

## Stan i doskonalenie kryteriów bezpieczeństwa przed wykolejeniem pojazdów szynowych (1)

W artykule przedstawiono aktualny stan wiedzy dotyczący bezpieczeństwa przed wykolejeniem jako jednego z podstawowych czynników decydującym o zastosowaniu, funkcjonalności oraz specyfice pojazdów szynowych. Wraz z ciągłym rozwojem pojazdów szynowych zwiększał się również zakres wiadomości zdobytych na drodze analiz teoretycznych oraz przeprowadzonych badań. Zmieniały się również i kryteria, które służyły do oceny bezpieczeństwa jazdy pojazdów szynowych.

### 1. Wprowadzenie

Przy projektowaniu, badaniach, eksploatacji oraz naprawach pojazdu szynowego problem bezpieczeństwa przed wykolejeniem jest zasadniczym kryterium, przy kwalifikacji pojazdu do ruchu. Jeśli kryterium „bezpiecznej jazdy” nie jest spełnione, to nie ma racji bytu przeprowadzanie pozostałych badań np. badania dynamiczne, badania hamulcowe, badania wytrzymałości poszczególnych elementów tworzących strukturę pojazdu szynowego itd. Nadrzędność tego kryterium dla oceny pojazdu szynowego nie jest kryterium dostatecznym. O spełnieniu kryterium bezpieczeństwa jazdy przed wykolejeniem (z j. niemieckiego „Entgleisungssicherheit” lub „Sicherheit gegen Entgleisen”, z j. angielskiego „safety against derailment”) decydują czynniki:

- związane z pojazdem oraz
- związane z torem.

Nie ma więc w istocie bezpiecznego toru bez poprawnie zaprojektowanego i utrzymanego pojazdu i na odwrót. Taki podział czynników decydujących o bezpieczeństwie przed wykolejeniem pojazdu szynowego wymaga również podziału kompetencji i współodpowiedzialność za bezpieczną jazdę pojazdu szynowego od:

- producentów pojazdów szynowych,
- zakładów dokonujących przeglądów i napraw pojazdów szynowych,
- służb nadzorujących infrastrukturę kolejową.

Artykuł stanowi pierwszą część zagadnienia dotyczącego bezpieczeństwa przed wykolejeniem.

### 2. Kryteria bezpieczeństwa przed wykolejeniem

#### 2.1. Kryterium wynikające z sił działających w punkcie styku koło-szyna w warunkach quasistatycznych

Kryterium bezpieczeństwa przed wykolejeniem zostało wprowadzone w 1908 roku przez Nadala i jako „kryterium Nadala” służy do dnia dzisiejszego do oceny bezpieczeństwa pojazdów szynowych [13]. Ocena bezpieczeństwa przed wykolejeniem sprowadza się do wyznaczenia maksymalnego ilorazu siły prowadzącej  $Y$  oraz siły pionowej  $Q$  (rys.1). Z tej związanej definicji wynika, że parametr ten wynika z warunku równowagi sił na powierzchni styku koła i

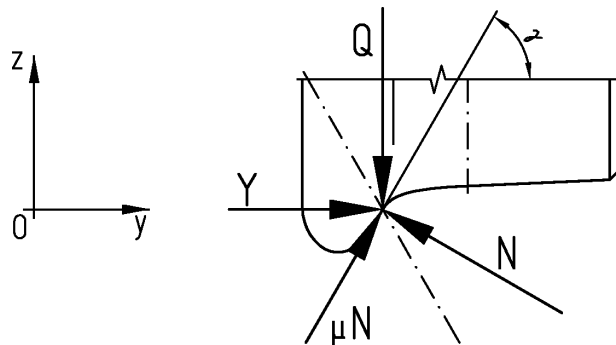
szyny. W punkcie styku na obrzeżu koła, koło wywiera nacisk na główkę szyny za pośrednictwem dwóch sił tzn. siły pionowej  $Q$  oraz siły poprzecznej  $Y$ , natomiast szyna oddziałuje na koło siłą normalną  $N$  oraz siłą tarcia  $\mu N$ .

Wychodząc z zasady równowagi sił można zapisać:

$$\Sigma F_y=0 \text{ czyli } Y = N \cdot \sin \gamma - \mu \cdot N \cdot \cos \gamma \quad (1)$$

oraz

$$\Sigma F_z=0 \text{ czyli } Q = N \cdot \cos \gamma + \mu \cdot N \cdot \sin \gamma \quad (2)$$



Rys 1. Układ sił działających na koło w punkcie styku koło-szyna

Wynika stąd, że iloraz  $Y/Q$ , zwany również w literaturze współczynnikiem bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu lub w skrócie współczynnikiem wykolejenia [13] (z j. angielskiego „derailment ratio”), wynosi:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\operatorname{tg} \gamma - \mu}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \gamma} \quad (3)$$

gdzie:

$\mu$  - współczynnik tarcia pomiędzy kołem i szyną,

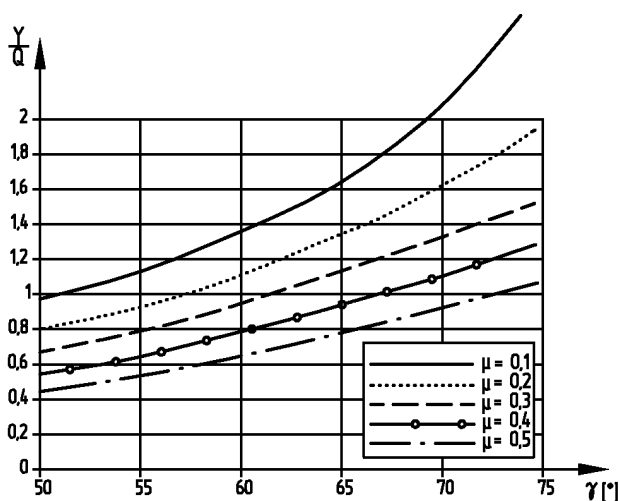
$\gamma$  - kąt pochylenia obrzeża.

Tak więc problem sprowadza się do ścisłej zależności współczynnika wykolejenia od współczynnika tarcia oraz kąta pochylenia obrzeża i te dwie wielkości, jako graniczne wielkości umowne, posłużyły do wyznaczenia kryterium „bezpieczeństwa przed wykolejeniem”.

Zależność tego kryterium dla różnych kątów pochylenia obrzeża oraz współczynników tarcia przedstawiono na rys. 2 [13]. W rezultacie długotrwałych i żmudnych poszukiwań skoncentrowanych nad doбором najbardziej przydatnego profilu koła, kąt pochylenia obrzeża dla większości kursujących pojazdów przyjęto jako  $\gamma = 70^\circ$ , natomiast współczynnik tarcia jako  $\mu = 0,36$ , co po wstawieniu do (3) daje wartość stosunku ( $Y/Q$ ) wynoszącą dokładnie 1,2. Stąd kryterium bezpieczeństwa jazdy pojazdu posiadającego koła z kątem pochylenia obrzeża  $\gamma = 70^\circ$  i przy współczynniku tarcia na powierzchni koło/szyna wynoszącym  $\mu_{\max} = 0,36$  można przedstawić w sposób następujący:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\gamma=70^\circ, \mu=0.36} \leq 1,2 \quad (4)$$

Wszelkie inne zapisy w formie skrótowej (bez podania kąta pochylenia obrzeża oraz współczynnika tarcia) prowadzą do uproszczeń w rozumowaniu, mogących powodować zupełnie błędne decyzje podczas kwalifikacji pojazdu szynowego, zwłaszcza kiedy na drodze badawczej stwierdzono, że pojazd osiąga graniczną wartość ilorazu ( $Y/Q$ ).



Rys.2. Przebieg funkcji ( $Y/Q$ ) w zależności od współczynnika tarcia  $\mu$  oraz kąta pochylenia  $\gamma$  obrzeża profilu koła wg pr EN 14363:2002 [13]

Przyjęcie kryterium 1,2 i jego spełnienie nie gwarantuje w 100%, że pojazd jest bezpieczny. Współczynnik  $\mu > 0,36$  może przecież wystąpić. Potwierdzają to rozmaite badania zagraniczne przedstawione w [2,4,6 i 7], gdzie okazuje się, że jest możliwe wystąpienie współczynnika  $\mu_{\max} = 0,6!$ .

Współczynnik ten został również przyjęty jako ekstremalny do analiz statycznych, dynamicznych oraz termicznych obciążeń szyny o profilu UIC 60 wskutek ruchu pojazdów posiadających koła o profilu

powierzchni toczonej S1002 (choć przyznano, że najczęściej występującą wartością w eksploatacji kolejowej jest  $\mu = 0,3$ ). Przy współczynniku tarcia  $\mu = 0,6$  iloraz  $Y/Q$  musiałby wynosić 0,81, aby zagwarantować pełne bezpieczeństwo przed wykolejeniem. W tych warunkach należy wziąć pod uwagę, jakie czynniki wpływają na wzrost współczynnika tarcia. Należą do nich niewątpliwie warunki klimatyczne (bardzo wysokie temperatury, niska wilgotność względna powietrza) i mała prędkość pojazdu (w takim przypadku warunki zbliżają się do quasistatycznych). Ale stąd wynika również drugi wniosek praktyczny dotyczący zmniejszania się współczynnika tarcia, zwłaszcza na torach posiadających łuki o małym promieniu, gdzie występują duże siły prowadzące z uwagi na duże kąty nabiegania oraz na odcinkach toru o dużej wichrowatości własnej. Układy takie mają częste zastosowania na sieci kolei miejskich (np. sieci tramwajowej), przyczyniając się jednocześnie do zmniejszenia emisji hałasu oraz zmniejszenia zużycia koło-szyna.

