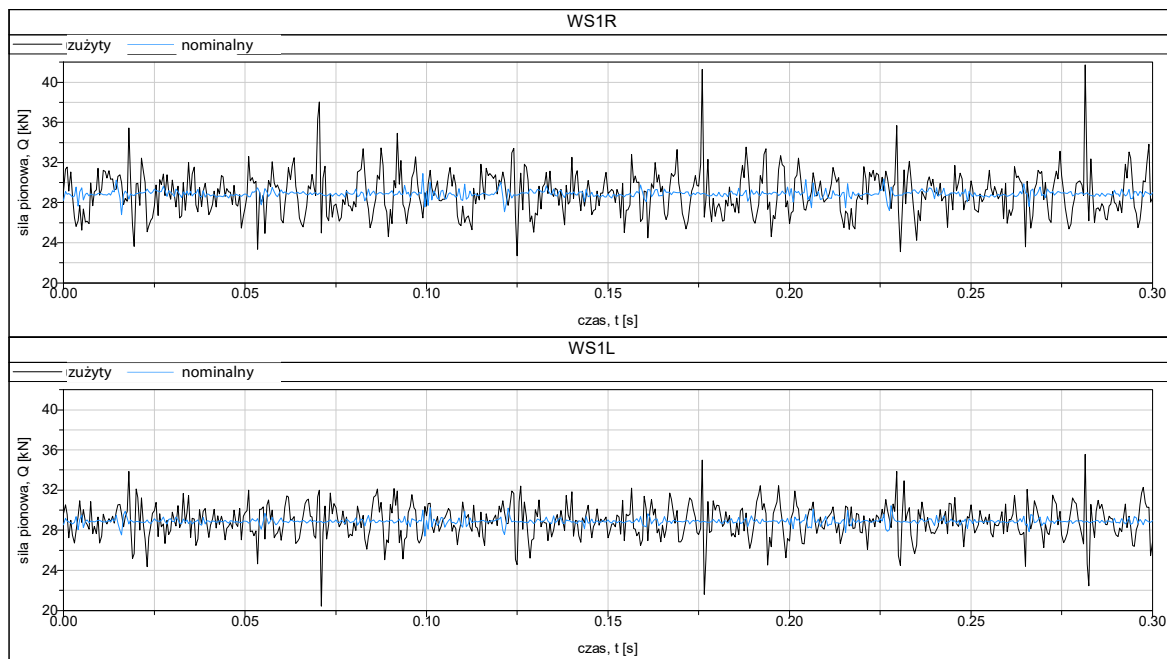
Rys. 80 Zależność poziomu nierówności powierzchni tocznej koła od rzędu składowej harmonicznej, na podstawie [136]

Aktualnie stosowane w Polsce dokumenty dedykowane tramwajom definiują wartość graniczną tolerancji owalności obrabianej obręczy koła jako 0,5 mm (PN-K-92012:1997, [137]) oraz bicie promieniowe okręgu tocznego jako 0,2 mm (PN-K-92016, [5]). Odchyłki promienia tocznego kół zaprezentowane w niniejszej pracy nie przekroczyły wartości 0,1 mm. W roz. 5.3.2 sprawdzono ich wpływ na wartości generowanych sił w obszarze styku koła z szyną.

5.3.2 Analiza symulacyjna (poligonizacja kół)

Odchyłki promienia tocznego obręczy kół zostały pobrane z pomiarów opisanych w roz. 4.2 i wykorzystano je do utworzenia profili nierówności promienia tocznego kół. Nierówności OOR zostały zastosowane wyłącznie do koła *WS1R*, resztę kół pozostawiono jako idealnie okrągłe. Założenie to przyjęto w celu odizolowania wymuszeń pochodzących od jednego koła bez konieczności uwzględniania wymuszeń od pozostałych kół. W podobnym celu wybrano również tor prosty bez nierówności jako trasę symulacyjną. Wszystkie wyniki przedstawione w niniejszym rozdziale uzyskano przy wykorzystaniu modelu pojazdu 2. Przyjęto częstotliwość próbkowania równą 500 Hz. Wykorzystano model toru podatnego.

Na rys. 81 przedstawiono przebiegi czasowe siły pionowej Q (w obszarze kontaktu koła z szyną) podczas jazdy modelu tramwaju wyposażonego w koła o zmierzonym przebiegu promienia tocznego pochodzącym z rzeczywistego pojazdu niskopodłogowego. Zaprezentowano wyniki dla obydwu kół pierwszego zestawu kołowego.

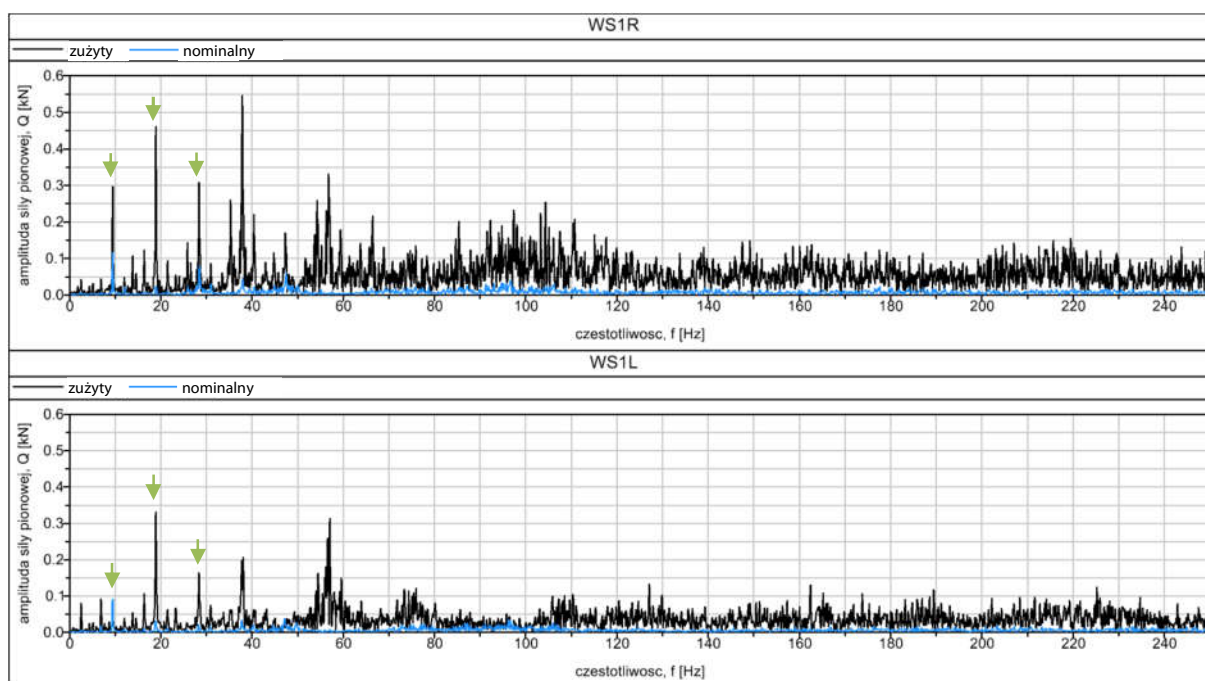


Rys. 81 Przebiegi czasowe siły pionowej Q (odchyłki zmierzone na kole pojazdu niskopodłogowego)

Pomimo implementacji nierówności OOR wyłącznie dla prawego koła, dla lewego koła także zarejestrowano znaczne wahania siły pionowej. Charakterystyczną cechą jest odwrócenie wartości obu przebiegów względem siebie. Sygnały dla koła zużytego osiągnęły znacznie wyższe wartości niż dla koła nowego, co potwierdza intensyfikację niekorzystnych skutków zjawiska OOR w miarę postępującej eksploatacji. W wyniku toczenia się koła zużytego po torze z prędkością 70 km/h

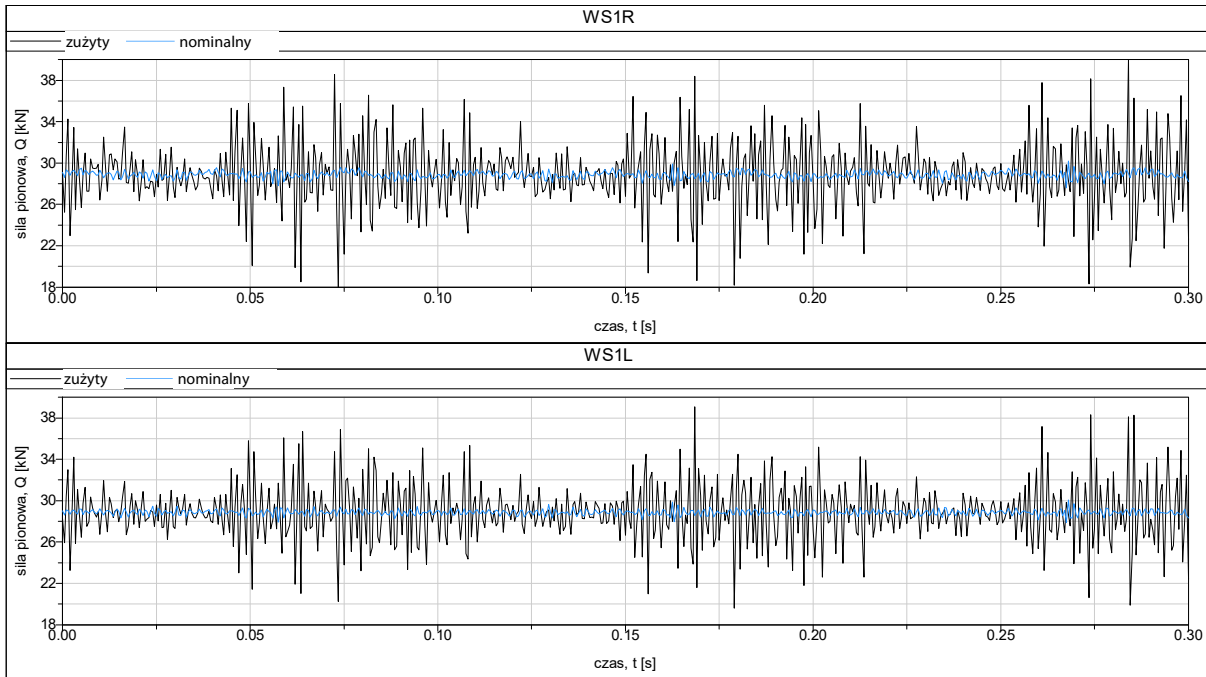
chwilowa wartość siły pionowej Q wzrosła nawet o ponad 40% względem koła w stanie nominalnym (także z odchyłkami OOR).

Na rys. 82 przedstawiono częstotliwościowe widma amplitud siły pionowej Q (w styku koła z szyną) otrzymane po zastosowaniu górnej obwiedni sygnału. Bardzo wyraźnie widoczne jest znaczne, nawet kilkudziesięciokrotne zwiększenie amplitud sygnału pomiędzy kołem nominalnym a zużyтым. Widma sygnału dla koła nowego ujawniają częstotliwości składowych harmoniczných rzędów 1.÷4. przywołanych w roz. 5.3.1 (rys. 75) oraz ich wzmocnione postacie w przypadku koła zużytego (oznaczono je zielonymi strzałkami). Widoczne są także składowe wyższych rzędów (powyżej 5.), powstałe podczas eksploatacji. W stanie nominalnym koło generowało podczas toczenia najwyższe wartości siły pionowej przeważnie dla częstotliwości z dolnego zakresu, natomiast w miarę postępującego zużywania, wzrósł udział nierówności o krótkich falach, co ma swoje odbicie w znacznym wzmocnieniu amplitud siły z wyższego zakresu częstotliwości od 0,02 do 0,25 kN (ok. 104 Hz).

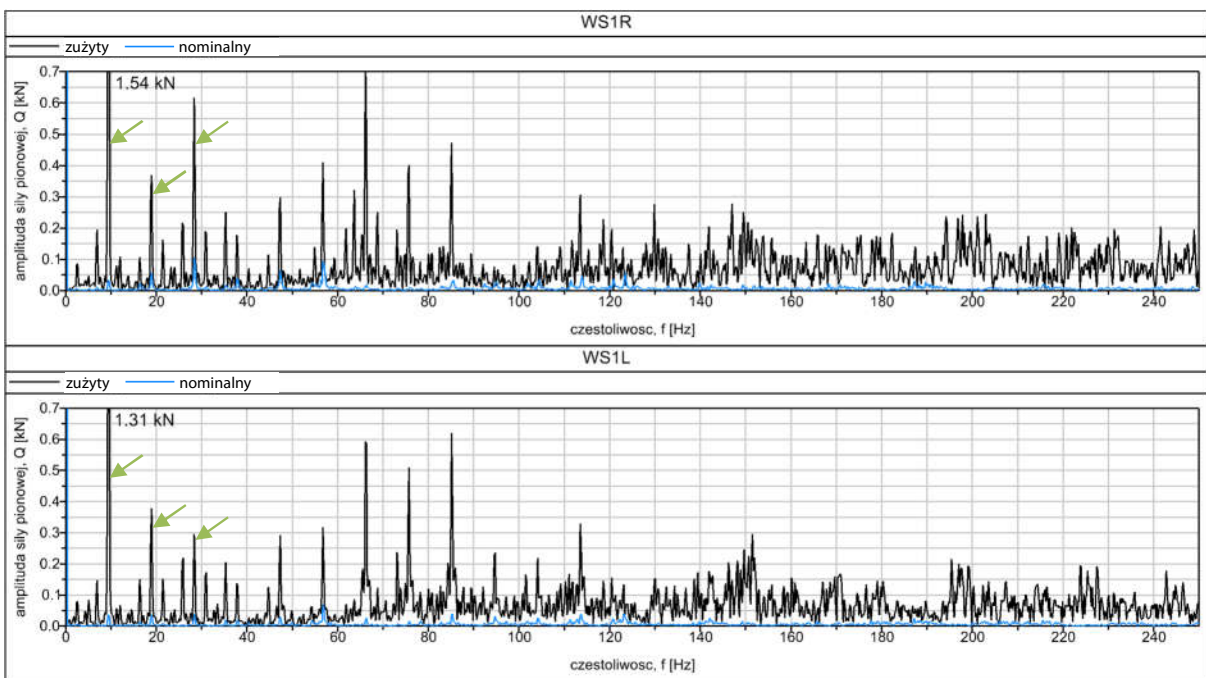


Rys. 82 Widma częstotliwościowe amplitud siły pionowej Q (odchyłki zmierzone na kole pojazdu niskopodłogowego)

Na rys. 83 przedstawiono analogiczne przebiegi czasowe siły pionowej Q (w styku koła z szyną) dla modelu tramwaju wyposażonego w koło $WS1R$ o profilach promienia tocznego pochodzących z pojazdu wysokopodłogowego (stan nominalny oraz zużyty). W stanie nominalnym dominującymi były składowe harmoniczných rzędu 2. i 3. Na profilu poprzecznym zużytego koła pojawiły się nieobecne dla stanu nominalnego składowe harmoniczných, których poziomy osiągnęły nawet 14 dB. Różnice wartości maksymalnych sił między kołami ($WS1R$, $WS1L$) były niewielkie, nieprzekraczające 3 kN. Wymuszenia miały charakter periodyczny, związany z obrotem nieidealnie okrągłego koła. Pomiędzy przypadkami koła nominalnego i zużytego zaobserwowano znaczny przyrost wartości siły pionowej Q . W wyniku toczenia się koła zużytego po torze z prędkością 70 km/h, maksymalna wartość siły pionowej Q wzrosła nawet o ok. 40%.



Rys. 83 Przebiegi czasowe siły pionowej Q (odchyłki zmierzone na kole pojazdu wysokopodłogowego)



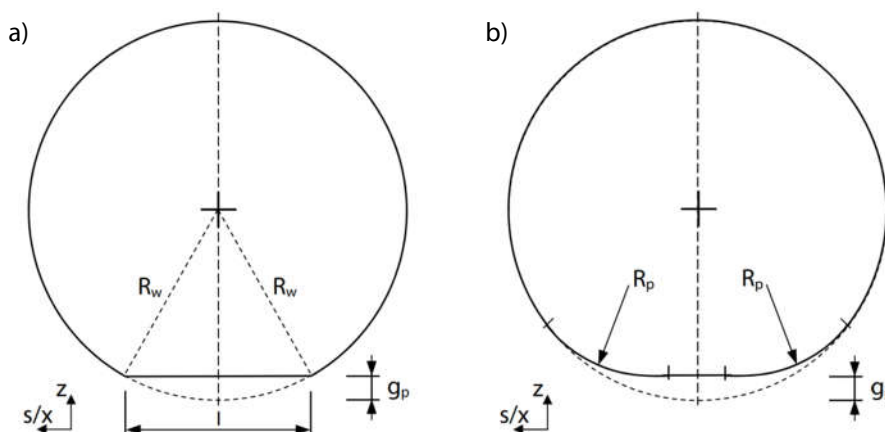
Rys. 84 Widma częstotliwościowe amplitudy siły pionowej Q (odchyłki zmierzone na kole pojazdu wysokopodłogowego)

Na rys. 84 przedstawiono częstotliwościowe widma amplitud siły pionowej Q (w styku koła z szyną) otrzymane po zastosowaniu górnej obwiedni sygnału. Wartości amplitud siły Q (w tym odpowiadające częstotliwościom związanym z poligonizacją, oznaczone zielonymi strzałkami) zostały zwielokrotnione wskutek procesów zużywania zachodzących podczas eksploatacji. Pomiar odchyłek OOR nie został wykonany na tym samym kole w różnych okresach jego cyklu życia, lecz na dwóch osobnych egzemplarzach o różnym stopniu zużycia. To potwierdza, że rozkład nierówności zarówno kół nominalnych jak i zużytych jest podobny i może być charakterystyczny dla po-

jazdów tego samego typu z kołami toczonymi według tej samej technologii. Istnieje zatem potrzeba modyfikacji przynajmniej sposobu toczenia obręczy kół, aby uwolnić je od początkowej poligonizacji zwiększającej amplitudy w miarę rosnącego przebiegu. Nierówności powierzchni toczonej koła mogą powodować zmiany mikrostruktury krystalicznej materiału (zgniot). Powoduje to, że mogą się one odtwarzać nawet po zużyciu ściernym nierówności w wyniku eksploatacji, lub po reprofilacji, podczas której usuwa się zazwyczaj minimalną wymaganą grubość materiału, dążąc do zapewnienia oszczędności, co potwierdzono w [138].

5.3.3 Analiza symulacyjna (płaskie miejsca)

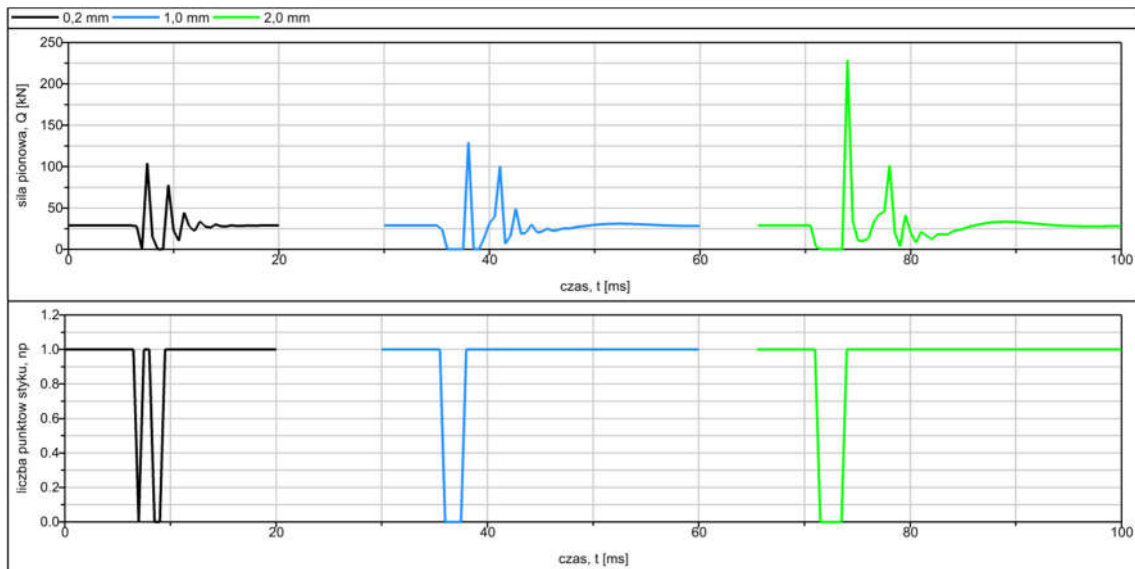
Modele płaskich miejsc (rys. 85) wykorzystane w przeprowadzonych analizach symulacyjnych różniły się między sobą dwoma parametrami: głębokością g_p (zakres 0,1÷2,0 mm) i promieniem zaokrągleń krawędzi R_p (zakres 50÷300 mm). Płaskie miejsca w chwili powstania na obręczy koła nie jest zaokrąglone – jego kształt zaokrąglą się podczas dalszego toczenia się po szynie. Jak wskazuje niniejsza analiza parametr ten ma istotny wpływ na interakcję dynamiczną koła z szyną. Symulacje przeprowadzono na torze prostym o podatności opisanej w tab. 10. Częstotliwość próbkowania zwiększono do 2000 Hz, w celu poprawnej rejestracji drgań o wyższych częstotliwościach. Wykorzystano model toru podatnego.



Rys. 85 Schemat modelu płaskiego miejsca: a) bez zaokrągleń, b) z zaokrągleniami

Przeanalizowano sygnały siły pionowej Q pojedynczych uderzeń płaskich miejsc w szynę (tor prosty) w dziedzinie czasu. Celem tej analizy było poznanie charakteru zmienności siły podczas wejścia kontaktu koła z szyną w obszar płaskiego miejsca. Na rys. 86 przedstawiono zmienność siły pionowej w czasie dla trzech wybranych rodzajów płaskich miejsc o różnych głębokościach g_p : 0,2, 1,0 i 2,0 mm. Przyjęto promień zaokrągleń R_p równy 200 mm, a prędkość jazdy równą 50 km/h. Od chwili, gdy kontakt koła z szyną zaczął pojawiać się w obszarze płaskiego miejsca następował gwałtowny spadek siły pionowej, dla prędkości 50 km/h zazwyczaj do zera (wyniki dla innych prędkości zostały opisane w dalszej części tego rozdziału). W wyniku uderzenia koła o szynę siła osiągała następnie w sposób gwałtowny wartość maksymalną, po czym spadała ponownie do zera lub zbliżonej mu wartości. Powtórne obniżenie wartości siły było spowodowane podatnością kontaktu. Dla nieskończenie sztywnego styku widoczny byłby wyłącznie jeden, znacznie większy, wzrost wartości siły. W dalszej kolejności oscylacje podlegały tłumieniu. Otrzymane przebiegi są zbliżone z wynikami teoretycznymi i eksperymentalnymi z [139,140]. Można zaobserwować tendencję, że dla pła-

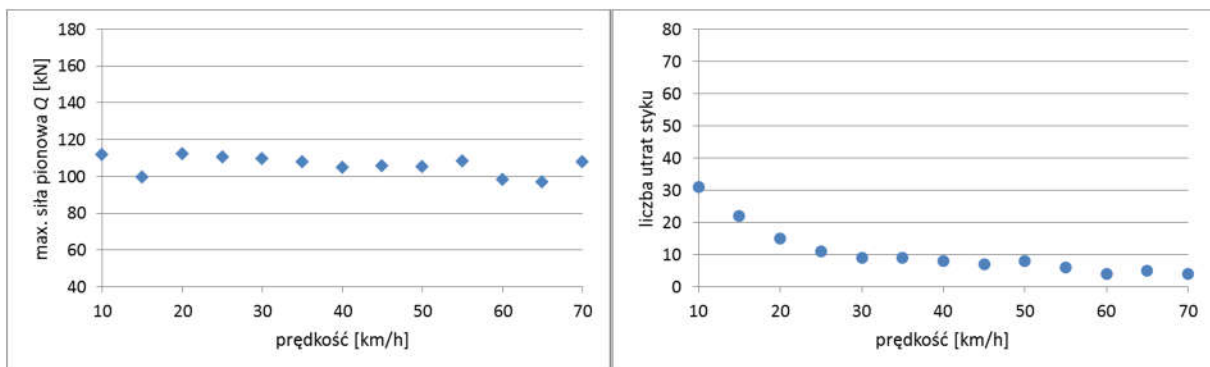
skich miejsc o większych głębokościach występowała tylko jedna utrata styku, przed osiągnięciem wartości maksymalnej siły Q . W przypadku płaskiego miejsca o głębokości 2,0 mm ponowny spadek wartości siły osiągnął wartość bliską zero – nie wystąpiła tu ponowna utrata kontaktu z szyną.



Rys. 86 Zmienność siły pionowej Q w czasie dla trzech głębokości płaskich miejsc

W toku dalszych analiz wybrano trzy warianty płaskich miejsc o głębokości 0,2 mm: bez zaokrągleń i z zaokrągleniami o promieniu 200 mm oraz 300 mm. Przykłady te reprezentują odpowiednio: teoretyczne płaskie miejsca tuż po uformowaniu się na kole oraz płaskie miejsca po pewnym okresie eksploatacji (z zaokrąglonymi krawędziami promieniami 200 albo 300 mm). Przeanalizowano prędkości jazdy od 10 do 70 km/h z krokiem co 5 km/h. Obciążenie statyczne koła wynosi 28,9 kN, co odpowiada naciskowi na koło *WS1R* pojazdu 2 (bez pasażerów).

Na rys. 87 przedstawiono przebiegi wartości maksymalnej siły pionowej Q i liczby chwil, dla których wystąpiła utrata styku koła z szyną w zależności od prędkości przejazdu dla koła o płaskim miejscu o głębokości 0,2 mm bez zaokrągleń (nowopowstałe płaskie miejsce).



Rys. 87 Przebiegi wartości maksymalnej siły pionowej Q i liczby chwil, dla których nastąpiła utrata styku koła z szyną w zależności od prędkości jazdy ($g_p=0,2$ mm, $R_p=0$)

Nie zaobserwowano jednoznacznego związku pomiędzy prędkością jazdy a maksymalną siłą pionową wywieraną na szynę podczas uderzeń płaskiego miejsca. Jak pokazują inne badania nad tym zagadnieniem [134,135,139–142], wzrost prędkości jazdy nie musi być jednoznaczny ze zwięks-

szeniem siły między kołem a szyną wynikającą z obecności płaskich miejsc, a w pewnych przypadkach może przyjmować zależność odwrotną. Liczba chwil, dla których wystąpiła utrata styku była największa dla prędkości 10 km/h i malała wraz ze zwiększającą się prędkością jazdy. Kryterium utraty styku opisane w [139] jest określone zależnością (10). Dzieli ono zakres prędkości na dwa obszary: subkrytyczny (teoretycznie bez odrywania się koła od szyny) i nadkrytyczny (z odrywaniem się koła od szyny). Dla prędkości subkrytycznej styk porusza się wzdłuż przebiegu promienia tocznego koła, w nieprzerwanym kontakcie z szyną, natomiast podczas jazdy z prędkością nadkrytyczną styk przeskakuje z krawędzi elipsy (także zaokrąglonej) rozpoczynającej płaskie miejsce na krawędź je kończącą [139].

$$V = \sqrt{\left(g + \frac{F_{stat}}{m}\right) R_w} \quad (10)$$

gdzie:

V – minimalna prędkość, dla której wystąpi utrata styku,

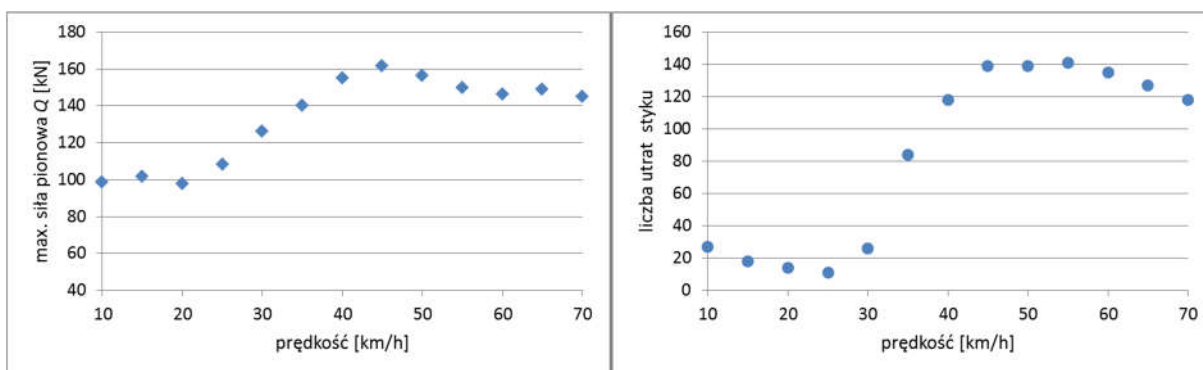
g – przyspieszenie ziemskie (przyjęto 9,81 m/s²),

F_{stat} – nacisk statyczny koła (przyjęto 28,9 kN),

m – masa nieusprężynowana (przyjęto 450 kg, czyli połowę masy zestawu kołowego włączając przekładnię i łożyska),

R_w – promień koła (przyjęto 0,327 m).

