

Driving safety of freight wagons in the light of new theoretical and empirical research

The article presents the problem of security against derailment of freight wagons in the light of new theoretical and empirical studies. It also presents the problem of security against derailment in light of the current legislation, outlined in ORE/ERRI reports, European EN standards and UIC cards.

Bezpieczeństwo jazdy wagonów towarowych w świetle nowych badań teoretycznych oraz badań empirycznych

W artykule przedstawiono problem bezpieczeństwa przed wykolejeniem wagonów towarowych w świetle nowych prac studialnych oraz prac empirycznych. Przedstawiono również problem bezpieczeństwa przed wykolejeniem w świetle aktualnie obowiązujących przepisów, przedstawionych w raportach ORE/ERRI, w normach europejskich EN oraz kartach UIC.

1. WSTĘP

Bezpieczeństwo przed wykolejeniem wagonów towarowych jest problemem interdyscyplinarnym. Wymagana ona znajomości wielu zagadnień z dziedziny współpracy koło-szyna, dynamiki pojazdów szynowych, wytrzymałości konstrukcji, budowy poszczególnych elementów infrastruktury kolejowej, zwłaszcza toru kolejowego i jego elementów, procesów zużycia w układzie koło-szyna itd.

Bezpieczeństwo przed wykolejeniem w tradycyjnym rozumieniu określa się jako przejazd pojazdu przez tory wchrowate w warunkach quasi-statycznych. W takim przypadku jako miarodajne dla bezpieczeństwa przed wykolejeniem uznano przejazd pojazdu z małą prędkością na torze o relatywnie dużym współczynniku tarcia między kołem, a szyną oraz wykazującego maksymalną wchrowatość, którą ograniczono kryteriami, które musi przestrzegać właściciel infrastruktury kolejowej.

Niniejsze opracowanie jest kontynuacją wcześniejszych publikacji [7÷12] oraz prac studialnych, dotyczących przepisów międzynarodowych, do jakich należą:

- normy europejskie PN-EN 13715+A1:2011 [15], PN-EN 14363:2016 [16], PN-EN 15313:2016 [17],
- karty UIC 510-2 [20] i UIC 530-2 [21]
- raport ORE/ERRI B55Rp.8 [23].

Szczególne uwagę zwrócono na wagony towarowe czteroosiowe na wózkach standardowych typu Y25.

2. CZYNNIKI KONSTRUKCYJNE WAGONÓW TOWAROWYCH, WPLYWAJĄCE NA BEZPIECZEŃSTWO PRZED WYKOLEJENIEM

1. INTRODUCTION

Safety against derailment of freight cars is an interdisciplinary problem. It requires knowledge of many issues in the field of wheel-rail interaction, rail vehicle dynamics, structural strength, the construction of the various elements of railway infrastructure, especially the railway track and its components, wheel-rail wear processes etc.

Safety against derailment in the traditional sense is defined as the passage of the vehicle through warped tracks in quasi-static conditions. In this case the authoritative measurement for safety against derailment was the passage of the vehicle at a low speed on a track with a relatively high coefficient of friction between the wheel and the rail, and showing the maximum warp permitted by the railway criteria, which every owner of railway infrastructure must comply with.

This study is a continuation of previous publications [7÷12] as well as articles concerning international rules such as:

- European norms PN-EN 13715+A1:2011 [15], PN-EN 14363:2016 [16], PN-EN 15313:2016 [17],
- cards UIC 510-2 [20] and UIC 530-2 [21],
- ORE/ERRI B55Rp.8 report [23].

Particular attention was paid to the four-axle freight cars with standard type Y25 bogie.

2. FREIGHT CAR STRUCTURAL FACTORS AFFECTING SAFETY AGAINST DERAILMENT

The design factors affecting freight cars safety against derailment include:

Do czynników konstrukcyjnych, wpływających na bezpieczeństwo przed wykolejeniem wagonów towarowych, należą:

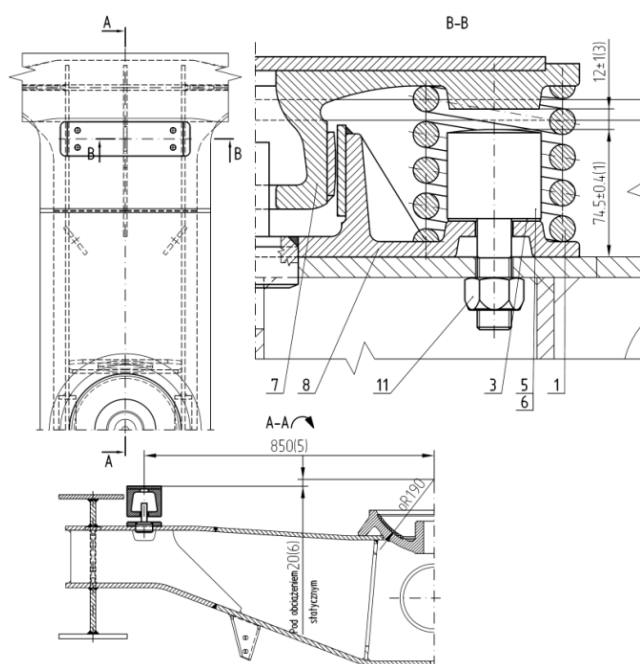
- różnice nacisków kół w zakresie całego wagonu tzn. im mniejsza jest różnica w obrębie wózków i wagonów, tym pojazd jest bardziej bezpieczny przed wykolejeniem, w przypadku wagonu w stanie ładowym decydującym czynnikiem jest równomierne rozłożenie ładunku, w tym przypadku zarówno w zakładzie produkcyjnym, naprawczym oraz podczas eksploatacji prawidłową różnicę nacisków kół należy dowieść na drodze doświadczalnej, poprzez pomiary na wadze pomiarowej „TENSAN”; małe różnice nacisków zestawów kołowych gwarantują dodatkowo równomierne zużycie wszystkich kół zestawów kołowych, co znacznie przyczynia się do poprawienia opłacalności transportu szynowego,
- prawidłowy dobór luzów na ślizgach bocznych w trakcie projektowania, ich prawidłowa regulacja oraz pomiar w trakcie napraw wg instrukcji; w przypadku luzów na ślizgach bocznych sprężystych luz ten powinien wynosić 12^{+2} mm zgodnie z kartą UIC 510-1 [19]; w przypadku luzów na ślizgach bocznych sztywnych luz na ślizgach bocznych wynosi tyle, co baza wagonu podzielona przez 1000; np. dla wagonu o bazie wynoszącej 10 m, luz na każdym ślizgu powinien wynosić 10^{+2} mm;
- modernizacja układu połączenia wózek-nadwozie, polegająca na zainstalowaniu ślizgów sprężystych oraz gniazda skreću z wkładką z tworzywa sztucznego, zamiast gniazd skreću z rowkami smarnymi oraz ślizgami sztywnymi (wariant I) lub gniazdem skreću z wkładką z tworzywa sztucznego ze ślizgami sztywnymi (wariant II); jeśli modernizacja byłaby połączona z wyposażeniem wózków we wzmacniony tłumik cierny (wymiana grzybków ciernych, ogniów oraz czopików) to wówczas wagon mógłby w stanie próżnym jeździć z prędkością 120 km/h, co jest wymagane przez kartę UIC 432 [18] (przebudowa wózka typu Y25Cs na Y25Rss); w takim przypadku eliminuje się układ smarujący gniazdo skreću (smarownicza z przewodami smarującymi), co z kolei zmniejsza koszty obsługi i konserwacji wagonu; docelowy układ połączenia wózek –nadwozie wagonu towarowego jest przedstawiony na rys.1;
- wyposażenie układów biegowych wagonów w zawór ważący oraz instalację pneumatyczną przyłączeniową, co gwarantuje do-
 - differences in wheel loads in the whole train car area, i.e.: the smaller the difference among the bogies and cars, the more secure against derailment is the vehicle. In the case of a fully loaded car the uniform load distribution is the determining factor. The wheel loads must be tested at each stage, production, repair and during normal operation, by the weight measurement with "TENSAN"; small differences in the wheel sets loads also ensure a more even wear of all the wheels of the wheel sets, which greatly contributes to the improvement the rail transport profitability,
 - proper design choice of the side-bearers play, their correct adjustment and measurement during the repair; in the case of elastic side-bearers the play should be 12^{+2} mm in accordance with UIC 510-1 card [19]; for rigid side-bearers the play should be the same as the base length of the wagon divided by 1000; so for example for a wagon with a base of 10 m, a play on each bearer must be 10^{+2} mm;
 - modernization of the bogey-cart connection system, consisting of installing the elastic bearers and the bottom pivot bearings with a plastic lining, instead of grooved lubricated bottom pivot bearings and rigid bearers (variant I) or bottom pivot bearings with plastic lining with the rigid bearers (variant II); if the upgrade includes equipping the bogey with reinforced friction damper (replacement of friction pins, links and pins), then the rail car would be able travel at 120 km/h when empty, which is required by the card UIC 432 [18] (modification of the bogey type Y25Cs the Y25Rss); in this case the bottom pivot bearings lubrication system is eliminated (grease nipple with lubricant wires), which in turn reduces the cost of operation and maintenance of the rail car; the target bogey-cart connection system for a freight car is shown in Figure 1;
 - equipping bogey drive train systems with a weighing valve and pneumatic connecting system, which ensures the selection of the correct braking intensity depending on the actual load; abandonment of traditional 'empty-loaded' switch devices here is very favorable due to the intermediate wagon load states (partially loaded state) or incorrect setting of the switch that does not correspond to the actual load state of the rail car; Too high braking intensity (setting as "loaded") with the car being empty can lead to flattened parts the wheel, which in turn degrades the dynamical properties of the car and are a

