

dr inż. Robert Konowrocki

Instytut Podstawowych Problemów Techniki, PAN
ul. Pawińskiego 5B, 02-106 Warszawa, Polska

Instytut Kolejnictwa

ul. Chłopickiego 50, 04-275 Warszawa, Polska
e-mail: rkonow@ippt.pan.pl

mgr inż. Andrzej Chojnacki

Instytut Kolejnictwa

ul. Chłopickiego 50, 04-275 Warszawa, Polska
e-mail: achojnacki@ikolej.pl

Analiza niezawodności eksploatacyjnej pojazdów szynowych w aspekcie bezpieczeństwa przed wykołaceniem w oparciu o różne metody wyznaczania kryterium oceny

Słowa kluczowe: bezpieczeństwo eksploatacji, dynamika pojazdów szynowych, wykołecenie, badania numeryczne i eksperymentalne

Streszczenie: W pracy pokazano rezultaty badań komputerowych i eksperymentalnych dotyczących zagadnień eksploatacji w aspekcie bezpieczeństwa w odniesieniu do wykołecenia wagonu towarowego na torze kolejowym. Przybliżono w nim stan wiedzy dotyczącej metod oceny bezpieczeństwa eksploatacji pojazdów szynowych na kolejowych liniach szynowych, w celu ich analizy porównawczej. W pracy wykonano analizy teoretyczne bazując na kilku metodach, które oceniają bezpieczeństwo ich wykołecenia, kwalifikując się do niezawodność eksploatacyjnej, porównując je z wynikami otrzymanymi z badań eksperymentalnych. Na potrzeby przeprowadzanych badań powstał komputerowy model pojazd szynowy - tor kolejowy. Uwzględnił on parametry dynamiczne elementów zastosowanych w rzeczywistym torze oraz pojeździe szynowym. Otrzymane z teoretycznych analiz wyniki zwalidowano testami eksperymentalnymi wykonanymi na rzeczywistych obiektach (pojazd towarowy - tor testowy, wagon towarowy - stanowisko badawcze). W ramach badań zaproponowano nową geometrię toru testowego do badań pojazdów szynowych. Uzyskane wyniki pozwoliły określić stan zagrożenia eksploatacji wagonu towarowego podczas jazdy po testowej infrastrukturze szynowej przy różnych kryteriach oceny oraz je porównać.

1. Wstęp

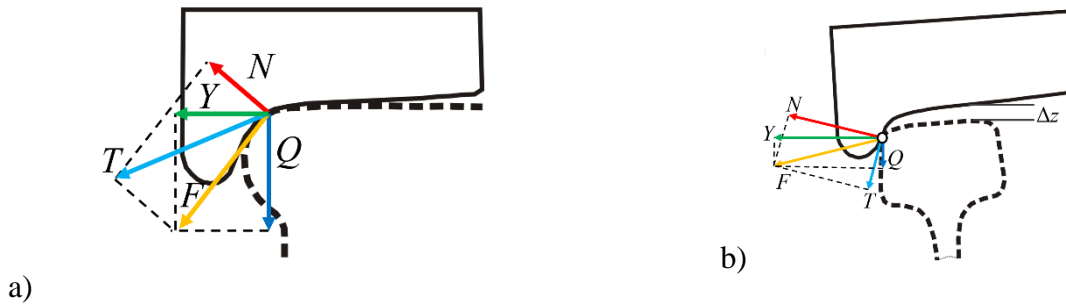
Problematyka bezpieczeństwa i niezawodności ruchu pojazdów szynowych w badaniach naukowych stale jest rozwijana [41]. Procesy zmierzające do podniesienia poziomu niezawodności eksploatacyjnej oraz bezpieczeństwa uwzględniane są już na etapie ich projektowania. Światowe trendy dotyczące tych kwestii wymagają wykorzystywania teorii niezawodności bezpieczeństwa i niezawodności funkcjonowania takich pojazdów [29, 34, 39]. Teoria bezpieczeństwa powstała w latach dziewięćdziesiątych, aby przeciwdziałać ryzykom awarii i wypadków, które mogą prowadzić nie tylko do przerwania funkcjonowania danego systemu technicznego, ale także utraty zdrowia i życia ludzi lub innych szkód [21]. W przypadku pojazdów szynowych wykołecenie jest najczęstszym rodzajem wypadków kolejowych wywołujących jednocześnie ryzyko degradacji infrastruktury, uszkodzenia taboru, przewożonego towaru, zakłócenia świadczenia usług, a także szkody w środowisku (przewóz

niebezpiecznych materiałów) [16, 18]. Wobec powyższego wyznaczenie ryzyka wystąpienia pod względem tego zjawiska są kluczowe podczas badań pojazdów szynowych. Na etapie projektowania takich pojazdów prowadzone są analizy i badania teoretyczne prognozujące wpływ parametrów pojazdu na oddziaływanie z torem [1, 9, 28] oraz bezpieczeństwo, monitoring i niezawodność podczas jazdy związanej z wykolejeniem [6, 7]. Kontynuuje się je doświadczalnie jako badania dopuszczeniowe podczas kwalifikacji pojazdu do eksploatacji oraz po znaczących naprawach/modernizacjach eksploatowanych pojazdów szynowych [11, 35]. Bezpieczeństwo przed wykolejeniem jest jednym z zasadniczych kryterium oceny niezawodności ruchu pojazdów szynowych [40].

Wielu badaczy wciąż zajmuje się tematyką bezpieczeństwa pojazdów szynowych [10, 48, 49]. W wielu przypadkach głównym mechanizmem wywołującym wykolejenia pociągu jest utrata stabilności bocznej pojazd kolejowego [6, 24, 43]. Wywołuje to wzrostem wartości siły poprzecznej w strefie kontaktu koło-szyna. Może to być wynikiem różnych warunków skutkujących utratą bocznego prowadzenia, zapewnionego przez tor podczas normalnej pracy pojazdu. Należy tu wymienić: wznoszenie się obrzeża koła, poszerzenie rozstawu szyn, pochylenie szyn, stanu toru [49, 50] oraz zmniejszenie sztywność poprzecznej systemu przytwierdzenia do podkładów [20]. Oprócz badań teoretycznych prowadzone są także badania eksperymentalne wykolejenia wagonów towarowych [42, 50], w których analizowano dopuszczalne względne odciążenie koła zestawu kołowego $\lim \Delta q$. Wykazały one, że może się on zawierać w przedziale $0,62 \leq \lim \Delta q \leq 0,84$. W większości przypadków do analiz bezpieczeństwa służą kryteria oceny opierające się o wartości wskaźników wykolejenia Y/Q , odciążenia kół oraz ich wzniosu Δz . Na podstawie przeglądu literatury można dokonać podziału metodologii bezpieczeństwa przed wykolejeniem pojazdów szynowych przy różnych kryteriach oceny. Wymienić tutaj należy:

1. Kryterium graniczne Y/Q Nadala dla pojedynczego koła – obowiązujące dla małych prędkości przejazdu przez łuki toru [10].
2. Kryterium graniczne sumy osi Y/Q Weinstock [48].
3. Limit czasu CHXI 50 milisekund - Stowarzyszenie Kolei Amerykańskich, U.S. [12].
4. Kryterium czasu trwania Y/Q - zaproponowane przez Japońskie Koleje Państwowe [32].
5. Kryterium czasu trwania Y/Q - proponowane przez Dział Elektromotoryczny General Motors (EMD) [25].
5. Kryterium wysokości wznoszenia kół - zaproponowane przez Transportation Technology Center, Inc. (TTCI) [47].

Istnieje kilka przyczyn wystąpienia ryzyka wykolejenia pojazdu szynowego. Jeden z głównych scenariuszy wykolejenia jest realizowany, gdy podczas ruchu pojazdu duża siła boczna działająca na zestaw kołowy prowadzi do kontaktu obrzeża koła z szyną. W wyniku tego kontaktu koło szybko wspina się po szynie i po osiągnięciu maksymalnej wartości kąta obrzeża zestaw kołowy wykoleja się. Wznoszenie koła wywołujące wykolejenie jest związane z przekroczeniem wartości granicznej stosunku wartości składowych siły bocznej Y do siły pionowej Q na styku koło-szyna, patrz Rys. 1. W takim przypadku stosunek sił Y/Q jest zwykle nazywany współczynnikiem wykolejenia.



Rys. 1. Składowe sił w kontakcie koło-szyna na prostej (a) i na łuku toru (b): siły poprzeczne (Y) i pionowa (Q), siła normalna (N), boczna siła tarcia toczonego (F), pochylenia obrzeża (γ), (Δz) wznios koła

Wartości składowych sił prezentowanych na rysunku 1 można określić z zależności (1)

$$\begin{aligned} Y &= F \cos(\gamma) + N \sin(\gamma) = Y_{\cos} + Y_{\sin} \\ Q &= -F \sin(\gamma) + Q \cos(\gamma) = Q_{\cos} + Q_{\sin} \end{aligned} \quad (1)$$

Kryterium opracowane przez Nadala [10] określające współczynnik wykołowania bazuje na wartości współczynnika tarcia μ pomiędzy kołem a szyną oraz kącie pochylenia obrzeża γ . Matematycznie określa je zależność (2). Kryterium to jest łatwe do wdrożenia i dlatego jest szeroko stosowane do oceny bezpieczeństwa przed wykołowaniem.

$$\frac{|Y|}{|Q|} < \frac{tg\gamma - \mu}{1 + \mu tg\gamma} \quad (2)$$

W szczególności powyższe kryterium jest stosowane do oceny ryzyka wykołowania poprzez wzniesienie obrzeża w karcie UIC 518 [46] i normie europejskiej EN14363 [11]. Główną modyfikacją przyjętą w tych dwóch dokumentach jest wymóg, aby stosunek Y/Q nie przekroczył zakładaną wartość krytyczną równą 1,2 w odstępnie 2 m dystansu przejazdu pojazdu w przypadku badań quasistatycznych.

Znany jest także inny znormalizowany [17] indeks stosowany do oceny dynamiki taboru związanego z bezpieczeństwem ruchu na torach o szerokości 1520 mm. Nazwany jest on współczynnikiem bezpieczeństwa stabilności zestawu kołowego przed wykołowaniem w przypadku toczenia kołnierza koła przy/po główce szyny i oznaczany przez k_z . Wyznacza się go z zależności (3). Współczynnik ten jest modyfikacją matematyczną zależności (2) i jego maksymalna dopuszczalna wartość dla wagonów towarowych wynosi 1,3 [17].

$$k_z < \frac{tg\beta - f_{FR}\mu}{1 + f_{FR} \cdot tg\beta} \cdot \frac{P_v}{Y} \geq [k_z] \quad (3)$$

gdzie: β jest kątem nachylenia stożkowej części powierzchni kołnierza koła do poziomej linii odniesienia, f_{FR} opisuje współczynnik tarcia ślizgowego w trefie kontaktu koła i szyny, P_v i Y są odpowiednio pionową i poziomą składową sił oddziaływania koła na szynę.

Celem niniejszej pracy jest analiza oceny bezpieczeństwa a tym samym niezawodności eksploatacyjnej pojazdów szynowych pod względem wykołowania, jak również propozycja nowej geometrii toru testowego, który uwzględni wichrowatość toru na bazie wózka i bazie pojazdu. Taki tor umożliwi podczas jednego przejazdu pojazdu szynowego określenie wskaźników bezpieczeństwa przed wykołowaniem, bez potrzeby wykonywania dodatkowych testów na stacjonarnych stanowiskach opisanych w drugiej sekcji pracy.