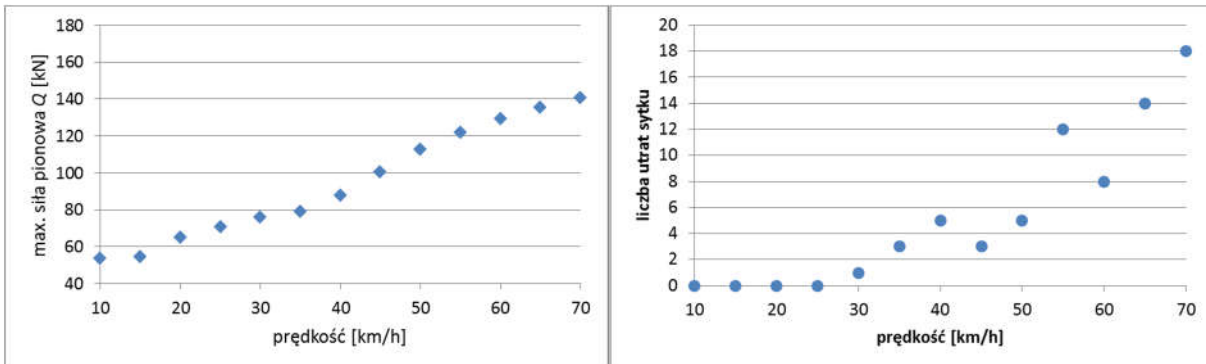
Dla wyżej wymienionych założeń wartość prędkości minimalnej, dla której może wystąpić utrata styku koła z szyną wynosi ok. 18 km/h. Jednakże zachowanie koła z niezaokrąglonym, nowopowstałym płaskim miejscem było zupełnie inne (por. rys. 87), tj. utraty styku występowały najliczniej dla najmniejszych prędkości jazdy. Maksymalna siła pionowa dla rozpatrywanego płaskiego miejsca wyniosła ok. 118 kN (obciążenie statyczne powiększone ok. 4,1 razy).



Rys. 88 Przebiegi wartości maksymalnej siły pionowej Q i liczby chwil, dla których wystąpiła utrata styku koła z szyną w zależności od prędkości jazdy ($g_p=0,2$ mm, $R_p=200$ mm)

Na rys. 88 przedstawiono przebiegi wartości maksymalnej siły pionowej Q i liczby chwil, dla których wystąpiła utrata styku koła z szyną w zależności od prędkości przejazdu dla koła o płaskim miejscu o głębokości 0,2 mm i promieniu zaokrąglenia krawędzi płaskiego miejsca równym 200 mm. Odrywanie się koła od szyny występowało już od prędkości 10 km/h, znacznie zwiększając liczbę wystąpień od prędkości 30 km/h do 45 km/h. W przedziale 45÷55 km/h wartości były niemal niezmiennie, natomiast od 55 km/h można było obserwować ponowny spadek. Od prędkości najbliższej wyliczonej przy pomocy (10), czyli 20 km/h, maksymalna siła pionowa Q rosła dla kolejnych,

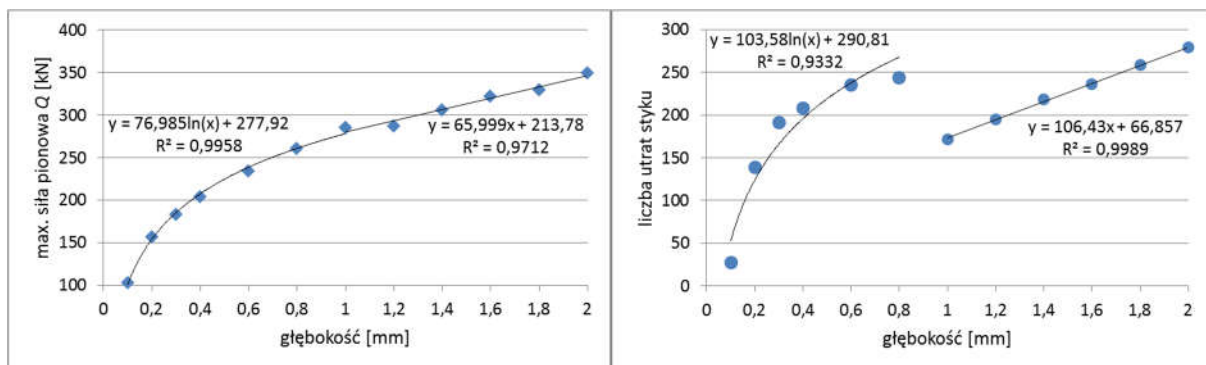
wyższych prędkości przejazdu. Zależność maksymalnej siły pionowej od prędkości jazdy przyjęła postać zbieżną z wynikami prezentowanymi w literaturze [140,143], osiągając maksymalną wartość siły pionowej dla określonej wartości prędkości (w analizowanym przypadku równej 45 km/h). Dla rozpatrywanego płaskiego miejsca wartość maksymalnej siły pionowej wyniosła ok. 161 kN (obciążenie statyczne powiększone ok. 5,4 razy).



Rys. 89 Przebiegi wartości maksymalnej siły pionowej Q i liczby chwil, dla których wystąpiła utrata styku koła z szyną w zależności od prędkości jazdy ($g_p=0,2$ mm, $R_p=300$ mm)

Na rys. 89 przedstawiono przebiegi wartości maksymalnej siły pionowej Q i liczby chwil, dla których wystąpiła utrata styku koła z szyną w zależności od prędkości przejazdu dla koła o płaskim miejscu o głębokości 0,2 mm i promieniu zaokrąglenia równym 300 mm, czyli o największym promieniu zaokrąglenia ze zbioru przyjętych przypadków. Wykresy prezentują wysoką zgodność z kryterium utraty styku (10). Do prędkości 25 km/h liczba chwil, dla których wystąpiła utrata styku między kołem a szyną wynosiła 0. Powyżej tej prędkości liczba chwil, dla których wystąpiła utrata styku zaczęła przyjmować coraz wyższe wartości. Należy zauważyć, że liczba chwil, dla których wystąpiła utrata styku wyniosła maksymalnie 18, natomiast dla płaskich miejsc o gwałtowniejszych przejściach z idealnego okręgu do linii prostej – nawet 140 wystąpień (rys. 88). Świadczy to o dużym wpływie parametru R_p na oddziaływanie z szyną. Maksymalna siła pionowa dla rozpatrywanego płaskiego miejsca wyniosła ok. 141 kN (obciążenie statyczne powiększone ok. 4,7 razy).

Następnie sprawdzono wpływ głębokości płaskiego miejsca na oddziaływanie dynamiczne koła z szyną. Przez pojęcie geometrii w tym miejscu rozumiane są dwa parametry: głębokość płaskiego miejsca g_p oraz promień zaokrąglenia płaskiego miejsca R_p .

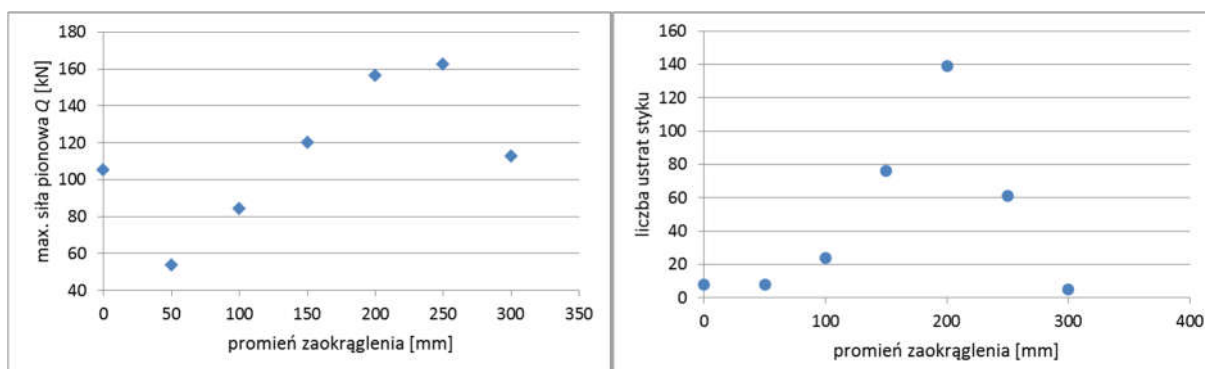


Rys. 90 Przebiegi wartości maksymalnej siły pionowej Q i liczby chwil, dla których wystąpiła utrata styku koła z szyną w zależności od głębokości płaskiego miejsca ($R_p=200$ mm, $v=50$ km/h)

W pierwszej kolejności przeanalizowano zmienność siły pionowej Q oraz liczbę chwil, dla których wystąpiła utrata styku w zależności od głębokości płaskiego miejsca, co zaprezentowano na rys. 90. Wybrano płaskie miejsca o głębokościach z zakresu $0,2 \div 2,0$ mm z krokiem równym $0,2$ mm. Dodatkowo, dla dokładniejszego poznania tych zależności w pobliżu głębokości $0,2$ mm, określonej jako dopuszczalna w PN-K-92016 [5], dodano dwa płaskie miejsca o głębokościach $0,1$ i $0,3$ mm. Przyjęto jednakowy promień zaokrągleń płaskich miejsc R_p równy 200 mm i prędkość jazdy wynoszącą 50 km/h.

Wartość maksymalnej siły pionowej rosta dla całego zakresu analizowanych głębokości płaskiego miejsca. Jednakże można było zaobserwować, że dla zakresu głębokości mniejszej niż 1 mm wartość maksymalna siły Q była zależna od głębokości logarytmicznie, przy wysokim współczynniku determinacji R^2 według podanego na wykresie równania. Dla wyższych wartości głębokości zależność ta przyjęła charakter funkcji liniowej. Podobna sytuacja wystąpiła dla zależności liczby chwil, dla których wystąpiła utrata styku od głębokości płaskiego miejsca, przy czym krzywe nie były ciągłe. Zaobserwowano w tym miejscu interesujący spadek liczby utrat kontaktu. Podobnie jak dla siły pionowej, pierwsza część punktów (dla $g_p < 1$ mm) może zostać opisana za pomocą funkcji logarytmicznej (o nieznacznie mniejszym współczynniku determinacji niż dla maksymalnej wartości siły Q), a druga funkcją liniową o współczynniku determinacji równym niemalże 1 . Z powyższego wynika, że największe przyrosty wartości maksymalnej siły pionowej Q pomiędzy poszczególnymi przypadkami płaskich miejsc wystąpiły dla tych o niewielkich głębokościach. Wprowadzając zamiast wartości głębokości płaskiego miejsca ich pierwiastki kwadratowe otrzyma się przebieg logarytmiczny, zbliżony do liniowego, co pozostaje w zgodności z wnioskami zawartymi w [139].

Następnie sprawdzono wpływ promienia zaokrąglenia krawędzi płaskiego miejsca na wartość maksymalną siły pionowej i liczbę chwil, dla których wystąpiła utrata styku. Wybrano płaskie miejsce o głębokości $0,2$ mm. Przyjęto promienie zaokrągleń z zakresu $50 \div 300$ mm z krokiem równym 50 mm, dodatkowo uwzględniono płaskie miejsce bez zaokrągleń, które oznaczono na wykresach umownie jako promień równy 0 . Granicę maksymalnej wartości promienia zaokrąglenia płaskiego miejsca (przy zaokrąglaniu stałym promieniem) wyznacza promień koła. Niemożliwe jest zaokrąglenie go promieniem większym bez utraty styczności z konturem okręgu tocznego. Na rys. 91 zaprezentowano wyniki symulacji.

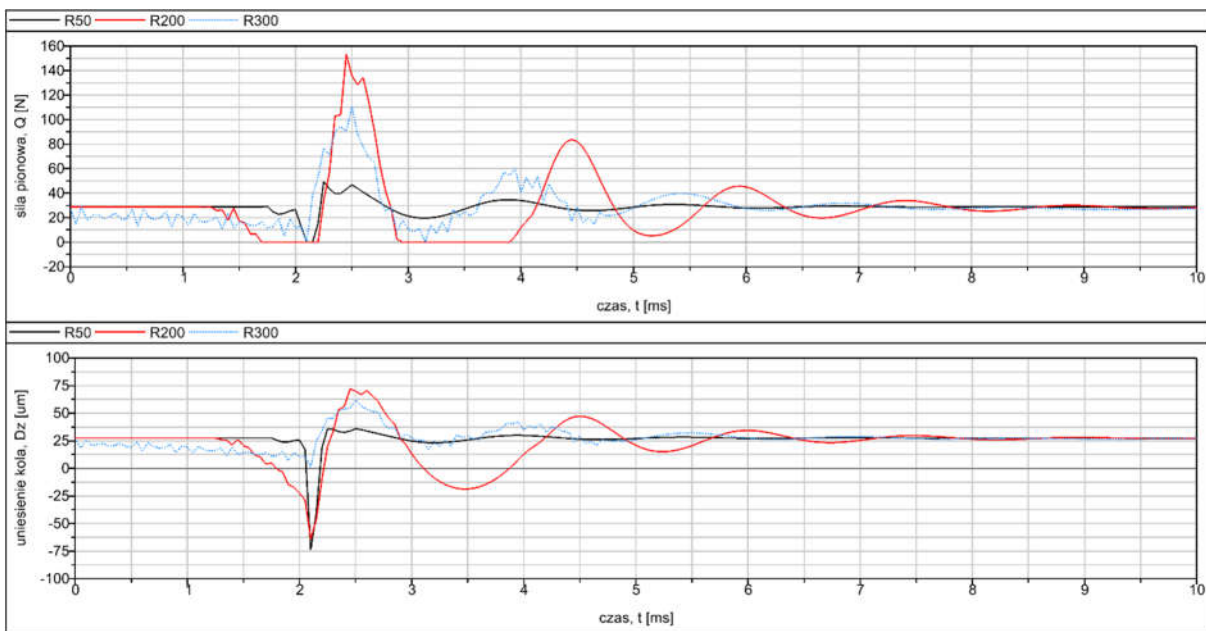


Rys. 91 Przebiegi wartości maksymalnej siły pionowej Q i liczby chwil, dla których wystąpiła utrata styku koła z szyną w zależności od promienia zaokrąglenia płaskiego miejsca ($g_p=0,2$ mm, $v=50$ km/h)

Duży przyrost siły pionowej dla płaskiego miejsca bez zaokrągleń znacznie zmalał po wprowadzeniu zaokrągleń o promieniu 50 mm. Aż do 250 mm wartość maksymalna siły pionowej rosta, aby dla zaokrągleń o promieniu 300 mm zmaleć do poziomu bliskiego wartości siły dla nowopow-

stałego płaskiego miejsca. Od początku pojawienia się płaskiego miejsca aż do powstania zaokrągleń o promieniu 50 mm liczba chwil, dla których wystąpiła utrata styku koła z szyną była stała i niewielka. Wraz ze zwiększającym się promieniem intensywnie rosła, lecz po osiągnięciu promienia równego 200 mm trend uległ odwróceniu i koło przestało odrywać się od szyny z poprzednią częstotliwością. Do zaokrągleń wykorzystano krzywizny o stałym promieniu, jako założenie upraszczające, jednak w rzeczywistości promień ten nie musi być stały.

Płaskie miejsce tuż po powstaniu jest, w przybliżeniu, ścięciem obręczy koła płaszczyzną. Tak powstała elipsa na powierzchni tocznej początkowo ma ostre krawędzie. W miarę zużywania się krawędzie te zaokrąglają się dążąc do pewnego, ustalonego kształtu (por. rys. 85). Jak pokazano na podstawie przeprowadzonych symulacji (rys. 91), powstałe, początkowo niewielkie, zaokrąglenia przyczyniały się do znacznego obniżenia maksymalnej siły pionowej między kołem a szyną. Jednakże dalsze zwiększanie promienia R_p powodowało wzrost wartości maksymalnej siły Q . Dlatego istotne jest wykrycie płaskiego miejsca i usunięcie go w początkowej fazie jego kształtowania. Istotą tego zjawiska zobrazowano na rys. 92. Unoszenie koła to odległość pomiędzy dwoma punktami referencyjnymi (jednym na powierzchni szyny, drugim na powierzchni tocznej obręczy koła). Jego zmiana w czasie przy analizie ruchu kół z odchyłkami OOR świadczy o szybkości zmiany promienia tocznego koła (przy zachowaniu styku z szyną) albo ruchu koła w kierunku pionowym w przypadku utraty kontaktu.



Rys. 92 Przebiegi czasowe wartości siły pionowej Q oraz wysokości uniesienia koła D_z
(częstotliwość próbkowania 20 kHz, $g_p=0,2$ mm, $v=50$ km/h)

Podczas przejścia płaskiego miejsca z zaokrągleniami o promieniu $R_p = 200$ mm przez obszar kontaktu z szyną zaobserwowano wcześniejszą utratę styku (siła pionowa o wartości równej zero) niż dla płaskiego miejsca zaokrąglonego promieniem 50 mm. Odciążenie koła w przypadku płaskich miejsc R200 i R300 trwało dłużej ze względu na dłuższy fragment obwodu koła, na którym promień toczny ulegał zmianie. Porównując dwa skrajne przypadki płaskich miejsc według wartości maksymalnej siły pionowej Q (por. rys. 91): R50 i R200, widać że w obydwu przypadkach wartości minimalna uniesienia koła podczas pierwszej utraty styku była niemalże jednakowa. Zatem

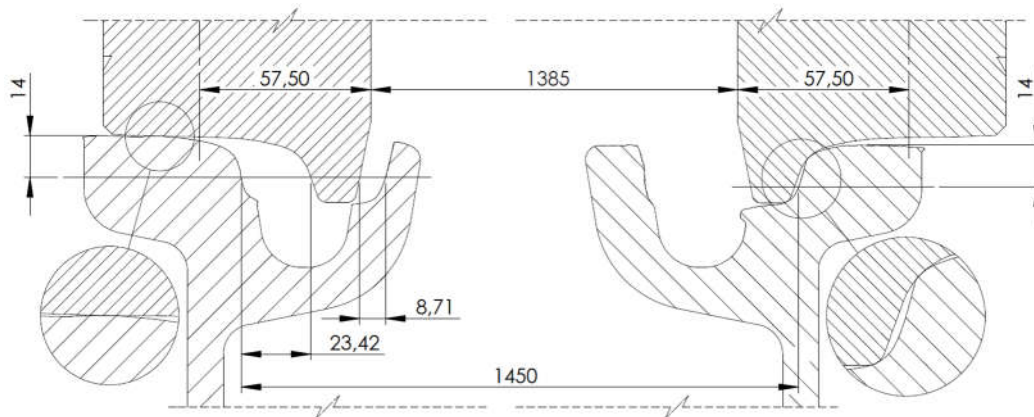
energia potencjalna, a w rezultacie prędkość uderzenia związana z wysokością była zbliżona. Znaczną różnicę w wartościach siły maksymalnej można wytłumaczyć tym, że styk dla koła o płaskim miejscu R50 przeskończył pomiędzy dwoma punktami na zaokrągleniach płaskiego miejsca o podobnej wysokości. Wprowadzanie zaokrągleń o większym promieniu (R200) spowodowało wcześniejsze oderwanie się koła od szyny, a odzyskanie kontaktu nastąpiło na początku wyjściowego zaokrąglenia płaskiego miejsca, co poskutkowało tym, że styk poruszał się po obszarze rosnącego promienia tocznego, a różnica wysokości była większa niż dla zaokrągleń płaskiego miejsca R50. Dlatego można obserwować wzrost siły Q będący skutkiem nie tylko uderzenia koła o szynę, ale również siły bezwładności masy nieusprężynowanej poruszanej w górę wskutek rosnącego promienia tocznego. Długość płaskiego miejsca o głębokości 0,2 mm, bez zaokrągleń wynosiła ok. 23 mm, z zaokrągleniami o promieniu 50 mm wynosiła ok. 25 mm, a dla R250, ok. 37 mm. Odzyskanie kontaktu dla kół o płaskich miejscach R50 i R200 nastąpiło niemalże w tej samej chwili, stąd wynika, że kontakt koła o płaskim miejscu R200, po pierwszym oderwaniu od szyny, poruszał się jeszcze po obszarze rosnącego promienia tocznego. Większa wartość siły pionowej wygenerowana po pierwszym uderzeniu koła o szynę (ok. 2,2. ms) spowodowała zgromadzenie większej energii potencjalnej sprężystości kontaktu, której uwolnienie uwidoczniło się w postaci drugiego oderwania się koła od szyny dla płaskiego miejsca R200. Dla koła z płaskim miejscem o promieniu 300 mm nastąpiło jedno, bardzo krótkie oderwanie koła od szyny, podczas którego zaobserwowano spadek uniesienia koła zaledwie o kilkanaście μm . Natomiast wzrost siły pionowej Q był znacznie większy niż dla płaskiego miejsca w początkowej fazie zaokrąglania (R50). Również w tym przypadku można go przypisać chwilowo rosnącemu promieniowi tocznemu koła po odzyskaniu kontaktu oraz bezwładności masy nieusprężynowanej.

5.4 Zużycie profilu koła i szyny

5.4.1 Wprowadzenie

W tym rozdziale przedstawiono wpływ zmiany profilu koła i szyny wskutek zużywania eksploatacyjnego na ich wzajemną współpracę opisaną wybranymi parametrami: współczynnikiem bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q_r , współczynnikiem intensywności zużywania I_w oraz współczynnikiem predykcji zużywania zmęczeniowego powierzchni materiału Fl_{surf} . Sprawdzono także rozkład potencjalnych punktów styku pomiędzy parami kół i szyn.

Pojazdy o zużytych (w pewnym stopniu) profilach kół stanowią zdecydowaną większość taboru każdego funkcjonującego systemu tramwajowego. Dlatego szyny docierane są przez koła, których wysokość obrzeża jest niższa od nominalnej. W przypadku pierwszych przejazdów nowo przetoczonej obręczy koła po mocno zużytej szynie może wystąpić przypadek, w którym kontakt z szyną pojawi się na wierzchołku obrzeża koła znacznie zmniejszając powierzchnię styku, wywołując w ten sposób wysokie wartości naprężeń kontaktowych (rys. 93). Paradoksalnie taka sytuacja może zwiększyć siłę prowadzącą zestaw kołowy w łuku, ponieważ chwilowy promień toczny koła zewnętrznego w łuku ulega wówczas znacznemu zwiększeniu.



Rys. 93 Skrajne położenie zestawu kołowego o profilu PST (nominalnym) na torze mocno zużyтым, wykonanym z szyn 60R2 [20]

Współczynnik FI_{surf} obliczono zgodnie z formułą (11). Zużycie zmęczeniowe powierzchni powinno wystąpić jeżeli $FI_{surf} > 0$ [144].

$$FI_{surf} = \mu - \frac{1}{v} = \mu - \frac{2\pi abk}{3N} \quad (11)$$

$$\mu = \frac{|T|}{N} \quad (12)$$

gdzie:

μ – współczynnik adhezji między kołem a szyną (12),

v – znormalizowane obciążenie pionowe,

a i b – półosie elipsy kontaktu według teorii kontaktu Hertza,

k – granica plastyczności na ścinanie dla materiału koła,

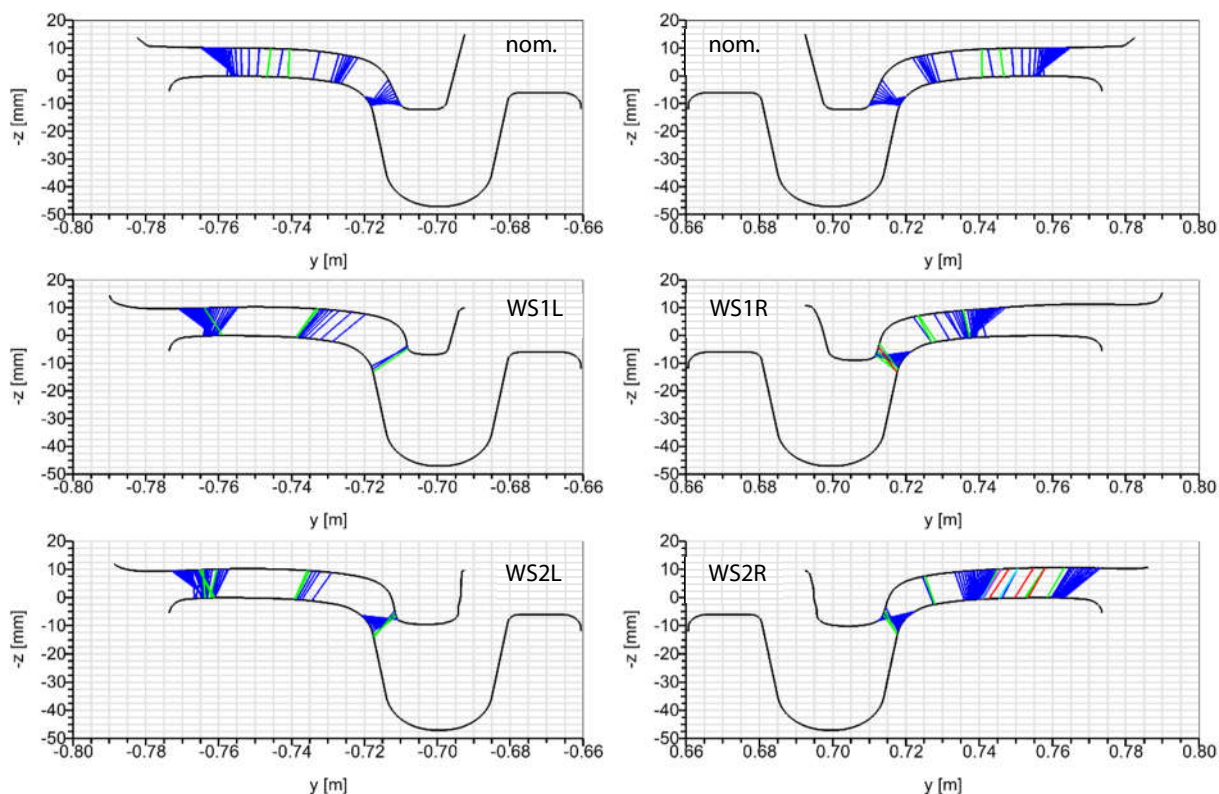
N – obciążenie normalne w obszarze styku,

T – suma kwadratowa sił stycznych w obszarze kontaktu.