Współczynnik tarcia  $\mu$  na normalnej sieci kolejowej można zmniejszyć zgodnie z klasyfikacją przedstawioną w [7] poprzez:

- działanie urządzeń do smarowania obrzeży zainstalowanych na lokomotywach,
- ewentualne wycieki oleju smarnego z maźnic i układów napędowych,
- systematyczne nanoszenie oleju z urządzeń smarnych przytorowych,
- mgły olejowe pochodzące z przejeżdżających pociągów.

Brak technicznych możliwości określania i pomiarów współczynnika tarcia podczas jazdy pojazdów szynowych był przez długi czas odczuwany przez konstruktorów i badaczy jako bardzo istotny „minus” w metodach badawczych. Pierwszy przyrząd pomiarowy zwany „trybometrem” został skonstruowany w wyniku współpracy pomiędzy dwoma ośrodkami badawczymi tzn. Derby Research w Anglii i Transport Test Center of Association of American Railroads (TTC of AAR) w Pueblo i oddany ostatecznie do eksploatacji w sierpniu 1993 roku [7]. Przyrząd ten umożliwia nie tylko rejestrację współczynników tarcia (pryczepności) podczas prób biegowych, ale może być również zastosowany do oceny przyczepności oraz stanu nasmarowania szyn na sieci kolejowej. Pierwsze pomiary za pomocą tego przyrządu zostały wykonane na sieci kolejowej SBB (Szwajcaria) oraz na ÖBB (Austria) we wrześniu 1993 roku. Z uwagi na konstrukcję przyrządu oraz szczególną czułość techniki pomiarowej nie można było jedynie wykonać pomiarów omawianych współczynników na stykach szyn oraz na zwrotnicach i rozjazdach. Wyniki pomiarów, a zwłaszcza ich rozrzut, były zaskakujące (tym bardziej, że przy ocenie okiem nieuzbrojonym stan szyn oraz stan ich nasmarowania wydawał się być

równomierny) a mianowicie:

- na powierzchni jezdnej szyny  $\mu = 0,3$  do  $0,65$  ( $0,8$ ),
- na powierzchni bocznej główki szyny  $\mu = 0,15$  do  $0,4$ .

Drugim parametrem, który zmienia się podczas eksploatacji, jest kąt pochylenia obrzeża z racji jego nierównomiernego zużycia. Kąt pochylenia obrzeża  $\gamma = 70^\circ$  ustalono w wyniku żmudnych poszukiwań na drodze doświadczalno-analitycznej. Kąt ten w latach dwudziestych ubiegłego wieku przyjmowano  $\gamma = 60^\circ$  i został zmieniony na wartość  $\gamma = 70^\circ$  dopiero w latach pięćdziesiątych ubiegłego wieku przy okazji wprowadzenia nowego profilu obrzeża S1002, znanego w literaturze jako tzw. „profil zużyty”. Po raz pierwszy wprowadzono ten profil do pojazdów trakcyjnych. Oprócz niewątpliwych korzyści związanych ze zużyciem otrzymano również zwiększenie bezpieczeństwa przed wykolejeniem w eksploatacji. Korzystając ze wzoru (3) i podstawiając  $\text{tg}60^\circ = 1,73$  otrzymuje się wartość współczynnika  $(Y/Q)$  wynoszącą tylko  $0,84$ .

Badania nad optymalizacją profilu koła z uwagi na bezpieczeństwo przed wykolejeniem trwają nadal. Jednym z przykładów są rezultaty badań doświadczalnych bezpieczeństwa przed wykolejeniem wagonu niskopodłogowego typu Saadkms 4983 („Rollende Landstrasse”), jakie przeprowadzono na liniach zarządów kolejowych SBB (Szwajcaria) oraz ÖBB (Austria). Wagon ten posiadał koła o średnicy  $360$  mm. Zwiększenie kąta pochylenia obrzeża do  $\gamma = 75^\circ$  ( $\text{tg}75^\circ = 3,732$ ) we wprowadzonym profilu SBB 32-3 bez wątpliwości zwiększyło bezpieczeństwo przed wykolejeniem (tabela 1). Siły pionowe  $Q$  oraz siły poprzeczne  $Y$  były mierzone według metodyki pomiarowej opracowanej przez ośrodek badawczy w Minden za pomocą specjalnie zbudowanych pomiarowych zestawów kołowych.

**Zestawienie wyników badań bezpieczeństwa przed wykolejeniem wagonu Saadkms 4983 na liniach kolejowych SBB (Szwajcaria) oraz ÖBB (Austria) wg [7].**

**Tabela 1**

Zarząd kolejowy	Współczynniki tarcia $\mu$	Współczynnik $(Y/Q)^*$
SBB	$0,15 \div 0,20$	$>3,0$
ÖBB	$0,24 \div 0,35$	$>2,8$

\* współczynnik wykolejenia wynikający z bezpośrednich pomiarów sił  $Y$  oraz  $Q$

Badania z profilem koła o kącie pochylenia  $\gamma = 75^\circ$  wykazały znaczne zwiększenie współczynnika

$(Y/Q)_{\text{lim}}$  na torach o bardzo dobrym stanie utrzymania (nawet powyżej  $3$ ) i niskim stanem zużycia szyn. W przypadku torów o złym stanie utrzymania oraz przy bardzo suchych szynach o wysokiej chropowatości współczynnik ten spadł do wartości  $1,3$ . Negatywnym wynikiem wprowadzenia nowego profilu jest brak zjawiska stopniowego „wykolejenia” przez wspinanie się powierzchni tocznej koła ponad główkę szyny, zamiast którego występuje w tym przypadku zjawisko gwałtownego wykolejenia.

Analizując dalej zależność  $(Y/Q)$  jako funkcję  $f(\gamma, \mu)$  można zauważyć, że:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right) = \text{tg}(\gamma - \rho) \quad (5)$$

gdzie:

$$\rho = \text{arctg} \mu \quad (6)$$

$\rho$  - kąt tarcia zgodnie z [6].

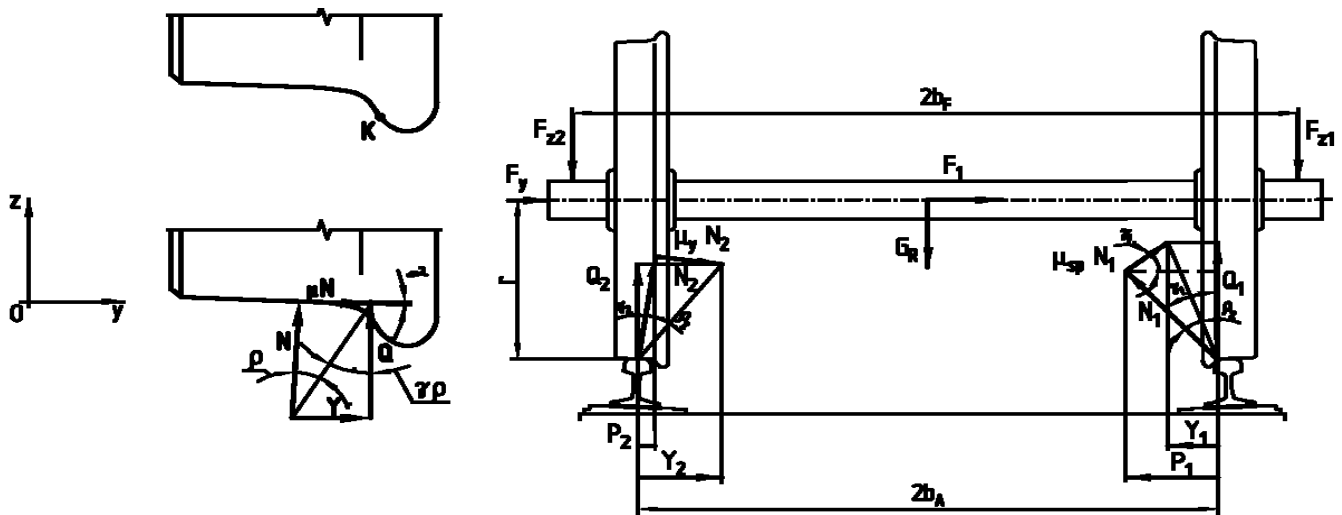
Równanie (6) znane jest w literaturze jako kryterium Boedeckera i zostało opublikowane po raz pierwszy w 1886 roku.

Wielkość  $\rho$  dla  $\mu = 0,36$  wg równania (6) wynosi  $19,798^\circ$ , co po podstawieniu do zależności (5) daje tożsamy wynik (4):

$$\left(\frac{Y}{Q}\right) = \text{tg}(70^\circ - 19,798^\circ) = \text{tg}50,201^\circ = 1,200 \quad (7)$$

Wzór (5) w sposób bardzo czytelny wykazuje zależność parametru  $(Y/Q)$  od kąta pochylenia obrzeża oraz od współczynnika tarcia. Biorąc pod uwagę przebieg funkcji trygonometrycznej  $\text{tg}(\gamma - \rho)$  można zauważyć, że im większy kąt  $(\gamma - \rho)$ , tym kryterium przyjmuje większe wartości i na odwrót. Zależności (3) i (5) obowiązują dla nabiegającego koła zestawu kołowego pojazdu na szynę (prawe koło przedstawione na rys.3). W przepisach oraz w literaturze można spotkać wartość współczynnika tarcia  $\mu = 0,35$ , przy której kryterium bezpieczeństwa przed wykolejeniem jest spełnione. Należy to jednak traktować jako wartość zaokrągloną, gdyż dla  $\mu = 0,35$  współczynnik wykolejenia  $(Y/Q)$  wynosi  $1,22$ .