2. Metody oceny ryzyka i bezpieczeństwa przed wykolejeniem stosowane podczas badań eksperymentalnych

Nowe konstrukcje pojazdów szynowych, które zostaną dopuszczone do eksploatacji na terytorium Unii Europejskiej, powinny spełniać zasadnicze wymagania podane w Technicznych Specyfikacjach Interoperacyjności (TSI). Jednym z wymagań jest sprawdzenie, czy dany pojazd może być bezpiecznie eksploatowany na torach. Zarówno TSI dotyczące wagonów towarowych, jak i TSI dotyczące lokomotyw i pojazdów pasażerskich, za dowód bezpieczeństwa uznaje spełnienie wymagań podanych w normie EN 14363:2005 (obecnie obowiązujące wydanie normy to EN 14363:2016 [11] – w Polsce przyjęta do stosowania i oznaczona jako PN-EN 14363+A1:2019-02). Przed ustanowieniem ww. normy badania ryzyka i bezpieczeństwa przed wykolejeniem wagonów towarowych wykonywano w oparciu o wymagania podane w raporcie ERRI (ORE) [40]. Dla oceny bezpieczeństwa jazdy po zwichrowanym torze innych pojazdów szynowych nie opracowano odrębnych wymagań. W związku z tym, raport [40] był wykorzystywany również do wyznaczenia współczynnika bezpieczeństwa jazdy po zwichrowanym torze tych pojazdów. Norma [11] odnosi się zarówno do badań quasistatycznych (prędkość badanego pojazdu szynowego nie przekracza 10 km/h), jak i badań dynamicznych (przewidziane dla pojazdów o dopuszczalnej prędkości powyżej 60 km/h). W omawianym dokumencie wymienione są 3 metody badania bezpieczeństwa jazdy po zwichrowanym torze.

Metoda 1 – badanie pojazdu podczas przejazdu przez zwichrowany tor. W tym przypadku jako stanowisko pomiarowe używany jest tor o stałym promieniu łuku $R = 150$ m. Wichrowatość toru realizowana jest poprzez zmianę wysokości położenia szyny zewnętrznej (przechyłka toru dodatnia i ujemna). Niezbędna w badaniu wichrowatość toru wynosi 3 ‰ na odcinku o długości 30 m. Dodatkowo budowa toru powinna odzwierciedlać normalne warunki typowego toru z uwzględnieniem profilu szyny, szerokości toru i stanu utrzymania. W trakcie badań nie mogą występować siły wzdłużne w składzie pociągu a sam pojazd nie może być hamowany. Przejazd przez łuk realizowany jest poprzez pchanie lub ciągnięcie pojazdu. Badania są prowadzone na szynach suchych, aby współczynnik tarcia między powierzchnią koła i szynie był największy. Poprzedni dokument Raport ORE [40] dotyczący badań bezpieczeństwa i dynamiki jazdy wagonów towarowych po zwichrowanym torze zalecał, aby przed rozpoczęciem badań tor przemyć rozpuszczalnikiem technicznym. W kolejnym etapie przygotowań toru wymagane było posypanie szyny drobnym piaskiem, a następnie zmiecenie go z powierzchni główki szyny. Tak przygotowany tor zapewniał duży współczynnik tarcia między kołem a szyną.

Europejska norma [11] podaje zależności matematyczne, z których należy wyznaczyć wymaganą w badaniach bezpieczeństwa wichrowatość na bazie wózka i bazie pojazdu. W przypadku, gdy jest ona większa od 3 ‰ należy, w odpowiedni sposób, przygotować pojazd. Można to zrealizować np. za pomocą podkładek umieszczonych pod usprężynowaniem pojazdu. Wskazówki dotyczące obliczeń grubości podkładek i ich rozmieszczenia zamieszczono w załączniku normy EN 14363. Przed rozpoczęciem badań bezpieczeństwa należy wyznaczyć na pojeździe pionowe naciski kół. Następnie badanie należy tak zaplanować, aby koło o najmniejszym pionowym nacisku było kołem prowadzącym, czyli kołem atakującym szynę zewnętrzną na łuku pomiarowym. W przypadku nie spełnienia tej wytycznej, należy doprowadzić do takiego stanu umieszczając dodatkowe podkładek pod usprężynowaniem w innej lokalizacji.

W czasie badań wymagane jest wykonanie minimum 3 prób przejazdu pojazdu przez łuk ze stałą prędkością nie przekraczającą 10 km/h. Parametrami mierzonymi podczas nich są: siły prowadzące na wewnętrznym i zewnętrznym kole badanego pojazdu Y_i , Y_a , siły pionowego

nacisku na wewnętrznym i zewnętrznym kole badanego pojazdu Q_i , Q_a , kąt nabiegania zestawu prowadzącego α , uniesienie koła prowadzącego Δz w całym łuku. Wymienione parametry mogą być mierzone przez urządzenia umieszczone w torze lub na pojeździe. W przypadku, gdy urządzenia pomiarowe umieszczone są w torze to ich lokalizacja powinna znajdować się na zwichrowanym odcinku toru. Szczegółowe wytyczne można znaleźć w normie EN 14363:2016 [11], a przykład lokalizacji punktów pomiarowych na łuku toru testowego zamieszczono na rysunku 6. Uniesienie koła prowadzącego Δz należy rejestrować w sposób ciągły. Pomiary sił (Y_i , Q_i) na szynie wewnętrznej oraz kąt nabiegania zestawu prowadzącego α służą jedynie do weryfikacji współczynnika tarcia między powierzchnią koła a szyną. Na podstawie zmierzonych wartości sił pionowych Q_a i poprzecznych Y_a z poszczególnych punktów pomiarowych na łuku toru wyznaczono współczynniki bezpieczeństwa jazdy $(Y/Q)_a$ w poszczególnych przekrojach pomiarowych. Oceniano maksymalną wartość współczynnika bezpieczeństwa jazdy po zwichrowanym torze $(Y/Q)_{a,max}$. Pojazd uznaje się za bezpieczny, jeżeli spełniony jest warunek (4).

$$(Y/Q)_{a,max} \leq (Y/Q)_{lim} . \quad (4)$$

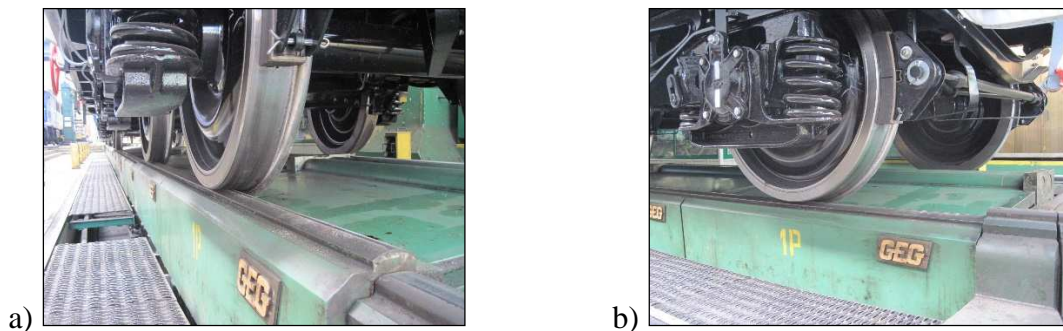
Zgodnie z kryterium Nadal'a, dla koła o kącie pochylenia obrzeża 70° i współczynnika tarcia koła o szynę $\mu = 0,36$ warunek ten wynosi czyli $(Y/Q)_{a,max} > (Y/Q)_{lim}$. W przypadku, gdy wartość graniczna $(Y/Q)_{lim}$ jest przekroczona sprawdzeniu należy poddać uniesienie koła nad główkę szyny. Jeżeli warunek $\Delta z_{max} \leq \Delta z_{lim}$ (gdzie: $\Delta z_{lim} = 0,005$ m) jest spełniony oznacza to, że pojazd faktycznie nie uległ wykolejeniu. Dlatego też pojazd może zostać uznany za bezpieczny jeżeli spełnia dodatkowo następujące warunki: kąt obrzeża nie przekracza 70° w żadnym położeniu profilu, należy udokumentować, że zewnętrzna szyna jest sucha i nie ma na niej pozostałości smaru i ciał obcych, badanie było przeprowadzone przynajmniej 3 razy i w każdym przypadku warunek $\Delta z_{max} \leq \Delta z_{lim}$ został spełniony.

Zatem, jako ostateczne kryterium oceny bezpieczeństwa przejazdu pojazdu przez tor zwichrowany jest spełnienie kryterium uniesienie koła prowadzącego $\Delta z_{max} \leq \Delta z_{lim}$.

Metoda 2 analizy ryzyka wykolejenia pojazdu szynowego dotyczy badań przeprowadzonych na stanowisku symulującym oddziaływanie na pojazd toru zwichrowanego oraz przejazd badanego pojazdu przez tor badawczy bez wichrowatości. Do oceny bezpieczeństwa jazdy po zwichrowanym torze, w oparciu o metodę 2 - opisaną w normie [11], należy użyć dwóch stanowisk badawczych. Pierwsze to specjalne stanowiska do wichrowania, na którym to zostaje wyznaczony minimalny nacisk koła Q_a podczas przejazdu przez tor zwichrowany. Drugie stanowisko to tor o promieniu $R = 150$ m bez przechyłki. Na tym stanowisku jest wyznaczana maksymalna siła prowadząca Y_a zestawu kołowego. Za podstawę do wyznaczenia granicznych wichrowatości używane są te same zależności, które opisano w metodzie 1. Z uwagi na fakt, że w rzeczywistości dopuszczalne jest uniesienie koła do $\Delta z = 0,005$ m, zależności na graniczne wichrowatości, w badaniu stanowiskowym, są zredukowane.

Stanowisko używane do pomiarów nacisków kół Q_{jk} (j - oznacza numer zestawu kołowego, k - stronę pojazdu) musi być wyposażone w urządzenia służące do ich unoszenia i opuszczania. Niezależne przemieszczenie kół powinno być realizowane przynajmniej na dwóch zestawach kołowych jednego wózka. W trakcie wichrowania mierzone jest przemieszczenie Δz_{jk} kół w sposób ciągły oraz siły nacisku Q_{jk} wszystkich kół. Na podstawie obróbki danych, uwzględniając siły spowodowane łącznym wichrowaniem nadwozia i wózka, niecentrycznością ich środków ciężkości, włączając w to tarcie i odchyłki, zostaje wyznaczona minimalna siła pionowego nacisku koła $Q_{jk,min}$. Na Rys 2. przedstawiono przykładowe

przemieszczenie kół podczas wchrowania pojazdu, wykonywane w celu określenia wartości sił nacisku poszczególnych kół na toki szynowe. Proces ten wykonywany na stanowisku symuluje zmianę nacisków kół podczas przejazdu pojazdu przez tor zwichrowany.