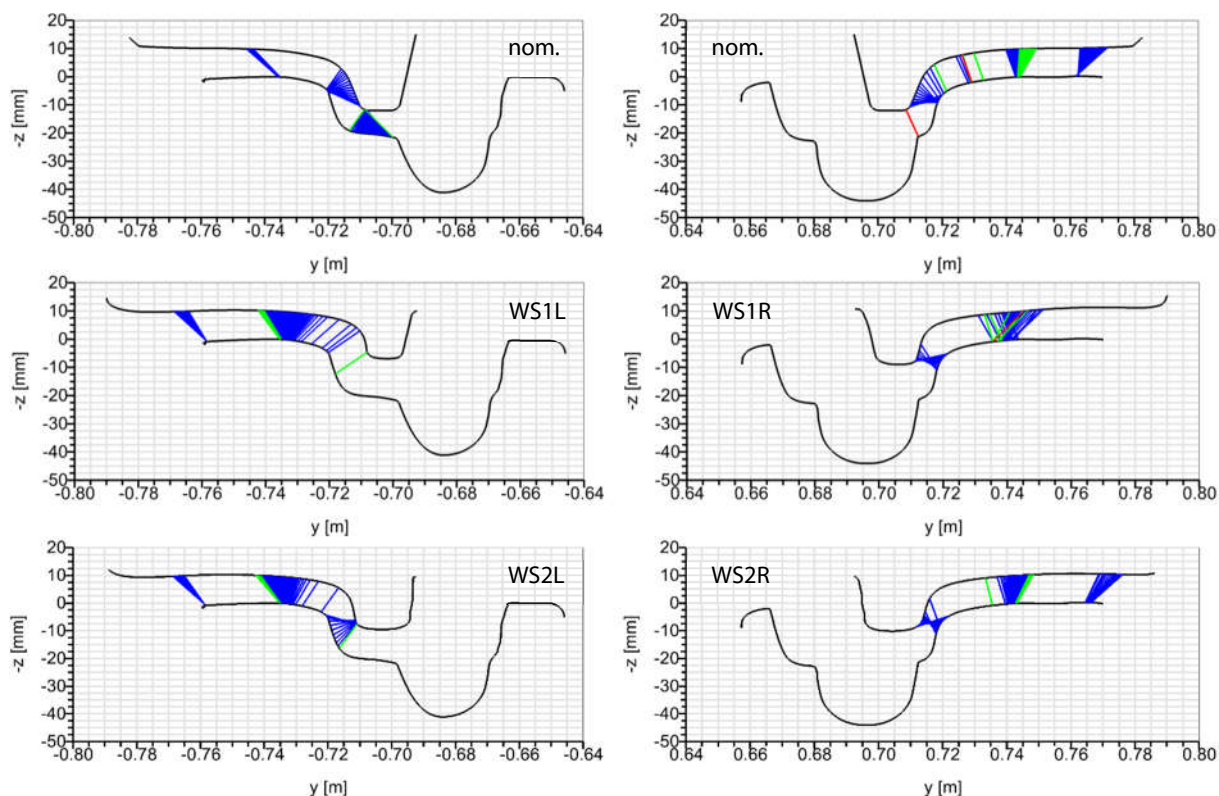
Dla stali P70, z której wykonuje się obręcze kół tramwajowych przyjęto granicę plastyczności na ścinanie równą 175 MPa.

W materii zużytych profili kół wykorzystano zarysy zużytych obręczy kół pierwszego wózka pięciodziałowego, niskopodłogowego tramwaju o wózkach skrętnych i klasycznych zestawach kołowych (rys. 94 i rys. 95). Wykorzystano profil szyny 60R2 w stanie nominalnym oraz zużyтым. Profil szyny zmierzono w łuku o promieniu < 50 m na infrastrukturze torowej w Poznaniu. Zużywanie profili kół wpłynęło na zmianę kąta pochylenia obrzeża δ , stąd konieczne było jego wyznaczenie dla każdego profilu, a następnie ponowne obliczenie kryterium Nadala dla zużytych profili PST (tab. 15).

Analizując wykresy potencjalnych punktów styku poszczególnych par kół i szyn (rys. 94 i rys. 95) można zauważyć, że wprowadzając zużyte zarysy profili kół lub szyn obszary styku grupują się w kilka, przeważnie bardzo wąskich zakresów. Pojedyncze, odseparowane od innych linie łączące punkty kontaktu stanowią rzadkość. Szczególnie wyraźnie widać tę prawidłowość dla zużytych profili kół na zużytych profilach szyn (rys. 95). Dla pary nominalnego profilu PST oraz zużytej lewej szyny wystąpiła bardzo niekorzystna sytuacja – kontakt wierzchołka obrzeża z szyną.



Rys. 94 Wykresy potencjalnych punktów kontaktu profili z grupy b) z szyną 60R2 w stanie nominalnym

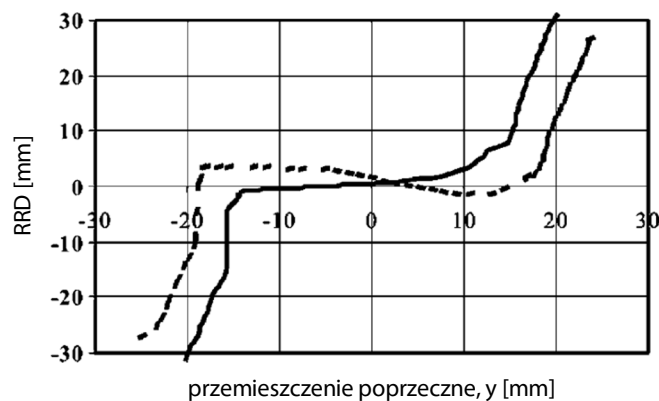


Rys. 95 Wykresy potencjalnych punktów kontaktu profili z grupy b) z szyną 60R2 w stanie zużyтым

Tab. 15 Wartości kąta pochylenia obrzeża δ oraz współczynnika Y/Q dla zmierzonych profili kół

	δ [°]	Y/Q [-]
WS1L	73,3	1,35
WS1R	69,3	1,17
WS2L	73,3	1,35
WS2R	70,1	1,20

Powstawanie fałszywego obrzeża (rys. 1) jest częstym scenariuszem eksploatacji pojazdów szynowych, także tramwajów. Efekt ten jest spowodowany intensywnym zużyciem powierzchni tocznej koła. Widoczny na rys. 96, niepoprawny przebieg różnicy promieni tocznych RRD kół zestawu kołowego (z fałszywymi obrzeżami) w funkcji przemieszczenia poprzecznego y , który dla zachowania prowadzenia kinematycznego powinien być rosnący w całym zakresie [12]. Obecność fałszywego obrzeża o dużej wysokości, $H = 3,7$ mm, w sposób istotny zakłóca jego przebieg upośledzając prowadzenie kinematyczne zestawu kołowego, niekiedy nawet odwracając jego działanie i przyczyniając się do zwiększenia intensywności procesów zużycia, obniżenia prędkości krytycznej dla stabilnej jazdy, zwiększenia oporu toczenia oraz wzrostu sił poprzecznych w obszarze styku koła z szyną. Efekt ten jest szczególnie widoczny w przypadkach występowania dwupunktowego kontaktu koła z szyną. W dwóch obszarach styku powstają wówczas dwie, wzajemnie przeciwstawne siły prowadzące, których wypadkowa jest zbyt mała aby zapewnić prawidłowe prowadzenie lub jest skierowana w niewłaściwą stronę (prowadzenie odwrotne) [145,146]. W przypadku tramwajów o kołach niezależnych problem fałszywych obrzeży jest nieco mniej nasilony przez domyślny brak prowadzenia kinematycznego. Należy natomiast pamiętać, że nadal obecne jest prowadzenie geometryczne, które także może zostać odwrócone przez obecność fałszywych obrzeży.


 Rys. 96 Wykres różnicy promieni tocznych (RRD) dla nowo przetoczonego profilu koła (linia ciągła) i zużytego profilu koła z fałszywym obrzeżem o wysokości $H = 3,7$ mm (linia przerywana) [145]

W czasie przygotowywania niniejszej rozprawy doktorskiej praktyki eksploatacyjne uwzględniające kontrolę fałszywych obrzeży w eksploatacji tramwajów w Polsce nie były stosowane. Tymczasem, według [145] koła o odpowiednio dużym parametrze wysokości fałszywego obrzeża H powinny być pilnie wyłączone z eksploatacji.

Tab. 16 Konfiguracje wariantów symulacji

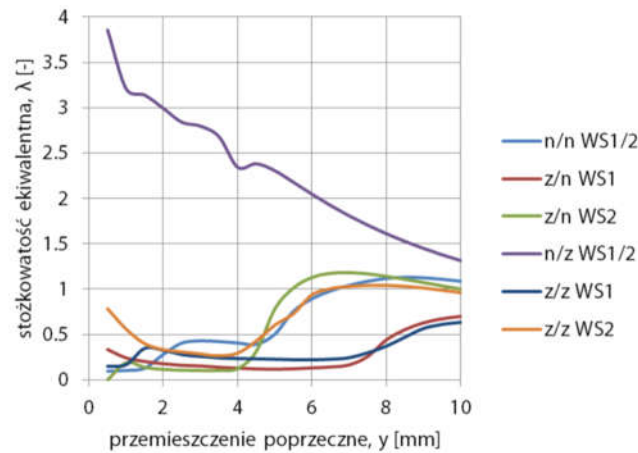
oznaczenie	profile kół	profile szyn
n/n	nominalne	nominalne
z/n	zużyte	nominalne
n/z	nominalne	zużyte
z/z	zużyte	zużyte

Wyniki współpracy kół i szyn uzyskano na podstawie symulacji *MBS* polegających na przejazdach pojazdu 1 w łuku o promieniu 30 m, z prędkością 15 km/h. Warunki te wybrano jako reprezentatywne dla jazdy w łuku charakterystycznym dla transportu tramwajowego. Na początku i końcu łuku zastosowano krzywą przejściową w postaci łuku o promieniu 50 m i długości ok. 5 m. Parametry podatności toru określono w tab. 10. W symulacjach opisywanych w tym rozdziale zinterpretowano wyniki dla dwóch punktów styku o największej powierzchni, pozostałe zostały pominięte jako bardzo małe obszary o sporadycznym występowaniu i marginalnym znaczeniu dla prowadzonych analiz. Konfiguracje wariantów symulacji przedstawiono w tab. 16.

5.4.2 Wyniki symulacji

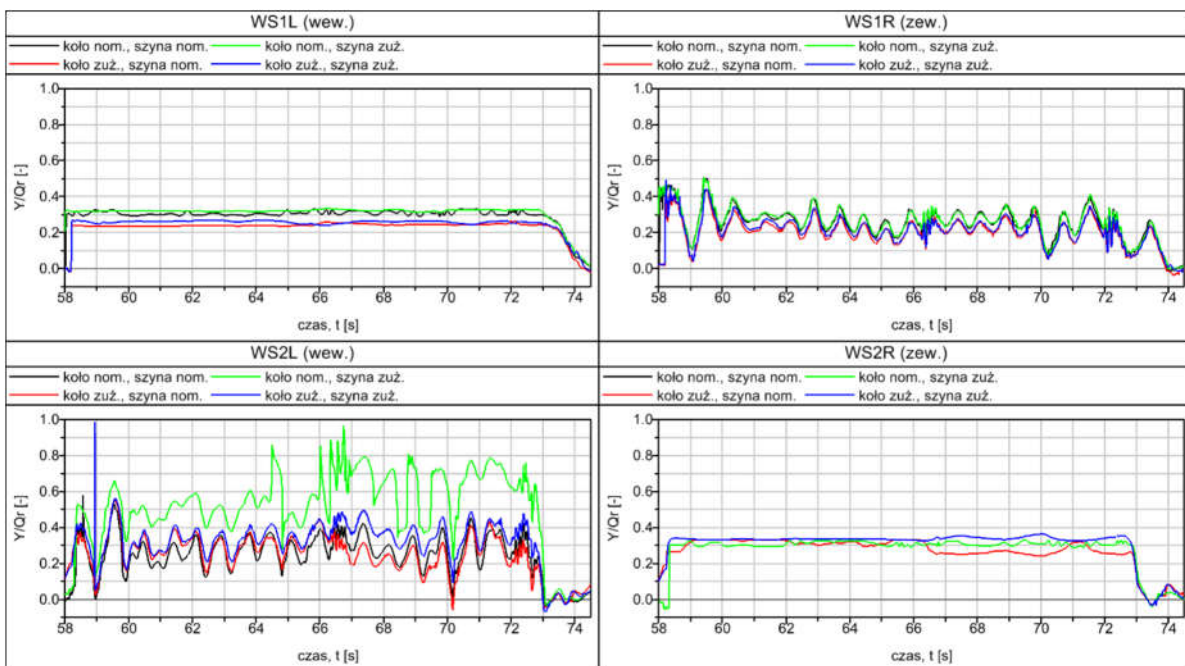
Na rys. 97 zaprezentowano przebiegi stożkowatości ekwiwalentnej w funkcji przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego dla poszczególnych wariantów symulacji (konfiguracji par kół i szyn). Najbardziej odbiegającą od pozostałych krzywą jest *n/z WS1/2*, czyli dla zestawu kołowego o nominalnym profilu PST na zużytych szynach 60R2. Przyczynę tak wysokich wartości stożkowatości ekwiwalentnej wyjaśniono na podstawie wykresu potencjalnych punktów styku na rys. 95. Dla lewej szyny wystąpił kontakt z wierzchołkiem obrzeża koła, co przyczyniło się do znacznego wzrostu *RRD* dla niskich wartości przemieszczenia poprzecznego skutkującego prezentowanym na rys. 97 przebiegiem stożkowatości ekwiwalentnej. Jest to sytuacja niepożądana, ponieważ kontaktujące się powierzchnie znacznie różnią się promieniem zaokrąglenia, co skutkuje znaczącym obniżeniem powierzchni styku oraz zwiększeniem naprężeń kontaktowych. Kontakt w obszarze tych przesunięć poprzecznych jest przeważnie jednopunktowy, co powoduje, że cały nacisk jest wywierany właśnie w tym miejscu. Przebieg stożkowatości ekwiwalentnej dla nominalnego profilu PST jest przeważnie rosnący (z niewielkim spadkiem w zakresie 4,0÷4,5 mm). Po osiągnięciu zużycia kwalifikującego do wymiany, na skutek zmniejszenia grubości obrzeża, zwiększa się luz między kołem a szyną atakujących zestawów kołowych (w przypadku kół drugiego zestawu kołowego może być odwrotnie, por. rys. 9), więc nagły wzrost wartości stożkowatości ekwiwalentnej występuje dla wyższych wartości przemieszczenia poprzecznego. Ponadto, dla atakujących zestawów kołowych o zużytych profilach wartość stożkowatości ekwiwalentnej narasta łagodniej przy powstawaniu kontaktu z obrzeżem koła. Wszystkie pary kół i szyn, w których przynajmniej jeden element jest zużyty prezentują malejący przebieg stożkowatości ekwiwalentnej w zakresie przemieszczeń poprzecznych 1÷4 mm (z wyjątkiem pary *z/z*, dla *y* z zakresu 1,0÷1,5 mm), a zatem ich współczynnik nieliniowości λ_N jest mniejszy od zera, co pozostaje w zgodności z wynikami pomiarów przedstawionych w [110]. Ujemny współczynnik λ_N ma prognozować stopniowe narastanie niestabilności pojazdu przy zbliżaniu się do prędkości krytycznej, jednakże niestabilność powinna wystąpić przy niższej prędkości niż dla dodatniej wartości współczynnika nieliniowości. Ponieważ jednak maksy-

malna prędkość eksploatacji tramwajów jest znacznie niższa niż pojazdów kolejowych, stąd obniżenie prędkości krytycznej na skutek zużycia profili kół i szyn może nie być tak istotne.



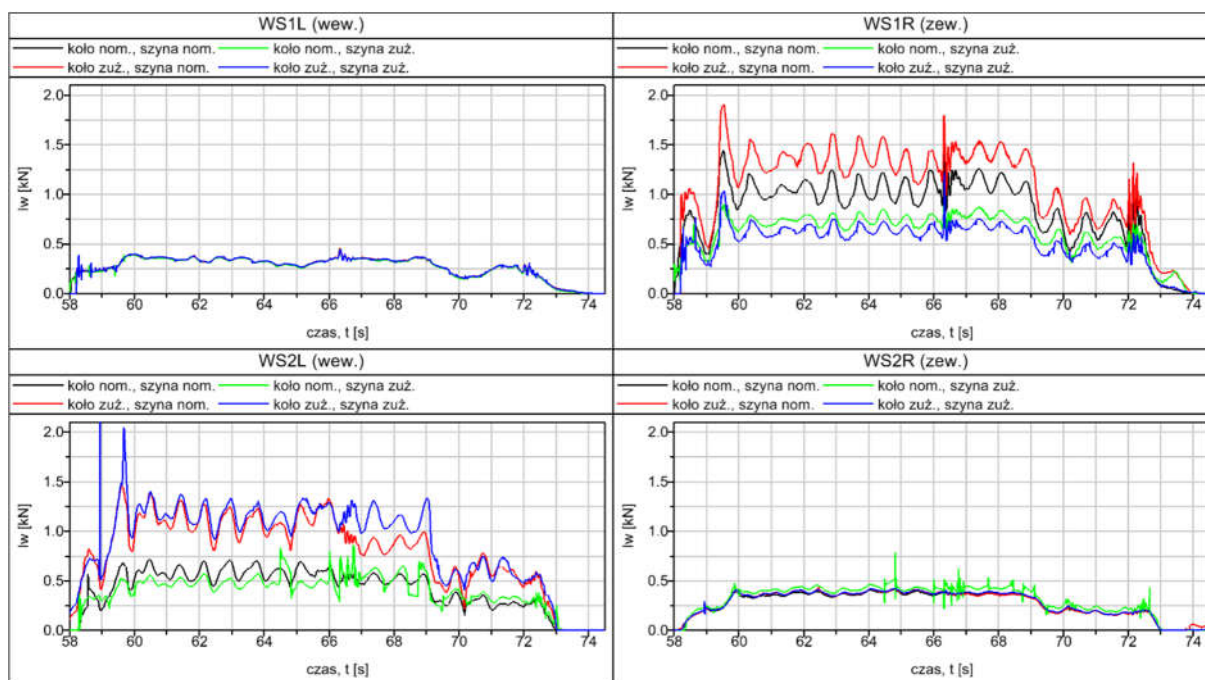
Rys. 97 Przebiegi stożkowatości ekwiwalentnej w funkcji przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego

Na rys. 98 przedstawiono przebiegi współczynnika Y/Q_r dla kół pierwszego wózka tramwaju i poszczególnych wariantów symulacji. Wewnętrzne koło pierwszego zestawu kołowego oraz zewnętrzne koło drugiego zestawu kołowego, ze względu na diagonalne ułożenie wózka w łuku, a w rezultacie niskie wartości sił poprzecznych, osiągnęły stosunkowo niskie wartości Y/Q_r , a różnice pomiędzy wariantami profili kół i szyn były niewielkie. Odwrotną sytuację zaobserwowano dla wewnętrznego koła drugiego zestawu kołowego (WS2L), gdzie najwyższe wartości Y/Q_r , bliskie osiągnięcia kryterium Nadala (1,0), zaobserwowano dla nominalnego profilu PST toczącego się po zużytej szynie 60R2. Dla pozostałych przypadków nie zaobserwowano istotnych różnic pomiędzy przebiegami wartości Y/Q_r .



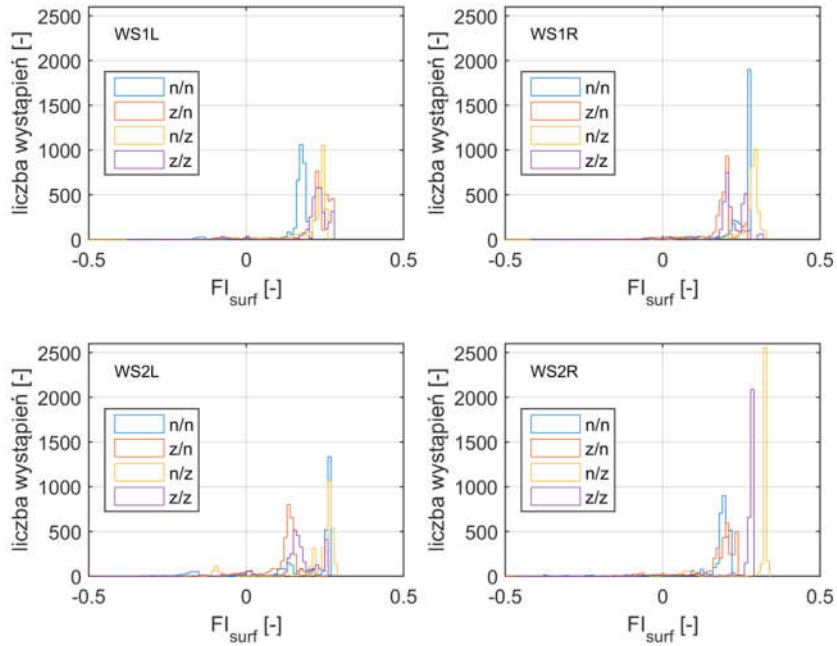
Rys. 98 Przebiegi współczynników Y/Q_r dla kół pierwszego wózka pojazdu 1 i poszczególnych wariantów symulacji przejazdu w łuku

Na rys. 99 zaprezentowano przebiegi współczynnika I_w dla kół pierwszego wózka pojazdu 1 i poszczególnych wariantów symulacji przejazdu w łuku. Podobnie jak dla współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem, różnice wartości I_w pomiędzy wariantami dla $WS1L$ i $WS2R$ były nieznaczne. Pewne niewielkie wahania zaobserwowano dla konfiguracji nominalnego profilu koła i zużytego profilu szyny na kole $WS2R$. Natomiast zdecydowane rozbieżności odnotowano dla kół: $WS1R$ i $WS2L$. Dla koła $WS1R$ (zewnątrznego) zaobserwowano, że najbardziej intensywnie zużywało się koło w stanie zużytych na szynie o zarysie nominalnym, a więc w chwili oddania nowej lub wyremontowanej trasy tramwajowej. Drugą najwyższą intensywność zużywania osiągnęła para nominalna, następnie koło nominalne na zużytej szynie (pierwszy przejazd tramwaju z przetoczonymi lub nowymi obręczami kół). Natomiast najniższe wartości współczynnika I_w zaobserwowano dla pary o zużytych zarysach. Powyższe spostrzeżenia prezentują zgodność z krzywą prezentującą intensywność zużywania w funkcji postępującej eksploatacji na rys. 15. Wszystkie pary kół i szyn, poza dopasowanymi do siebie profilami zużyтыми, znajdowały się w fazie docierania o podwyższonej intensywności zużywania. Dla koła $WS2L$ (wewnętrznego) wyniki są podobne, z wyjątkiem wartości I_w dla pary zużytych profili, która osiągnęła najwyższe wartości intensywności zużywania.

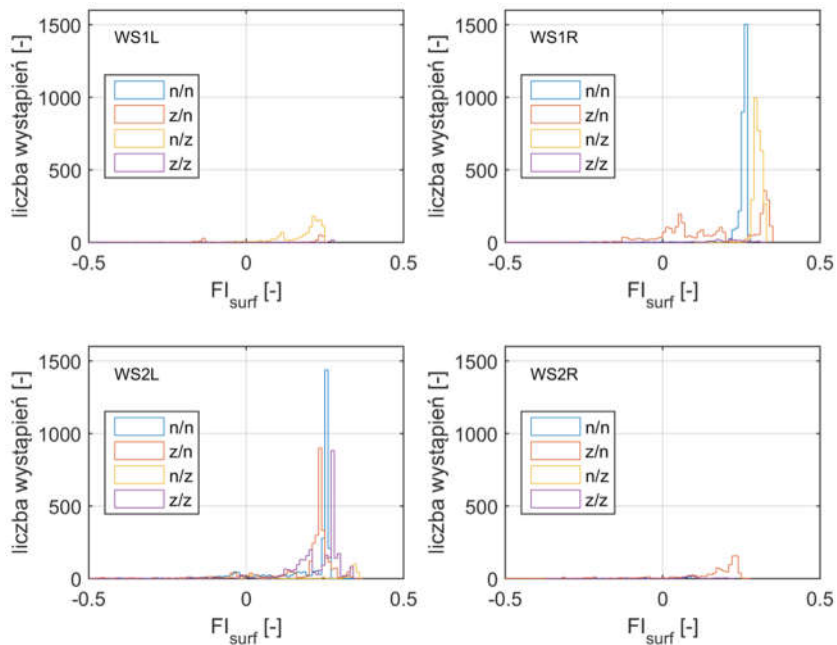


Rys. 99 Przebiegi współczynników I_w dla kół pierwszego wózka pojazdu 1 i poszczególnych wariantów symulacji przejazdu w łuku

Na rys. 100 przedstawiono histogramy współczynników Fl_{surf} dla pierwszego obszaru kontaktu kół pierwszego wózka i poszczególnych wariantów symulacji. Dla kół, na które w łuku wywierana jest największa siła poprzeczna, czyli $WS1R$ i $WS2L$, najkorzystniejsze wyniki uzyskano dla wariantów z/n i z/z, natomiast dla pozostałych kół para o profilach nominalnych (n/n) osiągnęła najniższą intensywność potencjalnego występowania RCF . W wariantach z/z i n/z uzyskano bardzo duży udział wysokich wartości Fl_{surf} dla koła $WS2R$.



Rys. 100 Histogramy współczynników $F_{l,surf}$ dla kół pierwszego wózka pojazdu 1 i poszczególnych wariantów symulacji (styk 1)



Rys. 101 Histogramy współczynników $F_{l,surf}$ dla kół pierwszego wózka pojazdu 1 i poszczególnych wariantów symulacji (styk 2)

Na rys. 101 przedstawiono histogramy współczynników $F_{l,surf}$ dla drugiego obszaru kontaktu kół pierwszego wózka i poszczególnych wariantów symulacji. Widać, że styk dwupunktowy był obecny przede wszystkim dla koła zewnętrznego pierwszego zestawu kołowego ($WS1R$) oraz koła wewnętrznego drugiego zestawu kołowego ($WS1L$). Na uwagę zasługuje fakt, że dla pary zużytego profilu koła i zużytego profilu szyny dla koła $WS1R$ drugi punkt styku wystąpił jedynie dla ok. 200 próbek, podczas gdy dla wariantu z/n na tym samym kole drugi punkt styku wystąpił aż dla

ok. 3100 próbek (próbkiowanie 200 Hz). Dla pary o nominalnych zarysach zaobserwowano bardzo skupiony rozkład w pobliżu wartości $Fl_{surf} = 0,25$ dla obydwu kół ($WS1R$ i $WS2L$). Konfiguracja z/n wygenerowała wartości Fl_{surf} pokrywające większą część histogramu dla koła $WS1R$, szczególnie w stronę wartości ujemnych, co może zostać uznane za korzystne ze względu na mniejszą liczbę wystąpień wysokich wartości współczynnika predykcji zużycia zmęczeniowego powierzchni. Dla koła $WS2L$ poszczególne konfiguracje profili kół i szyn uzyskały bardzo podobne rozkłady wartości Fl_{surf} , z wyjątkiem wariantu n/z, dla którego zarejestrowano niewielką liczbę wystąpień wartości współczynnika większych od 0.

Na podstawie wyników prezentowanych w niniejszym rozdziale można wnioskować, że zmiany zarysu profili kół i szyn podczas eksploatacji mają istotny wpływ na ich wzajemną współpracę. Tendencja nie jest jednakowa dla wszystkich kół pojazdu. Podczas, gdy niemożliwe jest zastosowanie różnych profili kół ze względu na pozycję koła w łuku (zewnętrzne albo wewnętrzne), wydaje się celowym niezależne optymalizowanie profili dla pierwszego i drugiego zestawu kołowego (z wyjątkiem pojazdów dwukierunkowych). Projektowanie nowych profili kół, uwzględniając zużyte zarysy charakterystyczne dla danego systemu tramwajowego również wydaje się być w pełni uzasadnione. Dla pełniejszego zrozumienia wpływu zużycia kół tramwajowych o różnych charakterystykach należy przeprowadzić szeroką analizę opierającą się na tysiącach zmierzonych profili kół pozyskanych metodami automatycznymi oraz na komputerowych technikach analiz (na przykład uczeniu maszynowym).

6. Założenia dla projektowania nowego profilu koła tramwajowego

6.1 Wprowadzenie

Jak zaprezentowano w poprzednim rozdziale, profil koła tramwajowego pełni istotną rolę w aspekcie oddziaływania dynamicznego z szyną, wywierając wpływ na bezpieczeństwo jazdy oraz intensywność zużywania. Wobec zdezaktualizowanego stanu dokumentów normatywnych, a zatem i wykorzystywanych profili kół, różnego stanu technicznego poszczególnych systemów tramwajowych oraz wprowadzania do eksploatacji nowoczesnych pojazdów o całkowicie odmiennej konstrukcji niż za czasów wprowadzania profili T i PST w Polsce, pojawia się potrzeba zastosowania indywidualnego podejścia modyfikacji profilu koła w odniesieniu do każdego skojarzenia pojazd-tor. Stąd wynika konieczność opracowania założeń dla projektowania nowego profilu koła tramwajowego z myślą o wsparciu tego procesu technikami komputerowymi.