bór prawidłowej intensywności hamowania w zależności od rzeczywistego obciążenia; rezygnacja z tradycyjnego urządzenia przedstawczego „próżny-ładowny” jest tutaj bardzo korzystna ze względu na stany pośrednie wagonu (stan częściowo załadowany) lub błędne ustawienie urządzenia nieodpowiadające faktycznemu stanowi załadowania wagonu; zbyt duża intensywność hamowania (ustawienie na stan „ładowny”) przy stanie próżnym wagonu może prowadzić do płaskich miejsc na kole, które z kolei pogarszają własności dynamiczne wagonu i są źródłem dodatkowych wymuszeń kinematycznych w układzie koło-szyna,

- w celach prewencyjnych, zaleca się rozważenie możliwości zainstalowania detektorów wykolejeń zgodnie z kartą UIC 541-08 [22], zainstalowanych po obydwu stronach na czółowicach na ostoji wagonu. Zasada jego działania polega na rejestracji przyspieszeń pionowych. W przypadku procesu wykolejenia przyspieszenia pionowe rosną i kiedy przekroczą wartość $6,5g$ (g - wartość przyspieszenia grawitacyjnego, co daje $63,765 \text{ m/s}^2$) w zakresie częstotliwości drgań $0 \div 100 \text{ Hz}$, wówczas detektor wykolejenia uruchamia, przez połączenie przewodem pneumatycznym z przewodem głównym hamulca, tzw. hamowanie nagłe całego składu pociągu. Jego działanie jest niezależne od działań podejmowanych przez maszynistę. Pozwala to na zapobieganie poważnym skutkom wykolejeń, jakimi są zniszczenia infrastruktury, wycieki przewożonych ładunków, powodujących skażenie środowiska naturalnego, pożarów itd. Detektory takie zostały zastosowane na kolejach szwajcarskich SBB. Detektor działa w każdym zakresie wykolejeń i zakresie prędkości wagonu. Jego cechą jest brak reakcji na działanie przyspieszeń w kierunku bocznym, wynoszącym ok. $100g$ (981 m/s^2). Po osiągnięciu ciśnienia w przewodzie głównym wynoszącym $0,5 \text{ bara}$ zawór wraca automatycznie do pozycji wyjściowej i jest możliwa dalsza jazda. Stosowanie detektora wykolejeń nie jest na razie obligatoryjne, ale na pewno przyczynia się do zwiększenia bezpieczeństwa eksploatowanego taboru kolejowego. Zastosowanie detektora wykolejenia byłoby szczególnie przydatne i miałoby charakter prewencyjny w przypadku

source of additional kinematic forces in the Kołoszyn system,

- as a preventative measure it is advisable to consider the possibility of installing derailment detectors in accordance with UIC 541-08 [22], installed on both sides of the headstock settled on the chassis. The principle of its operation is based on recording the vertical acceleration. In the case of derailment the vertical acceleration increases, and when the value exceeds $6.5 g$ (g – gravitational acceleration, thus giving 63.765 m/s^2) in the range of oscillation frequency 0 to 100 Hz . Then the derailment detector activates the emergency braking of the whole train set, through the pneumatic connection with the brake system. Its operation is independent of the actions taken by the train driver. This allows for the prevention of serious consequences of derailments, which are the destruction of infrastructure, cargo leaks leading the contamination of the environment, fires, etc. Such detectors are used at the Swiss SBB railway. The detector works in every derailment type and at any speed range of the train set. Its feature is the lack of response to lateral acceleration of up to $100g$ (981 m/s^2). After reaching the pressure of 0.5 bar in the main pipe the valve automatically returns to its initial position and driving can continue. The use of the derailments detector is not yet mandatory, but it certainly helps increase the security of existing rolling stock. The use of the derailment detector would be particularly useful and would have a preventive effect in the case of tankers for the freight of dangerous substances.



