



RAIL VEHICLES INSTITUTE INSTYTUT POJAZDÓW SZYNOWYCH

RAIL VEHICLES POJAZDY SZYNOWE



Rail Vehicles quarterly is covered by the patronage
of the Transport Committee of the Polish Academy of Science

Kwartalnik Pojazdy Szynowe objęty jest patronatem
Komitetu Transportu Polskiej Akademii Nauk

ISSN 0138-0370

Contents/Spis treści

Nr 4/2021

<i>Mateusz Kuczyk M., Jędrzejewski P., Załuski P.:</i> The construction of suspended rail vehicle bogie. Budowa wózka podwieszanego pojazdu szynowego.....	1
<i>Słowiński M. S.:</i> Materials used in the structure of rail vehicle wheels. Materiały stosowane w budowie kół pojazdów szynowych.....	14
<i>Urbański P.:</i> Passive safety features of a type 227M rail vehicle. Bezpieczeństwo pasywne pojazdu szynowego typu 227M.....	25
<i>Durzyński Z.:</i> Diagnostic tests aimed at assessment and forecasting of the condition of electrical equipment components of the rail traction vehicles. Badania diagnostyczne dla oceny i prognozowania stanu elementów elektrycznego wyposażenia trakcyjnych pojazdów szynowych.....	37
<i>Antkowiak T.:</i> Running gears of sets of freight wagons coupled with diesel or electric traction vehicle. Układy biegowe zespołów wagonów towarowych sprzęgniętych z pojazdem trakcyjnym spalinowym lub elektrycznym.....	49

R a i l V e h i c l e s

The scientific–technical quarterly journal dedicated to problems of designing,
construction and researches of railway stock

P o j a z d y S z y n o w e

Kwartalnik naukowo–techniczny poświęcony zagadnieniom konstrukcji,
budowy i badań taboru szynowego

Editorial/Redakcja:

Sieć Badawcza Łukasiewicz –
Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR”
61-055 Poznań, Warszawska 181
tel. 61 66-41-488 fax: 61-653-40-02
mail: redakcja@tabor.com.pl

Włodzimierz Gąsowski

(Editor-in-chief / Redaktor Naczelny)

Ireneusz Pielecha

(Vice-editor-in-chief / Z-ca Red. Naczelnego)

Zbigniew Durzyński

(Science Editor / Redaktor Naukowy)

Władysław Stankowski

(Technical Editor / Redaktor Techniczny)

Grażyna Barna, Zygmunt Giziński,

Jerzy Madej, Krzysztof Magnucki

(Associate Editors / Redaktorzy Tematyczni)

Krzysztof Magnucki

(Statistical Editor / Redaktor Statystyczny)

Alicja Iwanowska, Jan Kalinowski, Jerzy Lewiński,

Katarzyna Zgodzińska, Joanna Tomaszewska

(Proofreading Editors / Redaktorzy Językowi)

Editor / Wydawca

ŁUKASIEWICZ Research Network –
Rail Vehicles Institute „TABOR”
Sieć Badawcza Łukasiewicz –
Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR”

Scientific Board / Rada Programowa

Chairman / Przewodniczący: Jerzy Merkisz

Andrzej Chudzikiewicz, Jan Czerwiński (Szwajcaria),
Andrzej Fórmaniak (W. Brytania), Juraj Gerlici
(Słowacja), Stanisław Guzowski, Tomasz Hueckel
(USA), Evgeenj Kossov (Rosja), Valeriy Kuznetsov
(Ukraina), Otmar Krettek (Niemcy), Nikolay Lukov
(Rosja), Janusz Mielniczuk, Paweł Piec, Adam Szelağ,
Franciszek Tomaszewski, Mirosław Wyszynski
(W. Brytania)

Reviewers / Recenzenci

Grażyna Barna (Ł-TABOR), Zbigniew Durzyński
(Ł-TABOR), Włodzimierz Gąsowski (Ł-TABOR),
Iwona Grabarek, Andrzej Grzyb, Marek Idzior, Marian
Kaluba (Ł-TABOR), Ewa Kardas-Cinal, Krzysztof
Magnucki (Ł-TABOR), Janusz Mielniczuk
(Ł-TABOR), Marian Ostwald, Ireneusz Pielecha,
Marek Sobaś (Ł-TABOR), Adam Szelağ, Antoni
Świątek, Eugeniusz Świtoński, Krzysztof Zboiński,
Wiesław Zwierzycki

Print/Druk:

ODL Sp. Z o.o.
60-456 Poznań, ul. Straży Ludowej 15
tel. (061) 876 89 08

Projekt okładki : Hanna Stawecka

- * All articles published in the quarterly are reviewed / Wszystkie artykuły zamieszczone w kwartalniku są recenzowane
- * Editorial team reserves the right to shorten the received articles / Redakcja zastrzega sobie prawo dokonywania skrótów nadesłanych artykułów
- * Editorial team does not return the articles which were not ordered / Artykułów nie zamówionych redakcja nie zwraca
- * The original version of the journal is the printed version. An electronic version is also available / Pierwotną wersją czasopisma jest wersja drukowana, dostępna jest również wersja elektroniczna
- * Editorial team is not responsible for the content and the form of advertisements / Za treść i formę ogłoszeń redakcja nie odpowiada
- * The editors take care of maintaining the ethical standards in scientific publications and take all steps against the negligence and failures in this area / Redakcja dba o utrzymanie standardów etycznych w publikacjach naukowych i podejmuje wszelkie kroki przeciwko zaniedbaniom i uchybieniom w tym zakresie
- * The author makes a statement aimed at preventing ghostwriting/guest authorship practices / Autor składa oświadczenie, którego celem jest zapobieganie praktykom ghostwriting/guest authorship.

Artykuły z czasopisma rejestrowane są w bazie danych **BAZTECH** zawierającej polskie opracowania techniczne : www.baztech.icm.edu.pl



oraz

Polskiej Bazy Cytowań



POL-index
Polska Baza Cytowań

Czasopismo indeksowane w międzynarodowej bazie **IC Journal Master List-Index Copernicus**

ICV 2020 = 100,00

www.indexcopernicus.com

The construction of suspended rail vehicle bogie

Budowa wózka podwieszanego pojazdu szynowego

The main topic of this article is the construction of a railway bogie, which was used in authors' concept of suspended rail vehicle. Firstly, the vehicle was briefly described with particular consideration of the parameters determining the bogie design. Subsequently, constructional solutions were described in terms of individual bogie subassemblies, like: wheelsets, bogie frame, two stage suspension, propulsion and brake systems. This article is based on authors' master thesis: „The concept of suspended railway engine wagon”, conducted on Mechanical Engineering Faculty of Gdansk University of Technology.

Niniejsza publikacja została poświęcona szczegółowemu opisowi wózka, przeznaczonego do wykorzystania w proponowanej przez autorów koncepcji podwieszanego pojazdu szynowego. W pierwszej kolejności skrótowo opisano rzeczony pojazd, ze szczególnym naciskiem na parametry determinujące konstrukcję wózków. Następnie zostały omówione zastosowane rozwiązania konstrukcyjne w zakresie budowy poszczególnych podzespołów wózka, takich jak: zestawy kołowe, rama, dwustopniowe usprężynowanie, układ napędowy i hamulcowy. Artykuł ten powstał na podstawie pracy dyplomowej pt. „Koncepcja wagonu silnikowego kolei podwieszanej”, na wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.

Keywords: bogie construction, monorail, urban transport

Słowa kluczowe: budowa wózka, kolej jednoszynowa, transport miejski

1. INTRODUCTION

A suspended monorail is an alternative solution to subway in medium-sized agglomerations. It is characterised by the following benefits: relatively low cost and time of construction, full independence from the traffic, small use of land area and easy implementation of autonomous systems. Of course this type of transport has also some drawbacks, e.g. absolute incompatibility with other means of transport or the limitations in a route selection caused by a dense city infrastructure. There are only two suspended monorail systems in use: Eugen Langen (Schwebebahn in Germany city of Wuppertal) and SAFEGE (Shonan and Chiba monorail in Japanese Tokyo agglomeration). In the first one a vehicle is suspended asymmetrically under the bogies that consist of two double flanged steel wheels that are mounted in one line and work with a single rail. In SAFEGE system a car body is suspended symmetrically and the bogies move inside the guideway beam and use a set of propulsion and guiding wheels with rubber tires. The first one are responsible for carrying the weight of the vehicle and transmission of traction and braking forces. The second type of wheels ensure that appropriate trajectory is maintained (Fig. 1). More information about sus-

1. WSTĘP

Kolei podwieszana stanowi alternatywne rozwiązanie dla metra w średniej wielkości aglomeracjach miejskich. Charakteryzują ją następujące zalety: stosunkowo niski koszt i krótki czas budowy, całkowita niezależność od ruchu ulicznego, wykorzystanie niedużej powierzchni gruntu, łatwość implementacji systemu autonomicznego. Oczywiście rozwiązania tego typu nie są pozbawione wad, takich jak np. całkowita niekompatybilność z innymi środkami transportu, czy ograniczenie w wyborze trasy spowodowane gęstą infrastrukturą naziemną miast. Na świecie można wyróżnić dwa podstawowe systemy kolei podwieszanej: Eugen Langen (Schwebebahn w Niemieckim mieście Wuppertal) i SAFEGE (Shonan i Chiba monorail znajdujące się w japońskiej aglomeracji Tokio). W pierwszym z nich pojazd zawieszony jest asymetrycznie pod wózkami składającymi się z dwóch stalowych kół o podwójnym obrzeżu, które są ustawione w jednej linii i współpracują z pojedynczą szyną. Z kolei w systemie SAFEGE pudło wagonu zawieszono jest symetrycznie, a wózki poruszające się wewnątrz drążonej belki jezdnej, wykorzystują zespoły ogumionych kół jezdnych i prowadzących. Zadaniem tych pierwszych jest utrzymanie masy pojazdu i przenoszenie sił

pended monorail existing solutions, and proposed vehicle concept, can be found in authors' earlier publications [1] and [2].

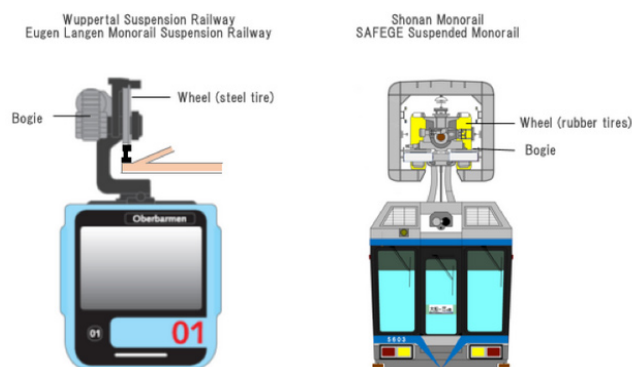


Fig. 1. Comparison of two existing suspended railway systems [3]
Rys. 1. Porównanie istniejących systemów kolei podwieszanej [3]

2. GENERAL DESCRIPTION OF THE VEHICLE

The solution proposed by the authors is based on a synthesis of the two aforementioned systems. The vehicle is suspended symmetrically under the guideway beam which accommodates two rails of known track gauge. This approach ensures protection of a wheel-rail contact area from weather conditions which results in a stable, high value of adhesion coefficient and allows higher driving/operational safety. A three-section rail vehicle was designed as a part of the thesis (Fig. 2) and selected technical data is presented in Table 1 [4].

Design assumptions, other than urban allocation of the vehicle, are also the ability to move on a track with significant angle of inclination and reaching a speed over 50 km/h. These requirements had considerable impact on the bogie construction because in order to fulfil them a high-power electric motor was used in conjunction with a reduction gearbox that has a gear ratio. Additionally urban use of the vehicle results in the bogies that are suitable for moving in tight curves and ensuring a reduction of noise and vibration. Another limitation was the requirement to achieve the lowest possible weight of the vehicle, including bogies, which was particularly important when considering infrastructure's strength of material (especially the

Table 1 Technical specification of suspended EMU

Feature	Unit	Value
Overall length	mm	32 580
Width of the vehicle car body	mm	2 500
Height of the vehicle car body	mm	3 025
Empty carriage mass	kg	43 611
Maximum vehicle mass	kg	71 811
Total capacity	–	376
Seating capacity	–	80
Standing capacity	–	296
Maximum speed	km/h	70
Axle arrangement	–	1A'+1A'+1A'
Starting acceleration	m/s ²	1,30
Ending acceleration	m/s ²	0,45
Maximum braking deceleration	m/s ²	3,60

trakcyjnych, a drugie zapewniają utrzymanie odpowiedniego toru ruchu (rys. 1). Szczegółowy opis istniejących rozwiązań, jak również proponowanego pojazdu kolei podwieszanej można znaleźć we wcześniejszych publikacjach autorów: [1] i [2].

2. OGÓLNY OPIS POJAZDU

Rozwiązanie proponowane przez autorów opiera się na syntezie obu wspomnianych systemów, a więc pojazd podwieszony jest symetrycznie poniżej belki jezdnej, w której została umieszczona para szyn o zadanym rozstawie. Takie podejście umożliwiło ochronę obszaru współpracy koło-szyna przed warunkami atmosferycznymi, a więc uzyskanie stabilnej, wysokiej wartości współczynnika przyczepności oraz pozwoliło na zwiększenie ogólnie rozumianego bezpieczeństwa jazdy. W ramach pracy przygotowano model trójczłonowego pojazdu szynowego (rys. 2), a jego wybrane dane techniczne zostały zestawione w tabeli 1 [4].



Fig. 2. A view of proposed suspended rail vehicle [4]

Rys. 2. Widok proponowanego pojazdu kolei podwieszanej [4]

Do założeń projektowych, oprócz wspomnianego już miejskiego przeznaczenia pojazdu, należało również pokonywanie toru o znacznym kącie nachylenia oraz osiąganie prędkości powyżej 50 km/h. Założenia te miały znaczny wpływ na konstrukcję wózka, poprzez konieczność zastosowania silnika elektrycznego dużej mocy oraz redukcyjnej przekładni mechanicznej o wysokim przełożeniu. Dodatkowo miejskie przeznaczenie pojazdu sprawiło, że wózki powinny być przystosowane do ruchu po stosunkowo krętych trasach oraz zapewniać jak najniższą emisję dźwięku czy drgań. Kolejne ograniczenie stanowił wymóg zachowania możliwie niskiej masy pojazdu, w tym wózków, szczególnie istotny z punktu widzenia wytrzymałości infrastruktury, zwłaszcza belki jezdnej. Ważnym aspektem było również zapewnienie możliwie wysokiego komfortu podróżowania.

Oczywistym jest, że wózki poruszające się wewnątrz belki jezdnej definiują jej wymiary gabarytowe (rys. 3), a więc wózek powinien charakteryzować się możliwie kompaktową konstrukcją, w szczególności odnosi się to do jego całkowitej szerokości.

guideway beam). An important factor was also to ensure the highest possible travelling comfort.

It is obvious that bogies moving inside the guideway beam define its overall dimensions (Fig. 3) so the bogie should be as compact as it is possible. The bogie's total width is particularly important.

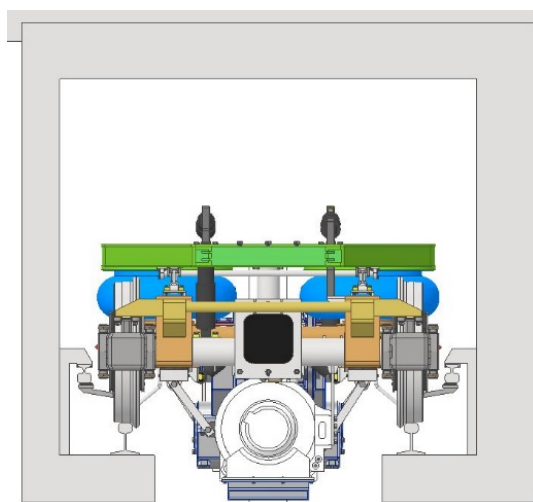


Fig. 3. Rail vehicle bogie in a guideway beam [4]

Rys. 3. Wózek umiejscowiony wewnątrz belki jezdnej [4]

3. BOGIE CONSTRUCTION

Designed bogie has only one powered axle which is dictated by limited space that is a result of a short wheelbase. The aim of the wheelbase minimalization is to reduce lateral forces that transfer to wheelsets in track curves. It results in: reduced wheel and rail wear, decreased derailment risk (Nadal criterion - reduction of lateral to vertical force ratio) and bogie weight reduction [5, 6]. A high-gear ratio gearbox which has substantial dimensions is another impediment that prevents driving both axles. Aforementioned limitations cause an unusual axle arrangement. Another key feature of the bogie is the application of the internal frame which results in a reduced bogie weight and a relatively small width. Travel comfort is provided by a two-stage suspension. The main view of the bogie is presented in Fig. 4 in two variants: with and without suspension frame that is used for mounting car body, so as an integral part of it moves relatively to the bogie. As a result it is an anchor point for the centre pivot and some dampers. Selected technical data is presented in Table 2 [4].

Table 2 Technical specification of vehicle bogie

Feature	Unit	Value
Track gauge	mm	1 435
Length	mm	2 926
Width	mm	1 789
Height	mm	1 151
New wheel diameter	mm	750
Worn wheel diameter	mm	700
Pressure of the wheelset on a track	t	11,97

Tabela 1 Wybrane dane techniczne podwieszanego EZT

Cecha	Jednostka	Wartość
Długość całkowita	mm	32 580
Szerokość pudła wagonu	mm	2 500
Wysokość pudła wagonu	mm	3 025
Masa własna pojazdu	kg	43 611
Dopuszczalna masa całkowita	kg	71 811
Całkowita liczba miejsc	–	376
Liczba miejsc siedzących	–	80
Liczba miejsc stojących	–	296
Prędkość maksymalna	km/h	70
Układ osi	–	1A'+1A'+1A'
Przyspieszenie pocz. rozruchu	m/s ²	1,30
Przyspieszenie końca rozruchu	m/s ²	0,45
Opóźnienie hamowania maks.	m/s ²	3,60

3. BUDOWA WÓZKA

Cechą charakterystyczną zaprojektowanego wózka jest posiadanie wyłącznie jednej osi napędnej, co zostało podyktowane znacznym ograniczeniem dostępnej przestrzeni wynikającym z jego krótkiej bazy. Minimalizacja rozstawu osi w wózku ma na celu ograniczenie wartości poprzecznych sił prowadzących oddziałujących na zestawy kołowe w czasie pokonywania łuków torowych. Pozwala to na: ograniczenie zużycia kół i szyn, zwiększenie bezpieczeństwa przed wykolejeniem (kryterium Nadala – zmniejszenie stosunku siły poprzecznej do siły pionowej) oraz zmniejszenie masy całkowitej wózka [5, 6]. Dodatkowym utrudnieniem, skutecznie uniemożliwiającym napędzanie obu osi, była konieczność zastosowania przekładni o dużym przełożeniu, a więc i wymiarach zewnętrznych. Z powyżej opisanych przyczyn w pojeździe zastosowano dość nietypowy układ osi. Kolejną cechą charakterystyczną wózka jest zastosowanie wewnętrznej ramy, co pozwoliło na zmniejszenie jego masy całkowitej oraz uzyskanie stosunkowo niedużej szerokości. Komfort podróży został zapewniony poprzez dwustopniowe usprężynowanie. Ogólny widok wózka został zaprezentowany na rys. 4 w dwóch wariantach: z oraz bez stelaża podwieszenia. Stelaż ten służy mocowaniu pudła pojazdu, a więc stanowiąc jego integralną część, przesuwa się razem z nim względem wózka. Z tego powodu jest on również miejscem mocowania czopa skreśłu oraz niektórych tłumików. Wybrane dane techniczne wózka zostały zestawione w tabeli 2 [4].

Tabela 2 Wybrane dane techniczne wózka

Cecha	Jednostka	Wartość
Prześwit toru	mm	1 435
Długość	mm	2 926
Szerokość	mm	1 789
Wysokość	mm	1 151
Średnica toczna koła nowego	mm	750
Średnica toczna koła zużytego	mm	700
Nacisk osi na tor	t	11,97
Całkowita masa wózka	kg	5 475
Masa ramy wózka	kg	604
Masa nieusprężynowana	kg	1 108
Masa usprężynowana I stopnia	kg	4 367

Total mass of the bogie	kg	5 475
Bogie frame mass	kg	604
Unsprung bogie mass	kg	1 108
Suspended bogie mass by the primary suspension	kg	4 367
Suspended bogie mass by the secondary suspension	kg	829
Bogie wheelbase	mm	1 600
Distance of springs sets of primary suspension	mm	993
Distance of spring sets of secondary suspension	mm	1 068
Distance of brake discs	mm	1 630
Distance between dampers of hunting motion	mm	658
Lateral movement of the car body	mm	± 60

Masa usprężynowana II stopnia	kg	829
Baza wózka	mm	1 600
Rozstaw sprężyn I st.	mm	993
Rozstaw sprężyn II st.	mm	1 068
Rozstaw tarcz hamulcowych	mm	1 630
Rozstaw tłumików wężykowania	mm	658
Przem. poprzeczne nadwozia	mm	± 60

3.1. Wheelset and axlebox

Trailing wheelset (Fig. 5) consist of an axle with wheels pressed into it. In this case resilient wheels were used in order to reduce sound emission and vibrations. The axleboxes (Fig. 6), which are support points for the bogie frame, are placed between both wheels that is typical for an internal frame. As it was mentioned, this solution enables weight and bogie width reduction and minimalization of bending moments value which act on the axle. Therefore, axle diameter can be smaller that means there is less unsprung mass which combined with aforementioned advantages results in lower operating costs. Unfortunately this solution severely limits access to the bearings which have to be mounted on the axle before the wheels.

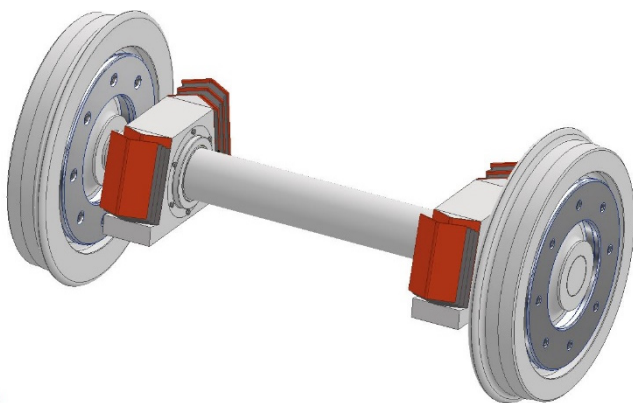


Fig. 5. Trailing wheelset with axleboxes and chevron springs [4]

Rys. 5. Omaźnicowany, toczny zestaw kołowy [4]

Fig. 6 shows a cross-section view of the axlebox that contains compact tapered roller bearing unit CTBU 130x220 produced by SKF. This unit consists of two inner rings, a single outer ring and two rows of conical rollers guided inside polymeric cage. It comes as a single unit prepared for assembly. The bearing is sealed in a factory which assures high quality lubrication of rollers and no need to use additional seals in the axlebox body. Moreover, it is equipped with Axletronic system by SKF [7] where a single sensor integrated with a seal allows measurement of: rotational speed, temperature and vibration frequency. The first

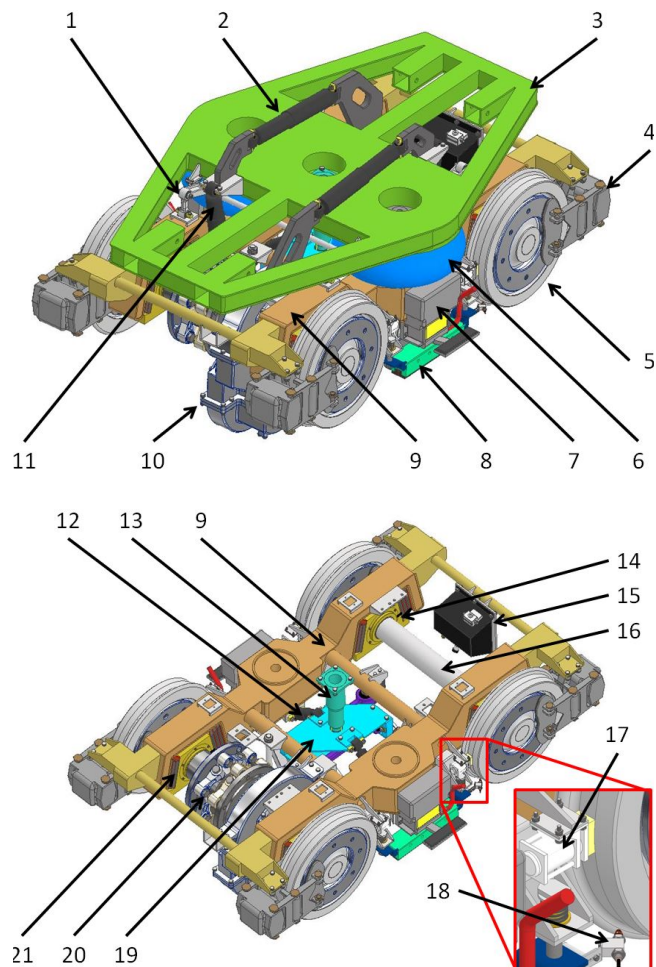


Fig. 4. Bogie components [4]: 1. Anti-roll bar; 2. Damper of hunting motion; 3. Suspension frame; 4. Disc brake unit; 5. Wheelset; 6. Air spring; 7. Current collector; 8. Magnetic track brake; 9. Bogie frame; 10. Mechanical gear; 11. Vertical damper; 12. Horizontal damper; 13. Centre pivot; 14. Axlebox; 15. Grease reservoir; 16. Axle of the wheelset; 17. Wheel tread cleaning unit; 18. Lubrication nozzle; 19. Watts linkage; 20. Coupling; 21. Chevron spring

Rys. 4. Budowa wózka [4]: 1. Stabilizator przechyłu poprzecznego nadwozia; 2. Tłumik wężykowania; 3. Stelaż podwieszenia; 4. Zaciśk hamulca tarczowego; 5. Zestaw kołowy; 6. Sprężyna pneumatyczna; 7. Odbierak prądu; 8. Elektromagnetyczny hamulec szynowy; 9. Rama wózka; 10. Przekładnia mechaniczna; 11. Tłumik pionowy; 12. Tłumik poziomy; 13. Czop skreću; 14. Maźnica; 15. Zbiornik smaru; 16. Oś zestawu kołowego; 17. Blok czyszczący; 18. Dysza smarująca; 19. Układ lemniskatowy; 20. Sprzęgło; 21. Sprężyna metalowo-gumowa typu klinowego

3.1. Zestaw kołowy i maźnice

Toczny zestaw kołowy (rys. 5) składa się z osi wraz z wtłoczonymi na nią kołami. W tym wypadku zastosowano koła z elementami metalowo-gumowymi w celu ograniczenia emisji dźwięku i drgań do środowiska. Widoczne na rys. 6 obudowy łożyskowe, będące punktami podparcia ramy wózka, zostały umiejscowione

parameter is used by an anti-slip system and two others are used to assess the condition of the bearing. Bearing location on the wheelset's axle was defined by:

- front (3) and back (6) covers bolted into the axlebox body;
- stopper ring (7) set on the axle;
- locating ring (2) bolted to the axle which was necessary to ensure proper mounting of the bearing.

The powered wheelset construction is analogous with the difference that on the part of the axle between the axleboxes there is additionally a clutch hub.

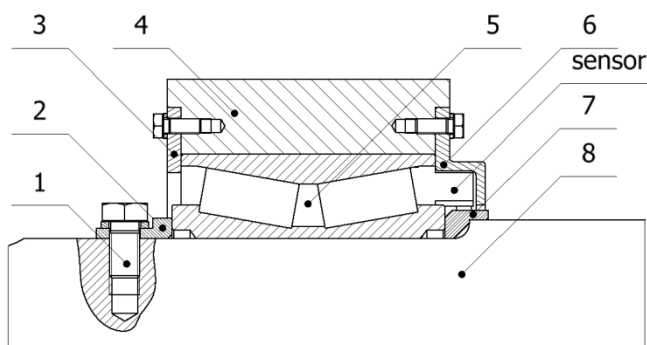


Fig. 6. Axlebox build [4]: 1. Fixing bolts; 2. Locating ring; 3. Front cover; 4. Axlebox body; 5. Rolling bearing – CTBU; 6. Back cover; 7. Stopper ring; 8. Wheelset axle.

Rys. 6. Zabudowa łożyska zestawu kołowego [4]: 1. Śruba mocująca; 2. Pierścień ustalający; 3. Pokrywa przednia; 4. Korpus maźnicy; 5. Łożysko toczne – CTBU; 6. Pokrywa tylna; 7. Pierścień oporowy; 8. Oś zestawu kołowego.

3.2. Wheelsets guidance

The wheelsets are guided in a bogie frame by metal-rubber, chevron springs (Fig. 5) that are primary suspension. This solution is characterised by simplicity because there are no additional parts as: swing arms (guidance with one-sided swing arm) or columns (column guidance) [8]. Moreover this type of springs have an internal damping loop which eliminates the need to use hydraulic vibration dampers in the primary suspension. Additionally they enable differentiating the stiffness in all three directions: longitudinal, lateral and vertical. A correct selection allows a quasi-radial adjustment of wheelsets in a track curve which means a lower wheel-rail attacking angle that results in a reduction of: motion resistance, lateral guidance force and wear of cooperating elements. Unfortunately, choosing an elastic guiding of the wheelsets lowers critical velocity of the vehicle which is also more prone to detrimental movements of all kinds [9]. Obviously, in a public transport vehicle that has a relatively low maximal speed aforementioned drawbacks aren't so important. There is also one additional issue connected with this kind of wheelset guidance – possibility of frame fatigue cracking near points where frame is supported on chevron springs, what took place in PESA 37AN bogies [10]. To prevent aforementioned troubles in the bogie construction, there could be additionally used

pomiędzy obydwoma kołami zestawu, co jest charakterystyczne dla ramy wewnętrznej. Jak już wspomniano rozwiązanie takie pozwala na redukcję masy, zmniejszenie szerokości wózka oraz wartości momentów gnących oddziaływujących na oś zestawu kołowego. Umożliwia to zmniejszenie jej średnicy, a więc również masy nieusprężynowanej pojazdu, co razem z wcześniej wymienionymi zaletami, przekłada się na niższe koszty eksploatacyjne. Niestety rozwiązanie takie znacznie pogarsza dostęp do węzłów łożyskowych, które należy osadzić na osi jeszcze przed montażem kół.

Rys. 6 przedstawia przekrój przez korpus maźnicy, w którym został zabudowany kompaktowy zespół łożysk stożkowych CTBU 130x220 firmy SKF. Zespół ten składa się z dwóch bieżni wewnętrznych, pojedynczej bieżni zewnętrznej oraz dwóch rzędów stożkowych elementów tocznych prowadzonych wewnątrz polimerowego koszyka, całość stanowi jeden element gotowy do montażu. Łożysko to zostało fabrycznie uszczelnione, co zapewnia wysoką jakość smarowania elementów tocznych oraz brak konieczności zabudowy dodatkowych uszczelnień w korpusie maźnicy. Ponadto zostało ono wyposażone w system Axletronic firmy SKF [7], w którym pojedynczy czujnik zintegrowany z uszczelnieniem umożliwia pomiar: prędkości obrotowej, temperatury oraz częstotliwości drgań. Pierwszy z parametrów jest wykorzystywany przez system antypoślizgowy, a dwa pozostałe stanowią podstawę do określenia aktualnego stanu łożyska.

Położenie łożyska na osi zestawu kołowego zostało ustalone za pomocą:

- pokrywy przedniej (3) i tylnej (6), dokręcanych do korpusu maźnicy;
- pierścienia oporowego (7), osadzonego na osi;
- pierścienia przesuwającego (2), dokręconego do osi, co umożliwia montaż łożyska.

Budowa napędzonego zestawu kołowego jest analogiczna do wyżej opisanej z tą różnicą, że na osi pomiędzy maźnicami dodatkowo osadzono piastę sprzęgła układu napędowego.

3.2. Prowadzenie zestawów kołowych

Zestawy kołowe prowadzone są w ramie wózka przy pomocy sprężyn metalowo-gumowych typu klinowego (rys. 5), pełniących jednocześnie rolę usprężynowania I stopnia. Rozwiązanie takie charakteryzuje się dużą prostotą, ze względu na brak występowania dodatkowych elementów takich jak: wahacze (prowadzenie jednostronnym wahaczem) czy kolumny (prowadzenie kolumnowe) [8]. Ponadto sprężyny tego typu charakteryzują się pętlą wewnętrznego tłumienia, co eliminuje konieczność stosowania hydraulicznych tłumików drgań w I stopniu usprężynowania. Dodatkowo pozwalają one na uzyskanie różnych wartości sztywności we wszystkich trzech kierunkach: wzdłużnym, poprzecznym i pionowym. Odpowiedni ich dobór pozwala na

elements fastened to the frame under the axlebox. Nevertheless such decision to slightly change bogie frame design could be justified only by fatigue calculations, which wasn't included in authors' project.

3.3. Frame

The vehicle uses a three-section, closed space frame, visible in Fig. 7 that consists of:

- two closed box-shaped side-sills (10 mm thick metal sheet made of S355 steel);
- two central cross-bar pipes (external diameter – 100 mm, internal – 70 mm);
- two pipes headstocks (external diameter – 60 mm, internal – 30 mm).

The whole frame is a welded structure, which should be subjected to vibratory relaxation or a stabilizing load in order to avoid welding stresses and to maintain appropriate dimensional tolerance.

The appropriate shape of the side-sills enables a stable support of the frame on chevron springs and provides a place for fixing secondary springs. In addition, the frame provides a number of mounting points for individual components and systems of the bogie.

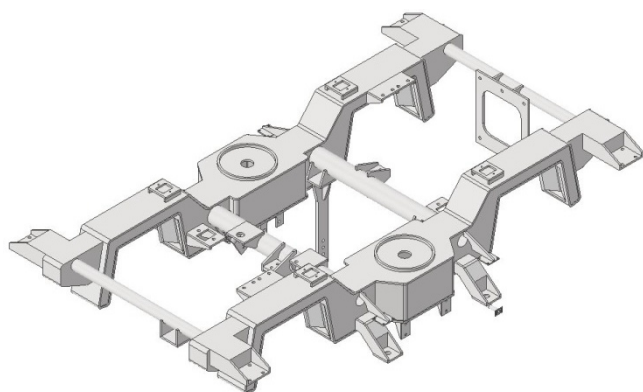


Fig. 7. Bogie frame [4]
Rys. 7. Rama wózka [4]

3.4. Propulsion system

The bogie is equipped with a single electric, asynchronous, inductive, squirrel-cage traction motor made by VEM marked DKLBZ 0910-04 that selected technical data are summarized in Table 3. The motor is controlled by a traction inverter by changing the frequency of the supply current, which allows for practically any shaping of the vehicle's traction characteristics. The current is supplied by the current rail (third rail) and then a bottom-running-system current collector device cooperating with it. The tracks close the electrical circuit. Driving torque is transferred from the motor shaft to the gearbox input shaft via the Centaflex A flexible coupling. This coupling dampens torsional vibrations, reduces shock loads and compensates for significant axial, radial and angular displacements [11].

quasi-radialne ustawienie się zastawów kołowych w łuku torowym, a więc zmniejszenie kąta nabiegania koła na szynę, co skutkuje zmniejszeniem: oporów ruchu, poprzecznej siły prowadzącej oraz zużycia współpracujących elementów. Niestety przy doborze elastycznego prowadzenia zestawów kołowych następuje spadek wartości prędkości krytycznej pojazdu, który ponadto staje się bardziej podatny na wszelkiego rodzaju ruchy szkodliwe [9]. Oczywiście, w pojeździe komunikacji miejskiej o stosunkowo niskiej prędkości maksymalnej, powyższe wady nie stanowią większej przeszkody.

Warto również nadmienić, że w wózku z tym typem prowadzenia zestawów kołowych, może dochodzić do pęknięć zmęczeniowych w okolicach oparcia ramy na sprężynach klinowych, czego przykładem mogą być wózki 37AN produkcji PESY [10]. W celu niedopuszczenia do tego typu uszkodzeń, w zaprezentowanej konstrukcji można by zastosować dodatkowy element (np. w postaci płaskownika) mocowany do ramy bezpośrednio poniżej obudowy łożyska. Jednak decyzję tego typu można umotywić jedynie obliczeniami zmęczeniowymi, które znacznie wykraczają poza ramy niniejszego opracowania.

3.3. Rama

W pojeździe zastosowano trójobwodową, zamkniętą ramę przestrzenną, widoczną na rys. 7, która składa się z:

- dwóch ostojnic o zamkniętej konstrukcji skrzynkowej (arkusze blachy o grubości 10 mm, wykonane ze stali S355);
- dwóch rurowych poprzecznic (średnica zewnętrzna – 100 mm, wewnętrzna – 70 mm);
- dwóch rurowych czołownic (średnica zewnętrzna – 60 mm, wewnętrzna – 30 mm).

Całość ramy stanowi konstrukcję spawaną, która dla uniknięcia naprężeń spawalniczych i zachowania odpowiedniej tolerancji wymiarowej powinna zostać poddana odprężeniu wibracyjnemu lub obciążeniu stabilizującym. Odpowiedni kształt ostojnic umożliwia stabilne oparcie ramy na sprężynach klinowych oraz zapewnia miejsce mocowania elementów usprężynowania II stopnia. Ponadto w ramie przewidziano szereg punktów montażowych dla poszczególnych podzespołów i układów wózka.

Wózek wyposażony jest w pojedynczy elektryczny, asynchroniczny, indukcyjny, klatkowy silnik trakcyjny firmy VEM o oznaczeniu DKLBZ 0910-04, którego wybrane dane techniczne zostały zestawione w tabeli 3. Sterowanie silnikiem odbywa się za pomocą falownika trakcyjnego, poprzez zmianę częstotliwości prądu zasilającego, co pozwala na praktycznie dowolne kształtowanie charakterystyki trakcyjnej pojazdu. Zasilanie składu odbywa się poprzez szynę prądową (tzw. trzecia szyna) i współpracujący z nią odbierak prądu o ślizgu dolnym. Sieć powrotną stanowią tory. Moment

Table 3. Technical specification of the traction motor VEM DKLBZ 0910-04 [4]

Feature	Unit	Value
Motor mass	kg	627
Nominal power	kW	280
Nominal rotational speed	obr/min	1 624
Maximal rotational speed	obr/min	4 279
Nominal torque	Nm	1 646
Nominal frequency	Hz	55
Nominal efficiency	–	0,943

The bogie uses a two-stage gearbox with a first stage with bevel gears (gear ratio: 1,80) and a second stage consisting of helical gears (gear ratio 4,40). A helical gear with a larger pitch diameter was mounted on a sleeve acting as the output shaft from the gearbox. This sleeve is mounted in the gear housing, and through its inner hole passes the axle of the wheelset, to which the torque is transmitted via the Centalink coupling. This coupling consists of two flanges (one mounted on the axle and second one on the gearbox output shaft), connected with each other by an inter-clutch shaft made of carbon fibre reinforced polymer. The torque between individual flanges and the shaft is transferred through six links with flexible bushes [11]. This type of construction provides a constant velocity transmission of the clutch and a compensation of axial, radial and angular displacements between the axle and output shaft of the gearbox.

The above-described design of the propulsion system (Fig. 8) means that the wheelset's axle is not additionally loaded with the weight of the gearbox or motor but only with the driving torque (twisting moment). It also prevents the vibrations between the gearbox and the motor. Moreover, by fixing both elements in the bogie frame (Fig. 9), its unsprung mass is reduced.

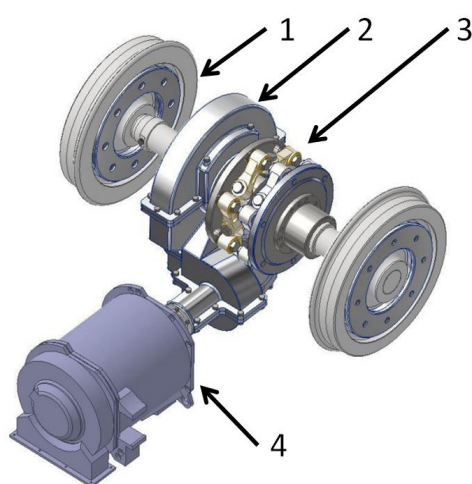


Fig. 8. Components of the propulsion system [4]: 1. Wheelset; 2. Gearbox; 3. Centaflex A coupling; 4. Motor.

Rys. 8. Elementy składowe układu napędowego [4]: 1. Zestaw kołowy; 2. Przekładnia mechaniczna; 3. Sprzęgło Centaflex A; 4. Silnik trakcyjny.

napędowy przenoszony jest z wału silnika na wał wyjściowy przekładni za pośrednictwem sprzęgła podatnego Centaflex A. Sprzęgło to tłumi drgania skrętne, łagodzi obciążenia udarowe i kompensuje znaczne przesunięcia osiowe, promieniowe i kątowe [11].

Tabela 3. Dane techniczne silnika VEM DKLBZ 0910-04 [4]

Cecha	Jednostka	Wartość
Całkowita masa silnika	kg	627
Moc znamionowa	kW	280
Prędkość obrotowa znamionowa	obr/min	1 624
Prędkość obrotowa maksymalna	obr/min	4 279
Moment znamionowy	Nm	1 646
Częstotliwość znamionowa	Hz	55
Sprawność znamionowa	–	0,943

3.4. Układ napędowy

W wózku zastosowano dwustopniową przekładnię zębatą, z pierwszym stopniem stożkowym (przełożenie 1,80) i drugim walcowym (przełożenie 4,40). Walcowe koło zębate o większej średnicy podziałowej zostało osadzone na tulei pełniącej rolę wału wyjściowego z przekładni. Tuleja ta ułożyskowana jest w korpusie przekładni, a przez jej wewnętrzny otwór przechodzi oś zestawu kołowego, na który moment obrotowy przenoszony jest za pośrednictwem sprzęgła Centalink. Sprzęgło to składa się z dwóch tarcz (jednej osadzonej na osi, a drugiej na wale wyjściowym przekładni), połączonych ze sobą wałem międzysprzęgłowym wykonanym z kompozytu o osnowie zbrojonej włóknem węglowym. Moment pomiędzy poszczególnymi tarczami, a wałem międzysprzęgłowym przenoszony jest za pośrednictwem sześciu cięgien, których łąby są wyposażone w elementy gumowe [11]. Taka budowa zapewnia równoległą pracę sprzęgła oraz kompensację przemieszczeń osiowych, promieniowych i kątowych występujących pomiędzy osią, a wałem przekładni.

Opisana powyżej konstrukcja układu napędowego (rys. 8) sprawia, że oś zestawu kołowego nie jest dodatkowo obciążona masą przekładni czy silnika, a jedynie momentem napędowym (moment skręcający). Nie dopuszcza ona również do przenoszenia drgań pomiędzy przekładnią i silnikiem. Ponadto, mocowanie obu elementów w ramie wózka (rys. 9) ogranicza jego masę nieusprężynowaną.