Z rys. 3 wynika, że układ sił na kole nienabiegającym (koło po lewej stronie) wygląda inaczej niż na kole nabiegającym. Różnica ta wynika z innego położenia punktu styku koła z szyną. Punkt ten znajduje się na powierzchni tocznej koła, gdzie jego profil posiada bardzo małe pochylenie w stosunku do osi wzdłużnej  $x$  i tym należy tłumaczyć małe pochylenie siły tarcia  $\mu_y \cdot N_2$ .



$\mu_{sp}$  - współczynnik tarcia obrzeże-główna szyny  
 $\mu_y$  - współczynnik tarcia na powierzchni toczonej koła podczas ruchu poślizgowego w kierunku poprzecznym  
 $K$  - punkt skrajny na prostym odcinku boku obrzeża

Rys 3. Układ sił działających na zestaw kołowy pojazdu

W przypadku koła lewego nienabiegającego (rys.3) zależności (1) i (2) przyjmują następującą postać:

$$\sum F_y = 0 \text{ czyli } Y = N \cdot \sin \gamma + \mu N \cos \gamma \quad (8)$$

oraz

$$\sum F_z = 0 \text{ czyli } Q = N \cdot \cos \gamma - \mu \cdot N \cdot \sin \gamma \quad (9)$$

Wówczas związek (3) przyjmuje następującą postać:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right) = \frac{tg \gamma + \mu}{1 - \mu tg \gamma} \quad (10)$$

Wykorzystując „kąta tarcia”  $\rho$  zależność (10) można sprowadzić do postaci:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right) = \frac{tg \gamma + tg \rho}{1 - tg \rho \cdot tg \gamma} \quad (11)$$

Jeśli założyć, na podstawie rys.3 oraz pr EN 14363:2002 [13], że kąt  $\gamma$  jest mały w stosunku do „kąta tarcia”  $\rho$ , to wówczas zależność (11) można sprowadzić do postaci:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right) = tg \gamma + tg \rho \quad (12)$$

Zgodnie z kartą UIC 510-2 [10] wartość  $tg \gamma = 0,025$  w związku z czym można wnioskować, że kąt  $\gamma = ar \text{ ctg } 0,025 = 1,43^\circ$ . Po uwzględnieniu tego założenia oraz używając oznaczenia  $\tau = tg \rho$  jako współczynnika zależnego od kąta nabiegania koła na szynę (poślizg poprzeczny) i od nacisku pionowego koła można zapisać:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right) = tg \rho + 0,025 \quad (13)$$

Współczynnik  $\tau$  można określić z następujących zależności przedstawionych w karcie UIC 510-2 [10] i pr EN 14363: 2002 [13]:

$$\left(\frac{1}{\tau}\right)^n = \left(\frac{1}{a}\right)^n + \left(\frac{1}{b \cdot \alpha}\right)^n \quad (14)$$

gdzie:

$$a = \frac{Q_0^2 - 242,5 \cdot Q_0 + 57150}{100000} \quad (15)$$

$$b = \frac{Q_0^2 - 242,5 \cdot Q_0 + 219500}{100} \quad (16)$$

$$n = 0,005 \cdot Q_0 + 2,2 \quad (17)$$

natomiast:

$Q_0$  - jest nominalnym statycznym naciskiem koła na szynę w kN,

$\alpha$  - kąt nabiegania koła na szynę w radianach.

Współczynnika  $\tau = tg \rho$  nie można utożsamiać lub zamieniać na wartość współczynnika tarcia wynikającego z prawa Coulomba  $\mu$ .

Po przekształceniu wzoru (14) otrzymuje się uproszczoną zależność na obliczenie współczynnika  $\tau$ :

$$\tau = \frac{1}{\sqrt[n]{\left(\frac{1}{a}\right)^n + \left(\frac{1}{b \cdot \alpha}\right)^n}} \quad (18)$$

W tabeli 2 przedstawiono wyniki obliczeń (Y/Q) dla nacisków zestawów kołowych na szyny wynoszących 200 kN oraz 225 kN, co odpowiada odpowiednio:

$Q_0 = 100 \text{ kN}$  oraz  
 $Q_0 = 112,5 \text{ kN}$ .

Nacisk zestawu kołowego w [t]	Nacisk pionowy koła w [kN]	Kąt nabiegania $\alpha^\circ / rad$	Współczynnik a	Współczynnik b	Współczynnik n	Współczynnik $\tau$	(Y/Q)
20	100	1	0,429	2052,5	2,7	0,4289	0,453
		0,01745					
20	100	1,5	0,429	2052,5	2,7	0,4289	0,453
		0,02617					
20	100	2	0,429	2052,5	2,7	0,4289	0,453
		0,03490					
20	100	3,211	0,429	2052,5	2,7	0,4289	0,453
		0,05604					
22,5	112,5	1	0,42525	2048,75	2,7625	0,4252	0,45
		0,01745					
22,5	112,5	1,5	0,42525	2048,75	2,7625	0,4252	0,45
		0,02617					
22,5	112,5	2	0,42525	2048,75	2,7625	0,4252	0,45
		0,3490					
22,5	112,5	3,211	0,42525	2048,75	2,7625	0,4252	0,45
		0,05604					

Obliczenia wykonano dla szyn suchych zgodnie ze wzorem (18) według karty UIC 510-2 [10] dla pojazdów z dopuszczalnym naciskiem zestawu kołowego 20 ton oraz 22.5 tony na oś.

## 2.2. Kryterium bezpieczeństwa wynikające z sił działających w układzie koło-szyna w warunkach dynamicznych

W raporcie ORE C138 [16], w karcie UIC 518 [11] oraz projekcie normy europejskiej pr EN 14 363:2002 [13] dotyczącej dopuszczenia pojazdu z uwagi na jego własności dynamiczne podczas przejazdu przez łuki o promieniu  $R \geq 250$  m są podane następujące kryteria bezpieczeństwa:

- wg ORE C138 [16] i karty UIC 518 [11]:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\gamma=70^\circ} \leq 0,8 \quad (19)$$

- wg projektu normy europejskiej pr EN 14363:2002 [13]:

$$(Y/Q)_{\max, \lim} \leq 0,8 \quad (20)$$

Zgodnie z dotychczasowymi doświadczeniami współczynnik  $(Y/Q)_{\lim}$  został zweryfikowany dla łuków o promieniu  $R \geq 300$  m. Obecnie brak jest przekonujących dowodów dla obligatoryjnego stosowania tego kryterium dla łuków o promieniach zawartych w przedziale  $250 \text{ m} \leq R < 300 \text{ m}$  i aż do momentu przedłożenia pewnych i udowodnionych wyników, kryterium to może być traktowane jako zalecenie.

Przyjęcie takiego kryterium jest związane między innymi wyłącznie ze zmniejszaniem się współczynnika tarcia podczas jazdy, zwłaszcza podczas jazdy z dużymi prędkościami. Sprawdzenia tego kryterium w trakcie prób dynamicznych na trasie można dokonać przez ciągłą rejestrację w funkcji czasu sił prowadzących Y oraz pionowych nacisków kół Q za pomocą pomiarowych zestawów kołowych zainstalowanych w pojeździe.

## 2.3. Kryterium bezpieczeństwa wynikające z uniesienia koła w stosunku do główki szyny

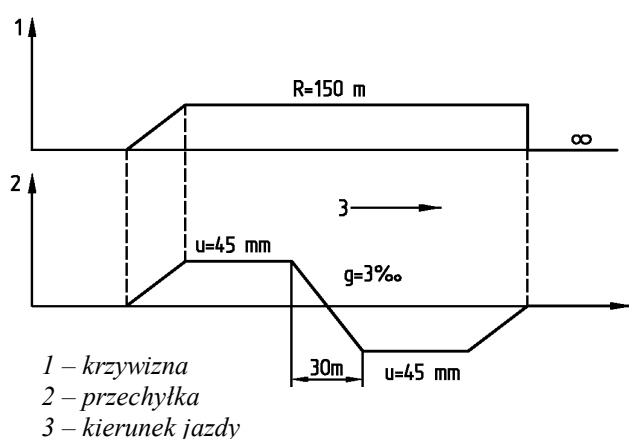
Analizując przedstawione zależności oraz rysunki można wyciągnąć wniosek dotyczący definicji wykołowania w formie klasycznej. Dochodzi do niego wówczas, kiedy koło nabiegające unosi się w stosunku do główki szyny powodując, że punkt styku między kołem i szyną znajdujący się na boku obrzeża koła opuszcza ostatni punkt na prostym odcinku (punkt K na rys.3) i przechodzi na zaokrągloną część obrzeża. W tym momencie należy uznać zjawisko wykołowania jako dokonane. Ponieważ bok obrzeża (prosty odcinek obrzeża) dla profili koła S1002 posiada długość zaledwie paru milimetrów (dla kół o zakresach średnic  $1000 \div 760$  mm wynosi ona 3,91 mm, dla kół o zakresach średnic  $760 \div 630$  mm odpowiednio 6,14 mm oraz dla kół o zakresach średnic  $630 \div 330$  mm - 8,97 mm) to tzw. droga pojazdu, przy której dochodzi do całkowitego uniesienia koła wynosi tylko 0,3 m. Często jednak „droga wykołowania” jest dłuższa i wynosi parę metrów. W wyniku obserwacji dokonanych podczas badań zjawisk wykołowań wspomnianego wagonu

typu Saadkms 4983 okazało się, że pełne wykolejenie występuje przy około 1/2 obrotu koła, co przy uwzględnieniu średnicy tocznej koła wynoszącej 360 mm odpowiadałoby „drodze wykolejenia” wynoszącej około 0,5 m [7]. Zjawisko wspinania się obrzeża w stosunku do główki szyny, a tym samym pionowe przesuwanie się punktu styku obrzeża koła z bokiem główki szyny oraz jego wielkość może być uznane za kryterium wykolejenia i może być sprawdzane na etapie badań. Wielkość uniesienia koła w stosunku do poziomu główki szyny określana jest w raporcie ORE B55 Rp.8 [15] oraz w pr EN 14363:2002 [13] jako „dz<sub>a</sub>”. Badania wagonu Saadkms 4983 były przeprowadzone na trasie, natomiast badania wysokości uniesienia koła odbywają się na specjalnym torze badawczym o promieniu R=150 m. Wynik badań pojazdu można uznać za pozytywny, jeśli badana wielkość dz<sub>a</sub> ≤ 5 mm.