Rys. 2. Pozycje wahaczy modułów pomiarowych podczas przeprowadzanych badań siły nacisku kół wagonu towarowego – wchrowanie wagonu towarowego, (a) przemieszczenie koła w górę względem zerowego poziomu główki szyny (b) przemieszczenie koła w dół względem zerowego poziomu główki szyny

W przypadku wyznaczania maksymalnej siły prowadzącej Y_a tor powinien składać się z odcinka prostego i krzywizny o promieniu $R = 150$ m. Stanowisko pomiarowe nie powinno posiadać krzywej przejściowej, przechyłki i wchrowatości. Podobnie jak w metodzie 1, budowa toru powinna odzwierciedlać normalne warunki typowego toru z uwzględnieniem profilu szyny, szerokości toru i stanu utrzymania. Jazdy pomiarowe należy tak zaplanować, aby koło o najmniejszym pionowym nacisku było kołem prowadzącym. W metodzie tej należy zniwelować powstawanie siły wzdłużnej na skład pociągu, a badany pojazd nie może być hamowany. Badania należy przeprowadzić minimum 3 razy z prędkością nie przekraczającą 10 km/h. Wielkościami mierzonymi podczas tego testu na łuku pomiarowy są: siły prowadzące na wewnętrznym i zewnętrznym kole badanego pojazdu Y_i , Y_a , siła pionowego nacisku na wewnętrznym kole badanego pojazdu Q_i oraz kąt nabiegania zestawu prowadzącego α . Powyższe parametry mogą być mierzone przez urządzenia umieszczone w torze lub na pojeździe. W przypadku, gdy urządzenia pomiarowe umieszczone są w torze to ich lokalizacja znajduje się w dwóch strefach. Pierwsza strefa znajduje się na początku łuku w odległości powyżej 3 m aż do $2a^*$ ($2a^*$ - odległość środków wózków lub odległość osi w pojazdach bezwózkowych). Lokalizacja tej strefy zapewnia pomiar sił podczas obrotu wózka względem pudła, co jest bardzo istotne przy takich konstrukcjach pojazdów. W strefie tej przewidziano minimum 3 punkty pomiarowe. Kolejna strefa pomiarowa powinna być tak usytuowana, tak aby cały pojazd znajdował się w łuku. Początek strefy należy umieścić w odległości powyżej $2a^+ + 2a^*$ ($2a^+$ - rozstaw skrajnych zestawów kołowych w wózku) licząc od początku łuku. Również strefa ta powinna zawierać minimum 3 punkty pomiarowe.

Podczas realizacji tej metody badań siły prowadzące Y_i i Y_a należy rejestrować dla każdej pozycji pomiarowej. Ich ocena dokonywana jest przy pomocy wartości średniej $Y_{i,med}$ i $Y_{a,med}$ z punktów pomiarowych oddzielnie dla każdej ze stref pomiarowych. Kierunek siły Y_i w większości przypadków jest przeciwny do siły Y_a . Mając na uwadze mierzone parametry, takie jak sił (Y_i , Q_i) na szynie wewnętrznej i kąt nabiegania zestawu prowadzącego α zakłada się, że współczynnik tarcia między kołem a szyną jest bliski wartości granicznej tarcia koła o szynę. Zatem tor przed badaniami należy przygotować podobnie, jak to opisano w metodzie 1.

Ocenę spełnienia wymagań bezpieczeństwa, a tym samym minimalizacji ryzyka wykołowania, podczas jazdy po zwichrowanym torze należy wykonać dla każdego zestawu

kołowego. W tym przypadku, wg normy EN 14363:2016 [11], wykorzystujemy zależności (5) i (6) określające wartość współczynnika wykolejenia oraz jego limit.

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{ja} = \frac{Y_{ja,med}}{Q_{jk,min} + \Delta Q_{jH}}, \quad (5)$$

gdzie: $Y_{ja,med}$ oznacza quasistatyczną siłę prowadzącą określoną na podstawie przejazdu pojazdu przez łuk o promieniu $R = 150$ m, $Q_{jk,min}$ jest minimalną siłą pionowego nacisku obliczoną na podstawie próby wichrowania, ΔQ_{jH} reprezentuje zmianę siły pionowego nacisku koła spowodowaną momentem sił prowadzących. Kryterium oceny ryzyka wykolejenia w tym przypadku przyjmuje postać formuły (6).

$$(Y/Q)_{ja} \leq (Y/Q)_{lim}, \quad (6)$$

zgodnie z podejściem prezentowanym przez Nadal'a, dla koła o kącie pochylenia obrzeża 70° i współczynnika tarcia koła o szynę $\mu = 0,36$. Graniczna wartość współczynnika wykolejenia wynosi $(Y/Q)_{lim} = 1,2$.

Metoda 3, zaczerpnięta z normy [11], dotyczy testów pojazdu na stanowisku do wichrowania i stanowisku do pomiaru momentu oporowego wózka względem nadwozia. Może być ona użyta do badania pojazdów zbudowanych w konwencjonalnej technologii, czyli pojazdy które są eksploatowane w normalnych warunkach i odpowiadają całkowicie lub ich części konstrukcyjne związane z zachowaniem własności biegowych odpowiada ustalonemu poziomowi wiedzy. W tym przypadku są to pojazdy z wózkami dwuosiowymi, dwa wózki na pojazd oraz przy kącie pochylenia obrzeża koła γ w zakresie 68° a 70° . W związku z powyższym, metody tej nie można zastosować do pojazdów z wspólnym wózkiem oraz do pojazdów szynowych wyposażonych w wózki trzyosiowe.

Do oceny bezpieczeństwa jazdy po zwichrowanym torze oraz ryzyka wystąpienia wykolejenia, w oparciu o metodę 3, należy użyć dwóch stanowisk badawczych, tzn. stanowiska do pomiaru nacisków kół i stanowiska do pomiaru momentu oporowego wózka względem nadwozia. Stanowisko używane do pomiarów nacisków kół, podobnie jak w metodzie 2, powinno być wyposażone w urządzenia służące do unoszenia i opuszczania kół. Niezależne przemieszczenie kół musi być realizowane przynajmniej na dwóch zestawach kołowych jednego wózka. Wymagana w badaniach wichrowatość toru jest wyznaczana z takich samych zależności jak w metodzie 1. Zatem zakres przemieszczania kół podczas pomiarów nacisków kół w metodzie 3 jest większy od zakresu wyznaczonego w metodzie 2. Algorytm przemieszczania kół pojazdu jest taki sam jak w metodzie 2. W trakcie wichrowania mierzone jest przemieszczenie Δz_{jk} kół oraz siły nacisku Q_{jk} wszystkich kół w sposób ciągły. Na podstawie tych danych wyznaczony zostaje pionowy nacisk badanego koła Q_0 na poziomym torze oraz spadek nacisku koła ΔQ wywołany maksymalną wichrowatością.

Drugi etap badań związany z pomiarem momentu oporowego wózka względem nadwozia realizowany jest na stanowisku stacjonarnym. Takie stanowisko umożliwia obrót wózka w lewo i w prawo względem nadwozia o zadany kąt. Wymagana prędkość obrotu stanowiska jest stała i wynosić $1^\circ/s$ w zakresie 75% kąta skręcenia wózka względem nadwozia. Ze względu na obciążenie wagonu ładunkiem podczas eksploatacji, pomiary momentu oporowego wózków względem nadwozia powinny być przeprowadzone dla pojazdu w stanie próżnym i ładownym. Podczas badań wózek powinien być połączony z nadwoziem pojazdu za pomocą wszystkich przewidywanych połączeń. Istotą tej metody jest wyznaczenie stosunku odciążenia koła prowadzącego do siły pionowego nacisku przy braku wichrowatości oraz współczynnika X , charakteryzującego zachowanie się wózka na łukach o małym promieniu.

Dopuszczalne wartości ww. parametrów opisują zależności (7) i (8). Zgodnie z normą EN 14363:2016 [11] pojazd uznaje się za bezpieczny jeżeli spełnia jednocześnie dwa kryteria.

$$\frac{\Delta Q}{Q_0} \leq 0,6, \quad (7)$$

gdzie: ΔQ jest odchyłką od Q_0 w warunkach maksymalnej wichrowatości, Q_0 określa średnią siłą pionowego nacisku koła badanego zestawu na poziomym torze oraz wskaźnik X dla wagonów towarowych zależy od obciążenia osi. Współczynnik X należy wyznaczyć z zależności (8).

$$X = \frac{M_{z,Rmin}}{2a^+2Q_0}, \quad (8)$$

gdzie: $M_{z,Rmin}$ – wartość momentu oporowego wózka względem nadwozia dla kąta $\psi = a^*/R_{min}$, $2a^+$ – rozstaw zestawów kołowych w wózku (baza wózka Y25 wynosi 1,8 m), $2Q_0$ – nacisk badanego zestaw kołowego. W przypadku wagonów towarowych wartość kryterialną współczynnika X wyznaczono z wykresu prezentującego graniczną wartość współczynnika X w zależności od nacisku osi na tor $2Q_0$ (Rys. 5).

3. Badania eksperymentalne

3.1 Obiekt badań

Do badań eksperymentalnych wykorzystano typowy wagon węglarkę serii Eanoss wyposażony w dwa standardowe wózki rodziny Y25. Badany pojazd jest przeznaczony do przewozu kruszywa, węgla i materiałów sypkich. Jego eksploatacja może odbywać się na torach o szerokości 1,435 m. Parametry geometryczne wagonu to: całkowita długość ze zderzakami LUP = 14,04 m, maksymalna szerokość 3,038 m, natomiast maksymalna wysokość to 3,43 m. Masa badanego wagonu wynosiła 20,3 t. Wagon został zaprojektowany do maksymalnego obciążenia zestawu kołowego 22,5 t, czyli do masy brutto wynoszącej 90 t. W stanie próżnym eksploatacja wagonu może odbywać się z maksymalną prędkości 120 km/h, natomiast w stanie ładownym do 100 km/h.

Parametry niezbędne do dowodu, że wagon może być bezpiecznie eksploatowany to: rozstaw czopów skrzętu $2a^* = 9,0$ m, rozstaw zestawów kołowych w wózku $2a^+ = 1,8$ m.

3.2 Opis metody badań

W celu sprawdzenia czy badany wagon węglarka serii Eanoss może być bezpiecznie eksploatowany wykorzystano opisaną w normie EN 14363:2016 metodę nr 3.

Podczas badań eksperymentalnych wagonu towarowego użyto dwóch stanowisk stacjonarnych. W pierwszym etapie badań było to stanowisko do pomiarów nacisków kół, natomiast w drugim stanowisko do pomiaru momentu oporowego wózków względem nadwozia.

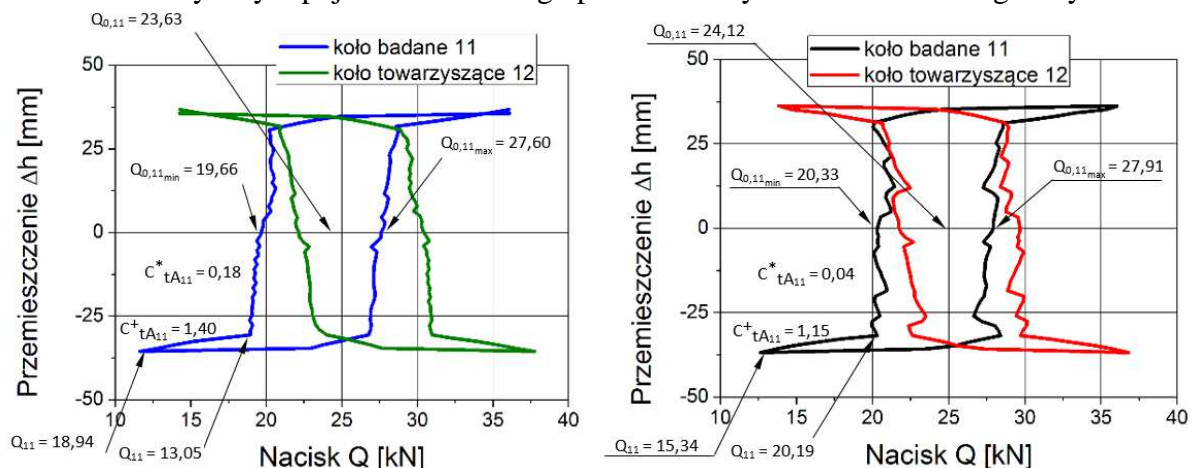
Pomiary nacisków kół przeprowadzono na stanowisku TENSAN-PLW, które charakteryzuje się możliwością niezależnego przemieszczania poszczególnych kół. Na omawianym stanowisku Instytut Kolejnictwa posiada własne oprogramowanie, za pomocą którego podczas badań realizowane jest pionowe wymuszenie poszczególnych kół, w czasie którego prowadzona jest rejestracja ich nacisków oraz przemieszczenia pionowego. Użyte do badań oprogramowanie zostało napisane w oparciu o wytyczne do wichrowania pojazdów podane w normie EN 14363:2016.