Powodem wzdluznego umiejscowienia silnika była ograniczona przestrzeń pomiędzy ostojnicami ramy, wynosząca jedynie 805 mm oraz konieczność wpłynięcia na zmianę położenia środka ciężkości, tak aby zapewnić równomierny rozkład obciążenia pomiędzy obie osie. Z uwagi na krótką bazę wózka, silnik usytuowano w taki sposób, że jego oś symetrii znalazła się na płaszczyźnie łączącej główki obu szyn. Rozwiązanie takie jest możliwe dzięki jednostronnie otwartemu profilowi belki jezdnej (rys. 3) oraz odpowiedniej konstrukcji przekładni mechanicznej. W mocowaniach zarówno przekładni jak i silnika, wykorzystano elementy podatne, w celu wibroizolacji wymienionych podzespołów.

The reason of longitudinal placement of the motor was limited space between the bogie's side-sills (only 805 mm) and the necessity to change the position of the centre of gravity so as to ensure an even distribution of load between both axles. Due to short base of the bogie, the motor was located in such a way that its axis of symmetry was on the plane connecting the heads of both rails. This solution is possible thanks to the one-sided open profile of the guideway beam (Fig. 3) and the appropriate design of the mechanical gearbox. In the mountings of both the gearbox and the motor, flexible elements were used in order to vibro-isolate these components

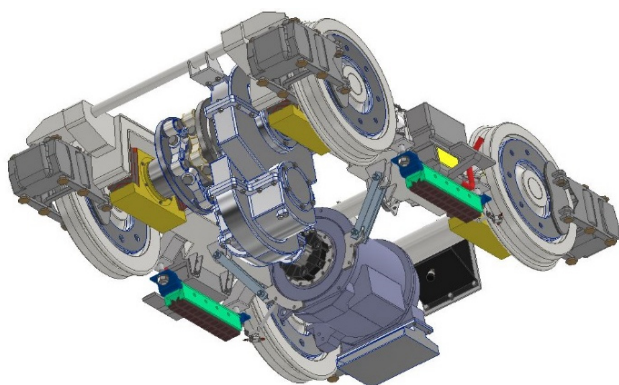


Fig. 9. Assembly of propulsion system in the bogie [4]
Rys. 9. Widok układu napędowego w wózku [4]

3.5. Secondary suspension

Secondary suspension is provided by two air springs of the company Trelleborg – 45/1107 [12] (Fig. 10), with a load capacity of 114 kN each. The horizontal deformation of the spring is ± 120 mm, so it is sufficient for bolsterless bogie. The spring is embedded in the frame of the bogie by placing the fixing pin in a tubular element welded inside the side-sill. The suspension frame is supported on an air spring plate that works with a round clamp welded to its surface.

According to the diagram in Fig. 11, in addition to the air springs in the pneumatic system of the secondary suspension, the following can be distinguished:

- auxiliary reservoir (3), build inside the suspension frame, provides additional volume allowing for reduction of spring stiffness. Moreover, the insertion of the orifice between the two elements ensures a damping effect;
- shuttle valve (2) supplies a pneumatic signal to the brake system with a pressure equal to that of the more loaded spring, which allows the brake force to be selected as a function of the vehicle load;
- two check valves (4.1, 4.2) allow pressure equalization between the springs. For example, when one of the springs is punctured, one of the pair of valves will allow the working medium to flow towards the damaged spring, thanks to which the body will be supported by the emergency springs on both its sides;

3.5. Usprężynowanie II stopnia

Usprężynowanie II stopnia realizowane jest poprzez dwie sprężyny pneumatyczne firmy Trelleborg – 45/1007 [12] (rys. 10), o nośności 114 kN każda. Odkształcalność poprzeczna sprężyny wynosi ± 120 mm, a więc jest wystarczająca do eliminacji belki skrętnej. Każda ze sprężyn osadzona jest w ramie wózka poprzez umiejscowienie sworznia mocującego w elemencie rurowym, wspawanym wewnątrz ostojnicy. Z kolei stelaż podwieszenia oparty jest na płycie mocującej, która współpracuje z okrągłą obejmą dospawaną do jego powierzchni.

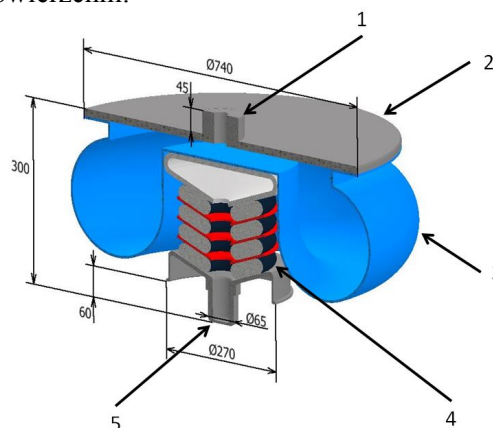


Fig. 10. Air spring model [4]: 1. Air supply; 2. Air spring plate; 3. Air bag; 4. Emergency spring; 5. Fixing pin.

Rys. 10. Model sprężyny pneumatycznej [4]: 1. Przyłącze pneumatyczne; 2. Płyta mocująca; 3. Miech; 4. Sprężyna awaryjna; 5. Sworznie mocujący.

Zgodnie ze schematem z rys. 11, oprócz sprężyn pneumatycznych w układzie pneumatycznym usprężynowania II stopnia można wyróżnić:

- zbiornik pomocniczy (3), zabudowany we wnętrzu stelaża podwieszenia, stanowi dodatkową objętość pozwalającą na zmniejszenie sztywności sprężyny. Ponadto wprowadzenie pomiędzy oba elementy zwężki zapewnia uzyskanie efektu tłumienia;
- zawór alternatywy (2) dostarcza sygnał pneumatyczny do układu hamulcowego, o ciśnieniu równym ciśnieniu panującemu w bardziej obciążonej sprężynie, co pozwala na dostosowanie siły hamowania do obciążenia pojazdu;
- dwa zawór zwrotne (4.1, 4.2) umożliwiają wyrównanie ciśnień pomiędzy sprężynami w sytuacjach awaryjnych. Przykładowo w momencie przebicia jednej ze sprężyn, jeden z pary zaworów umożliwi przepływ medium roboczego w kierunku uszkodzonej sprężyny, dzięki czemu nadwozie zostanie oparte na sprężynach awaryjnych po obu swoich stronach;
- zawór ważący (5) reguluje natężenie przepływu medium roboczego do danej sprężyny. Jest on zamocowany w nadwoziu i połączony za pomocą dźwigni o nastawnej długości, z ramą. Wraz ze wzrostem obciążenia pojazdu zmniejszeniu ulega odległość pomiędzy stelażem i ostojnicą, a więc

- levelling valve (5) regulates the flow rate of the working medium to the given spring. It is fixed to the car body and connected to the frame by an adjustable length lever. As the load on the vehicle increases, the distance between the suspension frame and the side-sill decreases, and the valve allows airflow to the spring. When the load is reduced, the valve connects the spring volume with the atmosphere, leading to a drop of a pressure in the spring. This way the levelling valve makes it possible to maintain a constant distance between the body and the bogie, and therefore the platform.

In addition, the system uses a reduction valve that limits the operating pressure of the springs, and a filter that cleans the air of contaminants. The working medium is taken from the vehicle's main reservoir pipe, where it is subjected to appropriate preparation in advance.

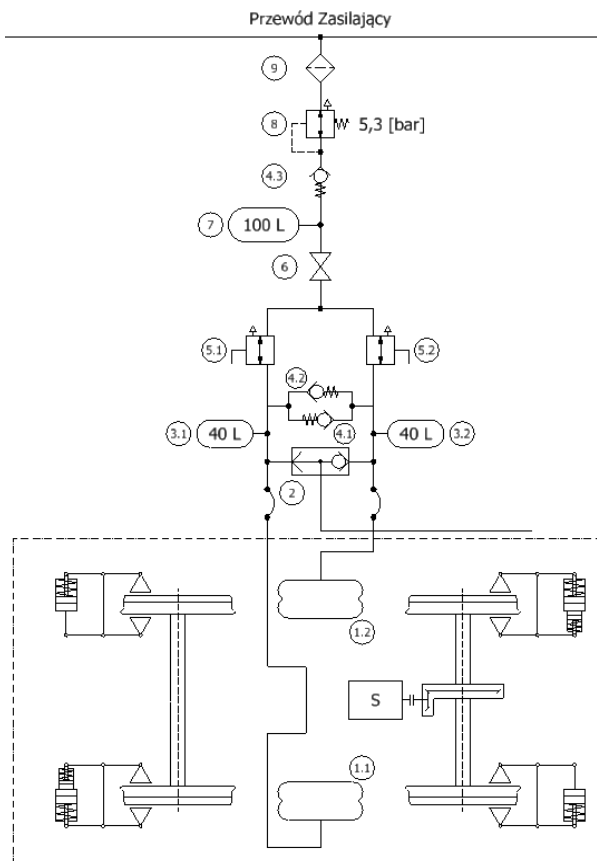


Fig. 11. Pneumatic system of secondary suspension [4]: 1. Air spring; 2. Shuttle valve; 3. Auxiliary reservoir; 4. Check valve; 5. Levelling valve; 6. Shut-off valve; 7. Main reservoir; 8. Pressure-reducing valve; 9. Filter.

Rys. 11. Układ pneumatyczny usprężynowania II stopnia [4]: 1. Sprężyna pneumatyczna; 2. Zawór alternatywy; 3. Zbiornik pomocniczy; 4. Zawór zwrotny; 5. Zawór ważący (poziomujący); 6. Zawór odcinający; 7. Zbiornik główny; 8. Zawór redukcyjny; 9. Filtr.

In order to assure high travel comfort, the secondary suspension should have the lowest possible stiffness and should cooperate with vertical hydraulic dampers. In such a combination, the springs reduce the accelera-

- dochodzi do przesterowania zaworu, który umożliwia dopływ powietrza do sprężyny. W przypadku zmniejszenia obciążenia, zawór łączy objętość sprężyny z atmosferą, prowadząc do spadku panującego w niej ciśnienia. W ten sposób zawór ważący umożliwia utrzymanie stałej odległości między nadwoziem i wózkiem, a więc i peronem.

Ponadto w układzie wykorzystano zawór redukcyjny, ograniczający ciśnienie pracy sprężyn, oraz filtr, oczyszczający powietrze z zanieczyszczeń. Medium robocze pobierane jest z przewodu zasilającego pojazdu, gdzie wcześniej podlega odpowiedniemu przygotowaniu.

W celu zapewnienia ogólnie pojętego komfortu jazdy pasażerów usprężynowanie II stopnia powinno charakteryzować się możliwie niską sztywnością oraz powinno współpracować z pionowymi tłumikami hydraulicznymi. W takim zestawieniu sprężyny odpowiadają za redukcję przyspieszeń nadwozia, a tłumiki za wytłumianie drgań o niskich częstotliwościach. Jednocześnie niska sztywność sprężyn może doprowadzić do nadmiernego przechyłu nadwozia, zwłaszcza w osi symetrii toru, co w skrajnych przypadkach prowadzi do utraty stateczności pojazdu. Z tego względu w wózku zastosowano stabilizator przechyłu poprzecznego nadwozia (rys. 12), który zwiększa sztywność poprzeczną usprężynowania II stopnia. W wózku zabudowano dwa stabilizatory przechyłu poprzecznego nadwozia, zamocowane symetrycznie względem płaszczyzny pionowej przechodzącej przez obie sprężyny pneumatyczne. Każdy ze stabilizatorów składa się z drążka skrętnego i dospawanej do niego pary ramion. Drążek ten ułożony na obu swoich końcach jest zamocowany w stelażu podwieszenia. Każde z ramion połączone jest z daną ostojnicą ramy przy pomocy cięgna, w którego łbach umieszczone są podatne przeguby, pozwalające na swobodny obrót wózka względem nadwozia.

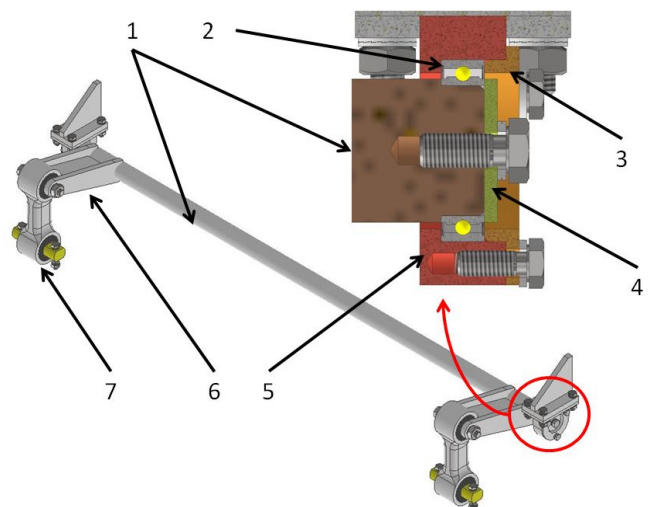


Fig. 12. Anti-roll bar [4]: 1. Torsion bar; 2. Rolling bearing; 3. Cover; 4. Fixing element; 5. Body; 6. Torsion arm; 7. Link.

Rys. 12. Stabilizator przechyłu poprzecznego nadwozia [4]: 1. Drążek skrętny; 2. Łożysko toczne; 3. Pokrywa; 4. Krążek ustalający; 5. Korpus; 6. Ramie; 7. Cięgno.

tion of the car body, and the dampers diminish vibrations at low frequencies. At the same time, the low stiffness of the springs may lead to excessive car body tilt, especially in the track symmetry axis, which in extreme cases leads to a loss of movement stability. For this reason, the bogie features an anti-roll bar (Fig. 12), which increases the lateral stiffness of the secondary suspension. In the bogie there are two anti-roll bars, placed symmetrically in relation to the vertical plane passing through both air springs. Each of them is composed of a torsion bar mounted at its both ends to which two arms are welded. Each of the arms is connected to a given side-sill by a link, in the heads of which there are flexible joints, that allow the bogie to rotate freely in relation to the car body. Both bearing housings are bolted to the suspension frame. Tilting the car body to one side causes the torsion bar arms to rotate in opposite directions, resulting in a torsional load on the bar. If it is characterized by sufficient torsional stiffness, it is an element limiting the movements of the arms in relation to each other, and thus also the movement of the car body.

3.6. Tractive force transmission

The tractive force is transferred between the bogie and the body by traction links, which, connecting the central crossbars of the frame with the yoke, are built in a lemniscate system (Fig. 13). Such a configuration allows for undisturbed lateral movement of the yoke, and thus the car body, in relation to the bogie, while maintaining appropriate longitudinal stiffness. In the yoke there is a centre pivot socket with a friction lining, generating a frictional moment counteracting detrimental rotational movements of the bogie resulting from the uneven track. This lining works with a centre pivot, rigidly fixed in the suspension frame. In addition to the yoke, instead of directly to the suspension frame, a pair of horizontal hydraulic dampers was attached. The susceptibility and vibration damping in the tractive force transmission is realized in the flexible heads of the links, the construction of which allows the entire system to move in relation to the bogie frame.

Presented solution allowed for the lowest possible position (in relation to the rail head) of the traction force transfer point and maintaining the weight of the bogie low. The height is limited by the position of the traction motor directly below the yoke. The use of tubular crossbars contributed to the reduction in weight, rather than a single cross-beam with a closed box structure. The maximum value of the lateral movement of the yoke was limited to ± 60 mm by a pair of bumpers mounted on the central crossbars of the frame (Fig. 14).

Bolted connections were used in the construction of the yoke, links mount and vibration dampers. These connections, as well as all the others in the bogie, were secured against spontaneous loosening (due to vibrations) by wedge washers.

Przechył nadwozia na jedną ze stron, powoduje obrót ramion dźwęża skrętnego w przeciwnych kierunkach, co skutkuje jego obciążeniem momentem skręcającym. Jeżeli charakteryzuje się on wystarczającą sztywnością skrętną, to stanowi element ograniczający ruchy ramion względem siebie, a więc również ruch nadwozia.

3.6. Układ przenoszenia siły pociągowej

Siła pociągowa przenoszona jest pomiędzy wózkiem, a nadwoziem za pomocą pary cięgien trakcyjnych, które łącząc poprzecznicę centralną ramy z jazdą zabudowaną są w układzie lemniskatowym (rys. 13). Taka konfiguracja pozwala na niezakłócony przesuw poprzeczny jazda, a więc i nadwozia względem wózka, przy jednoczesnym zachowaniu odpowiedniej sztywności wzdłużnej. W jazdzie umiejscowione jest gniazdo czopa skrętu wyłożone okładziną cierną, generującą moment tarcia przeciwdziałający szkodliwym ruchom obrotowym wózka, wynikającym z nierówności toru. Z okładziną tą współpracuje czop skrętu, sztywno umocowany w stelażu podwieszenia. Dodatkowo do jazda, zamiast bezpośrednio do stelażu podwieszenia zamocowano parę hydraulicznych tłumików poziomych. Z kolei podatność i tłumienie drgań w układzie przenoszenia sił trakcyjnych jest realizowane w podatnych łbach cięgien, których konstrukcja pozwala jednocześnie na przemieszczenie poprzeczne całego układu względem ramy wózka. Rozwiązanie takie pozwoliło na możliwie niskie usytuowanie (względem główek szyny) punktu przenoszenia siły trakcyjnej oraz utrzymanie niskiej masy wózka. Dla wspomnianej wysokości ograniczenie stanowi położenie silnika trakcyjnego bezpośrednio poniżej jazda. Z kolei do redukcji masy przyczyniło się zastosowanie poprzecznicy rurowej, a nie pojedynczej poprzecznej belki centralnej o zamkniętej konstrukcji skrzynkowej. Maksymalna wartość przesuwu poprzecznego jazda została ograniczona do ± 60 mm przez parę odbijaków, mocowanych na poprzecznicach centralnych ramy (rys. 14).

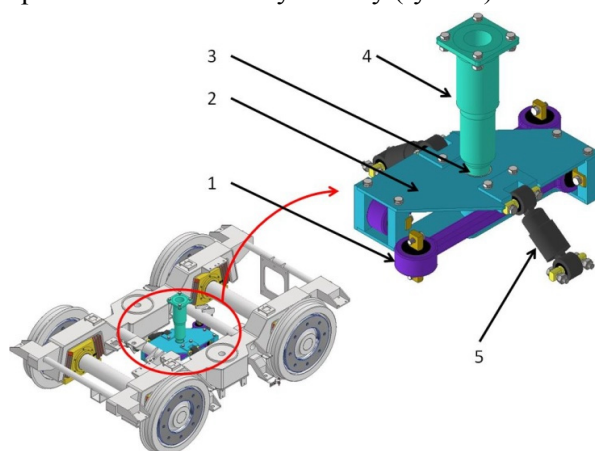


Fig. 13. Watts linkage build (also known as lemniscate system) [4]: 1. Traction rod; 2. Yoke; 3. Centre pivot socket; 4. Centre Pivot; 5. Horizontal damper.

Rys. 13. Budowa układu lemniskatowego czopa skrętu [4]: 1. Cięgno trakcyjne; 2. Jazdo; 3. Gniazdo czopa skrętu; 4. Czop skrętu; 5. Tłumik poziomy.

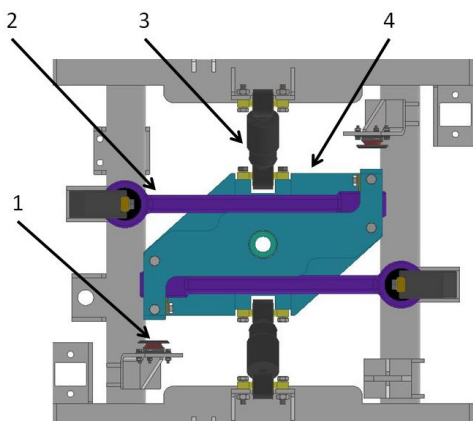


Fig. 14. Watts linkage – view from track side [4]: 1. Buffer; 2. Traction rod; 3. Horizontal damper; 4. Yoke.

Rys. 14. Układ lemniskatowy - widok od strony toru [4]: 1. Odbijak; 2. Cięgno trakcyjne; 3. Tłumik poziomy; 4. Jarzmo

3.7. Braking system

In the bogie, as well as in the whole vehicle, were used three types of brakes: electrodynamic, disc and magnetic track (also known as electromagnetic rail brake or simply rail brake). The highest possible braking power should be executed by the electrodynamic brake (so-called regenerative brake) as it is a frictionless brake enabling recuperation of electric energy. However, it only generates the braking force on powered wheelsets and its value tends to zero at low speeds. Therefore, this type of brake must cooperate with a friction brake (so-called blending). In the described bogie, it was decided to use a disc brake, which, unlike a tread brake, does not increase the roughness of the wheels treads (increase in sound emission), their thermal load or increased wear.

In the bogie there are four wheel-mounted brake units (Fig. 15) equipped with adjusters that regulate the distance between the brake lining and the brake disc. In addition, one of the callipers on each wheelset is integrated with the spring brake. The brake linings and their maximum pressure force have been selected in such a way that the generated braking force is greater than the adhesion forces, which can be implemented thanks to the use of an anti-skid system.

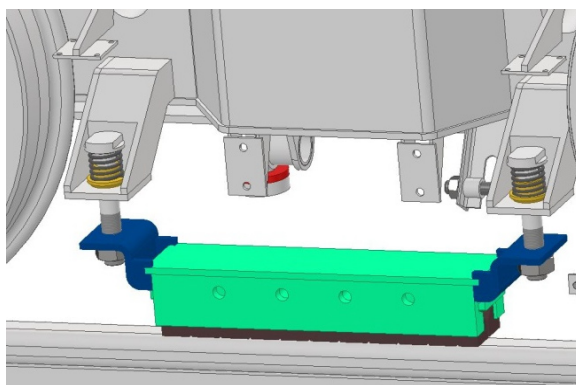


Fig. 16. Magnetic track brake [4]

Rys. 16. Elektromagnetyczny hamulec szynowy [4]

W konstrukcji jarzma, w mocowaniu cięgien czy tłumików drgań, wykorzystano połączenia śrubowe. Połączenia te jak i wszystkie inne w wózku, zostały zabezpieczone przed samoistnym luzowaniem się (na skutek drgań) za pomocą podkładek klinowych.

3.7. Układ hamulcowy

W wózku, jak i całym pojeździe, zastosowano trzy rodzaje hamulców: elektrodynamiczny, tarczowy oraz elektromagnetyczny szynowy. Możliwie duża moc hamowania powinna być realizowana przez hamulec elektrodynamiczny jako, że jest on hamulcem beztarciowym umożliwiającym rekuperację energii elektrycznej. Jednak generuje on siłę hamującą jedynie na zestawach napędnych, a jej wartość dąży do zera przy małych prędkościach. W związku z tym ten rodzaj hamulca musi współpracować z hamulcem ciernym (tzw. blending). W opisywanym wózku zdecydowano się na zastosowanie hamulca tarczowego, który w przeciwieństwie do hamulca klockowego nie powoduje wzrostu chropowatości powierzchni tocnych kół (wzrost emisji dźwięku), ich obciążenia termicznego czy wzmożonego zużycia.

W wózku zabudowano cztery zaciski hamulca tarczowego (rys. 15) wyposażone w nastawiacze, regulujące odległość okładziny ciernej od tarczy hamulcowej. Ponadto jeden z zacisków na każdym zestawie kołowym, zintegrowany jest z hamulcem sprężynowym. Okładziny cierne oraz maksymalna siła ich docisku zostały dobrane w taki sposób, aby wytwarzana siła hamująca była większa od sił przyczepności, co jest możliwe do wdrożenia dzięki zastosowaniu systemu antypoślizgowego.

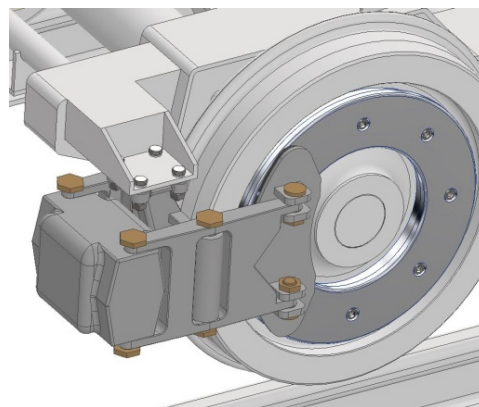


Fig. 15. Wheel-mounted disk brake unit [4]

Rys. 15. Zacisk hamulca tarczowego [4]

W czasie hamowania nagłego wykorzystywany jest elektromagnetyczny hamulec szynowy, którego siła hamowania nie jest ograniczona siłami przyczepności na styku koło-szlina. Po obu stronach wózka pomiędzy zestawami kołowymi podatnie zamocowano dwie niezależne płozy hamulcowe (rys. 16). Każda z nich, o długości 500 mm, zawieszona jest w odległości około 7 mm od powierzchni główki szyny, a siła docisku generowana przez elektromagnes osiąga 36 kN [13].

During emergency braking, a magnetic track brake is used, which braking force is not limited by the adhesion forces at the wheel-rail contact. The bogie has two independent drag shoes elastically suspended between the wheelsets (Fig. 16), on both sides of the bogie. Each of them, 500 mm long, is suspended at a distance of about 7 mm from the surface of the rail head, and the attractive force generated by the electromagnet reaches 36 kN [13].

3.8. Lubrication of the wheel flanges and conditioning of the wheel tread

Lubrication of the wheel flanges in rail vehicle allows reduction of:

- motion resistance;
- the probability of derailment (increase in the permissible ratio of lateral to vertical force);
- sound emission;
- wear of wheels and rails.

All these advantages apply to movement in track curves when there is contact between the flange of the wheel and the rail head. The bogie uses the SKF EasyRail system [7] consisting of: a curve detection sensor, a grease reservoir and a lubricating nozzle. The air supplied from the vehicle's pneumatic system is mixed with lubricant and then sprayed on the wheel flange surface. Only the trailing wheelset is subject to direct lubrication (Fig. 17), and the grease remaining on the rail is automatically applied to the flanges of the powered wheelset (trailing wheelsets are always at the beginning of the rolling stock).

Reduced roughness of the wheel tread, resulting from the use of disc brakes (the lack of an element cleaning them from potential contamination e. g. brake shoe of a tread brake), results in a decrease in the coefficient of adhesion at the wheel-rail contact. In order to counteract this phenomenon, a cleaning unit has been applied to each wheel (Fig. 17), which is periodically pressed against the wheel tread. The brake system controller decides on the frequency and force of the contact pressure.

4. SUMMARY

This article described suspended rail vehicle bogie construction and applied technical solution. In comparison to Eugen Langen system, proposed bogie enables vehicle car body symmetrical suspension (that improves its stability during movement) also it increases safety and decreases wear of cooperating elements (wheel-rail) thanks to elastic wheelset guidance. On the other hand, comparison with SAFAGE system reveals less complicated construction of proposed bogie, through the use of steel wheels, which ensures vehicle guidance in a track (without any additional wheels). At the same time they are characterised by less wear and lower running resistance in contrast to rubber tires. Moreover presented construction fulfils all project assumptions:

3.8. Smarowanie obrzeży kół oraz kondycjonowanie ich powierzchni toczych

Smarowanie obrzeży kół w pojeździe szynowym pozwala na zmniejszenie:

- oporów ruchu;
- prawdopodobieństwa wykołowania (wzrost dopuszczalnego stosunku siły poprzecznej do pionowej);
- emisji dźwięku;
- zużycia kół i szyn.

Wszystkie wymienione zalety odnoszą się do jazdy w łukach torowych kiedy dochodzi do kontaktu pomiędzy obrzeżem koła a główką szyny. W wózku wykorzystano system EasyRail firmy SKF [7] składający się z: czujnika wykrywania zakrętów, zbiornika smaru i dyszy smarującej. Doprowadzone do systemu powietrze z układu pneumatycznego pojazdu, mieszane jest ze smarem, a następnie rozpylane na powierzchni obrzeża. Bezpośredniemu smarowaniu podlega jedynie toczny zestaw kołowy (rys. 17), a pozostały na szynie smar, samoistnie nanoszony jest na obrzeża zestawu napędowego (toczne zestawy kołowe znajdują się zawsze na początku składu).

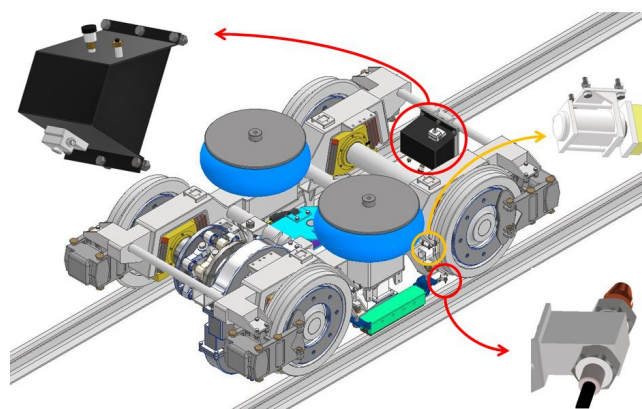


Fig. 17. Components of lubrication and wheel tread cleaning systems [4]

Rys. 17. Rozmieszczenie elementów układów smarowania obrzeży i kondycjonowania powierzchni toczych [4]

Zmniejszona chropowatość powierzchni toczych, wynikająca z zastosowania hamulców tarczowych (brak elementu oczyszczającego je z potencjalnych zanieczyszczeń jak np. klocek hamulcowy hamulca klockowego), skutkuje spadkiem współczynnika przyczepności występującego na styku koło-szyna. W celu przeciwdziałania temu zjawisku zastosowano, przy każdym kole, blok czyszczący (rys. 17), który okresowo jest dociskany do powierzchni toczych kół. O częstotliwości i sile docisku, decyduje sterownik układu hamulcowego.

4. PODSUMOWANIE

W niniejszym artykule poglądowo przedstawiono konstrukcje wózka kolei podwieszanej oraz zastosowane w nim rozwiązania techniczne. W odróżnieniu od pojazdów systemu Eugen Langen, proponowany wózek

- low mass – short wheelbase (distance between wheelsets which equals 1,6 meter) and internal bogie frame;
- relatively high value of traction effort – two-stage gearbox and asynchronous traction motor (additionally in comparison to direct current motor of the same power, asynchronous motor is smaller);
- good movement parameters in curved track – elastic guidance of wheelsets in bogie frame.

Furthermore, thanks to the use of standard gauge, this bogie construction (without its propulsion system) could be used in conventional suburban rail vehicle.

umożliwia symetryczne podwieszenie pudła pojazdu (większa stateczność pojazdu w trakcie ruchu) oraz poprzez podatne prowadzenie zestawów kołowych zwiększa bezpieczeństwo jazdy i zmniejsza zużycie współpracujących elementów (koło-szyna). W stosunku do wózka systemu SAFAGE charakteryzuje się znacznie prostszą konstrukcją dzięki zastosowaniu kolejowych kół stalowych, które zapewniają prowadzenia pojazdu w torze (brak dodatkowych kół prowadzących), jednocześnie koła w porównaniu do kół ogumionych charakteryzują się niższym zużyciem i oporem ruchu. Ponadto proponowana konstrukcja spełnia wszystkie założenia projektowe pojazdu:

- niska masa własna – krótka baza wózka (odległość pomiędzy osiami wynosi jedynie 1,6 metra) oraz wewnętrzna rama wózka;
- stosunkowo wysoka wartość siły trakcyjnej – zastosowanie dwustopniowej przekładni i silnika asynchronicznego (dodatkowo silnik tego typu o zadanej mocy charakteryzuje się mniejszymi gabarytami niż odpowiadający mu silnik prądu stałego);
- dobre właściwości jezdne w łuku torowym – podatne prowadzenie zestawów kołowych.

Co więcej, dzięki zastosowaniu normalnotorowego rozstawu szyn, opisana konstrukcja wózka (po eliminacji układu napędowego), mogłaby zostać wykorzystana w pojeździe szynowym ruchu podmiejskiego.

BIBLIOGRAPHY / BIBLIOGRAFIA

- [1] Kuczyk M., Jędrzejewski P., Załuski P.: *The concept of suspended urban rail vehicle*. *Rail vehicles* no 2/2021, pp 52-66 <https://doi.org/10.53502/RAIL-139982>
- [2] Kuczyk M., Jędrzejewski P., Załuski P.: *Evaluation of suspended rail vehicle movements parameters*. *Rail vehicles* no 3/2021, pp. 20-29. <https://doi.org/10.53502/RAIL-143045>
- [3] Website: <https://kamakura-enoshima-monorail.jp/fun/index.html> (accessed on: 07.10.2020).
- [4] Jędrzejewski P., Kuczyk M.: *Koncepcja wagonu silnikowego kolei podwieszanej*. Master thesis, Gdańsk 2020.
- [5] Christos N. Pyrgidis. 25 Feb 2016, *Behaviour of rolling stock on track from: Railway Transportation Systems CRC Press*. Accessed on: 26 Dec 2020 <https://www.routledgehandbooks.com/doi/10.1201/b19472-4>.
- [6] Sobaś M.: *Stan i doskonalenie kryteriów bezpieczeństwa przed wykolejeniem pojazdów szynowych; Pojazdy Szynowe* nr 4/2005, str. 1-13. <https://doi.org/10.53502/RAIL-139807>
- [7] SKF publication: *Railway technical handbook, volume 1 – axleboxes, wheelset bearings, sensors, condition monitoring, subsystems and services; July 2011*. Accessed on: 07.10.2020. https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196801410ca10987_2-EN_tcm_12-503040.pdf
- [8] Romaniszyn Z.: *Podwozia wózkowe pojazdów szynowych; Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2010*
- [9] Łukaszewski K.: *Contribution to modern methods of wheelset guidance; Rail vehicles, no. 3/2017, pp. 25-32*. <https://doi.org/10.53502/RAIL-138447>
- [10] *Safety alerts from: 19.02.2016 and 10.06.2016*. Accessed on: 20.10.2020 <https://www.utk.gov.pl/pl/monitorowanie/alerty-bezpieczenstwa/alerty-bezpieczenstwa-o-1/6988,Alerty-bezpieczenstwa-opublikowane-w-2016-roku.html>
- [11] *Centa company catalogue: Pure Power, rail products*. Accessed on: 07.10.2020. <http://www.centa.info/data/content/productIntroRail/382/rail--en-01-12.pdf>
- [12] *Trelleborg product brochure: Air Springs System*. Accessed on: 07.10.2020. <https://www.trelleborg.com/en/anti-vibration-solutions/products-and-solutions/suspension-products/airspring>
- [13] *Knorr – Bremse product brochure: Magnetic track brakes – light rail vehicles; September 2018*. Accessed on: 07.10.2020 https://www.knorrbremse.com/remote/media/documents/railvehicles/product_broschures/2018_2/product/brake_systems/Magnetic_Track_Brakes_-_LRV_P-1269_EN.pdf

Materials used in the structure of rail vehicle wheels

Materiały stosowane w budowie kół pojazdów szynowych

The subject of this text is the description of structural materials used in the structure of railway vehicle wheels. The characteristic of this structural element as well as its functional and material requirements are presented. The description of commonly used carbon steels and alternative construction materials, such as cast steel, ADI cast iron or aluminum alloys, are presented in the further part, which are supposed to limit the wear of the wheel-rail friction pair and reduce the level of noise.

Przedmiotem niniejszego tekstu jest opis materiałów konstrukcyjnych stosowanych w budowie kół pojazdów szynowych. Przedstawiono charakterystykę tego elementu konstrukcyjnego, a także jego wymagania funkcjonalne oraz materiałowe. W dalszej części zaprezentowano opis powszechnie używanych stali węglowych oraz alternatywnych materiałów konstrukcyjnych, takich jak staliwo, żeliwa ADI czy stopy aluminium, które w założeniu miałyby ograniczać zużycie pary ciernej koło-szlina oraz zmniejszać poziom emitowanego hałasu.

Keywords: wheels of rail vehicles, steel, cast steel, ADI cast iron, spoked wheels, aluminum alloys

Słowa kluczowe: koła pojazdów szynowych, stal, staliwo, żeliwo ADI, koła szprychowe, stopy aluminium

1 INTRODUCTION

Spoked (shoulder) wheels were used in steam locomotives, in fact the first massively used rail vehicles. The structures of these wheels were characterized by large diameters, even up to 2300 mm, in order to obtain high vehicle speeds at a low rotational speed of the wheels (320 – 360 rpm), so as to avoid the need to use a gear. Making such large wheels in the form of a disc, i.e. in the present way, would involve not only a significant increase in their mass, but also a large consumption of material during production, which effectively reduces the economic profitability. Cast steel (cast) wheels with spokes allowed to find a compromise between the strength of the structure and the weight of the used wheels. This structure also allowed for the casting of counterweights, the task of which was to balance, among others, the bond masses.

Introduction of diesel and electric locomotives led to changes in the structure of the wheels. Driving the axles, not the individual wheels, and using the gears allowed to use the wheels with smaller diameter made of steel. For example, the nominal wheel diameter of the currently operated locomotives is 1150 mm (Siemens ES64U4), the electric multiple units – 870 mm (Stadler Flirt 3), and for the tram vehicles – 620

1 WPROWADZENIE

W parowozach, czyli de facto pierwszych stosowanych masowo pojazdach szynowych, stosowano koła szprychowe (ramienne). Konstrukcje tych kół odznaczały się znacznymi średnicami, nawet do 2300 mm, w celu uzyskania wysokich prędkości pojazdu przy niewielkiej prędkości obrotowej kół (320 – 360 obr./min), tak aby uniknąć potrzeby stosowania przekładni. Wykonywanie tak dużych kół w postaci tarczy, czyli w sposób terazniejszy, wiązałoby się nie tylko ze znacznym zwiększeniem ich masy, ale także dużym zużyciem materiału podczas produkcji co skutecznie obniża opłacalność ekonomiczną. Koła staliwne (odlewane) posiadające szprychy umożliwiły znalezienie kompromisu między wytrzymałością konstrukcji, a masą stosowanych kół. Taka konstrukcja pozwalała również na odlewanie przeciwwag, których zadaniem było równoważenie m.in. mas wiązarów.

Pojawienie się lokomotyw spalinowych i elektrycznych doprowadziło do zmian w budowie kół. Napędzanie osi, a nie poszczególnych kół oraz stosowanie przekładni pozwoliło na użycie kół o mniejszej średnicy wytwarzanych ze stali. Przykładowo nominalna średnica kół obecnie eksploatowanych lokomotyw to 1150 mm (Siemens ES64U4), elektrycznych zespołów trakcyjnych – 870 mm (Stadler Flirt 3), natomiast po-

mm (Solaris S105p). In addition, increasing the pressures and traction forces made it necessary to use wheels with greater strength, which can be obtained by using steel wheels. For this reason, the currently used type of wheels of rail vehicles is solid steel wheels. As a result of efforts to improve the operation of regional vehicles, metro, high-speed or freight wagons, through among others reducing the unsprung mass and the noise level, it is proposed to replace the conventional carbon steel with alternative materials such as cast steel, ADI cast iron or aluminum alloys.

2 CHARACTERISTIC OF WHEELS OF RAIL VEHICLES

The main functions of a railway wheel are guiding the wheelsets and, consequently, the entire rail vehicle along the track, as well as the distribution of normal and traction forces [3]. In most cases, the wheels of rail vehicles are rigidly mounted on a common axle and they constitute a wheelset that forms an unsprung mass, and its specificity of movement consists in self-centering due to kinematic track guidance. In the case of tram vehicles with independently driven wheels, the function of kinematic control in the track is performed by electric motors, which rotating at different angular velocities, compensate for the difference in the paths traveled by the inner and outer wheels.

There are solid wheels, i.e. those that form one whole, and wheels with rim (duoblock) equipped with a replaceable rim shrink-fitted to the wheel centre. The advantages of solid wheels include the simpler structure and potentially greater reliability due to their monolithic structure. However, their disadvantage is the relatively shorter life of the entire wheel due to the limited amount of material intended for the loss caused by operational wear. The advantages of rim wheels are the long life of the wheel centre and the possibility of replacing the rim, but their main disadvantage is the possibility of rotating of the rim after heating due to the operation of the block brake. Wheels with rim must be gradually removed from the freight and passenger rolling stock due to the implementation of K-type composite brake blocks (in newly manufactured freight wagons), LL-type brake blocks (in already used freight wagons) and L-type brake blocks (for the brakes of bogies of passenger wagons). The heat emission as a result of the contact of such inserts with the wheel tread is so high that it could lead to the decomposition of the rimmed wheel.

Fig. 1 presents a typical solid wheel design. According to a common approach, such a wheel consists of a hub that responsible for shrink connection to the axle of the wheelset, a rim that makes contact with the rail and a disc that connects the two parts. The outer surface of the rim that contacts the rail is the running surface, but its the flange-shaped protruding part is the rim.

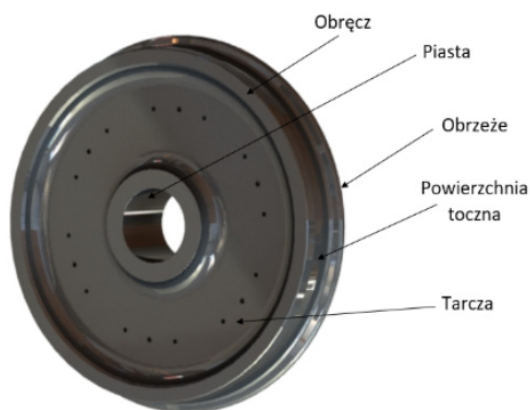
jazdów tramwajowych – 620 mm (Solaris S105p). Dodatkowo zwiększenie nacisków oraz sił trakcyjnych wymusiło konieczność stosowania kół o większej wytrzymałości, którą można uzyskać stosując stalowe koła. Z tego powodu, obecnie stosowanym rodzajem kół pojazdów szynowych są stalowe koła pełne. Wskutek dążeń do poprawy eksploatacji pojazdów regionalnych, metra, wysokich prędkości czy wagonów towarowych, poprzez m.in. redukcję masy nieusprężynowanej oraz poziomu emitowanego hałasu, proponuje się zastąpienie konwencjonalnej stali węglowej alternatywnymi materiałami, takimi jak staliwo, żeliwo ADI czy stopy aluminium.

2 CHARAKTERYSTYKA KÓŁ POJAZDÓW SZYNOWYCH

Naczelnymi funkcjami koła kolejowego są prowadzenie zestawów kołowych i w efekcie całego pojazdu szynowego po torze, a także dystrybucja sił normalnych i trakcyjnych [3]. W większości przypadków koła pojazdów szynowych są sztywno osadzone na wspólnej osi i razem stanowią zestaw kołowy, który tworzy masę nieusprężynowaną, a jego specyfika ruchu polega na samocentrowaniu wskutek kinematycznego prowadzenia po torze. W przypadku pojazdów tramwajowych z niezależnie napędzanymi kołami, funkcję kinematycznego sterowania w torze realizują silniki elektryczne, które obracając się z różnymi prędkościami kątowymi, kompensują różnicę w drogach przebytych przez koło wewnętrzne oraz zewnętrzne.