Badania muszą być przeprowadzane w następujących warunkach:

- szyny toru badawczego muszą być w stanie suchym (w razie potrzeby muszą być użyte wszystkie dostępne środki, aby zapewnić możliwie wysoki współczynnik tarcia a więc środki czyszczące, odłuszczone oraz piaskowanie szyn),
- tor badawczy musi być wyposażony przynajmniej w trzy miejsca pomiarowe ( tensometry naklejone na obydwu szynach do pomiarów sił Y oraz Q),
- prześwit toru, profil główki szyny oraz stan utrzymania toru powinien odpowiadać obowiązującym przepisom i normom.

Tor badawczy (rys.4) powinien posiadać łuk o promieniu R=150 m, średnią przechyłkę  $\bar{u} = 0$  oraz stałą wichrowatość wynoszącą  $2.5\text{‰} \leq g^0 \leq 3\text{‰}$ .



Rys.4. Tor badawczy do przeprowadzania prób bezpieczeństwa przed wykolejeniem

## 2.4. Kryterium oddziaływania pojazdu na tor w kierunku poprzecznym

### 2.4.1. Kryterium wymagane przez przepisy europejskie

Jak wynika z rys.3 podczas jazdy pojazd oddziałuje na szyny siłami pionowymi oraz poprzecznymi odpowiednio  $Q_1$  i  $Q_2$  oraz  $Y_1$  i  $Y_2$ . Wielkość tych sił wpływa na wytrzymałość oraz stateczność toru. W przypadku kiedy wielkości te przekraczają wartości dopuszczalne, wówczas tor może ulec przesunięciu wywołanym trwałym odkształceniem toru w planie. Trwałe odkształcenie toru w planie może następować w sposób kumulacyjny na wskutek wielu przejazdów pociągów lub odbyć się w sposób nagły podczas kilku lub jednego przejazdu. Przesunięcie toru może być większe na łukach toru, zwłaszcza wskutek działania sił powodujących wysokie temperatury w szynie. Lokalne przesunięcie toru może być wywołane również przez pojazdy, które przejeżdżają przez tor wykazujący odchyłki geometrii, zwłaszcza w kierunku poprzecznym lub przez silny ruch wężykowania. Należy tutaj jednak uwzględnić, że ważnym parametrem przy dokonywaniu tego rodzaju analiz jest tzw. odkształcenie sprężyste toru, które może znajdować się w przedziale wartości  $0,13 \div 0,76$  mm i może mieć wpływ na trwałe odkształcenie toru. Z tych też względów do analiz bezpieczeństwa przyjmowana jest średnia wartość wynoszącą 0,38 mm. Zbyt duże przesunięcie toru ogranicza bezpieczeństwo jazdy, zmniejsza jej komfort oraz może prowadzić do wykolejenia pojazdu.

W związku z powyższym sformułowano dopuszczalne kryteria oddziaływania pojazdu na tor.

Jako podstawowe kryterium, które jest przedstawione w przepisach międzynarodowych tzn. w karcie UIC 518 [11] i pr EN 14363:2002 [13] stosuje się kryterium Prud'homme, które można przedstawić za pomocą następującej zależności:

$$\sum Y \leq k_1 \cdot \left( 10 + \frac{2}{3} Q_0 \right) \quad (21)$$

gdzie:

$\sum Y$  - suma poprzecznych sił prowadzących działających na zestaw kołowy,

$Q_0$  - jak we wzorze (15),

$k_1$  - współczynnik zależny od rodzaju pojazdu i przyjmowany jako:

$k_1=0,85$  dla wagonów towarowych oraz

$k_1=1$  dla lokomotyw, zespołów trakcyjnych, wagonów trakcyjnych i wagonów osobowych.

Przyjęcie współczynnika  $k_1=0,85$  dla wagonów towarowych i tym samym ograniczenie dopuszczalnej sumy sił prowadzących  $\sum Y$  jest wynikiem dużego rozrzutu wymiarów geometrycznych oraz gorszego stanu utrzymania toru na trasach kolejowych, gdzie kursują tego rodzaju pociągi. W uzasadnionych przypadkach przepisy międzynarodowe dopuszczają możliwość zwiększenia tego współczynnika.

Kryterium powyższe wynika z sumy geometrycznej sił poprzecznych  $Y_1$  oraz  $Y_2$  (rys.3), gdzie siła  $Y_1$  przyjmuje większą wartość, natomiast przyjmując wartość nacisku koła jako  $Q_0=0,5 \cdot (Q_1+Q_2)$  zależność (21) przyjmuje następującą postać:

$$\sum Y \leq k_1 \cdot \left( 10 + \frac{1}{3}(Q_1 + Q_2) \right) \quad (22)$$

gdzie  $Q_1$  i  $Q_2$  oznaczają siły pionowe przypadające na lewe i prawe koło zestawu kołowego.

Kryterium Prud'homme odnosi się więc do ograniczenia wartości sił poprzecznych wywieranych przez pojazd na szyny tak, aby można było zabezpieczyć tor przed trwałym przesunięciem poprzecznym względem podsypki jako części nawierzchni kolejowej. Kryterium w takiej postaci dotyczy tylko nawierzchni kolejowej z tłuczniem, podkładami drewnianymi z ich rozstawem  $\leq 0,65$  m oraz szyn o masie jednostkowej wynoszącej  $\geq 46$  kg/m. W tym przypadku współczynnik tarcia między podkładami drewnianymi a podsypką tłuczniową szacuje się na  $\mu = 0,45 \div 0,60$ . Dla porównania współczynnik tarcia pomiędzy podkładami drewnianymi a podsypką żwirową wynosi  $\mu = 0,35 \div 0,40$ . W przypadku podkładów wykonanych z betonu zbrojonego oraz podsypki żwirowej współczynnik ten szacuje się na  $\mu = 0,45$ . Dlatego też, podobnie jak w poprzednich przypadkach, podając to kryterium należy mieć na uwadze warunki brzegowe, których ono dotyczy. Ww. warunek ograniczenia masy jednostkowej szyny powoduje, że w przypadku trzech użytkowanych szyn na PKP tzn. S42 (42,48 kg/m), S49 (49,43 kg/m) oraz S60 (60,34 kg/m) kryterium Prud'homme wyrażone zależnościami (21) oraz (22) może dotyczyć jedynie toru z szynami S49 oraz S60 na podkładach drewnianych. W przypadku szyny S42 o mniejszej masie jednostkowej i niższych parametrach wytrzymałościowych należy liczyć się z tym, że kryterium to musi być ostrzejsze, a więc można dopuścić mniejszą wartość sił poprzecznych działających na tor. Przyjęte warunki ograniczające dla stosowania kryterium odpowiadają tym, które występowały podczas badań dynamicznych przeprowadzonych na SNCF z użyciem specjalnego wagonu trzyosiowego z przesuwną osią, umożliwiającą realizację siły poprzecznej  $Y$  na powierzchni z szynami o masie jednostkowej 46 kg/m i 1722 podkładami drewnianymi przypadającymi na jeden kilometr toru, co odpowiada odległości pomiędzy podkładami wynoszącymi 0,58 m [8]. Jednym z istotnych wniosków jakie wyciągnięto z tych badań dynamicznych było stwierdzenie, że działanie siły poprzecznej  $\Sigma Y$  na granicy określonej wzorem (21) lub (22) występuje tylko wtedy, gdy działanie tej siły odbywa się na długości toru wynoszącej co najmniej 2 m.

Z punktu widzenia aktualnego stanu wiedzy warunkami ograniczającymi lub warunkami brzegowymi tego kryterium są:

- opór poprzeczny podkładu toru na przemieszczenia (w przypadku podkładów drewnianych wartość ta wynosi  $3,40 \div 4,10$  kN/m wg [9], natomiast w przypadku podkładów betonowych  $8,9 \div 10,7$  kN/m wg [5]),

- współczynnik tarcia w układzie podkłady/ tłuczeń (jako funkcja obciążenia pionowego oraz ilości przejazdów),
- histereza w układzie podkłady/ tłuczeń (zachowanie się przy dociążeniu i odciążeniu) przy obciążeniu cyklicznym,
- parametry geometryczne rozpatrywanego odcinka toru,
- odchyłka temperatury szyny od wartości zerowej, która wyraża obciążenie cieplne,
- krzywizna łuku toru,
- występujące odchyłki geometryczne toru,
- pionowy moduł sprężystości (na podstawie badań amerykańskich oraz europejskich wynosi on 69 MPa).