Stanowisko TENSAN-PLW charakteryzuje się specjalistycznymi modułami pomiarowymi, w skład których wchodzi ułożyskowane w osi toru wahacze widoczne na rysunku 2. Ich przemieszczania, względem zerowego poziomu toru, wymuszone są przez siłowniki hydraulicznych. Lokalizacja modułów pomiarowych oraz ich długość umożliwia

ustawienie na nich każdego koła pojazdu oddzielnie, a tym samym pozwala na indywidualny pomiar nacisku każdego z nich (Rys. 2). Całkowita długość stanowiska wynosi 22,22 m. Zakres maksymalnego pionowego nacisku na pojedynczy wahacz pomiarowy wynosi $Q = 200$ kN a przemieszczenie wahacza mieści się w zakresie $\Delta h = \pm 0,07$ m. W przypadku pomiarów nacisków kół pojazdów przegubowych, których długość jest większa od długości stanowiska, tor przed stanowiskiem i za stanowiskiem jest zniwelowany, co pozwala uzyskać pionową różnicę położenia szyn.

3.3 Pomiary i otrzymane wyniki

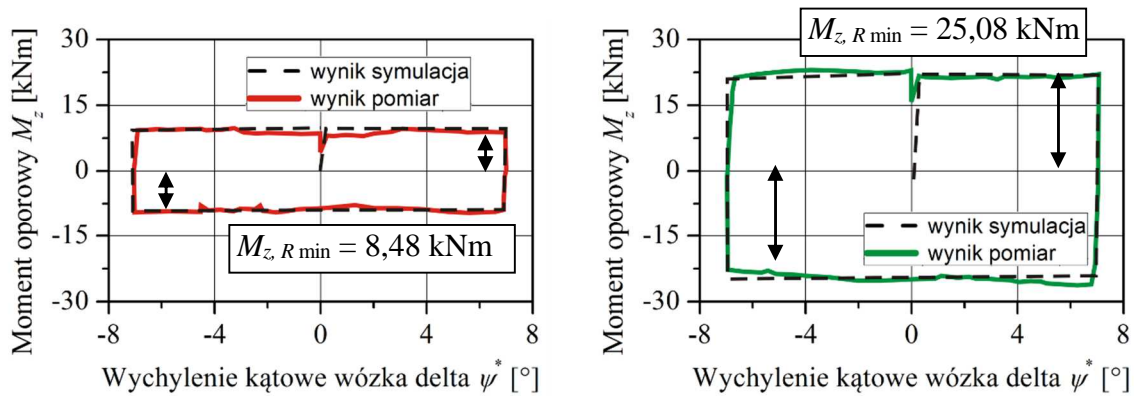
Podczas badań rozpatrywanego wagonu węglarki serii Eanoss naciski kół mierzono w trakcie przemieszczania poszczególnych kół w górę i w dół z neutralnego poziomu toru. Przeprowadzono dwie próby wichrowania, tj. badanie na nieruchomym zestawie kołowym (zestaw badany, który podlega ocenie nie ulega przemieszczeniu podczas badań, przemieszczane są koła w drugim wózku) i badanie na ruchomym zestawie kołowym (zestaw badany jest przemieszczany). W pracy w celu ograniczenia liczby jego stron zamieszczono tylko wyniki analizy sił koła pierwszego prawego wózka przedniego - wykresy na rysunku 3. Na ich podstawie określono minimalny i maksymalny nacisk koła ($Q_{0,jkx\ min}$ i $Q_{0,jkx\ max}$), występujący na poziomym torze podczas próby wichrowania. Ze średniej arytmetycznej otrzymanej z tych nacisków wyznaczono nominalny nacisk koła z wyeliminowaniem wpływu histerezy tarcia, który w analizowanym przypadku wyniósł $Q_{0,jkx}=24,12$ kN. Badania te pozwoliły także określić sztywności skrętne badanego pojazdu mierzone na bazie rozstawu czopów skrętu $C^*_{tA_{jk}}$ i osi w wózku $C^+_{tA_{jk}}$. Powyższe parametry posłużyły do wyznaczenia minimalnego nacisku koła podczas przejazdu pojazdu przez tor o danej wichrowatości. W dalszym etapie badań zostały one użyte w badaniach teoretycznych poprzez implementację ich w modelu numerycznym pojazdu towarowego prezentowanym w rozdziale 4 tego artykułu.



Rys. 3. Pomiary siły pionowej na stanowisku, wariant pomiar na nieruchomym (lewy) i ruchomym zestawie kołowym (prawy)

W kolejnym etapie badań opisanego powyżej wagonu było stanowisko do pomiaru momentu oporowego wózka względem nadwozia należące do Instytutu Kolejnictwa. Podczas testów maksymalny kąt obrotów stanowiska wynosił $\psi = \pm 10^\circ$, a prędkość obrotu stanowiska nastawiana była na trzy wartości tj. 0,2, 0,6, 1,0 [1°/s]. Finalnie, zgodnie z normą [11], do oceny brano pod uwagę wyniki zarejestrowane przy prędkości obrotu stanowiska równej 1,0 [1°/s]. Pozostałe pomiary, nie podlegające ocenie, służą jedynie do uzyskania odpowiedniej współpracy elementów ciernych połączenia właściwego pomiaru wózka z nadwoziem wagonu. Badaniu poddano wagon w stanie próżnym, jak i ładownym tj. z obciążeniem brutto 89,7 t.

Przy każdej prędkości obrotu wózka względem nadwozia i dla każdego obciążenia wagonu przeprowadzono po jednym pomiarze momentu oporowego wózka względem nadwozia. Otrzymane podczas badań eksperymentalnych i symulacyjnych wyniki momentu oporowego na czopie skrętu, przy dwóch wariatach obciążenia wagonu i prędkości obrotu 1,0 [1°/s], pokazano na wykresach (Rys. 4).

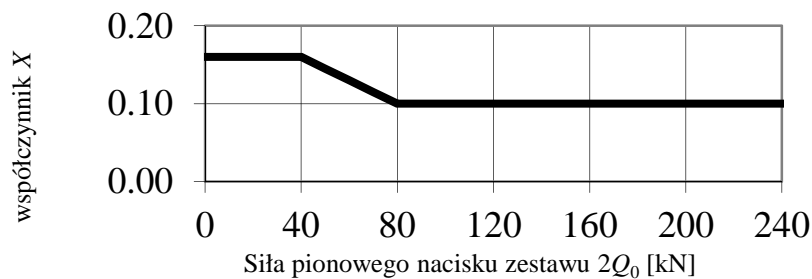


Rys. 4. Pomiar momentu oporowego wózka względem nadwozia wagonu towarowego, wagon próżny (lewy wykres), wagon ładowny (prawy wykres) prędkości pomiaru $V_{obr.} = 1,0 [^{\circ}/s]$

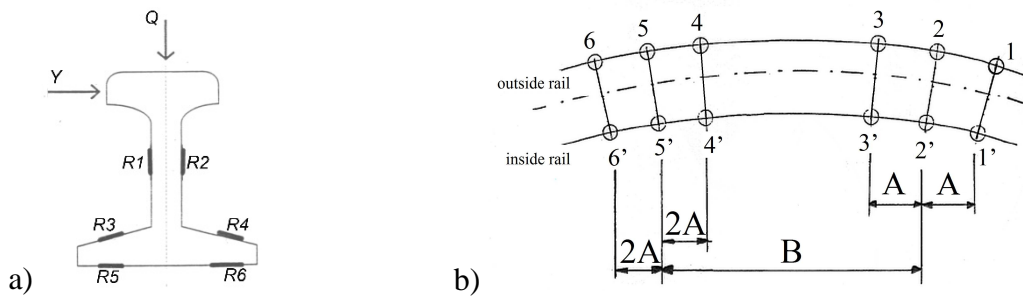
Wartości liczbowe momentu oporowego przy kilku prędkościach obrotowych oraz różnym obciążeniu pojazdu zamieszczono w tabelicy 1. Prezentowane wyniki otrzymano przy wykorzystaniu kryterium oceny wg granicznej wartości wskaźnika X (Rys. 5). W obu przypadkach obciążenia występuje wzrost momentu oporowego wraz ze zwiększeniem prędkości podczas obrotu. Wskazuje to na istotny wpływ tarcia o charakterystyce degresywnej między wózkiem a nadwoziem wagonu. Model numeryczny wagonu towarowego wykorzystany do badań symulacyjnych zamieszczonych na rysunkach 4 opisano w dalszej części pracy.

Tablica 1. Wyniki pomiarów momentu oporowego wagonu towarowego

typ wózka	stan wagonu	wartość momentu oporowego $M_{z, R \min}$ [kNm] przy różnych prędkościach pomiaru		
		$V_{obr.} = 0,2 [^{\circ}/s]$	$V_{obr.} = 0,6 [^{\circ}/s]$	$V_{obr.} = 1,0 [^{\circ}/s]$
Y25	próżny	9,54	8,72	8,48
	ładownym	26,07	25,94	25,08



Rys. 5. graniczna wartość współczynnika X dla pojazdów towarowych w zależności od nacisku osi na tor



Rys. 6. Lokalizacja układów tensometrycznych na szynie w jednym punkcie pomiarowym (a) oraz rozmieszczenie wszystkich przekrojów pomiarowych 1, 2, 3, 4, 5 i 6 na łuku toru testowego (b)

Wymienione powyżej stanowisko do dynamicznych badań wartości sił w strefie kontaktu koło-szyna stanowił tor badawczy ułożony w łuku o promieniu $R = 150$ m na długości 95 m. W torze tym zastosowano szyny typu S-49 o pochyleniu 1:40, zamocowane sprężysto do podkładów strunobetonowych INBK-7 przez system przytwierdzenia SB-3. Rozstaw podkładów wynosi 0,60 m, a w łuku zastosowano nominalne poszerzenie toru o wartości $e = 0,005$ m. Pomiar sił odbywa się na poziomie szyny przy użyciu stałoprądowych podwójnych mostków tensometrycznych (Rys. 6a) naklejonych na obie szyny, zlokalizowanych w przekrojach pomiarowych 1, 2, 3, 4, 5 i 6 (Rys. 6b). Rozstaw przekrojów pomiarowych jest wyznaczony w oparciu o normę EN 14363 [11]. Wartość siły pionowej Q określamy z liniowej relacji wartości sygnałów z układu pomiarowego (mostki tensometryczne R_1 i R_2 na szycie szyny), które są poddane wzmocnieniu przez dedykowane im wzmacniacze pomiarowe. Liniowa relacja sygnału mierzonego odpowiadającego za siłę poziomą Y , skorelowaną z oddziaływaniem siły pionowej Q działającej na pkt. pomiarowy, wyznaczono na stanowisku kalibracyjnym i zapisano je zależnością (9).