Wyróżnia się koła monoblokowe, czyli takie, które tworzą jedną całość, oraz koła obręczowane (duoblokowe), wyposażone w wymienną obręcz łączoną skurczowo z kołem bosym. Do zalet kół monoblokowych można zaliczyć prostszą budowę i potencjalnie większą niezawodność z powodu ich monolitycznej budowy. Ich wadą jest natomiast relatywnie krótsza żywotność całego koła ze względu na ograniczoną ilość materiału przeznaczanego na ubytek spowodowany zużyciem eksploatacyjnym. Zaletami kół obręczowanych są długa żywotność koła bosego oraz możliwość wymiany obręczy, natomiast ich naczelną wadą jest możliwość obracania się obręczy po rozgrzaniu wskutek działania hamulca klockowego. Koła obręczowane muszą być stopniowo wycofywane z taboru towarowego oraz osobowego ze względu na wdrażanie kompozytowych wstawek hamulcowych typu K (w nowo produkowanych wagonach towarowych), wstawek typu LL (w wagonach towarowych już używanych) oraz wstawek typu L (do hamulców wózków wagonów osobowych). Emisja ciepła wskutek kontaktu tego typu wstawek z powierzchnią toczną koła jest tak duża, że mogłaby doprowadzić do dekompozycji koła obręczowanego.

Na rys. 1 przedstawiono typową konstrukcję koła monoblokowego. Zgodnie z powszechnym podejściem, takie koło składa się z piasty odpowiadającej za połączenie skurczowe z osią zestawu kołowego, obręczy realizującej kontakt z szyną i tarczy, która łączy obie



Rys. 1 Koło kolejowe monoblokowe wraz z jego częściami [opracowanie własne]

Fig. 1 Solid railway wheel with its parts [own study]

Legenda/legend: obręcz - rim, piasta - hub, obrzeże - flange, powierzchnia toczna – wheel tread, tarcza - disc

The wheel tread is the most exposed to mechanical wear, which makes the wheel contact with the rail and it is on its surface the contact phenomena occur which affect the mutual wear of these elements. However, as a result of covering the curves that cause the contact of rim with the side of rail head, or the contact of rim tip with the groove of the groove-plate crossing in the case of tram vehicles, the rim is also subject to accelerated wear processes.

In order to reduce the weight and increase the strength and thermal properties, the wheel discs with various shapes are used, among others straight, conical, S-shaped, spoked and curved (Fig.2). The rimmed wheels are used in tram vehicles, in which a flexible vibration-damping insert is located between the wheel centre and the rim.

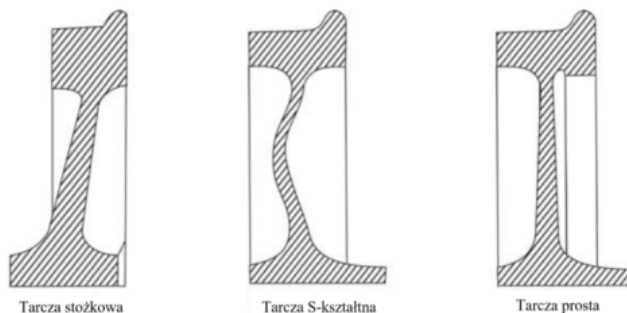
3 FUNCTIONAL REQUIREMENTS FOR RAILWAY WHEELS

To describe the working conditions of railway wheels it should be presented the following phenomena occurring at the contact of the wheel with the rail:

- Contact stresses with high values caused by the small contact area between wheel and rail which is approximately 1 cm^2 . The stress distribution in this zone is simplified according to Hertz's theory. This implies the fact that the maximum stresses occur in the center of the contact area at a certain depth inside the material. In addition, the high contact stresses lead to surface crush and, as a result, the formation of compressive stresses from the running surface.
- Transfer of longitudinal (circumferential) traction and braking forces to the tractive elements of the vehicle - during acceleration or braking the wheel rim heats up and tensile and compressive stresses occur as a result which may cause cracks.

części. Zewnętrzna powierzchnia obręczy, która styka się z szyną to powierzchnia toczna, natomiast jej wystająca część w kształcie kołnierza to obrzeże.

Na zużycie mechaniczne najbardziej narażona jest powierzchnia toczna koła, która realizuje kontakt koła z szyną i to na jej powierzchni zachodzą zjawiska kontaktowe wpływające na wzajemne zużycie tych elementów. Jednakże wskutek pokonywania łuków, powodujących kontakt obrzeża z bokiem główki szyny, czy kontaktu wierzchołka obrzeża z rowkiem krzyżownicy płytkorowkowej w przypadku pojazdów tramwajowych, również obrzeże ulega procesom przyspieszonego zużycia.



Rys. 2 Przykładowe rodzaje tarczy kół [3]

Fig. 2 Examples of types of wheel discs [3]

Legenda/legend:

tarcza stożkowa - conical disc, tarcza s-kształtna - s-shaped disc, tarcza prosta - straight disc,

W celu redukcji masy oraz zwiększenia właściwości wytrzymałościowych i termicznych, stosuje się tarcze kół o różnych kształtach m.in. proste, stożkowe, S-kształtne, szprychowe oraz wykrzywione (rys. 2). W pojazdach tramwajowych wykorzystuje się koła obręczowane, w których pomiędzy kołem bosym a obręczą znajduje się elastyczna wkładka tłumiąca drgania.

3 WYMAGANIA FUNKCJONALNE STAWIANE WOBEC KÓŁ KOLEJOWYCH

Aby opisać warunki pracy kół kolejowych należy przedstawić poniższe zjawiska występujące na styku koła z szyną:

- Naprężenia kontaktowe o wysokich wartościach spowodowane małą powierzchnią styku koła z szyną, która w przybliżeniu wynosi ok. 1 cm^2 . Rozkład naprężeń w tej strefie występuje, w uproszczeniu, według teorii Hertza. Implikuje to fakt, że maksymalne naprężenia występują w środku obszaru kontaktu na pewnej głębokości wewnątrz materiału. Dodatkowo wysokie naprężenia kontaktowe prowadzą do zgniotu powierzchniowego i w efekcie tworzenia się naprężeń ściskających od powierzchni tocznej.
- Przenoszenie wzdłużnych (obwodowych) sił trakcyjnych oraz hamujących na elementy pociągowe pojazdu – podczas przyspieszania lub hamowania, następuje nagrzewanie się obręczy koła i w efekcie powstawania naprężeń rozciąg-

- Abrasion and plastic deformation of the surface as a result the presence of abrasive particles e.g. wear products, pieces of crushed stone or sand between the wheel and the rail.
- The occurrence of transverse, longitudinal and drilling slidings between the wheel and the rail, leading to increases of local temperature, by which a martensitic structure is produced that initiates spalling, i.e. a loss of a small fragment of the wheel's running surface caused by the formation of a martensitic structure as a result of increase of local temperature. The martensitic structure, hard and brittle, is more prone to cracks and chipping, which is a clearly negative phenomenon [4]. Additionally, local temperature increases may occur during sudden braking. For this reason the thermal hardening can occur due to the earlier rapid cooling of the heated wheel running surfaces.

The wheel of a railway vehicle, because of its key tasks in guiding the vehicle along the track, is a structural element in which it is unacceptable that any critical damage occurs such as rim crack that could lead to derailment of the vehicle [3]. The key functional characteristics, that an engineering object such as a wheel of rail vehicle must have, include:

- Ability to transfer the high pressures resulting from a relatively small contact area between the wheel and the rail.
- High resistance to fatigue caused by rolling contact (RCF) which results from the cyclic rolling motion of the wheel along the rail and from the following phenomena occurring at the contact of the wheel with the rail:
 - longitudinal slidings resulting from acceleration and braking of the vehicle,
 - lateral slidings occurring during lateral movements of a wheelset due to self-centering,
 - drilling slidings occurring as a result of occurring the conical profile of the wheel acting around the normal axis in the contact area.
- Good machinability required during machining which is essential to obtain the correct rolling profile, both during production and re-profiling of the wheel.
- High abrasion resistance as well as ensuring the adequate cooperation with harder rails which are made of pearlitic steel.
- Thermal resistance due to local temperature increases in the area of the wheel contact with the rail, and also due to the interaction of the running surface or the wheel disc with friction linings and brake discs.
- Possibility of a shrink connection with a steel axle.

gających oraz ściskających, które mogą powodować pęknięcia.

- Ścieranie i odkształcanie plastyczne powierzchni wskutek obecności cząstek ściernych, np. produktów zużycia, kawałków tłucznia bądź piasku, między kołem a szyną.
- Występowanie między kołem a szyną poślizgów: poprzecznych, wzdłużnych oraz wiertnych, prowadzących do lokalnych wzrostów temperatury przez co wytwarza się struktura martenzytyczna inicjująca łuszczenie (ang. *spalling*), czyli ubytek niewielkiego fragmentu powierzchni tocznej koła spowodowany powstaniem struktury martenzytycznej w wyniku lokalnego wzrostu temperatury. Struktura martenzytyczna, twarda i krucha, jest bardziej podatna na pęknięcia i wykruszenia co jest zjawiskiem jednoznacznie negatywnym [4]. Dodatkowo lokalne wzrosty temperatury mogą powstawać podczas gwałtownego hamowania. Z tego powodu może wystąpić utwardzanie cieplne wskutek szybkiego chłodzenia wcześniej nagranych powierzchni tocznych kół.

Koło pojazdu szynowego, z powodu swoich kluczowych zadań w prowadzeniu pojazdu po torze, jest elementem konstrukcyjnym, w którym niedopuszczalne jest powstawanie krytycznych uszkodzeń, takich jak np. pęknięcie obręczy, które mogą prowadzić do wykołowania się pojazdu [3]. Do kluczowych cech funkcjonalnych, którymi musi cechować się obiekt inżynierski, jakim jest koło pojazdu szynowego, należy zaliczyć:

- Zdolność przenoszenia dużych nacisków, wynikających z relatywnie niewielkiej powierzchni styku między kołem a szyną.
- Wysoką odporność na zmęczenie spowodowane kontaktem tocznym (ang. *RCF – Rolling Contact Fatigue*), które wynika z cyklicznego ruchu tocznego koła po szynie oraz z następujących zjawisk występujących na styku koła z szyną:
 - poślizgów wzdłużnych pojawiających się podczas przyspieszania oraz hamowania pojazdu,
 - poślizgów poprzecznych występujących podczas przesunięć poprzecznych zestawu kołowego wskutek samocentrowania,
 - poślizgów wiertnych generowanych wskutek występowania stożkowatego zarysu profilu koła, działających wokół osi normalnej w obszarze styku.
- Dobrą skrawalność wymaganą podczas obróbki skrawaniem, która jest niezbędna do uzyskania odpowiedniego profilu tocznego, zarówno podczas produkcji jak i reprofilacji koła.
- Wysoką odporność na ścieranie, a także zapewnieniem odpowiedniej współpracy z

4 MATERIALS USED FOR WHEELS OF RAIL VEHICLES

4.1 Carbon steel

EN 13262 standard and UIC 510-2 leaflet recommend to use 3 types of hypoeutectoid steels with a ferritic-pearlitic structure for the structural material of a solid railway wheel. The types of steel are divided into grades and differ in mechanical properties and chemical composition. The chemical compositions of the used steels are presented in Table 1, but the list of steel grades with their mechanical properties is presented in Table 2 [7]. Currently, ER7 structural carbon steel is the most commonly used for the construction of solid wheels in Poland.

Standards [20] and [21] regulate the use of steel as a structural material for the wheel centre and the rim respectively. P23 steel is most often used to build the wheel centre, whose the chemical composition and mechanical properties are presented in Tables 3 and 4.

Table 5 presents the list of the steels used for railway wheel rims, but Table 6 presents the chemical compositions of typical steels used in the structure of these components.

twarszymi szynami, które wykonane są ze stali perlitycznej.

- Odpornością termiczną wskutek lokalnych wzrostów temperatury w obszarze styku koła z szyną, a także z powodu współpracy powierzchni tocznej lub tarczy koła z okładzinami ciemnymi i tarczami hamulcowymi.
- Możliwością połączenia skurczowego ze stalową osią.

4 MATERIAŁY STOSOWANE NA KOŁA POJAZDÓW SZYNOWYCH

4.1 Stal węglowa

Norma EN 13262 oraz karta UIC 510-2 zalecają użycie na materiał konstrukcyjny monoblokowego koła kolejowego 3 rodzajów stali podutektoidalnych, o strukturze ferrytyczno – perlitycznej. Rodzaje stali są podzielone na klasy i różnią się właściwościami mechanicznymi oraz składem chemicznym. Składy chemiczne stali stosowanych przedstawiono w tabeli nr 1, natomiast zestawienie klas stali wraz z ich właściwościami mechanicznymi zaprezentowano w tabeli nr 2 [7]. Obecnie w Polsce do budowy kół monoblokowych najpowszechniej stosuje się stal węglową konstrukcyjną ER7.

Tabela 1 Stale stosowane na koła kolejowe wraz ze składem chemicznym [19]
Table 1 Steels used for railway wheels with their chemical composition [19]

Gatunek stali /Steel grade	Maksymalny udział procentowy pierwiastków [%]/Maximum percentage of elements [%]										
	C [%]	Si [%]	Mn [%]	P [%]	S [%]	Cr [%]	Cu [%]	Mo [%]	Ni [%]	V [%]	Cr Mo Ni [%]
ER6	0.48	0.40	0.75	0.20	0.015	0.30	0.30	0.08	0.30	0.06	0.50
ER7	0.52	0.40	0.80	0.20	0.015	0.30	0.30	0.08	0.30	0.06	0.50
ER8	0.56	0.40	0.80	0.20	0.015	0.30	0.30	0.08	0.30	0.06	0.50
ER9	0.6	0.40	0.80	0.20	0.015	0.30	0.30	0.08	0.30	0.06	0.50

Tabela 2 Zestawienie stali stosowanych do budowy kół kolejowych [19]
Table 2 List of steels used in the construction of railway wheels [19]

stali wg normy EN 13262/ Steel type acc. to EN 13262 standard	Rodzaj stali wg normy EN 13262/ Steel type acc. to EN 13262 standard	Rodzaj stali wg karty UIC 510-2/ Steel type acc. to UIC 510-2 standard	Granica plastyczności [MPa]/ Yield point [MPa]	Wytrzymałość rozciąganie [MPa]/ Tension strength [MPa]	Zastosowanie/ Application
ER6	R6 T	ER 6	>500	780 – 900	wagony hamowane klockami/ wagons braked with blocks
ER7	R7 T	ER 7	> 520	820 – 940	wagony towarowe, wagony osobowe, pojazdy trakcyjne/ freight wagons, passenger wagons, traction vehicles
ER8	R8 T	ER 8	> 540	860 – 980	Lokomotywy/ locomotives
ER9	R9 T	ER 9	> 580	900 –1050	lokomotywy, pojazdy kombinowanych środków transportu/ locomotives, vehicles of combined means of transport

Tabela 3 Skład chemiczny stali P23 [20]
Table 3 Chemical composition of P23 steel [20]

Oznaczenie gatunku stali/ Designation of the steel grade	C [%]	Mn [%]	Si [%]	P [%]	S [%]	Cr [%]	Ni [%]	Cu [%]	Mo [%]	V [%]
P23	0.28	0.90	0.15 – 0.40	0.05	0.050	0.30	0.30	0.30	0.05	0.05

Tabela 4 Właściwości mechaniczne stali P23 [20]
Table 1 Mechanical properties of P23 steel [20]

Oznaczenie gatunku stali/ Steel grade designation	Granica plastyczności [MPa]/ Yield point [MPa]	Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]/ Tension strength [MPa]
P23	240	420 - 500

Tabela 2 Składy chemiczne stali stosowanych na obręcze kół kolejowych [21]
Table 5 Chemical compositions of steel used for railway wheel rims [21]

Oznaczenie gatunku stali/ Steel grade designation	C [%]	Si [%]	Mn [%]	P [%]	S [%]	Cr [%]	Cu [%]	Mo [%]	Ni [%]	Mo [%]	V [%]
P54	0.50 – 0.58	0.15 – 0.40	0.60 – 0.90	0.04	0.04	0.30	0.30	0.05	0.30	0.05	0.05
P55A	0.52 – 0.60	0.15 – 0.40	0.60 – 0.90	0.04	0.04	0.30	0.30	0.05	0.30	0.05	0.05
P60	0.57 – 0.65	0.15 – 0.40	0.60 – 0.90	0.04	0.04	0.30	0.30	0.05	0.30	0.05	0.05
P70	0.65 – 0.70	0.15 – 0.40	0.65 – 0.95	0.04	0.04	0.30	0.30	0.05	0.30	0.05	0.05

Tabela 6 Właściwości mechaniczne stali stosowanych na obręcze kół pojazdów szynowych [21]
Table 6 Mechanical properties of steels used for rims of rail vehicle wheels [21]

Rodzaj stali wg normy EN 13262/ Steel type acc. to EN 13262 standard	Granica plastyczności [MPa]/ Yield point [MPa]	Wytrzymałość na zerwanie [MPa]/ Breaking strength [MPa]	Zastosowanie/ Application
P54	370 – 400	700 – 880	Obręcze tramwajowe, obręcze wagonów towarowych oraz pasażerskich/ Tram rims, rims of freight and passenger wagons
P55A	430	800 – 920	Obręcze wagonów osobowych, piętrowych, lokomotyw/ Rims of passenger and double-decker wagons and locomotives
P60	500	920 – 1050	Obręcze lokomotyw, obręcze tramwajowe/ Locomotive rims, tram rims
P70	nie określa się/ not specified	1000 – 1200	Obręcze tramwajowe/ Tram rims

What is worth emphasizing, in the case of rimmed wheels, the rims of the wheelsets should be made of steel with appropriate ductility and high tension strength. The steel with lower ductility than steel used for rims is used for wheel centres [14].

Considering the reasons for which unalloyed steels with a maximum carbon content of 0.50 – 0.65% are the material indicated for the production of railway wheels, it should be mentioned the following:

- high fatigue strength and abrasion resistance provided by the ferritic-pearlitic structure,
- good machinability,
- low elasticity,
- high thermal resistance,

Normy [20] i [21] regulują odpowiednio użycie stali jako materiału konstrukcyjnego koła bosego oraz obręczy. Do budowy koła bosego stosuje się najczęściej stal P23 której skład chemiczny oraz właściwości mechaniczne zaprezentowane są w tabelach 3 i 4.

W tabeli nr 5 przedstawiono zestawienie stali stosowanych na obręcze kół kolejowych, natomiast w tabeli nr 6 składy chemicznych typowych stali używanych do budowy tych komponentów.

Co warto podkreślić, w przypadku kół obręczowanych, obręcze zestawów kołowych powinny być wykonane z stali charakteryzującej się odpowiednią ciągliwością oraz dużą wytrzymałością na rozciąganie. Na koła bose wykorzystuje się stal o mniejszej ciągliwości od stali wykorzystywanej na obręcze [14].

- wide availability of steel, as well as a relatively low degree of complexity of its processing, which clearly reduces the costs of vehicle operation.

4.2 Cast steel

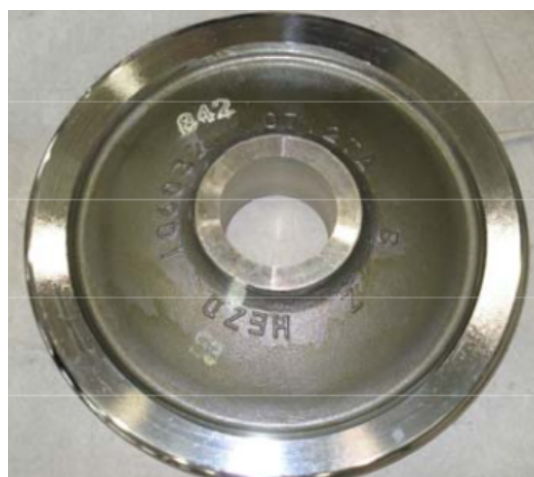
Cast steel, that is not processed plastically iron-carbon alloy, is also used in the construction of rail vehicle wheels. Cast steel wheels are the most widely used in the freight wagons, mainly due to lower requirements concerning the ride comfort. As reported in [5], 75% of the wheels of rail cargo vehicles in the USA are the cast steel wheels. This type of wheels has also been used in other countries, such as Poland and Sweden. A cast steel railway wheel is presented in Fig 3.

Rozpatrując powody, dla których stale niestopowe o maksymalnej zawartości węgla wynoszącej 0,50 – 0,65% o są materiałem wskazanym na produkcję kół kolejowych należy wymienić:

- wysoką wytrzymałość zmęczeniową oraz odporność na ścieranie, którą zapewnia struktura ferrytyczno – perlityczna,
- dobrą skrawalność,
- małą sprężystość,
- wysoką wytrzymałość termiczną,
- szeroką dostępność stali, a także relatywnie niski stopień skomplikowania jej obróbki, co jednoznacznie obniża koszt eksploatacji pojazdu.

Tabela 7 Właściwości stopów stosowanych do produkcji kół stalowych [5]
Table 7 Properties of alloys used in the production of cast steel wheels [5]

	Klasa B wg AAR/Class B acc. to AAR	Klasa C wg AAR/ Class C acc. to AAR
Zawartość węgla [%]/Carbon content [%]	0.57 – 0.67	0.67 – 0.77
Twardość HB/ HB Hardness	334	352



Rys. 3 Staliwne koło kolejowe [10]
 Fig. 3 Cast steel railway wheel [10]

The commonly used cast steel wheels are made of iron-carbon alloys, which are also used in the production of steel wheels – class B and C, as well as ER7. The properties of the alloys of B and C class according to AAR (The Association of American Railroads) are presented in Table 7. Due to the higher carbon content in these alloys, their plasticity and ductility decrease. Despite the difference in these properties as compared to the conventional steel wheels, no damage was observed in the operational aspects of this type of wheels [10]. The motivations in favor of introducing cast steel as a construction material for the wheel are primarily the simpler production technology (the wheel is not plastically processed) and the associated reduction of production time and cost reduction.

4.3 ADI Cast Iron

ADI cast iron (*Austempered Ductile Iron*) is obtained by austenitization and hardening. It is characterized by high tension strength and abrasion resistance, at the

4.2 Staliwo

Staliwo, czyli nieobrobiony plastycznie stop żelaza z węglem, również znajduje zastosowanie w budowie kół pojazdów szynowych. Staliwne koła są najszerzej eksploatowane w wagonach towarowych, głównie z powodu mniejszych wymagań dotyczących komfortu jazdy. Jak podano w pracy [5], 75% kół szynowych pojazdów towarowych w USA to koła stalowe. Ten rodzaj kół był lub jest eksploatowany również w innych krajach, takich jak Polska czy Szwecja. Staliwne koło kolejowe przedstawione jest na rys. 3.

Powszechnie używane stalowe koła są wykonywane ze stopów żelaza z węglem, które są również używane do produkcji kół stalowych – klasy B oraz C, a także ER7. Właściwości stopów klasy B i C wg AAR (The Association of American Railroads) przedstawiono w tabeli nr 7. Wskutek wyższej zawartości węgla w tych stopach, maleje ich plastyczność oraz ciągliwość. Pomimo różnicy w tych właściwościach w stosunku do konwencjonalnych kół stalowych, nie obserwuje się uszczerbku w aspektach eksploatacyjnych tego rodzaju kół [10]. Motywacje przemawiające za wprowadzeniem staliwa jako materiału konstrukcyjnego koła to przede wszystkim prostsza technologia wytwarzania (koło nie jest obrabiane plastycznie) i związane z nią skrócenie czasu produkcji oraz redukcja kosztów.

4.3 Żeliwo ADI

Żeliwo ADI (ang. *Austempered Ductile Iron*) otrzymuje się w wyniku austenitizacji i hartowania. Odznacza się wysoką wytrzymałością na rozciąganie oraz odpornością na ścieranie, jednocześnie posiadając wysoką plastyczność, co czyni z tego materiału atrakcyjną alternatywę do stali oraz staliwa, a także żeliwa sferoidalnego [8] [13].

Interesujące próby wprowadzenia żeliwa ADI jako

same time having high plasticity, which makes this material an attractive alternative to steel and cast steel, as well as spheroidal cast iron [8] [13].

Interesting attempts to introduce ADI cast iron as an alternative material for the construction of railway wheels are carried out in Germany, China and Italy [1][6][18]. Two concepts of spoked wheels are being developed - the solid wheel („ADI Spoked Wheel” design) and the rim wheel - the „Liberty Wheel” design in the two main ideological fronts. The main motivation of the ADI project, which is being developed in Germany with the participation of Siemens Mobility and the scientific community, is the construction of a spoked wheel intended for metro wagons, in which the reduction of unsprung mass would bring benefits in the form of reducing wheel polygonization, as well as limiting the emission of vibroacoustic phenomena (Fig 4) [17]. The Liberty Wheel project, developed in Italy, is aimed at redefining the rim wheel by making the wheel centre in the form of the spoked wheel and, thanks to the obtained reduction of mass, minimizing the forces at the contact of the wheel centre and the rim [2]. Both concepts have a divided wheel disc with two rows of spokes.

The most important features influencing ADI's competitiveness in relation to steel as a conventional material used in the structure of railway wheels are:

- the ability to self-lubricate resulting from the presence of graphite, which will significantly limit the wear processes,
- about 3 times greater ability to dampen vibrations than steel, which will limit the emission of vibroacoustic phenomena and improve the cooperation of the wheel with the rail,
- wide possibilities of assigning the complex geometries of the wheel disc, which are necessary to obtain the appropriate distribution of stresses,
- lower density than conventionally used steels resulting in a reduced weight of the wheel and consequently the reduced unsprung mass created by the wheelset (a weight reduction of approx. 10% is expected).



Rys. 4 Projekt kół szprychowych „ADI Spoke Wheel” [9]
Fig. 4 Design of spoked wheels „ADI Spoke Wheel” [9]

alternatywnego materiału na konstrukcję kół kolejowych prowadzone są w Niemczech, Chinach oraz we Włoszech [1][6][18]. W dwóch głównych frontach ideowych rozwijane są dwie koncepcje kół szprychowych – koło monoblokowe (projekt „ADI Spoke Wheel”) oraz koło obręczowane – projekt „Liberty Wheel”. Główną motywacją projektu „ADI Spoke Wheel”, który prowadzony jest w Niemczech przy współudziale firmy Siemens Mobility oraz środowiska naukowego jest skonstruowanie koła szprychowego przeznaczonego dla wagonów metra, w którym redukcja masy nieusprężynowanej miałaby nieść za sobą korzyści w postaci zmniejszenia poligonizacji kół, a także ograniczenia emitowania zjawisk wibroakustycznych (rys. 4) [17]. Projekt Liberty Wheel rozwijany we Włoszech, ukierunkowany jest na redefinicji koła obręczowanego, poprzez wykonanie koła bosego w postaci koła szprychowego i dzięki uzyskanej redukcji masy, zminimalizowanie sił panujących na styku koła bose – obręcz [2]. Obydwie koncepcje posiadają dzieloną tarczę koła z dwoma rzędami szprych.

Do najważniejszych cech, wpływających na konkurencyjność ADI w stosunku do stali jako konwencjonalnego materiału stosowanego do budowy kół kolejowych można zaliczyć:

- zdolność do samosmarowania, wynikająca z obecności grafitu, co znacznie ograniczy procesy zużywania,
- około 3-krotnie większą zdolnością tłumienia drgań aniżeli stal, co ograniczy emitowanie zjawisk wibroakustycznych oraz poprawi współpracę koła z szyną,
- szerokie możliwości nadawania skomplikowanych geometrii tarczy koła, które są niezbędne w celu uzyskanie odpowiedniej dystrybucji naprężeń,
- mniejszą gęstość aniżeli konwencjonalnie stosowanych stali, co przekłada się na redukcję masy koła i w efekcie zmniejszenie masy nieusprężynowanej, którą tworzy zestaw kołowy (przewiduje się redukcję masy o ok. 10%).

W tabeli nr 8 zaprezentowano właściwości typowych żeliw ADI przeznaczonego na koła pojazdów szynowych [1].

Warto zaznaczyć, że oprócz zalet związanych stricte z aspektami materiałoznawczymi, koło szprychowe niesie ze sobą jeszcze dwie inne zalety wynikające z geometrii tarczy - nie tworzy membrany wibroakustycznej co skutecznie ogranicza generowanie drgań i hałasu oraz zapewnia lepszy dostęp w celach oceny stanu technicznego elementów układu hamulcowego pojazdu [12].

4.4 Stopy aluminium

Stopy aluminium są coraz powszechniej stosowane w budowie pojazdów szynowych, głównie z powodu dążeń do redukcji masy. Wykonuje się z nich elementy

Tabela 8 Właściwości żeliw ADI [9]
Table 8 Properties of ADI cast irons [9]

	ADI 800	ADI 1200	ADI 1400
Gęstość [g/cm ³]/ Density [g/cm ³]	7.1	7.1	7.1
Granica plastyczności [MPa]/ Yield point [MPa]	500	850	1100
Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]/ Tension strength [MPa]	800	1200	1400
Twardość [HB]/ Hardness [HB]	250 – 310	340 – 420	400

Table 8 presents the properties of typical ADI cast irons intended for wheels of rail vehicles [1].

It is worth to emphasize that apart the advantages related strictly to the material science aspects, the spoked wheel has two other advantages due to the geometry of the disc - it does not create a vibroacoustic membrane, which effectively limits the generation of vibrations and noise and provides better access for assessing the technical condition of the vehicle's braking system components [12].

4.4 Aluminium alloys

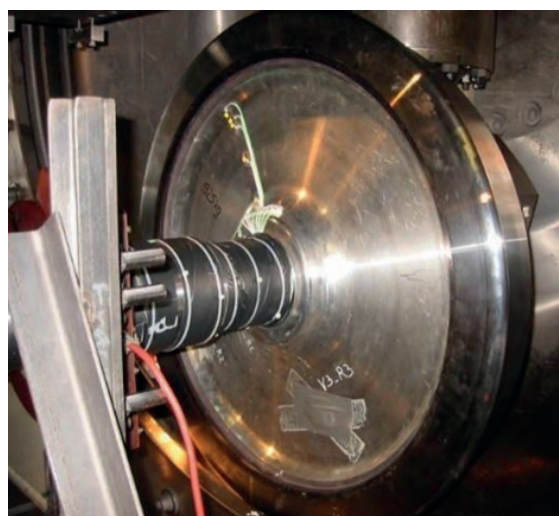
Aluminum alloys are increasingly used in the structure of rail vehicles, mainly due to efforts to reduce the weight. The parts of body and gear housing are made of them. However, in the past, the attempts were made to construct the aluminum wheel centres, leaving the classic steel rim to ensure the proper wheel-rail contact properties. An example of such a wheel produced by Otto Fuchs KG is shown in Fig.5.

The positive aspects of using the aluminum alloys for the production of wheel centre are [11]:

- reduction of the mass of the whole wheel, which translates into the limit of the unsprung mass of the wheelset, resulting in the reduction of the intensity of impact loads at the contact of the wheel with the rail,
- reduction of stresses occurring in the rim, as well as the greater resistance of the wheel to corrosion and polygonization due to about 3 times lower value of the modulus of elasticity of aluminum than steel.

Typical aluminum alloys used in the production of wheel centres of rail vehicles are presented in Table 9. They are EN AW 6082 T6 and EN AW 6110 A alloys, which are aluminum alloys with magnet, manganese and silicon.

nadwozia oraz obudowy przekładni. Jednakże w przeszłości stawiane są próby skonstruowania aluminiowych kół bosych, pozostawiając klasyczną obręcz wykonaną ze stali w celu zapewnienia odpowiednich właściwości kontaktowych koła z szyną. Przykład takiego koła produkcji Otto Fuchs KG prezentuje rys 5.



Rys. 5 Koło aluminiowo – stalowe [11]
 Fig. 5 Aluminum – steel wheel [11]

Pozytywne aspekty użycia stopów aluminium do produkcji kół bosych to [11]:

- redukcja masy całego koła, przekładająca się na ograniczenie masy nieusprężynowanej zestawu kołowego, skutkująca zmniejszeniem intensywności obciążeń uderzeniowych na styku koła z szyną,
- zmniejszenie naprężeń występujących w obręczy, a także większa odporność koła na korozję oraz poligonizację z powodu około 3-krotnie mniejszej wartości modułu sprężystości aluminium aniżeli stali.

Tabela 9 Właściwości stopów aluminium stosowanych do budowy kół bosych [11]
Table 9 Properties of aluminum alloys used in the construction of wheel centres [11]

	EN AW 6082 T6	EN AW 6110 A
Gęstość [g/cm ³]/ Density [g/cm ³]	2.70	2.71
Granica plastyczności [MPa]/ Yield point [MPa]	250-260	330-380
Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]/ Tension strength [MPa]	290-310	360-410
Hardness [HB]	90	110

Another attempt to implement the aluminum for the structure of rail vehicle wheels is the RONA project, which was carried out in the years 1994-1996 by the French carrier SNCF. The aim of this initiative was to design wheels for TGV vehicles with the lower noise level [15][16]. The Alu4 concept was selected through the experimental and simulation studies. It was assumed that a wheel structure contained an aluminum wheel centre and a rim made of conventional steel. Its weight was similar to the weight of a wheel made of steel, while thanks to the use of aluminum, which has approx. 3 times lower density than steel, it was possible to use a thicker disc without the loss of a significant increase in the weight of the wheel. As a result of changes in the geometry of the wheel disc, an increase in the natural frequency of the one-nodal-circle axial mode was obtained, which translated into a reduction of the noise emission level at the level of 4.5 dB.

5 SUMMARY

The wheels of rail vehicles, due to their main functions, that is guiding the vehicle on the track and force distribution, are exposed to many unfavorable phenomena, such as high contact stresses, relative slippages between the wheel and rail or shock loads. Since the change in wheel structure from spoked to solid, the carbon steel has been the main material from which the wheels are made. This state of affairs is due to the numerous advantages of steel, such as a good ratio of mechanical strength to plasticity, high machinability as well as wide availability and suitable cooperation with the rails made of pearlitic steel. Along with the tendency to limit the weight of the wheelset, its wear and the level of emitted noise, it is proposed to use alternative construction materials for the structure of rail vehicle wheels as an alternative to conventionally used carbon steels. The wheels made of cast steel have a simpler and cheaper production technology. The spoked wheels made of ADI cast iron, which thanks to their features, such as the ability to self-lubricate, damping vibrations, as well as the possibilities of weight reduction, limit the wear and vibration emitting. Manufacturing the wheel centre from the aluminum alloys, besides reduction of weight or limiting the wear, also contributes to reduction of the level of emitted noise. An important aspect is the influence of the construction material of the wheel on the possibility of shaping its geometry, which also affects the properties of the dynamic structure of the wheel. The use of ADI cast iron makes it possible to obtain the spoke disc with a lower mass and a more favorable distribution of stresses than a solid disc, and the use of aluminum alloys - a disc with greater thickness,

Typowe stopy aluminium stosowane do produkcji kół bosych pojazdów szynowych przedstawiono w tabeli nr 9. Są nimi stopy EN AW 6082 T6 oraz EN AW 6110 A, będące stopami aluminium z magnezem, manganem oraz krzemem.

Inną próbą implementacji aluminium do budowy kół pojazdów szynowych jest projekt RONA, który był prowadzony w latach 1994-1996 przez francuskiego przewoźnika SNCF. Celem tej inicjatywy było zaprojektowanie kół do pojazdów TGV, cechujących się niższym poziomem emitowania hałasu [15][16]. Na drodze badań eksperymentalnych oraz symulacyjnych, wybrano koncepcję Alu4. Zakładała ona konstrukcję koła zawierającego aluminiowe koło bosc i obręcz wykonaną z konwencjonalnej stali. Jego masa była podobna do masy koła wykonanego ze stali, natomiast dzięki użyciu aluminium, które ma ok. 3-krotnie mniejszą gęstość niż stal, możliwe było zastosowanie grubszej tarczy bez uszczerbku polegającego na znacznym zwiększeniu masy koła. Wskutek zmian w geometrii tarczy koła, uzyskano zwiększenie częstotliwości drgań własnych osiowej postaci o jednym okręgu węzłowym (ang. *one-nodal-circle axial mode*), co przełożyło się na redukcję poziomu emitowania hałasu na poziomie 4,5 dB.

1 PODSUMOWANIE

Koła pojazdów szynowych ze względu na swoje naczelną funkcję, czyli prowadzenie pojazdu po torze oraz dystrybucję sił, narażone są na wiele niekorzystnych zjawisk, takich jak wysokie naprężenia kontaktowe, poślizgi względne między kołem i szyną czy obciążenia uderzeniowe. Od czasu zmiany konstrukcji kół z ramiennej na pełną, stal węglowa jest naczelnym materiałem, z którego wykonuje się koła pojazdów szynowych. Taki stan rzeczy jest spowodowany licznymi zaletami stali, takimi jak dobra relacja wytrzymałości mechanicznej do plastyczności, wysoka obrabialność, a także szeroka dostępność i odpowiednia współpraca z szynami wykonanymi ze stali perlitycznej. Wraz z tendencjami zmierzającymi do ograniczenia masy zestawu kołowego, jego zużycia czy poziomu emitowanego hałasu jako alternatywę do konwencjonalnie stosowanych stali węglowych, proponuje się użycie alternatywnych materiałów konstrukcyjnych do budowy kół pojazdów szynowych. Koła wykonane ze stali posiadają prostszą oraz tańszą technologię produkcji. Koła szprychowe wykonane z żeliwa ADI, które dzięki swoim cechom, takim jak zdolność do samosmarowania, tłumienia drgań, a także możliwości redukcji masy, ograniczają zużycie i emitowanie drgań. Wyprodukowanie koła bosciego ze stopów aluminium, oprócz zmniejszenia masy czy ograniczenia zużywa-

contributing to the reduction of emitted noise, with simultaneous maintaining the basic mass of the wheel.

nia, również przyczynia się do redukcji poziomu emitowanego hałasu. Istotnym aspektem jest wpływ materiału konstrukcyjnego koła na możliwość kształtowania jego geometrii, która także wpływa na właściwości struktury dynamicznej koła. Użycie żeliwa ADI umożliwia uzyskanie tarczy szprychowej o mniejszej masie i korzystniejszym rozkładzie naprężeń aniżeli tarcza pełna, a stopów aluminium – tarczy o większej grubości, przyczyniającą się do redukcji emitowanego hałasu, przy jednoczesnym zachowaniu bazowej masy koła.

BIBLIOGRAPHY/BIBLIOGRAFIA

- [1] Bracciali A., Masaggia S., Megna G., Veneri E.: *Quiet and light spoked wheel centres made of Austempered Ductile Iron*. 2019.
- [2] Bracciali A., Megna G.: *The liberty wheel*. 2019.
- [3] Iwnicki S.: *Handbook of railway vehicle dynamics*, CRC Press, 2006. <https://doi.org/10.1201/9780429469398>
- [4] Kwaśnikowski J., Małdziński L., Borowski J., Firlik B., et al.: *Analiza przyczyn przyspieszonego zużycia powierzchni tocznych kół autobusu szynowego SA 108 (215M)*. *Pojazdy Szynowe*. 2007, no 2, 2007, s. 1–13.
- [5] Lonsdale C., Bogacz R., Norton M., *Application of Pressure Poured Cast Wheel Technology for European Freight Service*. *9th World Conference on Railway Research*. 2011.
- [6] Mädler K.: *On the Suitability of ADI as an Alternative Material for (Railcar) Wheels*. *GIFA*. 1999, no 2, s. 267–272.
- [7] Mädler K., Bannasch M.: *Materials used for Wheels on Rolling Stock*. *7th World Congress on Railway Research*. 2006.
- [8] Małecka J., Żak K.: *Żeliwo ADI jako nowoczesny materiał konstrukcyjny - własności i zastosowanie*. *Międzynarodowe Sympozjum Metody Oceny Struktury oraz Własności Materiałów i Wyrobów*. 2010.
- [9] Megna G.: *Application of Austempered Ductile Irons to structural components of railway vehicles*. *Universita Degli Studi Firenze*. 2019.
- [10] Mi G., Li C., Liu Y., Zhang B., et al.: *Numerical simulation and optimization of the casting process of a casting-steel wheel*. *Engineering Review*. 2013, no 33(2), s. 93–99.
- [11] Otto Fuchs KG: *Aluminium wheel discs for rail traffic*.
- [12] Słowiński M.: *Czy koła szprychowe mają przyszłość w kolejnictwie?*. *Raport Kolejowy*, no 1, 2021.
- [13] Sokolnicki M.: *Żeliwo ausferytyczne o zwiększonych właściwościach wytrzymałościowych i plastycznych, przeznaczone na odlewy w pracy w warunkach dynamicznych obciążeń*. *Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie*. 2019.
- [14] Szudyga M.: *Diagnozowanie metodą magnetyczną procesów zmęczeniowych stali stosowanej do kół i obręczy kolejowych zestawów kołowych*. *Politechnika Śląska*. 2011.
- [15] Thompson D., *Railway noise and vibration-mechanisms*. Elsevier. 2009.
- [16] Thompson D., Gautier P.E.: *Review of research into wheel/rail rolling noise reduction*. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2006, no 220(4), s. 385–408. <https://doi.org/10.1243/0954409JRRT79>
- [17] Weber F.-J.: *Back to the future for spoked wheels*, https://www.railjournal.com/in_depth/back-to-the-future-for-spoked-wheels [dostęp: 10/17/2020].
- [18] Zhang H., Wu Y., Li Q., Hong X.: *Mechanical properties and rolling-sliding wear performance of dual phase austempered ductile iron as potential metro wheel material*. *Wear*. 2018, no 406–407, s. 156–165, <https://doi.org/10.1016/j.wear.2018.04.005>
- [19] Norma PN-EN 13262+A1:2009: *Kolejnictwo - Zestawy kołowe i wózki - Koła - Wymagania dotyczące wyrobu*.
- [20] Norma PN-H-84027-1. *Stal dla kolejnictwa. Koła bose. Gatunki*.
- [21] Norma PN-84/PN-84027/06 *Stal dla kolejnictwa. Obręcze do kół pojazdów szynowych. Gatunki*.

Passive safety features of a type 227M rail vehicle **Bezpieczeństwo pasywne pojazdu szynowego typu 227M**

The safety of passengers in rail transport is one of the most important aspects considered in the design and construction of rail vehicles. Maintaining low mortality statistics for this branch of transport requires the development of transport systems, but also the further development of materials and systems used in the construction of vehicles that move on the tracks in Poland and the world. This article presents the issues of passive safety solutions based on the structure of the 227M light rail vehicle.

