

Analytical determination of load capacity of the freight wagon wheelset axle with axle journal dimensions $\varnothing 120 \times 179$ mm

Analityczne określenie nośności osi zestawów kołowych wagonów towarowych z czopem o wymiarach $\varnothing 120 \times 179$ mm

The article presents an analytical method of determining the axle load capacity with axle journal dimensions $\varnothing 120 \times 179$ mm. Such axles are used in running gears of the IXTa freight wagons and the Y25 family of the bogies, with various versions. The results of strength calculations in particular axle sectors are presented, along with their evaluation and comparison to the criteria in force, based on the currently binding European regulations.

W artykule przedstawiono sposób określenia na drodze analitycznej nośności osi o wymiarach czopa $\varnothing 120 \times 179$ mm, stosowaną w układach biegowych wagonów towarowych typu IXTa oraz rodziny Y25 z odmianami. Przedstawiono wyniki obliczeń wytrzymałościowych w poszczególnych sektorach osi wraz z ich oceną i porównaniem do obowiązujących kryteriów, które oparto o aktualnie obowiązujące przepisy europejskie.

1. INTRODUCTION

The axle load capacity (i.e. ability to carry the service load) of axle journal dimensions $\varnothing 120 \times 179$ mm may be determined analytically. The calculations have been carried out based on the methodology presented in the European Standard PN-EN 13103-1:2017 (E) [14], that replaced the previously binding standards PN-EN 13103+A2:2012 [13] (calculation methodology of the carrying axles) and PN-EN 13104+A2:2013 [15] (calculation methodology of the driving axles).

As it was mentioned in [1 ÷ 4], the axle construction is very complex and subject to many various assessment criteria, which can include:

- allowable stress in bearing, bearing ring and wheel embedments;
- allowable stress in axle free surfaces;
- allowable axle deflection under extreme service conditions, in accordance with the UIC 510-2 [8] Code, with a view to ensure the dynamic properties provided by PN-EN 14363:2016E [17];
- allowable repair dimensions in the locations of bearing, bearing ring and wheel embedments, where extremely high material consumption occurs due to assembling and disassembling of the above mentioned parts;
- allowable repair dimensions on free surfaces;
- technological measures extending the durability of the axles, inclusive of surface rolling of the axle, induction hardening, quenching and tempering, etc.;

1. WSTĘP

Określenie nośności (zdolności do przenoszenia obciążeń eksploatacyjnych) osi z czopem $\varnothing 120 \times 179$ mm można wykonać na drodze analitycznej. Obliczenia wykonano w oparciu o metodykę przedstawioną w normie europejskiej PN-EN 13103-1:2017 (E) [14], która zastąpiła dotychczas obowiązujące normy PN-EN 13103+A2:2012 [13] (metodyka obliczenia osi tocznych) oraz PN-EN 13104+A2:2013 [15] (metodyka obliczenia wytrzymałości osi napędnych).

Jak już wspomniano w [1÷4] konstrukcja osi jest bardzo złożona i podlega wielu różnym kryteriom oceny, do których można zaliczyć:

- naprężenia dopuszczalne dla osadzeń pod łożyska, pierścieni oporowych oraz kół
- naprężenia dopuszczalne dla swobodnych powierzchni osi
- dopuszczalne ugięcie osi w eksploatacji w ekstremalnych warunkach eksploatacyjnych zgodnych z kartą UIC 510-2 [8], aby zapewnić własności dynamiczne zgodne z normą PN-EN 14363:2016E [17]
- dopuszczalne wymiary naprawcze w miejscach osadzeń łożysk, pierścieni oporowych oraz kół, gdzie dochodzi do bardzo dużego zużycia wskutek procesów właczania oraz stłaczania ww. elementów
- dopuszczalne wymiary naprawcze na powierzchniach swobodnych

- ensuring interchangeability in accordance with UIC 510-1 [7], the use of the oil duct in the wheel hub, in accordance with UIC 805-70 [10];
- keeping the repair criteria during operation, in accordance with PN-EN 15313:2016 [18].