Rys.1. Układ połączenia wózek-nadwozie z gniazdem skrótu z wkładką z tworzywa sztucznego oraz ślizgami bocznymi sprężystymi

Fig.1. The bogey-cart connection system with a bottom pivot bearing with a plastic insert and elastic side-bearers

Legenda:

1-sprężyna; 3-podkładka regulacyjna; 5-odbijak wariant I; 6-odbijak wariant II; 7-ślizg; 8-prowadnica ślizgu; 11- nakrętka samo-zabezpieczająca

Description:

1-spring; 3-shim; 5-buffer variant I; 6-buffer variant II; 7-bearer; 8-bearer guide; 11- self-locking nut

3. CZYNNIKI EKSPLOATACYJNE WAGONÓW TOWAROWYCH, WPŁYWAJĄCE NA BEZPIECZEŃSTWO PRZED WYKOLEJENIEM

Do czynników eksploatacyjnych, wpływających na bezpieczeństwo przed wykolejeniem wagonów towarowych należą:

- wprowadzenie systemu premiowania w naliczaniu opłat przewozowych przez infrastrukturę wagonów, które w jak najmniejszym stopniu oddziałują na infrastrukturę, co zmniejsza zużycie szyn, luzowanie się podkładów kolejowych oraz zabezpieczeń mocujących szyny do podkładów kolejowych, co zmniejsza zapotrzebowanie na naprawy i remonty nawierzchni kolejowej; problematyka ta jest przedstawiona w opracowaniu [11];
- pomiar luzów na ślizgach bocznych w trakcie eksploatacji; w przypadku wagonów towarowych ze ślizgami sztywnymi można luzy na ślizgach pomierzyć metodą bezpośrednią, natomiast w przypadku wagonów towarowych ze ślizgami sprężystymi można wykorzystać metodę pośrednią; metody te są opisane w opracowaniach [2,3,14];
- prowadzenie pociągów przez lokomotywy posiadające urządzenie do smarowania obrzeży kół; zabieg ten nie tylko ochrania obrzeża przed zużyciem, ale również zmniejsza współczynnik tarcia pomiędzy kołem a szyną, co zwiększa kryterium wskaźnika wykolejenia ponad 1,2.
- wprowadzenie na stacjach uniwersalnych wag pomiarowych typu „TENSAN”, które oprócz masy całkowitej każdego wagonu są w stanie wykonać kompleksowe pomiary różnicy nacisków kół w zakresie zestawów kołowych, układów biegowych oraz całego wagonu;
- przestrzegać parametrów dotyczącej reprofiliacji, które są podane w tablicy 1.

W przypadku przekroczenia kryteriów zamieszczonych w tablicy 1 i opisanych na rys.2 bezpieczeństwo eksploatacyjne jest zagrożone. W związku z powyższym wymiary naprawcze powinny posiadać pewien zapas bezpieczeństwa w stosunku do kryteriów. Jest to tym bardziej uzasadnione, że odtwarzanie całego profilu z powodu zbliżenia się do jednego

- the introduction of the bonus system in the calculation of freight charges by the infrastructure use based on the car impact on infrastructure, which reduces track wear, loosening of sleepers and fittings of rails to the sleepers, which reduces needs for the repair and overhaul of railway tracks; this issue is discussed in [7].

3. FREIGHT RAILCARS OPERATIONAL FACTORS IMPACTING PROTECTION AGAINST DERAILMENT

The operational factors affecting the protection against derailment of freight railcars include:

- the introduction of the bonus system in the calculation of freight charges for railcars whose impact on infrastructure is as small as possible, which reduces rail wear, loosening of sleepers and fittings of rails to the sleepers, which lowers needs for the repair and overhaul of railway tracks; this matter is discussed in [11];
- measurement of the side-bearer play during operation; in the case of freight cars with rigid bearers the play can be measured using a direct method, while in the case of freight cars with elastic bearers, an indirect method can be used; These methods are described in publications [2,3,14];

Parameters and limit values indicating the need for reprofiling
Table 1

No.	Parameter denotation	Parameter name	Parameter value for new device [mm]	Criteria [mm]	Effect
1.	$h(S_h)$	Flange height	28	36	Worn out tread
2.	$e(S_d)$	Flange width	31.5	22	Worn out flange
3.	q_R	Flange edge	10.8	6.5	Sharp flange
4.	Δd	Wear	0	8	Roll radius change

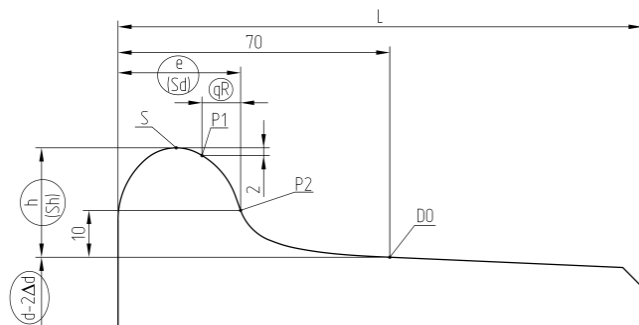
Parameters $h(S_h)$, e , (S_d) , q_R and Δd listed in table 1 are shown on picture 1.

Parametry i wartości graniczne wskazujące na konieczność reprofiliacji
Tablica 1

L.p.	Parametr oznaczenie	Nazwa parametru [mm]	Wielkość parametru w stanie nowym w [mm]	Kryterium [mm]	Uwaga
1.	$h(S_h)$	wysokość obrzeża	28	36	zużyta powierzchnia toczna
2.	$e(S_d)$	grubość obrzeża	31,5	22	zużyte obrzeże
3.	q_R	stromość obrzeża	10,8	6,5	ostre obrzeże
4.	Δd	zużycie	0	8	zmiana promienia tocznego

Parametry $h(S_h)$, e , (S_d) , q_R i Δd zamieszczone w tablicy 1 są przedstawione na rys.1.

z kryteriów jest ekonomicznie nieuzasadnione i prowadzi do znaczących strat materiałowych. Należy pamiętać, że przy przetoczeniu zarysu zewnętrznego wieńca koła „odzyskanie” 1 mm obrzeża, jest równoważne odzyskaniu 2,5 mm powierzchni tocznej. Dlatego też przyjęcie wymiaru naprawczego na poziomie $q_R \geq 7,5$ mm oraz grubości obrzeża na poziomie $O_g \geq 28$ mm wydaje się całkowicie uzasadnione z technicznego i ekonomicznego punktu widzenia. Takie postępowanie pozwala również na zachowanie większego bezpieczeństwa przed wykolejeniem, zwłaszcza biorąc pod uwagę parametr stromości obrzeża q_R .