Bezpieczeństwo pasażerów w transporcie szynowym jest jednym z najważniejszych aspektów konstrukcji pojazdów szynowych. Utrzymanie niskich statystyk śmiertelności w tej gałęzi transportu wymaga rozwoju systemów transportowych, ale także dalszego rozwoju materiałów i systemów stosowanych w konstrukcji pojazdów, które poruszają się po torach Polski i świata. W niniejszym artykule przedstawiono zagadnienia bezpieczeństwa pasywnego na podstawie konstrukcji lekkiego pojazdu szynowego typu 227M.

Keywords: *Passive safety, dual drive rail vehicle, rail safety norms*

Słowa kluczowe: *bezpieczeństwo bierne, dwunapędowy pojazd szynowy, kolejowe normy bezpieczeństwa*

1. INTRODUCTION

Existing technologies and solutions currently used in rail transport to ensure safety are divided into active and passive. Active safety means all aspects and devices that increase the safety of vehicle movement and reduce the likelihood of a collision. This includes lighting, mirrors, wipers, vehicle stability, steering, suspensions, brakes and engine power reserve. Passive safety means all solutions aimed at minimizing the effects of an accident or a collision from the point of view of all its participants. Passive safety systems include elements such as bumpers, body structures, crush zones, survival zones, headrests, engine and fuel system protection, and elements made of non-flammable and non-toxic materials. The UTK report on the rail transport market assessment and the state of rail safety for 2015 [1] shows that in that year the number of passengers in Poland increased overall by 4.2%, which translated into an increase in passenger transport activity of 8.5%. In 2015 the first 85 km of high-speed lines were turned over for use in Poland. The constantly growing number of passengers indicates the need for further development of passenger capacity in the railway sector. Rail transport is mainly used for journeys over medium distances of 30-100 km. This can be seen using the data from the Central Statistical Office (GUS), where the average distance of travel per passenger in a motor vehicle in 2015 was nearly 18 km,

1. WSTĘP

Istniejące technologie i rozwiązania stosowane obecnie w transporcie szynowym w celu zapewnienia bezpieczeństwa dzieli się na aktywne i pasywne. Bezpieczeństwo aktywne (lub czynne) oznacza wszystkie aspekty i urządzenia zwiększające bezpieczeństwo poruszania się pojazdu i zmniejszające prawdopodobieństwo kolizji. Zaliczają się do tego oświetlenie, lusterka, wycieraczki, stateczność pojazdu, układ kierowniczy, zawieszenia, hamulce oraz zapas mocy silnika. Bezpieczeństwo pasywne (lub bierne) oznacza wszystkie rozwiązania mające na celu zminimalizowanie skutków kolizji lub zderzenia z punktu widzenia wszystkich jego uczestników. Do systemów bezpieczeństwa pasywnego zaliczają się elementy takie jak zderzaki, konstrukcji nadwozia, strefy zgniotu, strefy przeżycia, zagłówki, zabezpieczenia silnika i układu paliwowego oraz elementy wykonane z materiałów niepalnych i nietoksycznych. Według raportu UTK na temat oceny funkcjonowania rynku transportu kolejowego i stanu ruchu bezpieczeństwa kolejowego na 2015 rok [1] liczba przewożonych pasażerów w Polsce wzrosła o 4,2%. Przełożyło się to na wzrost prac przewozowych w transporcie pasażerskim o 8,5%. W roku 2015 do użytku w kraju oddano pierwsze 85 km linii dużych prędkości. Wciąż rosnąca liczba pasażerów wskazuje na potrzebę dalszego rozwoju możliwości przewozowych pasażerów w sektorze kolejowym.

while for rail vehicles it was 54 km. In 2015, the number of railway accidents recorded reached 638, which was a continuation of a downward trend, the value being 25% lower than the number of accidents in 2011. However, only about 25% of accidents occurred due to factors originating in the railway system, the rest being accidents between the rail system and third parties. The main aspect that requires attention and further investigation is the increase in the number of fatalities at rail crossings where, after the fall in the number of injured and fatalities from 2013 to 2014, the difference between 2014 and 2015 shows a worrying increase in the number of casualties in both categories, 64% more injured and almost 28% more fatalities in 2015 compared to the previous year. Nevertheless, the number of accident victims caused by a railway vehicle in motion did not increase significantly or even decreased for 2015. In total, the number of injured people in 2015 decreased by almost 2%, while the number of fatalities increased by almost 10%. The largest decrease was recorded for 2018, where the number of injured fell by 40% and fatalities by 17% [2]. The vast majority of victims are unauthorized persons or users of the rail crossing. This indicates the need for further protection of the points of contact between the railway infrastructure and the other types of infrastructure as well as the population. This is very significant, especially since the average distance between rail crossings at the level of the public rail network was 1.45 km. While active safety systems reduce the likelihood of accidents and collisions, equipping rail vehicles with a set of passive safety devices to reduce the severity of collisions reduces the potential number of accident victims, especially fatalities. All these systems must meet a number of requirements in accordance with the safety norms for rail vehicles, the changes of which in the latest edition of the regulations are discussed later in the article.

2. ASSESSMENT REQUIREMENTS AND CRITERIA

The norm EN 15227: 2020 [22] divides vehicles into four categories according to the type of vehicle and the infrastructure on which they travel: from C-I to C-IV. The described vehicle belongs to category C-I "Vehicles, except city vehicles and trams intended for operation on international, national and regional networks". For this category, at the specified operating speed, the following collision tests are required:

- a) scenario 1 - frontal collision between two identical trains at a speed of 36 km/h,
- b) scenario 2 - frontal collision with a wagon weighing 80 t at a speed of 36 km/h,
- c) scenario 3 - frontal collision with a deformable obstacle with a mass of 15t at a speed of 110 km/h ($(v_{LC} - 50 \text{ km/h}) \leq 100 \text{ km/h}$),
- d) scenario 4 - small obstacle collision.

Transport szynowy wykorzystywany jest głównie w podróży na średnich dystansach 30-100 km. Potwierdzeniem są dane z GUS, gdzie średni dystans podróży na jednego pasażera pojazdem samochodowym wynosił w 2015 roku blisko 18 km, podczas gdy dla pojazdów szynowych były to 54 km. W roku 2015 liczba wypadków kolejowych wyniosła 638, co było wartością o 25% mniejszą niż liczba wypadków w roku 2011. Jedynie około 25% wypadków zaistniało z czynników mających swe źródło w ramach systemu kolejowego. Pozostałe wypadki wynikały z błędów zaistniałych pomiędzy koleją, a stronami trzecimi. Głównym aspektem wymagającym dalszych działań są ofiary śmiertelne na przejazdach kolejowo-drogowych. Pomiędzy latami 2014, a 2013 odnotowano spadek liczby ofiar rannych i śmiertelnych. Jednakże pomiędzy rokiem 2014 i 2015 widoczny jest niepokojący wzrost liczby ofiar obu kategorii. W roku 2015 odnotowano o 64% więcej rannych i prawie o 28% więcej ofiar śmiertelnych w porównaniu z rokiem poprzednim. Mimo to w 2015 roku liczba ofiar wypadków spowodowanych przez pojazd kolejowy w ruchu nie zwiększyła się znacząco lub zmalała. Sumarycznie, liczba rannych zmniejszyła się w roku 2015 o niemal 2% podczas gdy liczba ofiar śmiertelnych zwiększyła się o prawie 10%. Największy spadek odnotowano w 2018 roku, gdzie liczba rannych spadła o 40%, a ofiar śmiertelnych o 17% względem roku poprzedniego [2]. Zdecydowana większość ofiar to osoby nieuprawnione lub użytkownicy przejazdu lub przejścia. Wskazuje to na potrzebę dalszego zabezpieczenia punktów styku infrastruktury kolejowej z innymi typami infrastruktury i ludnością. Jest to bardzo ważne dlatego, że średnia odległość między jednopoziomowymi przejazdami kolejowo-drogowymi na ogólnodostępnej sieci kolejowej wynosiła 1,45 km. Systemy bezpieczeństwa aktywnego zmniejszają prawdopodobieństwo wystąpienia wypadków i zderzeń. Jeśli jednak doszło do kolizji, wyposażenie pojazdów szynowych w zestaw urządzeń bezpieczeństwa pasywnego ma na celu ograniczenie negatywnych skutków zderzenia oraz zmniejszenie potencjalnej liczby ofiar w wypadkach. Wszystkie te systemy muszą spełniać szereg wymagań zgodnie z normami bezpieczeństwa dla pojazdów szynowych, których zmiany w ostatniej edycji przepisów omówiono w dalszej części artykułu.

2. WYMAGANIA I KRYTERIA OCENY

Norma EN 15227:2020 [22] dzieli pojazdy na cztery kategorie ze względu na typ pojazdu i infrastruktury po której się poruszają: od C-I do C-IV. Przedmiotem artykułu jest pojazd szynowy typu 227M i urządzenia bezpieczeństwa biernego w jakie został wyposażony. Pojazd należy do kategorii C-I „Pojazdy, z wyjątkiem pojazdów miejskich i tramwajów przeznaczonych do eksploatacji w sieciach międzynarodowych, krajowych i regionalnych”. Dla tej kategorii, przy określonej prędkości eksploatacyjnej, wymagane

In order to protect passengers [3] and to limit damage to the 227M train, the following passive safety measures were applied (mitigating the consequences of a collision):

- reducing the risk of vehicle overriding,
- absorbing the energy of a collision in a controlled manner,
- maintaining the structural integrity of the vehicle with particular emphasis on the zone where passengers are located (survival zone),
- reduction of decelerations (g-forces),
- reducing the risk of derailment and the consequences of hitting an obstacle.

The application of these measures is enforced by detailed provisions included in the EN 15227: 2020 norm, which are listed in Table 1.

The EN 15227: 2020 [22] norm, introduced in April 2020, replaced the existing norm EN 15227: 2008 + A1: 2010 [21]. The new regulation changed or clarified the requirements introduced in 2008. A provision was introduced to exclude passages between vehicles from the requirements applied to the survival zones. Additionally, a provision was added related to the train driver's safety, specifying the dimensions of the smallest and largest driver, for whom a survival zone must be provided. There can be one survival zone in the cabin, regardless of the number of seats.

jest przeprowadzenie badań w następujących przypadkach kolizji:

- a) scenariusz 1 – zderzenie czołowe między dwoma identycznymi składami z prędkością 36 km/h,
- b) scenariusz 2 – zderzenie czołowe z wagonem o masie 80 t z prędkością 36 km/h,
- c) scenariusz 3 – zderzenie czołowe z przeszkodą deformowaną o masie 15 t z prędkością 110 km/h ((vLC – 50 km/h) ≤ 100 km/h),
- d) scenariusz 4 – zderzenie z małą przeszkodą.

W celu ochrony pasażerów [3] oraz ograniczenia zniszczeń pociągu 227M zastosowane zostały następujące środki bezpieczeństwa pasywnego (ograniczenia następstw kolizji):

- zmniejszenie ryzyka wzajemnego nachodzenia (wspinania) na siebie pojazdów tzw. anti-climbing,
- pochłanianie energii zderzenia w kontrolowany sposób,
- zachowanie jedności strukturalnej pojazdu ze szczególnym uwzględnieniem miejsca przebywania pasażerów (strefa przeżycia),
- zmniejszenie występujących opóźnień (przeciążeń),
- zmniejszenie ryzyka wykolejenia oraz konsekwencji uderzenia w przeszkodę.

Zastosowanie tych środków jest wymuszone poprzez szczegółowe zapisy znajdujące się z normie EN 15227:2020, które przedstawiono w Tabeli 1.

Table 1 List of requirements and criteria defined by the EN 15227: 2020 norm.

Nr	Requirements	Subsection in the norm EN 15227:2020
1	For scenario 1, effective contact of the vehicle with the track exists when, during the simulation of a collision, the vertical displacement of at least two wheelsets supporting the vehicle above the rail does not exceed 75% (28 mm * 0.75 = 21 mm) of the nominal rim height. These two wheelsets cannot be located on the same bogie. If the effective contact with the track is not maintained throughout the collision simulation, then the deceleration resistance is acceptable if all of the following requirements are met: - the anti-climbing functions for stationary vehicles remain fully activated for the appropriate part of the collision simulation; - when activated, the anti-climb functions provide a stable locked position between the vehicle concerned and the maximum surface forces induced are appropriately transmitted by the locking function; - the wheels must not be raised more than 100 mm.	6.2.1
2	In order to preserve the survival zone, the structure of the vehicle should withstand the maximum forces exerted on it during the complete sequence of destruction of the energy absorbing elements. Local plastic deformation and deflection are permissible.	6.3.1
3	The reduction in length on any arbitrarily selected 5-meter section may not exceed 50 mm or the plastic deformation may not exceed 10%.	6.3.2
4	At the ends of the vehicle structure, the last 5 m can be shortened by up to 100 mm.	6.3.2
5	In areas that are temporarily occupied by passengers, such as corridor doors or areas with standing places without seating, which are used as crush zones, the length in an area with a transverse dimension greater than 250 mm should not be reduced by more than 30% in that area.	6.3.2
6	The passages between vehicles are considered non-occupied and are therefore exempt from the requirements listed for the survival zones.	6.3.2
7	Around each train driver's seat, the outlines of the survival zones for both the smallest and largest drivers should be maintained taking into account the seated position and size of the driver as defined in 6.3.5.	6.3.3
8	In the vicinity of the train driver's seats, maintain the outline of the survival zone at least 0.75 m long and wide and at least 80% of the height between the nominal floor and ceiling levels. Regardless of the number of seats, one adjacent survival zone per cabin is sufficient.	6.3.3
9	Inner surfaces of the windscreen and side windows at the ends of the vehicle, likely to be crushed in the anticipated collision scenarios, shall be supported along their edges by being placed over the structure in order to prevent them being pushed inside the vehicle in the event of a collision.	6.3.1

10	At least one escape route (through designated exit doors and escape windows) should be provided for each survival zone. Structural deformation in specific design collision scenarios should not prevent the use of escape routes.	6.3.1
11	The deformation of the structure should not cause any equipment or parts of the vehicle (e.g. train driver's console, windshield) to penetrate into the designated collision survival zones. The design of the space immediately in front of the driver's survival zone should, as far as possible, not create an additional risk of damage or failure (e.g. avoid exposed fractures and bulges).	6.3.4
12	The pilot and its fastening shall be capable of transmitting a static central force of 300 kN applied in accordance with Figure [...], without visible permanent deformation as defined in EN 12663.	6.5.1
13	The pilot and its fastening shall be capable of transmitting a static lateral force of 250 kN applied in accordance with Figure [...], without visible permanent deformation as defined in EN 12663.	6.5.1
14	The overloaded pilot should be capable of absorbing an energy of 36 kJ with a center load.	6.5.1
15	The pilot should remain clear of the track and other local infrastructure during deformation under load to the extent required by this European Standard	6.5.1
16	The lower edge of the pilot shall be as close to the track as the vehicle gauge allows, under appropriate conditions.	6.5.1
17	In the horizontal projection, the pilot should have a shape similar to the "V" profile with the blade angle not greater than 160°.	6.5.1
Colors denoting differences between the latest version of the document and the older version: green - no changes, red - significant changes, gray - minor changes.		

Tabela 1 Zestawienie wymagań i kryteriów określonych przez normę EN 15227:2020.

Lp.	Wymagania	Podrozdział w normie EN 15227:2020
1	Dla scenariusza 1 że skuteczny kontakt pojazdu z torem istnieje, gdy podczas symulacji zderzenia pionowe przemieszczenie co najmniej dwóch zestawów kołowych podtrzymujących pojazd ponad szyną nie przekracza 75% (28 mm * 0,75 = 21 mm) nominalnej wysokości wieńca. Te dwa zestawy kołowe nie mogą być umieszczone na tym samym wózku. Jeśli efektywny kontakt z torem nie jest utrzymywany przez cały czas symulacji kolizji, wówczas odporność na przeciążenie jest akceptowalna jeśli spełnione są wszystkie poniższe wymagania: - funkcje zapobiegające wznoszeniu się pojazdów będących na postoju pozostają w pełni włączone przez odpowiednią część symulacji kolizji; - po włączeniu funkcje przeciwdziałające wznoszeniu zapewniają stabilną blokadę między pojazdem, którego to dotyczy, a maksymalne siły indukowane na powierzchni są odpowiednio przenoszone przez funkcję blokowania; - koła nie mogą być uniesione na więcej niż 100 mm.	6.2.1
2	Aby zachować strefę przeżycia, konstrukcja pojazdu powinna wytrzymywać maksymalne siły wywierane na nią podczas pełnej sekwencji niszczenia elementów pochłaniających energię. Dopuszczalne jest miejscowa deformacja plastyczna i odkształcenie.	6.3.1
3	Zmniejszenie długości na każdym dowolnie wybranym 5 metrowym odcinku nie może przekroczyć 50 mm lub odkształcenie plastyczne nie może być większe niż 10%.	6.3.2
4	Na końcach konstrukcji pojazdu ostatnie 5 m może ulec skróceniu nawet o 100 mm	6.3.2
5	W obszarach tymczasowego przebywania, takich jak drzwi korytarzy lub obszarach z miejscami stojącymi bez miejsc siedzących, które są użytkowane jako strefy zgniotu, odległość wzdłużna w obszarze o wymiarze poprzecznym większym niż 250 mm nie powinna być zmniejszona o więcej niż 30% w tej strefie.	6.3.2
6	Przejścia pomiędzy pojazdami są uznawane za wolne i są zatem wyłączone z wymagań dla strefy przeżycia	6.3.2
7	Dookoła każdego fotela maszynisty, zarysy stref przeżycia zarówno dla najmniejszego i największego maszynisty powinny być zachowane z uwzględnieniem pozycji siedzącej i rozmiaru maszynisty zgodnie z definicjami zawartymi w 6.3.5;	6.3.3
8	W sąsiedztwie foteli maszynisty, zachowanie zarysu strefy przeżycia o długości i szerokości co najmniej 0,75 m i co najmniej 80% wysokości pomiędzy nominalnymi poziomami podłogi i sufitu. Niezależnie od ilości foteli wystarczająca jest jedna przyległa strefa przeżycia na kabinę.	6.3.3
9	Wewnętrzne powierzchnie przedniej szyby i bocznych okien na końcach pojazdu, które zgodnie z przewidywanymi scenariuszami kolizji mogą zostać zgniecione, muszą być podparte wzdłuż ich krawędzi poprzez zachodzenie na konstrukcję, aby ograniczyć wciśnięcie do środka w przypadku kolizji.	6.3.1
10	Co najmniej jedna droga ewakuacji (przez wyznaczone drzwi wyjściowe i okno ewakuacyjne) powinna być zapewniona dla każdej strefy przeżycia. Odkształcenie konstrukcji w określonych projektowych scenariuszach kolizji nie powinno uniemożliwiać korzystania z dróg ewakuacyjnych.	6.3.1
11	Odkształcenie konstrukcji nie powinno powodować wnikania jakichkolwiek elementów wyposażenia lub części pojazdu (np. pulpitu maszynisty, szyby przednia) do wyznaczonych stref przeżycia podczas kolizji. Konstrukcja bezpośrednio przed strefą przeżycia maszynisty, o ile to możliwe, nie powinna stworzyć dodatkowego ryzyka niszczenia lub awarii (np. należy unikać odsłoniętych pęknięć i wypukłości powierzchni).	6.3.4
12	Odbijak przeszkód oraz jego mocowanie jest zdolne do przeniesienia statycznej siły centralnej równej 300 kN, przyłożonej zgodnie z rys. 3.3, bez widocznej trwałej deformacji, jak zdefiniowano w normie EN 12663.	6.5.1
13	Odbijak przeszkód oraz jego mocowanie jest zdolne do przeniesienia statycznej siły bocznej równej 250 kN, przyłożonej zgodnie z rys. 3.3, bez widocznej trwałej deformacji, jak zdefiniowano w normie EN 12663.	6.5.1

14	Przeciążony odbijak przeszkód powinien być zdolny do pochłonięcia energii 36 kJ przy obciążeniu centralnym.	6.5.1
15	Deflektor przeszkody powinien pozostać z dala od toru i innych elementów infrastruktury lokalnej podczas odkształcania się pod obciążeniem w zakresie wymaganym przez niniejszą Normę Europejską	6.5.1
16	Dolna krawędź deflektora przeszkody powinna znajdować się tak blisko toru, na ile pozwala skrajnia pojazdu, z zachowaniem odpowiednich warunków.	6.5.1
17	W rzucie poziomym deflektor powinien mieć kształt zbliżony do profilu „V” z kątem ostrza nie większym niż 160°.	6.5.1
Kolory oznaczające różnice między najnowszą wersją normy, a wersją starszą: zielony – bez zmian, czerwony – znaczne zmiany, szary – zmiany nieznaczne.		

The provision on locating the train driver outside the crush zone has been withdrawn. Moreover, the limit value of the delay in the case of scenario 3 was omitted, as well as the provision concerning the exceeding of the resultant value of the contact force. The norm introduced in 2020 specifies the amount of energy that the pilot of the vehicle must absorb (in the case of 227M it is 36 kJ), instead of linking this energy to deformation.

3. 227M TYPE RAIL VEHICLE AND PASSIVE SAFETY ELEMENTS

3.1. Description of the vehicle

A modern passenger rail vehicle by H. Cegielski - Fabryka Pojazdów Szynowych Sp. z o.o., designed by the Łukasiewicz Research Network - Rail Vehicles Institute "TABOR" is a two-section, diesel-electric vehicle of the 227M type. The vehicle has been designed to be used on regional routes. The vehicle is distinguished primarily by its drive system, as it can move by means of electric traction, as well as by means of an internal combustion engine. The vehicle has been designed in such a way that one unit is an electric section and the elements for electric driving, such as a pantograph, are installed on it. The second section is a diesel section, with two power generators driven by combustion engines with a power of 400 kW each (Fig. 1).

3.2. 227M vehicle passive safety

Compliance with the requirements in the field of passive safety [4-6] is ensured by collision energy absorbing devices, which include:

- main absorbers fastened to the buffer beam with a face preventing the vehicle from climbing,

Fig. 1. Rail vehicle type 227M consisting of sections: diesel and electric. [Own materials]

Rys. 1. Pojazd szynowy typu 227M składający się z członów: spalinowego oraz elektrycznego. [Materiały własne]



Norma EN 15227:2020 [22] wprowadzona w kwietniu 2020 zastąpiła dotychczas obowiązującą normę EN 15227:2008+A1:2010 [21]. Nowa regulacja zmieniła lub doprecyzowała wymagania wprowadzone w 2008 roku. Wprowadzono zapis o wyłączeniu przejść pomiędzy pojazdami z wymagań dla strefy przeżycia. Dodatkowo dodano zapis związany z bezpieczeństwem maszynisty określający wymiary najmniejszego

i największego maszynisty, dla którego musi być zapewniona strefa przeżycia. W kabinie może znajdować się jedna strefa przeżycia niezależnie od liczby foteli. Wycofany został zapis o ulokowaniu maszynisty poza strefą zgniotu. Ponadto pominięto graniczną wartość opóźnienia w przypadku scenariusza 3, a także zapis dotyczący przekroczenia wartości wypadkowej siły kontaktowej. Norma wprowadzona w roku 2020 określa wartość energii jaką musi pochłaniać odbijak pojazdu (w przypadku 227M jest to 36 kJ), zamiast powiązania tej energii z deformacją.

3. POJAZD SZYNOWY TYPU 227M I ELEMENTY BEZPIECZEŃSTWA BIERNEGO

3.1. Opis pojazdu

Nowoczesnym pasażerskim pojazdem szynowym produkcji H. Cegielski - Fabryka Pojazdów Szynowych Sp. z o.o. zaprojektowanym przez Sieć Badawcza Łukasiewicz – Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR” jest dwuczłonowy, spalinowo-elektryczny pojazd typu 227M. Pojazd został zaprojektowany z myślą do realizacji przejazdów na trasach regionalnych. Pojazd wyróżnia przede wszystkim napęd, ponieważ posiada możliwość poruszania się za pomocą trakcji elektrycznej, a także za pomocą napędu spalinowego. Pojazd został zaprojektowany w taki sposób, że jeden człon jest członem elektrycznym i to na nim zostały zabudowane elementy do jazdy w trybie elektrycznym jak np. odbierak prądu. Drugi człon jest członem spalinowym, w którym zostały zabudowane dwa agregaty prądowórcze napędzane silnikami spalinowymi o mocy 400 kW każdy (rys. 1).

- upper honeycomb absorbers mounted on the front walls of the cabins,
- front coupler,
- pilot made of S650MC steel,
- scrapers fastened to the buffer beam of the vehicle through a deformable intermediate element, which prevents the scraper from falling off in case of large g-forces,
- semi-permanent coupler (between diesel-electric sections).

Figure 2 shows the location of the passive safety components on the front of the 227M vehicle.

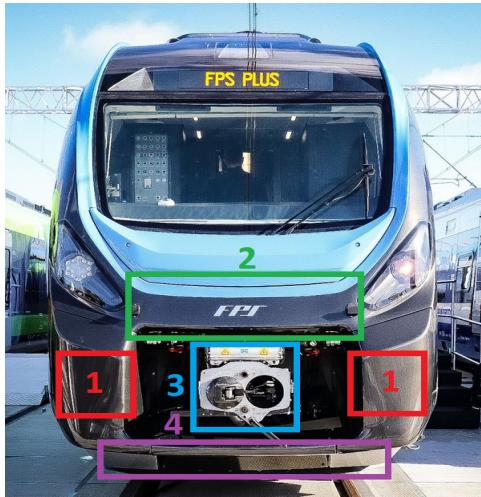


Fig. 2. Front view of the 227M vehicle with marked places of passive safety components: 1 - main absorbers, 2 - upper honeycomb absorber, 3 - front coupler, 4 - scraper. [7]

Rys. 2. Widok na czoło pojazdu 227M z zaznaczonymi miejscami mocowania elementów bezpieczeństwa biernego: 1 - absorbery główne, 2 - absorber górny typu „honeycomb”, 3 - sprzęg przedni, 4 – zgarniacz. [7]

3.3. Main absorber

The 227M rail vehicle was equipped with a Dellner crash buffer (Fig. 3). In the event of a collision, the element protects the vehicle against the vehicle climbing phenomenon. The use of the bumper is linked with irreversible energy consumption, i.e. it must be replaced after use. It is designed to absorb the secondary impact after the initial impact. The element has a stabilizing function of the draw gear and has been designed to allow the bumper to be inserted over a length of 800 mm. According to the manufacturer, an element weighing 83 kg is able to absorb $720 \text{ kJ} \pm 10\%$ of the impact energy. The maximum dynamic response is $900 \text{ kN} \pm 10\%$.

According to the European norm EN 15227 on crashworthiness requirements for rail vehicle bodies, the vehicle must be equipped with a device that will provide the vehicle with anti-climbing protection in the event of a collision. It was developed in 2008, and has been in force since 2012 for all new vehicles in the European Union. The required energy-absorption

3.2. Bezpieczeństwo bierne pojazdu 227M

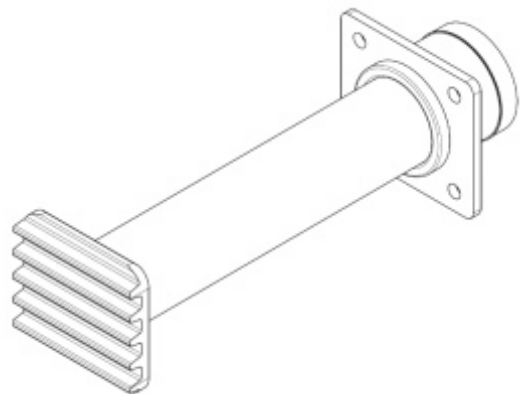
Sprostanie wymaganiom w dziedzinie bezpieczeństwa biernego [4-6] jest zapewniane przez urządzenia pochłaniające energię zderzenia, w skład których wchodzi:

- przytwierdzone do czołownicy absorbery główne z powierzchnią czołową zapobiegającą wspinaniu pojazdu,
- absorbery górne typu „honeycomb” (plaster miodu) zamontowane na ścianach czołowych kabin,
- sprzęg przedni,
- odbijak przeszkód wykonany ze stali S650MC,
- zgarniacze przykręcane są do czołownicy pojazdu poprzez deformowalny element pośredni, który zapobiega opadaniu zgarniacza przy przeciążeniu,
- sprzęg międzyczłonowy.

Na rysunku 2 przedstawiono miejsce zabudowy elementów bezpieczeństwa biernego na czołe pojazdu 227M.

3.3. Absorber główny

Pojazd szynowy 227M został wyposażony w zderzak pochłaniający energię zderzenia (ang. crash buffer) (rys. 3) firmy Dellner. Element w przypadku zderzenia zabezpiecza pojazd przed wystąpieniem zjawiska wspinania pojazdu. Użycie zderzaka wiąże się z nieodwracalnym pochłonięciem energii tzn. konieczna jest jego wymiana po użyciu. Przeznaczony jest do pochłaniania uderzenia wtórnego, po zderzeniu początkowym. Element posiada funkcję stabilizującą urządzenia cięglowego i został zaprojektowany z myślą o możliwości wsunięcia zderzaka na długości 800 mm. Element waży 83 kg według producenta jest w stanie pochłoniąć $720 \text{ kJ} \pm 10\%$ energii zderzenia. Maksymalna reakcja dynamiczna wynosi $900 \text{ kN} \pm 10\%$.



Rys. 3. Zderzak pochłaniający energię zderzenia (crash buffer) firmy Dellner. [23]

Według europejskiej normy EN 15227 dotyczącej wymagań odporności zderzeniowej dla nadwozi pojazdów szynowych pojazd musi być wyposażony w urządzenie, które będzie zapobiegało występowaniu zjawiska wspinania (ang. anti-climbing) pojazdu w

modules had a significant impact on the design of the front shape of locomotives and passenger rolling stock. The specification is supplemented by the EN 12663 norm (Requirements for the construction of rail vehicle bodies), which was updated in 2008 to meet the scenarios of EN 15227. In order to avoid the phenomenon of vehicle fronts climbing in the event of a collision, the ends of the absorbers are designed with special grooves (Fig. 4), which are to influence the loss of collision energy along the absorber axis and prevent overriding [8-11]. Figure 5 shows the process of energy dissipation using the absorber.

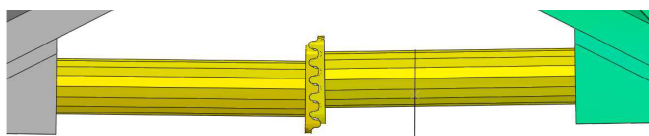


Fig. 4. „Anti-climbing” system. [Own materials]

Rys. 4. Działanie systemu „anticlimbing”. [Materiały własne]

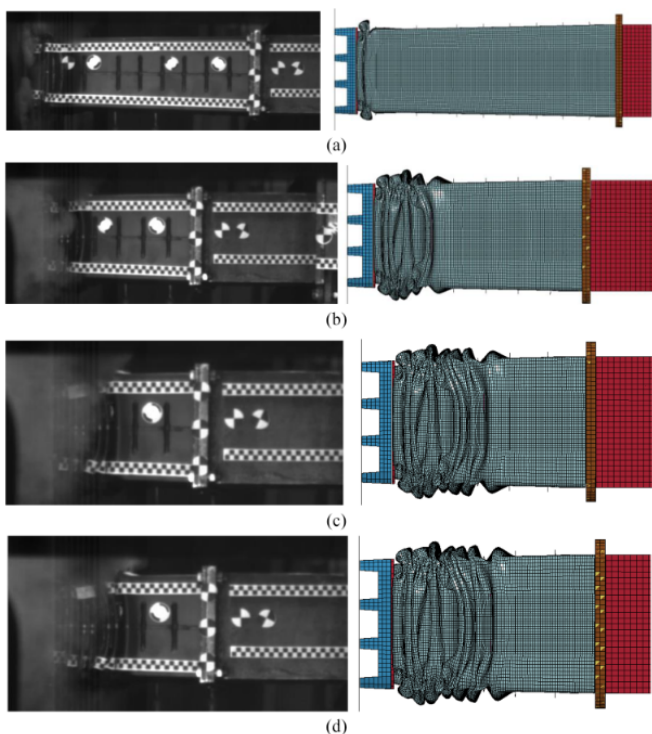


Fig. 5. An example of the principle of operation of an absorber. Crash buffer (anti-climbing) deformation test results from the bench experiment (left) and simulation (right): side view at (a) 10 ms, (b) 30 ms, (c) 50 ms, and (d) 64 and 60 ms. [9]

Rys. 5. Przykład zasady działania absorbera. Wyniki odkształcenia urządzenia systemu anti-climbing zapobiegającego wspinaniu z eksperymentu stanowiskowego (po lewej) i symulacji (po prawej): widok z boku przy (a) 10 ms, (b) 30 ms, (c) 50 ms oraz (d) 64 i 60 ms. [9]

3.4. Upper absorber, "honeycomb" type

The 227M rail bus was designed with a Dellner honeycomb structure (Fig. 6) collision energy absorber (Fig. 7). In the event of a collision, the element

przy przypadku kolizji. Opracowano ją w 2008 roku, a obowiązuje od 2012 roku dla wszystkich nowych pojazdów w Unii Europejskiej. Wymagane moduły pochłaniania energii miały znaczny wpływ na projekt kształtu czoła lokomotyw i taboru pasażerskiego. Do specyfikacji dołączona jest norma EN 12663 (Wymagania konstrukcyjne nadwozi pojazdów szynowych), która została zaktualizowana w 2008 r. w celu spełnienia scenariuszy normy EN 15227. W celu uniknięcia zjawiska wspinania czoł pojazdów w przypadku kolizji na końcach absorberów zaprojektowane są specjalne wypustki (rys. 4), które mają wpłynąć na wytracanie energii zderzenia wzdłuż osi absorbera [8-11]. Na rysunku 5 przedstawiono proces wytracania energii za pomocą absorbera.

3.4. Absorber górny typu „honeycomb”

Autobus szynowy 227M został wyposażony w absorber energii zderzenia (rys. 6) o strukturze plastra miodu (rys. 7) firmy Dellner. Element w przypadku zderzenia pochłania energię w sposób nieodwracalny [12-14] tzn. konieczna jest jego wymiana po użyciu. Przeznaczony jest do pochłaniania uderzenia wtórnego, po zderzeniu początkowym. Wykonany ze stali nierdzewnej element waży 99 kg według producenta jest w stanie pochłoniąć $650 \text{ kJ} \pm 10\%$ energii zderzenia. Końcowa siła zgniatania wynosi 2250 kN. Na rysunku 8 przedstawiono proces odkształcania elementu w przypadku kolizji.

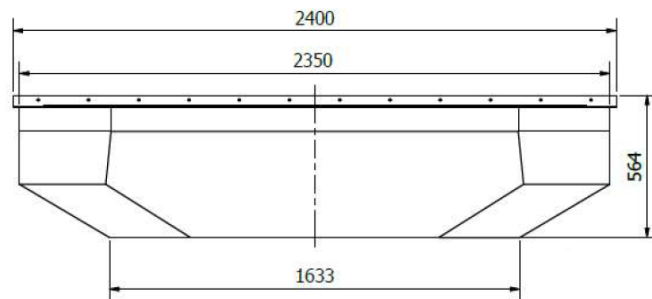


Fig. 6. Dimensions of the Dellner impact energy absorber (honeycomb). [23]

Rys. 6. Wymiary absorbera energii zderzenia (plaster miodu) firmy Dellner. [23]

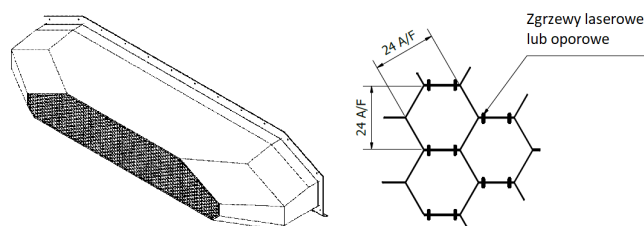


Fig. 7. Dellner energy absorber (honeycomb) and its structure. [23]

Rys. 7. Wymiary absorbera energii zderzenia (plaster miodu) firmy Dellner. [23]

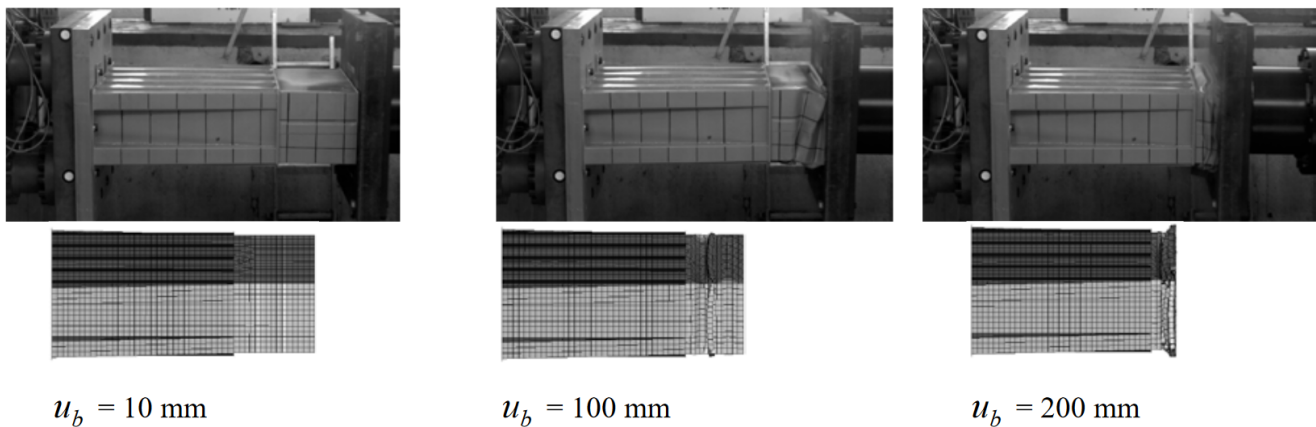


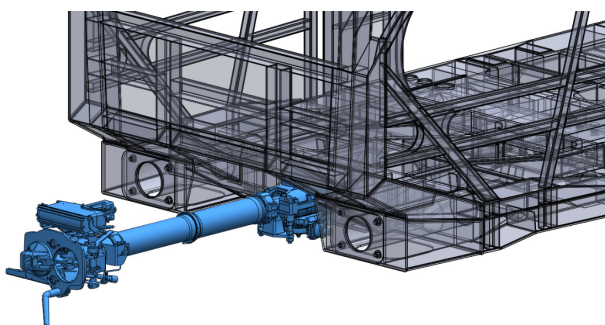
Fig. 8. Crash tests and finite element simulation results of a honeycomb absorber. u_b - deformation (mm). [12]

Rys. 8. Testy zderzeniowe i wyniki symulacji elementów skończonych absorbera typu „honeycomb”. u_b – odkształcenie (mm). [12]

absorbs energy irreversibly [12-14], i.e. it must be replaced after use. It is designed to absorb the secondary impact after the initial impact. According to the manufacturer, a stainless steel element weighing 99 kg is able to absorb $650 \text{ kJ} \pm 10\%$ of impact energy. Final crushing force is 2250 kN. Figure 8 shows the process of deformation of the element in the event of a collision.

3.6. Front coupler

The ZEA automatic coupler used in the 227M vehicle manufactured by Dellner (Fig. 9) is used to connect: mechanical, electrical, pneumatic systems with other rail vehicles. The element consists of the following components: coupler head, coupler tube and electrical coupler. The front coupler, as the most frontal element of the vehicle, is the first element absorbing the energy of the impact in the event of a collision. For this reason, couplers of this type are designed to absorb the kinetic energy of the vehicle. Such an element consists of two parts: a deformable tube and a conical mandrel (fig. 10). At the moment of impact, the part of the coupling with the conical mandrel, on which the head is located, slides into the second part: the tube with a diameter smaller than that of the mandrel. This process causes the deformation of the tube and the frictional resistance, which in turn contributes to the loss of the collision energy [15, 16]. According to the manufacturer, the energy that the front coupler in the 227M vehicle is able to absorb is $788 \pm 38 \text{ kJ}$. Fig. 11 shows the process of collision energy loss in the front coupler.



3.6. Sprzęg czołowy

Sprzęg automatyczny typu ZEA zastosowany w pojeździe 227M produkcji firmy Dellner (rys. 9) służy do połączenia: mechanicznego, elektrycznego, pneumatycznego z innymi pojazdami szynowymi. Element składa się z następujących podzespołów: głowica sprzęgu, pochwa sprzęgu oraz sprzęg elektryczny. Sprzęg czołowy jako najbardziej wysunięty element pojazdu, w przypadku wystąpienia kolizji jest pierwszym elementem pochłaniającym energię zderzenia. Z tego powodu sprzęgi tego typu są projektowane z myślą o absorbowaniu energii kinetycznej pojazdu. Element taki składa się z dwóch części: odkształcalnej rury i stożkowego trzpienia (rys. 10). W momencie zderzenia część sprzęgu ze stożkowym trzpieniem, na której znajduje się głowica, wsuwa się w głąb drugiej

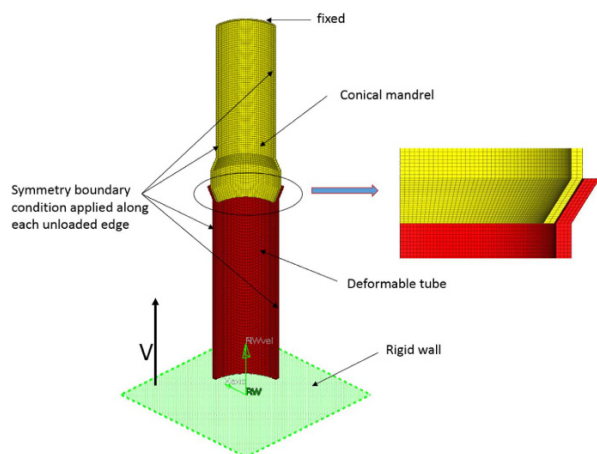


Fig. 10. Diagram of a passive safety component used in the front coupler. [15]

Rys. 10. Schemat elementu bezpieczeństwa biernego zastosowanego w sprzęgu czołowym. [15]

Rys. 9. Zamocowanie sprzęgu czołowego do ramy pojazdu 227M. [Materiały własne]

Fig. 9. Fastened front coupler to the 227M vehicle frame. [Own materials]

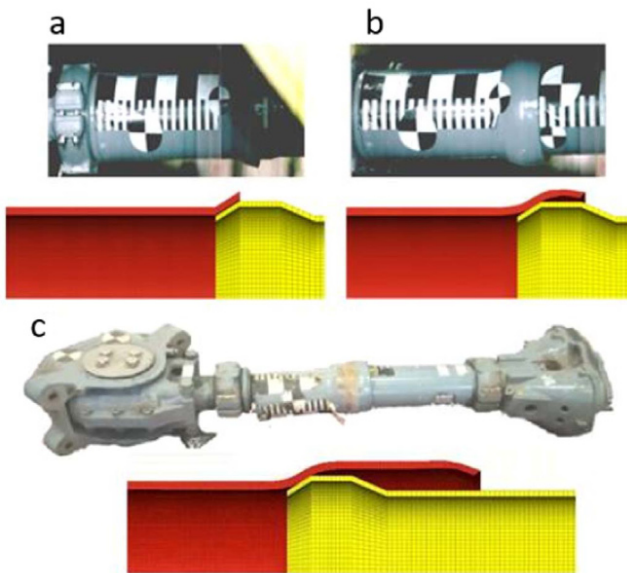


Fig. 11. The principle of operation of the energy absorber in the front coupler (real tests and simulations). [15]

Rys. 11. Zasada działania absorbera energii w sprzęgu czołowym (rzeczywiste testy oraz symulacje). [15]

3.7. Midsection coupler

The midsection coupler (semi-permanent coupler) enables manual, safe and strong coupling of the 227M vehicle sections (Fig. 12). This element therefore makes it possible to disconnect the sections when required. This type of device is also used to absorb the impact force [17] in the event of a collision [18-20]. Increased passenger safety is possible thanks to using the same solution as in the front coupler. The kinetic energy of the collision is converted into plastic deformation of the tube, into which a conical mandrel with a smaller diameter is pushed (Fig. 11). According to the manufacturer, an element weighing 300 kg is able to absorb 461 ± 22 kJ of energy. Fig. 13 shows the structure of the Dellner semi-permanent coupler used in the 227M vehicle.

części: rury o mniejszej średnicy, niż średnica trzpienia. Proces ten powoduje odkształcanie się rury oraz opory tarcia, a to z kolei wpływa na wytracanie energii zderzenia [15, 16]. Według producenta energia jaką jest w stanie pochłoniąć sprzęg czołowy w pojeździe 227M wynosi 788 ± 38 kJ. Na rys. 11 przedstawiono proces wytracania energii zderzenia w sprzęgu czołowym.