Analizując wzór (21) można wyciągnąć wniosek, że celowym jest budowa tras kolejowych, które realizują oddzielenie ruchu towarowego od pasażerskiego, zwłaszcza dla zespołów trakcyjnych przeznaczonych do transportu osobowego z wysokimi prędkościami. Kryterium tego nie należy rozpatrywać jako bezpośredniego czy klasycznego związanego z bezpieczeństwem przed wykołajeniem, ale powinno być równoległe rozpatrywane z kryteriami przedstawionymi w p.2.1, 2.2 oraz 2.3.

#### 2.4.2. Kryterium wymagane przez przepisy amerykańskie

W amerykańskich przepisach kryterium Prud'homme podawane jest w następującej formie:

$$\frac{L}{V} = \frac{2,25}{V} + 0,33 \quad (23)$$

gdzie:

$L$ -obciążenie poprzeczne toru „netto” w kilopondach,  
 $V$ -statyczny nacisk pionowy zestawu kołowego na szyny w kilopondach.

Zgodnie z [5] kryterium powyższe obowiązuje dla toru prostego.

Po wstawieniu zależności  $1kp=4,449$  kN (1pound-force=0,4536 kG) i pomnożeniu obydwu stron równania przez  $V$  otrzymuje się identyczne równanie jak (21) przy uwzględnieniu, że  $k_1=1$  oraz  $V=2Q_0$ . Współczynnik  $k_1=0,85$  jest wg [5] nie tyle związany z pojazdem ale jest propozycją twórcy kryterium (Prud'homme), aby dostosować powyższe kryterium do łuków i sił powodujących wywiązywanie się ciepła.

#### 2.4.3. Kryterium wymagane przez Federal Railroad Administration (amerykański Zarząd Federalny Kolei) dla ruchu z wysokimi prędkościami

W związku z rozwojem transportu osobowego z wysokimi prędkościami Federal Railroad Administration podległe amerykańskiemu Ministerstwu Transportu ustaliło, że zespoły trakcyjne przystosowane do wysokich prędkości powinny być poddane obowiązkowym próbom biegowym na trasie, na której będą

eksploatowane oraz siły koło-szyjna będą mierzone co roku przez pojazd referencyjny. Transport z wysokimi prędkościami definiuje się zgodnie z przepisami ( np. europejskimi pr EN 14363:2002 [13] ), który odbywa się z prędkościami  $v \geq 250$  km/h. Wymóg bezpieczeństwa z uwagi na boczne przesunięcie toru sformułowano zgodnie z następującą zależnością:

$$\frac{L}{V} = 0,5 \quad (24)$$

gdzie  $L$  i  $V$  jak we wzorze (23).

Wymaganie to zostało zaproponowane przez grupę ekspertów technicznych w 1998 roku w ramach rozwoju norm dla transportu osobowego z wysokimi prędkościami na podstawie ocenianego jako bardzo ostrożne kryterium Prud'homme oraz w oparciu o wyniki badań dynamicznych przeprowadzonych na zespołach trakcyjnych typu X2000 oraz ICE i Amtrak. Zależność (24) można zapisać przyjmując  $V=2Q_0$  w następujący sposób:

$$L = Q_0 \quad (25)$$

Przyjmując maksymalny nacisk pionowy koła na szynę  $Q_0=75$  kN na przykładzie nowoczesnych układów biegowych TR 400 produkcji Bombardier Transportation przeznaczonych do zespołów trakcyjnych kursujących z maksymalną prędkością 350 km/h zgodnie z [3] otrzymuje się dopuszczalną wartość siły poprzecznej  $L$  wynoszącą 75 kN, natomiast zgodnie z zależnością (21) przy uwzględnieniu  $k_T=1$  otrzymuje się wartość  $L=60$  kN. Wynika z tego, że kryterium Prud'homme uwzględnia w tym przypadku 25 % zapas bezpieczeństwa.

W wyniku tak sformułowanego kryterium okazało się, że jego spełnienie może powodować zwiększenie nakładów na utrzymanie toru. Pojawiła się w związku z tym konieczność zrewidowania dotychczasowych poglądów na obciążenia boczne toru oraz sformułowanie kryteriów, które zawierałyby mniejszy zapas bezpieczeństwa niż wspomniane kryterium Prud'homme. Główny zarzut jaki jest kierowany do tego kryterium polega na tym, że jest ono sformułowane tylko na podstawie badań na lekkim torze z podkładami drewnianymi i nie pozwala na wyciągnięcie wniosków co do maksymalnych sił poprzecznych dla innych rodzajów toru. Poza tym uwzględnia ono wpływ siły poprzecznej o stałej wartości, podczas gdy z wyników badań dynamicznych można wyciągnąć wniosek, że w rzeczywistej eksploatacji pojawiają się siły z maksymalnymi wartościami występującymi na krótkich odcinkach. Stwierdzenie, że kryterium Prud'homme nie jest kryterium ostatecznym i że będzie podlegało stałemu rozwojowi znajduje się w [8]. Już z początkiem lat siedemdziesiątych ubiegłego wieku wyrażono pogląd, że jeśli tor jest dobrze ustabilizowany, a tym samym cechuje się dużą odpornością na przesunięcia poprzeczne, to w tym przypadku obowiązuje zależność przedstawiona w [8]:

$$\sum Y = 0,85 \cdot (2,5 + 0,6 \cdot [Q_1 + Q_2]) \quad (26)$$

Podstawiając  $Q_1=Q_2=2Q_0$  i podstawiając  $Q_0=75$  kN otrzymuje się wartość siły  $Y$  lub  $L=78,625$  kN.

W przypadku zależności (26) dopuszcza się znacznie większą wartość siły poprzecznej.

Celem dalszych analiz dopuszczalnej siły poprzecznej w USA zbudowano oprogramowanie komputerowe bazujące na modelu matematycznym odkształceń toru TREDa (skrót nazwy Track Residual Deflection Analysis) [5]. W wyniku przeprowadzonych analiz symulacyjnych zaproponowano następujący wzór obowiązujący dla ruchu z wysokimi prędkościami w pełnym zakresie prędkości:

$$\frac{L}{V} = 0,28 + \frac{4,46}{V} \quad (27)$$

gdzie  $L$  i  $V$  jak we wzorze (23).

Wzór (27) po pomnożeniu obydwu stron przez  $V$  oraz po wstawieniu  $1kp=4,449$  kN otrzymuje postać:

$$L = 0,28 \cdot V + 19,84 \quad (28)$$

Kryterium to wyprowadzono dla ruchu na torze spawanym, bez złączek pomiędzy szynami oraz dla promienia  $R \geq 291$  m. Podstawiając  $V=2Q_0=150$  kN ( dla zespołów trakcyjnych wyposażonych w nowoczesny układ trakcyjny TR 400 ) otrzymuje się  $L=61,84$  kN, a więc dopuszcza większą siłę aniżeli przepisy europejskie. Różnica ta będzie zwiększała się wraz ze wzrostem statycznego nacisku bazowego koła  $Q_0$ . Przyjęty do analiz model TREDa został zweryfikowany z wynikiem pozytywnym poprzez badania stanowiskowe oraz ruchowe, które przeprowadzono w ośrodku badawczym Transportation Technology Center w Pueblo (Colorado). Ostateczne przyjęcie nowych kryteriów jest w fazie weryfikacji polegającej na analizie badań dynamicznych. Rozwój tego kryterium wyjaśniają analizy wzoru (21) oraz (22) podane w [8 i 9]. Wzory (21) oraz (22) wywodzą się z wyprowadzonej zależności mającej charakter ogólny:

$$\sum Y = \frac{2L_y}{l} \cdot H_0 + \frac{2L_y}{L} \cdot f \cdot Q_0 \quad (29)$$

przy uwzględnieniu, że:

$$L_y = \sqrt[4]{\frac{4E \cdot I_y}{U_y}} \quad (30)$$

gdzie:

$L_y$  - współczynnik względnej sztywności toru w płaszczyźnie poziomej,

$E$  - moduł Younga dla stali,

$I_y$  - moment bezwładności szyny względem osi  $y$  prostopadłej do poziomu wyznaczonego przez główkę szyny,

$U_y$  - współczynnik sprężystości podparcia szyny,

$l$  - rozstaw podkładów,



$H_0$  -opór początkowy w kierunku poprzecznym podkładu kolejowego dla nacisku pionowego koła  $Q_0=0$  (rośnie wraz ze wzrostem nacisku pionowego zgodnie z zależnością  $H=H_0+2fQ_0$ ),  
 $L$  -współczynnik względnej sztywności szyny i podparcia szyny,  
 $F$  - współczynnik tarcia podkładu drewnianego po podsypce.

Jeśli uwzględnić  $f=0,5$  oraz  $L=1,5 L_y$ ,  $H_0=250\div 300$  kN wówczas dochodzi się do zależności określonej wzorami (21) oraz (22).

## 2.5. Kryterium oddziaływania pojazdu na tor w kierunku pionowym

Kolejnym kryterium wpływającym na bezpieczeństwo jazdy i zabezpieczającym pojazd pośrednio przed wykolejeniem jest kryterium dopuszczalnego nacisku pionowego koła na szynę. To kryterium jest sformułowane w karcie UIC 518 [11] oraz pr EN 14363:2002 [13] i ma następującą postać:

$$Q_{\max, \lim} = 90 + Q_0 \quad (31)$$

gdzie:

$Q_{\max, \lim}$  - maksymalny nacisk koła na szynę wyrażony w kN podczas jazdy.