Przedstawione założenia projektowania profilu koła tramwajowego dotyczą przykładu uwzględniającego warunki eksploatacji tramwajów w Poznaniu. Zostały one wykorzystane w procesie optymalizacji profilu koła tramwajowego PP7, dedykowanego pojazdowi 1 [39], który w czasie prowadzenia badań odpowiadał układowi najnowszych tramwajów eksploatowanych w Poznaniu. W związku ze wzajemnym odizolowaniem systemów tramwajowych założenia projektowania mogą być odrębne dla każdego z nich. Również zmiana pojazdu docelowego może wymuszać konieczność wprowadzenia odpowiednich zmian.

6.2 Propozycja założeń dla projektowania profilu koła tramwajowego

Komputerowe algorytmy optymalizacyjne w swoich bibliotekach nie posiadają definicji profilu koła tramwajowego, a tym bardziej dostosowanego do żądanych przez konkretnego użytkownika celów optymalizacji. Z tego powodu należy samodzielnie ograniczyć zbiór generowanych rozwiązań do zarysów, które spełniają określone warunki, odpowiadające za nadanie wygenerowanej geometrii cech profilu koła tramwajowego. Dzięki temu efektem optymalizacji będą profile nadające się do implementacji w rzeczywistej eksploatacji. Zaproponowano następujące założenia dla projektowania profilu koła tramwajowego:

- geometria profilu zawarta w płaszczyźnie yz ,
- punkt BPS jako początek układu współrzędnych $(0,0)$,
- wierzchołek obrzeża zlokalizowany po stronie dodatnich wartości współrzędnej y ,
- odległość płaszczyzny okręgu tocznego PT od wewnętrznej płaszczyzny czołowej WP równa 57,5 mm,
- odległość pomiędzy płaszczyznami okręgów tocznych PT kół zestawu kołowego równa 1500 mm,
- wysokość obrzeża h równa 22 mm (zachowanie kompatybilności z krzyżownicami płyt-korowkowymi),
- kąt pochylenia obrzeża δ w zakresie $60 \div 75^\circ$,
- promień łuku przejściowego R_{LP} nie mniejszy niż 12 mm,
- wierzchołek obrzeża W oraz bok bierny BB pozostawiony bez zmian względem profilu PST (pominięto współpracę z rozjazdami jako odrębny temat),
- grubość obrzeża g w przedziale 16,5 ÷ 18,0 mm na wysokości $z = -19$ mm,
- projektowany profil koła opisany za pomocą splajnów,

- funkcja splajnu tworząca profil ciągła wraz z pochodną pierwszego i drugiego rzędu w całym zakresie,
- funkcja splajnu tworząca profil monotonicznie malejąca (z wyjątkiem wierzchołka obrzeża W oraz boku biernego BB).

Profile kół generowane przez algorytm optymalizacyjny według przedstawionych założeń były implementowane do kół pojazdu 1. Następnie przeprowadzano symulację MBS dla każdego wygenerowanego profilu koła, którą stanowił przejazd po trasie optymalizacyjnej opisanej w roz. 4.2 oraz 4.4.3, ze zmienną prędkością (dobraną do ograniczeń na rzeczywistych odcinkach toru, na którym prowadzono pomiary nierówności). Uzyskane wyniki wykorzystano do oceny wygenerowanych profili kół, według metodyki przedstawionej w roz. 6.3.

6.3 Metody oceny wygenerowanych profili kół

Powszechnie przyjętą metodą oceny wygenerowanych rozwiązań w procesach optymalizacji jest przyporządkowanie im wartości przy pomocy odpowiednio dobranej funkcji celu. W zastosowaniu opisanym w niniejszej rozprawie doktorskiej przyjęto dwa cele optymalizacji:

- zwiększenie bezpieczeństwa przed wykolejeniem,
- wydłużenie przebiegów międzyprzetoczeniowych kół (zmniejszenie intensywności zużycia ściernego i zmęczeniowego).

Do przyjętych celów optymalizacji dobrano odpowiednie współczynniki do sformułowania kryteriów, czyli składników funkcji celu. Do oceny bezpieczeństwa przed wykolejeniem wybrano kryterium Nadala, zgodnie z definicją opisaną w roz. 2.4. Istnieją także inne metody oceny bezpieczeństwa przed wykolejeniem [61–65], lecz wybrano kryterium Nadala ze względu na zachowawczość metody w odniesieniu do dużych wartości kątów nabiegania [25]. Przyjęto założenie minimalizacji współczynnika Y/Q_r , który stanowi iloraz maksymalnej wartości współczynnika Y/Q z danego przejazdu oraz kryterium Nadala Y/Q_{lim} dla danego profilu koła. W celu oceny intensywności zużycia ściernego koła wykorzystano współczynnik I_{wm} proporcjonalny do energii dyssypowanej w obszarze styku koła z szyną, obliczany zgodnie z formułą (2). W sposób oczywisty dążono do minimalizacji tej wielkości. W celu ograniczenia występowania zużycia zmęczeniowego maksymalizowano minimalną wartość powierzchni styku A_{min} dla przemieszczeń poprzecznych zestawu kołowego z zakresu $-5 \div 5$ mm, w ramach stacjonarnej analizy geometrycznej (wyłącznie przemieszczenia poprzeczne koła po szynie). Ostatecznie funkcja celu C_t przyjęła formę opisaną w (13) i (14).

$$C_t = -C_1 w_1 - C_2 w_2 + C_3 w_3 \quad (13)$$

$$C_t = -\frac{I_{wm} - I_{wmmin}}{I_{wmmax} - I_{wmmin}} w_1 - \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_r}{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{rmax}} w_2 + \frac{A_{min}}{A_{max}} w_3 \quad (14)$$

Do oceny profili kół za pomocą funkcji celu wykorzystano maksymalne wartości Y/Q_r oraz I_{wm} spośród wartości otrzymanych dla wszystkich kół pierwszego wózka pojazdu. Symbole w_1, w_2, w_3 oznaczają wagi składników funkcji celu, których wartości arbitralnie przyjęto jako, odpowiednio: 3, 5 i 2. W wyniku optymalizacji powstała znaczna liczba profili o wąskich obrzeżach. Podczas optymalizacji korzystano z prawidłowości, że zwiększanie luzu między kołem a szyną poprawia wyniki składników funkcji celu. Docelowy profil koła musiał być podobny w zakresie szerokości

obrzeża do profilu PST, w celu zapewnienia odpowiedniego marginesu na zużycie, szczególnie podczas jazdy w łukach o małych promieniach. W systemie tramwajowym w Poznaniu najmniejszą dopuszczalną wartością grubości obrzeża jest 10,6 mm. Grubość obrzeża profilu PST w stanie nominalnym wynosi 18,5 mm. Najlepsze wyniki optymalizacji (w aspekcie bezpieczeństwa jazdy, intensywności zużywania oraz pola powierzchni styku) zaobserwowano dla grubości obrzeża g z zakresu 15,0÷18,6 mm. Dokonując wyboru profilu o zbliżonej grubości obrzeża do profilu PST należało wybrać spośród pięciu ostatnich rozwiązań zaprezentowanych w tab. 17. Cechuje je podobny parametr intensywności zużywania, lecz wyłącznie profil PP7 prezentuje akceptowalny kompromis pomiędzy bezpieczeństwem jazdy, a polem powierzchni styku.

Tab. 17 Wartości parametrów najlepszych wyników optymalizacji

nazwa	I_{wm} [-]	Y/Q_r [-]	A_{min} [-]	g [mm]
001493	792,8	0,35	84,8	15,2
004918	581,5	0,45	63,3	15,0
001955	677,4	0,47	83,7	14,9
005093	619,5	0,52	90,9	15,2
000066	557,5	0,54	84,0	15,6
000022	500,9	0,55	28,8	15,9
003536	440,5	0,60	79,4	15,7
000013	508,0	0,63	83,4	15,8
000003	391,4	0,67	17,2	16,2
009388	326,4	0,72	83,1	15,3
010426	319,0	0,78	88,4	15,4
004911	276,9	0,93	14,5	18,5
002861	278,9	1,00	10,1	18,6
000805 (PP7)	277,9	1,06	37,7	18,3
000287	276,8	1,20	46,4	18,5
001663	276,9	1,27	55,3	18,5

W związku z powyższym spośród rozwiązań o najniższych wartościach minimalizowanej funkcji celu wybrano profil PP7. Następnie poddano go weryfikacji numerycznej oraz eksperymentalnej, opisanych w roz. 7.

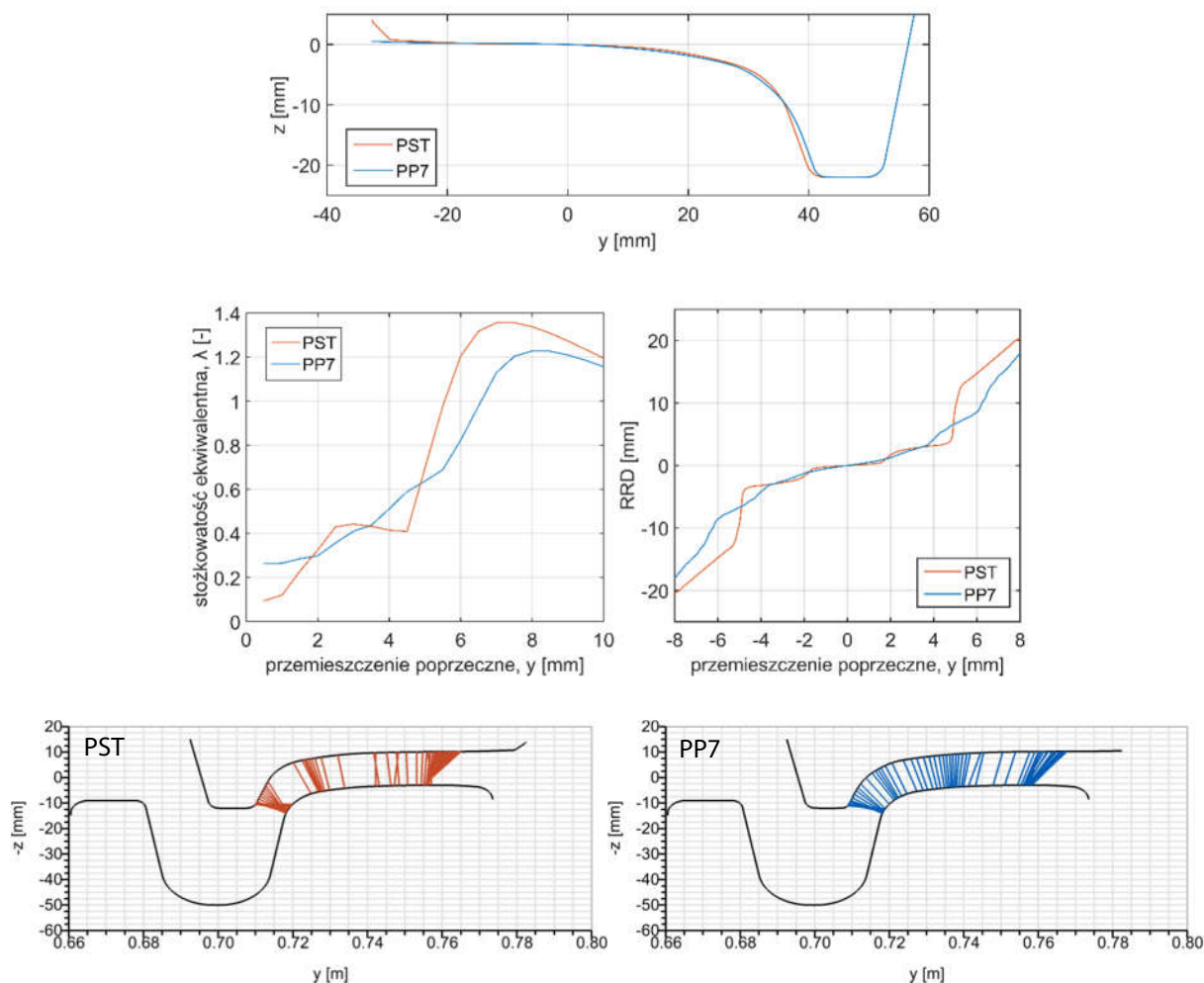
7. Weryfikacja zachowania dynamicznego nowego profilu koła tramwajowego

7.1 Wprowadzenie

Przyjęta metoda projektowania profilu koła tramwajowego (na przykład na drodze optymalizacji komputerowej) powinna być, przed przystąpieniem do próbnej eksploatacji, zweryfikowana dla zadanych warunków eksploatacji, które w przypadku tramwajów są bardzo odmienne dla każdego miasta. W niniejszym rozdziale zaprezentowano autorską metodę numerycznej weryfikacji profilu koła tramwajowego. Przedstawiono ją na przykładzie nowego profilu koła (PP7) zaprojektowanego dla jednego z niskopodłogowych pojazdów eksploatowanych przez Miejskie Przedsiębiorstwo Komunikacyjne w Poznaniu. Następnie omówiono jego próbną eksploatację.

7.2 Numeryczna weryfikacja zachowania nowego profilu koła

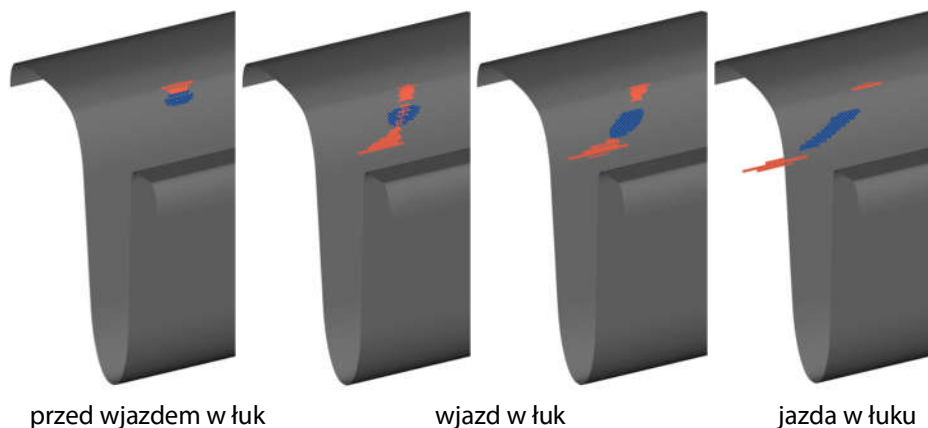
W wyniku optymalizacji profilu koła tramwajowego, dla założeń i funkcji celu opisanych w roz. 6.2 i 6.3, otrzymano profil PP7 zaprezentowany na rys. 102. Skale osi odciętych i rzędnych są różne ze względu na konieczność zapewnienia czytelności różnic profili w obszarze obrzeża.



Rys. 102 Porównanie profili PST i PP7 (0,0 w BPS) [39]

Numeryczną weryfikację zachowania profilu PP7 przeprowadzono w odniesieniu do niskopodłogowego tramwaju, podobnego do pojazdu 1, lecz wyposażonego w klasyczne zestawy kołowe, oraz sprężyny śrubowe jako II stopień usprężynowania, ze względu na brak dostępności tramwaju bardziej podobnego do pojazdu 1 dla próbnej eksploatacji. Zoptymalizowany profil nie stanowi złożenia prostych i łuków, lecz w całości składa się ze splajnów. Profil PP7 został zmieniony względem wejściowego głównie w obszarach boku czynnego obrzeża oraz łuku przejściowego. Ze względu na częsty styk obrzeża koła z szyną, nawet podczas jazdy tramwaju po torze prostym, takie działanie algorytmu wydaje się być uzasadnione. Łuk przejściowy profilu PP7 jest nieznacznie mniej wklęsły niż dla profilu PST. Od odległości 10 mm poniżej BPS obrzeże jest cieńsze dla profilu PP7.

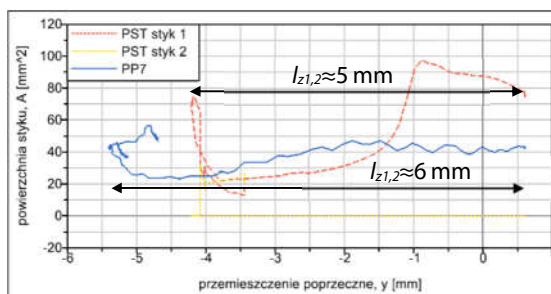
Profil PP7 charakteryzuje się łagodniejszym przebiegiem funkcji różnicy promieni tocznych (*RRD*) na szynie 60R2. Wejście obrzeża profilu PST w kontakt z szyną nastąpiło przy znacznie gwałtowniejszej zmianie nachylenia funkcji *RRD* niż dla profilu PP7. Luz między kołem a szyną dla profilu PP7 wynosi 5,9 mm (dla profilu PST odpowiednio 5,0 mm). Punkt przegięcia przebiegu stożkowatości ekwiwalentnej widoczny dla profilu PST nie został powtórzony w charakterystyce profilu PP7, co może skutkować zwiększeniem stabilności jazdy dla prędkości z górnego zakresu [147]. Profil zoptymalizowany utworzył z szyną 60R2 szeroki, równomierne rozłożony zakres obszarów kontaktu, bez krzyżowania się linii łączących punkty kontaktu widocznych dla profilu PST. Dla niskich prędkości jazdy (a zatem do 70 km/h) i jakości infrastruktury torowej, znacznie niższej niż dla ciężkiej kolei, taka dystrybucja obszarów kontaktu powinna skutkować bardziej stabilnym kształtem profilu koła, co potwierdzono w [148].



Rys. 103 Ewolucja kontaktu koła zewnętrznego z szyną podczas wjazdu w łuk o promieniu 25 m, bez nierówności toru, profili: PST (czerwony kolor) i PP7 (niebieski kolor) [39]

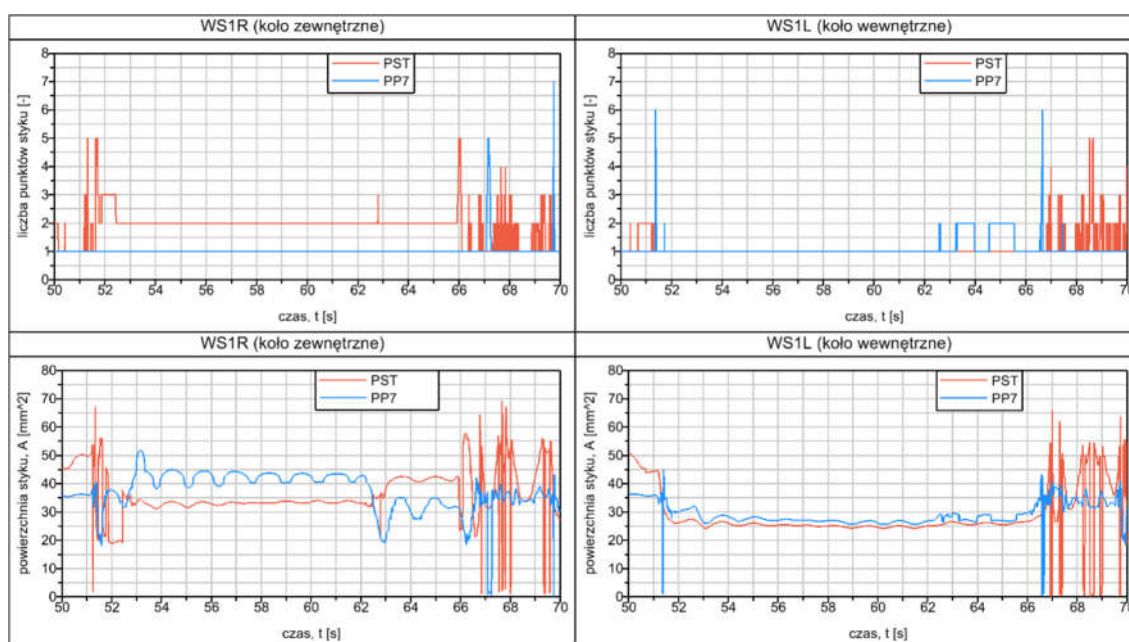
Sprawdzono, że profil PP7 podczas wjazdu w łuk o promieniu 25 m tworzy z szyną szeroki styk jednopunktowy, w przeciwieństwie do profilu PST, którego kontakt zostaje rozdzielony na dwa obszary (rys. 103). Przed wjazdem w łuk obszary styku dla obydwu profili są zbliżone. Różnią się jedynie przemieszczeniem poprzecznym o wielkości rzędu szerokości kontaktu. Podczas wjazdu w łuk kontakt profilu PST z szyną znacznie się rozszerzył, tworząc ostatecznie styk o dwóch obszarach. Pionowa oś symetrii styku obydwu profili z szyną została zakłócona przez rosnący kąt nabiegania na szynę. Przechodząc do przypadku jazdy w łuku widać, że styk profilu PP7 pozostał spójny, pokrywając poszerzony zakres szerokości główki szyny, co wskazuje na tworzenie pożądanego kontaktu konforemnego. Dalsze rozszerzanie się kontaktu może powodować zwiększenie wartości mikropoślizgów, a w konsekwencji, po osiągnięciu saturacji kontaktu, poślizg. W miarę przemiesz-

czania się kontaktu na szynie w kierunku zewnętrznej strony łuku, powierzchnia styku profilu PST ulegała zmniejszaniu, natomiast dla profilu PP7 pozostawała relatywnie stała, aż do przemieszczenia poprzecznego równego -2,5 mm, od którego rozpoczął się jej łagodny spadek (rys. 104). Wykres wyraźnie wskazuje, że styk dwupunktowy profilu PST z szyną występuje dla wyczerpanego luzu (kontakt obrzeża koła). Po wejściu obrzeża koła w styk z szyną powierzchnia styku wzrosła dla obydwu profili.



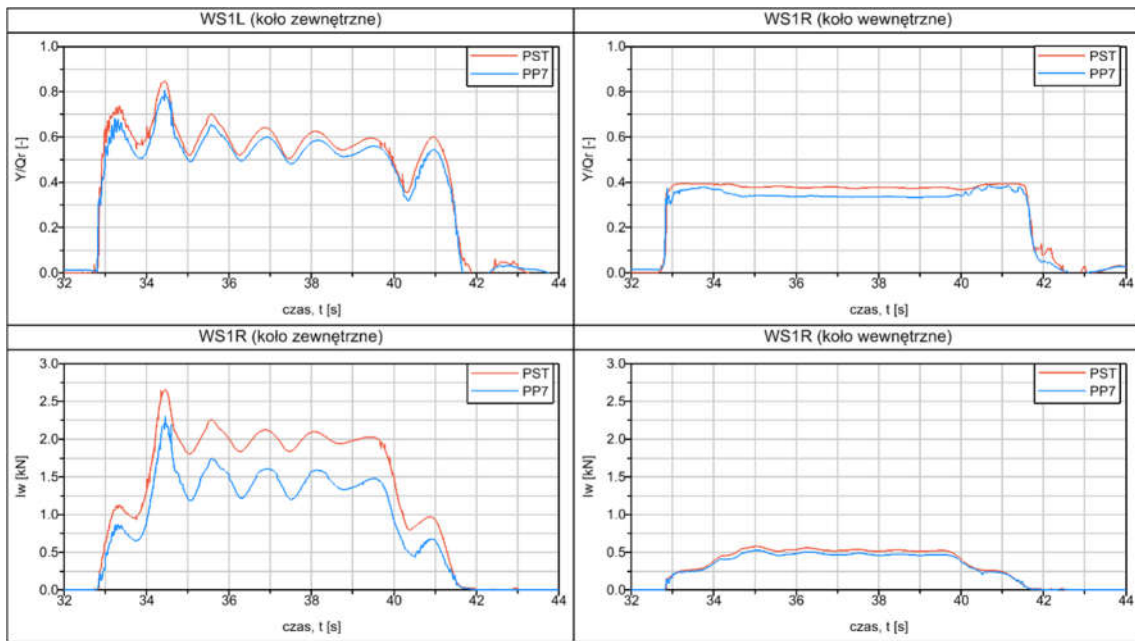
Rys. 104 Zależność wartości powierzchni styku A od przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego (wjazd w łuk o promieniu 25 m, koło zewnętrzne, bez nierówności toru) [39]

Powyzsze spostrzeżenia znajdują potwierdzenie w przebiegach czasowych liczby punktów styku oraz wartości powierzchni styku A , podczas przejazdu przez łuk o promieniu 22 m zaprezentowanych na rys. 105. Profil PP7 tworzył z szyną 60R2 kontakt przeważnie jednopunktowy, również dla koła zewnętrznego, w przeciwieństwie do profilu PST. Kontakt profilu PP7 dla koła zewnętrznego zachowywał się stabilniej podczas wjazdu i wyjazdu z łuku (odpowiednio: 50÷52 i 66÷70 s) niż dla profilu PST, przebiegi wartości powierzchni styku A oraz liczby punktów styku były łagodniejsze. Pole powierzchni styku podczas jazdy w łuku było większe dla profilu PP7. Tendencja ta widoczna była wyłącznie w łuku. Podczas jazdy po prostym odcinku toru sytuacja była odwrotna, a więc pole powierzchni styku było większe dla profilu PST.

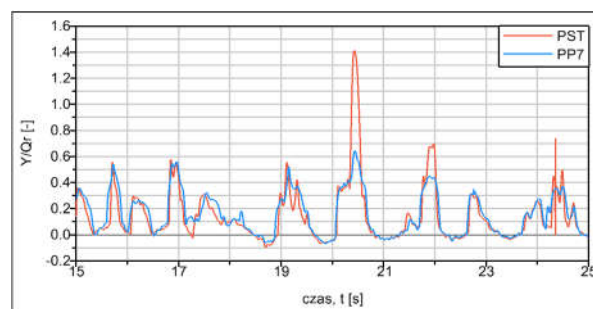


Rys. 105 Przebiegi czasowe liczby punktów styku oraz wartości powierzchni styku A (przejazd przez łuk o promieniu 22 m, bez nierówności toru) [39]

Zgodnie z wykresami przedstawionymi na rys. 106, profil PP7 przedstawia potencjał mniej intensywnego zużycia się kół i szyn, ze względu na obniżone wartości współczynnika l_w względem profilu PST (wartość średnia l_{wm} podczas jazdy w łuku obniżyła się dla profilu PP7 o ok. 28% dla koła zewnętrznego i o 9% dla koła wewnętrznego). Nieznacznej poprawie uległy wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q_r podczas jazdy w łuku rys. 106. Proces optymalizacji przyczynił się także do redukcji wartości maksymalnej Y/Q_r podczas jazdy po torze w złym stanie technicznym, gdy zestaw kołowy przemieszczał się w torze w kierunku poprzecznym, od obrzeża jednego koła do obrzeża drugiego koła (rys. 107). Osiągnięto dwukrotne obniżenie wartości współczynnika Y/Q_r , jednocześnie unikając przekroczenia kryterium Nadala.