3.7. Sprzęg międzyczłonowy

Sprzęg międzyczłonowy umożliwia ręczne, bezpieczne i mocne sprzęganie członów pojazdu 227M (rys. 12). Element ten umożliwia zatem rozłączenie członów w sytuacji, gdy jest to wymagane. Urządzenie tego typu służy również do pochłaniania siły uderzenia [17] w przypadku zajścia kolizji [18-20]. Zwiększone bezpieczeństwo podróżnych jest możliwe dzięki zastosowaniu rozwiązania wykorzystywanego również w sprzęgu czołowym. Energia kinetyczna zderzenia jest zamieniana na odkształcenie plastyczne rury, w którą wsuwa się druga rura o mniejszej średnicy zakończona trzpieniem (rys 11). Według producenta element o masie 300 kg jest w stanie pochłoniąć 461 ± 22 kJ energii. Na rys. 13. przedstawiono budowę sprzęgu międzyczłonowego firmy Dellner zastosowanego w pojeździe 227M.

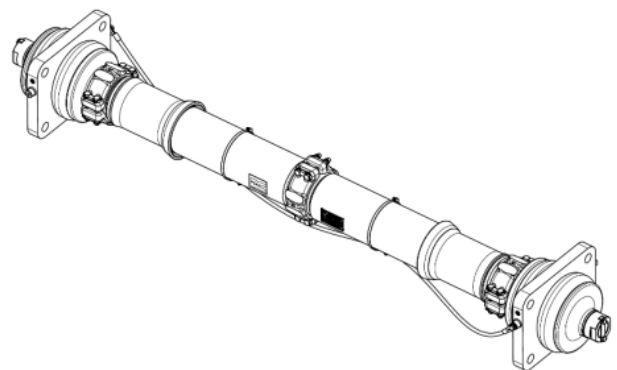


Fig. 12. Dellner semi-permanent coupler. [23]

Rys. 12. Sprzęg międzyczłonowy firmy Dellner. [23]

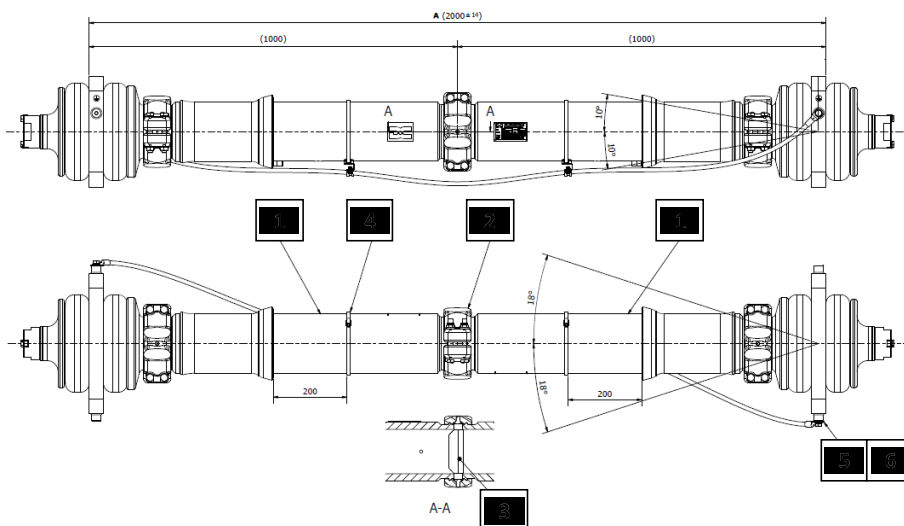


Fig. 13. Construction of the 227M vehicle's semi-permanent coupler: 1 - Half of the midsection coupler, 2 - Set of socket connectors, 3 - Guide cone, 4 - Clamp, 5 - Wiring, 6 - Screw joints. [23]

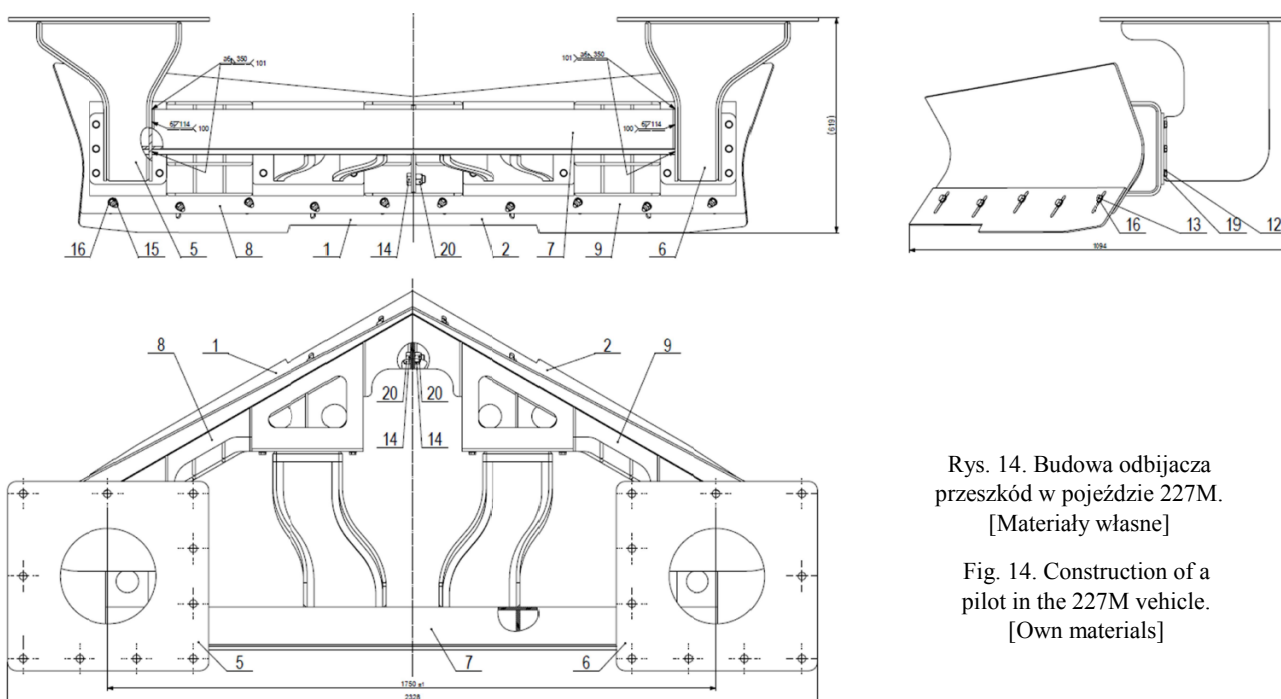
Rys. 13. Budowa sprzęgu międzyczłonowego pojazdu 227M: 1 - Połowa sprzęgu międzyczłonowego, 2 - Zestaw złączy gniazdowych, 3 - Stożek prowadzący, 4 - Zacisk, 5 - Okablowanie, 6 - Połączenia śrubowe. [23]

3.8. Pilot

The pilot (Fig. 14) is an element mounted to the chassis of the vehicle, close to its front. The exact place of fastening is the space under the vehicle between the main absorbers and the first bogie of the vehicle. The element should have a uniform structure with a "V" profile, where the angle is not greater than 160° . In the event of possible contact with objects on the tracks (collision with an obstacle on the track), the pilot should deflect the obstacles sideways, outside the track, not up or down, and should additionally be able to remove snow from the front of the train. The pilot also protects the wheels from damage by obstacles on the track. In the event of a collision, it should deform up to 120 mm.

3.8. Odbijacz przeszkód (zgarniacz)

Zgarniacz (rys. 14) jest elementem zamontowanym do podwozia pojazdu, blisko jego czoła. Dokładnym miejscem zamocowania jest przestrzeń pod pojazdem między absorberami głównymi, a pierwszym wózkiem pojazdu. Element powinien mieć jednolitą budowę o profilu „V”, gdzie kąt jest nie większy niż 160° . Zgarniacz w przypadku ewentualnego kontaktu ze znajdującymi się na torach obiektami (zderzenie z przeszkodą na torze) powinien odchyłać przeszkody na boki, na zewnątrz toru, a nie w górę lub w dół oraz powinien dodatkowo mieć możliwość usuwania śniegu z przodu pociągu. Zgarniacz pełni również funkcję ochrony kół przed uszkodzeniem przez przeszkody znajdujące się na torze. W przypadku zderzenia powinien odkształcić się maksymalnie do 120 mm.



Rys. 14. Budowa odbijacza przeszkód w pojeździe 227M.
[Materiały własne]

Fig. 14. Construction of a pilot in the 227M vehicle.
[Own materials]

4. SUMMARY

The design of the 227M vehicle uses a number of modern passive safety solutions. They include a coupler, a pilot, a crash buffer, honeycomb absorber and an absorber with the "anticlimbing" function, each of which performs a specific function and additionally acts as an energy absorber. The application of the described solutions allowed the 227M vehicle to meet all safety requirements when moving on railway lines. In total, the main absorber can absorb about 720 kJ of energy, the honeycomb absorber is supposed to absorb 650 kJ, the main coupler can absorb about 788 kJ, the midsection absorber (semi-permanent coupler) can absorb about 461 kJ, and the pilot can absorb another 36 kJ. Additional solutions prevent the effects of vehicle climbing during a collision, vehicle overriding and lateral buckling, which in a collision pose the greatest

4. PODSUMOWANIE

W konstrukcji pojazdu 227M zastosowano szereg nowoczesnych rozwiązań bezpieczeństwa pasywnego. Wchodzą w nie sprzęg, odbijacz przeszkód, zderzak i absorber z funkcją „anticlimbing”, z których każde pełni wyznaczoną funkcję, jak również w przypadku wystąpienia kolizji mają za zadanie pochłaniać energię zderzenia. Zastosowanie opisanych rozwiązań pozwoliło pojazdowi 227M na spełnienie wszystkich wymogów bezpieczeństwa podczas poruszania się po liniach kolejowych. Sumarycznie główny absorber może pochłonąć około 720 kJ energii, podczas gdy absorber typu „honeycomb” ma pochłonąć 650 kJ, sprzęg główny może pochłonąć około 788 kJ podczas gdy międzyczłonowy około 461 kJ, a odbijacz kolejne 36 kJ. Dodatkowe rozwiązania zapobiegają efektom wznoszenia pojazdu podczas zderzenia, zachodzenia

potential risk to the passengers and train drivers in the vehicle. The widespread use of such solutions allowed to reduce the number of fatalities in collisions involving rail vehicles, usually replacing the fatalities with injuries. One of the main results of the solutions presented in the article can be found in data from the international database information (EM-DAT). This data shows that the use of these safety systems in conjunction with other active safety and control systems resulted in the average number of rail accidents in Europe to be on a downward trend consistently since 1980, while for Asia and Africa this number has increased. Another noticeable effect of the introduced safety systems was the reduction in the fraction of fatalities to injured, where in Europe it was almost 3 people injured per fatality, while in Africa (except South Africa) the ratio was closer to 1:1. The legal changes of 2020 force further development and advancement of rail vehicle safety systems, while increasing the safety of all people on board, both those in the designated survival zones and those outside of them.

się pojazdów oraz teleskopowania, które przy zderzeniach stwarzają największe potencjalne zagrożenie dla znajdujących się w pojeździe pasażerów i maszynistów. Szerokie zastosowanie takich rozwiązań pozwoliło zredukować liczbę ofiar śmiertelnych zderzeń pojazdów szynowych, zwykle zastępując ofiary śmiertelne rannymi. Z informacji międzynarodowej bazy danych (EM-DAT) wynika, że stosowanie tych systemów bezpieczeństwa w połączeniu z innymi, aktywnymi systemami bezpieczeństwa oraz kontroli średnia liczba wypadków kolejowych w Europie charakteryzowała się tendencją spadkową od 1980 roku, podczas gdy dla krajów Azji i Afryki liczba ta rosła. Kolejnym zauważalnym efektem konsekwentnie wprowadzanych systemów bezpieczeństwa był spadek ułamka ofiar śmiertelnych do rannych, gdzie w Europie wynosił on prawie 3 osoby ranne na każdą ofiarę śmiertelną, podczas gdy w Afryce (za wyjątkiem RPA) stosunek ten bliższy był 1:1. Zmiany prawne z 2020 roku wymuszają dalszy rozwój i zaawansowanie systemów bezpieczeństwa pojazdów szynowych, jednocześnie zwiększając bezpieczeństwo wszystkich osób na pokładzie, zarówno tych znajdujących się w wyznaczonych strefach przeżycia jak i tych poza nimi.

BIBLIOGRAPHY/BIBLIOGRAFIA

- [1] UTK: Ocena funkcjonowania rynku transportu kolejowego i stanu bezpieczeństwa ruchu kolejowego w 2015 roku
- [2] UTK: Raport w Sprawie Bezpieczeństwa 2020
- [3] Shorokhov S. G., Bondarenko O. I., Kobishanov V. V.: Prediction of injury to passengers of railway rolling stock based on modern physical simulation methods. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019, Vol. **1399**, No. 5. IOP Publishing. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1399/5/055098>
- [4] Frączek R., Paldyna M., Miszczak K., Orzechowski W., Kawalek Ł., Nycz, B. D.: Modernization of the head structure of the ED72 electrical train unit. *Mechanik*. 2019, no **1**. <https://doi.org/10.17814/mechanik.2019.1.12>
- [5] Sobolevska M., Horobets D., Syrota S.: Development of passive protection devices for a power head of a high-speed multiple unit train at its collisions. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020, Vol. **985**, No. 1. IOP Publishing. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/985/1/012016>
- [6] MacNeill, R. A., Kirkpatrick, S. W., Bocchieri, R. T., Gough, G.: Development of a Prototype Retrofit Bumper for Improved Light Rail Vehicle Safety. *ASME/IEEE Joint Rail Conference. American Society of Mechanical Engineers*. 2015, Vol. **56451**, p. V001T06A020.
- [7] Materiały firmy H. Cegielski - Fabryka Pojazdów Szynowych Sp. z o.o.
- [8] Xie S., Du X., Zhou H., Wang J., Chen, P.: Crashworthiness of Nomex® honeycomb-filled anti-climbing energy absorbing devices. *International journal of crashworthiness*. 2021, **26**(2), 121-132. <https://doi.org/10.1080/13588265.2019.1688506>
- [9] Li Y. R., Zhu T., Tang Z., Xiao S. N., Xie J. K., Liu Z. B., Xiao S. D.: Inversion prediction of back propagation neural network in collision analysis of anti-climbing device. *Advances in Mechanical Engineering*. 2020, **12**(5), 1687814020922050. <https://doi.org/10.1177/1687814020922050>
- [10] Yao S., Xiao X., Xu P., Qu Q., Che Q.: The impact performance of honeycomb-filled structures under eccentric loading for subway vehicles. *Thin-walled structures*. 2018, **123**, 360-370. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2017.10.031>
- [11] Estrada Q., Szwedowicz D., Rodriguez-Mendez A., Elias-Espinosa M., Silva-Aceves J., Bedolla-Hernández J., Gómez-Vargas O. A.: Effect of radial clearance and holes as crush initiators on the crashworthiness performance of bi-tubular profiles. *Thin-Walled Structures*. 2019, **140**, 43-59. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2019.02.039>
- [12] Sobolevska M., Telychko I.: Passive safety of high-speed passenger trains at accident collisions on 1520 mm gauge railways. *Transport problems*. 2017, **12**. <https://doi.org/10.20858/tp.2017.12.1.5>
- [13] Sobolevska M., Horobets D., Syrota S.: Development of passive protection devices for a power head of a high-speed multiple unit train at its collisions. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020, **985**(1), p. 012016). IOP Publishing. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/985/1/012016>

- [14] Li B., Lu Z., Yan K., Lu S., Kong L., Xu P.: *Experimental study of a honeycomb energy-absorbing device for high-speed trains. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit.* 2020, **234**(10), 1170-1183. <https://doi.org/10.1177/0954409719882564>
- [15] Yao S., Li Z., Yan J., Xu P., Peng Y.: *Analysis and parameters optimization of an expanding energy-absorbing structure for a rail vehicle coupler. Thin-Walled Structures.* 2018, **125**, 129-139. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2018.01.011>
- [16] Zhu T., Liu S., Xiao S. N., Che Q.: *Train collision dynamic model considering longitudinal and vertical coupling. Advances in Mechanical Engineering.* 2019, **11**(1), 1687814018823966. <https://doi.org/10.1177/1687814018823966>
- [17] Jackiewicz J.: *Coupler force reduction method for multiple-unit trains using a new hierarchical control system. Railway Engineering Science.* 2021, **29**(2), 163–182. <https://doi.org/10.1007/s40534-021-00239-w>
- [18] Wei L., Zhang L., Tong X., Cui K.: *Crashworthiness study of a subway vehicle collision accident based on finite-element methods. International journal of crashworthiness.* 2021, **26**(2), 159-170. <https://doi.org/10.1080/13588265.2019.1699742>
- [19] Yang C., Li Q., Xiao S., Wang X.: *On the overriding issue of train front end collision in rail vehicle dynamics. Vehicle system dynamics.* 2018, **56**(4), 506-528. <https://doi.org/10.1080/00423114.2017.1394472>
- [20] Yao S., Zhu H., Yan K., Liu M., Xu P.: *The derailment behaviour and mechanism of a subway train under frontal oblique collisions. International journal of crashworthiness.* 2021, **26**(2), 133-146. <https://doi.org/10.1080/13588265.2019.1692506>
- [21] EN 15227:2008+A1. *Kolejnictwo – wymagania zderzeniowe dla pudeł pojazdów szynowych*
- [22] EN 15227:2020. *Kolejnictwo – wymagania zderzeniowe dla pojazdów szynowych*
- [23] *Materiały firmy Dellner*

Badania diagnostyczne dla oceny i prognozowania stanu elementów elektrycznego wyposażenia trakcyjnych pojazdów szynowych Diagnostic tests aimed at assessment and forecasting of the condition of electrical equipment components of the rail traction vehicles

The article describes the ongoing and already implemented projects regarding the use of diagnostic tests to assess the current and past condition of electrical devices of the railway traction vehicles. The results of several R&D works are presented, related to selected parts of the power supply system and traction drive system as well as their possible practical use during vehicle operation. In conclusion, a solution of the diagnostic system was outlined, that has been developed and implemented by the Institute of Rail Vehicles "Tabor" on the EU07A locomotive.

W artykule opisano prowadzone i wdrożone prace dotyczące wykorzystania badań diagnostycznych do oceny aktualnego i przeszłego stanu urządzeń elektrycznych w trakcyjnych pojazdach szynowych. Przedstawione zostały wyniki kilku prac badawczych dotyczących wybranych elementów układu zasilania oraz układu napędu trakcyjnego i możliwość ich praktycznego wykorzystania podczas eksploatacji pojazdów. Na zakończenie przedstawiono rozwiązanie systemu diagnostycznego opracowanego i wdrożonego przez Instytut Pojazdów Szynowych "Tabor" na lokomotywie EU07A.

Keywords: diagnosis, electrical equipment, rail traction vehicle, prognosis of the state

Słowa kluczowe: diagnostyka, trakcyjny pojazd szynowy, wyposażenie elektryczne, prognoza stanu

1. Introduction

According to the provisions of European regulations [9, 10], development of the research methods provides not only support for placing the rail vehicles and their subassemblies in service but is also helpful during their operation, when the tests are among the main diagnostic tools. An additional application of the diagnostic tests comprises assessment and forecasting of future condition of the main components of a rail vehicle.

The modern information technology and the diagnostic systems embedded in the vehicle subassemblies with a view to monitor their conditions provide such opportunities. Appropriate programs enable forecasting of the wear rate of important vehicle components and reasonable planning of necessary replacements of the elements and components being parts of them.

Most modern vehicle systems are equipped with various types of the sensors and transducers, providing objective information on the condition of the device, its effective working time and the disturbances arising during its operation.

An important stage of the railway vehicle maintenance includes the inspection and repair works (level 1 ÷ 5), the scope of which is described in detail by the Maintenance System Documentation [13] individually for each vehicle. Frequency of these operations is imposed by the regulations. The works should be carried out regardless of current condition of a concerned component or part of the vehicle.

The results of research and development works are regularly published. Therefore, the case studies and recommendations included therein should be implemented by the carriers and organizers of this type of

1. Wstęp

Rozwój metod badawczych służy, zgodnie z zapisami regulacji europejskich [9, 10] nie tylko procesowi dopuszczenia kolejowych pojazdów szynowych i ich podzespołów do eksploatacji, lecz także w okresie ich eksploatacji, w czasie której badania są jednym z głównych narzędzi diagnostycznych. Dodatkowym zastosowaniem badań diagnostycznych jest umożliwienie oceny i prognozowania przyszłego stanu głównych podzespołów pojazdu szynowego.

Możliwości takie stwarza współczesna technika informatyczna i wyposażanie podzespołów w systemy diagnozujące ich stan. Stosowanie odpowiednich programów pozwala prognozować tempo zużywania się istotnych podzespołów pojazdów i odpowiednio, w racjonalny sposób planować niezbędne wymiany elementów i składników, które są ich częścią.

Większość nowoczesnych układów stosowanych w pojazdach szynowych jest wyposażona w różnego rodzaju czujniki i przetworniki dające obiektywną informację o stanie urządzenia, efektywnym czasie pracy i zakłóceniach, jakie wystąpiły w czasie pracy danego urządzenia.

Istotnym etapem utrzymania pojazdów kolejowych są prace przeglądowo-naprawcze (poziomu 1 ÷ 5), których zakres opisany jest szczegółowo, dla każdego pojazdu indywidualnie, w Dokumentacji Systemu Utrzymania [13]. Częstość wykonywania tych prac jest narzucona przepisami i prace te mają być przeprowadzane bez względu na aktualny stan danego podzespołu lub elementu pojazdu.

Wyniki prac badawczo-rozwojowych są systematycznie publikowane, zatem opracowania i zalecenia w

transport, that shall result in minimizing the vehicles maintenance cost and improving their competitiveness. This article presents the potential of diagnosing some parts of electrical equipment of the traction vehicles, with a view to assess their current and predicted condition.

2. Parts of the power supply system

Diagnostic methods related to the traction drive are focused on several groups of the devices compatible with the traction drive system. The traction motor operation depends on the condition of the components of the power supply system, shown schematically in Fig. 1.

Pantographs are important parts of the electric traction vehicles, therefore, timely detection of their failure allows to avoid more serious damage and contributes to reduce its effects and lower operating cost of the vehicle.

As part of the project carried out by the Institute of Rail Vehicles "Tabor", the design and experience of pantograph operation have been analyzed, that served as a basis for identification of critical parts of the pantographs and for developing the methods of objective assessment of their technical condition.

Among the critical elements and parameters of the pantographs, the condition of which should be checked in order to maintain the assumed operational characteristics of the vehicle, the following should be mentioned:

- pantograph contact shoe;
- arms, bearings, springs, vibration dampers, rubber bumpers;
- high voltage wiring and insulators;
- pneumatic control system and air ducting;
- contact wire pressure;
- raise/lower time.

Not only the critical elements have been specified, but also the ways of their detection and evaluation. Forecasting the pantograph condition is necessary to enable uninterrupted operation of the electric traction vehicles [11].

However, the extreme situations, e.g. pantograph damage caused by a damaged section of the overhead line, cannot be predicted.

Characteristic symptoms arising in the pantograph itself, that may indicate dangerous situations, are as follows:

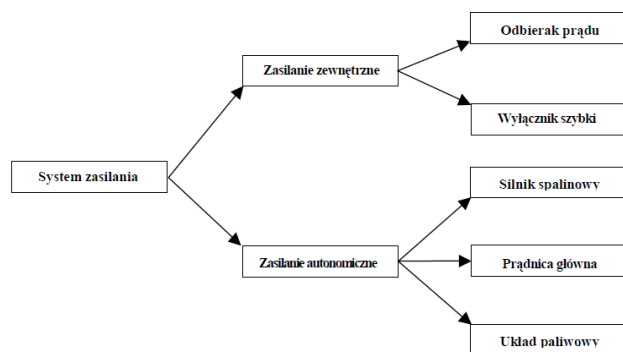
- o extended rise/lower time, that may be caused by:
 - damage to the pneumatic system;
 - extensive friction in the bearings;
 - damaged shock absorber;
 - uncontrolled lowering and inability to raise, caused by activation of the Automatic Dropping Device (ADD) system, e.g. in result of the wear limit of the pantograph shoe,
- o interruptions in electrical power supply resulting from:

nich zawarte powinny być wdrażanie przez przewoźników i organizatorów tego rodzaju transportu, co przełoży się na minimalizowanie kosztów obsługi pojazdów i zwiększenie ich konkurencyjności.

W niniejszym artykule przedstawiono możliwość diagnozowania niektórych elementów wyposażenia elektrycznego pojazdów trakcyjnych w celu oceny ich bieżącego i prognozowanego stanu.

2. Elementy układu zasilania

Metody diagnostyczne dotyczące napędu trakcyjnego koncentrują się na kilku grupach urządzeń współpracujących z systemem tego napędu. Praca silnika trakcyjnego jest uzależniona od stanu elementów tworzących układ zasilania, przedstawionych w sposób schematyczny na rys. 1.



		Pantograph
	External power supply	Quick circuit breaker
Supply system		Internal combustion engine
	Autonomous power supply	Main generator
		Fuel supply system

Rys. 1. Schemat systemu zasilania pojazdu trakcyjnego [5]
Fig. 1. Diagram of the traction vehicle power supply system [5]

Odbieraki prądu są istotnymi elementami w elektrycznym pojeździe trakcyjnym, więc wczesne wykrycie ich niesprawności pozwoli na uniknięcie poważniejszych uszkodzeń i służy ograniczeniu ich skutków i obniżeniu kosztów eksploatacji pojazdu.

W ramach projektu realizowanego przez Instytut Pojazdów Szynowych „Tabor” przeanalizowano konstrukcję i doświadczenia z eksploatacji pantografów i na tej podstawie wskazano elementy krytyczne odbieraków prądu oraz sposoby obiektywnej oceny ich stanu technicznego.

Do elementów i parametrów krytycznych odbieraków prądu, których stan należy nadzorować w celu utrzymania zdolności ruchowej pojazdu na założonym poziomie, należą:

- nakładki ślizgowe
- ramiona, łożyska, sprężyny, tłumiki drgań, odbojniki gumowe
- okablowanie wysokiego napięcia i izolatory
- układ sterowania pneumatycznego i przewody powietrzne

1. damage to the pressure regulator;
2. insufficient contact pressure;
3. non-parallel position of the pantograph shoe with regard to the overhead contact wire;
4. extensive friction in the bearings;
5. charge arc-over onto the vehicle roof in result of contamination or damage of the insulators.

The following parameters should be subjected to control and registration in real time:

- traction network voltage;
- the current drawn from overhead contact line;
- pressure in the pantograph actuator;
- pressure in the pantograph(s) tank;
- ADD signal [4].

The main (high-speed) breakers are manufactured both in the version with contacts in the arc chamber or in the vacuum chamber. The latter are usually provided with multifunctional microprocessor controllers with diagnostic functions.

In the case of the version with classic arrangement of mechanical contacts, the condition of these contacts can be diagnosed, according to the number of activations and the value of current being switched off. Taking into account a possible fault, the condition of the arc chamber is important, as it determines correct course of switching off the operating current and short-circuit current. This, in turn, affects the service life of other devices of the high-voltage circuit.

Line contactors were the subject of the work devoted to the previously mentioned research project. Assessment parameters were defined and identified based on direct diagnostic data and the limitations have been subjected to analysis.

Results of the analysis of the data derived from the diagnostic system permanently installed in the control system, recorded during several days of the locomotive's operation, have been presented. They were obtained from a common diagnostic stream, without additional involvement of the control system.

Analysis of the data derived from the locomotive diagnostic system enabled to determine the following indicators useful in assessing technical condition of the line contactor:

- average frequency of activations;
- total number of activations;
- mean time between activations;
- shutdowns due to exceeding the minimum current;
- shutdowns due to exceeding the rated current.

It has been shown that a simple stream of diagnostic data fails to meet the basic requirement consisting in necessary recording of the indicators in the controller memory, with a view to store the data collected from the entire life of the contactor and to enable determination of the variation trend in key parameters [11].

The power generator should also be considered as an electric power supply element of the drive system of internal combustion vehicles. The proposed diagnostic

- siła docisku do przewodu jezdnego
- czasy podnoszenia i opuszczania.

Określone zostały nie tylko elementy krytyczne, lecz także przedstawiono sposoby ich wykrywania i oceny. Prognozowanie stanu odbieraków jest konieczne w celu umożliwienia nieprzerwanej eksploatacji elektrycznych pojazdów trakcyjnych [11].

W procesie prognozowania nie da się przewidzieć sytuacji ekstremalnych, np. uszkodzenia odbieraka wskutek wjechania pojazdu na uszkodzony odcinek sieci trakcyjnej.

Charakterystyczne objawy, leżące po stronie odbieraka, które mogą wskazywać na rozwijanie się niebezpiecznych zjawisk, są następujące:

- o wydłużony czas podnoszenia/opuszczania, którego przyczyną może być:
 - uszkodzenie w instalacji pneumatycznej
 - zbyt duże tarcie w łożyskach
 - uszkodzony amortyzator
 - niekontrolowane opuszczenie i brak możliwości podniesienia spowodowane zadziałaniem układu automatycznego opuszczania (ADD - Automatic Dropping Device), np. po wykryciu granicznego zużycia nakładki ślizgowej,
- o przerwy w przepływie prądu wynikające z:
 - uszkodzenia regulatora docisku
 - zbyt małej siły docisku
 - braku równoległości ślizgów i przewodu jezdnej sieci trakcyjnej
 - zbyt dużego tarcia w łożyskach
 - przeskoków ładunku na dach pojazdu wskutek zabrudzenia lub uszkodzenia izolatorów.

Bieżącej kontroli i rejestracji w czasie rzeczywistym powinny podlegać następujące parametry:

- napięcie sieci trakcyjnej
- prąd pobierany z sieci trakcyjnej
- ciśnienie w siłowniku odbieraka prądu
- ciśnienie w zbiorniku odbieraka(-ów)
- sygnał ADD [4].

Wyłączniki główne (szybkie) budowane są zarówno w wersji ze stykami w komorze łukowej, jak i ze stykami umieszczonymi w komorze próżniowej. Te drugie są z reguły wyposażone w wielofunkcyjne sterowniki mikroprocesorowe z funkcjami diagnostycznymi.

W wersji z klasycznym układem styków mechanicznych diagnozowany może być stan tych styków, zależny od liczby łączów i wartości wyłączanych prądów. Istotny ze względu na możliwość wystąpienia usterki jest stan komory łukowej decydującej o prawidłowym przebiegu wyłączania prądów roboczych oraz prądów zwarciovych, co wpływa z kolei na żywotność innych aparatów obwodu wysokiego napięcia.

Styczniki liniowe były obiektem prac w ramach przywołanego wcześniej projektu badawczego. Określono i wyznaczono parametry oceny na podstawie bezpośrednich danych diagnostycznych oraz

tests of this component focus primarily on the assessment of the condition of the internal combustion engine. The generator itself is usually subjected to simplified assessment procedure during the tests carried out on the test bench that is limited only to checking:

- rotor ovality;
- spring tension of the brush holders;
- generator resistance;
- insulation resistance under heated condition;
- resistance of the self-excitation insulation resistance.

Full list of diagnostic features of the generator set, inclusive of the main generator, may be an important part of an automated computer diagnostics system. This provides opportunity to record and store the measurable values, allowing for quick diagnosis of the current state and its comparison with the previously saved state. Such a system shall ensure an objective assessment and improve the work of vehicle service personnel. Additionally, it helps to avoid random errors of the manual documentation of the procedure [7].

3. Drive system subassemblies

An important part of the electric drive system includes various types of power electronic converters supplying traction motors and auxiliary circuits. They are provided with work control modules, performing the so-called self-tests after switching the system on, checking efficiency of the sensors and measuring and control converters as well as constant monitoring of the drive system operation. The disturbances arising during operation of these systems are mainly caused by faults of the above-mentioned control and measurement elements, damage to semiconductor elements, and sometimes by cooling systems supplied with medium voltage or disturbances in their control systems supplied with low voltage.

The signals of any observed irregularities are transmitted to the central control and diagnostics system and displayed on the operator's panel on the driver's console [4].

Additional devices, namely converters and accumulator batteries, are the components that make up a complete drive system.

The block diagram of the essential parts of the traction drive system is presented in Fig. 2. All these elements should be subjected to the tests aimed at assessing and forecasting their condition, due to their key importance for the technical efficiency of the vehicle and the complex structure.

Most of the work being carried out and the publications devoted to this subject concern the traction motor itself and its basic parts. This is the case with both the induction motors and DC motors still in use.

Examples of possible damage, namely the fragment of damaged winding of the traction motor rotor (Fig. 3) and the fracture of damaged rotor bars (Fig. 4) are presented below.

przeprowadzono analizę ograniczeń. Przedstawiono wyniki analizy danych pochodzących z układu diagnostycznego zainstalowanego na stałe w systemie sterowania i rejestrowanych w ciągu kilku dni pracy lokomotywy. Pozyskano je ze wspólnego strumienia diagnostycznego nie angażującego dodatkowo systemu sterowania.

Na podstawie przeanalizowanych danych z systemu diagnostycznego lokomotywy wyznaczono następujące wskaźniki mogące posłużyć do oceny stanu technicznego stycznika liniowego:

- średnia częstość załączeń
- łączna liczba załączeń
- średni czas między załączeniami
- wyłączenia z powodu przekroczenia prądu minimalnego
- wyłączenia z powodu przekroczenia prądu nominalnego.

Wykazano, że prosty strumień danych diagnostycznych nie zapewnia podstawowego wymagania, jakim jest konieczność zapisania wskaźników w pamięci sterownika w celu zapamiętania danych z całego okresu eksploatacji stycznika oraz umożliwienia tworzenia trendów zmian kluczowych parametrów [11].

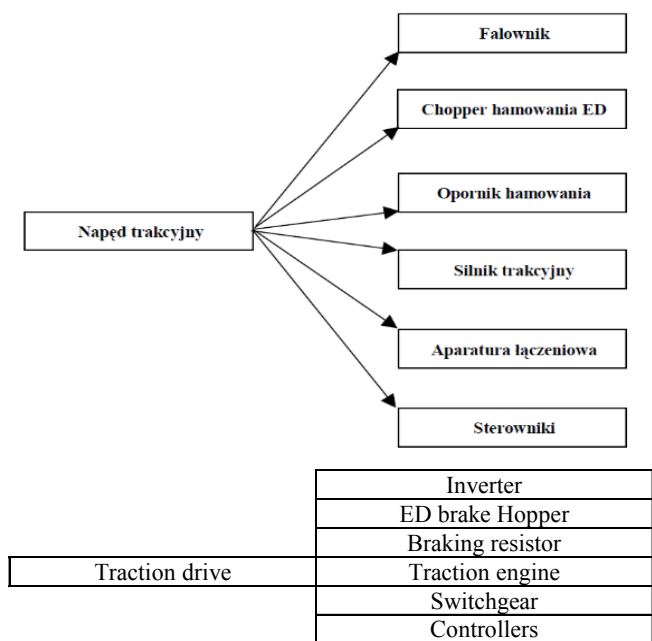
Agregat prądowórczy powinien być także traktowany jako element zasilania elektrycznego w układzie napędowym pojazdów spalinowych. Proponowane badania diagnostyczne tego podzespołu koncentrują się podstawowo na ocenie stanu silnika spalinowego. Sama prądnica w trakcie badań tego agregatu na hamowni podlega z reguły uproszczonej procedurze oceny i jej badania ograniczają się tylko do sprawdzenia:

- owalności wirnika
- naciągu sprężyny szczotkotrzymaczy
- oporności prądnicy
- oporności izolacji w stanie nagrzanym
- oporności izolacji wzbudzenia własnego w stanie nagrzanym.

Pełna lista cech diagnostycznych agregatu, w tym prądnicy głównej, może być elementem budowy systemu komputerowego zautomatyzowanej diagnostyki. Możliwe będzie wtedy zapisywanie i przechowywanie wartości cech mierzalnych, co umożliwi szybką diagnozę stanu aktualnego i porównanie ze stanem zapisanym wcześniej. Taki system zapewni obiektywną ocenę i ułatwi pracę personelu obsługi pojazdu, a dodatkowo wyeliminuje przypadkowe błędy w ręcznie opracowywanej dokumentacji procedury [7].

3. Podzespoły układu napędowego

Istotnym elementem elektrycznego układu napędowego są różnego rodzaju przekształtniki energoelektroniczne zasilające silniki trakcyjne i obwody pomocnicze. Wyposażone są one w moduły kontroli pracy, realizujące tzw. autotesty po załączeniu układu, kontrolę sprawności czujników i przetworników pomia-



Rys. 2. Podstawowe elementy elektrycznego napędu trakcyjnego pojazdu trakcyjnego [5]

Fig. 2. Basic parts of electric drive of a traction vehicle [5]



Rys. 3. Uszkodzone uzwojenie wirnika silnika trakcyjnego [1]

Fig. 3. Damaged winding of the traction motor rotor [1]



Rys. 4. Przełom uszkodzonych prętów wirnika silnika trakcyjnego [1]

Fig. 4. Fracture of damaged rotor bars of the traction motor [1]

One of the examples of the method of monitoring the condition of a traction motor consists in using a telemetric, multi-channel data acquisition system that enables monitoring of the operation of electrical machines and devices. This unit may operate even under unfavorable environmental conditions and allows to measure and save the results and to send the information on current state of the tested object. It enables recording of instantaneous values, average and rms values of measured signals, as well as defining the threshold values, the exceeding of which activates recording the parameters of exceeded values.

These devices were used, among others, in order to identify the causes of damage to the rotors of squirrel-cage induction motors used to drive the rail vehicles. Tests were carried out during usual operation of the traction vehicle.

The figure below shows the recorded results of the currents of the same phase of two motors supplied from the same inverter supplying the same drive set.

rowo-kontrolnych oraz w stały monitoring pracy systemu napędowego. Występujące zakłócenia w pracy tych układów są spowodowane głównie usterkami ww. elementów kontrolno-pomiarowych, uszkodzeniami elementów półprzewodnikowych, a czasami układów chłodzących zasilanych napięciem średnim lub zakłóceniami ich układów sterowania zasilanych napięciem niskim.

Sygnaly o wszystkich stwierdzonych nieprawidłowościach są przekazywane do centralnego systemu sterowania i diagnostyki i wyświetlane są na panelu operatorskim na pulpicie maszynisty [4].

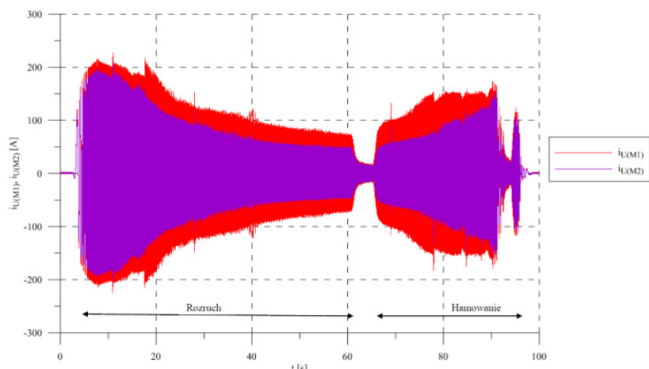
Elementami tworzącymi kompletny system napędowy są ponadto dodatkowe urządzenia, takie jak przetwornice i baterie akumulatorów.

Schemat blokowy zasadniczych elementów układu napędu trakcyjnego przedstawiony został na rys. 2. Wszystkie te elementy, ze względu na kluczowe znaczenie dla sprawności technicznej pojazdu i złożoną budowę, powinny zostać objęte badaniami służącymi ocenie i prognozowaniu ich stanu.

Większość prowadzonych i publikowanych na ten temat prac dotyczy samego silnika trakcyjnego i jego podstawowych części. Dotyczy to zarówno silników indukcyjnych jak i nadal stosowanych silników prądu stałego.

Jako przykład możliwych uszkodzeń przedstawiony został poniżej fragment uszkodzonego uzwojenia wirnika silnika trakcyjnego (rys. 3) oraz przełom uszkodzonych prętów wirnika (rys. 4).

Jednym z przykładów sposobu monitorowania stanu silnika trakcyjnego jest wykorzystanie telemetrycznego, wielokanałowego systemu akwizycji danych umożliwiający monitorowanie pracy maszyn i urządzeń elektrycznych. Urządzenie to może pracować nawet w niekorzystnych warunkach środowiskowych i umożliwia pomiar i zapisanie wyników oraz przesłanie informacji o aktualnym stanie obiektu badań. Możliwe jest rejestrowanie wartości chwilowych, średnich oraz skutecznych mierzonych sygnałów oraz definiowanie wartości progowych, których przekroczenie uruchamia rejestrację parametrów z przekroczonymi wartościami.



Rys. 5. Przebieg czasowy prądów silników podczas rozruchu oraz hamowania dynamicznego [1]

Fig. 5. Timing diagram of motor currents when starting-up and dynamic braking [1]

The data acquisition results reveal differences in the load on individual machines during acceleration and regenerative dynamic braking.