Z zależności (31) wynika, że nacisk koła na szynę podczas jazdy składa się z dwóch części: nacisku statycznego  $Q_0$  oraz nadwyżki dynamicznej, której udział przyjęto na poziomie 90 kN. Zależność (31) obowiązuje w zakresie do maksymalnej wartości  $Q_0=112,5$  kN, co odpowiada dopuszczalnemu naciskowi na oś wynoszącemu 225 kN ( 22,5 t/oś). Dla takiego przypadku  $Q_{\max, \lim}=202,5$  kN. Wartość ta podana jest w ww. przepisach w zaokrągleniu jako 200 kN. Kryterium (31) obowiązuje dla szyn o masie jednostkowej  $\geq 46$  kg/m (szyny typu S49 i S60) oraz o parametrach wytrzymałościowych  $R_m \geq 700$  N/mm<sup>2</sup>. W przypadku nowo dopuszczonego ruchu z naciskiem statycznym  $2Q_0=250$  kN na wybranych liniach kolejowych zarządów europejskich UIC obowiązuje przepisy nowo wydanej karty UIC 518-2 [12] i  $Q_{\max, \lim}=215$  kN.

Wartość  $Q_{\max, \lim}$  jest również zależna od prędkości jazdy pojazdu, co jest przedstawione w tabeli 3.

### Zależność $Q_{\max, \lim}$ od prędkości pojazdu wg karty UIC 518 [11]

Tabela 3

L.p.	Zakres prędkości	Kryterium	Uwagi
1	$v_{\max} \leq 160$ km/h	$Q_{\max, \lim} \leq 200$ kN	
2	$160 < v_{\max} \leq 200$ km/h	$Q_{\max, \lim} \leq 190$ kN	
3	$200 < v_{\max} \leq 250$ km/h	$Q_{\max, \lim} \leq 180$ kN	
4	$250 < v_{\max} \leq 300$ km/h	$Q_{\max, \lim} \leq 170$ kN	
5	$v_{\max} > 300$ km/h	$Q_{\max, \lim} \leq 160$ kN	

Kolejnym kryterium wymienionym w przepisach międzynarodowych a ograniczającym wartość quasi-statycznej siły pionowej oddziaływania koła na szynę na łukach o bardzo małym promieniu ( $250 \leq R < 400$  m) oraz na łukach o małym promieniu ( $400 \leq R < 600$ m) jest maksymalna wartość quasistatycznej siły pionowej  $Q_{\text{qstlim}} \leq 145$  kN.

## 3. Bezpieczeństwo przed wykolejeniem jako funkcja cech pojazdu oraz toru

### 3.1. Uwagi ogólne

Kryterium bezpieczeństwa przed wykolejeniem przedstawione w p.2.1 przeanalizowano pod kątem oddziaływania w układzie koło-szyna. Skoncentrowano się tutaj przede wszystkim na czynnikach zawartych po prawej stronie równania (3) tj. kącie pochylenia obrzeża koła oraz współczynnika tarcia. Wielu teoretycznych i praktycznych spostrzeżeń może jednak dostarczyć lewa strona równania. Współczynnik wykolejenia jest definiowany tu jako stosunek poprzecznej siły prowadzącej  $Y$  do nacisku pionowego koła  $Q$ . Siły te w trakcie jazdy i eksploatacji pojazdu przyjmują wartości zmienne. Czynniki, które mogą zwiększyć ten współczynnik ponad dozwoloną wartość 1,2 są nadmierny wzrost siły prowadzącej oraz odciążenie koła zestawu kołowego i zależą one od budowy zarówno samego pojazdu jak również i toru. Czynniki mającymi wpływ na współczynnik bezpieczeństwa przed wykolejeniem w wyniku odciążenia koła  $\Delta Q$  są:

- ze strony pojazdu:
  - sztywność skrętna pudła pojazdu,
  - sztywność skrętna ramy wózka w kombinacji ze sztywnością skrętną usprężynowania pierwszego stopnia,
  - mimośrodowość środka masy pojazdu w płaszczyźnie poziomej,
  - tarcie wywiązujące się podczas wichrowania.
- ze strony toru:
  - wichrowatość na krzywych przejściowych toru,
  - dodatkowa wichrowatość spowodowana błędami we wzajemnym położeniu szyn,
  - nadmiar lub niedostateczność przechyłki toru.

Czynniki mającymi wpływ na współczynnik bezpieczeństwa przed wykolejeniem w wyniku zwiększenia siły prowadzącej  $Y$  są:

- ze strony pojazdu:
  - rozstaw zestawów kołowych wózka ( baza wózka) względnie rozstaw zestawów kołowych wagonów dwuosioowych,
  - moment obrotowy wózka ( układu biegowego) względem nadwozia,
  - sztywność wzdłużna i poprzeczna prowadzenia zestawu kołowego w usprężynowaniu pierwszego stopnia.

- ze strony toru:
  - promień łuku toru,
  - błędy ułożenia toru.

Przy tak sklasyfikowanych czynnikach, w raporcie ORE B55 Rp.8 [15] są przedstawione przypadki, które zwiększają prawdopodobieństwo wykolejenia:

- przejazd pojazdu przez małe łuki toru, kiedy powstają większe siły prowadzące,
- małe naciski kół podczas jazdy pojazdu (cechującym się małą masą własną) w stanie próżnym lub częściowo załadowanym,
- duża sztywność skrętna pojazdu, która sprzyja odciążeniu kół podczas przejazdu przez tor wchrowaty,
- mała prędkość jazdy, podczas której duże siły Q oraz Y powstają w warunkach quasi-statycznych,
- przejazd przez odcinki toru z szynami suchymi, dającymi niekorzystne warunki cierne.

### 3.2. Kryterium bezpieczeństwa przed wykolejeniem wynikające z odciążenia koła $\Delta Q$ oraz działania siły prowadzącej Y

Biorąc pod uwagę, że współczynnik bezpieczeństwa przed wykolejeniem jest funkcją dwóch sił a więc siły prowadzącej  $Y_a$  oraz rzeczywistego nacisku koła na szynę  $Q_a$  (indeks „a” oznacza, że koło znajduje się na zewnętrznej szynie łuku toru) kryterium przedstawione we wzorze (3) można zastąpić formułami, które mają już bardziej praktyczny charakter, czyli:

$$\frac{Y}{Q_a} = \frac{Y_a(R, a_q, Q_{oj})}{Q_a} \quad (32)$$

gdzie:

R - promień łuku toru,  
 $a_q$  - przyspieszenie poprzeczne  
 oraz

$$Q_a = Q_{oj} - \Delta Q_{fzo} - \Delta Q_t \pm \Delta Q_{fy} \quad (33)$$

gdzie:

- $Q_a$  - rzeczywisty nacisk pionowy koła nabiegającego na szynę,
- $Q_{oj}$  - nominalny (średni) nacisk koła j-tego zestawu kołowego na szynę,
- $\Delta Q_{fzo}$  - odchyłka nacisku koła na szynę wynikająca z szerokości zmierzonej pętli histerezy z tarcia w zawieszeniu oraz w układzie oparcia nadwozia zmierzonej dla każdego pojazdu wg metodyki przedstawionej w pr EN 14 363:2002 [13] oraz raporcie ORE B55 Rp.8 [15],
- $\Delta Q_t$  - zmiana pionowego nacisku koła na szynę spowodowana wchrowatością toru,
- $\Delta Q_{fy}$  - odchyłka nacisku koła na szynę spowodowana działaniem poprzecznej siły łożyskowej  $F_y$  (rys.3).

Po wstawieniu zależności (33) do (32) otrzymuje się:

$$\frac{Y}{Q_a} = \frac{Y_a(R, a_q, Q_{oj})}{Q_{oj} \Delta Q_{fzo} \Delta Q_t \pm \Delta Q_{fy}} \quad (34)$$

Zmianę nacisku koła dla pojazdów wózkowych, wywołanego wchrowatością  $\Delta Q_t$ , można wyrazić za pomocą następującego wzoru:

$$\Delta Q_t = c_{tA(2a^*)} \cdot g^* + c_{tA(2a^+)} \cdot g^+ \quad (35)$$

gdzie:

- $c_{tA(2a^*)}$  - całkowita sztywność skrętna pojazdów wózkowych przy wchrowatości odniesionej do bazy wózka  $2a^*$  wyrażona w kN/mm lub w kN/‰,
- $g^*$  - wchrowatość pojazdu mierzona na bazie wagonu wyrażona w mm lub w ‰,
- $c_{tA(2a^+)}$  - całkowita sztywność skrętna pojazdów wózkowych przy wchrowatości odniesionej do bazy wagonu  $2a^+$ , wyrażona w kN/mm lub w kN/‰,
- $g^+$  - wchrowatość pojazdu mierzona na bazie wózka wyrażona w mm lub w ‰.