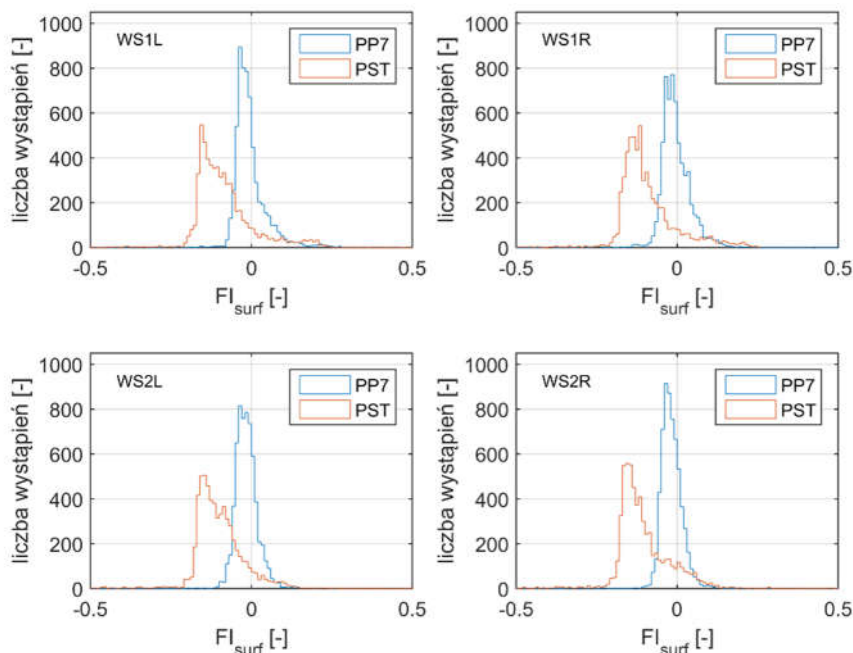
Rys. 106 Przebiegi czasowe wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q_r , oraz wartości współczynnika intensywności zużycia l_w (przejazd przez łuk o promieniu 22 m, bez nierówności toru) [39]



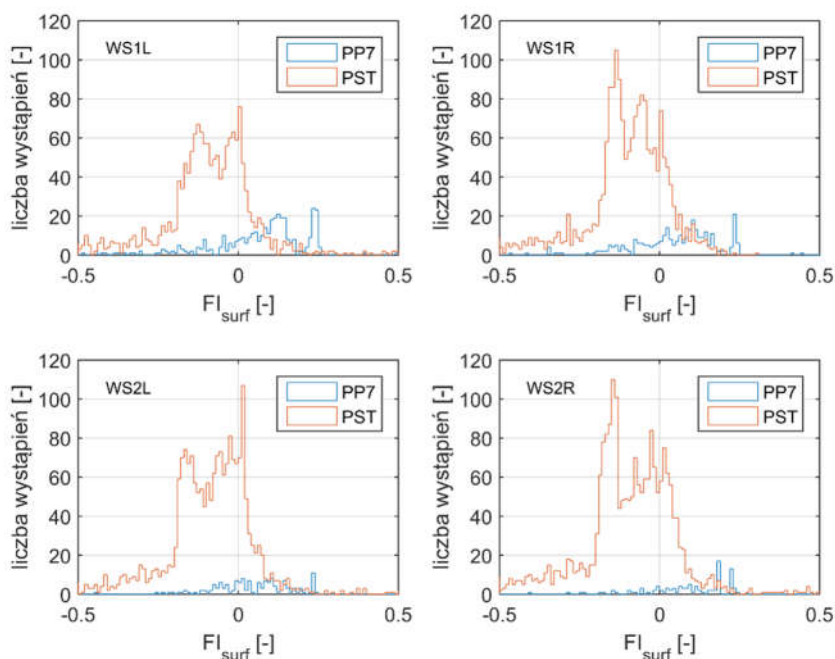
Rys. 107 Przebieg czasowy wartości współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q_r , podczas przejazdu po trasie 1 (WS1L) [39]

Sprawdzono również wartości wskaźnika Fl_{surf} służącego do predykcji zmęczeniowego pęknięcia powierzchni koła podczas przejazdów pojazdu 1 po trasie optymalizacyjnej. Współczynnik Fl_{surf} obliczono dla każdego kroku czasowego symulacji przejazdu dla obydwu profili. Wyniki zaprezentowano na rys. 108 – rys. 113 w postaci histogramów, dla poszczególnych odcinków trasy symulacyjnej.

Podczas jazdy po prostym odcinku toru z nierównościami (trasa 1 i 3, rys. 108) wartości Fl_{surf} dla pierwszego styku profilu PP7 były wyraźnie bardziej przesunięte w stronę wartości dodatnich niż dla profilu PST, co skutkuje większym prawdopodobieństwem wystąpienia zużycia zmęczeniowego. Podobna tendencja wystąpiła dla drugiego punktu styku (rys. 109), lecz ze względu na dużo radsze jego występowanie dla profilu PP7, należy uznać, że to jednak profil PST obciążony jest wyższym ryzykiem wystąpienia RCF w miejscu występowania drugiego obszaru styku (obrzeże).

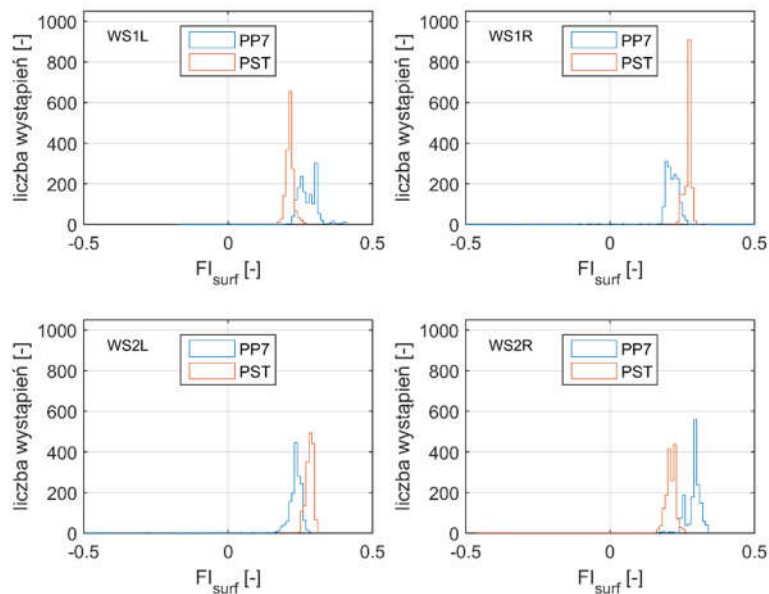


Rys. 108 Histogramy współczynników Fl_{surf} dla pierwszego wózka i obydwu profili kół podczas przejazdu przez trasę 1 i trasę 3 (pierwszy styk)

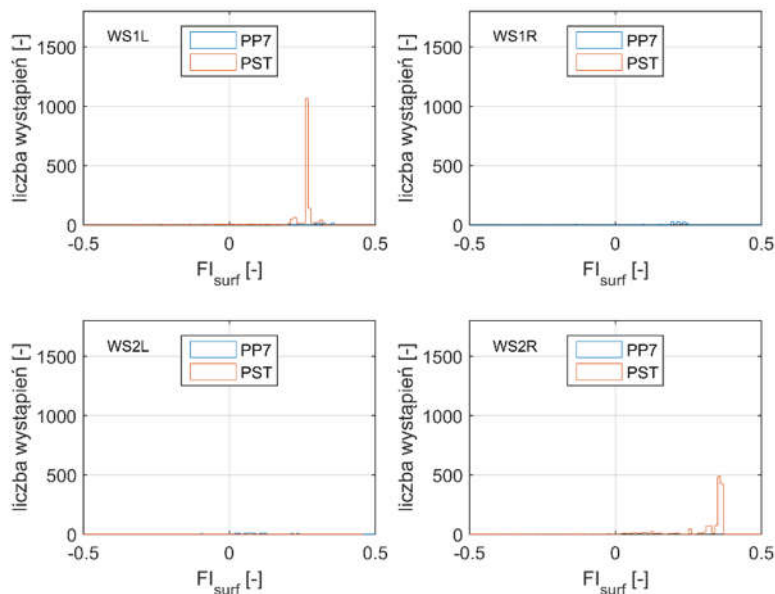


Rys. 109 Histogramy współczynników Fl_{surf} dla pierwszego wózka i obydwu profili kół podczas przejazdu przez trasę 1 i trasę 3 (drugi styk)

Analizując pierwszy obszar styku podczas przejazdu przez łuki po trasie 2 (rys. 110 i rys. 112) zaobserwowano, że profil PP7 uzyskiwał wartości $F_{l_{surf}}$ bliższe ujemnym dla wewnętrznego koła pierwszego zestawu kołowego i zewnętrznego koła drugiego zestawu kołowego, natomiast profil PST odwrotnie. Należy również nadmienić, że drugi obszar styku występował podczas jazdy w łuku niemalże wyłącznie dla profilu PST (rys. 111 i rys. 113), dla którego przyjmował wartości $F_{l_{surf}}$ powyżej 0,2, co, ze względu na występowanie styku zarówno na powierzchni tocznej koła jak i na obrzeżu, znacząco zwiększa zasięg występowania potencjalnego zużycia zmęczeniowego. Na wewnętrznym kole pierwszego zestawu kołowego oraz zewnętrznym kole drugiego zestawu kołowego nie odnotowano znacznego udziału styku dwupunktowego dla obu porównywanych profili.

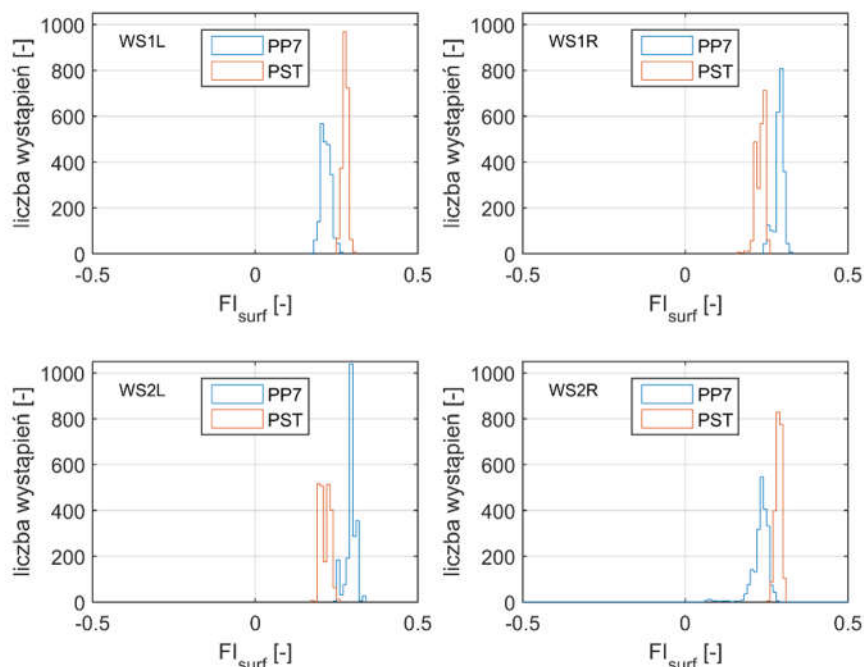


Rys. 110 Histogramy współczynników $F_{l_{surf}}$ dla pierwszego wózka i obydwu profili kół podczas przejazdu przez prawy łuk o promieniu 22 m trasy 2 (pierwszy styk)

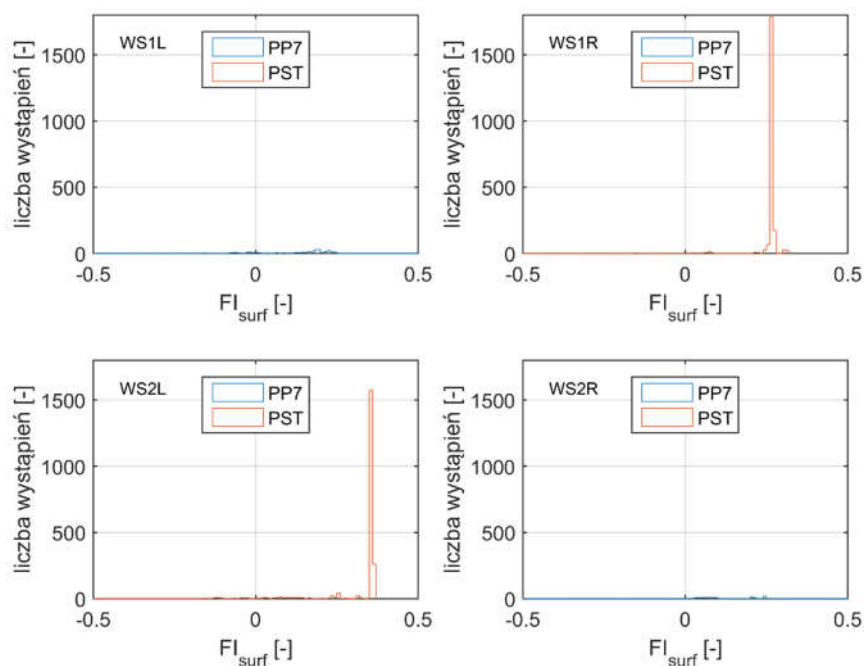


Rys. 111 Histogramy współczynników $F_{l_{surf}}$ dla pierwszego wózka i obydwu profili kół podczas przejazdu przez prawy łuk o promieniu 22 m trasy 2 (drugi styk)

Pomimo występowania z zasady wyższej siły pionowej dla koła zewnętrznego w łuku, współczynnik $F_{l_{surf}}$ jako wielkość zależna między innymi od obciążenia, przyjmował zbliżone wartości dla obydwu kół zestawu kołowego. Stąd zauważono, że zużywanie zmęczeniowe kół podczas jazdy w łuku może wystąpić z podobnym prawdopodobieństwem dla obydwu kół, pod warunkiem, że populacja profili kół będzie odpowiednio zróżnicowana.

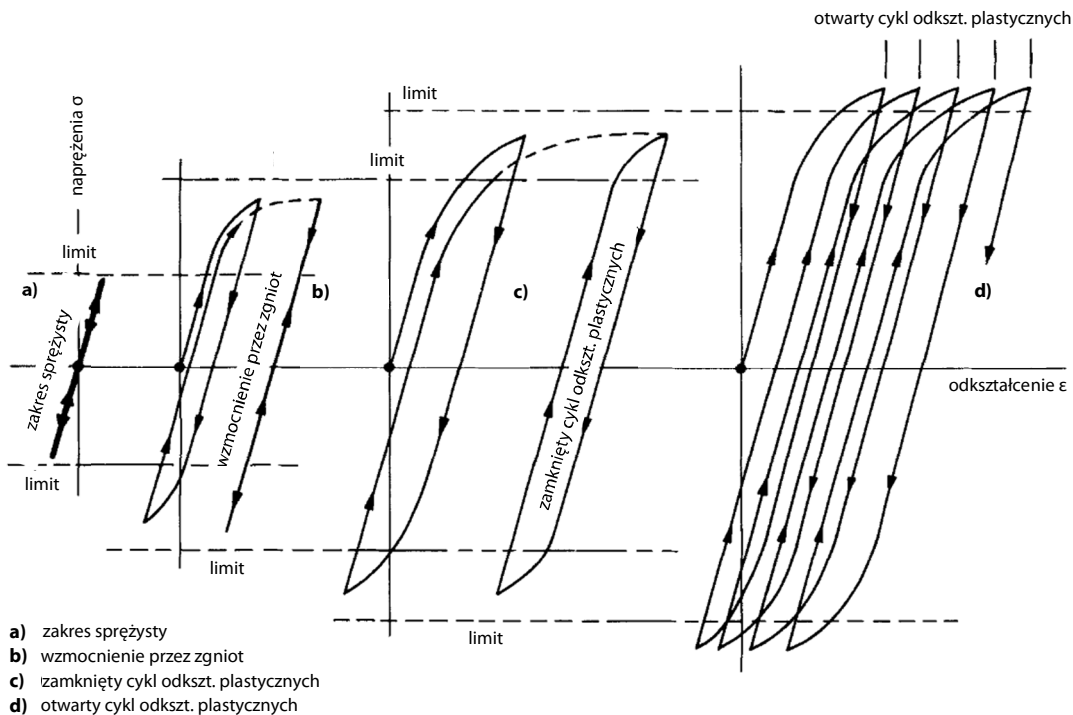


Rys. 112 Histogramy współczynników $F_{l_{surf}}$ dla pierwszego wózka i obydwu profili kół podczas przejazdu przez lewy łuk o promieniu 25 m trasy 2 (pierwszy styk)



Rys. 113 Histogramy współczynników $F_{l_{surf}}$ dla pierwszego wózka i obydwu profili kół podczas przejazdu przez lewy łuk o promieniu 25 m trasy 2 (drugi styk)

Na rys. 115 i rys. 116 zaprezentowano zależności znormalizowanego obciążenia pionowego v od współczynnika adhezji $|T|/N$ dla pierwszego zestawu kołowego i porównywanych profili kół, uzyskane podczas przejazdu po trasie optymalizacyjnej. Na wykresy nałożono mapę obciążeń (ang. *shakedown map*), która pozwala na predykcję dominującego typu cyklicznych obciążeń materiału koła bazując na parach wartości $|T|/N$, v [144]. W celu wyjaśnienia pojęć zawartych na wykresach $|T|/N$, v posłużono się rys. 114, który przedstawia cztery rodzaje odpowiedzi elastoplastycznego materiału na cykliczne obciążenia. Gdy maksymalne naprężenia nie przekraczają granicy plastyczności słabszego materiału (przypadek a) zakres sprężysty, ang. *elastic*), odkształcenia są idealnie sprężyste i nie występuje histereza. Po przekroczeniu granicy plastyczności przez pierwsze obciążenie w cyklu (b) ang. *elastic shakedown*), następuje wzmocnienie poprzez zgniot i dalsze obciążenia w cyklu zamykają się w cyklu sprężystym nie powodując kolejnych odkształceń plastycznych. Kolejny przypadek na wykresie (c) ang. *plastic shakedown*) polega na zamkniętym cyklu odkształceń plastycznych bez akumulacji odkształceń plastycznych. Natomiast odpowiedź układu (d) ang. *ratchetting*) polega na otwartym cyklu naprężeń i odkształceń plastycznych z akumulacją odkształceń i jest to najbardziej niszczący typ obciążenia cyklicznego [149].

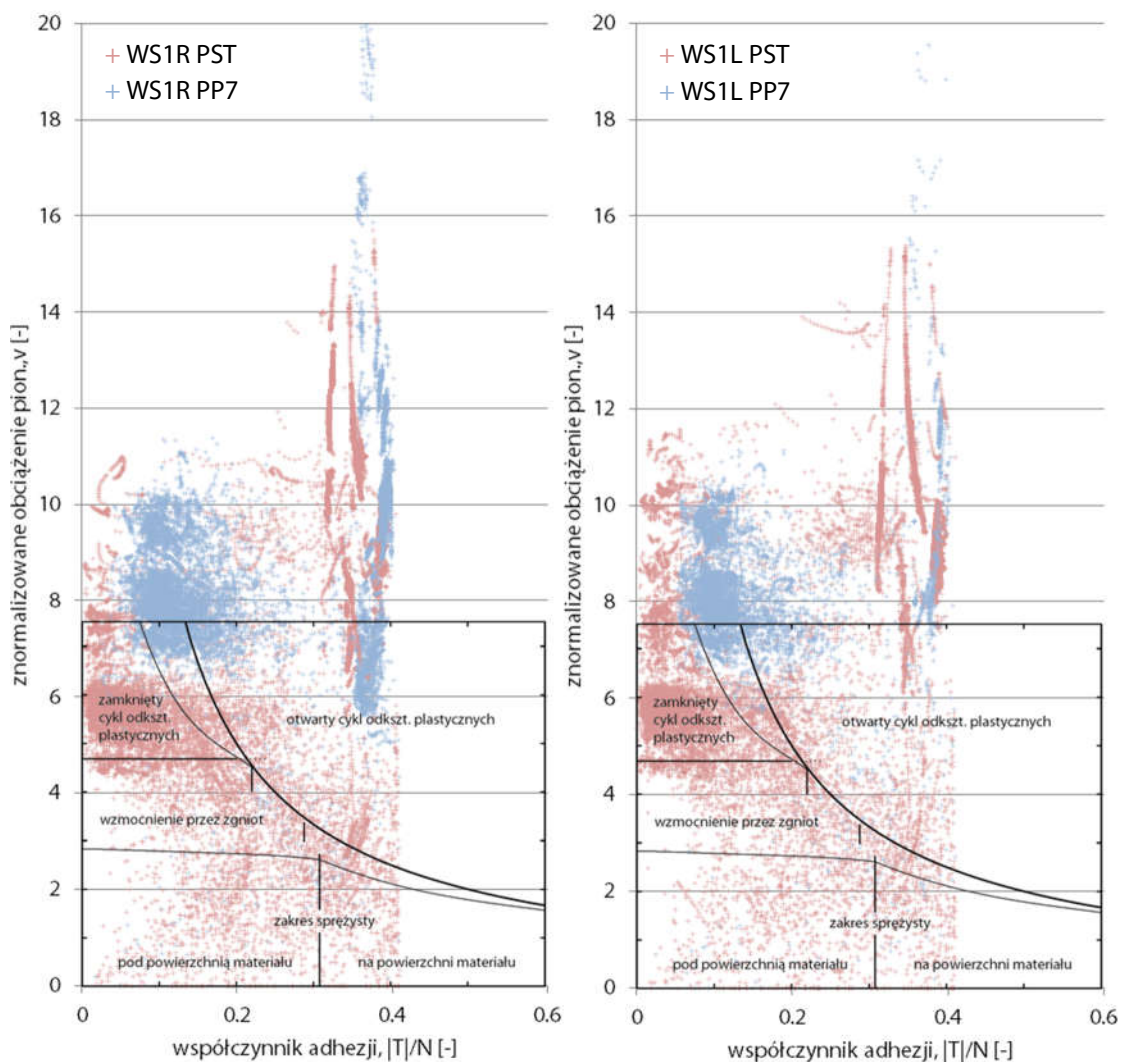


Rys. 114 Rodzaje odpowiedzi materiału na obciążenia cykliczne [149]

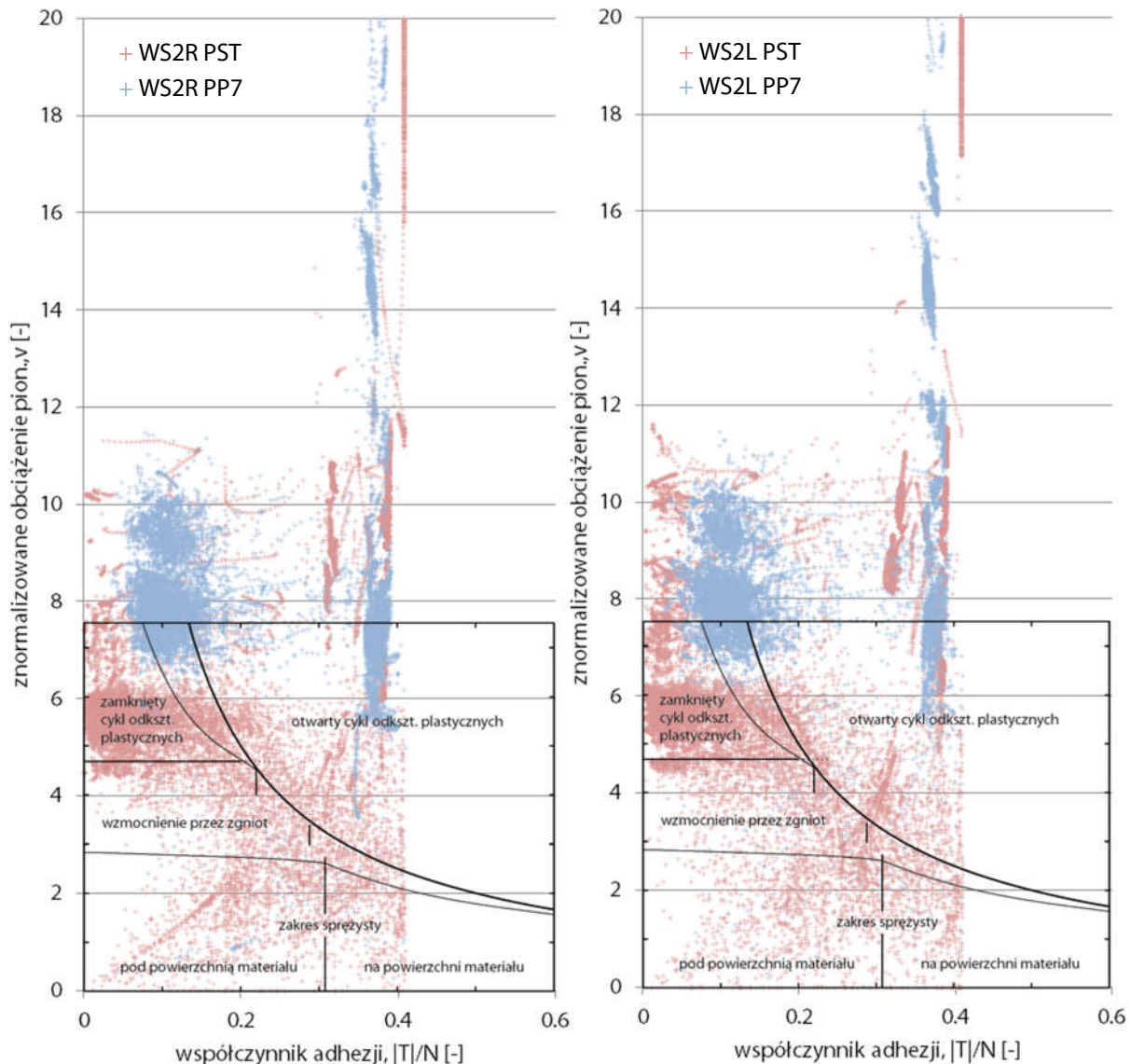
Analizując dane przedstawione na rys. 115 i rys. 116 można zauważyć, że wartości znormalizowanego obciążenia pionowego v dla wszystkich kół były zauważalnie wyższe w przypadku profilu PP7. Największe zagęszczenie wyników dla obydwu profili zaobserwowano w zakresie zamkniętego cyklu odkształceń plastycznych. Dla profilu PP7 zaobserwowano cykle naprężeń przeważnie w zakresie zamkniętego i otwartego cyklu odkształceń plastycznych, a więc dwóch reżimów związanych z odkształceniami plastycznymi. Były one obecne także dla profilu PST, lecz o mniejszym zagęszczeniu. Interesującym jest fakt, że poza zakresem odpowiadającym za otwarty cykl odkształceń plastycznych, dla wartości $v < 6$, znalazły się niemalże wyłącznie wyniki dla profilu PST. Poprawę wyników można uzyskać zwiększając powierzchnię kontaktu (dążenie do większej konforemności

kontaktujących się zarysów) oraz przez zastosowanie materiału obręczy o wyższej granicy plastyczności na ścinanie.

W tym miejscu należy przywołać metalograficzne wyniki badań tendencji w zużywaniu się kół tramwajowych wykonanych w ramach projektu MODTRAM (por. 2.3), w których nadmieniono, że zużywanie zmęczeniowe, którego oznaki obserwowano w próbkach obręczy kół tramwajowych, nie jest dominującym mechanizmem zużywania. Łącznie z teorią tzw. „magicznego punktu” (por. rys. 16) wskazuje to na dominację zużywania ściernego (być może także adhezyjnego), które ze względu na swój bardzo intensywny charakter w eksploatacji kół tramwajowych zapewnia stałe odnawianie powierzchni współpracujących z szynami, hamując rozwój RCF.



Rys. 115 Zależności znormalizowanego obciążenia pionowego v od współczynnika adhezji $|T|/N$ dla WS1 uzyskane podczas przejazdu po trasie optymalizacyjnej; wykresy odniesiono do mapy obciążeń (ang. *shakedown map*) zaczerpniętej z [144]



Rys. 116 Zależności znormalizowanego obciążenia pionowego v od współczynnika adhezji $|T|/N$ dla WS2 używane podczas przejazdu po trasie optymalizacyjnej; wykresy odniesiono do mapy obciążeń (ang. *shakedown map*) zaczerpniętej z [144]

Na podstawie pozytywnych wniosków sformułowanych na podstawie numerycznej weryfikacji współpracy profilu PP7 z szyną przystąpiono do następnego etapu weryfikacji, którym była eksploatacja nadzorowana.