Rys. 2. Parametry zarysu zewnętrznego wieńca koła
Fig.2. Parameters of the outer contour of wheel tread

4. CZYNNIKI EKSPLOATACYJNE WAGONÓW TOWAROWYCH, WPŁYWAJĄCE NA BEZPIECZEŃSTWO PRZED WYKOLEJENIEM I ZWIĄZANE Z INFRASTRUKTURĄ

Do czynników eksploatacyjnych, wpływających na bezpieczeństwo przed wykolejeniem wagonów towarowych i związanych z infrastrukturą należy zaliczyć:

- rzeczywisty stan techniczny nawierzchni kolejowej
- kontrolę i diagnostykę szyn kolejowych, mających na celu wykrycie rys zmęczeniowych, pojawiających się na powierzchni jezdni szyny kolejowej (ang. „head checks”) np. za pomocą prądów wirowych zainstalowanych na pojeździe pomiarowym (koleje austriackie ÖBB stosują do tego celu wagon pomiarowy EM80 i EM 250); wagony pomiarowe rejestrują „klasyczne parametry szyn”, do jakich należą zużycie szyn na wysokości oraz boczne, głębokość rowków i przyspieszenie w korpusie maźnicy, odniesione do planu szlifowania szyn
- stosowanie urządzeń zwilżających tor, zwłaszcza na łukach, co zmniejsza współczynnik tarcia pomiędzy kołem a szyną, a tym samym zwiększa współczynnik wykolejenia pomiędzy kołem a szyną
- stosowanie urządzeń diagnostycznych do wykrywania przegrzanych łożysk tocznych

- locomotives pulling the trainset with a device for wheel side lubrication; This procedure not only protects the wheel flange from excessive wear but also reduces the coefficient of friction between the wheel and the rail, which raises the derailment indication criteria to over 1.2.
- the introduction of "TENSAN" type universal scales for measurement stations, which in addition to the total weight of each railcar are able to perform complex measurements of differential wheel loads for wheel sets, gear systems and the entire car;
- abiding by the re-profiling parameters, given in Table 1.

In the case of exceeding the criteria set out in Table 1 and described in Figure 2 the operational safety is at risk. Therefore, the repaired dimensions should have an appropriate safety margin with respect to the criteria. This is all the more justified, because repairing the entire profile due to the proximity to one of the criteria is economically unreasonable and leads to significant material losses. It needs to be noted that when the remaking of the outer wheel flange contour the "recovery" of 1 mm of edge is equivalent to the recovery of 2.5 mm of the tread. Therefore, adopting the corrective dimension as $q_R \geq 7.5$ mm, and the thickness of the flange as $O_g \geq 28$ mm, is fully justified from a technical and economic point of view. This procedure also allows to maintain greater security against derailment, especially considering the sharpness of the edge parameter q_R .

4. FREIGHT RAILCARS OPERATIONAL FACTORS IMPACTING PROTECTION AGAINST DERAILMENT AND RELATED TO INFRASTRUCTURE

The operational factors affecting the safety against derailment of freight cars and related infrastructure include:

- the technical condition of the railway,
- control and diagnostics of railway tracks, aimed to detect fatigue cracks, appearing on the surface of the rail track (“head checks”) e.g. by means of an eddy current installed on the measurement vehicle (Austrian railways ÖBB use a special measurement railcar EM80 and EM 250 for this purpose); measurement railcars record "basic rail parameters", which includes vertical and side rail wear, the depth of the grooves the axle box body acceleration, referred to the rail grinding plan,
- using a device for lubricating the track, particularly on curves, which reduces the friction coefficient between the wheel and the rail, thereby increasing the coefficient of derailment between the wheel and the rail,

(system HOA) oraz przegrzanych tarcz hamulcowych (system FBOA). System do wykrywania przegrzanych łożysk, działający na promienie podczerwone musi być kompatybilny z budową pojazdu, a zwłaszcza posiadać zewnętrzne ułożyskowanie

- modernizacja nawierzchni kolejowej, polegającej na zastosowaniu podkładów kolejowych typu Y, przeznaczonych szczególnie dla linii kolejowych o zwiększonym nacisku zestawu kołowego na tor tzn. linii klasy D, przystosowanej do nacisku zestawu kołowego na tor 22,5 t (220,72 kN), linii klasy E (E1 i E2), przystosowanej do nacisku zestawu kołowego na tor 25t (245,25 kN) oraz stanowiących wyjątek w Europie linii klasy F, przystosowanej do nacisku 27,5 t (269,755 kN) oraz linii klasy G przystosowanej do nacisku 30 t (294,3 t)

Przykład zastosowania podkładów kolejowych typu Y jest przedstawiony na rys.3.

Istotnym czynnikiem, który wpływa na trwałość szyny, jest wytrzymałość zmęczeniowa, która jest uzależniona od zastosowanego zarysu (profilu). Teoretyczne wartości wytrzymałości zmęczeniowej szyn są przedstawione w tablicy 2 [6].

Wytyczne dla określenia wytrzymałości zmęczeniowej szyn (granicy zmęczenia) w zależności od ich profilu (granica zmęczenia)

Tablica 2

The guidelines for determining the rails fatigue strength (fatigue limit) based on their profiles Table 2

No.	Track profile	Theoretical fatigue strength
L.p.	Profil szyny	Teoretyczna wytrzymałość zmęczeniowa
1	49E1	280 million tons gross
2	54E2	380 million tons gross
3	60E1	>1000 million tons gross

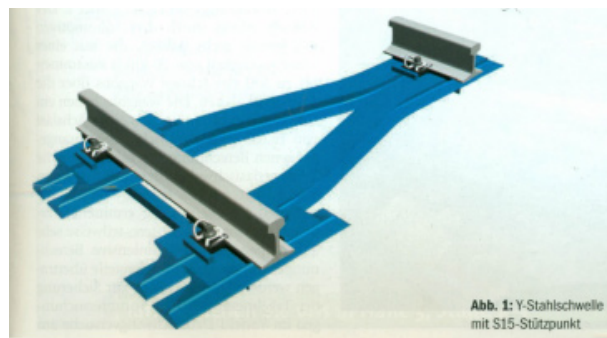
Wykrywanie pęknięć na powierzchniach szyn, których dopuszczalną głębokość określono na max. 3 mm. W przypadku osiągnięcia granicznej głębokości, należy wykonać operację przeszlifowania szyn. Ustalenie dopuszczalnej grubości ww. pęknięć na powierzchni tocznej szyn jest zabiegiem prewencyjnym, zapobiegającym propagacji pęknięcia w głąb przekroju i powstania pęknięć szyn, które mogą być bezpośrednią przyczyną wykołowania.

Jak wynika z doświadczeń kolei austriackich ÖBB poprzez zastosowanie zabiegów konstrukcyjnych, optymalizujących stan mocowania szyn, wprowadzenie szyn o profilu 60E1 ze stali R350 HT oraz pokrycia warstwą ochronną podkładów kolejowych można zwiększyć trwałość nawierzchni kolejowej i ich komponentów do 40 lat.