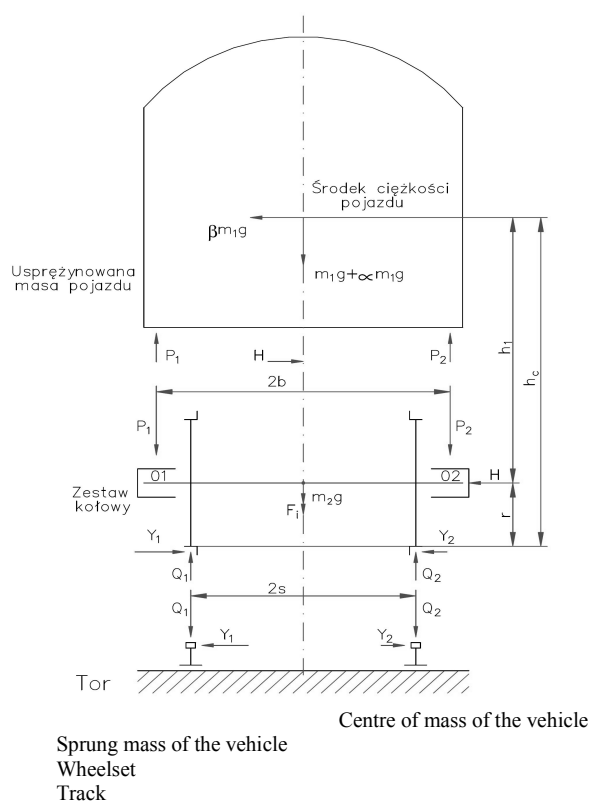
Despite improvement of the material properties that take place since the 1960's until now, the fatigue limit of the material subjected to bilateral bending amounts to $Z_{go}=200 \text{ N/mm}^2$ (200 MPa) [5,11,12,16,20,21]. This limit was experimentally determined for a smooth sample. The above material fatigue limit was determined on accredited test beds based on the Wöhler curve, while testing a larger number of the samples of equal sizes (1:1 samples). The limit of Z_{go} fatigue can be increased even up to 240 MPa, if the axle is rolled according to OW-1166/1 [22].

2. Description of the calculation method

The calculation method of stress determination in particular axle cross-sections presented in the European Standard PN-EN 13103-1:2017 (E) [14] is based on the method specified in the UIC 515-3 Code [9]. The UIC 515-3 Code itself was developed based on the report ORE/ERRI/B136/RP/11/D Frage 136, Bericht 11 [12].

Hence, a conclusion may be drawn that the method of carrying axle calculation remained practically unchanged. Fig. 1 presents a simplified calculation scheme of a freight wagon. The freight wagon body is subjected to two types of acceleration:

- vertical acceleration $\alpha=0,25 \text{ g}=2.452 \text{ m/s}^2$
- lateral acceleration $\beta=0,15 \text{ g}=1.47 \text{ m/s}^2$ (rys. 1).



- zabiegi technologiczne wydłużające trwałość osi, do których można zaliczyć wałeczkowanie (rolowanie) powierzchni osi, hartowanie indukcyjne, ulepszanie cieplne itd.
- zapewnienie zamienności zgodnie z kartą UIC 510-1 [7], stosowanie kanału olejowego w piaście koła zgodnie z kartą UIC 805-70 [10]
- utrzymanie kryteriów naprawczych podczas eksploatacji zgodnie z PN-EN 15313:2016 [18].

Pomimo zmian materiałowych, które odbywały się od lat sześćdziesiątych do teraz, granica zmęczenia materiału na obustronne zginanie wynosi $Z_{go}=200 \text{ N/mm}^2$ (200 MPa) [5,11,12,16,20,21]. Granica ta została ustalona dla próbki gładkiej w sposób doświadczalny. Powyższa granica zmęczenia materiału została określona na akredytowanych stanowiskach badawczych w oparciu o krzywą Wöhlera, na podstawie badania większej liczby próbek tej samej wielkości (próbki 1:1). Granica zmęczenia Z_{go} może ulec podwyższeniu nawet do 240 MPa, jeśli przeprowadzi się zabieg rolowania osi zgodny z OW-1166/1 [22].

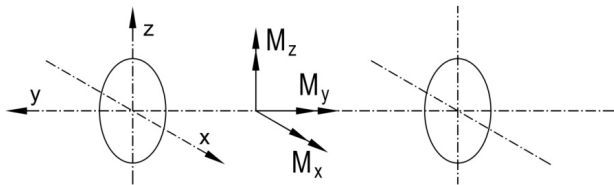
2. Opis metodyki obliczeniowej

Metodyka obliczeniowa dla obliczeń naprężeń w poszczególnych przekrojach osi, przedstawiona w normie europejskiej PN-EN 13103-1:2017 (E) [14] opiera się o metodykę przedstawioną w karcie UIC 515-3 [9]. Karta UIC 515-3 [9] została opracowana w oparciu o raport ORE/ERRI/B136/RP/11/D Frage 136, Bericht 11 [12].