$$\begin{cases} Y_0 = Y - K_0 Q \\ Y_u = Y - K_u Q \end{cases} \quad (9)$$

gdzie: Y_0 oznacza pomiar z podwójnego mostka tensometrycznego naklejonego na górną część stopki szyny (mostki R_3 i R_4), Y_u oznacza mostek z dolnej części stopki (mostki R_5 i R_6), Q opisuje siłę pionową oddziaływania koła na szynę, a K_0 i K_u są współczynnikami wzmocnienia wzmacniaczy pomiarowych. Z powyższego układu równań otrzymujemy równanie (10) określające wartość siły bocznej Y w punkcie pomiarowym.

$$Y = \frac{Y_0}{\left(1 - \frac{K_0}{K_u}\right)} - \frac{Y_u}{\left(\frac{K_u}{K_0} - 1\right)} \quad (10)$$

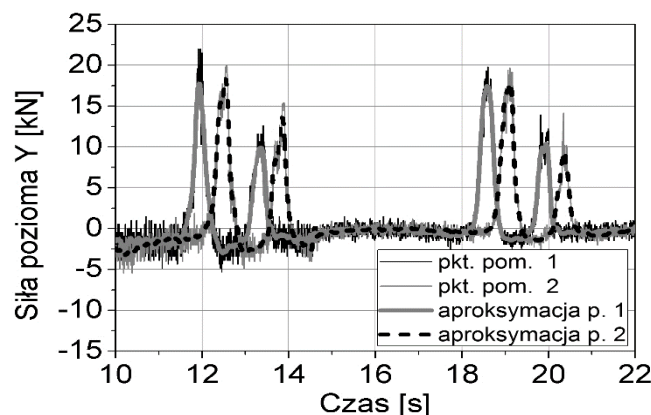
Eksperymentalne badanie współczynnika Y/Q przeprowadzono podczas przetaczania wagonu towarowego po torze z prędkością $v=5$ km/h. Przebiegi czasowe wartości sił Y i Q zmierzone w przekrojach 1, 2, 4, 5 na szynie zewnętrznej łuku toru i określone z zależności 9 i 10 przedstawiają wykresy na rysunkach 7 ÷ 9. Na podstawie otrzymanych danych z każdego punktu pomiarowego wyznaczono maksymalną wartości współczynników wykolejenia dla każdego koła pojazdu szynowego, które zamieszczono w tabelicy 2. W tabeli tej poszczególne koła badanego pojazdu oznaczono symbolem W z indeksami i, j . Indeks i oznacza nr osi pojazdu, a indeks j stronę zestawu kołowego ($j=1$ strona prawa, $j=2$ strona lewa).

Na podstawie analizy wyników zarejestrowanych w danych przekrojach pomiarowych podczas testowych przejazdów zaobserwowano, że zestawy kołowe wózków pojazdu

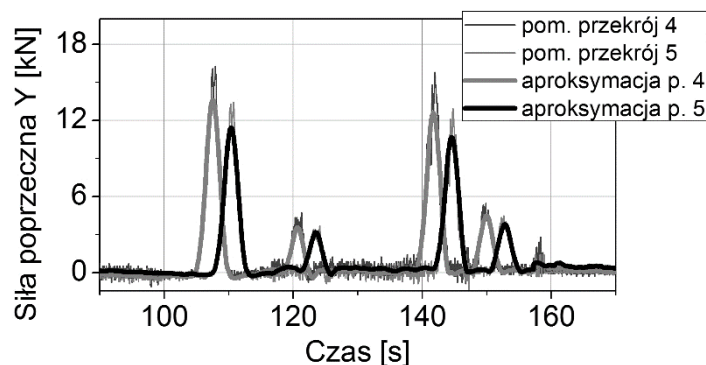
chwilowo odciążały poprzecznie tor. Wywołane to zostało różnymi kątami nabiegania między pierwszym i drugim zestawem kołowym danego wózka. W analizowanym przypadku podczas wjazdu w łuk toru zaobserwowano różnice sił poprzecznych zestawów pojedynczego wózka na poziomie 50% i 36%, odpowiednio w wózku pierwszym i drugim badanego wagonu (Rys. 7). Podczas wyjazdu z łuku toru różnice sił poprzecznych między zestawami pojedynczego wózka są znacznie większe i wynoszą ponad 60% (Rys. 8). Takie zachowanie zestawów kołowych przekładało się także na zmniejszenie pionowych nacisków drugich zestawów kołowych na tor, które w analizowanym przypadku wynosiło w przedziale 7-15% w stosunku do nacisków zestawu pierwszego (Rys. 9). Takie zachowanie znacząco wpływa na wzrost wartości współczynnika wykolejenia. Podobne obserwację otrzymano z analizy wyników numerycznych wykonywanych powstałym modelem analizowanego pojazdu opisanym w kolejnej sekcji artykułu. Zjawiska dominującego oddziaływania poprzecznego atakującego zestawu kołowego (pierwszego zestawu w wózku) podczas jazdy w łuku toru występuje często w pojazdach szynowych [33, 43]. W takich warunkach przeważnie wózki wężykują, a wtedy przy największej amplitudzie wężykowania podłużna oś symetrii wózka jest odchyłona od podłużnej osi symetrii toru o pewien kąt α , zwany kątem natarcia [3, 6, 30]. W takim przypadku wzrasta także zużycie zestawów kołowych oraz powierzchni toczonej szyn w postaci poligonizacji i korugacji [2].

Tablica 2. Wartości współczynnika wykolejenia określone z badań eksperymentalnych na torze

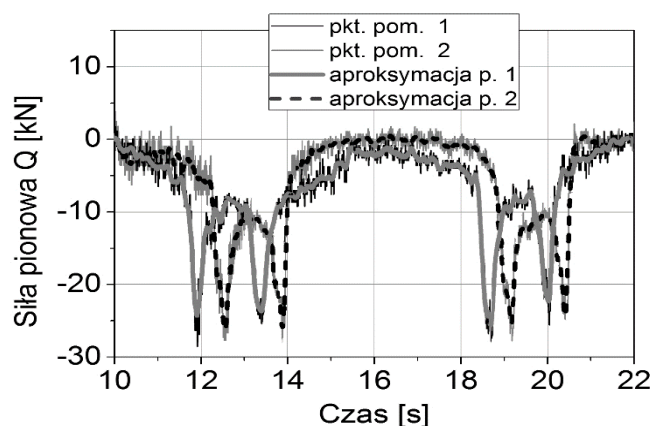
Koło W_{ij}	11	12	21	22	31	32	41	42
Y/Q [kN]	0.73	0.72	0.21	0.24	0.59	0.69	0.66	0.62



Rys. 7. Przebiegi sił poprzecznych Y w dwóch przekrojach pomiarowych (2 i 3) podczas przetaczania wagonu towarowego po torze testowym



Rys. 8. Przebiegi sił poprzecznych Y w dwóch przekrojach pomiarowych (4 i 5) podczas przetaczania wagonu towarowego po torze testowym



Rys. 9. Siły pionowe Q w dwóch przekrojach pomiarowych (4 i 5) podczas przetaczania wagonu towarowego po torze testowym

4. Analiza numeryczna zjawisk towarzyszących ryzyku wykolejenia

4.1 Model numeryczny pojazdu szynowego

Aby określić teoretycznie wartości sił w strefach kontaktu kół pojazdu z szynami toru powstał model wagonu posadowionego na wózkach serii Y25. Model fizyczny rozpatrywanego pojazdu potraktowano jako układ brył sztywnych połączonych ze sobą za pomocą elementów sprężysto-tłumiących (Rys. 10a i 10b). Takie podejście w modelowaniu nazywa się metodą układów wieloczłonowych [13,44] i jest bardzo często stosowane przez badaczy we własnych kodach do analizy dynamiki pojazdów szynowych [3,26,45] oraz w programach komercyjnych, tj. Vampire, ViGrade/VI-Rail, Autodyn, Simpack, UM Loco. W metodzie tej elementy konstrukcyjne pojazdu traktowane są jako nieodkształcalne ciała, a elementy zawieszenia opisują elementy podatne [4,8]. Ograniczenia w ruchu tych ciał wynikają z narzuconych więzów holonomicznych całkowalnych [37].

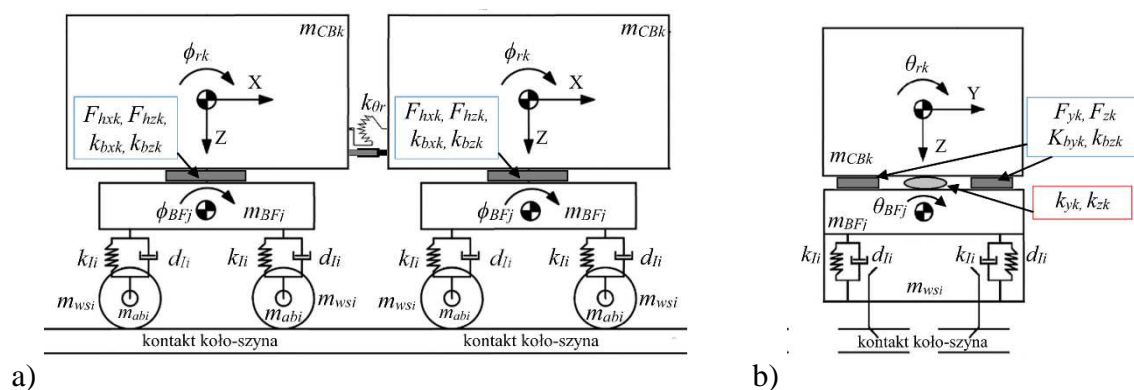
Rozpatrywany w pracy model wagonu podzielono na trzy bazowe elementy, którymi są zestawy kołowe, ramy wózków oraz człon pojazdu (nadwozie). Człon podzielono na dwie oddzielne bryły, aby uwzględniać w modelu pojazdu sztywność skrętną nadwozia $K\theta$, wyznaczoną eksperymentalnie (Rys. 4). Zestaw kołowy opisano jako bryłę o trzech stopniach swobody, gdzie przemieszczenia poprzeczne oznaczono symbolem (y_i) , kąt natarcia (φ) oraz galopowanie (ϕ_i) . Użyte w opisie symboli indeks i odpowiada poszczególnym zestawom kołowym, przyjmując wartości $i=1, 2, 3, 4$. Ramę wózka reprezentuje bryła o pięciu stopniach swobody, które odpowiadają przemieszczeniu poprzecznemu (y_{rj}) , przemieszczeniu pionowemu (z_{rj}) , wężykowaniu (φ_{rj}) , kątowi kołysania (θ_{rj}) oraz kątowi galopowania (ϕ_{rj}) . W tym przypadku indeks wynosi $j=1,2$, gdyż występują dwa wózki. W przypadku nadwozia rozpatrywanego pojazdu, bryły je opisujące mają pięć stopni swobody. Należą do nich przemieszczenie poprzeczne (y_{nk}) , przemieszczenie pionowe (z_{nk}) , kąt wężykowania (φ_{nk}) , kąt kołysania (θ_{nk}) , kąt galopowania (ϕ_{nk}) , gdzie $k=1,2$, gdyż występuje podział nadwozia na dwie bryły. Podsumowując, stworzony do badań numeryczny model pojazdu szynowego miał 64 stopnie swobody.