- using diagnostic equipment to detect overheated roller bearings (HOA system) and overheated brake discs (FBOA system). A system for detecting overheated bearings by the means of infrared rays must be compatible with the vehicle construction, and in particular to have an external bearing,
- modernization of the railway surface, involving the use of Y-sleepers, particularly for railway lines with increased load of the wheelset on the track, i.e. a D class line, adapted to the wheelset load on the track of 22.5t (220.72 kN), E class line (E1, E2) adapted to the wheelset load on the track of 25t (245.25 kN), and the F class line, being an exception in Europe, adapted to the load of 27.5t (269.755 kN) and the G class line adapted to the load of 30t (294.3t)

An example of Y-sleepers is shown in Figure 3.

An important factor that affects the rail durability is the fatigue strength, which depends on the outline (profile) used. Theoretical values of rail fatigue strengths are shown in Table 2 [6].



Rys.3. Układ podkładów stalowych typu Y wg [4]

Fig.3. Y-sleeper type according to [4]

Detection of cracks on the rail surfaces, whose depth limit was set at 3 mm maximum. Should the reaching of the depth limit be detected, sanding of rails is to be performed. Determining the permissible thickness of the cracks on the track running surface is a preventive measure aimed to stop crack propagation into the cross-section and rail track cracks, which can be a direct cause of derailment.

It is clear from the experience of Austrian ÖBB railways that by applying the right design procedures, optimizing the track mounting technique, the introduction of rail profile 60E1 from R350 HT steel, and covering the sleepers with a protective layer can increase the durability of railway tracks and their components to even 40 years.

5. SAFETY AGAINST DERAILMENT IN LIGHT OF NEW RESEARCH

Safety against derailment for all vehicles, including railcars is determined by the Nadal criterion:

5. BEZPIECZEŃSTWO PRZED WYKOLEJENIEM W ŚWIEŁIE NOWYCH PRAC STUDIALNYCH

Bezpieczeństwo przed wykolejeniem w przypadku wszystkich pojazdów, w tym wagonów towarowych jest określone przez kryterium Nadala:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\gamma=70^{\circ}, \mu=0,36} = \frac{tg\gamma - \mu}{1 + \mu \cdot tg\gamma} < 1,2 \quad (1)$$

gdzie:

- Y - siła poprzeczna działająca na szynę
- Q - siła nacisku pionowego koła na szynę
- γ - kąt pochylenia obrzeża koła
- μ - współczynnik tarcia.

Kryterium to obowiązuje dla kąta pochylenia obrzeża $\gamma=70^{\circ}$ oraz współczynnika tarcia między kołem, a szyną $\mu=0,36$.

W kryterium Nadala wskaźnik wykolejenia jest funkcją dwóch zmiennych tzn. kąta pochylenia obrzeża oraz współczynnika tarcia między kołem a szyną.

Kąt pochylenia obrzeża jest parametrem zmiennym w trakcie eksploatacji i może zmniejszyć się wskutek zużycia do 60° .

Kryterium Nadala dla kąta pochylenia obrzeża $\gamma=60^{\circ}$ oraz dla współczynnika tarcia między kołem, a szyną przyjmuje postać:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\gamma=70^{\circ}, \mu=0,36} = \frac{tg\gamma - \mu}{1 + \mu \cdot tg\gamma} < 0,84 \quad (2)$$

Współczynnik tarcia między kołem a szyną jest parametrem losowym (stochastycznym), zależnym od:

- warunków atmosferycznych panujących podczas jazdy pociągu towarowego, zwłaszcza wilgotności powietrza oraz temperatury otoczenia,
- chropowatości powierzchni współpracujących powierzchni koła tzn. powierzchni, tocznej, obrzeża oraz powierzchni szyn,
- stanu zanieczyszczenia szyn,
- obecności urządzeń nawilżających na łukach toru o małych promieniach.

W praktyce eksploatacyjnej można zatem rozróżnić następujące przypadki:

- w przypadku smarowanych obrzeży zaleca się używanie współczynnika tarcia $\mu=0,1$
- w przypadku obrzeży suchych zaleca się używanie współczynnika tarcia $\mu=0,3$
- w przypadku, kiedy koło się unosi podczas procesu wykolejenia zaleca się używanie współczynnika tarcia $\mu_{MAX}=0,5$, ze względu na występujące naciski krawędziowe występuje zniszczenie gładkiej powierzchni współpracy
- przebieg pomiędzy $\mu_{MIN}=0,1/0,3$ i $\mu_{MAX}=0,5$ jest przebiegiem liniowym.

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\gamma=70^{\circ}, \mu=0,36} = \frac{tg\gamma - \mu}{1 + \mu \cdot tg\gamma} < 1,2 \quad (1),$$

where:

- Y - transverse force acting on rail
- Q - vertical wheel force on the rail
- γ - tilt angle of the wheel flanges (flange angle)
- μ - friction coefficient.

This criterion applies to the flange angle $\gamma=70^{\circ}$, and the coefficient of friction between the wheel and the rail $\mu=0.36$.

The Nadal criterion defines the derailment risk as a function of two variables, i.e. the flange angle and the coefficient of friction between the wheel and the rail.

The flange angle is a variable parameter during vehicle operation and its value may decrease to 60° , as a result of wear.

The Nadal criterion for the flange angle $\gamma=60^{\circ}$ and for the coefficient of friction between the wheel and the rail takes the form:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\gamma=70^{\circ}, \mu=0,36} = \frac{tg\gamma - \mu}{1 + \mu \cdot tg\gamma} < 0,84 \quad (2).$$

The friction coefficient between the wheel and the rail is a random (stochastic) parameter, and depends on:

- weather conditions during freight train operation, especially humidity and temperature,
- surface roughness of interacting wheel surfaces i.e. the wheel running surface, flange and surface of the rails,
- the state of track surface,
- the presence of humidification devices on the track curves with a small radius.

Thus, in operational practice the cases can be divided as follows:

- in the case of lubricated flanges it is recommended to use the friction coefficient of $\mu=0.1$
- in the case of dry flanges a coefficient of friction $\mu=0.3$ is recommended
- in the case when the wheel rises during the derailment it is recommended to use friction coefficient of $\mu_{MAX}=0.5$, due to the flange forces the smooth surface of interaction is destroyed
- the function between $\mu_{MIN}=0.1/0.3$ and $\mu_{MAX}=0.5$ has a linear character.

Figure 4 shows the correlation between the derailment risk coefficient (Y/Q) and the friction coefficient and state of wheel tread and flange wear. In the case of wear of the external contour of the wheel surface and the flanges a variant where the flange angle increases should be considered. In such case, the measurable status of the derailment process consideration is the new outline of the wheel outer flange, as in the case of larger flange angle, the process of flange climb is more difficult than for the new outline.