Można zatem wyciągnąć wniosek, że metodyka obliczeń osi tocznych pozostała praktycznie taka sama. Na rys. 1 jest przedstawiony uproszczony schemat obliczeniowy wagonu towarowego. Na pudło wagonu towarowego działają dwa rodzaje przyspieszeń:

- przyspieszenie pionowe $\alpha=0,25 \text{ g}=2,452 \text{ m/s}^2$
- przyspieszenie poprzeczne $\beta=0,15 \text{ g}=1,47 \text{ m/s}^2$ (rys. 1).

Rys. 1. Schemat przyspieszeń α i β oraz układu sił F_1 , Q_1 , P_1 , Y_1 i F_2 , Q_2 , P_2 , Y_2 oraz H działających na wagon towarowy, układ biegowy oraz oś zestawu kołowego tocznego
Fig. 1. Diagram of α and β accelerations and the forces F_1 , Q_1 , P_1 , Y_1 i F_2 , Q_2 , P_2 , Y_2 and H acting on the freight wagon, its running gear and wheelset carrying axle



Rys. 3. Układ współrzędnych, który jest wykorzystywany do ustalenia momentów sił M_x , M_y oraz M_z obciążających oś zestawu kołowego tocznego, zastosowanego w wagonie towarowym
Fig. 3. The coordinate system in which the moments M_x , M_y and M_z acting on the wheelset carrying axle of the freight wagon are determined

The following symbols are used for the calculation purposes (refer to Figs 1÷3):

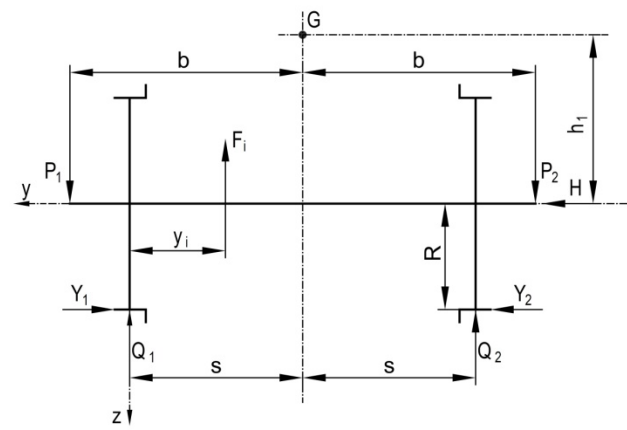
- m_1 (kg) – mass per one wheelset;
- m_2 (kg) – mass of one complete wheelset (without axle-box);
- m_1+m_2 (kg) – mass of the vehicle corresponding to the wheelset load.

The wheelset load acting on the track under static condition $P(N)$ is given by the expression

$$P = \frac{m_1 + m_2}{2} \cdot g \quad (1).$$

The other symbols denote:

- P_0 (N) – static force per the wheelset axle journal in case of symmetric load of the wheelset $P_0=m_1/2g$;
- P_1 (N) – vertical force acting on the left axle journal while the vehicle motion under maximum load;
- P_2 (N) - vertical force acting on the right axle journal while the vehicle motion under minimum load;
- Y_1 (N) – horizontal force arising between the rim of the left wheel and the rail from the side of more heavily loaded journal;
- Y_2 (N) - horizontal force arising between the rim of the right wheel and the rail from the side of less loaded journal;
- H (N) – horizontal force acting in the wheelset axle and balancing the Y_1 and Y_2 forces, (in professional literature referred to as the “bearing force”);
- $Q_1(N)$ – the vertical reactive force exerted by the rail on the wheel, located from the side of more heavily loaded journal;
- Q_2 (N) - the vertical reactive force exerted by the rail on the wheel, located from the side of less loaded journal;
- F_1 (N) – the forces exerted by the masses of non-suspended elements, located in middle part of the axle;
- F_f (N) – maximum contact pressure between the brake block shoes and the wheel;
- M_x (N·mm) – bending moment caused by the masses;



Legend to Fig. 2:

- G- centre of mass of the vehicle,
- H_1 - height of the centre of mass above the wheelset axis of symmetry,
- R- rolling radius of a new wheel.