W rozpatrywanym przypadku model matematyczny wagonu towarowego opisano przez układ równań różniczkowych, które wyprowadzono korzystając z równań Lagrange'a II rodzaju. W tym podejściu współrzędne uogólnione przyjmują postać przemieszczeń linowych lub kątów obrotu. Ruch takiego pojazdu opisany jest równaniami różniczkowymi zwyczajnymi drugiego rzędu. Przy założeniu, że oscylacje poszczególnych brył modelu

względem układu odniesienia są niewielkie, układ taki można zapisać w postaci zlinearyzowanego układu równań (11) zapisanego w postaci macierzowej [14].

$$[\mathbf{M} d^2/dt^2 + \mathbf{C} d/dt + \mathbf{K}] \cdot \mathbf{q} = \mathbf{F} \quad (11)$$

gdzie: $\mathbf{q} = \{ y_i, y_{rj}, y_n, z_{rj}, z_n, \phi_i, \phi_{rj}, \phi_n, \phi_i, \theta_{rj}, \theta_n \}^T$ – wektor współrzędnych uogólnionych układu, \mathbf{M} – symetryczna macierz bezwładności, \mathbf{C} – macierz tłumienia, \mathbf{K} – macierz sztywności, \mathbf{F} – wektor sił, d/dt – operator różniczkowy. Poprzez zastosowanie metod Newtona-Raphsona, powstały układ liniowych równań algebraicznych, który rozwiązywany jest w każdej iteracji z krokiem czasowym $\Delta t = 0.001$ s.



Rys. 10. Fizyczny model analizowanego pojazdu (a) boczny widok, (b) czołowy widok pojazdu

Tabela 3. Parametry bezwładnościowe modelu wagonu towarowego

bryły	masa [kg]	I_{xx} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]	I_{yy} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]	I_{zz} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
pułdo m_{CB}	16000,00	47500,00	51000,00	50050,00
wózek m_{BF}	2000,00	1975,00	2850,00	1560,00
obud. łożyskowa m_{ab}	25,00	10,00	10,00	10,00
zestaw kołowy m_{ws}	1300,00	688,00	100,00	688,00

Szczegółowe parametry bezwładnościowe elementów modelu zestawiono w tabelicy 3. Rozstaw kół zestawu kołowego wynosił 1,5 m, promień toczny kół $R = 0,42$ m, rozstaw wózków 9 m, a rozstaw zestawów kołowych 1,8 m, rozstaw ślizgowych łożysk bocznych 1,7 m. Sztywności sprężyny zawieszenia pierwszego stopnia wynoszą odpowiednio $k_{Ix} = k_{Iy} = 4000$ kNm oraz $k_{Iz} = 3950$ kNm, sztywności czopu skreту przyjęto na poziomie $k_x = k_y = k_z = 10$ MNm, sztywność poprzeczna i pionowa ślizgowych łożysk bocznych wynosi odpowiednio $k_{sl_z} = 350$ kNm i $k_{sl_z} = 500$ kNm, parametry łożysk zaczerpnięto z pracy [36]. Czop skreту opisano jako połączenie sferyczne o trzech rotacyjnych stopniach swobody, w którym zmianę sił tarcia wyznaczono z zależności

$$\begin{aligned} F_x &= (W_x \cdot \chi) / \sqrt{\left(1 + \left(\frac{Wm \chi^s}{rN\mu_2}\right)^2\right)}, \\ F_y &= (W_y \cdot \chi) / \sqrt{\left(1 + \left(\frac{Wm \chi^s}{rN\mu_2}\right)^2\right)}, \\ F_z &= (W_z \cdot \chi) / \sqrt{\left(1 + \left(\frac{Wm \chi^s}{rN\mu_2}\right)^2\right)}, \end{aligned} \quad (12)$$

gdzie: W_x, W_y, W_z opisują względną prędkość obrotową czopu wokół osi X, Y, Z; W_m jest bezwzględną prędkością między pułdem wagonu a wózkiem w centralnej punkcie

czopu, χ_s oznacza styczną w punkcie początkowym funkcji przenoszenia siły/prędkości o wartości $3,0 \cdot 10^6$ Ns/m, N opisuje normalną siłę skierowaną w kierunku Z, μ_2 określa współczynnik tarcia o wartości 0,19, r jest to promień środkowej krzywizny czopu o wartości 0,19 m [36].

Siły tarcia F_{bx} , F_{by} w płaszczyznach łożysk bocznych, poprzez które wsparto dodatkowo nawozie na wózku określono z zależności (13) [5]

$$\begin{aligned} F_{bx} &= (V_x \cdot \chi) / \sqrt{\left(1 + \left(\frac{W_m \chi^l}{N \mu_1}\right)^2\right)}, \\ F_{by} &= (V_y \cdot \chi) / \sqrt{\left(1 + \left(\frac{W_m \chi^l}{N \mu_1}\right)^2\right)}, \end{aligned} \quad (13)$$

gdzie: V_x , V_y określają względne prędkości w płaszczyźnie łożyska w kierunkach X, Y, W_m oznacza całkowitą względną prędkość na płaszczyźnie X-Y, χ opisuje styczną w punkcie początkowym funkcji przenoszenia siły/prędkości o wartości $3,0 \cdot 10^6$ Ns/m, N oznacza siłę wywołaną ciężarem pudła wagonu działająca w kierunku normalnym do płaszczyzny XY, μ_1 jest współczynnikiem tarcia równym 0,36 [5]. Ze względu na fakt, że praca dotyczy analizy wykolejenia pojazdu szynowego, strukturę modelu wagonu towarowego oraz jego zapis matematyczny opisano w pracy ogólnie zależnością macierzową (11). Natomiast, więcej uwagi poświęcono na opis kontaktu koło-szyna i metodologię wyznaczenia sił w strefie kontaktu koło szyna oraz współczynnika wykolejenia wynikającego z relacji między tymi siłami.

4.2 Model kontaktu koło-szyna

Model matematyczny wagonu towarowego posadowionego na wózkach serii Y25 zintegrowano z algorytmami i procedurami numerycznymi wyznaczającymi kontakt kół z szynami. Procedury numeryczne dotyczące kontaktu koło-szyna posłużyły do wyznaczenia wartości sił oraz obszarów ich działania w strefach kontaktu. Model kontaktu oparto na uproszczonej teorii Kalkera [22] i algorytmie FASTSIM [23]. Aby obliczyć styczne siły styku wyznaczono normalne siły nacisku, współczynnik tarcia przyjęto na poziomie 0,36 [14,26 35], długość półosi a i b elipsy pola obszaru kontaktu (Rys. 11a) obliczono przy użyciu teorii Hertza [19]. Wartości pełzania uwzględniono w postaci względnego sztywnego poślizgu. Relacje między tymi parametrami opisano zależnością (14).

$$\begin{bmatrix} rs_x \\ rs_y \\ rs_z \end{bmatrix} = \frac{1}{vu_x} \begin{bmatrix} sv_x \\ sv_y \\ sv_y \cdot \sin(|\alpha|) + sv_z \cdot \cos(|\alpha|) \end{bmatrix}, \quad (14)$$

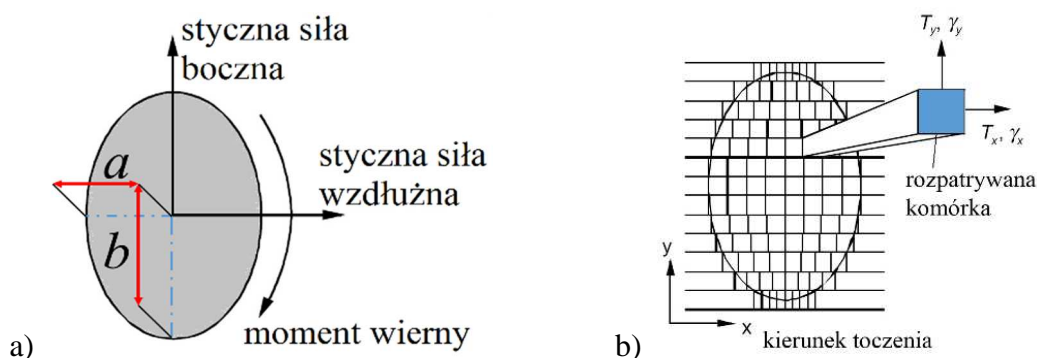
gdzie: rs_x , rs_y określają względny sztywny poślizg/pełzanie w kierunku podłużnym X i bocznym Y, rs_z oznacza spin, ω opisuje kąt kontaktu, vu jest prędkością ruchomego układu odniesienia, której wartość jest równa prędkości pojazdu, sv określa prędkość poślizgu. Prędkości poślizgu sv rzutowane na dany kierunek wyznaczono z zależności (15).

$$\begin{bmatrix} sv_x \\ sv_y \\ sv_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} vu_x \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ vr_y \\ 0 \end{bmatrix} + \bar{\omega}_w \times \bar{r}, \quad (15)$$

gdzie: $\bar{\omega}_w$ oznacza względną prędkość kątową koła, \bar{r} jest współrzędną punktu kontaktowego w układzie odniesienia połączonej z centrum masy koła, vr opisuje prędkość względną środka masy koła określona w ruchomym układzie odniesienia.

W kolejnym kroku wyznaczono styczne siły kontaktowe T_x i T_y stosując procedurę FASTSIM [23]. Algorytm tej procedury dokonuje podziału eliptycznej strefy kontaktu, na mniejsze obszary/komórki. W każdej z tych komórek wyznaczane są naprężenia styczne oraz mikropoślizgi w dwóch kierunkach, wzdłużnym v_x i poprzecznym v_y do kierunku jazdy pojazdu (Rys. 11b). Następnie wyznaczamy strefy przylegania w obszarze kontaktu przy $\gamma = 0$. Parametry geometrii kontaktu jako wielkości wejściowe do procedury FASTSIM zostały stabilizowane w zależności od przemieszczenia poprzecznego poszczególnego koła (Rys. 12 i 13), przez co zredukowano czas obliczeniowy podczas symulacji dynamiki ruchu pojazdu.

W dalszym etapie procedury obliczeniowej wyznaczane i obliczane są prawe stron dynamicznych równań ruchu (11) dla odpowiednich elementów pojazdu oraz przygotowanie ich do dalszego rozwiązania poprzez całkowanie numeryczne tych równań ruchu opisujących rozpatrywany układ pojazd szynowy-tor. Opisane w tym rozdziale podejście pozwoliło wyznaczyć wartości sił w strefach kontaktu koło-szyna, które w dalszym etapie posłużyły do obliczenia wartości współczynnika wykolejenia Y/Q .