Na rys.4 przedstawiono zależność współczynnika (wskaźnika) wykolejenia (Y/Q) od współczynnika tarcia oraz stanu zużycia powierzchni tocznej oraz obrzeża. W przypadku zużycia zarysu zewnętrznego powierzchni tocznej oraz obrzeży należy rozważyć wariant, kiedy kąt pochylenia obrzeża zwiększa się. W takim przypadku miarodajnym stanem do rozpatrywania procesu wykolejenia jest nowy zarys zewnętrzny wieńca koła, gdyż w przypadku większego kąta pochylenia obrzeża, proces wspinania się koła jest trudniejszy aniżeli w przypadku nowego zarysu.

Na rys.4 przedstawiono:

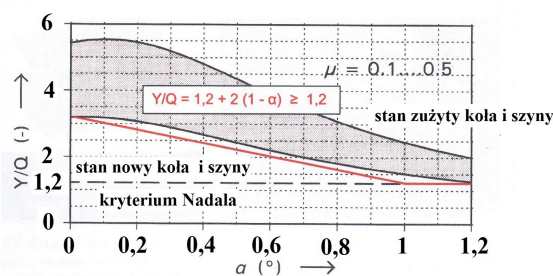
- rys.4a) zależność wskaźnika wykolejenia Y/Q dla różnych zarysów wieńców kół przy współczynniku tarcia $\mu=0,3\div0,5$ od kąta nabiegania koła na szynę α (zakres zmienności kąta nabiegania wynosi od $0\div1,2^\circ$)
- rys.4b) zależność wskaźnika wykolejenia Y/Q dla różnych zarysów wieńców kół przy współczynniku tarcia $\mu=0,1\div0,5$ od kąta nabiegania koła na szynę α (zakres zmienności kąta nabiegania wynosi od $0\div1,2^\circ$).

Jak wynika z przebiegu obydwu krzywych 4a oraz 4b w zakresie kątów nabiegania od $0,8\div1,2^\circ$ krzywe na rys 4a oraz na rys.4b są praktycznie zbliżone.

W przypadku współczynnika tarcia $\mu=0,1$ (smarowane obrzeże) są trzy istotne parametry μ , kąt pochylenia obrzeża γ oraz kąty nabiegania α , które mają wpływ na wykolejenie. W związku z tym można sformułować bardziej szczegółowe kryterium, które uwzględni kąt nabiegania kąt α i wyraża się wzorem:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\mu=0,1} = 1,2 + 2 \cdot (1 - \alpha) \geq 1,2 \quad (3)$$

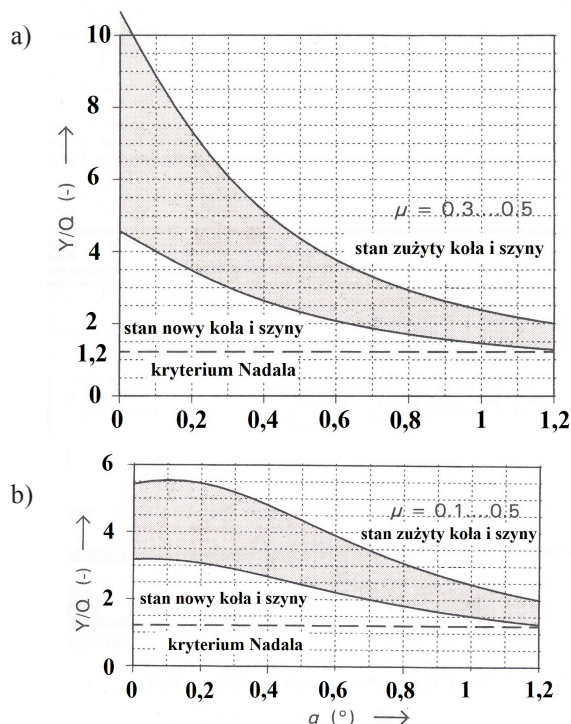
Przebieg kryterium jest przedstawiony na rys.5 (linia koloru czerwonego) [1].



Rys.5. Przebieg kryterium wg wzoru (3), obrazującego zależność wskaźnika wykolejenia Y/Q od kąta nabiegania α wg [1]

Figure 5. Mileage criterion formula (3), showing the relation between the derailment risk coefficient Y/Q and the wheel attack angle α according to [1]

Wartości wskaźników wykolejenia dla wybranych wartości kąta nabiegania α w zakresie między $0^\circ\div1^\circ$ przedstawiono w tablicy 3.



Rys.4. Współczynnik (wskaźnik) wykolejenia Y/Q dla różnych zarysów zewnętrznych wieńców kół i współczynników tarcia w zależności od kątów nabiegania α wg [1]

Fig.4. Derailment risk coefficient Y/Q for the different external profiles of wheel flanges and friction coefficients with relation to the wheel attack angle α according to [1]

Figure 4. shows:

- Fig.4a) the relations between the derailment risk coefficient Y/Q for the different wheel flange contours with a friction coefficient of $\mu=0,3\div0,5$ and the wheel attack angle α (the wheel attack angle varies in the range of $0\div1,2^\circ$)
- Fig.4b) the relations between the derailment risk coefficient Y/Q for the different wheel flange contours with a friction coefficient of $\mu=0,1\div0,5$ and the wheel attack angle α (the wheel attack angle varies in the range of $0\div1,2^\circ$).

As is apparent from the shape of the curves 4a and 4b in the range of wheel attack angles $0,8\div1,2^\circ$ the curves in Fig. 4a and Fig.4b are very similar.

For the friction coefficient $\mu=0,1$ (greased flanges) there are three significant parameters: μ , flange angle γ and wheel attack angle α , which impact the derailment risk. Therefore, more specific criteria can be formulated, which takes into account the wheel attack angle α and is expressed by the formula:

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\mu=0,1} = 1,2 + 2 \cdot (1 - \alpha) \geq 1,2 \quad (3).$$

This function is shown in Figure 5 below (the red line) [1].

The values of the derailment risk coefficient for the selected wheel attack angle values α in the range of $0^\circ\div1^\circ$ have been listed in table 3.

Krzywa opisana równaniem (3) przedstawia zmodyfikowane kryterium wskaźnika wykolejenia dla małego współczynnika tarcia $\mu=0,1$. Kryterium przyjmuje wartość maksymalną dla kąta nabiegania $\alpha=0^\circ$, natomiast najmniejszą wartość dla $\alpha=1^\circ$ (jest tożsame z klasycznym kryterium Nadala).

Analizując zmodyfikowaną zależność (3) można wyciągnąć praktyczne wnioski dla wagonów towarowych.