In another paper [2], a measurement was carried out using a laboratory testing kit that allows testing a controlled short circuit state in each stator windings phase. The testing kit consisted of several squirrel-cage rotors with broken bars. The induction motor that was used for error modeling was powered by an inverter controlled with the DS1103 system using dSPACE software. The load inducing machine is controlled by a separate inverter.

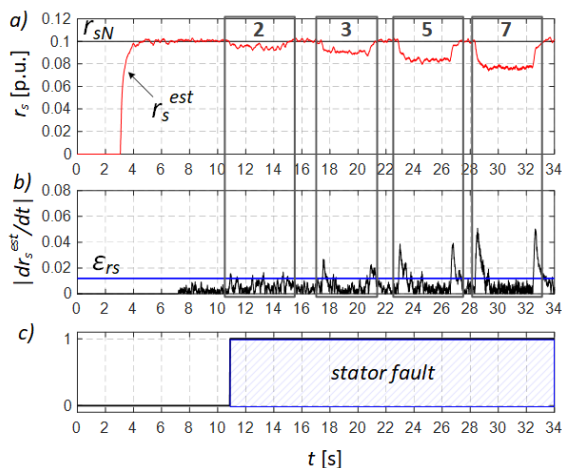
Faults in rotor winding

One of the research stages concerned the rotor error detection system. A 2-second parameter was used in the identification algorithm.

Figure 6 shows the estimated resistance values for a healthy and damaged rotor. It is apparent that the rotor resistance increases due to breakage/cracks in the bar/bars. The oscillation amplitudes of the assessed rotor resistance also increase temporarily.

Faults in stator winding

In the next research stage, an experimental validation of the stator damage detection system was performed. The system was tested for 2, 3, 5 and 7 shortened windings in phase A. One can notice a rapid decrease in the resistance value of the tested stator due to an inter turn short circuit (Fig. 7).



Urządzenia to wykorzystano m.in. do określenia przyczyn uszkodzania się wirników silników indukcyjnych klatkowych zastosowanych do napędu kolejowych pojazdów szynowych. Przeprowadzono badania w trakcie normalnej eksploatacji pojazdu trakcyjnego.

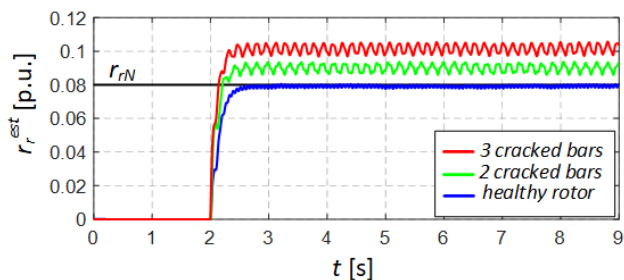
Na rysunku poniżej przedstawiono wyniki rejestracji prądów tej samej fazy dwóch silników zasilanych z tego samego falownika napędzających ten sam zestaw napędowy.

Wyniki rejestracji ujawniają różnice w obciążeniu poszczególnych maszyn podczas przyspieszania i odzyskowego hamowania dynamicznego.

W innej [2] pracy został przeprowadzony test eksperymentalny z użyciem zestawu laboratoryjnego, który umożliwia przeprowadzenie kontrolowanego zwarcia w każdej fazie uzwojeń stojana. Zestaw laboratoryjny składa się z kilku wirników z kłatkami z pękniętymi prętami. Silnik indukcyjny, który został zastosowany do modelowania błędów był zasilany z falownika sterowanego z systemem DS1103 przez dSPACE. Maszyna obciążająca jest sterowana przez inny falownik.

Usterki uzwojeń wirnika

Jeden z etapów badań dotyczył systemu wykrywania błędów wirnika. Do algorytmu identyfikacji zastosowano parametr 2-sekundowy.



Rys. 6. Szacowane rezystancje uzwojeń wirnika dla sprawnego i uszkodzonego wirnika, wyniki doświadczalne [2] (opis: cracked bars – pręty pęknięte, healthy rotor – wirnik sprawny)

Fig. 6. Estimated rotor winding resistances for a healthy and damaged rotor, experimental results [2]

Rysunek 6 pokazuje szacowanych rezystancji dla wirnika sprawnego i uszkodzonego. Można łatwo zauważyć, rezystancja wirnika wzrasta z powodu pęknięcia/pęknięć pręta/prętów. Amplitudy oscylacji rezystancji ocenianego wirnika również przejściowo rosną.

Usterki uzwojeń stojana

W kolejnym etapie została przeprowadzona eksperymentalna walidacja systemu wykrywania uszkodzeń stojana. System był testowany dla 2, 3, 5 i 7 skróconych zwojów w fazie A. Można zauważyć gwałtowne zmniejszanie wartości rezystancji badanego stojana z powodu zwarcia międzyzwojowego (rys. 7).

Rys. 7. Rezystancja uzwojeń stojana (a) i sygnały detektorów (b, c) podczas zwarcia międzyzwojowego w fazie A [2] (opis: stator fault – uszkodzenie stojana)

Fig. 7. Stator winding resistance (a) and detector signals (b, c) during A phase inter turn short-circuit [2]

Two induction motor failure detection systems have been proposed. The first was intended for detecting broken rotor bars, and the second to allow detecting an inter turn short-circuit in the stator windings. Both systems were based on the assumption that each type of fault in the windings would cause a significant change in the values of the motor internal parameters, therefore the observation and analysis of ongoing changes in these parameters would allow to detect any faults or damage. The estimators of the induction motor parameters were based on the MRAS technique (**Model Reference Adaptive System**) and used to calculate the rotor and stator resistance. The obtained resistance values were then used in simple detection algorithms based on derivative calculations. The data collected from simulation and experimental studies were convergent, which confirms the validity of the proposed systems [2].

An interesting monitoring method, which enables taking preemptive action to prevent the locomotive from becoming immobilized during a transport operation, was developed for the Czech series 757 locomotive modernized by the ZOS Zvolen factory [6].

The diagnostic system that it used enables the commissioning of procedures to remove faults displayed as an error code and facilitates the repair and maintenance of the locomotive.

The diagnostics system monitors the current asymmetry value. High asymmetry can have a significant impact on the connected traction motors. Significant current asymmetry may result in excessive losses in the rotors and stators of the motor and may lead to their complete destruction or the shutdown of the motor as a result of overheating. Although motors are designed with a consideration of a certain asymmetry margin, when a predefined threshold is exceeded, it becomes necessary to reduce the load on the motor or disconnect it from the power supply system entirely. The service life of motors is sharply reduced when high voltage asymmetry is present.

When an error occurs and an error message is displayed, the operator has the option of displaying the error details. These details include an in-depth description of the error that occurred, as well as further instructions on how to rectify the fault or what measures to take to continue safe driving.

The error report is forwarded to the vehicle maintenance crew, who can take action based on the information contained in the report.

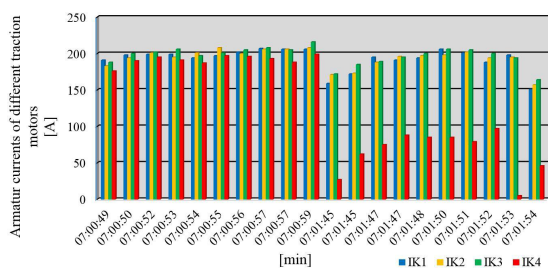


Figure 8 clearly shows that in its first part the rotor currents A graphic representation of such an event is shown in are approximately the same and that the control system shows no failure. Later (07:01:45), there is a clear difference between the currents marked IK1-IK3 compared to the current IK4, indicating the presence of a current asymmetry error. It can be seen that the currents of the 4th motor do not reach the

Zaproponowane zostały dwa systemy wykrywania uszkodzeń silników indukcyjnych. Pierwszy dla wykrywania pękniętych prętów wirnika i drugi dla wykrycia zwarcia międzyzwojowego w uzwojeniach stojana. Oba systemy oparto na założeniu, że każde uszkodzenie uzwojeń powoduje istotną zmianę wartości parametrów wewnętrznych silnika, zatem obserwacja i analiza zmian tych parametrów umożliwia wykrycie uszkodzeń. Estymatory parametrów silnika indukcyjnego oparto na technice MRAS (**Model Reference Adaptive System** - Model Odniesienia Systemu Adaptacyjnego) i zastosowano do obliczenia rezystancji wirnika i stojana. Uzyskane wartości rezystancji są wykorzystane w algorytmach prostego wykrywania opartych na obliczaniu pochodnej. Zgromadzone dane z symulacji i z badań doświadczalnych są zbieżne, co potwierdza użyteczność proponowanych systemów [2].

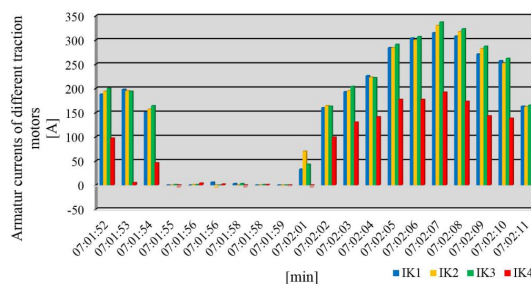
Interesującą metodę monitorowania, umożliwiającą uruchomienie wyprzedzającego działania zapobiegającego unieruchomieniu lokomotywy w trakcie pracy przewozowej, opracowano dla czeskiej lokomotywy serii 757 zmodernizowanej przez fabrykę ZOS Zvolen [6].

Zastosowany w niej układ diagnostyczny umożliwia uruchomienie procedur dla usunięcia uszkodzeń wyświetlonych jako kod błędu i ułatwia naprawę lokomotywy.

Układ diagnostyczny monitoruje wielkość asymetrii prądów. Duża asymetria może mieć istotny wpływ na podłączone silniki trakcyjne. Znacząca asymetria prądów może powodować nadmierne straty w wirnikach i stojanach silnika i może prowadzić do ich całkowitej destrukcji lub wyłączenia przeciążonego cieplnie silnika. Mimo, że silniki są projektowane z marginesem pewnej asymetrii, to gdy wcześniej zdefiniowany próg zostanie przekroczony, niezbędne będzie zredukowanie obciążenia silnika lub odłączenie go od układu zasilającego. Czas życia silników gwałtownie się skraca przy asymetrii wysokiego napięcia.

Gdy pojawi się błąd i zostaje wyświetlona informacja o błędzie, operator ma możliwość wyświetlenia szczegółów błędu. Te szczegóły zawierają pogłębiony opis błędu, który się pojawił, a także dalsze instrukcję jak usunąć usterkę lub jakie środki podjąć dla kontynuowania bezpiecznej jazdy.

Raport o błędzie jest przekazywany przez łącza dalej do załogi odpowiedzialnej za utrzymanie pojazdu, która może podjąć działania oparte na informacji zawartej w raporcie.



Rys. 8. Pojawienie się zakłóceń w napędzie(po lewej). Przebieg uszkodzenia i odblokowania napędu (po prawej) (opis: armatur currents of different traction – prądy twornika różnych się napędów

Fig. 8. The appearance of faults in the drive system (on the left) and the process of failure and unlocking the drive (on the right)

Graficzny obraz zjawiska przedstawiony został na rys. 8. Na rysunku 8 wyraźnie widać, że w jego pierwszej części prądy wirników są w przybliżeniu takie same i że system kontroli nie wskazuje uszkodzenia. Później (07:01:45) pojawia się wyraźna różnica między prądami oznaczonymi IK1-IK3 w porównaniu do

expected value and that the failure manifests itself even after intervention (07:02:01) by the control system.

Current asymmetry can occur as a result of several problems, such as:

- wear and tear of brushes
- deformation of the brush assembly (mechanical damage to ceramic insulators)
- overheating and loosening of the stator poles and their connections.

Modern power electronic components used in rail vehicles are equipped with diagnostic systems that halt the operation of a component in the event where its condition deteriorates, which would risk further degradation until the point of failure. An example of such a device is the Medcom SFT-1800k-3000 traction converter used in the type 111DE locomotive. The trainset includes the following devices: two traction inverters, a PSM-125-SiC static converter, a ZT-1000 rectifier and a ZB24DC400 emergency power supply [3].

e) The traction engine is connected to the traction gear, therefore it is reasonable to assess and forecast the condition of not only the engine itself, but also the entire engine-transmission system.

The functional unit of a type 4E and 201E locomotives engine-transmission system with an EE541b traction engine along with the drive system was selected as the test object for analysis for the research carried out by IPS "Tabor". Symptoms indicative of the technical condition of the assembly, such as thermal condition and vibrations over time for a vehicle in motion, can be used in order to assess its condition in operation. When selecting this model, the following aspects were taken into account:

- the possibility of using the selected model for locomotives of various types
- the possibility of carrying out research on a test stand at IPS "Tabor" in Poznań.

A vibration sensor (accelerometer) located on the bearing housing picked up the vibrations generated by the bearings and gear. The information necessary to accomplish this was obtained from the frequency (spectral) analysis of vibrations obtained from splitting the vibration signal into harmonic components with specific frequencies corresponding to a given damage type. The tests were performed for the entire model (bearing and transmission) as well as for the minimum configuration, meaning only for the traction motor bearing.

For this purpose, a simple model of a rigid bearing single-stage gear with straight teeth was developed. A finite bearing compliance has been assumed, as it does not significantly affect the dynamic phenomena and therefore the bearing can be tested separately.

Guidelines for laboratory tests were developed, the purpose of which was to detect changes in the technical condition in operation, thus indicating the relationship

prądu IK4, wskazując błąd asymetrii prądów. Można zauważyć, że prądy 4-tego silnika nie osiągają oczekiwanej wartości, i że uszkodzenie objawia się nawet po interwencji (07:02:01) systemu sterowania.

Asymetria prądów może być wywołana kilkoma przyczynami, np.:

- zużyciem szczotek
- deformacją montażu szczotek (uszkodzenie mechaniczne izolatorów ceramicznych)
- nadpaleniem i poluzowaniem biegunów stojana i ich połączenia.

Nowoczesne podzespoły energoelektroniczne stosowane w pojazdach szynowych wyposażone są w układy diagnostyczne, zapobiegające eksploatacji podzespołu w sytuacji pogorszenia jego stanu, co prowadziłoby do dalszej degradacji podzespołu. Przykładem takiego urządzenia jest przekształtnik trakcyjny SFT-1800k-3000 firmy Medcom zastosowany w lokomotywie typu 111DE. W skład zespołu wchodzi następujące urządzenia: dwa falowniki trakcyjne, przetwornica statyczna PSM-125-SiC, prostownik ZT-1000 oraz zasilacz buforowy ZB24DC400 [3].

e) Silnik trakcyjny jest ściśle powiązany z przekładnią trakcyjną, dlatego zasadne jest ocenianie i prognozowanie stanu nie tylko samego silnika, lecz także całości jaką stanowi układ silnik – przekładnia.

Jako obiekt do analiz w ramach prac badawczych prowadzonych przez IPS „Tabor” został wybrany zespół funkcjonalny silnik trakcyjny – przekładnia lokomotyw typu 4E i 201E z silnikiem trakcyjnym EE541b jako obiektem prognozowania układu biegowego pojazdu trakcyjnego. Dla oceny jego stanu wykorzystywane mogą być symptomy stanu technicznego zespołu, takie jak stan cieplny i drgania w czasie w ruchu pojazdu. Przy wyborze tego modelu uwzględniono:

- możliwości wykorzystania wybranego modelu do różnych typów lokomotyw
- możliwości realizacji badań na stanowisku badawczym w IPS "Tabor" w Poznaniu.

Czujnik drgań (akcelerometr) na obudowie łożyska odbierał drgania generowane przez łożyska i przekładnię. Niezbędne informacje uzyskano na podstawie analizy częstotliwościowej (widmowej) drgań polegającej na rozłożeniu sygnału drganiowego na składowe harmoniczne o określonych częstotliwościach odpowiadających danym uszkodzeniom. Badania wykonano dla całego modelu (łożysko i przekładnia) i dla konfiguracji minimalnej, tylko dla łożyska silnika trakcyjnego.

Dla postawionego celu opracowano prosty model sztywno ułożyskowanej przekładni jednostopniowej o zębach prostych. Wprowadzono skończoną podatność łożysk, gdyż nie wpływa to w sposób istotny na zjawiska dynamiczne i w związku z powyższym łożysko można badać oddzielnie.

between the features of the transmission system and the vibroacoustic parameters. The dynamic phenomenon assessment was done in conjunction with the typical damage types, which led to the transmission evaluation criteria (frequency bands, V_{eff} , A_{peak} , V_{peak}) being defined [11].

4. Railway vehicle additional equipment

Starting the locomotive drive system requires providing voltage to the traction motors, which takes place by switching on/starting the power supply system, i.e. the pantograph, main switch, power electronic converters as well as so-called linear contactors. The condition for the effectiveness of such a sequence of actions is an efficient, reliable source of energy powering the control and auxiliary circuits, which is typically a battery set. For this reason, it is important to correctly and on an ongoing basis assess its current and predicted condition.

The critical parameters, those whose condition should be monitored in order to maintain the mobility of the vehicle at the required level, in the case of primary and secondary sources of electric energy include:

- the service life of galvanic cells; the expected end-dates of use for each energy source should be entered into the permanent memory of the vehicle control and diagnostics system along with a feedback information reminding about the need to replace the devices with new ones in advance
- number of battery charge/discharge cycles; the number of charges and discharges should be recorded and updated in the permanent memory of the vehicle control and diagnostic system
- temperature increase during operation; the temperature should be monitored continuously and any cases of exceeding the threshold value should be detected, and whenever the limit value is exceeded, the charging should be stopped or the charging/discharging current should be reduced)
- battery charging/discharging voltage and current; if it is found that:
 - charging takes too long (required end voltage cannot be achieved)
 - the charging current is too low
 - there is an unexpected and rapid rise in the temperature of the device
 - the end discharge voltage is too low,

In each such case the charging source should be immediately disconnected and inspected and the entire battery or some of its cells might need to be replaced.

Manufacturers' guidelines should also be entered into the internal memory of charging device drivers and vehicle controllers that supervise the load applied to the energy sources.

Additionally, the batteries included in the auxiliary equipment set should be similarly monitored. In some

Opracowano wytyczne do badań laboratoryjnych, których celem było wykrycie zmian stanu technicznego w procesie jej eksploatacji, wskazując na związki między cechami przekładni, a parametrami wibroakustycznymi. Oceniono zjawisko dynamiczne w powiązaniu z powstającymi typowymi uszkodzeniami, co pozwoliło określić kryteria oceny przekładni (pasma częstotliwości, V_{skut} , A_{szczyt} , V_{szczyt}) [11].

4. Wyposażenie dodatkowe pojazdu kolejowego

Uruchomienie napędu trakcyjnego wymaga podania napięcia silnikom trakcyjnym, w wyniku załączenia/uruchomienia układu zasilania, tj. pantografu, wyłącznika głównego, przekształtników energoelektronicznych oraz tzw. liniowych styczników. Warunkiem skuteczności takiej sekwencji działań jest sprawne, wydajne źródło energii zasilającej obwody sterowania i pomocnicze, jakim jest bateria akumulatorów. Z tego powodu istotna jest prawidłowa, bieżąca ocena jej aktualnego i prognozowanego stanu.

Do parametrów krytycznych, których stan należy nadzorować w celu utrzymania zdolności ruchowej pojazdu na założonym poziomie, w przypadku pierwotnych i wtórnych źródeł energii elektrycznej należą:

- okres użytkowania ogniw galwanicznych; należy wpisać do pamięci nieulotnej systemu sterowania i diagnostyki pojazdu aktualne daty końcowe eksploatacji dla każdego źródła energii i odpowiednio wcześniej informować o konieczności wymiany źródła na nowe
- liczba cykli ładowania / rozładowania akumulatorów; należy odnotowywać w pamięci nieulotnej systemu sterowania i diagnostyki pojazdu liczbę ładowań i rozładowań
- przyrost temperatury podczas pracy; należy mierzyć temperaturę i wykrywać przekroczenie jej wartości progowej, a w razie jej przekroczenia należy przerwać ładowanie lub zmniejszyć prąd ładowania / rozładowania)
- napięcie i prąd ładowania / rozładowania akumulatorów; w razie stwierdzenia, że:
 - ładowanie trwa zbyt długo (nie osiąga się wymaganego napięcia końcowego)
 - prąd ładowania jest zbyt niski
 - następuje podejrzenie szybkiego przyrostu temperatury źródła
 - napięcie końcowe rozładowania jest zbyt niskie,należy niezwłocznie odłączyć źródło ładowania, dokonać przeglądu i ewentualnie wymienić całą baterię lub część jej ogniw.

Wytyczne producentów powinny być wprowadzone do pamięci sterowników urządzeń ładujących i sterowników pojazdu nadzorujących obciążenia źródeł energii.

devices, such as in the electronic driving data recording device type EFA15 by Deuta-Werke, the parameters of its internal battery are monitored, and in the event of detecting that it is in poor technical condition, a signal is given to take preventive actions, in accordance with the instructions, as shown in Fig. 9.

11 Opis charakterystycznych usterek metod ich usuwania

11 Opis charakterystycznych usterek metod ich usuwania

11.1 Sygnalizacja stanów roboczych (LED)

<p>Dioda pulsuje ciągle na przemian w kolorach zielonym / żółtym:</p> <p>Do wykonania:</p>	<p>OSTRZEŻENIE! Urządzenie EFA15 pracuje poprawnie. Kod pulsowania oznacza, że kończy się żywotność baterii buforującej RTC (jeżeli urządzenie jest wyposażone w buforowany baterią zegar RTC). Wymienić baterię RTC lub zwrócić się do naszego serwisu.</p>
--	---

Rys. 9. Zalecenie działania w przypadku złego stanu baterii wewnętrznej EFA15

Fig. 9. Recommendation to take action in case of fault detection in the EFA15 internal battery

Predicting the condition of the on-board energy sources is necessary for early detection and to avoid damage to the devices, this reduces the impact of the deteriorating conditions as well as ensures safe and uninterrupted operation of these energy sources.

The criteria for secondary energy sources can also be successfully applied to capacitor energy storage systems. The durability of modern supercapacitors reaches over 106 full charge/discharge cycles, which, assuming 104 cycles per month on average, ensures over 8 years of operation [8].

5. An example of a diagnostic system implementation on a traction rail vehicle

An example of an implemented and tested diagnostic system is the EU07A control and diagnostics system for the EU07A locomotive, developed by a team of specialists from the Institute of Rail Vehicles "TABOR", which performs basic control functions, i.e. normal driving or simplified driving [12].

In addition, a **local diagnostics system (driver's operator panels)** was developed and implemented as an element of the control system.

The operator panel is turned on after the locomotive camshaft in a given cabin is engaged. After the system start a welcome screen appears, which also shows initial diagnostics of all the basic elements of the locomotive. When the system detects an error, the message NO DRIVE AUTHORIZATION is displayed.

When all systems are operational, the DRIVE AUTHORIZATION message is displayed and then the **Drive** home screen is displayed, from which it is possible to go to the next screens:

- *Current messages*: preview of current failure states and notifications
- *Options*: selection of additional functions when the locomotive is stationary
- *Miniature circuit breakers*: on (green) or off (red) state of the miniature circuit breakers. The

Podobnie należy monitorować baterie akumulatorów w wyposażeniu pomocniczym. W niektórych urządzeniach, np. w elektronicznym urządzeniu do rejestracji danych jazdy typu EFA15 firmy Deuta-Werke monitorowane są parametry jej akumulatora wewnętrznego, a w przypadku jego złego stanu następuje sygnalizacja o konieczności podjęcia działań zapobiegawczych, zgodnie z instrukcją, jak pokazano na rys. 9.

Prognozowanie stanu pokładowych źródeł energii jest konieczne w celu umożliwienia wczesnego wykrycia lub uniknięcia uszkodzeń, co służy ograniczeniu ich skutków i zapewnia nieprzerwaną eksploatację tych źródeł.

Kryteria dotyczące wtórnych źródeł energii można z powodzeniem zastosować także do kondensatorowych zasobników energii. Trwałość współczesnych superkondensatorów wynosi ponad 10^6 pełnych cykli ładowania / rozładowania, co przy założeniu 10^4 cykli miesięcznie, zapewnia ponad 8 lat eksploatacji [8].

5. Przykład wdrożenia układu diagnostycznego na trakcyjnym pojeździe szynowym

Przykładem wdrożonego i przetestowanego systemu diagnostycznego jest opracowany przez zespół specjalistów Instytutu Pojazdów Szynowych „Tabor” system sterowania i diagnostyki lokomotywy EU07A, który realizuje podstawowe funkcje sterowania, tj. jazdę normalną lub jazdę w trybie uproszczonym [12].

Ponadto opracowano i wdrożono układ **diagnostyki lokalnej (panele operatorskie maszynisty)** jako element systemu sterowania.

Załączenie panelu operatorskiego następuje po załączeniu rozrządu lokomotywy w danej kabinie. Po uruchomieniu systemu pojawia się ekran powitalny będący również ekranem wstępnej diagnostyki wszystkich podstawowych elementów lokomotywy. Gdy system wykryje błąd następuje wyświetlenie informacji BRAK ZEZWOLENIA NA JAZDĘ.

W przypadku gdy wszystkie systemy są sprawne wyświetlona zostaje informacja ZEZWOLENIE NA JAZDĘ, a następnie zostaje wyświetlony ekran główny **Jazda**, a z niego możliwe jest przejście do kolejnych ekranów:

- *Aktualne komunikaty*: podgląd bieżących stanów awaryjnych oraz powiadomień
- *Opcje*: wybór dodatkowych funkcji na postoju lokomotywy
- *Wyłączniki nadprądowe*: stan włączenia (kolor zielony) lub wyłączenia (kolor czerwony) wyłączników nadprądowych. Wyłączniki oznaczone są symbolami wg schematu
- *Diagnostyka świateł pojazdu*: przedstawia w jakiej pozycji są światła reflektorów lokomotywy
- *Tablica pneumatyczna*: przedstawia schemat tablicy pneumatycznej wraz z różnymi wskazaniem dotyczącymi stopnia hamowania, ciśnień w przewodach hamulcowych, itp.

switches are marked with symbols as shown in the diagram

- *Vehicle headlight diagnostics*: shows the position of the locomotive headlamps
 - *Pneumatic board*: shows a diagram of the pneumatic board with various indicators regarding braking rate, brake line pressures, etc.
 - *System diagnostics*: shows a diagram of the location of the various control system components. In case of any conflict in any of the elements, the block is highlighted in red.
- After selecting the appropriate tab, screens describing the correct operation of the system components are displayed:
- a) vehicle drive system
 - b) the anti-skid system
 - c) pneumatic board
 - d) manipulator control system
 - e) air preparation system
 - f) an auxiliary converter
 - g) speedometer
 - h) LV cabinets.
- *Brake tests*: allows the driver to perform the series of required tests, both for the functioning of the brake itself as well as for the potential pressure drops in the pneumatic system
 - *Error log*: contains messages, a list of possible failures and notifications. Along with the message and the time when it a given event was registered by the system.

The second system that has been developed and implemented was the **remote diagnostics** (HUB diagnostic controller and GSM modem).

GSM modems enable data transmission over a vast area covering the operating range of a given train operator's network. The use of GSM transmission eliminates the need for a delegated employee to be on the vehicle only in order to collect diagnostic data from a vehicle that is often several hundred kilometers away from the company's headquarters. It also allows to minimize costs and reasonably reduce the employees' workload, as the collection of diagnostic data is performed automatically around the clock. All this data is transferred directly to the computer at the dispatcher's central hub or data processing center.

The EU07A locomotive has a permanent built-in GSM modem, thanks to which it is possible to monitor the operation of the entire locomotive control system on an ongoing basis, i.e. a dozen or so controllers exchanging data via the CAN bus.

The addition of prediction capabilities in diagnostic systems depends on the effectiveness of their ability to identify trends and changes in the values of the monitored parameters. The usefulness of various prediction methods for diagnostic systems allows them to be assigned to the following groups:

- classical extrapolation of time series values
- adaptive trend models

- *Diagnostyka układu*: przedstawia schemat rozmieszczenia poszczególnych elementów systemu sterowania. W razie jakiegokolwiek konfliktu któregoś z elementów następuje podświetlenie danego bloku na czerwono.

Po wybraniu odpowiedniej zakładki wyświetlane są ekrany określające poprawność pracy elementów systemu:

- a) napędu trakcyjnego
- b) układu przeciwoślizgowego
- c) tablicy pneumatycznej
- d) sterownika manipulatora
- e) układu uzdatniania powietrza
- f) przetwornicy pomocniczej
- g) prędkościomierza
- h) szafy NN.

- *Próby hamulca*: umożliwia maszyniście przeprowadzenie szeregu wymaganych prób, zarówno samego hamulca jak i szczelności systemu pneumatycznego

- *Rejestr awarii*: zawiera komunikaty, listę ewentualnych awarii i powiadomienia. Wraz z komunikatem zapisany zostaje czas wystąpienia danego zdarzenia.

Drugim opracowanym i uruchomionym układem jest **diagnostyka zdalna** (sterownik diagnostyczny HUB oraz modem GSM).

Modemy GSM umożliwiają przesyłanie danych na rozległym obszarze obejmującym zasięg działania sieci danego operatora. Zastosowanie transmisji GSM eliminuje konieczność przebywania na pojeździe pracownika oddelegowanego jedynie w celu zebrania danych diagnostycznych z pojazdu znajdującego się często kilkaset kilometrów od siedziby firmy. Pozwala on również zminimalizować koszty i racjonalnie wykorzystać czas pracy pracowników, gdyż zbieranie danych diagnostycznych odbywa się automatycznie przez całą dobę. Dane te przekazywane są bezpośrednio na komputer znajdujący się u dyspozytora.

W lokomotywie EU07A zabudowano na stałe modem GSM, dzięki czemu możliwe jest na bieżąco śledzenie działania całego systemu sterowania lokomotywy, tj. kilkunastu sterowników wymieniających dane po magistrali CAN.

Realizacja prognoz w systemach diagnostycznych uwarunkowana jest efektywnością procesu identyfikacji trendu zmian wartości kontrolowanych symptomów. Przydatność różnych metod prognozowania dla systemów diagnostycznych pozwala przypisać je do następujących grup:

- klasyczna ekstrapolacja wartości szeregów czasowych
- adaptacyjne modele trendu
- autonomiczna ekstrapolacja procesów stochastycznych
- modele obserwatora zmian monitorowanego stanu dynamicznego, opisanego stochastycznymi

- autonomous extrapolation of stochastic processes
- observer models of changes in the monitored dynamic states, described by stochastic differential equations
- statistical models of symptomatic changes.

6. Conclusion

The available scientific publications broadly describe the progress and results of diagnostic systems research and development works for various components used in rail vehicles. This article is limited to describing just a few examples relating to the electrical systems used in these vehicles. However, it should be emphasized that the mechanical components of rail vehicles and their diagnostics are also the subject of extensive research and analysis.

While the systems for diagnosing the condition of electrical components installed in rail vehicles are already becoming more commonly used, predicting the condition of these components will be in for the near future requires continued research and development in this field as well as the consistent and successive implementation of the obtained results.

- równaniami różniczkowymi
- statystyczne modele symptomatycznych zmian.

5. Podsumowanie

Dostępne publikacje naukowe szeroko opisują przebieg i wyniki prac badawczo-rozwojowych dotyczących układów diagnostycznych różnych podzespołów stosowanych w pojazdach szynowych. W niniejszym artykule ograniczono się do opisanie kilku przykładów dotyczących elektrycznych układów tych pojazdów. Należy jednak podkreślić, że mechaniczne podzespoły pojazdów trakcyjnych są także tematem szeroko zakrojonych badań i analiz.

O ile układy diagnozujące stan podzespołów elektrycznych zabudowanych w trakcyjnych pojazdach szynowych są już coraz szerzej stosowane, to prognozowanie przyszłego stanu tych podzespołów wymaga kontynuowania prac badawczo-rozwojowych w tym zakresie oraz ich konsekwentnego i sukcesywnego wdrażania.

Bibliography / Bibliografia

- [1] Barański M., Decner A., Jarek T., Polak A.: *Autonomous, telemetric, multi-channel system of data acquisition to monitor the traction electric machines*. *Pojazdy Szynowe* nr 4/2016. DOI.org/10.53502/RAIL-138749
- [2] Bednarz S. A., Dybkowski M.: *Induction motor windings faults detection using flux-error based MRAS estimators*. *Diagnostyka*. 2019; vol. 20(2). DOI.org/10.29354/diag/109092
- [3] *Dokumentacja techniczno-ruchowa przeksztaltników trakcyjnych SFT-1800k-3000*. MEDCOM Sp. z o.o. NL780012, 14.04.2020
- [4] Durzyński Z.: *Diagnozowanie i prognozowanie stanu technicznego podstawowych podzespołów napędu trakcyjnego*. 11th International Scientific Conference - Modern Electric Traction. Politechnika Warszawska 2013
- [5] Durzyński Z.: *Katalog uszkodzeń i usterek systemów i układów na tle architektury pojazdu*. *Pojazdy Szynowe* 3/2012 .DOI.org/10.53502/RAIL-139440
- [6] Kašiar L. i inni: *Diagnostics of electric motor of locomotive series 757*. *Diagnostyka*. 2016; 17(3)
- [7] Kowalski S., Sowa A.: *Ocena stanu technicznego agregatów prądowców lokomotyw spalinowych podczas badań na hamowni*. *Pojazdy Szynowe* nr 3/2010. DOI: <https://doi.org/10.53502/RAIL-139725>
- [8] Łastowski M.: *Ocena i prognozowanie stanu pokładowych chemicznych źródeł energii elektrycznej*. *Pojazdy Szynowe* nr 3/2012. DOI.org/10.53502/RAIL-139447
- [9] *Rozporządzenie Komisji (UE) nr 1302/2014 z dnia 18 listopada 2014 r. w sprawie technicznej specyfikacji interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „Tabor — lokomotywy i tabor pasażerski” systemu kolei w Unii Europejskiej*
- [10] *Rozporządzenie Wykonawcze Komisji (UE) 2019/776 z dnia 16 maja 2019 r. zmieniające rozporządzenia Komisji (UE) nr 321/2013, (UE) nr 1299/2014, (UE) nr 1301/2014, (UE) nr 1302/2014 i (UE) nr 1303/2014, rozporządzenie Komisji (UE) 2016/919 oraz decyzję wykonawczą Komisji 2011/665/UE w odniesieniu do dostosowania do dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2016/797 oraz realizacji celów szczegółowych określonych w decyzji delegowanej Komisji (UE) 2017/1474*
- [11] *Sprawozdanie merytoryczne z wykonanych badań przemysłowych (stosowanych) i prac rozwojowych w ramach projektu rozwojowego Nr R10 0048 06*. <http://www.tabor.com.pl/wp-content/uploads/2013/03/raport-do-Poj-Szyn.pdf>
- [12] Stypka M. i inni: *Układ diagnostyki w systemie sterowania zmodernizowaną lokomotywą EU07A*. *Pojazdy Szynowe* nr 4/2012. doi.org/10.53502/RAIL-139455
- [13] *Szablon dokumentacji systemu utrzymania dla pojazdów kolejowych*. <https://www.utk.gov.pl/pl/aktualnosci/16359,Szablon-dokumentacji-systemu-utrzymania-dla-pojazdow-kolejowych.html?search=367602451>

Running gears of sets of freight wagons coupled with diesel or electric traction vehicle

Układy biegowe zespołów wagonów towarowych sprzęgniętych z pojazdem trakcyjnym spalinowym lub elektrycznym

The article presents a review of the constructional solutions of running gears of freight wagons resulting from the requirements of national and European regulations. A short characteristic of traction vehicles operating in freight traction is presented. The main types of bogies used in Poland and Europe, mainly the family of bogies of Y25 type, are described. A brief historical overview of the running systems of freight wagons is provided. A brief historical outline of the running gears of freight wagons is contained. Requirements of the interchangeability of the running gear as a standard gear are presented. The main issues related to the design of running gears, requirements, criteria, technical specifications are discussed.

W artykule przedstawiono przegląd rozwiązań konstrukcyjnych układów biegowych wagonów towarowych wynikających z wymagań zawartych w krajowych jak i europejskich przepisach. Przedstawiono krótką charakterystykę pojazdów trakcyjnych poruszających się w trakcji towarowej. Opisano główne typy wózków stosowanych w Polsce i Europie przede wszystkim rodzinę wózków typu Y25. Zawarto krótki rys historyczny układów biegowych wagonów towarowych. Przedstawiono wymagania zamienności układu biegowego jako układu standardowego. Omówiono główne zagadnienia związane z projektowaniem układów biegowych, wymaganiami, kryteriami, specyfikacją techniczną.

Keywords: *running gear, freight traction, standard running gear, Y25, requirements for running gear,*

Słowa kluczowe: *układ biegowy, trakcja towarowa, układ biegowy standardowy, Y25, wymagania dla układów biegowych,*

1. INTRODUCTION

Transport is called the transport of people or goods from point A to point B. Due to the widely developed network of worldwide supplies, currently transport plays a crucial role for the world economy, as it affects the supplies of products for industry, services and directly to households.

The water transport, land transport (railway and road), air and special (e.g. pipeline) are included within the most important branches of transport. Currently, actions concerning limitation of negative impact of mentioned sectors on the environment are being taken all over the world. Currently, work is in progress to develop the solutions enabling the non-invasive assessment of ecological indicators of moving vehicles.

The rail transport of goods is carried out with using the freight wagons coupled with at least one active locomotive (diesel or electric), appropriately marked, having the authorized documents appropriate for the given transport, marked with a number and having a timetable.

We distinguish the following types of trains [9]:

1. WPROWADZENIE

Transportem nazywamy przewóz osób lub towarów z punktu A do punktu B. Ze względu na mocno rozbudowaną sieć ogólnosiwiatowych dostaw, obecnie transport pełni niewrażliwą rolę dla światowej gospodarki, gdyż ma wpływ na dostawy produktów dla przemysłu, usług oraz bezpośrednio do gospodarstw domowych.

Do najważniejszych gałęzi transportu zaliczamy: transport wodny, lądowy (kolejowy i drogowy), powietrzny i specjalny (np. rurociągowy). Obecnie na całym świecie podejmuje się działania dotyczące ograniczania negatywnego wpływu wymienionych sektorów na środowisko naturalne. Obecnie trwają prace nad opracowaniem rozwiązań umożliwiających bezinwazyjną ocenę wskaźników ekologicznych poruszających się pojazdów.

Transport szynowy towarów odbywa się przy wykorzystaniu wagonów towarowych sprzęgniętych z co najmniej jedną czynną lokomotywą (spalinową lub elektryczną), odpowiednio oznakowany, posiadający właściwe dla danego przewozu dokumenty dopuszczające, oznaczony numerem i posiadający rozkład jazdy.

- direct freight trains - they consist of the same type of freight wagons and are intended for transport of homogeneous type of cargo in mass quantities. Generally, they are the shuttle trains, the essence of which consists in moving of a compact set of freight wagons with cargo in one direction and empty wagons on the return journey. Between the transport of goods, there are - at turning points - loading and unloading operations.

- group freight trains - they can be composed of the same type of freight wagons or different types of freight wagons, but grouped according to the destination to which the given group of wagons will be directed. There may be from two to several wagon groups in a freight train. This type of freight train provides service of several destinations of cargo, especially when the part of the transport route of the individual groups of wagons - from the point of shipment to the point of destination - is the same. During the transport, at an optimal point for this purpose, the group freight train is divided and the wagon groups are directed to the individual destinations as the newly formed freight trains.

- intermodal freight train - composed of freight wagons intended for the transport of loading units (such as containers, semitrailers or whole trucks).

- transfer and collective trains - intended to service the loading points belonging to the service area of a given marshalling yard. Their purpose is to deliver wagons to these points (loaded and ordered empty for loading) and to collect wagons (after unloading or loaded). After delivery to the marshalling yard, the wagons are formed into the new trains and directed on their way.

Section trains - intended to transport services between marshalling yards. Among this type of trains the long-distance freight trains can be distinguished, the route of which passes through at least one marshalling yard.

As mentioned above, a diesel locomotive is very often used as a power source in freight trains - due to the still insufficient electrification of railway lines in Poland. Currently the existing locomotives can be divided into two types:

- shunting - very often bidirectional, enabling safe and quick work related to shunt the goods. Locomotives of this type have a significantly different character of work compared to locomotives used in passenger and freight traffic. A large percentage of the work is done by the engine at idle and small loaded. The nature of the cargo is one of the reasons of high fuel consumption [3].

- for tractive work - having much more power than shunting ones and moving at higher speeds.

A diesel locomotive is distinguished by definite specificity, which enables its trouble-free use and increases the scope of activities. The tare weight index of diesel tractive locomotives, related to the power at the circumference of the driving wheels, remains at the level of 50-60 kg/kW, and the unit mass of the drive

Rozróżniamy następujące typy pociągów [9]:

- pociągi towarowe bezpośrednie - składają się z tego samego rodzaju wagonów towarowych i przeznaczone są do przewozu jednorodnego rodzaju ładunku w masowych ilościach. Zasadniczo są to pociągi towarowe wahadłowe, których istota przewozu polega na przemieszczaniu się zwartego składu wagonów towarowych z ładunkiem w jednym kierunku i wagonów próżnych w drodze powrotnej. Pomiędzy przewozem ładunków następują - w punktach zwrotnych - operacje załadunku i rozładunku.

- pociągi towarowe grupowe - zestawione mogą być z tego samego rodzaju wagonów towarowych albo różnych rodzajów wagonów towarowych, ale zgrupowanych według miejsc przeznaczenia, do jakiego dana grupa wagonów będzie kierowana. Może być od dwóch do kilku grup wagonowych w pociągu towarowym. Ten typ pociągu towarowego umożliwia obsługę kilku punktów docelowych ładunku, szczególnie wtedy, gdy część trasy przewozu poszczególnych grup wagonów - od punktu nadania do punktu przeznaczenia - pokrywa się. W trakcie przewozu, w optymalnym do tego celu punkcie, pociąg towarowy grupowy jest dzielony, a grupy wagonowe kierowane są do poszczególnych punktów docelowych jako nowo sformowane pociągi towarowe.

- pociąg towarowy intermodalny - zestawiony z wagonów towarowych przeznaczonych do przewozów jednostek ładunkowych (takich jak kontenery, naczepy samochodowe lub całe samochody ciężarowe).

- pociągi zdawcze i zbiorowe - przeznaczone są do obsługi punktów ładunkowych przynależnych do rejonu obsługi danej stacji rozrządowej. Ich przeznaczeniem jest dostarczanie do tych punktów wagonów (ładownych i zamówionych próżnych pod załadunek) oraz zabieranie wagonów (po rozładunku albo załadowanych). Wagony po dostarczeniu na stację rozrządową są formowane w nowe pociągi i kierowane w dalszą drogę.