Zgodnie z raportem ORE B55 Rp.8 [15] wchrowatość  $g^*$  lub  $g^+$  wyraża się odpowiednio wzorami:

$$g^* = \frac{15}{2a^*} + 2 \quad \text{przy zakresie obowiązującym dla } 4,5 \text{ m} < 2a^* < 20 \text{ m} \quad (36)$$

oraz

$$g^+ = 7 - \frac{5}{2a^+} \quad \text{przy zakresie obowiązującym dla } 1,3 \text{ m} < 2a^+ < 4,5 \text{ m} \quad (37)$$

Wzory (34) oraz (35) określające wchrowatość toru wynikają z jego trajektorii (trasowania) oraz stanu utrzymania. Wartość 15 mm podana w (36) jest graniczną odchyłką wysokościową mierzoną pomiędzy obydwoma tokami szyn. Natomiast wartość 2 oznacza pochylenie rampy przechyłkowej zewnętrznego toku szyn przy kształtowaniu odcinków łączących tor prosty z łukiem o określonym promieniu oraz przechyłce. Tok wewnętrzny szyn toru jest usytuowany wciąż na tym samym poziomie jak tor prosty, jednak poszerzenia toru na łukach wykonuje się przez odsunięcie szyny toku wewnętrznego szyny od środka łuku toru ( np. za pomocą krzywej przejściowej). Jak wynika z (36) w przypadku dłuższych pojazdów wpływ wchrowatości na odciążenie koła będzie mniejszy, aniżeli w przypadku pojazdów posiadających tzw. krótką bazę. Wielkość pochylenia rampy przechyłkowej była przedmiotem rozlicznych uzgodnień i dyskusji pomiędzy przedstawicielami przemysłu oraz infrastruktury kolejowej. Zależność (36) była przedmiotem

licznych modyfikacji. Wcześniejsze postacie wzoru miały bardziej rygorystyczny charakter. W literaturze [8] podano, powołując się na badania ORE, wcześniejszą edycję wzoru (36), a mianowicie:

$$\lim g_1^0 = g^* = \frac{20}{2a^*} + 3 \leq 7\text{‰} \quad (38)$$

Z wzoru (38) wynika, że pochylenie rampy przechyłkowej wynosi 3‰, natomiast maksymalna wysokość odchyłki wysokościowej wynosi 20 mm. Kryterium to powstało w wyniku statystycznego opisu parametrów wchrowatości w danym stanie nawierzchni kolejowej na podstawie szeregu pomiarów przeprowadzonych na sieciach kolejowych DB, NS, ÖBB, PKP i SNCF. Założono, że pomiary przeprowadzone na odcinkach toru o łącznej długości 7000 km tworzą wystarczającą postawę do ustalenia zależności pomiędzy wchrowatością toru a bazą pojazdu. Kryterium (37) jest łagodniejsze dla pojazdów szynowych i wynika z założenia, że wykolejenie spowodowane wchrowatością toru jest uwarunkowane niskim prawdopodobieństwem jednoczesnego wystąpienia ekstremalnych warunków geometrii toru, czynników związanych z pojazdem oraz warunków eksploatacyjnych. W tej sytuacji należy uznać, że wielkość 2‰ oraz 15 mm są odpowiednio umownymi wartościami pochylenia rampy przechyłkowej oraz nierówności toków szyn, których wystąpienie jednoczesne może odbywać się z dużym prawdopodobieństwem. Jak podaje raport ORE B55 Rp.8 [15], to założenie musiało stanowić wyjaśnienie dlaczego odnotowano wcześniej tak małą ilość wykolejeń wagonów towarowych pomimo, że wagony te nie spełniały ustalonej sztywności skrętnej określonej w szóstym wydaniu raportu ORE B55 Rp.6. W związku z tym wchrowatość  $\lim g_1^0$  nie była już przydatna więcej w ocenie bezpieczeństwa przed wykolejeniem pojazdów szynowych i zastąpiła ją wzorem (36).

Zależność (37) wynika z badań, jakie przeprowadzono badając bezpieczeństwo przed wykolejeniem na torze posiadającym wchrowatość 7‰ i odnosi się ona do bazy wynoszącej 5 m pojazdu badawczego uznanego jako pojazd referencyjny ( najmniejsza baza wagonów towarowych dwuosioowych). Przy uwzględnieniu  $2a^+=5\text{m}$  maksymalna wchrowatość  $g^+$  wynosi 6‰. Wartość ta odpowiada dokładnie tej, którą określono jako maksymalną w przepisach D1 obowiązujących na PKP [14]. Drugim istotnym postanowieniem ww. przepisów jest dopuszczenie ramp przechyłkowych o pochyleniu maksymalnym wynoszącym  $i_{\max} = 2,5\text{‰}$ . Na trasach kolejowych innych zarządów europejskich pochylenie ramp przechyłkowych wynosi podobnie jak w Polsce  $i_{\max} = 2,5\text{‰}$ , natomiast wyjątek stanowi SNCF ( Francja), która stosuje

$i_{\max} = 1,5\text{‰}$  [1]. Parametr ten jest uwzględniony we wzorze (36) (wartość umowna 2‰).

Projekt normy europejskiej EN 14363:2002 [13] wprowadził kolejne zmiany w zakresie kryteriów wchrowania pojazdów wózkowych przedstawionych w (36) oraz (37).

Wchrowatość  $g^*$  lub  $g^+$  wyraża się odpowiednio wzorami:

$$g^* = \frac{15}{2a^*} + 2 \quad \text{dla } 2a^* \leq 20\text{m} \quad (39)$$

natomiast dla pojazdów wieloczlónowych posiadających bazę  $2a^* > 20\text{m}$  obowiązuje zależność:

$$g^* = 3 - \frac{5}{2a^*} \quad (40)$$

oraz

$$g^+ = 7 - \frac{5}{2a^+} \quad \text{dla } 2a^+ < 4\text{m} \quad (41)$$

natomiast dla układów biegowych przy  $2a^* > 4\text{m}$  obowiązuje zależność:

$$g^+ = \frac{15}{2a^+} + 2 \quad (42)$$

Analizując dalej kryterium (4) i zakładając, że jednym z czynników powodujących wykolejenie jest odciążenie koła  $\Delta Q$  można wprowadzić pojęcie względnego odciążenia koła  $\Delta q$ , które można wyrazić za pomocą następującego wzoru:

$$\Delta q = \frac{\Delta Q}{Q_{oj}} \quad (43)$$

Wówczas graniczne odciążenie koła  $\lim \Delta Q$  można wyrazić wzorem:

$$\lim \Delta Q = Q_{oj} \cdot \lim \Delta q \quad (44)$$

Wstawiając (44) do zależności (4) otrzymuje się:

$$\frac{Y}{Q_{oj} - \lim \Delta Q} = \lim \left( \frac{Y}{Q} \right)_a \quad (45)$$

lub inaczej:

$$\frac{Y}{Q_{oj} - Q_{oj} \cdot \lim \Delta q} = \lim \left( \frac{Y}{Q} \right)_a \quad (46)$$

Po przekształceniach otrzymuje się następującą zależność:

$$\lim \Delta q = \frac{\lim \left( \frac{Y}{Q} \right)_a - \frac{Y_a}{Q_{oj}}}{\lim \left( \frac{Y}{Q} \right)_a} \quad (47)$$

Zastępując  $\lim \left( \frac{Y}{Q} \right)_a$  wartością 1,2 otrzymuje się następującą zależność:

$$\lim \Delta q = \frac{1,2 - \frac{Y_a}{Q_{oj}}}{1,2} \quad (48)$$

lub inaczej:

$$\lim \Delta Q = \frac{1,2 \cdot Q_{oj} - Y_a}{1,2} \quad (49)$$

Taka postać równania pozwala na ustalenie dopuszczalnego względnego odciążenia koła  $\lim \Delta q$  jako funkcji średniego nacisku koła oraz wielkości siły prowadzącej  $Y_a$  ( po zewnętrznej stronie łuku toru), która jest określona jako  $Y_a = f(a_q, Q_{oj})$ . W raporcie ORE B55 Rp.8 [15] podano przybliżone wzory na obliczenie tej siły  $Y_a$  ( jak również  $Y_i$ -tzn, siły prowadzącej dla koła znajdującego się po stronie wewnętrznej łuku) dla wagonów towarowych wyposażonych w wózki standardowe Y25 o bazie 1,8 m oraz w wózki 661 (z możliwością quasiradialnego ustawiania się zestawów kołowych) posiadające zestawy kołowe z kołami o profilu tocznym S1002 wg karty UIC 510-2 [10] dla zakresu przyspieszeń poprzecznych  $-0,5 \text{ ms}^{-2} \leq a_q \leq 0,85 \text{ ms}^{-2}$ . Równania na obliczenie sił prowadzących  $Y_a$  lub  $Y_i$  zostały ustalone na podstawie badań doświadczalnych przeprowadzonych z wagonami towarowymi wyposażonymi w zestawy kołowe pomiarowe na jednym z wózków na trasach DB, posiadających łuki z zakresem promieni  $225 \text{ m} < R < 1000 \text{ m}$ . Po wyliczeniu siły prowadzącej  $Y_a$  oraz przy znanym średnim ( nominalnym) nacisku koła na szynę  $Q_{oj}$  można wyznaczyć wartość  $\lim \Delta q$ .

Pomiary sił prowadzących dla pojazdów towarowych dwuosioowych z klasycznym zawieszeniem dwuwieszakowym przeprowadzone na łuku o promieniu  $R=150 \text{ m}$  wykazały, że siła prowadząca koła znajdującego się po stronie zewnętrznej łuku toru  $Y_a$  jest równa sile oporu tarcia ślizgowego  $Y_i$  koła znajdującego się po wewnętrznej stronie łuku toru.

Z tego wyniku przybliżona zależność:

$$Y_a \approx Y_i = Q_i \cdot \text{tg}(\gamma + \rho) \quad (50)$$

przy równoczesnym obowiązywaniu wzoru:

$$\text{tg}(\gamma + \rho) \cong \frac{6,5}{150} \cdot 2a^* \quad (51)$$

Z powyższych zależności można wyprowadzić wzór na dopuszczalne odciążenie względne wagonów towarowych dwuosioowych zgodnie z raportem ORE B55 Rp.8 [15]:

$$\lim \Delta q = \frac{1,2 - \text{tg}(\gamma + \rho)}{1,2 + \text{tg}(\gamma + \rho)} \quad (52)$$

Wartości dopuszczalnego względnego odciążenia zestawu koła  $\lim \Delta q$  dla wagonów towarowych dwuosioowych wyposażonych w klasyczne zawieszenie dwuwieszakowe z resorami piórowymi ( o charakterystyce liniowej lub progresywnej ) przedstawiono w tabeli 4.