Aby zmniejszyć kąty nabiegania koła na szynę i tym samym zwiększyć bezpieczeństwo eksploatacyjne celowym wydaje się zastosowanie następujących zabiegów konstrukcyjnych:

- stopniowe wdrażanie układów biegowych Y25 z radialnym prowadzeniem zestawów kołowych, co prowadzi do zmniejszenia kątów nabiegania, zmniejszenia sił prowadzących, a w efekcie do zmniejszenia zużycia w układzie koło-szyna; w tym przypadku wchodzi w rachubę zastosowanie „pasywnego” układu radialnego, polegającego na wprowadzeniu luzów wzdłużnych w prowadzeniu pierwszego stopnia lub „aktywnego” sterowania radialnego, polegającego na „sprężeniu mechanicznym” za pomocą układu drążków łączących na krzyż małnice zestawów kołowych,
- zmniejszenie współczynnika tarcia pomiędzy obrzeżem koła, a główką szyny;
- budowa nowych lub modernizowanych tras kolejowych o dużych promieniach łuków toru.

Przejazd wagonu towarowego przez łuki o małym promieniu wiąże się z relatywnie dużymi kątami nabiegania [13].

Zmniejszenie współczynnika tarcia pomiędzy obrzeżem koła, a główką szyny można osiągnąć:

- poprzez zastosowanie urządzeń do smarowania obrzeży kół w samej lokomotywie prowadzącej skład wagonów towarowych, co prowadzi również do zwilżenia szyn,
- poprzez zastosowanie stacjonarnych urządzeń do smarowania szyn na ciasnych łukach toru (urządzenia te są stosowane na trasach kolei austriackich ÖBB oraz kolei szwajcarskich SBB).

Kolejnym kryterium, które związane jest z wykolejeniem, a ściślej z bezpiecznym oddziaływaniem pojazdu na tor jest kryterium, przytoczone w PN-EN 14363:2016 [17]:

$$\sum Y_{j,MAX} = Y_{j1} + Y_{j2} = k_1 \left(10kN + \frac{P_{F0}}{3} \right) \quad (4)$$

gdzie:

Y_{j1} -siła poprzeczna koła działająca na lewe przęśło toru

Y_{j2} - siła poprzeczna koła działająca na prawe przęśło toru

k_1 -współczynnik

Wartość wskaźnika wykolejenia dla wybranych kątów nabiegania α koła na szynę

Tablica 3

The values of the derailment risk coefficient for the selected wheel attack angle values α

Table 3

L.p.	Współczynnik tarcia [-]	Kąt nabiegania koła na szynę [°]	Wskaźnik wykolejenia wg zależności (3) [-]	Kryterium Nadala [-]
No.	Friction coefficient [-]	Wheel attack angle [°]	Derailment risk coefficient according to the equation (3) [-]	Nadal Criterion [-]
1.	$\mu=0,1$	0°	3,2	1,2
2.	$\mu=0,1$	$0,05^\circ$	3,1	1,2
3.	$\mu=0,1$	$0,1^\circ$	3,0	1,2
4.	$\mu=0,1$	$0,15^\circ$	2,9	1,2
5.	$\mu=0,1$	$0,2^\circ$	2,8	1,2
6.	$\mu=0,1$	$0,25^\circ$	2,7	1,2
7.	$\mu=0,1$	$0,3^\circ$	2,6	1,2
8.	$\mu=0,1$	$0,35^\circ$	2,5	1,2
9.	$\mu=0,1$	$0,4^\circ$	2,4	1,2
10.	$\mu=0,1$	$0,45^\circ$	2,3	1,2
11.	$\mu=0,1$	$0,5^\circ$	2,2	1,2
12.	$\mu=0,1$	$0,55^\circ$	2,1	1,2
13.	$\mu=0,1$	$0,6^\circ$	2,0	1,2
14.	$\mu=0,1$	$0,65^\circ$	1,9	1,2
15.	$\mu=0,1$	$0,7^\circ$	1,8	1,2
16.	$\mu=0,1$	$0,75^\circ$	1,7	1,2
17.	$\mu=0,1$	$0,8^\circ$	1,6	1,2
18.	$\mu=0,1$	$0,85^\circ$	1,5	1,2
19.	$\mu=0,1$	$0,9^\circ$	1,4	1,2
20.	$\mu=0,1$	$0,95^\circ$	1,3	1,2
21.	$\mu=0,1$	1°	1,2	1,2

The curve described by equation (3) shows the modified criterion of the derailment risk coefficient for a small friction coefficient $\mu=0.1$. The criterion assumes the maximum value for the wheel attack angle $\alpha=0^\circ$, while the lowest value for $\alpha=1^\circ$ (which is identical with the classical Nadal criterion).

Analyzing the modified equation (3) practical conclusions for freight railcars can be drawn.

To reduce the wheel attack angles on the rail and thus increase operational safety it is advisable to use the following construction design procedures:

- the gradual implementation of Y25 gear systems with radial running wheel sets, which leads to lower wheel attack angles, reducing the guiding forces, and as a result reducing the consumption of the wheel-rail system; in this case the possible options are to either use a "passive" radial system, involving the introduction of longitudinal free plays in first-degree guiding or "active" radial control, which consists of a "mechanical coupling" by means of cross connecting the axle boxes of wheelsets with connecting rods,
- reducing the friction coefficient between the wheel flange and the rail top;
- construction of new or upgraded rail routes with large track curve radius.

The movement of a freight railcar through curves with a small radius is associated with relatively large wheel attack angles [13].

P_{F0} -maksymalny nacisk statyczny zestawu kołowego wagonu.

Po przyjęciu wartości współczynnika $k_1=0,85$ zależność (4) przyjmuje postać:

$$\sum Y_{j,MAX} = Y_{j1} + Y_{j2} = 0,85 \left(10kN + \frac{P_{F0}}{3} \right) \quad (5)$$

W przypadku poprzecznej siły łożyskowej kryteria dla wagonów towarowych przyjmują postać następującą:

$$H_{j,MAX} = k_2 \cdot \left(10kN + \frac{P_{FO}}{3} \right) \quad (6)$$

W stanie próżnym wagonu kryterium dla siły łożyskowej dla wagonów towarowych w stanie próżnym przyjmuje postać:

$$H_{j,MAX} = 0,75 \cdot \left(10kN + \frac{P_{FO}}{3} \right) \quad (7)$$

W stanie ładownym wagonu kryterium dla siły łożyskowej dla wagonów towarowych przyjmuje postać:

$$H_{j,MAX} = 0,80 \cdot \left(10kN + \frac{P_{FO}}{3} \right) \quad (8)$$

6. WNIOSKI

Z przedstawionych analiz wynika, że badania nad zjawiskiem wykołowania i kryterium Nadala są złożoną problematyką. Z badań nad kryterium wynika istotny wniosek praktyczny polegający nad tym, że bezpieczeństwo eksploatacyjne można powiększyć, drogą zabiegów konstrukcyjnych ze strony pojazdu (w tym przypadku wagonów towarowych), ale również infrastruktury.