7.3 Eksploatacja nadzorowana

7.3.1 Wprowadzenie

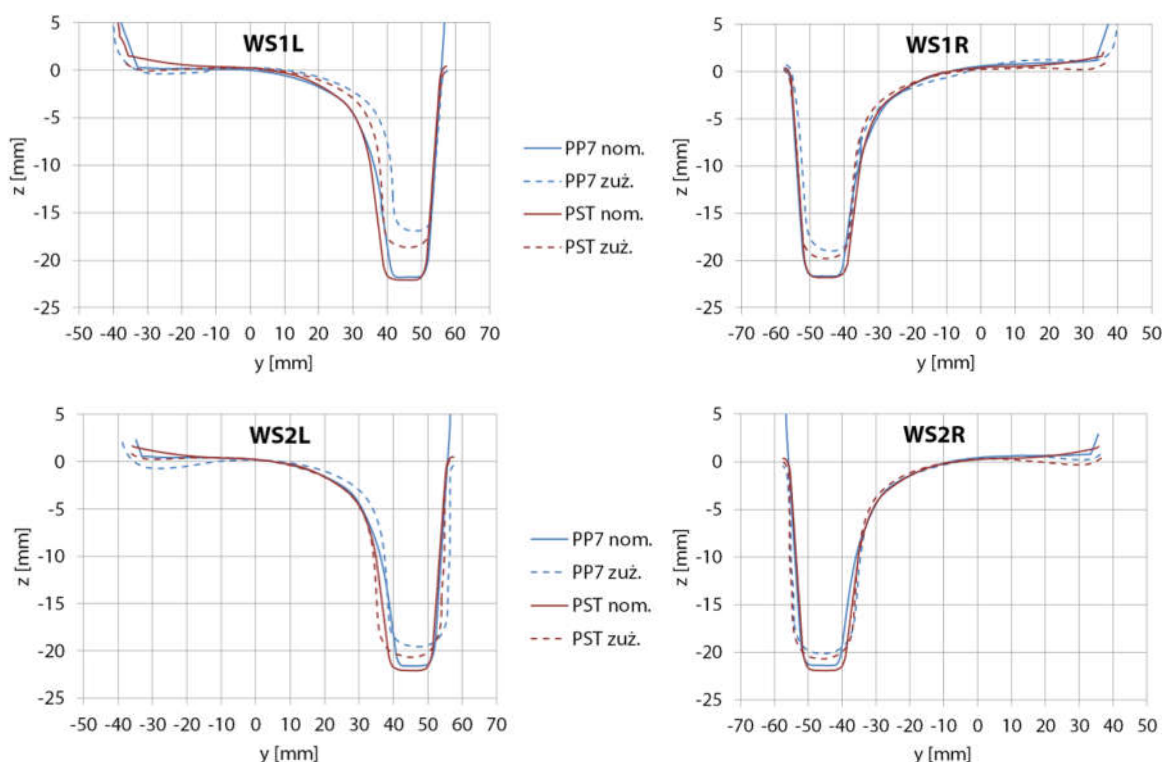
W celu weryfikacji przyjętych założeń optymalizacyjnych przeprowadzono eksperymentalne próby nowego profilu koła tramwajowego PP7 poprzez wdrożenie go do eksploatacji nadzorowanej w rzeczywistym ruchu miejskim. Aby było to możliwe, profil PP7 uzyskał pozytywną opinię zewnętrznego instytutu badawczego, dopuszczającą go do eksploatacji. Następnie przeprowadzono próbne przejazdy techniczne tramwaju z kołami o nominalnym profilu z rejestracją wybranych

parametrów współpracy koła z szyną. Po uzyskaniu pozytywnych wyników w aspekcie współpracy profilu PP7 z szyną o różnym stopniu zużycia pojazd został skierowany do eksploatacji nadzorowanej, podczas której wykonywane były cykliczne pomiary zarysów profili kół, których wyniki zostały zaprezentowane w dalszej części tego rozdziału.

7.3.2 Wyniki cyklicznych pomiarów profili kół

Wyniki pomiarów z eksploatacji nadzorowanej przedstawiono na przykładzie pierwszego wózka pojazdu. Przejazdy odbyły się przy wykorzystaniu dwóch egzemplarzy pięciocłonowych, niskopodłogowych tramwajów, o wózkach nieobrotowych i klasycznych zestawach kołowych. Przebieg obydwu pojazdów był zbliżony i wynosił 430÷460 tys. km. Eksploatacja nadzorowana została zakończona po osiągnięciu wymiarów krytycznych przez grubość g lub wysokość h obrzeża i skierowaniu kół do przetoczenia (7÷8 miesięcy eksploatacji). Obydwa profile przejechały podobny dystans: profil PST – 46 587 km, a profil PP7 – 46 343 km.

Na rys. 117 zaprezentowano porównanie zarysów obręczy kół w stanie nominalnym i zużytym dla profili PST i PP7 (różne skale osi odciętych i rzędnych). Dla atakujących zestawów kołowych widać wyraźnie, że wskutek zużywania grubość obrzeży lewych kół zmniejszyła się do niższej wartości niż dla kół prawych. Jednakże przyczyna tego zjawiska leży najprawdopodobniej poza profilem koła. Dla obydwu profili widać wzrost grubości obrzeża kół drugiego zestawu kołowego (dla lewych kół zjawisko było intensywniejsze). Dla profilu PP7 na lewych kołach powstały wyższe fałszywe obrzeża, a dla profilu PST odwrotnie.

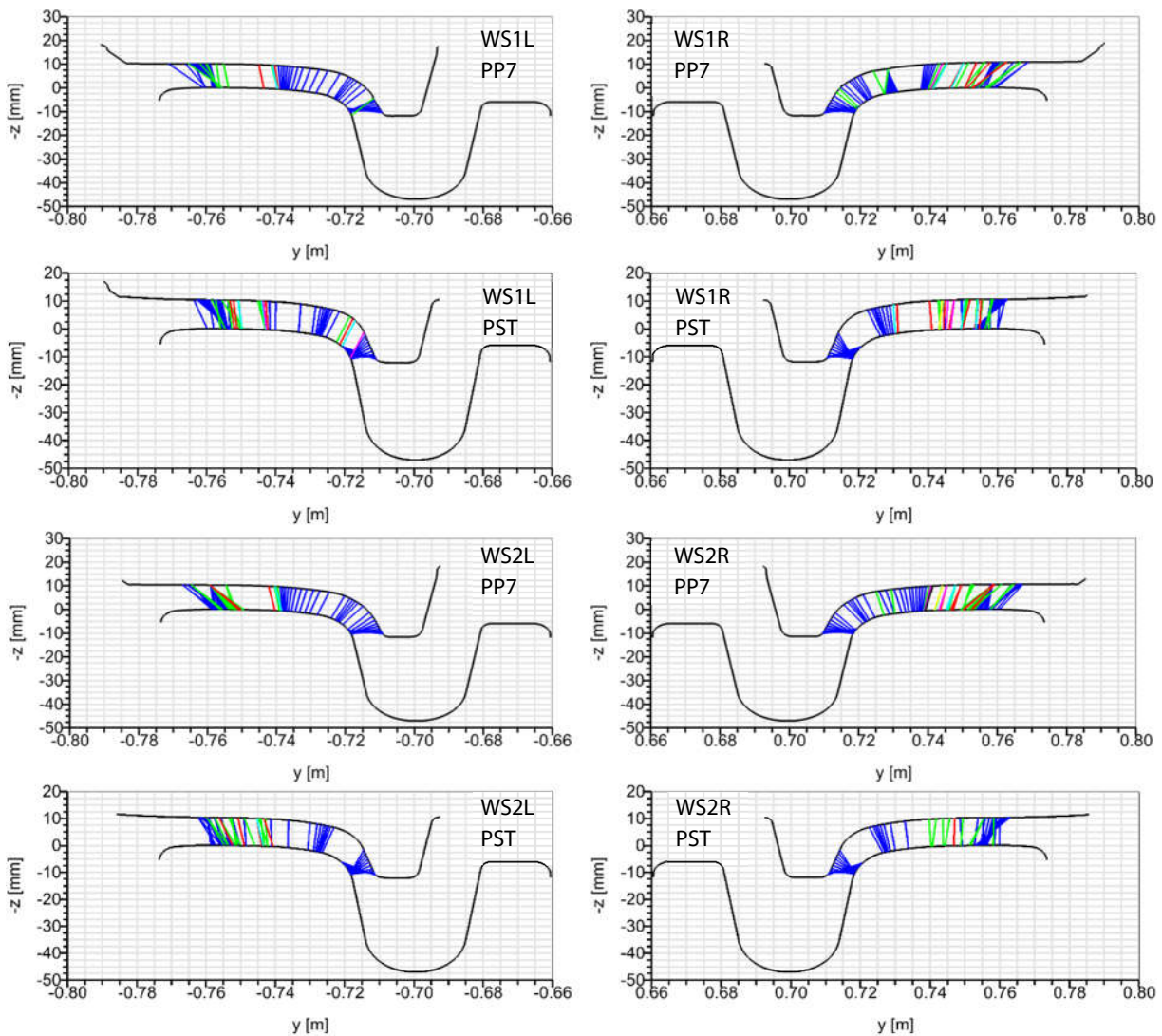


Rys. 117 Porównanie zarysów obręczy kół w stanie nominalnym i zużytym dla profili PST i PP7

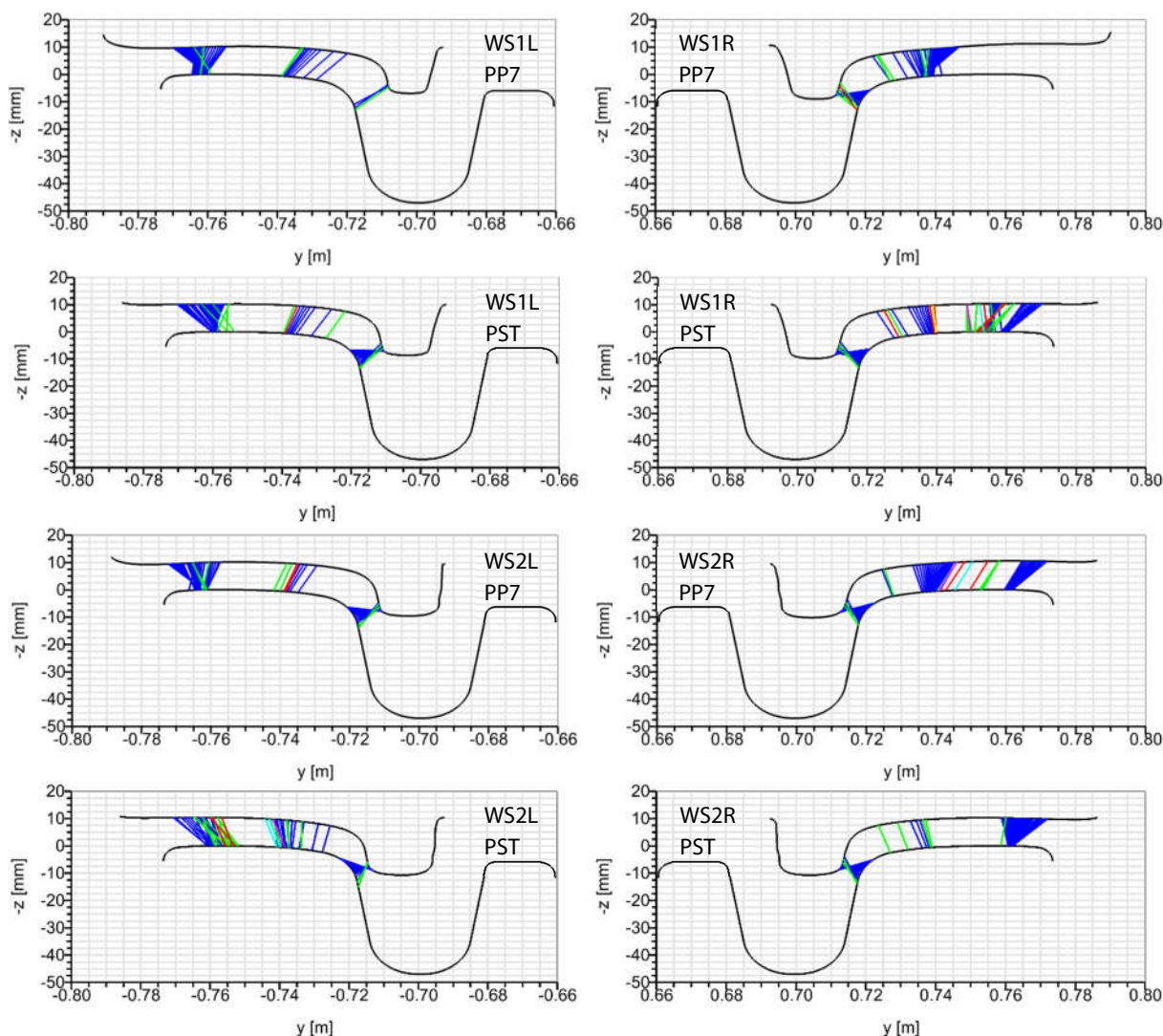
Na rys. 118 i rys. 119 przedstawiono porównanie wykresów potencjalnych punktów kontaktu dla obręczy kół o profilu PST i PP7 w stanie nominalnym i zużytym. Zaobserwować można, że profi-

le nominalne utworzyły z szynami styk wielopunktowy (informuje o tym wielość kolorów linii łączących punkty kontaktu). Wynika to z dokładności obróbki skrawaniem obręczy kół, a także dokładności przyrządu pomiarowego. Zmierzony profil stanowi zbiór punktów połączonych splajnem, którego niewielkie wahania mogą wynikać z niedokładności pomiaru profili. Powstałe wierzchołki mogą generować dodatkowe punkty styku, które w rzeczywistości, po przyłożeniu obciążenia, połączyłyby się w jeden obszar kontaktu. Pomimo rozbieżności z wykresami potencjalnych punktów styku dla idealnej geometrii profili PST i PP7 z szyną 60R2 (por. rys. 102) nadal widać podobne tendencje. Profil PP7 utworzył z szyną bardziej rozległy i równomierny styk, z mniejszą liczbą przerw między liniami. Dla rzeczywistego profilu PP7 na szynie 60R2 linie kontaktu również nie krzyżują się, w przeciwieństwie do profilu PST, zmniejszając prawdopodobieństwo poprzecznych oscylacji obszaru styku dla niewielkich przemieszczeń poprzecznych zestawu kołowego.

Po zakończeniu jednego cyklu międzyprzetoczeniowego (rys. 119) widać, że obszary kontaktu dla obydwu profili obręczy koła połączyły się w zwarte grupy, tworząc wyraźne przerwy, sprzyjające przeskakiwaniu kontaktu. Linie styku dla profilu PP7 zaczęły się krzyżować. Wykresy potencjalnych punktów styku koła z szyną dla zużytych profili PP7 i PST prezentują bardzo podobny charakter.

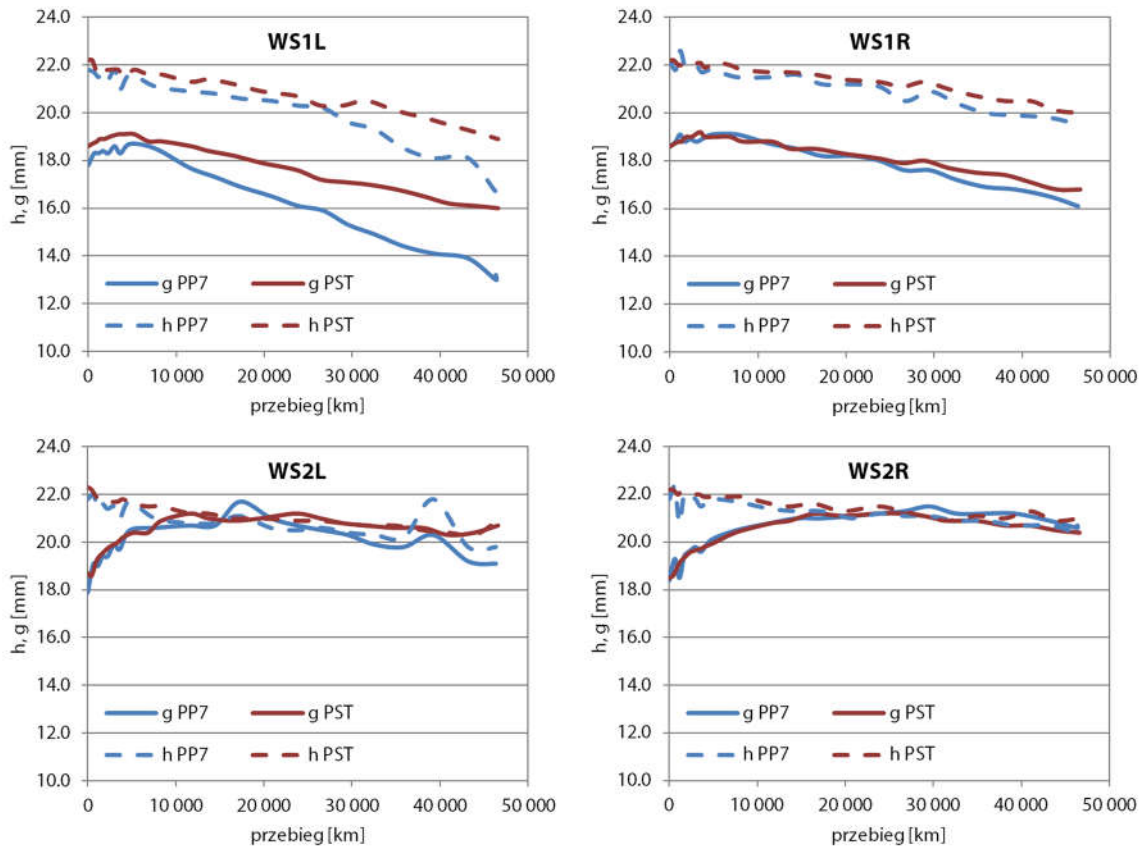


Rys. 118 Porównanie wykresów potencjalnych punktów kontaktu dla obręczy kół w stanie nominalnym dla profili PST i PP7



Rys. 119 Porównanie wykresów potencjalnych punktów kontaktu dla obręczy kół w stanie zużyтым dla profili PST i PP7

Na rys. 120 zaprezentowano porównanie przebiegów wysokości h i grubości obrzeża g dla profili PST i PP7 podczas eksploatacji nadzorowanej. Największe różnice pomiędzy zużywaniem się porównywanych profili kół wystąpiły dla koła $WS1L$. Jednakże, globalnie obydwa profile prezentowały podobną intensywność zużywania określoną przez malejącą wysokość i grubość wraz z rosnącym przebiegiem (z wyjątkiem $WS1L$). O podobnym zachowaniu profili świadczy także zbliżony przebieg międzyprzetoczeniowy. Interesującym jest fakt, że grubość obrzeży kół drugiego zestawu kołowego uległa zwiększeniu, szczególnie w początkowej fazie ulegała wyraźnemu wzrostowi, prawdopodobnie wskutek odkształceń plastycznych generowanych podczas przejazdów przez krzyżownice płytkorowkowe, a także przy braku intensywnego skrawania boku czynnego obrzeża koła, charakterystycznego dla atakujących zestawów kołowych.



Rys. 120 Porównanie przebiegów wysokości h i grubości obrzeża g dla profili PST i PP7 podczas eksploatacji nadzorowanej

Analizując wyniki przedstawiono w tym rozdziale może się wydawać, że optymalizacja nie przyniosła poprawy oddziaływania dynamicznego profilu koła z szyną, zważywszy na zbliżone zachowanie profili PST i PP7. Należy jednak pamiętać o tym, że nowy profil był dedykowany do współpracy z szynami 60R2 (i innymi o podobnym zarysie główki) w stanie nominalnym. Tymczasem podczas prób poruszał się po szynach dostosowanych przez lata do zużytego profilu PST i w związku z tym, kształtowany przez te szyny, przyjmie w trakcie eksploatacji podobną geometrię i charakter oddziaływania z szyną. Jednak nie przekreśla to założeń optymalizacji, której powodzenie zależy silnie od skali wprowadzania zmian w obrębie danej sieci tramwajowej.

Wyniki próbnego wdrożenia profilu PP7 dla Miejskiego Przedsiębiorstwa Komunikacyjnego w Poznaniu należy interpretować z uwzględnieniem wymienionych różnic. W celu zwiększenia dokładności procesu optymalizacji, czyli zwiększenia pokrycia wyników weryfikacji numerycznej z empiryczną nowego profilu koła należy:

- projektować i weryfikować profil koła dla ściśle określonego pojazdu,
- uszczegółowić model *MBS* poprzez implementację zużytych profili szyn,
- zastąpić kryterium powierzchni styku *A* kryterium opartym na współczynniku predykcji zużywania zmęczeniowego Fl_{surfr} który bezpośrednio informuje o jakości współpracy koła z szyną.

8. Podsumowanie

8.1 Główne osiągnięcia rozprawy

Celem naukowym niniejszej rozprawy doktorskiej było określenie wpływu wybranych parametrów profilu poprzecznego (rodzaju i powierzchni styku, luzu między kołem a szyną, pochylenia obrzeża, promienia łuku przejściowego oraz stożkowatości ekwiwalentnej) i odchyłek promienia tocznego obręczy koła (OOR) na dynamiczne oddziaływanie koła tramwajowego z szyną. W toku realizowanych prac poddano również analizie skutki zmian geometrii profili poprzecznych kół spowodowanych użytkowaniem eksploatacyjnym, w odniesieniu do współpracy koła z szyną.

Teza pracy brzmi: kształt profilu koła tramwajowego ma istotny wpływ na dynamiczne oddziaływanie z szyną, w tym na kształt i lokalizację kontaktu, wartości sił w obszarze styku, naprężenia kontaktowe oraz wartości poślizgów względnych, co skutkuje zmianami w zakresie bezpieczeństwa jazdy oraz intensywności zużywania się obręczy kół. W świetle przeprowadzonych badań i analiz uznano ją za udowodnioną, ponieważ:

- Wykazano zmiany wartości maksymalnej współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q , dla ponad 50000 profili kół tramwajowych w zakresie od 0,22 do 123,10. Przekroczenie przyjętego kryterium Nadala występowało dla wartości $Y/Q = 1,0$. Stąd można wnioskować, że zmiana geometrii profilu poprzecznego koła tramwajowego może doprowadzić do potencjalnego zagrożenia wykolejeniem pojazdu lub jemu zapobiec. W sposób szczególny zmniejszanie liczby punktów styku, powierzchni kontaktu, pochylenia obrzeża oraz luzu między kołem a szyną (w tym przypadku skrajny wzrost również) może prowadzić do zwiększenia prawdopodobieństwa wykolejenia (por. odpowiednio: rys. 58, rys. 68 i rys. 66).
- Na podstawie symulacji komputerowej zużywania się kół, na populacji ponad 50000 profili poprzecznych kół tramwajowych wykazano, że intensywność zużywania obręczy kół jest silnie uzależniona od ich kształtu. Wartość średnia współczynnika intensywności zużywania I_{wm} przyjmowała, w zależności od profilu koła, wartości z zakresu 114÷834 N. W związku z granicą między reżimami zużywania intensywnego i krytycznego występującą dla wartości $I_{wm} = 200$ N, można wnioskować, że geometria profilu koła ma istotny wpływ na kształtowanie intensywności zużywania się obręczy kół tramwajowych. Zwiększanie liczby punktów styku lub wykraczanie poza środkowe obszary najkorzystniejszych wartości powierzchni kontaktu, luzu między kołem a szyną oraz kąta pochylenia obrzeża może powodować intensyfikację procesów zużywania się kół (por. odpowiednio: rys. 49, rys. 56, rys. 67 i rys. 64). Z tego wynika, że istnieje konflikt między bezpieczeństwem przed wykolejeniem a intensywnością zużywania się kół, która zmusza do przyjęcia kompromisu.
- Profil poprzeczny koła tramwajowego ma również istotny wpływ na zużywanie zmęczeniowe powierzchni obręczy. Udowodniono to na podstawie analizy znormalizowanego obciążenia pionowego v i współczynnika adhezji μ , które dla badanych profili kół, przyjmowały wartości przyporządkowane do wszystkich reżimów zużywania zmęczeniowego (por. rys. 115 i rys. 116).
- W ramach analizy oddziaływania kół z odchyłkami promienia tocznego (OOR) na szynę, udowodniono, że ich obecność może zwiększyć wartość maksymalną siły pionowej

w obszarze styku koła z szyną Q do wartości przekraczającej wielokrotnie wartość siły dla koła idealnie okrągłego (por. rys. 81, rys. 86). Ponadto, obecność odchyłek OO' przyczyniła się do obserwowania utrat styku między kołem a szyną (por. rys. 87 – rys. 91), których liczba była uzależniona od prędkości jazdy i kształtu płaskiego miejsca (głębokości i promienia zaokrąglenia krawędzi).

Głównym utylitarnym osiągnięciem pracy było opracowanie założeń dla projektowania nowych profili koła tramwajowego z wykorzystaniem technik numerycznych, które mogą stanowić wartościową wiedzę dla operatorów sieci tramwajowych chcących kształtować współpracę eksploatowanych kół i szyn, w odniesieniu do lokalnych warunków eksploatacji i przyjętych kryteriów celu. Jest to obecnie zagadnienie niezwykle ważne, gdyż wielu operatorów zauważa niewłaściwe współdziałanie koła z szyną (w wyniku stosowania przestarzałych profili do nowoczesnych tramwajów oraz konstrukcji torowisk) i rozważa zmiany istniejącego profilu na inny. Sposobem na uniknięcie czasochłonnego i kosztownego procesu projektowania i weryfikacji wyłącznie w oparciu o doświadczenie i intuicję pracowników warsztatów tokarskich jest wykorzystanie optymalizacji numerycznej.

W pracy przedstawiono również metodykę weryfikacji zachowania nowego profilu koła tramwajowego na przykładzie profilu zaprojektowanego dla jednego z pojazdów eksploatowanych przez Miejskie Przedsiębiorstwo Komunikacyjne w Poznaniu. Omówiono wyniki numerycznej oraz eksperymentalnej weryfikacji i sformułowano wnioski przydatne w celu doskonalenia procesu optymalizacji kolejnych profili kół.

8.2 Najważniejsze wnioski

8.2.1 Wnioski poznawcze

W tym podrozdziale przedstawiono najważniejsze wnioski poznawcze sformułowane w ramach rozprawy doktorskiej. Podzielono je na grupy odpowiadające rozdziałom poświęconym poszczególnym analizom, zgodnie z kolejnością zawartą w spisie treści.

Na podstawie analizy wpływu rodzaju i powierzchni styku koła z szyną na ich oddziaływanie dynamiczne sformułowano następujące wnioski poznawcze (por. roz. 5.2.1):

- Rozkład obszarów styku koła z szyną względem przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego powinien być możliwie równomierny, unikając przypadków kontaktu wielopunktowego (wieloobszarowego) ze względu na możliwość przeskakiwania styku między dwoma obszarami profilu koła o różnych prędkościach liniowych toczenia oraz prowokowanie występowania poślizgów intensyfikujących zużywanie ścierne (por. rys. 54).
- Profile o przewadze styku jednopunktowego (także konforemnego) charakteryzowały się najniższą intensywnością zużywania (por. rys. 49, rys. 50), a potencjalny zysk względem kontaktu dwupunktowego był największy dla atakującego zestawu kołowego (nawet ok. 3-krotny). Był to warunek konieczny, lecz nie dostateczny dla uzyskania niskiej intensywności zużywania.
- Profile o przewadze styku jednopunktowego (także konforemnego) charakteryzowały się nawet 13-krotnie zmniejszonym bezpieczeństwem przed wykolejeniem niż profile o średniej liczbie punktów styku wynoszącej ponad 1,4 (por. rys. 51 i rys. 52).

- Istnieje konieczność przyjęcia pewnego kompromisu pomiędzy intensywnością zużycia a bezpieczeństwem przed wykolejeniem, gdyż najkorzystniejsze wartości dla odpowiednich współczynników wystąpiły w różnych zakresach średniej liczby punktów styku.
- W aspekcie wartości średnich pola powierzchni styku zaobserwowano, że najniższa intensywność zużycia wystąpiła dla ściśle określonych zakresów, różnych w zależności od pojazdu i lokalizacji zestawu kołowego (nawet 3-krotna różnica). Dla pojazdu 1 był to zakres $30 \div 40 \text{ mm}^2$ (por. rys. 56), a dla pojazdu 2, $20 \div 40 \text{ mm}^2$ (por. rys. 57). Jednakże zapewnienie odpowiedniej powierzchni styku nie było warunkiem dostatecznym dla zapewnienia niskiej intensywności zużycia.
- Bezpieczeństwo przed wykolejeniem znacznie zwiększało się (nawet 18-krotnie) wraz ze wzrostem pola powierzchni styku koła z szyną (por. rys. 58 i rys. 59). Przejazdy bez przekroczeń kryterium Nadala zaobserwowano dla wartości średniej powierzchni styku poniżej: 40 mm^2 (pojazd 1) i 25 mm^2 (pojazd 2).