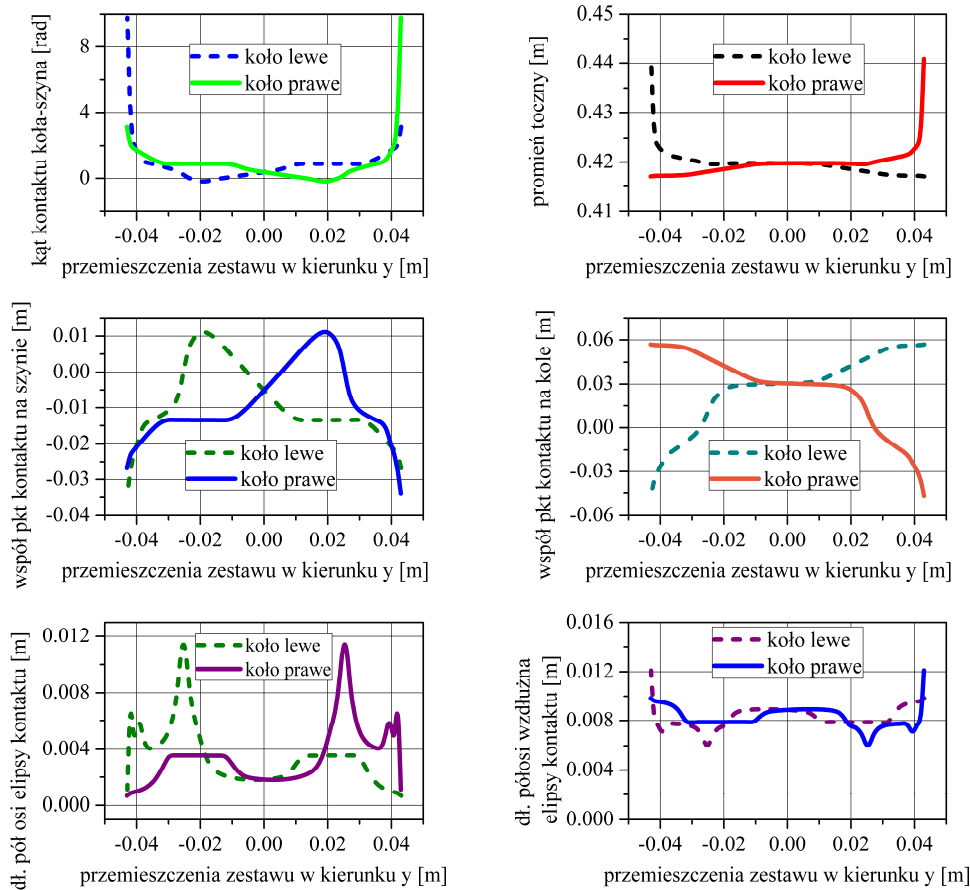


Rys. 11. Siły styczne w strefie kontaktu koło-szyna, półosie a i b elipsy kontaktu oraz podział jej powierzchni na elementy

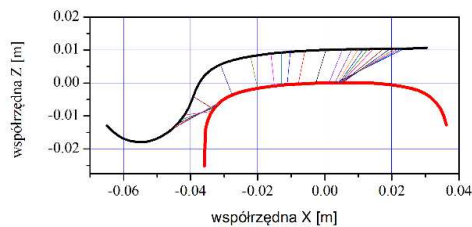
W modelu symulacyjnym do badań dynamiki wagonu towarowego wykorzystano rzeczywiste nominalne zarysy kół kolejowych UIC 60 i szyny 49E1 [38], w konfiguracji pochylenia szyn w torze 1:40 i przedstawionym na rysunku 14.

4.3 Wyniki badań numerycznych

Zakres przeprowadzonych analiz przy wykorzystaniu powyżej opisanego modelu wagon towarowy-tor dotyczy dynamiki ruchu pojazdu po torze zakrzywionym typu S o promieniu $R=150$ m i wichrowatości 3‰ (Rys. 12). Jako oryginalny wkład pracy do badań przyjęto wichrowatość toru pozwalająca podczas pojedynczego przejazdu wyznaczyć badania dla pojazdu i wózka, poprzez wprowadzenie dodatkowego wzniosu w pionowym profilu toru (Rys. 12). Podczas tych badań przyjęto najbardziej niekorzystny wariant konfiguracji eksploatacyjnej pojazdu, czyli pojazd bez obciążenia. Podczas przejazdu rejestrowane będą siły pionowa Q i boczne (poprzeczne do kierunku jazdy) Y w strefie kontaktu koło/szyna. Na podstawie wyznaczonych sił w strefie kontaktu określony zostanie współczynnik wykolejenia Y/Q , jako maksymalna wartość stosunku siły bocznej do siły pionowej. Jeśli wartość współczynnika Y/Q nie przekroczy wartości 1,2, kryterium zagrożenia wykolejeniem pojazdu jest spełnione. To kryterium oparte na równowadze sił w nachylonej płaszczyźnie styku koła z szyną, a graniczna jego wartość przy zadanym profilu koła oraz przyjętym współczynniku tarcia wyznaczona jest z zależności (15).



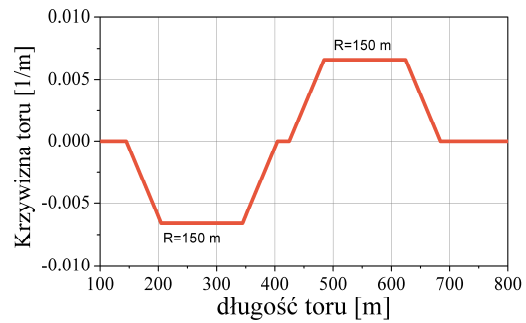
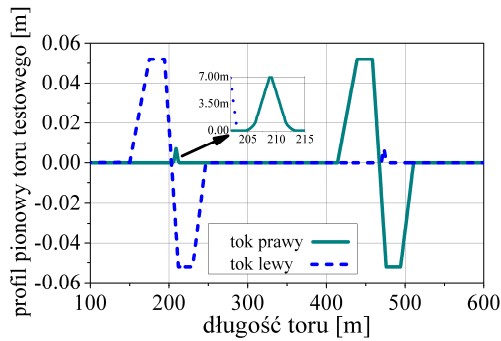
Rys. 12. Parametry geometrii kontaktu koła o profilu UIC 60 z szyną 49E1 w funkcji przemieszczenia poprzecznego y zestawu



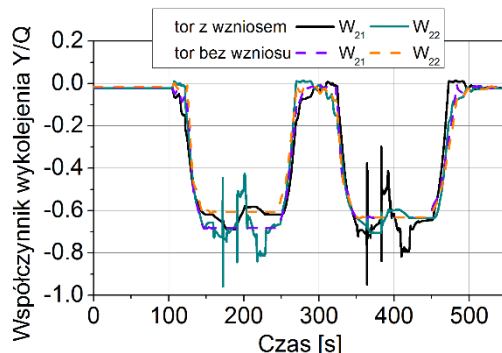
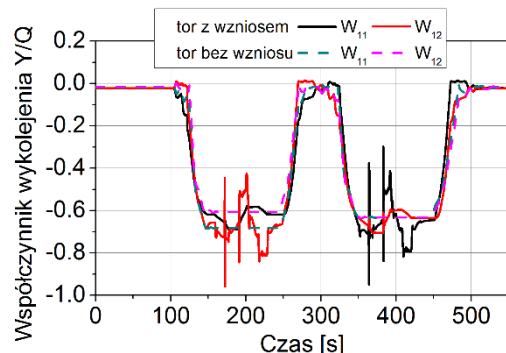
Rys. 13. Punkty kontaktu koła o profilu UIC 60 z szyną 49E1 podczas przemieszczenie poprzecznego tego koła

$$\frac{|Y|}{|Q|} < \frac{tg70 - 0,36}{1 + 0,36 \cdot tg70} \quad (15)$$

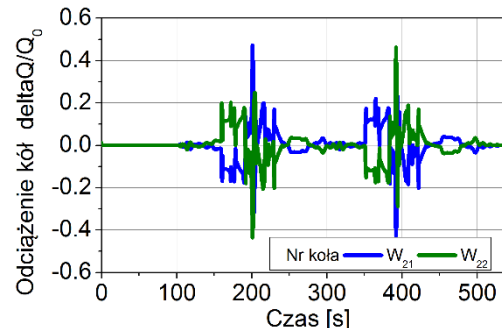
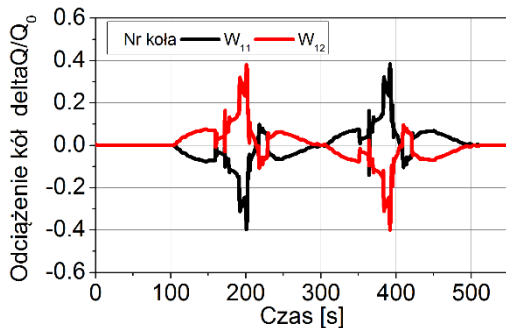
W przypadku, gdy otrzymana podczas badań dynamicznych wartość $Y/Q > 1,2$, wówczas bezpieczeństwo przed wykojeniem należy dodatkowo sprawdzić przez wznios koła. Wznios ten od pozycji zerowej nie powinien przekraczać $\Delta z = 5$ mm. Podczas symulacji numerycznej założono prędkość przejazdu pojazdu równą $v = 5$ km/h, zgodnie z badaniami eksperymentalnymi (metoda 3).



Rys. 14. Geometria zmodyfikowanego toru testowego z dodatkową wchrowatością dla testu wózków



Rys. 15. Przebiegi współczynnika Y/Q kół podczas przejazdu po zmodyfikowanym torze testowym, zestaw prowadzący wózka pierwszego W_{11} i W_{12} i drugiego W_{21} i W_{22}



Rys. 16. Odciążenie kół zestawów prowadzących wózek pierwszy W_{11} i W_{12} i drugi W_{21} i W_{22} podczas przejazdu po zmodyfikowanym torze testowym

Pokazane na wykresach (Rys. 15) przebiegi wskaźnika wykołnienia ilustrują porównanie wyników przejazdu po torze bez dodatkowego wzniosku (krzywe przerywane) i ze wzniosem odpowiadającym wchrowatości toru na bazie rozstawu zestawów kołowych pojedynczego wózka. Można zaobserwować, że wartości wskaźnika Y/Q w przypadku toru bez wzniosu mają wartości zbliżone z wynikami uzyskanymi eksperymentalnie, tablica 2. W celu weryfikacji poprawności działania modelu, wyniki maksymalnych wartości współczynnika wykołnienia Y/Q otrzymane z podczas przejazdu po torze bez dodatkowego wzniosu zestawiono w tablicy 4. Pozwoliło to porównać testy eksperymentalne z numerycznymi, wynikiem czego jest wyznaczony moduł względnego błędu procentowego między nimi. Wartość tego błędu dla poszczególnych kół zawierała się w przedziale $3.03 \div 12.76\%$. W przypadku kół będących po stronie zewnętrznego toku szynowego w łuku toru błąd między wynikami jest większy, nie przekraczając jednak 13% . Uzyskany wynik świadczy o poprawnie

sformułowanym opisie cech modelu wagonu towarowego i jest podstawą do stwierdzenia prawidłowej walidacji modelu. Znacznie lepszą zgodność ilościową uzyskano przy wyznaczaniu momentu oporowego na czopie skrętu przez porównanie wyników z badań numerycznych i otrzymanych z testów eksperymentalnych opisanych w rozdziale 3 (Rys. 4). Stworzony model symulacyjny układu wagon – tor pozwala także na wyznaczenie odciążenia kół badanego pojazdu, co przedstawiono na rysunkach 16, które to stanowią także kluczowy wskaźnik weryfikacji bezpieczeństwa pojazdu przed wystąpieniem wykolejenia.