Bezpieczeństwo przed wykołowaniem wagonu towarowego, zwłaszcza biorąc pod uwagę kryterium przystosowania do ruchu międzynarodowego (ruchu transgranicznego) nabiera coraz większego znaczenia. Inwestycje w tym kierunku, mające swoje wsparcie w pracach studialnych i doświadczeniach empirycznych, są nieodzowne, aby sukcesywnie powiększać konkurencyjność transportu szynowego na rynku przewozowym ładunków.

7. LITERATURA

- [1] Fleiss R.: *Analytische Betrachtung des Entgleisungsvorganges*. Eisenbahningenieur nr 10/2016.
- [2] Gąsowski W., Sajdak T., Sobaś M.: *Metody regulacji luzów na ślizgach bocznych wagonów towarowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej nr 34, 1990.
- [3] Gąsowski W., Sajdak T., Sobaś M.: *Wpływ tarcia w skrzęcie i tłumikach ciernych na regulację luzów ślizgów bocznych wagonów towarowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej nr 34, 1990]
- [4] Quaimi Sier: *Die Entwicklung der Y-Schwerlastschwelle*. Eisenbahningenieur. Maj 2013
- [5] Hummitzsch R., Polivka A., Trocke G.: *Eignung von Vignolschienen im Straßenbahnnetz*. Eisenbahningenieur 10.2016.
- [6] Schöpp A.: *Substanzermittlung von Oberbaukomponenten*. ZEVrail. Wrzesień 2012

Reducing the friction coefficient between the wheel flange and the rail head can be achieved through:

- the use of flange lubrication devices in the locomotive pulling the cars, which also leads to lubricated rails,
- the use of stationary devices for lubricating rails on tight curves of the track (these devices are used on the routes managed by the Austrian ÖBB railways and Swiss SBB railways).

Another criterion that is related to the derailment, and more specifically with safe operation of the vehicle on the track is a criterion quoted in PN-EN 14363:2016 [17]:

$$\sum Y_{j,MAX} = Y_{j1} + Y_{j2} = k_1 \left(10kN + \frac{P_{F0}}{3} \right) \quad (4)$$

where:

Y_{j1} -transverse wheel force acting on the left track span

Y_{j2} - transverse wheel force acting on the right track span

k_1 -coefficient

P_{F0} - Maximum static wheelset load of the rail-car.

After assuming the value of the coefficient $k_1=0.85$ equation (4) becomes:

$$\sum Y_{j,MAX} = Y_{j1} + Y_{j2} = 0,85 \left(10kN + \frac{P_{F0}}{3} \right) \quad (5)$$

In the case of transverse bearing force the criteria for railcars take the form:

$$H_{j,MAX} = k_2 \cdot \left(10kN + \frac{P_{FO}}{3} \right) \quad (6)$$

For empty railcars the criterion for the bearing force takes the form:

$$H_{j,MAX} = 0,75 \cdot \left(10kN + \frac{P_{FO}}{3} \right) \quad (7)$$

For fully loaded railcars the criterion for the bearing force takes the form:

$$H_{j,MAX} = 0,80 \cdot \left(10kN + \frac{P_{FO}}{3} \right) \quad (8)$$

6. CONCLUSIONS

The presented analysis indicates that research on the derailment phenomenon and the Nadal criterion are a complex issue. Research on the criterion leads to a significant practical conclusion that operational safety can be increased through construction procedures related to the vehicle itself (in this case the railcars), as well as the infrastructure.

Safety against derailment of a freight railcar, especially taking into account the criterion of adaptation to international traffic (cross-border movement), is becoming increasingly important. Investments in this field, supported by practical and theoretical research and empirical tests, are essential to gradually increase the competitiveness of rail transport on the freight transport market.

- [7] Sobaś M.: Stan i doskonalenie kryteriów bezpieczeństwa przed wykolejeniem pojazdów szynowych. *Pojazdy Szynowe* nr 4/2005
- [8] Sobaś M.: Stan i doskonalenie kryteriów bezpieczeństwa przed wykolejeniem pojazdów szynowych. *Pojazdy Szynowe* nr 2/2006.
- [9] Sobaś M.: Parametry konstrukcyjne zestawów kołowych oraz ich wpływ na bezpieczeństwo jazdy. *Pojazdy szynowe* nr 1/2015.
- [10] Sobaś M.: Badania przejazdu pojazdów szynowych przez tory wchrowate w warunkach quasi - statycznych z uwzględnieniem kąta nabiegania koła na szynę. *Pojazdy Szynowe* nr 3/2015.
- [11] Sobaś M.: Rozwój układów biegowych pojazdów szynowych, związanych z opłatami za użytkowanie infrastruktury kolejowej. *Pojazdy Szynowe* nr 4/2015
- [12] Sobaś M.: Zawieszenia i układy biegowe pojazdów szynowych. Wydawnictwo IPS Tabor. 2014.
- [13] Sobaś M.: Analiza przejazdu wagonów towarowych dwuosowych, przez łuk o minimalnym promieniu. *Pojazdy Szynowe* 3/2001.
- [14] Sobaś M. Miklasz R.: Znaczenie momentu obrotowego w wagonach towarowych czteroosiowych na wózkach Y25. *Pojazdy Szynowe* nr 2/2004..
- [15] PN-EN 13715+A1: Kolejnictwo. Zestawy kołowe i wózki. Koła. Zarysy zewnętrzne kół.
- [16] PN-EN 14363:2016: Kolejnictwo. Badania i symulacje modelowe właściwości dynamicznych pojazdów szynowych przed dopuszczeniem do ruchu. Badania właściwości biegowych i próby stacjonarne (ang. „Railway applications. Testing and Simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles. Running Behaviour and stationary tests.”).
- [17] PN-EN 15313:2016: Kolejnictwo. Wymagania eksploatacyjne dotyczące obsługi zestawów kołowych. Utrzymanie zestawów pojazdów w eksploatacji i związanych z eksploatacją.
- [18] Karta UIC 432: Wagony towarowe. Prędkości jazdy. Warunki techniczne, które należy spełnić. 12-te wydanie z października 2008.
- [19] Karta UIC 510-1: Wagony towarowe. Układ biegowy. Normalizacja. 9-te wydanie z 1.01.1978
- [20] Karta UIC 510-2: Pojazdy doczepne. Warunki do stosowania kół o różnych średnicach w układach biegowych różnego typu. 4-te wydanie z października 2002 oraz kwietnia 2004.
- [21] Karta UIC 530-2: Wagony towarowe. Bezpieczeństwo jazdy. 7-dme wydanie z grudnia 2011.
- [22] Karta UIC 541-08: Hamulec. Przepisy dotyczące konstrukcji różnych części hamulca: detektory wykolejenia wagonów towarowych. 4-te wydanie z czerwca 2007.
- [23] Raport ORE/ERRI B55 Rp.8: Sicherheit gegen Entgleisen von Güterwagen in Gleisverwindungen. Utrecht. April, 1983.