Pociągi odcinkowe - przeznaczone są do obsługi przewozów pomiędzy stacjami rozrządowymi. Wśród tego typu pociągów wyróżnić można pociągi towarowe dalekobieżne, których trasa przejazdu przebiega tranzytem przez co najmniej jedną stację rozrządową.

Jak wyżej wspomniano jako źródło napędu w pociągach towarowych wykorzystywana jest bardzo często - ze względu na ciągle niewystarczającą elektryfikacją linii kolejowych w Polsce - lokomotywa spalinowa. Obecnie istniejące lokomotywy możemy podzielić na dwa typy:

- manewrowe - bardzo często dwukierunkowe, umożliwiające bezpieczną i szybką pracę związaną z przetokami towarów. Lokomotywy tego typu mają znacząco inny charakter pracy w porównaniu do lokomotyw użytkowanych w ruchu pasażerskim i towarowym. Duży procent pracy przypada na pracę silnika na biegu jałowym i małym obciążeniu. Charakter ładunku

system is approx. 20 kg/kW. Of course, the power of diesel locomotives is systematically increased so that they can be operated to an even greater extent. There are locomotives with a power of over 2200 kW built in the Co-Co system, but in Europe, including Poland, the average power of the used construction is up to 1500 kW. This is because these machines often also play a transfer-shunting role. There is also a separate group of shunting diesel locomotives with a power of up to 500 kW. Such constructions are used during shunting the small groups of wagons, therefore they have an side sill – without bogie system of the running gear part [7].

A very important element worth paying attention to is the locomotive drive. In most designs, it is concentrated in one engine and even when there are the variable load conditions. At the same time, the modern combustion engines are created to concentrate the high power in a single unit, while remaining its low weight. The following parameters determine this:

- the average useful pressure, which is at a level of 23 bars
- rated revolutions, which are in the range 1000–2300 per minute.

The average speed of the piston is also important which in most locomotives it does not exceed 12 m/s. Moreover, the modern engines show a minimum of 190–205 g/kWh, while the consumption of lubricating oil usually do not exceed 0,15% of the consumption of fuel.

In the case of electric/hybrid locomotives (e.g.111DE locomotive) the tractive characteristics during traction with freight trains of 1500 – 3000 t is as follows [4]:

- a locomotive powered from the traction network, delivering power of 2 800 kW on a track without slope, will pull a train of wagons with a weight of 2 000 t at the travel speed of 110 km/h, with a drop of the shunting speed on a 7 ‰ hill to 53 km/h
- a locomotive powered by the traction unit, delivering power of 1560 kW on a track without slope, will pull the train of wagons with a weight of 2 000 t at the travel speed of 85 km/h, with a drop of shunting speed of 7 ‰ to 31 km/h.

The discussed locomotive (111DE) has been equipped with a modern generating set with the QSK60 combustion engine with a power of 2013kW (Fig. 1.1) with the SCR exhaust gas treatment system. The combustion engine meets the requirements of Directive 97/68/EC of the European Parliament and Council stage IIIB (cycle F)) [4].

From the above, it can be noticed that for electric traction there is no decrease in traction power for the nominal power of 2800 kW, because the power supply by a current collector allows the full use of the power of traction inverters and auxiliary converters. In the case of diesel traction, the power of the combustion engine is limited and additionally partially used for

jest między innymi przyczyną dużego zużycia paliwa [3].

- do pracy pociągowej – posiadające zdecydowanie większą moc w stosunku do manewrowych oraz poruszające się z większą prędkością.

Lokomotywa spalinowa wyróżnia się określoną specyfiką, która umożliwia jej bezproblemowe wykorzystywanie i zwiększa zakres działań. Wskaźnik masy własnej spalinowych lokomotyw pociągowych, odniesiony do mocy na obwodzie kół napędnych, pozostaje na poziomie 50–60 kg/kW, a jednostkowa masa samego układu napędowego wynosi ok. 20 kg/kW. Oczywiście moc lokomotyw spalinowych jest systematycznie powiększana, tak by możliwe było eksploataowanie ich w jeszcze większym stopniu. Istnieją lokomotywy o mocy ponad 2200 kW budowane w układzie Co-Co, jednak w Europie, w tym także w Polsce, przeciętna moc wykorzystywanych konstrukcji wynosi do 1500 kW. Dzieje się tak, ponieważ maszyny te niejednokrotnie pełną także rolę zdawczo – manewrową. Istnieje także osobna grupa lokomotyw spalinowych manewrowych, o mocy do 500 kW. Takie konstrukcje wykorzystywane są w przypadku przetaczania niewielkich grup wagonów, w związku z czym mają ostojnicowy – bezwózkowy układ części biegowej [7].

Bardzo ważnym elementem, na który warto zwrócić uwagę, jest napęd lokomotywy. W większości konstrukcji skupiony jest on w jednym silniku i to nawet w przypadku występowania zmiennych warunków obciążenia. Jednocześnie nowoczesne silniki spalinowe tworzone są tak, by skupić dużą moc w pojedynczym egzemplarzu, przy zachowaniu jego małej masy. Decydują o tym następujące parametry:

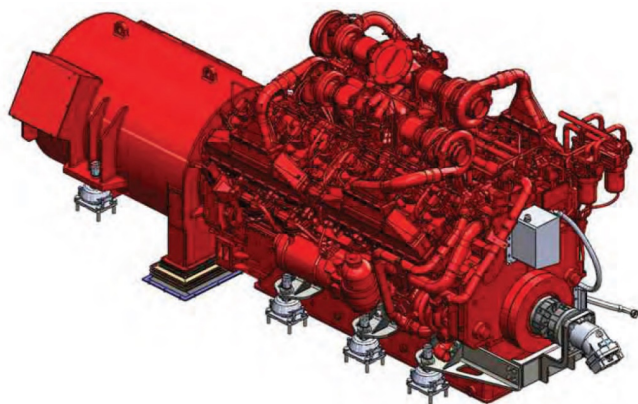
- średnie ciśnienie użyteczne, które kształtuje się na poziomie 23 barów
- obroty znamionowe, które mieszczą się w zakresie 1000–2300 na minutę.

Duże znaczenie ma także średnia prędkość tłoka, która w większości lokomotyw nie przekracza 12 m/s. Ponadto nowoczesne silniki wykazują minimum 190–205 g/kWh, natomiast rozchody oleju smarnego nie przekraczają zazwyczaj 0,15% rozchodów paliwa.

W przypadku lokomotyw elektrycznych/ hybrydowych (itp. Lokomotywa 111DE) charakterystyka pociągowa podczas trójki z pociągami towarowymi o masie 1500 – 3000 t kształtuje się następująco [4]:

- lokomotywa zasilana z sieci trakcyjnej, realizując moc 2800 kW na torze bez pochylenia pociągnie z prędkością przejazdu 110 km/h skład wagonów o masie 2000 t, przy spadku prędkości przetokowej na wzniesieniu 7‰ do 53km/h
- lokomotywa zasilana rzez agregat trakcyjny, realizując moc 1560 kW na torze bez pochylenia pociągnie z prędkością przejazdu 85 km/h skład wagonów o masie 2000 t, przy spadku prędkości przetokowej na wzniesieniu 7‰ do 31km/h.

supplying, etc. the hydrostatic drive of the cooling system fans. The difference in power for traction (passenger and freight) purposes results from the need to heat the passenger wagons in winter and cool them in summer [4].



Rys. 1.1 Agregat prądowórczy 3KV_{DC} [9]
Fig. 1.1 Power 3KV_{DC} generator [9]

Producent/Producer	Cummins
Typ/Type	QSK60 – L2700
Moc znamionowa/Rated power.....	2013 kW
Obroty znamionowe silnika spalinowego/ Nominal revolutions of the combustion engine.....	1800 obr/min/rpm
Ilość i układ cylindrów/ Number and configuration of cylinders	16 w układzie V/16 in V configuration
Masa silnika (zalanego)/Engine weight (flooded)	9159 kg
Jednostkowe zużycie paliwa/Elementary fuel consumption	204 g/kWh
Rozruch silnika/Engine starting-up.....	elektryczny/electric
Regulator pracy silnika/ Engine work regulator	elektroniczny/electronic
Norma emisji spalin/ Exhaust emission standard	etap IIIB wg dyrektywy 2004/26/WE/ stage III according to Directive 2004/26/EC

Due to the high competitiveness on the freight transport market, it becomes necessary to strive to build the vehicles that meet the requirements of high availability, functionality, versatility, in line with pro-ecological trends, economical in maintenance, with a low tare weight, characterized by the high payload.

W omawianej lokomotywie (111DE) zabudowano nowoczesny zespół prądowórczy z silnikiem spalinowym QSK60 o mocy 2013kW (rys. 1.1) z układem oczyszczania spalin SCR. Silnik spalinowy spełnia wymagania Dyrektywy 97/68/WE Parlamentu Europejskiego i Rady etap IIIB (cykl F) [4].

Z powyższego można zauważyć, że dla trakcji elektrycznej nie występuje spadek mocy na cele trakcyjne w stosunku do mocy nominalnej 2800 kW, ponieważ zasilanie przez odbierak prądu pozwala na pełne wykorzystanie mocy przekształtników trakcyjnych i przetwornic pomocniczych. W przypadku trakcji spalinowej, moc silnika spalinowego jest ograniczona i dodatkowo częściowo zużywana na zasilanie itp. układu hydrostatycznego napędu wentylatorów układu chłodzenia. Różnica w mocy na cele trakcyjne (osobowe i towarowe) wynika z konieczności ogrzewania zimą i chłodzenia latem wagonów osobowych [4].

Z uwagi na dużą konkurencyjność na rynku przewozu towarów, koniecznym staje się dążenie do budowy pojazdów spełniających wymogi wysokiej dyspozycyjności, funkcjonalności, uniwersalności, wpisujących się w tendencje proekologiczne, ekonomicznych w utrzymaniu, o niskiej masie własnej, charakteryzujących się dużą ładownością.

Istotnym podzespołem, decydującym o wielu parametrach wagonu towarowego, do jakich należą:

- masa usprężynowana i masa nieusprężynowana (masa omażnicowanego zestawu kołowego)
- wytrzymałość statyczna i zmęczeniowa elementów nośnych do jakich należą: rama, małżnice, elementy usprężynowania i układu hamulcowego, zestawy kołowe (koła i osie)
- dopuszczalna ładowność i prędkość
- bezpieczeństwo w warunkach jazdy quasi-statycznej podczas przejazdu przez tory o ograniczonej wichrowatości
- właściwości dynamiczne (dopuszczalne przyspieszenia pionowe i poprzeczne mierzone na małżnicach i ramie wózka) oraz siły oddziaływania na tor i elementy nawierzchni kolejowej
- zdolność do hamowania realizowaną na drogach hamowania określonych w przepisach, limitowaną przez odległość międzysygnalową
- przejezdność przez łuk o minimalnym promieniu ($R=35$ m lub $R=75$ m w zależności od typu wagonu towarowego – tego typu łuki nie występują na liniach kolejowych, a jedynie stanowią element infrastruktury wewnątrz zakładowej zakładów naprawczych taboru, hal produkcyjnych itp.)
- zdolność do wjazdu na promy o określonym kącie pochylania rampy i ewentualnie promieniu łuku toru,
- zdolność przejazdu przez rozjazdy i skrzyżowania toru

- suspended mass and non-suspended mass (mass of the wheelset with the axle-box)
- static and fatigue strength of load-bearing elements, which include: frame, axle - boxes, suspension and brake system elements, wheelsets (wheels and axles)
- permissible payload and speed
- safety in quasi-static riding conditions during riding on the tracks with limited twist
- dynamic properties (permissible vertical and lateral accelerations measured on axle- boxes and bogie frame) and forces acting on the track and track structure elements
- ability to braking on braking distances specified in the regulations, limited by the distance between signals
- passage on a curve with a minimum radius ($R = 35$ m or $R = 75$ m depending on the type of freight wagon - such curves do not occur on the railway lines, but are only an element of infrastructure inside the company's rolling stock repair plants, production halls, etc.)
- ability to enter ferries with a specific ramp inclination angle and possibly the track curve radius,
- ability to pass through turnout and crossings of track
- ability to ride over humps, track brakes and other infrastructure brake equipment
- level of maintenance and repair works of the wagon that must be performed to keep the vehicle in working order
- safety and occupational health during unloading and loading of the wagon, the level of vibration emission, oscillations and shocks (shock loads)
- level of noise emissions to the environment
- wear resistance of parts and level of corrosion protection
- adjusting ability on a wide track with a gauge of 1520 mm
- ability to cooperation (compatibility) with relevant infrastructure devices and devices for railway traffic control (SRK)
- providing high reliability through the appropriate design of structural nodes that do not require repairs and maintenance and the use of generally available spare parts
- optimal use of the cargo space by using the compact structures in the lower parts of the wagon
- space for assembly and disassembly of the automatic coupler (AK)
- providing the minimum and maximum allowable height of the buffers and screw coupler (or AK) relative to the level of rail
- zdolność przejazdu przez górki rozrządowe, hamulce torowe oraz inne urządzenia hamulcowe infrastruktury
- poziom prac konserwacyjno – naprawczych wagonu, które należy wykonać, aby utrzymać pojazd w stanie gotowości do eksploatacji
- bezpieczeństwo i higiena pracy podczas rozładunku i załadunku wagonu, poziom emisji drgań, wibracji i wstrząsów (obciążeń udarowych)
- poziom emisji hałasu do środowiska naturalnego
- odporność części na zużycie i poziom zabezpieczenia przed korozją
- zdolność do przestawności na szeroki tor o prześwicie 1520 mm
- zdolność do współpracy (kompatybilność) z odpowiednimi urządzeniami infrastruktury i urządzeniami do sterowania ruchem kolejowym (SRK)
- zapewnienie wysokiej niezawodności poprzez odpowiednie projektowanie węzłów konstrukcyjnych, niewymagających napraw i konserwacji oraz stosowanie ogólnie dostępnych części zamiennych
- optymalne wykorzystanie przestrzeni ładunkowej poprzez stosowanie zwartych konstrukcji w dolnych partiach wagonu
- przestrzeń do montażu i demontażu sprzęgu automa-tycznego (AK)
- zapewnienie minimalnej i maksymalnej dopuszczalnej wysokości zderzaków oraz sprzęgu śrubowego (lub AK) względem poziomu główki szyny jest, w przypadku wagonów towarowych dwuosiowych zawieszenie, a w przypadku wagonów towarowych cztero i sześćo-osowych układ biegowy lub wózek (odpowiednio 2 - osiowy lub trójosiowy).

2. HISTORIA

Jak wcześniej wspomniano, konieczność stosowania wieloosiowych wózków w wagonach towarowych wynika przede wszystkim z ograniczeń w naciskach zestawów kołowych na tor oraz, w przypadku wagonów towarowych dwuosiowych, minimalnej bazy wagonu. Tendencja ta jest tak zaawansowana, że w obecnie budowa wagonów towarowych dwuosiowych ma ograniczony zakres w skali europejskiej.

Większość współcześnie stosowanych wagonów towarowych wyposażona jest w wózki dwuosiowe, jednakże można również spotkać układy biegowe trzy lub wieloosiowe ale te pojazdy należą do pojazdów specjalnych.

Pod względem konstrukcyjnym rozróżnia się dwa podstawowe rodzaje wózków: z ostoją w formie ramy z belką skretową i kulistym czopem skretu (itp. 1Xta, 25TNa) oraz z ostoją w kształcie litery H złożoną z dwóch ostożnic i usprężynowanej belki bujawkowej z

- providing the minimum and maximum allowable height of the buffers and screw coupler (or AK) relative to the level of rail head It is, in the case of two-axle freight wagons, the suspension, and in the case of four- and six-axle freight wagons, the running gear or bogie (2-axle or tri-axle respectively).

Parametry ważniejszych typów wózków stosowanych w wagonach towarowych [2]
Parameters of the more important types of bogies used in the freight wagons [2]

Tablica 1
Table 1

Typ wózka (oznaczenie krajowe)/ Type of bogie (national marking)	Liczba osi/ Number of axle	Rozstaw osi [mm]/ Wheel-base [mm]	Średnica toczna kół mm]/ Rolling diameter of wheels [mm]	Łożyska *// Bearings *)	Usprężynowanie/Suspension				Maks. Nacisk osi [t]/ Maximum axle load [t]	Prędkość maks. [km/h]/ Maximum speed [km/h]	Standard UIC/ UIC standard
					Bujakowe, śrubowo-piórowe/ Bolster, screw-leaf	Bujakowe, śrubowe/ Bolster, screw	Przyosiowe, piórowe/ Axial, leaf	Przyosiowe, śrubowe/ Axial, leaf			
Diamond A1	2	1800	960	Ś	•				20	80	no
Chanin N	2	1850	950	Ś/T		•			20	80	no
2Xta	2	1850	960	T		•			20	80	no
20R	2	1800	940	Ś			•		18	80	no
28R, 1XT	2	2000	1000	T			•		20	100	no ^{xx}
26-2.8	2	2000	920	T			•		20	100	no
1Xta	2	2000	920	T			•		20	100	no ^{xx}
25Tna	2	1800	920	T				•	20	100	Y25Cs2
26Tna	2	1800	920	T				•	20	120	Y25Rs2a
3TNh	2	1800	920	T				•	22,5	100	Y25Lsd
3TNf	2	1800	920	T				•	22,5	100	Y25Lsd1
15TN	2	1800	920	T				•	25	100	no
5TN	2	2300	840	T				•	18	160	Y37B
16Z	3	2x1500	940	Ś			•		18	80	no
7TN	3	2x1600	920	T			•		20	100	no
7Tna	3	2x1600	920	T			•		20	100	no
UWZ-11A	3	2x1750	950	T		•			20	70	no
609Z	4	3x1500	940	T			•		20	100	no

*) Ś – łożyska ślizgowe/ plain bearings, T – łożyska toczne/ rolling bearings

2. HISTORY

As mentioned before, the necessity to use the multi-axle bogies in freight wagons results first of all from the limitations in the loads of the wheelsets on the track and, in the case of two-axle freight wagons, the minimum base of wagon. This trend is so advanced

czopem płaskim (itp. 2Xta). W tablicy 1 przedstawiono parametry ważniejszych typów wózków stosowanych w wagonach towarowych polskich przewoźników oraz innych podmiotów poruszających się po liniach PLK PKP S.A.

W 1967 r poprzez wspólne działania Urzędu Badań i Prób Międzynarodowych (ORE) i Europejskiego Instytutu Badań Kolejowych (ERRI) rozpoczęto prace związane z wytypowaniem wózków przeznaczonych do standaryzacji. W ramach wspomnianych prac standaryzacyjnych opracowano dokumentację konstruk-

that currently the construction of two-axle freight wagons is limited on the European scale.

Most of the freight cars used today are equipped with two-axle bogies, however, three-axle or multi-axle gear systems can be also met, but these vehicles belong to the special vehicles.

In terms of construction two basic types of bogies are distinguished: with frame in the shape of frame with the main pivot beam and ball bogie pivot (e.g. 1Xta, 25Tna) and the H-shaped frame consisting of two side-sills and suspended bolster beam with the flat pivot (e.g. 2Xta). Table 1 presents the parameters of the more important types of bogies used in the freight wagons of Polish carriers and other entities operating on the PLK PKP S.A lines.

In 1967 the works were started related to the selection of bogies intended for standardization through joint activities of the International Research and Trials Office (ORE) and the European Railway Research Institute (ERRI). As part of the mentioned standardization works, the constructional documentation of individual types of bogies was developed for railways associated in the International Union of Railways (UIC).

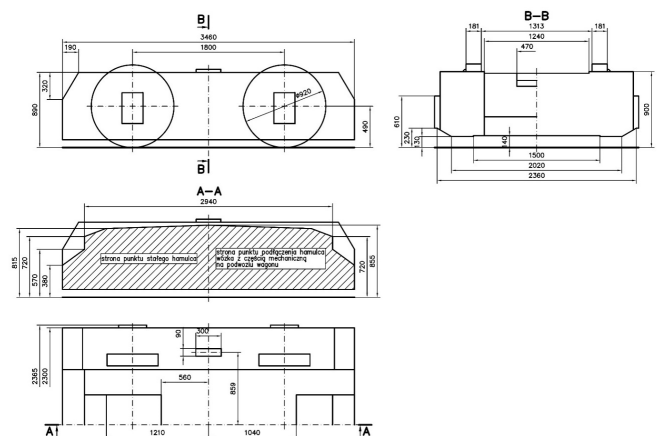
According to the decisions taken by ORE/ERRI, standard bogies should meet the following geometrical conditions [1]:

- the outline of the bogie construction should be within the spatial outline presented in Fig. 2.1
- bogie base should be 1800mm
- the use of bogie pin having the shape of a spherical cap with a radius of 190mm
- height of the center of the bogie pin ball from the level of rail head for a total weight of wagon of 20t: 925mm
- height of the side bearers surface from the rail head: 900mm
- distance of the side bearers from the longitudinal axis of the bogie: 850mm
- ratio of the brake lever system: $i=4$
- distance from the „A” connection point of the brake on the bogie with the mechanical part of the brake on the wagon underframe: 993mm from the axis of the bogie pin and 760mm from the rail head level with the total weight wagon of 20t: 760mm, in this case the dimensions are applied when the brake is released and brake shoe inserts adhere to the wheels - Fig. 2.2
- between two manual movements of the „A” point of the fixed brake the fixed dimension of the movement of the connection point is applied, which moves in total by 255mm - Fig. 2.2. This displacement consists of a total of wear of brake shoe inserts by 50mm as a result of partial wear of wheels and joints (pin - sleeve). The

cyjne poszczególnych typów wózków dla kolei zrzeszonych w Międzynarodowym Związku Kolei (UIC).

Zgodnie z ustaleniami podjętymi przez ORE/ERRI wózki standardowe powinny spełniać następujące warunki geometryczne [1]:

- zarys konstrukcji wózka powinien mieścić się w zarysie przestrzennym, przedstawionym na rys. 2.1
- baza wózka powinna wynosić 1800mm
- zastosowanie gniazda skrętu posiadającego kształt czaszy kulistej o promieniu 190mm
- wysokość środka kuli gniazda skrętu wózka od poziomu główki szyny dla wagonu o masie całkowitej 20t: 925mm
- wysokość płaszczyzny ślizgów od główki szyny: 900mm
- odległość ślizgów bocznych od osi wzdłużnej wózka: 850mm
- przełożenie układu dźwigniowego hamulca: $i=4$
- odległość punktu „A” podłączenia hamulca na wózku z częścią mechaniczną hamulca na ostoi wagonu: 993mm od osi gniazda skrętu i 760mm od poziomu główki szyny dla wagonu o masie całkowitej 20t: 760mm, w tym przypadku wymiary obowiązują dla przypadku kiedy hamulec jest w stanie zluźowanym i wstawki klocków hamulcowych przylegają do kół – rys. 2.2
- pomiędzy dwoma manualnymi przestawieniami punktu „A” stałego hamulca obowiązuje ustalony wymiar przesunięcia punktu podłączenia, który przemieszcza się łącznie o 255mm – rys. 2.2 Na przemieszczenie to składa się łączne zużycie wstawek klocków hamulcowych o 50mm w wyniku częściowego zużycia kół i przegubów (sworzeń – tulejka). Wymiar 55mm przyjęto jako minimalny, który został uznany jako odległość pomiędzy otworami punktu stałego hamulca.

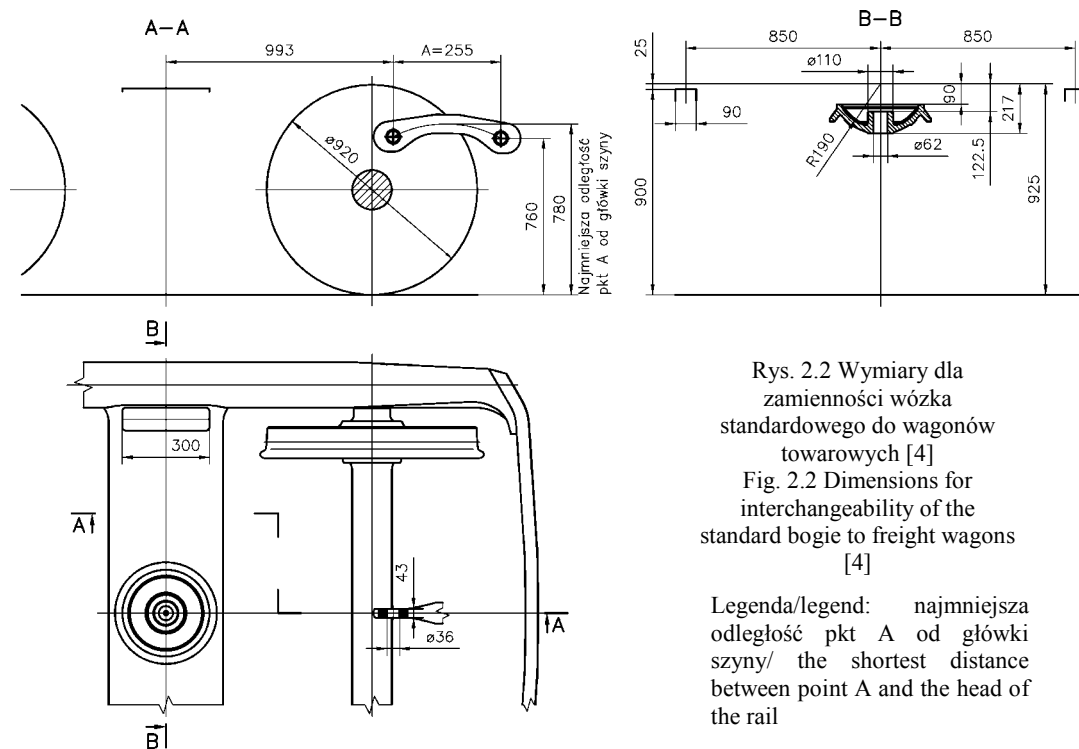


Rys. 2.1 Zarys przestrzenny dla standardowych wózków wagonów towarowych [4]

Fig. 2.1 Spatial outline for standard freight wagon bogies [4]

dimension of 55mm is taken as the minimum which was considered as the distance between the holes of the brake fixed point.

Legenda/Legend: strona punktu stałego hamowania- side of point of fixed braking, strona punktu podłączenia hamulca wózka z częścią mechaniczną na podwoziu wagonu – side of connection point of bogie brake with the mechanical part on the wagon running gear



Rys. 2.2 Wymiary dla zamienności wózka standardowego do wagonów towarowych [4]
Fig. 2.2 Dimensions for interchangeability of the standard bogie to freight wagons [4]

Legenda/legend: najmniejsza odległość pkt. A od główki szyny/ the shortest distance between point A and the head of the rail

The other requirements for interchangeability are specified in UIC510-1 leaflet [4].

Due to the non-fulfillment of the above-mentioned criteria by the bogie of 1XT type submitted by PKP (too large bogie base), since the mid-1870s the standardized bogies of the French design of Y25 standard were used in Polish wagons in accordance with UIC recommendations. Taking into consideration the above-mentioned criteria, a list of standardized bogies intended for freight wagons was developed. The list is included in the table 2.

Pozostałe wymagania w zakresie zamienności podano w karcie UIC510-1 [4].

Ze względu na niespełnienie wyżej wymienionych kryteriów przez zgłoszony przez PKP wózek typu 1XT (za duża baza wózka) od połowy lat 70 XIX w. w polskich wagonach stosowano znormalizowane wózki francuskiej konstrukcji standardu Y25, zgodnie z zaleceniami UIC. Mając na uwadze wyżej wymienione kryteria opracowano wykaz standaryzowanych wózków przeznaczonych dla wagonów towarowych. Wykaz zawarto w tablicy 2.

Tablica wózków standaryzowanych dla wagonów towarowych
Table of standardized bogies for freight wagons

Tablica 2
Table2

Nr Porządkowy/ Item number	Oznaczenie/ Designation	Normalizowany wg stopnia/ Standardized by degree			Podany w/ Specified in	
		4	5	6	Karcie UIC Nr/ UIC leaflet No.	Wykazie rysunków ERRI Nr/ List of drawings ERRI No.
1	Wózki przystosowane do nacisku zestawu kołowego na tor 196,13kN^a (20t)/ Bogies adapted to the load of the wheelset on the track of 196.13kN^a (20t)				510-1	
1.1	Wózek Y25Rs/ Y25Rs bogie			X		M1203 0020
1.2	Wózek Y25Rss/ Y25Rss bogie			X		M1203 0023
1.3	Wózek Y25Rs/ Y25Rs bogie			X		M1203 0024
1.4	Wózek Y25Rsif/ Y25Rsif bogie			X		M1203 0025
1.5	Wózek Y25Rsa/ Y25Rsa bogie			X		M1203 0026

1.6	Wózek Y25Rssa/ Y25Rssa bogie			X		M1203 0029
1.7	Wózek Y25Rsm/ Y25Rsm bogie			X		M1203 0030
1.8	Wózek Y25Rssm/ Y25Rssm bogie			X		M1203 0033
1.9	Wózek Y25Rsim/ Y25Rsim bogie			X		M1203 0034
1.10	Wózek Y25Rifm/ Y25Rifm bogie			X		M1203 0035
2	Wózki przystosowane do nacisku zestawu kołowego na tor 220,65kN (22,5t)/ Bogies adapted to the load of the wheelset on the track of 220.65kN (22.5t)				510-1	
2.1	Wózek Y25Lsd/ Y25Lsd bogie			X		M1203 0038
2.2	Wózek Y25Lsd1/ Y25Lsd1 bogie			X		M1203 0039
2.3	Wózek Y25Lsdm/ Y25Lsdm bogie			X		M1203 0040
2.4	Wózek 65sd/ 65sd bogie			X		M1203 0065
2.5	Wózek Y25Lsod/ Y25Lsod bogie			X		M1203 0046
2.6	Wózek Y25Ls(s)i1/ Y25Ls(s)i1 bogie			X		M1203 0042
2.7	Wózek Y25Ls(s)i2/ Y25Ls(s)i2 bogie			X		M1203 0043
2.8	Wózek Y25Ls(s)if1/ Y25Ls(s)if1 bogie			X		M1203 0044
2.9	Wózek Y25Ls(s)if2/ Y25Ls(s)if2 bogie			X		M1203 0045

65

system ogólny wózków pochodzących od kolei DB posiadających usprężynowanie resorami parabolicznymi (wózek do nacisku 22,5 t/oś)

S

"s" - stosuje się dla obciążenia 20 t/oś w ruchu s (100 km/h) - hamowanie przez 8 wstawek klocków hamulcowych
"sd" - stosuje się dla obciążenia 22,5 t/oś w ruchu s (100 km/h) - hamowanie przez 16 wstawek klocków hamulcowych
"D" - rozważa się w ERRI przyjęc tą literę w oznaczeniu wózków z hamulcem tarczowym

Y

ogólny symbol wózka

25

numer wózka przedstawionego do standardyzacji

R

"R" - wózki 20 t/oś wzmocnione
"C" - wózki 20 t/oś
"L" - wózki 22,5 t/oś

S

"s" - dla wszystkich wózków Y25: 20 t/oś w ruchu S (100 km/h)
"s2" - dla wózków T25C i R do 20 t/oś, dla ruchu S (100 km/h) z predyspozycją do ruchu SS (120 km/h)
"sd" - dla wózków Y25 - 22,5 t/oś dla ruchu S (100 km/h) z klockami dwuwstawkowymi
"ss" - dla wózków Y25C i Y25R do 20t/oś w ruchu SS (120 km/h)
"s(s)" - dla wózków Y25l - 22,5 t/oś w ruchu s (100 km/h) oraz 20 t/oś w ruchu SS (120 km/h)

if

brak litery - przekładnia hamulcowa na wózku - cylinder i nastawiacz klocków na podwoziu wagonu
"i" - dla wózka Y25 i Y25R - cylinder i nastawiacz klocków umieszczone na ramie wózka
"i1" - dla wózka Y25L - dwa cylindry hamulcowe działające w układzie posobnym TANDEM nastawiacz klocków i przekładnik ciśnienia zamontowane na wózku
"i2" - dla wózka Y25L - dwa cylindry hamulcowe działające w układzie posobnym i nastawiacz klocków zamontowane na wózku - przekładnik ciśnienia zamontowany na podwoziu wagonu
"f" - dla wózków Y25C, R i L posiadających cylindry hamulcowe i nastawiacze klocków na ramie wózka - hamulec postojowy (ręczny) z przekładnią i kołem pokrętnym na ramie wózka

m

brak litery - rama podstawowa ze szkieletem stalowym spawanym, a w wózku 22,5 t/oś z podłużnicami w wersji BR-PKP
"1" - dla wózków 22,5 t/oś Y25l podłużnice w wersji SNCF. Przykręcane do belki skretowej. a oparte na ślizau na czołowniccy
"a" - wskazuje, że w wózkach wzmocnionych Y25R - 20 t/oś ulepszone podłużnice spawane wykonywane są wg wariantu BR-PKP
"m" - rama wózka ze staliwa
"o" - dla wszystkich wózków Y25 wskazuje obecność osi sanonastawnych - dwa tłumiki ceirne na każdej maźnicy

Y	general symbol of bogie
25	bogie number submitted for standardization
R	“R” - bogies 20 tons per axle reinforced “C” - bogie 20 tons per axle “L” - bogie 22.5 tons per axle
s	“s” - for all of Y25 bogies: 20 tons per axle in S motion (100 km/h) “s2” - for T25C and R bogies to 20 tons per axle, for S motion (100 km/h) with a predisposition to SS motion (120 km/h) “sd” - for Y25 bogies - 22.5 tons per axle for S motion (100 km/h) with double insert brake - shoe “ss” - for Y25 and Y25R bogies to 20 tons per axle in SS motion (120 km/h) “s(s)” - for Y251 bogies -22.5 tons per axle in S motion (100 km/h) and 20 tons per axle in motion (120 km/h)
if	without letter - break gear on the bogie - cylinder and brake-shoe adjuster on the running gear “j” - for Y25 and Y25R bogies - cylinder and brake-shoe adjuster on the bogie frame “j1” - for Y25L bogie - two brake cylinders operating in a TANDEM system, brake-shoe adjuster and pressure exchanger mounted on the bogie “j2” - for Y25L bogie - two brake cylinders operating in a tandem system and brake-shoe adjuster mounted on the bogie - pressure exchanger mounted on the running gear “f” - for Y25C, R and L bogies — having brake cylinders and brake-shoe adjuster on the bogie frame - parking brake with gear and a wheel on the bogie frame
m	- without letter - base frame with a welded steel skeleton, and in 22.5 tons per axle bogie with solebars
in	BR -PKP version
and	“l” - for 22.5 tons per axle Y25L bogies – the solebars in SNCF version. The screwed to the pivot bolster based on a bearer on the headstock
made	“a” - indicates, that in the reinforced 20 tons per axle Y25R bogies - the improved welded solebars are according to BR-PKP version
	“m” - cast steel bogie frame
	“o” - for all Y25 bogies indicates the presence of self-adjusting axles - two friction dampers on each axle box

Rys. 2.4 Sposób tworzenia symboli wózka standardowego typu Y25 [opracowanie własne]

Fig. 2.4 The way of forming symbols of a standard bogie of Y25 type [own study]

a) Starting in October 1963, the use of reinforced bogies of the Y25 variant, which is considered as the base version, is recommended for all new freight wagons. The railways can continue to use the Y25C bogie if they wish it.

Table 2 shows that 2 types of bogies were submitted for standardization – bogie of Y25 type and bogie of 65 type, where bogie of Y25 type can occur in many configurations depending on the requirements and purpose. The rules of marking of standardized bogies are presented in Fig. 2.3 and Fig.2.4

Apart the above-mentioned standard bogies, the International Union of Railways UIC allows the following types of bogies to be used for S motion (100km/h) and SS motion (120km/h) [1]:

- bogies for S motion: DB 665, DB 641/642, Y21, Y27, Y31, Y35, Y37, Y37A, Y37B, DB 661, DB 664, DB 931, Y19A, Y33A(m)
- bogies for SS motion: Y21, DB664, Y37A, Y37B, Y33A(m), Y27, Y31, Y35.

3. EXAMPLES OF RUNNING GEARS OF FREIGHT WAGONS

3.1. 1Xta bogie

1Xta bogie is presented in fig. 3.1.

a) Począwszy od października 1963 – stosowanie wózków wzmocnionych wariantu Y25, który jest uważany za wersję bazową, zalecane jest dla wszystkich nowych wagonów towarowych. Koleje, które sobie tego życzą mogą jednakże kontynuować stosowanie wózka Y25C.

Z tablicy 2 wynika, że zgłoszono do standaryzacji 2 typy wózków – wózek typu Y25 oraz wózek typu 65, przy czym wózek typu Y25 może występować w wielu konfiguracjach, w zależności od wymagań i przeznaczenia. Zasady znakowania wózków standardowych zostały przedstawione na rys. 2.3 oraz rys.2.4

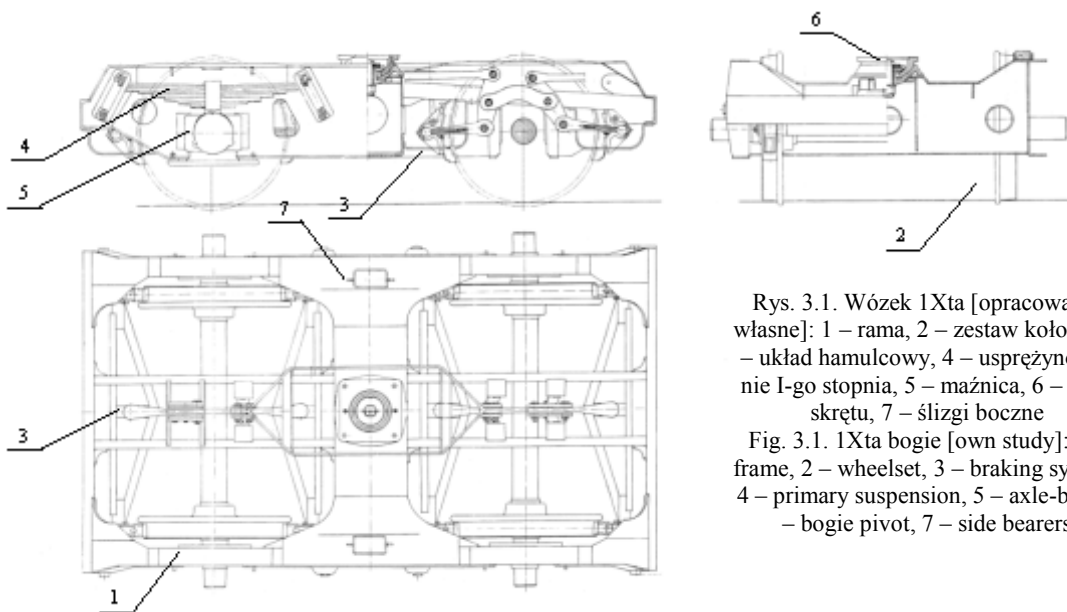
Poza wyżej wymienionymi wózkami standardowymi, Międzynarodowy Związek Kolei UIC dopuszcza do stosowania dla ruchu S (100km/h) oraz SS (120km/h) następujące rodzaje wózków [1]:

- wózki dla ruchu S: DB 665, DB 641/642, Y21, Y27, Y31, Y35, Y37, Y37A, Y37B, DB 661, DB 664, DB 931, Y19A, Y33A(m)
- wózki dla ruchu SS: Y21, DB664, Y37A, Y37B, Y33A(m), Y27, Y31, Y35.

3. PRZYKŁADY UKŁADÓW BIEGOWYCH WAGONÓW TOWAROWYCH

3.1. Wózek 1Xta

Wózek 1Xta przedstawiono na rys. 3.1.



Rys. 3.1. Wózek 1Xta [opracowanie własne]: 1 – rama, 2 – zestaw kołowy, 3 – układ hamulcowy, 4 – usprężynowanie I-go stopnia, 5 – maźnica, 6 – czop skrzętu, 7 – ślizgi boczne

Fig. 3.1. 1Xta bogie [own study]: 1 – frame, 2 – wheelset, 3 – braking system, 4 – primary suspension, 5 – axle-box, 6 – bogie pivot, 7 – side bearers

Charakterystyka techniczna wózka 1Xta przedstawia się następująco:/ The technical specifications of the 1Xta bogie are as follows:

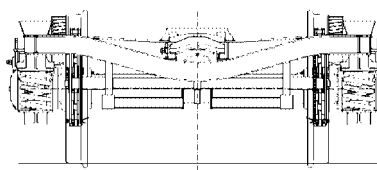
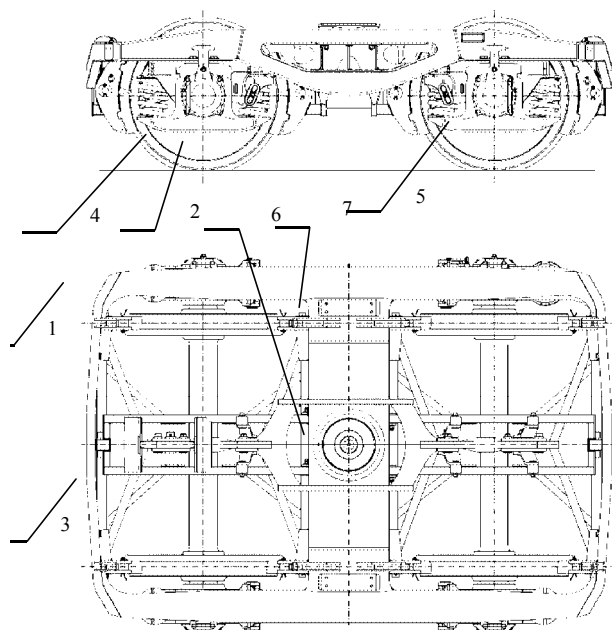
• szerokość toru (prześwit toru) [mm]/ track gauge (track clearance) [mm]	1435
• masa [kg]/ weight [kg]	4750
• maksymalna prędkość jazdy [km/h]/ maximum speed of riding [km/h]	100
• ilość osi/ number of axles	2
• baza wózka [mm]/ bogie base [mm]	2000
• średnica okręgu tocznego (koła w stanie nowym/zużytych) [mm]/ diameter of the wheel tread (wheels in new/worn condition) [mm]	Ø920/ Ø 850
• rozstaw środków czopów [mm]/ distance between centres of pivots [mm]	2000
• wymiary czopa osi (średnica x długość) [mm]/ dimensions of axle journal (diameter x length) [mm]	Ø120x179
• łożyska/ bearings	
- typ/ type	NJ+NJP lub WJ+WJP
- wymiary (śr.wew./śr.zew./szer.) [mm]/ dimensions (internal diameter/external diameter/width) [mm]	120x240x80
• usprężynowanie/ suspension	
- rodzaj/type:	pojedyncze – piórowe/single - leaf
- liczba/number:	4
- tłumienie/damping:	własne/own
- miękkość całkowita [mm/kN]/ total softness [mm/kN]	1.65/1.65
• nacisk zestawu kołowego na tor [t]/[kN]/ wheelset load on the track [t]/[kN]/	18/176,52/18/176.52
• długość całkowita [mm]/ total length [mm]	3700
• szerokość [mm]/ width [mm]	2120
• wysokość od główki szyny [mm]/ height from the rail head [mm]	940
• luzy w prowadnicach/ clearances in guides	
- poprzeczne [mm]/ lateral [mm]	±6÷10
- wzdłużne [mm]/ longitudinal [mm]	±1
• hamulec/brake	klockowy/disc

3.2. Y25Lsd1– 3Tnfa/1 bogie

Y25Lsd1 – 3Tnfa/1 bogie is presented in fig. 3.2.