Tablica 4. Maksymalne wartości współczynnika wykolejenia z badań numerycznych oraz moduł błędu procentowego względem wyników z testów doświadczalnych

Koło W_{ij}	11	12	21	22	31	32	41	42
Y/Q [kN]	0.67	0.63	0.23	0.27	0.56	0.61	0.68	0.66
Błąd wzgl. [%]	7.89	12.76	9.52	12.50	5.48	11.46	3.03	6.45

5. Podsumowanie i wnioski

W artykule przybliżono zjawisko wykolejenia pojazdów szynowych. Sklasyfikowano metody oceny ryzyka wystąpienia tego zjawiska na podstawie przeglądu literatury i norm. Przedstawiony opis badań eksperymentalnych bezpieczeństwa przed wykolejeniem pokazał stosowane metodologie przy ich wykonywaniu. Uzyskane i opracowane wyniki z badań eksperymentalnych, przeprowadzonych wg wyżej opisanych metod badawczych, pozwoliły uwiarygodnić wyniki uzyskane z badań numeryczny powstałego modelu. Testy określające przebiegi wartości współczynników wykolejenia, odciążenia kół, momentów oporowych oparto na modelu numerycznym opisującym badany eksperymentalnie wagon towarowy. W pracy zaproponowano także nową, innowacyjną geometrię toru testowego do badania bezpieczeństwa przed wykolejeniem. Innowacja ta polegała na wprowadzeniu dodatkowego pionowego wzniosu w tokach szynowych toru stanowiąc wichrowatości (Rys. 14), która bazuje na rozstawie zestawów kołowych w pojedynczym wózku. Zaletą zastosowania w rzeczywistości takiej geometrii toru podczas badań rzeczywistych, także numerycznych, może pozwolić na ograniczenie kosztów badań i testów dopuszczeniowych pojazdu przez skrócenie czasu takich badań. Oszczędność ta wynika z faktu wykonania trzech przejazdów na tak zmodyfikowanym torze rzeczywistym, bez potrzeby dodatkowych testów wg innych metod oceny ryzyka i bezpieczeństwa przed wykolejeniem opisanych w 2 rozdziale tej pracy. Otrzymane przy użyciu nieliniowego modelu pojazdu kolejowego wyniki numeryczne pokazują, w jaki sposób na bezpieczeństwo jazdy mają wpływ różne czynniki związane z budową pojazdu i toru. Na podstawie przeprowadzonych badań wskazano, że wskaźnika Y/Q jest silnie uzależniony od wichrowatości wynikającej z bazy wózka. Analiza wyników uzyskanych z testów numerycznych nie wskazała przypadku wystąpienia ryzyka wykolejenia nawet przy zmodyfikowanym torze, co także potwierdziły badania eksperymentalne przeprowadzone wg opisanych metod normatywnych. Oszacowany na poziomie poniżej 13% błąd między wynikami eksperymentalnymi i teoretycznymi wskaźnika wykolejenia wskazuje dużą zgodności modelu teoretycznego z rzeczywistym pojazdem szynowym. Należy także stwierdzić, że równica kątów nabiegania zestawów kołowych pojedynczego wózka oraz obrót wózka względem pionowej osi ma znaczący wpływ na powtarzalność uzyskiwanych wyników.

6. Bibliografia

1. Bogacz R., Czyczuła W., Konowrocki R. Influence of sleepers shape and configuration on track-train dynamics, Shock and Vibration 2014; Article ID 393867-1-7: 8 pages.

2. Bogacz R., Frischmuth K., On dynamic effects of wheel–rail interaction in the case of Polygonalisation, *Mechanical Systems and Signal Processing* 2016; 79: 166-173.
3. Bogacz R., Konowrocki R. On new effects of wheel-rail interaction, *Archive of Applied Mechanics* 2012; 82: 1313-1323.
4. Bogdevicius M, Zygiene R. Research of dynamic processes of the system “vehicle – track” using the new method of vehicle wheel with metal scale. *Eksplatacja i niezawodnosc – Maintenance and Reliability* 2018; 20 (4): 638–649.
5. Bosso N., Gugliotta A., Somà A. Simulation of a freight bogie with friction damper, Politecnico di Torino, 5th ADAMS/Rail users conference, Harlem, The Netherlands - May 2000.
6. Chudzikiewicz A., Bogacz R., Kostrzewski M., Konowrocki R., Condition monitoring of railway track systems by using acceleration signals on wheelset axle-boxes, *Transport* 2018; 33; 2: 555-566.
7. Chudzikiewicz A., Opala M. Application of computer simulation methods for running safety assessment of railway vehicles in example of freight cars, *Applied Mechanics and Materials* 2008; 9: 61-69.
8. Dailydka S., Lingaitis L.P., Myamlin S., Prichodko V. Mathematical model of spatial fluctuations of passenger wagon. *Eksplatacja i niezawodnosc – Maintenance and Reliability* 2008; 4 (40): 4–8.
9. Dyniewicz B., Bajer C.I., Matej J. Mass splitting of train wheels in the numerical analysis of high speed train-track interactions, *Vehicle System Dynamics* 2015; 53(1): 51-67.
10. Elkins J., Wu H. New criteria for flange climb derailment, *Proceedings of the ASME/IEEE Joint Railroad Conference* 2000; 1-7.
11. EN 14363, Railway applications - Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Testing of running behaviour and stationary tests, European Committee For Standardization, 2016.
12. Federal Railroad Administration. Track Safety Standards, Part 213. Subpart G. September, 1998.
13. Garcia de Jalon J., Bayo E. Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems. Springer-Verlag, 1994.
14. Garg V.K., Dukkipati R.V. Dynamics of Railway Vehicle Systems. Academic Press 1984
15. Gaspar P., Szabo Z., Bokor J. Observer based estimation of the wheel-rail friction coefficient. *IEEE Conference on Computer Aided Control System Design* 2006: 1043-1048.
16. Ge X., Wang K., Guo L., Yang M., Lv K, Zhai W. Investigation on derailment of empty wagons of long freight train during dynamic braking. *Shock and Vibration* 2018; 18 Article ID 2862143, 18 pages.
17. GosNIIV-VNIIZhT: Norms for analysis and design of railway wagons MPS 1520 mm (not self-propelled). 1996.
18. He J., Ben-Gera T., Liu X. Risk analysis of freight-train derailment caused by track geometry defect. ASME. *ASME/IEEE Joint Rail Conference, 2016 Joint Rail Conference: V001T06A007*. doi:10.1115/JRC2016-5743.
19. Hertz H. Über die berührung fester elastischer Körper (On the contact of rigid elastic solids). *J. Reine und Angewandte Mathematik* 1882; 92: 156-171.

20. Iwnicki S. (ed.) Handbook of Railway Vehicle Dynamics, CRC Press Inc., 2006.
21. Flammini F. Railway safety, reliability, and security: Technologies and Systems Engineering, IGI Global, 2012.
22. Kalker J.J. Three-dimensional elastic bodies in rolling contact. Springer, 1990.
23. Kalker J.J. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact, *Vehicle System Dynamics* 2007;11 (1): 1-13.
24. Kardas-Cinal E. Spectral distribution of derailment coefficient in non-linear model of railway vehicle-track system with random track irregularities. *ASME. J. Comput. Nonlinear Dynam.* 2013;8(3):031014-031014-9. doi:10.1115/1.4023352.
25. Koci, H.H., Swenson. C. A. Locomotive wheel-loading a system approach. General motors electromotive division. LaGrange, IL, February, 1978.
26. Konowrocki R., Bajer C.I. Friction rolling with lateral slip in rail vehicles, *Journal of Theoretical And Applied Mechanics* 2009; 47(2): 275-293.
27. Krishna, V.V., Berg, M., Stichel, S. Tolerable longitudinal forces for freight trains in tight S-curves using three-dimensional multi-body simulations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 2019.
28. Krzyżyński T. On continuous subsystem modelling in the dynamic interaction problem of a train-track-system, *Vehicle System Dynamics* 2007; 24:311-324.
29. Liu X. Saat M.R., Barkan Ch. Freight-train derailment rates for railroad safety and risk analysis. *Accident Analysis & Prevention* 2017; 98: 1-9.
30. Matej J. Controlled wheel flange climb derailment of the load-measuring wheel set on curved and straight track, *Proceedings of the Institute of Vehicles* 2015;1(101): 75-90.
31. Matej J. A new mathematical model of the behaviour of a four-axle freight wagon with UIC single-link suspension. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F- Journal of Rail and Rapid Transit* 2011; 225(6): 637-647.
32. Matsudaira T. Dynamics of high speed rolling stock, Japanese National Railways RTRI Quarterly Reports, Special Issue, 1963.
33. Matsumoto A., et al. Continuous observation of wheel/rail contact forces in curved track and theoretical considerations, *Vehicle System Dynamics* 2019; 50(1): 349-364.
34. Miwa M., Oyama T. Modeling an optimal track maintenance and management strategy in consideration of train derailment accident risk, *Journal of Japan Society of Civil Engineers* 2019; 75(1): 11-28.
35. Okamoto I., Uchida M. The coefficient of friction in railway vehicles and tracks. *Journal of Japanese Society of Tribologists* 2002; 47(4): 249-254.
36. Opala, M. Evaluation of bogie centre bowl friction models in the context of safety against derailment simulation predictions, *Archive of Applied Mechanics* 2018; 88(6): 943-953.
37. Piotrowski J., Październiak P. Influence of dither generated by rolling contact on friction damping in freight wagons, *Vehicle System Dynamics* 2010; 48: 195-209.
38. PKP Polskie Linie Kolejowe S.A.: Instrukcja Id-1 (D1) - Warunki techniczne utrzymania nawierzchni na liniach kolejowych. Warszawa 2005.
39. Rausand M. Risk Assessment: Theory, Methods, and Applications, Wiley, 2011.

40. Raport ORE/ERRI B55 Rp.8 – Prevention of derailment of goods wagon on distorted tracks, 1983.
41. Reliability, Safety, and Security of Railway Systems. Modelling, Analysis, Verification, and Certification, Fantechi A., Lecomte T. Romanovsky A. (Eds.) Second International Conference, RSSRail 2017, Pistoia, Italy, November 14-16, 2017, Proceedings Series Springer Volume 10598, 2017.
42. Riessbeger K. Zur entgleisungssicherheit der rollenden landstrasse. ZEV Rail Glasers Annalen. No 2/3 1994.
43. Sato E. et al., Lateral force during curve negotiation of forced steering bogies, Quarterly Report of RTRI 2003; 44(1): 8-14.
44. Shabana A. Dynamics of multibody systems. Cambridge University Press, Third Edition, 2005.
45. Szolc, T. Simulation of dynamic interaction between the railway bogie and the track in the medium frequency range. Multibody System Dynamics 2001;6(2): 99-122.
46. UIC 518, 2009, Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour - Safety - Track fatigue - Ride quality.
47. VII001, AAR Mechanical Division, Manual of Standards and Recommended Practices. Section C- Part II, Volume 1, Chapter XI. Section 11.5.2 Track-Worthiness Criteria, Adopted 1987, Revised 1993.
48. Weinstock H. Wheel climb derailment criteria for evaluation of rail vehicle safety, Paper no. 84-WA/RT-1, 1984 ASME Winter Annual Meeting, New Orleans, LA, November, 1984.
49. Wu H., Wilson, N. Railway vehicle derailment and prevention. In: Iwnicki, S. ed. Handbook of Railway Vehicle Dynamics, Chapter 8, Taylor & Francis, Boca Raton, FL, 2006.
50. Zhou H., Zhang J., Hecht, M. Three-dimensional derailment analysis of crashed freight trains. Vehicle System Dynamics 2014; 52(3): 341-361.