Zestawienie wartości  $\lim \Delta q$  dla wagonów towarowych dwuosioowych wyposażonych w zawieszenie klasyczne z resorami piórowymi

Tabela 4

L.p.	Baza pojazdu [m]	$\text{tg}(\gamma + \rho)$	$\lim \Delta q$	Uwagi
1	4,5	0,1949	0,720	
2	5	0,2166	0,694	
3	6	0,2599	0,643	
4	7	0,3033	0,596	
5	8	0,3466	0,551	
6	9	0,3899	0,509	
7	10	0,4333	0,469	*

\* graniczna baza wagonów towarowych dwuosioowych ( dla wyprodukowanych wagonów z rozsuwanymi ścianami)

Badania doświadczalne wykolejeń wagonów towarowych dwuosioowych przeprowadzone w latach sześćdziesiątych ubiegłego wieku i mające na celu określenie  $\lim \Delta q$  wykazały [8], że  $\lim \Delta q$  zawiera się w przedziale  $0,62 \leq \lim \Delta q \leq 0,84$  (przy otrzymanej średniej ze stu pomiarów  $\lim \Delta q_{sr} = 0,73$ ). Wyniki tych badań pokrywają się z otrzymanymi na drodze analitycznej ze wzoru (48) zwłaszcza, że w omawianym okresie budowano wagony o małych bazach. Jak podaje [8], przeważały wtedy wagony towarowe o bazie  $2a^* = 5 \text{ m}$ . Zgodnie z zaleceniami raportu ORE B55 Rp.8 [15] współczynnik wykolejenia dla wagonów towarowych dwuosioowych, można wyznaczyć w oparciu o parametry wyznaczone na drodze badań:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_a = \frac{(Q_{oj} + Q_{fzo} + \Delta Q_t \pm \Delta Q_{Fy}) \cdot \text{tg}(\gamma + \rho) + F_y}{Q_{oj} - \Delta Q_{fzo} - \Delta Q_t \pm \Delta Q_{Fy}} \quad (53)$$

Oznaczenia sił pionowych przyjęto na podstawie wzoru (33) , natomiast siła  $F_y$  jest poprzeczną siłą łożyskową (rys.3).

#### 4. Wnioski

Jak wynika z przeprowadzonych analiz, kryteria bezpieczeństwa przed wykolejeniem są przedmiotem dalszych prac analitycznych oraz doświadczalnych. Z jednej strony jest to wymuszone rozwojem nowych pojazdów o niekonwencjonalnej budowie, jakimi są pojazdy bimodalne ( RoadRailer, Transtrailer, Kombitrailer) oraz wagony do przewozu samochodów ciężarowych typu "Rollende Landstrasse" ( posiadające bardzo małe średnice kół), z drugiej zaś strony rozwojem nowoczesnych tras kolejowych ( np. dostosowanych do wysokich prędkości). Przy formułowaniu kryteriów dotyczących tego zagadnienia okazało się, że zbyt ostre wymagania powodują znaczne zwiększenie kosztów wytwarzania pojazdów oraz duże koszty utrzymania infrastruktury kolejowej (np. duże nakłady finansowe na prace remontowe) co powoduje

niską konkurencyjność transportu szynowego w stosunku do innych rodzajów transportu. Argument ten należy tym bardziej uznać za istotny, że w roku 2002 udział transportu szynowego w przewozie ładunków wynosił zaledwie 12,9 % w stosunku do 75,5 % dla transportu drogowego, biorąc pod uwagę łącznie 15 krajów członkowskich Unii Europejskiej (udział transportu za pomocą żeglugi śródlądowej oszacowano na 6%, natomiast rurociągowej na 5,6 %). Absolutny "rekord" w tej niekorzystnej statystyce dla transportu towarów biją takie kraje jak Grecja (1,9%, 98,1%), Irlandia ( 3,9%, 96,1%), Holandia ( 4,4%, 44,9%), Hiszpania ( 89,3%, 6,4 %). Statystykę w analizowanym czasokresie niewiele poprawiło wliczenie przyjętych w 2004 roku 10-ciu krajów członkowskich, gdzie proporcje te wynosiły odpowiednio 16,3% dla transportu szynowego oraz 72,2 % dla transportu drogowego. Prace nad formułowaniem nowych kryteriów nie mogą na pewno odbywać się kosztem bezpieczeństwa kursującego taboru. Jednak używanie w tym przypadku rachunku prawdopodobieństwa, zgodnie z wytycznymi raportu ORE B55 Rp.8 [15], wydaje się być całkowicie uzasadnione. W wyniku takiego ujęcia zagadnienia okazuje się, że utrzymanie współczynnika wykolejenia (Y/Q) na poziomie 1,2 daje 95% prawdopodobieństwa, że pojazd nie wykolei się, albo inaczej producent i użytkownik pojazdu ponoszą 5% ryzyka, że wykolejenie wystąpi w przypadku jednoczesnego pojawienia się wszystkich ekstremalnych, niekorzystnych zjawisk ( pojazd o dużej sztywności skrętnej, graniczna wchrowatość toru oraz zły stan jego utrzymania). Podobnie łagodzenie kryteriów dotyczących ograniczenia wielkości sił poprzecznych  $\Sigma Y$  mogących wywołać przesunięcia boczne toru musi być prowadzone przy bardzo dużym udziale prac badawczych. Należy wziąć pod uwagę, że już przy istniejących kryteriach służby budowlane muszą uwzględnić w obliczeniach skrajni trwałe przesunięcie poprzeczne toru wynoszące 15 mm, które jest dopuszczalne pomiędzy dwoma okresami naprawczymi. Z przedstawionych analiz kryteriów wynika, że konieczna jest ścisła współpraca pomiędzy konstruktorami pojazdów, użytkownikami oraz służbami budowlanymi, aby realnie zapewnić maksymalne bezpieczeństwo kursującego pojazdu.

#### Literatura

- [1] Baluch H.: *Optymalizacja układów geometrycznych toru*. WK i Ł. Warszawa.1983
- [2] Böhmer A., Ertz M., Konothe K., Bucher-Mersch F., Klimpel T. : *Beanspruchungen von Schienen unter dynamischen und thermischen Belastungen*. ZEV Rail Glasers Annalen. Nr 03/04.2003
- [3] Jakob J., Schubert S.: *Innovative Fahrwerke TR400- Entwicklung und Erprobung der künftigen Hochgeschwindigkeitswerke*. ZEV Rail Glasers Annalen. 8.2004.
- [4] Kik W., Menssen R., Moelle D.: *Kräfte und Verschleiß in der Wendenschleife und im Abzweig einer Weiche*. EI- Der Eisenbahningenieur 04.2003.
- [5] Kish A.: *Neue Gleisverschiebungskräfte für Hochgeschwindigkeitsstrecken*. Schienen der Welt. 7/8.2001.
- [6] Krugmann H.L.: *Lauf der Schienenfahrzeuge im Gleis. Eine Einführung*. Oldenbourg Verlag München-Wien.1982.
- [7] Riessbeger K.: *Zur Entgleisungssicherheit der Rollenden Landstrasse*. ZEV Rail Glasers Annalen. Nr 2/3.1994
- [8] Smolarz W., Sobolewski H., Basiewicz T., Bałuch T., Statkiewicz J.: *Przystosowanie kolei do zwiększonych szybkości i dużych przewozów*. Praca zbiorowa. WK i Ł. Warszawa 1969
- [9] Sysak J.: *Drogi kolejowe*. PWN. Warszawa 1982.
- [10] Karta UIC 510-2: *Pojazdy doczepne. Koła i zestawy kołowe. Warunki do stosowania kół o różnych średnicach*. Wydanie 4 z 04.2004
- [11] Karta UIC 518: *Badania i homologacja pojazdów kolejowych z punktu widzenia właściwości dynamicznych, bezpieczeństwa jazdy, obciążenia toru i parametrów biegowych*. 2-gie wydanie z 01. 2003.
- [12] Karta UIC 518-2: *Uzupełnienie do karty UIC 518: Zastosowanie do wagonów towarowych przystosowanych do nacisku zestawu kołowego większego niż 22,5 t i do 25t*. 1-sze wydanie z 06. 2004.
- [13] pr EN 14 363:2002 *Bahnanwendungen- Prüfung für die fahrtechnische Zulassung von Schienenfahrzeugen –Prüfung des Fahrverhaltens und stationäre Versuche*. Juni 2002.
- [14] *Przepisy D1- Przepisy techniczne utrzymania i eksploatacji nawierzchni kolejowej na liniach kolejowych normalnotorowych użytku publicznego, wprowadzone zarządzeniem nr 47 Ministra Komunikacji z dn.01.01.1982, wchodzące w życie z dniem 01.05.1983*.
- [15] *Raport ORE Frage B55 : Sicherheit gegen Entgleisen von Güterwagen in Gleisverwindungen. Bericht Nr.8 ( Schlussbericht)*. Utrecht, April 1983.
- [16] *Raport ORE Frage C138: Zulässige Höchstwerte der Y-und Q-Kräfte und Entgleisungskriterien*. Utrecht 1986.