3.2. Wózek Y25Lsd1– 3Tnfa/1

Wózek Y25Lsd1 – 3Tnfa/1 przedstawiono na rys. 3.2.



Rys. 3.2. Wózek Y25Lsd1 – 3Tnfa/1 [Opracowanie własne]:
1 – rama, 2 – zestaw kołowy, 3 – układ hamulcowy, 4 – usprężynowanie I-go stopnia, 5 – maźnica, 6 – czop skreću, 7 – ślizgi boczne

Fig. 3.2. Y25Lsd1 – 3Tnfa/1 bogie [own study]: 1 – frame, 2 – wheelset, 3 – braking system, 4 – primary suspension, 5 – axle-box, 6 – bogie pivot, 7 – side bearers

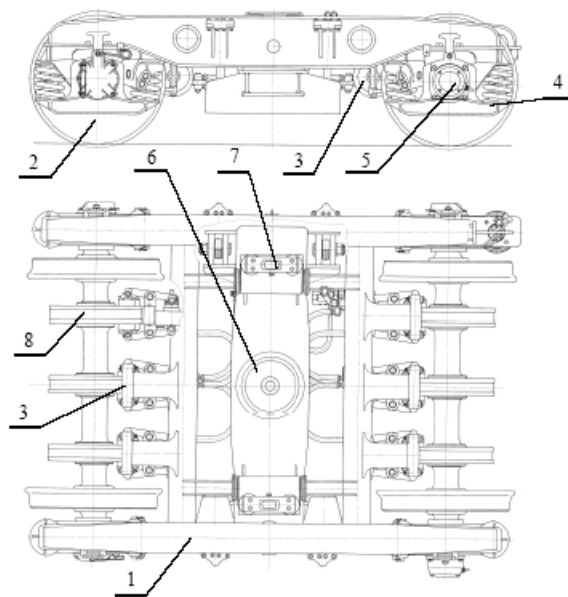
Charakterystyka techniczna wózka Y25Lsd1 – 3TNfa/1 przedstawia się następująco:

The technical specifications of the 5TN bogie are as follows:

• szerokość toru (prześwit toru) [mm]/ track gauge (track clearance) [mm]	1435
• masa [kg]/ weight [kg]	4467
• maksymalna prędkość jazdy [km/h]/ maximum speed of riding [km/h]	100 dla nacisku z.k. na tor 22,5t/ 100 for load of wheelset on track 22.5t 120 dla nacisku z.k. na tor 14,5 t/ 120 for load of wheelset on track 14.5 t
• rozstaw osi zestawów kołowych [mm] (baza wózka)/ distance between the axles of wheelsets [mm] (bogie base)	1800
• średnica okręgu toczonego (koła w stanie nowym/zużytych) [mm]/ diameter of the wheel tread (wheels in new/worn condition) [mm]	Ø920/ Ø870
• rozstawienie ślizgów bocznych [mm]/ distance between the side bearers [mm]	1700
• ilość osi/ number of axles	2
• rozstaw poprzeczny środków czopów maźnic zestawów kołowych [mm]/ lateral distance between centres of pivots of wheelset axle-boxes [mm]	2000
• usprężynowanie progresywne/ progressive suspension	2,462 dla nacisku z.k na tor >130,43 kN/2.462 for load of wheelset on track >130.43 kN 0,938 dla nacisku z.k na tor >130,43 kN/0.938 for load of wheelset on track >130.43 kN
- miękkość usprężynowania [mm/kN]/ softness of suspension [mm/kN]	190
• gniazdo skreću kuliste o promieniu [mm]/ spherical bogie pin with radius [mm]	
• wysokość środka „zaczepienia” promienia gniazda skreću od główki szyny (pod obciążeniem wagonem próżnym o masie własnej 20t) [mm]/ height of the centre of bogie pin radius from the rail head (under the load of an empty wagon with its tare weight of 20t) [mm]	925 ⁺³ _{-.5}
• łożyska/ bearings	
- typ/type:	walcowe, NJ+NJP lub WJ+WJP/ cylindrical, NJ+NJP or WJ+WJP
- wymiary (śr.wew./śr.zew./szer.) [mm]/ dimensions (internal diameter/external diameter/width) [mm]	130x240x80
• maksymalny nacisk zestawu kołowego na tor [t]/[kN]/ maximum load of wheelset on the track [t]/[kN]	22,5/220,65/22.5/220.65
• wymiar czopa osi (średnica x długość) [mm]/ dimension of axle journal (diameter x length) [mm]	Ø130x191
• maksymalny przesuw poprzeczny ramy wózka (korpus prowadnicy) względem korpusu maźnicy [mm]/ maximum lateral travel of bogie frame (body of guide) towards the body of axle-box [mm]	± 10
• długość wózka [mm]/ bogie length [mm]	3250
• szerokość wózka [mm]/ bogie weight [mm]	2298
• hamulec [-]/brake [-]	klockowy/ block

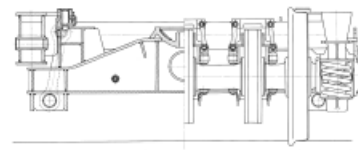
3.3. 5TN/5TN/1 bogie

5TN bogie is presented in fig. 3.3.



3.3. Wózek 5TN/5TN/1

Wózek 5TN przedstawiono na rys. 3.3.



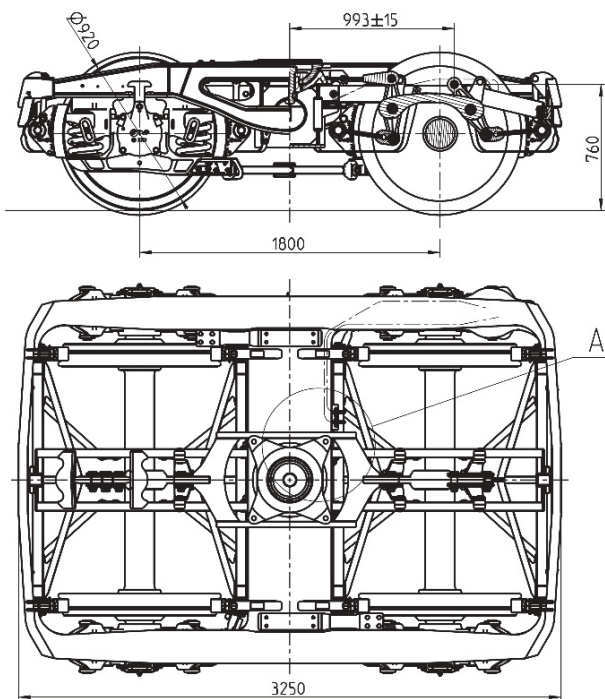
Rys. 3.3. Wózek 5TN [Opracowanie własne]: 1 – rama, 2 – zestaw kołowy, 3 – zaciski hamulcowe, 4 – usprężynowanie I-go stopnia, 5 – maźnica, 6 – czop skrzytu, 7 – ślizgi boczne, 8 – tarcza hamulcowa
Fig. 3.3. 5TN bogie [Own study]: 1 – frame, 2 – wheelset, 3 – brake clamps, 4 – primary suspension, 5 – axle-box, 6 – bogie pivot, 7 – side bearers, 8 – brake disc

The technical specifications of the TVP2007 bogie are as follows:

• szerokość toru (prześwit toru) [mm]/ track gauge (track clearance) [mm]	1435
• masa [kg]/ weight [kg]	6444
• maksymalna prędkość jazdy [km/h]/ maximum speed of riding [km/h]	160
• rozstaw osi zestawów kołowych [mm] (baza wózka)/ distance between the axles of wheelsets [mm] (bogie base)	2300
• średnica okręgu tocznego (koła w stanie nowym/zużytych) [mm]/ diameter of the wheel tread (wheels in new/worn condition) [mm]	Ø840/ Ø770
• rozstawienie ślizgów bocznych [mm]/ distance between the side bearers [mm]	1560
• ilość osi/ number of axles	2
• gniazdo skrzytu kuliste o promieniu [mm]/ spherical bogie pin with radius [mm]	190
• długość wózka [m]/ length of bogie [m]	3218
• szerokość wózka [m]/ width of bogie [m]	2510
• położenie górnej powierzchni ślizgów bocznych do poziomu główki szyny [mm]/ position of the upper surface of side bearers to the level of the rail head [mm]	865
• wysokość środka „zaczepienia” promienia gniazda skrzytu od główki szyny (dla wagonu o masie 20t) [mm] (rys.2)/ height of the centre of bogie pin radius from the rail head (for the wagon wagon with weight of 20t) [mm] (fig.2)	835
• łożyska/ bearings	
- typ/type:	walcowe, NJ+NJP, WJ+WJP/ cylindrical, NJ+NJP, WJ+WJP
- wymiary (śr.wew./śr.zew./szer.) [mm]/ dimensions (internal diameter/external diameter/width) [mm]	130x240x80
• maksymalny nacisk zestawu kołowego na tor [t]/[kN]/ maximum load of wheelset on the track [t]/[kN]	18/176,52/18/176,52
• wymiar czopa osi (średnica x długość) [mm]/ dimension of axle journal (diameter x length) [mm]	Ø130x191
• maksymalny przesuw poprzeczny ramy wózka względem korpusu maźnicy [mm]/ maximum lateral travel of bogie frame towards the body of axle-box [mm]	±2
• hamulec *// brake *)	
- typ/type	tarczowy/disc
- wymiary tarczy (średnica zewnętrzna x szerokość) [mm]/ dimensions of disc (external diameter x width) [mm]	610x110
- przełożenie mechanizmu zaciskowego/ ratio of the clamping mechanism	2
• luz belki bujkowej względem ramy wózka [mm]/ clearance of the bolster beam towards the bogie frame [mm]	±58
• całkowity luz poprzeczny wózka [mm]/ total lateral clearance of the bogie [mm]	60

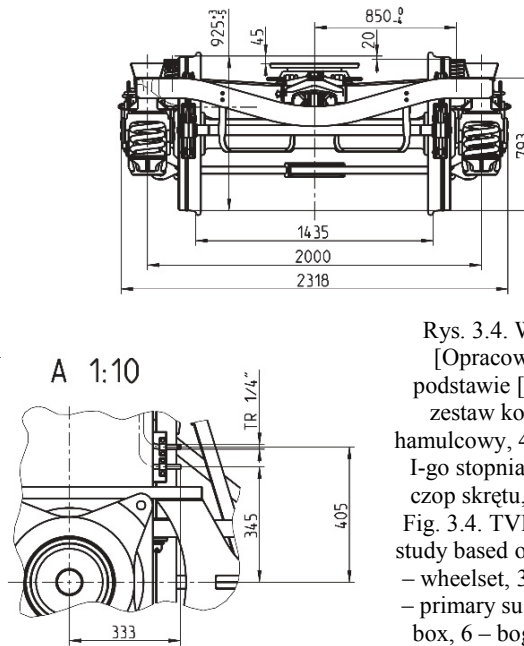
3.4. TVP 2007 bogie

TVP 2007 bogie is presented in fig. 3.4.



3.4. Wózek TVP 2007

Wózek TVP 2007 przedstawiono na rys. 3.4.



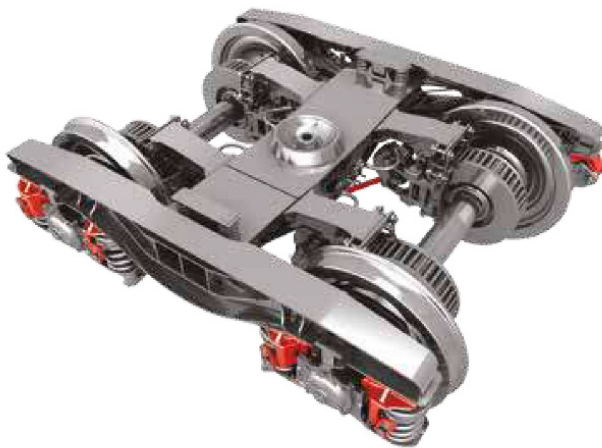
Rys. 3.4. Wózek TVP2007
[Opracowanie własne na podstawie [8]]: 1 – rama, 2 – zestaw kołowy, 3 – układ hamulcowy, 4 – usprężynowanie I-go stopnia, 5 – maźnica, 6 – czop skreću, 7 – ślizgi boczne
Fig. 3.4. TVP2007 bogie [Own study based on [8]]: 1 – frame, 2 – wheelset, 3 – brake system, 4 – primary suspension, 5 – axle-box, 6 – bogie pivot, 7 – side bearers

The technical specifications of the TVP2007 bogie are as follows:

• szerokość toru (prześwit toru) [mm]/ track gauge (track clearance) [mm]	1435
• masa [kg]/ weight [kg]	4750
• maksymalna prędkość jazdy [km/h]/ maximum speed of riding [km/h]	120 dla nacisku z.k. na tor 22,5t/120 for load of wheelset on track 22.5t
• rozstaw osi zestawów kołowych [mm] (baza wózka)/ distance between the axles of wheelsets [mm] (bogie base)	1800
• średnica okręgu tocznego (koła w stanie nowym/zużyty) [mm]/ diameter of the wheel tread (wheels in new/worn condition) [mm]	Ø920/ Ø870
• rozstawienie ślizgów bocznych [mm]/ distance between the side bearers [mm]	1700
• ilość osi/ number of axles	2
• rozstaw poprzeczny maźnic (osi wzdłużnych korpusów) [mm]/ lateral distance of axle - boxes (longitudinal axes of bodies) [mm]	2000
• gniazdo skreću kuliste o promieniu [mm]/ spherical bogie pin with radius [mm]	190
• wysokość środka „zaczepienia” promienia gniazda skreću od główki szyny (pod obciążeniem wagonem próżnym o masie własnej 20t) (rys.2)/ height of the centre of bogie pin radius from the rail head (under the load of an empty wagon with its tare weight of 20t) (fig.2)	925 ⁺³ ₋₅
• maksymalny nacisk zestawu kołowego na tor [t]/[kN]/ maximum load of wheelset on the track [t]/[kN]	22,5/220,65 dla V=120 km/h/ 22.5/220.65 for V=120 km/h 25/245,17 dla V=100 km/h/ 25/245.17 for V=100 km/h
• maksymalny przesuw poprzeczny ramy wózka względem korpusu maźnicy [mm]/ maximum lateral travel of bogie frame towards the body of axle-box [mm]	± 10
• długość wózka [mm]/ length of bogie [mm]	3250
• szerokość wózka [mm]/ width of bogie [mm]	2318
• hamulec [-]/brake[-]	klockowy/block

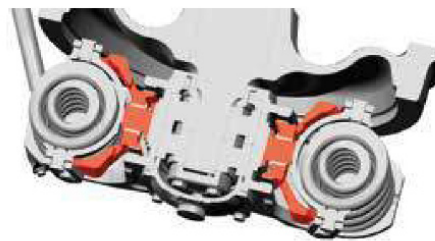
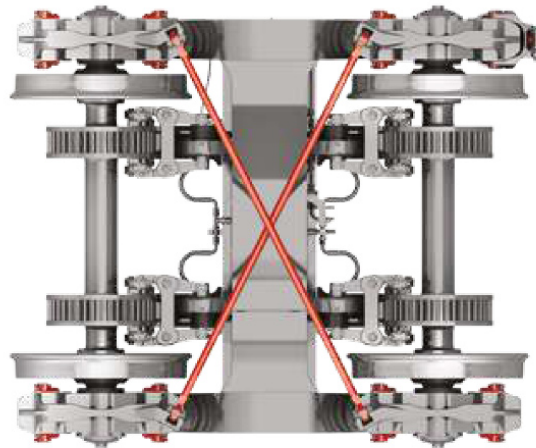
3.5. TVP NG-DBS bogie

TVP NG-DBS bogie is presented in fig. 3.5.



3.5. TVP NG-DBS bogie

TVP NG-DBS bogie is presented in fig. 3.5.



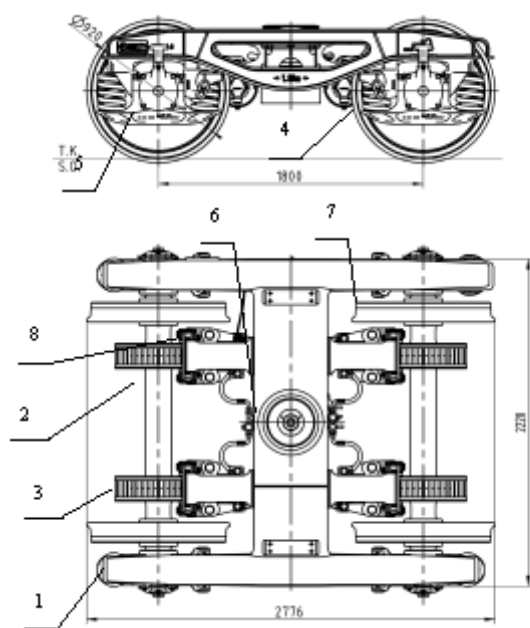
Rys. 3.5. Wózek TVP NG-DBS
[Opracowanie własne na podstawie [8]]: 1 – rama, 2 – zestaw kołowy, 3 – tarcza hamulcowa 4 – usprężynowanie I-go stopnia, 5 – maźnica, 6 – czop skřętu, 7 – ślizgi boczne, 8 – mechanizm zaciskowy
Fig. 3.5. TVP NG-DBS bogie [Own study based on [8]]: 1 – frame, 2 – wheelset, 3 – brake disc 4 – primary suspension, 5 – axle-box, 6 – bogie pivot, 7 – side bearers, 8 – clamping mechanism

The technical specifications of the TVP NG-DBS bogie are as follows:

• szerokość toru (prześwit toru) [mm]/ track gauge (track clearance) [mm]	1435
• masa [kg]/ weight [kg]	5000
• maksymalna prędkość jazdy [km/h]/ maximum speed of riding [km/h]	120 dla nacisku z.k. na tor 22,5 t/ 120 for load of wheelset on track 22.5 t
• rozstaw osi zestawów kołowych [mm] (baza wózka)/ distance between the axles of wheelsets [mm] (bogie base)	1800
• średnica okręgu toczonego (koła w stanie nowym/zużyty) [mm]/ diameter of the wheel tread (wheels in new/worn condition) [mm]	Ø920/ Ø840
• rozstawienie ślizgów bocznych [mm]/ distance between the side bearers [mm]	1700
• ilość osi/ number of axles	2
• rozstaw poprzeczny maźnic (osi wzdłużnych korpusów) [mm]/ lateral distance of axle - boxes (longitudinal axes of bodies) [mm]	2000
• gniazdo skřętu kuliste o promieniu [mm]/ spherical bogie pin with radius [mm]	190
• wysokość środka „zaczipienie” promienia gniazda skřętu od główki szyny (pod obciążeniem wagonem próżnym o masie własnej 20t) (rys.2)/ height of the centre of bogie pin radius from the rail head (under the load of an empty wagon with its tare weight of 20t) (fig.2)	925⁺³₋₅
• maksymalny nacisk zestawu kołowego na tor [t]/[kN]/ maximum load of wheelset on the track [t]/[kN]	22,5/220,65/ 22.5/220.65
• maks. Przesuw poprzeczny ramy wózka względem korpusu maźnicy [mm]/ maximum lateral travel of bogie frame towards the body of axle-box [mm]	± 10
• hamulec [-]/brake[-]	tarczowy/disc

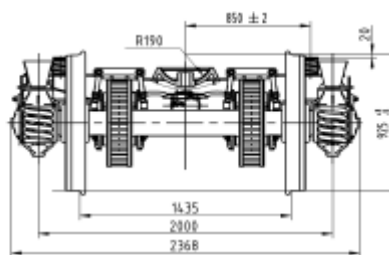
3.6. TVP Y25Lssi(f)-D bogie

TVP Y25Lssi(f)-D bogie is presented in fig. 3.6.



3.6. Wózek TVP Y25Lssi(f)-D

Wózek TVP Y25Lssi(f)-D przedstawiono na rys. 3.6.



Rys. 3.6. Wózek TVP Y25Lssi(f)-D [Opracowanie własne na podstawie [8]]: 1 – rama, 2 – zestaw kołowy, 3 – tarcza hamulcowa, 4 – usprężynowanie I-go stopnia, 5 – maźnica, 6 – czop skřętu, 7 – ślizgi boczne, 8 – mechanizm zaciskowy

Fig. 3.6. TVP Y25Lssi(f)-D bogie [Own study based on [8]]: 1 – frame, 2 – wheelset, 3 – brake disc, 4 – primary suspension, 5 – axle-box, 6 – bogie pivot, 7 – side bearers, 8 – clamping mechanism

The technical specifications of the TVP Y25Lssi(f)-D bogie are as follows:

• szerokość toru (prześwit toru) [mm]/ track gauge (track clearance) [mm]	1435
• masa [kg]/ weight [kg]	5050
• maksymalna prędkość jazdy [km/h]/ maximum speed of riding [km/h]	120 dla nacisku z.k. na tor/120 for load of wheelset on track 22.5 t
• rozstaw osi zestawów kołowych [mm] (baza wózka)/ distance between the axles of wheelsets [mm] (bogie base)	1800
• średnica okręgu tocznego (koła w stanie nowym/zużytych) [mm]/ diameter of the wheel tread (wheels in new/worn condition) [mm]	Ø920/ Ø840
• rozstawienie ślizgów bocznych [mm]/ distance between the side bearers [mm]	1700
• ilość osi/ number of axles	2
• rozstaw poprzeczny maźnic (osi wzdłużnych korpusów maźnic) [mm]/ lateral distance of axle - boxes (longitudinal axes of bodies) [mm]	2000
• gniazdo skřętu kuliste o promieniu [mm]/ spherical bogie pin with radius [mm]	190
• wysokość środka promienia gniazda skřętu od główki szyny (pod obciążeniem w wagonie próżnym o masie własnej 20 t) [mm]/ height of the centre of bogie pin radius from the rail head (under the load of an empty wagon with its tare weight of 20t) (fig.2)	925 ⁺³ ₋₅
• maksymalny nacisk zestawu kołowego na tor [t]/[kN]/ maximum load of wheelset on the track [t]/[kN]	22,5/220,65 22,5/220,65
• maks. Przesuw poprzeczny ramy wózka względem korpusu maźnicy [mm]/ maximum lateral travel of bogie frame towards the body of axle-box [mm]	± 10
• hamulec [-]/brake[-]	tarczowy/disc

4. GENERAL REQUIREMENTS WITHIN THE SCOPE OF RUNNING GEARS

The process of designing the running gear is a complex process depending on the structure of the whole vehicle, performed based on the criteria contained in the relevant normative acts and the technical specification that should include:

- the space required for the whole vehicle (required outline of vehicle), limited with the permissible reference profile of the kinematic gauge
- necessary physical connections i.e. electric and pneumatic

4. OGÓLNE WYMAGANIA W ZAKRESIE UKŁADÓW BIEGOWYCH

Proces projektowania układu biegowego jest procesem złożonym, współzależnym od konstrukcji całego pojazdu, wykonywanym w oparciu o kryteria zawarte w odpowiednich aktach normatywnych oraz o specyfikacje techniczną która powinna obejmować:

- wymaganą przestrzeń dla całego pojazdu (wymagany zarys pojazdu), ograniczony z dopuszczalnym zarysem odniesienia skrajni kinematycznej
- niezbędne przyłącza fizyczne tj. elektryczne, pneumatyczne

- vehicle weight, permissible loading capacity and specified load conditions
 - the required operating speed with the appropriate tolerance for the maximum speed for the appropriate limit of tilt deficiency
 - body stiffness and/or natural frequencies of vibrations
 - brake system interface and performance
 - detection of overheated axle - boxes (HABD –ASDEK system) (involves the necessity of providing the access to the bearings and thus requires the use of external bearings)
 - other auxiliary systems (e.g. data transmission from the track to the vehicle)
 - track characteristics
 - maximum load of the wheelset on the track, the limits of dynamic wheel load $Q_{max}=Q_{stat}+90kN$;
 - working environment (including environmental conditions)
 - work cycles
 - permissible noise levels emitted to the natural environment
 - permissible values of the level of vibrations emitted to the natural environment.
- masę pojazdu, dopuszczalna ładowność oraz określone stany obciążenia
 - wymaganą prędkość eksploatacyjną wraz z odpowiednią tolerancją dla prędkości maksymalnej dla odpowiedniej granicy niedoboru przechyłki
 - sztywność nadwozia i/lub częstotliwości własne drgań
 - interfejs systemu hamulcowego i wydajność
 - wykrywanie przegrzanych maźnic (HABD – system ASDEK) (wiąże się z koniecznością zapewnienia dostępu do łożysk a tym samym wymusza stosowanie ułożyskowanie zewnętrznego)
 - pozostałe systemy pomocnicze (itp. Przesyłanie danych z toru na pojazd)
 - charakterystykę toru
 - maksymalny nacisk zestawu kołowego na tor, granice dynamicznego obciążenia koła $Q_{max}=Q_{stat}+90kN$;
 - środowisko pracy (w tym warunki środowiskowe)
 - cykle pracy
 - dopuszczalne wartości poziomu hałasu emitowanego do środowiska naturalnego
 - dopuszczalne wartości poziomu drgań emitowanych do środowiska naturalnego.

Moreover, the constructional requirements and dynamic properties should be specified:

- required space for the bogie/running gear
- physical connections for the bogie/running gear
- weight of bogie/running gear components and accessories, etc.;
- payload and loads, including loading/unloading elements of the traction system, route characteristics and work cycles, including emergency states
- devices of braking system, characteristics of braking system and work cycles
- mechanical connection of the bogie with the body
- masses and moments of inertia (e.g. body parameters) included in the specification
- other essential characteristics of body (e.g. stiffness/bending moments) influencing on dynamics
- reference outline of the gauge which is the basis for determining the outline of the vehicle so that it does not collide with fixed devices during the most unfavourable operating conditions
- operating conditions and route characteristics
- outer wheel outline (new and worn) and/or limits of conicity if they are specified.

Ponadto powinny zostać określone wymagania konstrukcyjne oraz własności dynamiczne:

- wymagana przestrzeń dla wózka/układu biegowego
- przyłącza fizyczne dla wózka/układu biegowego
- masy elementów wózka/układu biegowego oraz osprzętu, itp.;
- ładowność i obciążenia, w tym stany ładowania/wyładowania
- elementy systemu trakcji, charakterystyki trasy oraz cykle pracy w tym stany awaryjne
- urządzenia systemu hamulcowego, charakterystyka systemu hamulcowego oraz cykle pracy
- połączenie mechaniczne wózka z nadwoziem
- masy i momenty bezwładności (itp. Parametry nadwozia) załączone w specyfikacji
- pozostałe istotne charakterystyki nadwozia (itp. Sztywności/momenty gnące) wpływające na dynamikę
- zarys odniesienia skrajni który jest podstawą do wyznaczenia zarysu pojazdu tak, aby podczas najbardziej niekorzystnych stanów eksploatacyjnych nie wchodził w kolizję z urządzeniami stałymi
- warunki pracy i charakterystyki trasy
- zarys zewnętrzny koła (nowego i zużytego) i/lub granice stożkowatości jeśli są określone.

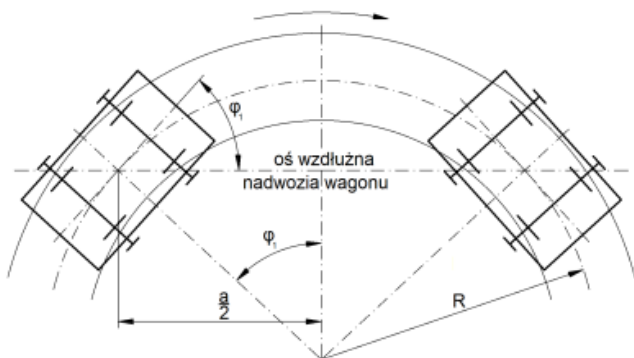
Among the above-mentioned, one of the most important functional features of the body is the possibility of negotiating the wagon into a curve with a minimum radius of R35 m or R75 m. These curves are not on the routes, but only make the internal infrastructure of rolling stock repair plants, carriers etc.

The calculations of the maximum angle of rotation of the bogies in relation to the axis of the freight wagon body, while passing through the curve of the track with the minimum radius, were determined on the basis of the methodology presented in the report of ORE/ERRI B12DT135 [1].

The total angle of rotation φ_3 of the bogie in relation to the body consists of two angles of rotation φ_1 and φ_2 . The angles φ_1 and φ_2 are presented in fig.4.1 and fig.4.2. Passing through the curve with the minimum radius should be performed using two methods:

- an analytical method based on the methodology presented in the report of ORE/ERRI B12DT135
- an experimental method, through the curve that was recognized as passable for the wagon.

The criterion for the correct test is the lack of collision of bogie parts adjacent to the wagon body parts. Both bogies and the wagon body should be visually inspected.



Legenda/legend: oś wzdłużna nadwozia wagonu - longitudinal axis of the wagon body

Rys. 4.1. Kąt φ_1 obrotu wózka względem nadwozia na łuku o promieniu R [1]

Fig. 4.1. The angle φ_1 of bogie rotation relative to the body on the curve with radius R [1]

The total angle of rotation ψ_3 is determined from the following relation:

$$\varphi_3 = \varphi_1 + \varphi_2$$

Placing the dependencies resulting from fig.2.16 and fig.2.17 the angle ψ_3 is:

$$\varphi_3 = \arcsin \frac{a}{2R} + \arcsin \frac{2\left(\frac{\sigma}{2} + q\right)}{p}$$

gdzie:/where:

a-odległość pomiędzy czopami skrętów (baza wagonu);/ distance between pivots (wagon base)

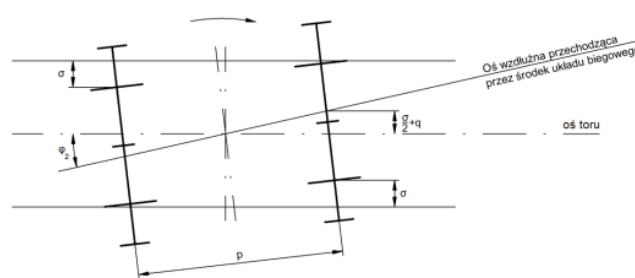
Spośród wyżej wymienionych jedną z ważniejszych cech funkcjonalnych wózka jest umożliwienie wpisywania się wagonu w łuk o minimalnym promieniu R35 m lub R75 m. Łuki te nie występują na szlakach ale wyłączenie stanowią infrastrukturę wewnątrzzakładową zakładów naprawczych taboru, przewoźników itp.

Obliczenia maksymalnego kąta obrotu wózków w stosunku do osi nadwozia wagonu towarowego, podczas przejazdu przez łuk toru o minimalnym promieniu, wyznaczono w oparciu o metodykę, przedstawioną w raporcie ORE/ERRI B12DT135 [1].

Całkowity kąt obrotu φ_3 wózka w stosunku do nadwozia składa się z dwóch kątów obrotu φ_1 oraz φ_2 . Kąty φ_1 oraz φ_2 są przedstawione na rys.4.1 i rys.4.2. Przejazd przez łuk o minimalnym promieniu należy przeprowadzić dwoma metodami:

- metodą analityczną w oparciu o metodykę, przedstawioną w raporcie ORE/ERRI B12DT135
- metodą doświadczalną, przez łuk który został uznany jako przejezdny dla wagonu.

Kryterium prawidłowej próby jest brak kolizji części wózka, sąsiadujących z częściami nadwozia wagonu. Obydwu wózki oraz nadwozie wagonu powinny być poddane obserwacji wizualnej.



Legenda/legend: oś wzdłużna przechodząca przez środek układu biegowego - longitudinal axis through the center of running gear oś toru – track axis

Rys.4.2. Kąt φ_2 obrotu wózka względem nadwozia na łuku o promieniu R [1]

Fig.4.2. The angle φ_2 of bogie rotation relative to the body on the curve with radius R [1]

Sumaryczny kąt obrotu ψ_3 wyznacza się z następującej zależności:

$$\varphi_3 = \varphi_1 + \varphi_2$$

Podstawiając zależności, wynikające z rys.2.16 oraz rys.2.17 kąt ψ_3 wyniesie:

$$\varphi_3 = \arcsin \frac{a}{2R} + \arcsin \frac{2\left(\frac{\sigma}{2} + q\right)}{p}$$

gdzie:/where:

a-odległość pomiędzy czopami skrętów (baza wagonu);/ distance between pivots (wagon base)

R- minimalny promień łuku toru, przez który może przejechać wagon czteroosiowy, na wózkach z zawieszeniem typu Y25; σ - luz w torze określony przez różnicę prześwitów toru oraz szerokości prowadnej zestawu kołowego; przyjmując maksymalny prześwit toru 1470 mm oraz minimalną szerokość prowadną zestawu kołowego 1410 mm otrzymuje się różnicę wynoszącą $\sigma=60$ mm;/ minimum radius of track curve through which a four-axle wagon can pass on bogies with Y25 type; σ - clearance in track defined by the difference between the track gauges and the guide width of the wheelset; assuming the maximum track gauge of 1470 mm and the minimum guide width of the wheelset of 1410 mm it is obtained the difference of $\sigma=60$ mm

p- baza wózka, która wynosi 1,8 m dla wózków typu Y25;/ bogie base which is 1.8 m for bogies of Y25 type

q- luz poprzeczny pomiędzy korpusem maźnicy i korpusem prowadnicy, w przypadku wózków typu Y25 luz poprzeczny $q=10$ mm/ lateral clearance between the body of axle box and the body of guide, in the case of Y25 bogies the lateral clearance $q=10$ mm.

Mając na uwadze powyższe w tabelicy 3 przedstawiono kąty obrotu j_1, j_2, j_3 dla wybranych typów wagonów.

Taking into account the above, table 3 presents the angles of rotation j_1, j_2, j_3 for the selected types of wagons.

Wykaz kątów obrotu $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ dla wybranych typów wagonów dla wartości $\sigma=60$ mm Tablica 3
List of rotation angles $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ for the selected types of wagons for value $\sigma=60$ mm Table 3

Typ wagonu/Wagon type	q [m]	a [m]	p [m]	R [m]	σ [m]	φ_1 [o]	φ_2 [o]	φ_3 [o]
Wagon 60' Sgnss	0.01	14.2	1.8	75	0.06	5.43	2.54	7.97
Wagon 80' Sgnss	0.01	19.3	1.8	150	0.06	3.68	2.54	6.23
Wagon 80' Sgnss	0.01	19.3	1.8	75	0.06	7.39	2.54	9.93
Zags 53m3	0.01	7.45	1,8	35	0.06	6.10	2.54	8.65
Zags 120m3	0.01	13.5	1.8	35	0.06	11.11	2.54	13.66
Zags 123m3	0.01	14.4	1.8	35	0.06	11.87	2.54	14.41
Sns-x	0.01	14.4	1,8	75	0.06	5.50	2.54	8.05
Rns-z	0.01	16.81	1.8	75	0.06	6.43	2.54	8.98
Shimmns S10B	0.01	7	1.8	35	0.06	5.73	2.54	8.28
Eamnos 57m3-E06A	0.01	6.5	1.8	35	0.06	5.32	2.54	7.87
Habbii(II)ns 352	0.01	18.36	1.8	60	0.06	8.80	2.54	11.34

However, table 4 presents the rotation angles for the state in which the maximum track gauge is 1435 mm and the minimum guide width of the wheelset is 1426 mm. Then σ takes the value of 9 mm.

W tabelicy 4 natomiast przedstawiono kąty obrotu dla stanu, w którym maksymalny prześwit toru wynosi 1435 mm oraz minimalna szerokość prowadna zestawu kołowego 1426 mm. Wówczas σ przyjmuje wartość 9 mm.

Wykaz kątów obrotu $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ dla wybranych typów wagonów dla wartości $\sigma=9$ mm **Tablica 4**
 List of rotation angles $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ for the selected types of wagons for value $\sigma=9$ mm **Table 4**

Typ wagonu/Wagon type	q [m]	a [m]	p [m]	R [m]	σ [m]	φ_1 [o]	φ_2 [o]	φ_3 [o]
Wagon 60' Sgnss	0.01	14.2	1.8	75	0.009	5.43	0.92	6.35
Wagon 80' Sgnss	0.01	19.3	1.8	150	0.009	3.68	0.92	4.61
Wagon 80' Sgnss	0.01	19.3	1.8	75	0.009	7.39	0.92	8.31
Zags 53m3	0.01	7.45	1.8	35	0.009	6.10	0.92	7.03
Zags 120m3	0.01	13.5	1.8	35	0.009	11.11	0.92	12.04
Zags 123m3	0.01	14.4	1.8	35	0.009	11.87	0.92	12.79
Sns-x	0.01	14.4	1.8	75	0.009	5.50	0.92	6.43
Rns-z	0.01	16.81	1.8	75	0.009	6.43	0.92	7.35
Shimmns S10B	0.01	7	1.8	35	0.009	5.73	0.92	6.66
Eamnos 57m3-E06A	0.01	6.5	1.8	35	0.009	5.32	0.92	6.25
Habbii(II)ns 352	0.01	18.36	1.8	60	0.009	8.80	0.92	9.72

Taking into account the above, if there is the necessity of modernization, optimization of construction or design of a completely new vehicle/running gear system, then there is a possibility to contact the Sieć Badawcza Łukasiewicz to discuss the specific solutions.

„If the entrepreneur is looking for a complementary service he can also challenge us via the form available at www.lukasiewicz.gov.pl. Model of „challenging” has been in the Łukasiewicz since 15 October 2020 and owing to that we can present the entrepreneur in just 15 days an idea for solving his technological problem. Potential of the Łukasiewicz focuses on such research areas as: health, intelligent mobility, digital transformation, and sustainable economy and energy. Łukasiewicz – IPS „TABOR” belongs to two research areas, one of them is sustainable economy and energy, whose main areas of activity are focused on bioeconomy and material recovery, that is the main components so-called Circular Economy. Another area is the intelligent mobility, the activity of which is focused on the technologies related to the design, formation, production, characterization and using the logistics infrastructure and vehicles.”

Mając na uwadze powyższe, w przypadku gdy istnieje konieczność modernizacji, optymalizacji konstrukcji lub projektu zupełnie nowego pojazdu/układu biegowego wówczas istnieje możliwość zgłoszenia się do Sieci Badawczej Łukasiewicz celem omówienia konkretnych rozwiązań.

„Jeśli przedsiębiorca szuka komplementarnej usługi może nam również rzucić wyzwanie za pośrednictwem formularza znajdującego się na stronie www.lukasiewicz.gov.pl. Model „rzucania wyzwań” funkcjonuje w Łukasiewiczu od 15 listopada 2020 r. i dzięki niemu możemy przedstawić przedsiębiorcy w zaledwie 15 dni pomysł na rozwiązanie jego problemu technologicznego. Potencjał Łukasiewicza skupia się wokół takich obszarów badawczych jak: zdrowie, inteligentna mobilność, transformacja cyfrowa oraz zrównoważona gospodarka i energia. Łukasiewicz – IPS „TABOR” należy do dwóch obszarów badawczych jednym z nich jest zrównoważona gospodarka i energia, którego główne obszary działalności skupiają się wokół biogospodarki i odzysku materiałowego, czyli głównych komponentów tzw. Gospodarki Obiegu Zamkniętego. Kolejnym obszarem jest inteligentna mobilność, której działalność koncentruje się wokół technologii związanych z projektowaniem, wytwarzaniem, produkcją, charakteryzacją i użytkowaniem infrastruktury logistycznej i pojazdów.”

5. SUMMARY

The modern running gear of freight wagon should be characterized by:

- low tare weight which makes it possible to increase the loading weight of the wagon
- low manufacturing costs
- low operating costs (service life of wearing parts)
- low negative impact on the natural environment (optimization of components influencing on the noise and minimization of wearing parts)
- high structural strength from the point of view of increasing the loads of the wheelsets on the track.

The above parameters force the manufacturers of rolling stock and construction offices to modernize the existing design solutions of running gear or to develop the new constructions that enable the optimization of the structure of freight wagons by increasing the permissible load capacity of the wagon (by increasing the permissible loads of wheelsets on the track) and/or increasing the permissible transport speed.

BIBLIOGRAPHY / BIBLIOGRAFIA

- [1] *Sobaś M., Zawieszania i układy biegowe wagonów towarowych, Wydawnictwo IPS „Tabor” Poznań 2014*
- [2] *Terczyński P., Atlas wagonów towarowych, Wydawnictwo Kolpress, Poznań 2011*
- [3] *P.Michalak, W. Jakuszko Innowacyjna uniwersalna lokomotywa dwunapędowa, Zeszyty Naukowo – Techniczne SITK RP, Oddział w Krakowie nr 2 (2019)*
- [4] *Karta UIC 500: Normalizacja taboru transportowego i jego elementów. Zasady, procedury, wyniki. Wydanie 2 z grudnia 2000*
- [5] *Karta UIC 510-1: Wagony towarowe, układy biegowe – Normalizacja. Wydanie 9 z 01.01.78*
- [6] *EN 1527: Kolejnictwo – Wymagania dla wózków i układów biegowych*
- [7] *www.paulus.net.pl – dostęp 08.08.2021*
- [8] *https://tatravagonka.sk – dostęp 08.08.2021*
- [9] *www.wikipedia.org dostęp 08.08.2021*

5. PODSUMOWANIE

Nowoczesny układ biegowy wagonu towarowego powinien charakteryzować się:

- niską masą własną, umożliwiającą zwiększenie masy ładunkowej wagonu
- niskimi kosztami wytwarzania
- niskimi kosztami eksploatacji (trwałość elementów ulegającym zużyciu)
- niskim negatywnym oddziaływaniem na środowisko naturalne (optymalizacja elementów wpływających na hałas oraz minimalizacja części podlegających zużyciu)
- wysoką wytrzymałością konstrukcji z punktu widzenia zwiększenia nacisków zestawów kołowych na tor.

Powyższe parametry wymuszają na producentach taboru i biurach konstrukcyjnych konieczność modernizacji istniejących rozwiązań konstrukcyjnych układów biegowych lub opracowanie nowych konstrukcji, które umożliwią optymalizację konstrukcji wagonów towarowych poprzez zwiększenie dopuszczalnej ładowności wagonu (w wyniku zwiększenia dopuszczalnych nacisków zestawów kołowych na tor) i/lub zwiększenie dopuszczalnej prędkości przewozowej.