Na podstawie analizy wpływu wartości luzu między kołem a szyną na ich wzajemne oddziaływanie dynamiczne sformułowano następujące wnioski poznawcze (por. roz. 5.2.2):

- Dla atakującego zestawu kołowego intensywność zużycia koła przyjęła najniższe wartości dla wartości luzu między kołem a szyną wynoszącego ok. 4,0 mm, natomiast dla drugiego zestawu kołowego, ok. 9,5 mm (por. rys. 64).
- Najwyższe bezpieczeństwo przed wykolejeniem uzyskano dla luzu między kołem a szyną o wartości zbliżonej do 8 mm (dla obydwu zestawów kołowych), dalsze zwiększanie luzu może prowadzić do pogorszenia bezpieczeństwa jazdy. Przejazdy bez przekroczeń kryterium Nadala zaobserwowano wyłącznie dla wartości luzu z zakresu $5,8 \div 9,9 \text{ mm}$ (por. rys. 65).
- Zapewnienie odpowiedniej wartości luzu jest warunkiem koniecznym, lecz nie dostatecznym dla utrzymania wymaganego poziomu bezpieczeństwa przed wykolejeniem oraz intensywności zużycia. Należy wziąć pod uwagę także inne parametry profilu koła, jak na przykład kąt pochylenia obrzeża, liczbę i powierzchnię obszarów styku.

Na podstawie analizy wpływu kąta pochylenia obrzeża profilu koła na oddziaływanie dynamiczne z szyną sformułowano następujące wnioski poznawcze (por. roz. 5.2.3):

- Intensywność zużycia była ściśle zależna od wartości kąta pochylenia obrzeża δ profilu koła, przyjmując minimum w zakresie $50 \div 60^\circ$ dla atakującego zestawu kołowego, co może zostać uznane za warunek dostateczny dla zachowania najniższej wartości I_{wm} (por. rys. 67). Natomiast dla drugiego zestawu kołowego możliwe było określenie jedynie zakresu o najwyższych wartościach $I_{wm} - \delta > 70^\circ$. Zmiany intensywności zużycia ściernego względem kąta pochylenia obrzeża były większe w przypadku atakującego zestawu kołowego, gdzie dla kąta pochylenia obrzeża równego 85° zaobserwowano ok. 3-krotny wzrost intensywności zużycia względem wartości minimalnej I_{wm} . Dla drugiego zestawu kołowego wartość minimalna i maksymalna I_{wm} różniły się wzajemnie ok. 2,5-krotnie, przy ok. 2-krotnie niższych wartościach maksymalnych niż dla zestawu atakującego.

- Dla pierwszego i drugiego zestawu kołowego bezpieczeństwo przed wykolejeniem rośnie dla zwiększającego się kąta pochylenia obrzeża profilu koła (por. rys. 68). Dla kąta pochylenia obrzeża o wartości ok. 85° wartość współczynnika Y/Q_r wyniosła nawet ok. 13-krotnie mniej niż dla $\delta \approx 35^\circ$ (atakujący zestaw kołowy). Przejazdy bez przekroczeń kryterium Nadala rejestrowano dla $\delta > 50^\circ$, dla obydwu zestawów kołowych.

Na podstawie analizy wpływu wartości promienia łuku przejściowego profilu koła na oddziaływanie dynamiczne z szyną sformułowano następujące wnioski poznawcze (por. roz. 5.2.4):

- Warunkiem koniecznym, lecz nie wystarczającym, do uniknięcia wystąpienia styku dwupunktowego jest dobór wartości promienia łuku przejściowego profilu koła nie mniejszej niż wartość promienia zaokrąglenia krawędzi tocznej szyny. Sąsiadująca geometria profilu może w dalszym ciągu uniemożliwiać utworzenie styku jednopunktowego. Wykazano to na przykładzie modyfikacji profilu T – profilu TW (por. rys. 69, rys. 70).

Na podstawie analizy wpływu wartości stożkowatości ekwiwalentnej pary koła z szyną na ich oddziaływanie dynamiczne sformułowano następujące wnioski poznawcze (por. roz. 5.2.5):

- Dla pierwszego zestawu kołowego możliwe było osiągnięcie najniższej intensywności zużycia dla wszystkich przeanalizowanych wartości stożkowatości ekwiwalentnej (por. rys. 71). Natomiast dla drugiego zestawu kołowego intensywność zużycia malała wraz ze spadkiem wartości stożkowatości ekwiwalentnej. Niska wartość stożkowatości ekwiwalentnej nie warunkuje jednak niskiej intensywności zużycia, gdyż zakres jej wartości rozszerzał się w kierunku malejących wartości stożkowatości ekwiwalentnej λ_{er} , przybierając wartości I_{wm} z zakresu $260 \div 680$ N.
- Bezpieczeństwo przed wykolejeniem rośnie dla malejącej wartości stożkowatości ekwiwalentnej dla wszystkich zestawów kołowych (por. rys. 72). Jednakże niska wartość stożkowatości ekwiwalentnej ($\lambda_e < 0,5$) nie warunkuje wysokiego bezpieczeństwa przed wykolejeniem, gdyż zakres wartości Y/Q_r rozszerza się w kierunku malejących wartości stożkowatości ekwiwalentnej λ_{er} , przybierając wartości Y/Q_r z zakresu $0,3 \div 1,6$.
- Należy pamiętać, że jedna wartość stożkowatości ekwiwalentnej może charakteryzować nieskończoną liczbę profili koła. Mimo to jest powszechnie stosowaną w kolejnictwie wielkością charakteryzującą współpracę koła z szyną.

Na podstawie analizy wpływu odchyłek promienia tocznego koła (*OOR*) na oddziaływanie dynamiczne z szyną sformułowano następujące wnioski poznawcze (por. roz. 5.3):

- Odchyłki promienia tocznego kół mogą powodować chwilową utratę kontaktu, co poprzez ich odciążanie zwiększa ryzyko wykolejenia pojazdu (por. rys. 86).
- Wskutek występowania nierówności *OOR* prezentowanych w niniejszej pracy doktorskiej, maksymalna obliczona wartość siły *Q* wzrosła nawet o ponad 40% względem wartości nacisku statycznego (por. rys. 81 i rys. 83).
- Wskutek występowania płaskiego miejsca chwilowa wartość siły *Q* wzrosła ponad 8-krotnie (dla płaskiego miejsca o głębokości 2 mm i promieniu zaokrąglenia 200 mm, por. rys. 86).

- Efekty dynamiczne generowane przez koła z odchyłkami OOR są związane z prędkością jazdy, lecz nie jest to zależność o stałej wartości pierwszej pochodnej w całym zakresie badanych prędkości. W publikacjach naukowych obecne są różne wyniki w tym zakresie, niekiedy nawet sprzeczne ze sobą. Najczęściej jednak spotyka się tendencję do wzrostu wartości maksymalnej siły pionowej między kołem a szyną wraz z rosnącą prędkością jazdy dla dolnego jej zakresu, natomiast dla górnego – zależność odwrotną. W niniejszej pracy opisano wyniki o podobnym charakterze (por. rys. 87 – rys. 89).
- Zaobserwowano, że dla płaskich miejsc o głębokościach ponad 1,0 mm wystąpiła tylko jedna utrata styku zamiast dwóch, podczas przejścia obszaru styku przez uszkodzenie (por. rys. 86).
- Maksymalna siła pionowa wywierana na szynę przez koło z płaskim miejscem była silnie zależna od głębokości płaskiego miejsca (por. rys. 86 i rys. 90). Największe przyrosty wartości maksymalnej siły pionowej pomiędzy poszczególnymi przypadkami płaskich miejsc, wystąpiły dla tych o niewielkich głębokościach (0,1÷0,6 mm). W miarę zwiększania się głębokości, wartość maksymalnej siły pionowej Q i liczby chwil, dla których wystąpiła utrata styku, rosły mniej intensywnie. Dla małych wartości głębokości, zależność siły określono funkcją logarytmiczną, a dla większych (ponad 1,0 mm) – funkcją liniową. Współczynniki determinacji dla tych przybliżeń były bardzo wysokie (nie mniej niż 0,93). Na połączeniu tych dwóch zakresów ($g_p = 1,0$ mm) zaobserwowano spadek liczby chwil, dla których wystąpiła utrata styku (z ok. 240 na 170) .
- Płaskie miejsca o najbardziej łagodnym przejściu z idealnego okręgu tocznego do linii prostej (promień zaokrągleń krawędzi równy 300 mm) było przyczyną najmniejszej liczby chwil (4), dla których wystąpiła utrata styku między kołem a szyną (por. rys. 91).
- Początkowe zaokrąglenia płaskich miejsc o małym promieniu (50, 100 mm) powodowały znaczne obniżenie siły (190÷290% wartości nacisku statycznego) uderzenia koła w szynę względem niezaokrąglonego płaskiego miejsca, natomiast dalsze zwiększanie promienia zaokrąglenia powodowało jej wzrost do 550% (por. przypadek przedstawiony na rys. 91). Dlatego istotne jest wykrycie i usunięcie płaskiego miejsca w początkowej fazie jego kształtowania. Liczba chwil, dla których wystąpiła utrata styku rosła wraz ze zwiększającym się promieniem zaokrąglenia, przyjmując maksimum dla $R_p = 200$ mm. Następnie zmalała niemalże do zera dla wartości $R_p=300$ mm.

Na podstawie przykładu analizy wpływu zużycia profilu koła i szyny na ich wzajemną współpracę sformułowano następujące wnioski poznawcze (por. roz. 5.4):

- Niemalże wszystkie analizowane pary kół i szyn, w których przynajmniej jeden element był zużyty, prezentowały malejący przebieg stożkowatości ekwiwalentnej w zakresie przemieszczeń poprzecznych 1÷4 mm (por. rys. 97), a zatem ich współczynnik nieliniowości λ_N był mniejszy od zera, co znajduje potwierdzenie w literaturze [110]. W związku z tym można prognozować obniżenie prędkości krytycznej oraz stopniowe, a nie gwałtowne przechodzenie ze stanu stabilności do niestabilności.
- Najwyższe wartości Y/Q , wystąpiły (w związku z diagonalnym ustawieniem wózka) dla zewnętrznego koła pierwszego zestawu kołowego ($WS1R$, ok. 0,70) oraz wewnętrznego koła drugiego zestawu kołowego ($WS2L$, ok. 0,98). Nie przekroczono jednak w tym przypadku kryterium Nadala (por. rys. 98).

- Najwyższa intensywność zużywania wystąpiła dla kół, na których w łuku wywierana jest największa siła poprzeczna ($WS1R$ i $WS2L$, por. rys. 99). Dla koła $WS1R$ najintensywniej (około 2,5-krotnie wyższe wartości I_w) zużywała się para o kole w stanie zużytym i szynie o zarysie nominalnym, a więc w chwili oddania nowej lub wyremontowanej trasy tramwajowej. Dla koła $WS2L$ zarejestrowano ok. 2-krotnie wyższą wartość współczynnika dla obydwu konfiguracji ze zużytym profilem koła. Najniższą intensywność zużywania dla koła $WS1R$ prezentowała para zużytych profili. Natomiast dla koła $WS2L$ wynik dla zużytej pary był odwrotny osiągając najwyższą intensywność zużywania.
- Dla kół, na których w lewym łuku wywierana była największa siła poprzeczna, czyli $WS1R$ i $WS2L$, najkorzystniejsze wyniki w zakresie współczynnika predykcji RCF powierzchni kół, czyli współczynnika Fl_{surf} (większość zarejestrowanych wyników była najbliższa wartości $Fl_{surf} = 0$), uzyskały warianty o zużytym profilu koła i nominalnym profilu szyny, natomiast dla pozostałych kół para o profilach nominalnych osiągnęła najniższą intensywność potencjalnego występowania RCF (por. rys. 100 i rys. 101). Wyjątek od powyższego stanowił drugi styk koła $WS2L$, dla którego para profili zużytych wygenerowała jeden z najmniej korzystnych wyników (największa liczba wystąpień przypadająca na $Fl_{surf} \approx 0,3$).

Na podstawie przeprowadzonej numerycznej weryfikacji zachowania nowego profilu koła tramwajowego sformułowano następujące wnioski poznawcze (por. roz. 7.2):

- W związku ze znacznymi różnicami w aspekcie infrastruktury i pojazdów pomiędzy systemami tramwajowymi, efekty przyjętej metodyki projektowania profilu koła tramwajowego powinny zostać zweryfikowane numerycznie przed przystąpieniem do przejazdów testowych. Przykładem takiej weryfikacji może być porównanie parametrów współpracy nowego profilu koła tramwajowego oraz profilu obecnie eksploatowanego, w warunkach odpowiadających rzeczywistej eksploatacji.
- Dla profilu PP7 będącego wejściowo profilem PST zoptymalizowanym w aspekcie intensywności zużywania oraz bezpieczeństwa przed wykolejeniem osiągnięto nawet 28-procentową redukcję średniej intensywności zużywania ściernego podczas jazdy w łuku (por. rys. 106). Ponadto obniżono wartość współczynnika bezpieczeństwa przed wykolejeniem Y/Q (wylimitowano występowanie gwałtownych skoków wartości oraz obniżono wartość maksymalną z 1,44 do 1,06, por. rys. 107).
- Profil PP7 osiągnął wyższe wartości Fl_{surf} podczas jazdy po prostym odcinku toru z nierównościami, co zwiększa prawdopodobieństwo wystąpienia zużycia zmęczeniowego (por. rys. 108 i rys. 109). Profil PST częściej tworzył z szyną styk dwupunktowy, dlatego jest on obciążony wyższym ryzykiem wystąpienia RCF w miejscu występowania drugiego obszaru styku (obrzeże).
- Dla pierwszego obszaru styku, podczas jazdy w łuku z nierównościami, profil PP7 uzyskał niższe wartości Fl_{surf} (bliźsze ujemnym) dla wewnętrznego koła pierwszego zestawu kołowego i zewnętrznego koła drugiego zestawu kołowego, natomiast profil PST odwrotnie. Drugi obszar styku występował podczas jazdy w łuku niemalże wyłącznie dla profilu PST, dla którego przyjmował wysokie wartości Fl_{surf} (por. rys. 110 – rys. 113).
- Dla profilu PP7 zaobserwowano cykle naprężeń przeważnie typu zamkniętego lub otwartego odkształceń plastycznych, a więc dwóch najbardziej niszczących reżimów

zużywania zmęczeniowego (por. rys. 115 i rys. 116). Były one obecne także dla profilu PST, lecz o mniejszym zagęszczeniu. Dla profilu PST zaobserwowano także dużą liczbę próbek należących do cykli z zakresów: sprężystego albo wzmocnienia przez zgniot. Świadczy to o konieczności wprowadzenia w przyszłości modyfikacji do składnika funkcji celu odpowiadającego za zużywanie zmęczeniowe.

Na podstawie przeprowadzonej eksploatacji nadzorowanej nowego profilu koła tramwajowego sformułowano następujące wnioski poznawcze (por. roz. 7.3):

- Dla obydwu profili zaobserwowano zwiększenie grubości obrzeży kół drugiego zestawu kołowego – prawdopodobnie wskutek odkształceń plastycznych generowanych podczas przejazdów przez krzyżownice płytkorowkowe, a także z powodu braku intensywnego skrawania boku czynnego obrzeża koła, charakterystycznego dla atakujących zestawów kołowych (por. rys. 117 i rys. 120).
- Dla atakujących zestawów kołowych widać wyraźnie, że wskutek zużywania grubość obrzeży lewych kół zmniejszyła się do niższej wartości niż dla kół prawych (por. rys. 117). Przyczyna jednak prawdopodobnie znajdowała się poza profilem koła (na przykład geometria infrastruktury) i dlatego nie została szerzej omówiona.
- Obydwa testowane profile zużywały się w aspekcie zmian grubości i wysokości obrzeża w podobny sposób. Jedynie dla koła *WS1L* profil PP7 zużywał się wyraźnie intensywniej (por. rys. 117).
- W stanie nominalnym profil PP7 utworzył z szyną bardziej rozległy i równomierny styk, z mniejszym udziałem potencjalnego przeskakiwania pomiędzy odległymi obszarami kontaktu (por. rys. 102). Dla zmierzonego profilu PP7 (będącego rezultatem toczenia) i szyny 60R2 linii kontaktu również nie przecinają się, w przeciwieństwie do profilu PST, zmniejszając prawdopodobieństwo poprzecznych oscylacji obszaru styku dla niewielkich przemieszczeń poprzecznych zestawu kołowego.
- Dla obydwu profili obręczy koła w stanie zużytych obszary kontaktu połączyły się w zwarte grupy, tworząc między sobą wyraźne przerwy, sprzyjające przeskakiwaniu kontaktu. Zaobserwowano przecinanie się linii styku dla profilu PP7, co świadczy o zwiększonym zakresie przemieszczania się obszaru styku w odpowiedzi na ruch poprzeczny zestawu kołowego. Wykresy potencjalnych punktów styku koła z szyną dla zużytych profili PP7 i PST prezentują bardzo podobny charakter (por. rys. 119).
- Na oddziaływanie dynamiczne koła z szyną wpływa jednocześnie wiele parametrów profilu koła. Dlatego niewskazane jest przeprowadzanie optymalizacji profilu koła posługując się podejściem jednokryterialnym, wybierając tylko jeden parametr współpracy.

8.2.2 Wnioski użytkowe

W ramach pracy doktorskiej sformułowano następujące wnioski o znaczeniu użytkowym:

- Projektując nowy profil koła tramwajowego, w aspekcie sterowania bezpieczeństwem jazdy i intensywności zużywania, należy wziąć pod uwagę rodzaj i powierzchnię styku koła z szyną, luz między kołem a szyną, pochylenie obrzeża oraz promień łuku przejściowego.

- Należy pamiętać, że, z uwagi na różne warunki techniczne infrastruktury (udział rozjazdów i łuków, budowa torowiska, profil szyny, stan techniczny itp.) oraz odmienną kinematykę pojazdów (konfiguracja członów, sztywność usprężynowania, sposób realizacji obrotu wózka, stan techniczny itp.), nie istnieje uniwersalny profil dla wszystkich systemów tramwajowych.
- W ramach niniejszej pracy wykazano różnice współpracy koła i szyny pomiędzy pierwszym i drugim zestawem kołowym kwalifikujące się do stosowania różnych profili kół (por. roz. 5.2.2). Charakter eksploatacji jest na tyle odmienny między różnymi typami tramwajów, że uzasadnionym wydaje się być projektowanie indywidualnych profili kół.
- W celu osiągnięcia zamierzonych efektów w odniesieniu do współpracy koła tramwajowego z szyną, wdrażanie nowego profilu wymaga systemowego podejścia w ramach całej sieci tramwajowej. Jednoczesna eksploatacja różnych profili kół, projektowanych odmiennymi metodami, może prowadzić do uzyskania rezultatów odbiegających od zamierzonych. Ponadto, profile szyn w funkcjonującej sieci tramwajowej są dopasowane do pewnego średniego kształtu zużycia profilu koła tramwajowego, co należy wziąć pod uwagę podczas projektowania nowego profilu. Do osiągnięcia oczekiwanych parametrów współpracy prawdopodobnie wymagany będzie upływ czasu potrzebny na dopasowanie się profili szyn do nowego profilu koła.
- W praktyce eksploatacyjnej w Polsce zaobserwowano pary profili kół i szyn dobrane niewłaściwie w aspekcie promienia łuku przejściowego profilu koła i promienia zaokrąglenia krawędzi tocznej szyny (na przykład profil T i szyna 60R2). Zastosowanie mniejszego promienia łuku przejściowego obręczy koła niż promień zaokrąglenia krawędzi tocznej szyny skutkuje występowaniem styku dwupunktowego podczas jazdy w łuku, który jest niekorzystny ze względu na intensyfikację procesu zużywania ściernego.
- Pomiędzy bezpieczeństwem przed wykolejeniem a intensywnością zużywania występuje konflikt w postaci przyjmowania najkorzystniejszych rozwiązań w odmiennych zakresach wartości: liczby punktów styku, powierzchni kontaktu, luzu między kołem a szyną oraz kąta pochylecia obrzeża. Stąd, we wstępnej fazie procesu projektowania nowego profilu koła tramwajowego, należy określić pożądane wagi parametrów współpracy z szyną.
- Należy pamiętać, że przy projektowaniu profilu koła tramwajowego musi zostać spełnione wymaganie zachowania odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa jazdy (na przykład w odniesieniu do przyjętego kryterium granicznego). Dążenie do nadmiernej obniżania stosunku sił Y/Q może być bezcelowe i być może ze szkodą dla innych parametrów współpracy interesujących dla operatora taboru, takich jak na przykład współczynnik intensywności zużywania.
- Dopuszczalna odchyłka zmniejszająca szerokość nowego toru tramwajowego wynosi 2 mm według [123], co skutkuje zmniejszeniem luzu między kołem a szyną. Tymczasem prawdopodobieństwo wykolejenia maleje ok. 2-krotnie po powiększeniu luzu o zaledwie 1 mm (koło o profilu PST na szynie 60R2).
- Początkowe odchyłki OOR mogą powstać na skutek wad materiałowych, gwałtownego hamowania lub przyspieszania, błędów lub niedokładności podczas procesu obróbki skrawaniem kół.

- Nawet małe, początkowe odchyłki OOR mogą kilkukrotnie powiększyć swoje rozmiary wskutek eksploatacji, intensyfikując oddziaływanie dynamiczne koła na szynę.
- Odchyłki promienia tocznego (poligonizacja, płaskie miejsca) mogą powodować odciążanie kół, co skutkuje zwiększonym prawdopodobieństwem wykolejenia. Są one także przyczyną generowania okresowo zmiennych obciążeń elementów pojazdów i infrastruktury, które mogą być w rezultacie narażone na zużywanie zmęczeniowe.
- Koła, na których powstały płaskie miejsca powinny być identyfikowane i kierowane do naprawy w początkowej fazie rozwoju płaskiego miejsca, ponieważ w tym czasie bardzo intensywnie rośnie wartość maksymalna siły pionowej Q (do 800% wartości nacisku statycznego).

8.3 Kierunki dalszych badań

Na podstawie badań wykonanych w niniejszej rozprawie doktorskiej sformułowano następujące kierunki dalszych prac:

- Znalezienie przyczyny znacznego spadku liczby chwil, dla których wystąpiła utrata styku dla toczenia się koła z płaskim miejscem o głębokości 0,8 i 1,0 mm.
- Sprawdzenie wpływu zaokrąglenia płaskiego miejsca krzywą o zmiennym promieniu na oddziaływanie koła z szyną.
- Wykorzystanie modelu kontaktu koła z szyną, który uwzględni krzywiznę kontaktujących się powierzchni o podobnym promieniu do wielkości obszaru styku (umożliwienie dokładniejszej symulacji styku koła i szyny w określonym stanie zużycia).
- Kształtowanie geometrii wierzchołka obrzeża w celu zapewnienia poprawy współpracy z krzyżownicami płytkorowkowymi (obniżenia naprężeń kontaktowych lub zmiany ich rozkładu).
- Przeprowadzenie szerokiej analizy opierającej się na dużej populacji (rzędu tysięcy) zmierzonych profili kół tramwajowych, w różnych etapach zużycia, pozyskanych metodami automatycznymi oraz na komputerowych technikach analiz (na przykład uczeniu maszynowym) w celu poszerzenia i uniwersalizacji obserwacji trendów zużywania dla wybranego pojazdu i infrastruktury.

W celu zwiększenia dokładności procesu optymalizacji, czyli zwiększenia podobieństwa wyników weryfikacji numerycznej z empiryczną nowego profilu koła należy:

- Optymalizować i weryfikować profil koła dla ściśle określonego pojazdu,
- Uszczegółowić model *MBS* poprzez implementację zużytych profili szyn,
- Zastąpić kryterium oparte na wartości powierzchni styku A_{min} kryterium opartym na współczynniku predykcji zużywania zmęczeniowego Fl_{surf} , który bezpośrednio informuje o skłonności do generowania powierzchniowego zużycia *RCF*.
- Wprowadzenie modyfikacji metody obliczania kryterium Nadala bezpieczeństwa przed wykolejeniem z uwzględnieniem kąta nabiegania koła na szynę.

Bibliografia

- [1] T. Staśkiewicz, T. Nowakowski, Analiza współpracy koła tramwajowego z szyną w warunkach rzeczywistej eksploatacji, *Probl. Kolejnictwa*. 60 (2016).
- [2] T. Staśkiewicz, Analysis of Interaction between Tram Wheel and Rail in Regular Operation, w: *Proc. Third Int. Conf. Railw. Technol. Res. Dev. Maint.*, 2016. doi:10.4203/ccp.110.305.
- [3] T. Staskiewicz, B. Firlik, Analysis of wheel/rail interaction for the development of a new tramway wheel profile, w: *WIT Trans. Built Environ.*, WIT Press, Southampton, 2016: s. 431–440. doi:10.2495/CR160391.
- [4] F. van de Plas, J.-F. Colinet, L. Schildermans, D. Kirsch, H. Schaumann, L. Soleil, P. Bowman, R. de Tender, D. Huybens, *Wheel and Track Profiles in Use & Maintenance*, 2012.
- [5] PN-K-92016, Tramwajowe zestawy kołowe, elastyczne. Obręcze obrobione. Wymagania i badania.
- [6] A.K. Saxena, A. Kumar, M. Herbig, S. Brinckmann, G. Dehm, C. Kirchlechner, Micro fracture investigations of white etching layers, *Mater. Des.* 180 (2019) 107892. doi:10.1016/j.matdes.2019.107892.
- [7] L. Wang, A. Pyzalla, W. Stadlbauer, E. Werner, Microstructure features on rolling surfaces of railway rails subjected to heavy loading, *Mater. Sci. Eng. A*. 359 (2003) 31–43. doi:10.1016/S0921-5093(03)00327-7.
- [8] A. Kumar, G. Agarwal, R. Petrov, S. Goto, J. Sietsma, M. Herbig, Microstructural evolution of white and brown etching layers in pearlitic rail steels, *Acta Mater.* 171 (2019) 48–64. doi:10.1016/j.actamat.2019.04.012.
- [9] W. Lojkowski, M. Djahanbakhsh, G. Bürkle, S. Gierlotka, W. Zielinski, H.-J. Fecht, Nanostructure formation on the surface of railway tracks, *Mater. Sci. Eng. A*. 303 (2001) 197–208. doi:10.1016/S0921-5093(00)01947-X.
- [10] J. Wu, R.H. Petrov, M. Naeimi, Z. Li, R. Dollevoet, J. Sietsma, Laboratory simulation of martensite formation of white etching layer in rail steel, *Int. J. Fatigue*. 91 (2016) 11–20. doi:10.1016/j.ijfatigue.2016.05.016.
- [11] S. Iwnicki, S. Björklund, R. Enblom, *Wheel-rail contact mechanics*, w: R. Lewis, U. Olofsson (red.), *Wheel. Interface Handb.*, CRC Press, Cornwall, 2009: s. 58–92.
- [12] E. Andersson, M. Berg, S. Stichel, *Rail Vehicle Dynamics*, Railway Group KTH, Stockholm, 2014.
- [13] M.S. Sichani, *On efficient modelling of wheel-rail contact in vehicle dynamic simulation*, Kungliga Tekniska Högskolan, 2016.
- [14] S.Z. Meymand, A. Keylin, M. Ahmadian, A survey of wheel–rail contact models for rail vehicles, *Veh. Syst. Dyn.* 54 (2016) 386–428. doi:10.1080/00423114.2015.1137956.
- [15] J. Pombo, J. Ambrósio, M. Pereira, R. Lewis, R. Dwyer-Joyce, C. Ariado, N. Kuka, Development of a wear prediction tool for steel railway wheels using three alternative wear functions, *Wear*. 271 (2011) 238–245. doi:10.1016/j.wear.2010.10.072.
- [16] P.J. Bolton, P. Clayton, Rolling—sliding wear damage in rail and tyre steels, *Wear*. 93 (1984) 145–165. doi:10.1016/0043-1648(84)90066-8.
- [17] PN-91 K-88251, Kontur bieżni kół elastycznych wagonów tramwajowych.
- [18] *Technische Regeln für die Spurführung von Schienenbahnen nach der Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen (BOStrab)*, 2006.
- [19] C. Esveld, *Modern Railway Track*, MRT-Productions, Delft, 2001.
- [20] T. Staśkiewicz, Analiza współpracy koła tramwajowego z szyną w warunkach rzeczywistej eksploatacji, praca magisterska, Politechnika Poznańska, 2015.
- [21] V. Esslinger, R. Kieselbach, R. Koller, B. Weisse, The railway accident of Eschede – technical background, *Eng. Fail. Anal.* 11 (2004) 515–535. doi:10.1016/j.engfailanal.2003.11.001.
- [22] Rozporządzenie Wykonawcze Unii Europejskiej (UE) 2019/773 z dnia 16 maja 2019 r. w sprawie technicznej specyfikacji interoperacyjności w zakresie podsystemu „Ruch kolejowy” systemu kolei w Unii Europejskiej i uchylające dec. 2012/757/UE, *Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej*, L 139 I, 2019.
- [23] K. Towpik, *Infrastruktura transportu kolejowego*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2015.
- [24] C.J.M. van Ruiten, Mechanism of squeal noise generated by trams, *J. Sound Vib.* 120 (1988) 245–253. doi:10.1016/0022-460X(88)90432-4.
- [25] S. Iwnicki, *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, CRC Press, 2006. doi:10.1201/9780849333217.
- [26] A. Meghoo, R. Loendersloot, R. Bosman, T. Tinga, Rail Wear Estimation for Predictive Maintenance:

- a strategic approach, w: C. Kulkarni, T. Tinga (red.), Proc. Eur. Conf. PHM Soc., PHM society, 2018.
- [27] S. Yi, Design for Reconstruction of Existing Railways and Building Out of Second Railway Lines, w: Princ. Railw. Locat. Des., Elsevier, 2018: s. 535–624. doi:10.1016/B978-0-12-813487-0.00008-1.
- [28] R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce, S. Lewis, C. Hardwick, E.A. Gallardo-Hernandez, Wear mechanisms and transitions in railway wheel steels, Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol. 218 (2004) 467–478. doi:10.1243/1350650042794815.
- [29] J.F. Archard, Wear Theory and Mechanisms, w: M.B. Peterson, W.O. Winer (red.), Wear Control Handb., The American Society of Mechanical Engineers, New York, 1980.
- [30] M.J. Nadal, Theorie de la Stabilité des locomotives, Part II: Mouvement de Lacet, Ann. Des Mines. 10 (1896).
- [31] R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce, S.R. Lewis, C. Hardwick, E.A. Gallardo-Hernandez, Tribology of the Wheel-Rail Contact: The Effect of Third Body Materials, Int. J. Railw. Technol. 1 (2012) 167–194. doi:10.4203/ijrt.1.1.8.
- [32] S. Descartes, C. Desrayaud, E. Niccolini, Y. Berthier, Presence and role of the third body in a wheel-rail contact, Wear. 258 (2005) 1081–1090. doi:10.1016/j.wear.2004.03.068.
- [33] H. Chen, T. Furuya, S. Fukagai, S. Saga, J. Ikoma, K. Kimura, J. Suzumura, Wheel slip/Slide and low adhesion caused by fallen leaves, Wear. 446–447 (2020) 203187. doi:10.1016/j.wear.2020.203187.
- [34] S.R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce, Effect of contaminants on wear, fatigue and traction, w: Wheel. Interface Handb., Elsevier, 2009: s. 437–455. doi:10.1533/9781845696788.1.437.
- [35] R. Melnik, Analiza sztywności toru tramwajowego do analiz symulacyjnych, raport z badań, Poznań, 2016.
- [36] M. Burrow, P.F. Teixeira, T. Dahlberg, E. Berggren, Track stiffness considerations for high speed railway lines, w: N. Scott (red.), Railw. Transp. Policies, Technol. Perspect., Nova Science Publishers, 2009: s. 303–354.
- [37] T. Dahlberg, Railway track stiffness variations - consequences and countermeasures, Int. J. Civ. Eng. 8 (2010) 1–12.
- [38] E.G. Berggren, A. Nissen, B.S. Paulsson, Track deflection and stiffness measurements from a track recording car, Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit. 228 (2014) 570–580. doi:10.1177/0954409714529267.
- [39] B. Firlik, T. Staśkiewicz, W. Jaśkowski, L. Wittenbeck, Optimisation of a tram wheel profile using a biologically inspired algorithm, Wear. 430–431 (2019) 12–24. doi:10.1016/j.wear.2019.04.012.
- [40] M. Paczkowska, Ł. Wojciechowski, A. Piasecki, Surface morphology of wheels in rail vehicles in urban transport, J. Achiev. Mater. Manuf. Eng. 1 (2017) 12–20. doi:10.5604/01.3001.0010.5135.
- [41] G. Kinal, M. Paczkowska, Wpływ eksploatacji na wybrane właściwości warstwy wierzchniej szyn oraz obręczy kół tramwajowych, Tribologia. 5 (2015) 41–51.
- [42] M. Paczkowska, Ł. Wojciechowski, G. Kinal, K. Ostrowska, P. Okoniewicz, Analiza efektów zużywania się wybranych obręczy kół tramwajowych w aglomeracji poznańskiej, Mater. Eng. 6 (208) (2015) 391–395. doi:10.15199/28.2015.6.8.
- [43] M. Pędzik, Analiza zużycia kół wybranych tramwajów eksploatowanych w polskich przedsiębiorstwach komunikacji miejskiej, praca magisterska, Politechnika Poznańska, 2015.
- [44] R. Lewis, U. Olofsson, Mapping rail wear regimes and transitions, Wear. 257 (2004) 721–729. doi:10.1016/j.wear.2004.03.019.
- [45] H.H. Ding, C.G. He, L. Ma, J. Guo, Q.Y. Liu, W.J. Wang, Wear mapping and transitions in wheel and rail materials under different contact pressure and sliding velocity conditions, Wear. 352–353 (2016) 1–8. doi:10.1016/j.wear.2016.01.017.
- [46] R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce, Wear mechanisms and transitions in railway wheel steels, Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol. 218 (2004) 467–478. doi:10.1243/1350650042794815.
- [47] S. Nosal, Tribologia: wprowadzenie do zagadnień tarcia, zużywania i smarowania, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 2012.
- [48] K. Holmberg, Tribology in Reliability Engineering, Tribol. Int. 34 (2001).
- [49] E. Magel, J. Kalousek, P. Sroba, Chasing the Magic Wear Rate, w: J. Pombo (red.), Proc. Second Int. Conf. Railw. Technol. Res. Dev. Maint., Civil-Comp Press, 2014. doi:10.4203/ccp.104.116.
- [50] A. Ekberg, B. Åkesson, E. Kabo, Wheel/rail rolling contact fatigue - Probe, predict, prevent, Wear. 314 (2014) 2–12. doi:10.1016/j.wear.2013.12.004.
- [51] D.I. Fletcher, F.J. Franklin, A. Kapoor, Rail surface fatigue and wear, Wheel. Interface Handb. (2009) 280–310. doi:10.1533/9781845696788.1.280.
- [52] A. Ekberg, Fatigue of railway wheels, Wheel. Interface Handb. (2009) 211–244.

- doi:10.1533/9781845696788.1.211.
- [53] P. Molyneux-Berry, C. Davis, A. Bevan, The influence of wheel/rail contact conditions on the microstructure and hardness of railway wheels, *Sci. World J.* 2014 (2014). doi:10.1155/2014/209752.
- [54] Y. Muhamedsalih, J. Stow, A. Bevan, Use of railway wheel wear and damage prediction tools to improve maintenance efficiency through the use of economic tyre turning, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit.* 233 (2019) 103–117. doi:10.1177/0954409718781127.
- [55] PN-EN 13674-1 Kolejnictwo. Tor. Szyny. Część 1: Szyny kolejowe Vignole'a o masie 46 kg/m i większej.
- [56] PN-EN 14811 Kolejnictwo. Tor. Szyny specjalne. Szyny rowkowe i związane z nimi profile konstrukcyjne.
- [57] G. Zając, S. Jurga, Badania trwałości obręczy kół tramwajowych eksploatowanych w MPK S.A. w Krakowie, *Probl. Eksploat.* nr 2 (2009) 139–148.
- [58] M.A. Cremona, B. Liu, Y. Hu, S. Bruni, R. Lewis, Predicting railway wheel wear under uncertainty of wear coefficient, using universal kriging, *Reliab. Eng. Syst. Saf.* 154 (2016) 49–59. doi:10.1016/j.res.2016.05.012.
- [59] R. Lewis, W.J. Wang, M. Burstow, S.R. Lewis, Investigation of the Influence of Rail Hardness on the Wear of Rail and Wheel Materials under Dry Conditions *Wear and RCF Mechanisms*, w: J. Pombo (red.), *Proc. Third Int. Conf. Railw. Technol. Res. Dev. Maint., Civil-Comp Press, Strilingshire, 2016.* doi:10.4203/ccp.110.151.
- [60] EN 14363:2016 Railway applications - Testing and Simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Running Behaviour and stationary tests, (2016).
- [61] J. Santamaria, E.G. Vadillo, J. Gomez, Influence of creep forces on the risk of derailment of railway vehicles, *Veh. Syst. Dyn.* 47 (2009) 721–752. doi:10.1080/00423110802368817.
- [62] A. Matsumoto, Y. Michitsuji, Y. Ichianagi, Y. Sato, H. Ohno, M. Tanimoto, A. Iwamoto, T. Nakai, Safety measures against flange-climb derailment in sharp curve-considering friction coefficient between wheel and rail, *Wear.* 432–433 (2019). doi:10.1016/j.wear.2019.202931.
- [63] Q. Guan, J. Zeng, X. Jin, An angle of attack-based derailment criterion for wheel flange climbing, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit.* 228 (2014) 719–729. doi:10.1177/0954409713490149.
- [64] H. Weinstock, *Wheel Climb Derailment Criteria for Evaluation of Rail Vehicle Safety*, Winter Annu. Meet. Am. Soc. Mech. Eng. (1984).
- [65] C.-M. Kuo, C.-C. Lin, Analysis of derailment criteria, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit.* 230 (2016) 1158–1163. doi:10.1177/0954409715583692.
- [66] N. Bosso, M. Spiriyagin, A. Gugliotta, A. Somà, *Mechatronic modeling of real-time wheel-rail contact*, w: *Mechatron. Model. Real-Time Wheel. Contact*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2013: s. 5–19. doi:10.1007/978-3-642-36246-0.
- [67] K. Knothe, History of wheel/rail contact mechanics: from Redtenbacher to Kalker, *Veh. Syst. Dyn.* 46 (2008) 9–26. doi:10.1080/00423110701586469.
- [68] H. Hertz, Über die Berührung fester elastischer Körper, *J. Für Die Reine Und Angew. Math.* 92 (1882) 156–171. doi:10.1515/crll.1882.92.156.
- [69] K.L. Johnson, *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge, 1985. doi:10.1115/1.3261297.
- [70] L.T. Hung, Normal- und Tangentialspannungsberechnung beim rollenden Kontakt für Rotationskörper mit nicht-elliptischen Kontaktflächen, *Fortschritt-Berichte VDI.* 12 (1987).
- [71] K. Singh, *Contact stresses in elastic bodies with arbitrary profiles.*, University of Pennsylvania, 1972.
- [72] H. Reusner, *Druckflächenbelastung und Oberflächenverschiebung im Wälzkontakt von Rotationskörpern*, Universität Karlsruhe, 1977.
- [73] K. Knothe, H. Le The, A contribution to the calculation of the contact stress distribution between two elastic bodies of revolution with non-elliptical contact area, *Comput. Struct.* 18 (1984) 1025–1033. doi:10.1016/0045-7949(84)90147-0.
- [74] E. Vollebregt, G. Segal, Solving conformal wheel-rail rolling contact problems, *Veh. Syst. Dyn.* 52 (2014) 455–468. doi:10.1080/00423114.2014.906634.
- [75] H. Chollet, M. Sebes, J. Ayasse, Evolution from the Hertzian Contact Model to Non-Hertzian Conditions for Fast Dynamic Simulations, w: *IUTAM Symp. Comput. Methods Contact Mech.*, 2007: s. 189–205. doi:10.1007/978-1-4020-6405-0_12.
- [76] K. Von Diest, G. Ferrarotti, W. Kik, A. Costa Neto, Wear Analysis of the High-Speed-Grinding Vehicle HSG-2: Validation, Simulation and Comparison with Measurements, w: M. Spiriyagin, T. Gordon, C. Cole, T. McSweeney (red.), *Proc. 25th Int. Symp. Dyn. Veh. Roads Tracks (IAVSD 2017)*, CRC Press, 2018.

- [77] F.W. Carter, On the Action of a Locomotive Driving Wheel, *Proc. R. Soc. London. Ser. A, Contain. Pap. A Mathematical Phys. Character.* 112 (1926) 151–157. doi:10.1098/rspa.1926.0100.
- [78] J. Giner, L. Baeza, P. Vila, A. Alonso, Study of the Falling Friction Effect on Rolling Contact Parameters, *Tribol. Lett.* 65 (2017) 1–10. doi:10.1007/s11249-016-0810-8.
- [79] E.A.H. Vollebregt, Numerical modeling of measured railway creep versus creep-force curves with CONTACT, *Wear.* 314 (2014) 87–95. doi:10.1016/j.wear.2013.11.030.
- [80] O. Polach, Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit, *Wear.* 258 (2005) 992–1000. doi:10.1016/j.wear.2004.03.046.
- [81] M. Spiryagin, O. Polach, C. Cole, Creep force modelling for rail traction vehicles based on the Fastsim algorithm, *Veh. Syst. Dyn.* 51 (2013) 1765–1783. doi:10.1080/00423114.2013.826370.
- [82] E.A. Gallardo-Hernandez, R. Lewis, Twin disc assessment of wheel/rail adhesion, *Wear.* 265 (2008) 1309–1316. doi:10.1016/j.wear.2008.03.020.
- [83] R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce, S.R. Lewis, C. Hardwick, E. a. Gallardo-Hernandez, *Tribology of the Wheel-Rail Contact: The Effect of Third Body Materials*, *Int. J. Railw. Technol.* 1 (2012) 167–194. doi:10.4203/ijrt.1.1.8.
- [84] J.J. Kalker, *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact*, 1st ed., Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1990.
- [85] J. Blanco-Lorenzo, J. Santamaria, E.G. Vadillo, N. Correa, On the influence of conformity on wheel–rail rolling contact mechanics, *Tribol. Int.* 103 (2016) 647–667. doi:10.1016/j.triboint.2016.07.017.
- [86] E.A.H. Vollebregt, P. Wilders, FASTSIM2: A second-order accurate frictional rolling contact algorithm, *Comput. Mech.* 47 (2011) 105–116. doi:10.1007/s00466-010-0536-7.
- [87] I. Persson, S.D. Iwnicki, Optimisation of Railway Wheel Profiles using a Genetic Algorithm, *Veh. Syst. Dyn.* 41 (2004) 517–526.
- [88] J. Santamaria, J. Herreros, E.G. Vadillo, N. Correa, Design of an optimised wheel profile for rail vehicles operating on two-track gauges, *Veh. Syst. Dyn.* 51 (2013) 54–73. doi:10.1080/00423114.2012.711478.
- [89] G. Shen, X. Zhong, A design method for wheel profiles according to the rolling radius difference function, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit.* 225 (2011) 457–462. doi:10.1177/2041301710394920.
- [90] H. Jahed, B. Farshi, M.A. Eshraghi, A. Nasr, A numerical optimization technique for design of wheel profiles, *Wear.* 264 (2008) 1–10. doi:10.1016/j.wear.2006.06.006.
- [91] R.E. Smith, J. Kalousek, A design methodology for wheel and rail profiles for use on steered railway vehicles, *Wear.* 144 (1991) 329–342. doi:10.1016/0043-1648(91)90024-O.
- [92] T. Lack, J. Gerlici, Profiles synthesis through radii variation of arcs profile method, *MATEC Web Conf.* 254 (2019). doi:10.1051/mateconf/201925401016.
- [93] V.L. Markine, I.Y. Shevtsov, Optimization of a wheel profile accounting for design robustness, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit.* 225 (2011) 433–442. doi:10.1177/09544097JRR305.
- [94] O. Polach, Wheel profile design for target conicity and wide tread wear spreading, *Wear.* 271 (2011) 195–202. doi:10.1016/j.wear.2010.10.055.
- [95] D. Cui, L. Li, X. Jin, X. Li, Optimal design of wheel profiles based on weighed wheel/rail gap, *Wear.* 271 (2011) 218–226. doi:10.1016/j.wear.2010.10.005.
- [96] B. Liu, T.X. Mei, S. Bruni, Design and optimisation of wheel–rail profiles for adhesion improvement, *Veh. Syst. Dyn.* 54 (2016) 429–444. doi:10.1080/00423114.2015.1137958.
- [97] I.Y. Shevtsov, V.L. Markine, C. Esveld, Design of railway wheel profile taking into account rolling contact fatigue and wear, *Wear.* 265 (2008) 1273–1282. doi:10.1016/j.wear.2008.03.018.
- [98] J.F. Leary, S.N. Handal, B. Rajkumar, Development of freight car wheel profiles — a case study, *Wear.* 144 (1991) 353–362. doi:10.1016/0043-1648(91)90026-Q.
- [99] R. Heller, E.H. Law, Optimizing the Wheel Profile to Improve Rail Vehicle Dynamic Performance, *Veh. Syst. Dyn.* 8 (1979) 116–122. doi:10.1080/00423117908968579.
- [100] J. Zhang, Wheel profile design based on rail profile expansion method, *Chinese J. Mech. Eng.* 44 (2008) 44. doi:10.3901/JME.2008.03.044.
- [101] H.-Y. Choi, D.-H. Lee, J. Lee, Optimization of a railway wheel profile to minimize flange wear and surface fatigue, *Wear.* 300 (2013) 225–233. doi:10.1016/j.wear.2013.02.009.
- [102] M. Novales, A. Orro, M.R. Bugarín, Use of a genetic algorithm to optimize wheel profile geometry, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit.* 221 (2007) 467–476. doi:10.1243/09544097JRR150.
- [103] D. Crosbee, P.D. Allen, R. Carroll, Analysis of design and performance of tram-train profiles for dual-operation running, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit.* 231 (2017) 578–597. doi:10.1177/0954409716679448.

- [104] G. Shen, J.B. Ayasse, H. Chollet, I. Pratt, A unique design method for wheel profiles by considering the contact angle function, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit.* 217 (2003) 25–30. doi:10.1243/095440903762727320.
- [105] Y. Liu, X. Liu, Railway Wheel Profile Optimization Design Based on Nurbs Curve, w: 2010 Second Int. Conf. Comput. Model. Simul., IEEE, 2010: s. 331–335. doi:10.1109/ICCMS.2010.439.
- [106] V. Hauser, O.S. Nozhenko, K.O. Kravchenko, M. Loulová, J. Gerlici, T. Lack, Innovative wheel tread design aimed to tramcar-track interaction improvement when passing curves of a small radius, w: M. Vasko, M. Handrik, L. Jakubovičová, P. Kopas, M. Blatnická, V. Baniari, O. Štalmach, A. Sapietová, M. Sága (red.), *MATEC Web Conf.*, 2018. doi:10.1051/mateconf/201815703010.
- [107] A.F. D'Souza, W.-J. Tsung, Influence of Wheel-Rail Profiles on the Hunting Vibrations of Rail Vehicle Trucks, *J. Vib. Acoust.* 107 (1985) 167–174. doi:10.1115/1.3269240.
- [108] L.L. Xing, Y.M. Wang, X.Q. Dong, Effect of the Wheel/Rail Contact Geometry on the Stability of Railway Vehicle, *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 392 (2018). doi:10.1088/1757-899X/392/6/062134.
- [109] O. Polach, Characteristic parameters of nonlinear wheel/rail contact geometry, *Veh. Syst. Dyn.* 48 (2010) 19–36. doi:10.1080/00423111003668203.
- [110] O. Polach, D. Nicklisch, Wheel/rail contact geometry parameters in regard to vehicle behaviour and their alteration with wear, *Wear.* 366–367 (2016) 200–208. doi:10.1016/j.wear.2016.03.029.
- [111] F. Gan, H. Dai, Impact of Rail Cant on the Wheel-Rail Contact Geometry Relationship of Worn Tread, w: J. Pombo (red.), *Proc. Second Int. Conf. Railw. Technol. Res. Dev. Maint. Railw.* 2014, Civil-Comp Press, Stirlingshire, 2014. doi:10.4203/ccp.104.15.
- [112] H. Wu, B. Kerchof, Management of wheel/rail interface to prevent rail rollover derailments, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit.* 228 (2014) 673–686. doi:10.1177/0954409714522222.
- [113] T. Staskiewicz, B. Firlik, Influence of Tram Wheel Profile Geometry on Wear Intensity, w: *Procedia Eng.*, 2017. doi:10.1016/j.proeng.2017.06.173.
- [114] T. Staśkiewicz, B. Firlik, Influence of wheel profile geometry on running characteristics of light rail vehicle, *Proc. 10th Int. Conf. Railw. Bogies Run. Gears.* (2016).
- [115] Liczbę wykolejeń tramwajów we Wrocławiu wytypujesz w zakładach bukmacherskich eWinner, (2020). <https://legalnybukmacher.com/> (dostęp 26.06.2020).
- [116] Stan torowisk tramwajowych i wykolejenia, (2020). <https://www.poznan.pl/> (dostęp 26.06.2020).
- [117] Instytut Obróbki Plastycznej, (2017). <http://www.inop.poznan.pl/> (dostęp 27.06.2017).
- [118] T. Staśkiewicz, B. Firlik, Verification of a tramway wheel new profile dynamic behavior, *J. Mech. Transp. Eng.* 69 (2017) 49–60. doi:10.21008/j.2449-920X.2017.69.1.05.
- [119] O. Polach, A. Böttcher, D. Vannucci, J. Sima, H. Schelle, H. Chollet, G. Götz, M. Garcia Prada, D. Nicklisch, L. Mazzola, M. Berg, M. Osman, Validation of simulation models in the context of railway vehicle acceptance, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit.* 229 (2015) 729–754. doi:10.1177/0954409714554275.
- [120] I.Y. Shevtsov, *Wheel/Rail Interface Optimisation*, 2008.
- [121] F. Braghin, S. Bruni, R. Lewis, Railway wheel wear, w: R. Lewis, U. Olofsson (red.), *Wheel. Interface Handb.*, Woodhead Publishing Limited, 2009: s. 172–210. doi:10.1533/9781845696788.1.172.
- [122] B. An, J. Wen, P. Wang, P. Wang, R. Chen, J. Xu, Numerical Investigation into the Effect of Geometric Gap Idealisation on Wheel-Rail Rolling Contact in Presence of Yaw Angle, *Math. Probl. Eng.* 2019 (2019) 1–14. doi:10.1155/2019/9895267.
- [123] PN-K-92011 Torowiska tramwajowe. Wymagania i badania.
- [124] J. Nielsen, Out-of-round railway wheels, w: R. Lewis, U. Olofsson (red.), *Wheel. Interface Handb.*, Woodhead Publishing Limited, Cambridge, 2009: s. 245–279. doi:10.1533/9781845696788.1.245.
- [125] P. Piec, *Zjawiska kontaktowe w elementach pojazdów szynowych*, Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii i Eksploatacji, Kraków, 1999.
- [126] A. Chudzikiewicz, B. Sowiński, A. Szulczyk, Zagrożenie bezpieczeństwa ruchu pojazdów szynowych spowodowane stanem toru, *Probl. Eksploat.* 4 (2009) 177–192.
- [127] J. Nielsen, A. Johansson, Out-of-round railway wheels—a literature survey, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit.* 214 (2000) 79–91. doi:10.1243/0954409001531351.
- [128] ABC-CNC, <http://www.abc-cnc.pl/> (dostęp 22.06.2017).
- [129] P. Komorski, *Opracowanie modelu sygnatury akustycznej wybranego miejskiego pojazdu szynowego w teście pass-by*, praca doktorska, Politechnika Poznańska, 2019.
- [130] D. Cui, B. An, P. Allen, R. Wang, P. Wang, Z. Wen, L. Li, Effect of the turning characteristics of underfloor wheel lathes on the evolution of wheel polygonisation, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit. Online Fir* (2018). doi:10.1177/0954409718795760.

- [131] B. Czechyra, B. Firlik, T. Nowakowski, The Case of Using a Vehicle-Track Interaction Parameters and Impact Test To Monitor of the Tramway, w: M. Crocker, M. Pawelczyk, F. Pedrielli, E. Carletti, S. Luzzi (red.), Proc. 22nd Int. Congr. Sound Vib., Florence, 2015: s. 12–16.
- [132] T. Nowakowski, P. Komorski, G.M. Szymański, F. Tomaszewski, Wheel-flat detection on trams using envelope analysis with Hilbert transform, *Lat. Am. J. Solids Struct.* 16 (2019) 1–16. doi:10.1590/1679-78255010.
- [133] B. Morys, Enlargement of Out-of-Round Wheel Profiles on High Speed Trains, *J. Sound Vib.* 227 (1999) 965–978. doi:10.1006/jsvi.1999.2055.
- [134] S. Kalay, A. Tajaddini, A. Reinschmidt, A. Guins, Development of performance-based wheel-removal criteria for North American Railroads, w: Proc. 11th Int. Wheel. Congr., Paris, 1995: s. 227–233.
- [135] J. Martinez-Casas, L. Baeza, E. Di Gialleonardo, S. Bruni, Dynamic model of the track-vehicle interaction on curves, w: M. Rosenberger, Ma. Pflöhl, K. Six, J. Edelmann (red.), Proc. 24th Symp. Int. Assoc. Veh. Syst. Dyn. (IAVSD 2015), CRC Press, 2015: s. 1085–1092.
- [136] A. Johansson, C. Andersson, Out-of-round railway wheels—a study of wheel polygonalization through simulation of three-dimensional wheel–rail interaction and wear, *Veh. Syst. Dyn.* 43 (2005) 539–559. doi:10.1080/00423110500184649.
- [137] PN-K-92012 Tabor tramwajowy. Zestawy kołowe. Wymagania i badania.
- [138] D. Yamamoto, Tangential Force Characteristics of Wheel/Rail Interface with Machined Surface: Improvement of Running Safety, w: J. Pombo (red.), Proc. Second Int. Conf. Railw. Technol. Res. Dev. Maint., Civil-Comp Press, Strilingshire, 2014. doi:10.4203/ccp.104.160.
- [139] M.J.M.M. Steenbergen, The role of the contact geometry in wheel–rail impact due to wheel flats, *Veh. Syst. Dyn.* 45 (2007) 1097–1116. doi:10.1080/00423110701199982.
- [140] T.X. Wu, D.J. Thompson, A hybrid model for the noise generation due to railway wheel flats, *J. Sound Vib.* 251 (2002) 115–139. doi:10.1006/jsvi.2001.3980.
- [141] L. Han, L. Jing, K. Liu, A dynamic simulation of the wheel–rail impact caused by a wheel flat using a 3-D rolling contact model, *J. Mod. Transp.* 25 (2017) 124–131. doi:10.1007/s40534-017-0131-0.
- [142] M.J.M.M. Steenbergen, The role of the contact geometry in wheel-rail impact due to wheel flats: Part II, *Veh. Syst. Dyn.* 46 (2008) 713–737. doi:10.1080/00423110701584027.
- [143] R. Dukkipati, R. Dong, Impact Loads due to Wheel Flats and Shells, *Int. J. Veh. Mech. Mobil.* 3114 (1999) 1–22. doi:10.1076/vesd.31.1.1.2097.
- [144] A. Ekberg, E. Kabo, H. Andersson, Predicting rolling contact fatigue of railway wheels, 13th Int. Wheel. Congr. (2001).
- [145] K. Sawley, H. Wu, The formation of hollow-worn wheels and their effect on wheel/rail interaction, *Wear.* 258 (2005) 1179–1186. doi:10.1016/j.wear.2004.03.029.
- [146] K. Sawley, C. Urban, R. Walker, The effect of hollow-worn wheels on vehicle stability in straight track, *Wear.* 258 (2005) 1100–1108. doi:10.1016/j.wear.2004.03.058.
- [147] S. Finke, T. Piechowiak, K. Bryk, A. Sienicki, Proposal to modify the wheel profile of Poznan Fast Tram, *Rail Veh.* (2016) 46–54.
- [148] V.L. Markine, I.Y. Shevtsov, C. Esveld, An inverse shape design method for railway wheel profiles, *Struct. Multidiscip. Optim.* 33 (2007) 243–253. doi:10.1007/s00158-006-0049-3.
- [149] K.L. Johnson, The Strength of Surfaces in Rolling Contact, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C Mech. Eng. Sci.* 203 (1989) 151–163. doi:10.1243/PIME_PROC_1989_203_100_02.