Rys. 2. Schemat sił eksploatacyjnych F_1 , Q_1 , P_1 , Y_1 i F_2 , Q_2 , P_2 , Y_2 oraz H działających na zestaw kołowy toczny wg PN-EN 13103-1:2017(E) [14]

Fig. 2. Diagram of the operational forces F_1 , Q_1 , P_1 , Y_1 i F_2 , Q_2 , P_2 , Y_2 and H acting on the carrying wheelset, according to PN-EN 13103-1:2017(E) [14]

W obliczeniach użyto następujących symboli (patrz rys. 1÷3):

- m_1 (kg) - masa przypadająca na jeden zestaw kołowy,
- m_2 (kg) - masa jednego kompletnego zestawu kołowego (nieomaźnicowanego),
- m_1+m_2 (kg) - masa pojazdu odpowiadająca naciskowi zestawu kołowego na tor.

Nacisk zestaw kołowego na tor w stanie statycznym P (N) określa zależność:

$$P = \frac{m_1 + m_2}{2} \cdot g \quad (1).$$

Pozostałe symbole oznaczają:

- P_0 (N) - siła statyczna przypadająca na czop osi zestawu kołowego, jeśli zestaw kołowy jest obciążony symetrycznie $P_0=m_1/2g$
- P_1 (N) - siła pionowa działająca na lewy czop podczas ruchu pojazdu z największym obciążeniem
- P_2 (N) - siła pionowa działająca na prawy czop podczas ruchu pojazdu z najmniejszym obciążeniem
- Y_1 (N) – pozioma siła występująca między obrzeżem lewego koła, a szyną po stronie bardziej obciążonego czopa
- Y_2 (N) - pozioma siła, występująca między obrzeżem prawego koła, a szyną po stronie mniej obciążonego czopa
- H (N) - pozioma siła działająca w osi zestawu kołowego równoważąca działanie sił Y_1 i Y_2 ; siła ta w literaturze fachowej nazywana jest również siłą łożyskową

- M_x' i M_z (N·mm) - bending moment caused by braking;
- M_y' (N·mm) - torsional moment caused by braking;
- M_X i M_Z (N·mm) – sum of the bending moments;
- M_R (N·mm) – summarized moments;
- $2b$ (mm) – the distance between the points of application of the forces acting on the axle journals;
- $2s$ (mm) - the distance between the rolling circles of the wheelset wheels;
- h_1 (mm) – the height of the centre of mass above the wheelset axle;
- y_i (mm)- the distance between the rolling circle plane and the point of application of the force F_i ;
- y (mm)- the distance of abscissa of an axle cross-section, measured from the point of application of the force P_1 ;
- μ [-] – average coefficient of friction;
- σ (MPa) – the stress calculated in particular axle cross-sections;
- K [-] – stress concentration coefficient resulting from variation of the axle shape;
- R (mm) – nominal wheel radius coinciding with the rolling circle (so-called rolling radius);
- d (mm) – the smaller axle diameter in the cross-section where the diameter changes;
- D (mm) – the larger axle diameter in the cross-section where the diameter changes
- r (mm) – the transient radius between both diameters, allowing to determine the K coefficient;
- S - the safety factor, characterizing the risk or uncertainty related to the assumed load values as compared to the actual load values existing during operation. In case of the carrying axles $S = 1.2$, while in case of the driving axles it amounts to $S=1.5$.

The input data assumed for purposes of the strength calculation of the wheelset are as follows:

$$m_1 + m_2 = 20\,000 \text{ kg}$$

$$m_1 = 18\,899 \text{ kg}$$

$$m_2 = 1101 \text{ kg (assumed based on the construction documentation).}$$

The equation of moments with respect to the point O2 (the point of application of the force P_2 - Fig. 1) allows to formulate the following:

$$\sum M_{O_2} = P_1 \cdot 2b - \beta \cdot m_1 \cdot h_1 \cdot b - m_1 \cdot g \cdot b - \alpha \cdot m_1 \cdot b = 0, \quad (2),$$

$$\text{hence: } P_1 = \frac{m_1 \cdot g \cdot b + \alpha \cdot m_1 \cdot b + \beta \cdot m_1 \cdot h_1}{2b}. \quad (3).$$

Solution of similar equations for the forces Q_1 , Q_2 , Y_1 , Y_2 and H provides the following results:

$$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1 \cdot (b+s) - P_2 \cdot (b-s) + (Y_1 - Y_2) \cdot r], \quad (4),$$

$$Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2 \cdot (b+s) - P_1 \cdot (b-s) - (Y_1 - Y_2) \cdot r], \quad (5),$$

- Q_1 (N) - pionowa reakcja szyny na koło, położona po stronie bardziej obciążonego czopa osi
- Q_2 (N) - pionowa reakcja szyny na koło, położona po stronie mniej obciążonego czopa osi
- F_i (N) - siły wywierane przez masy elementów nieusprężynowanych, znajdujących się na części środkowej osi
- F_f (N) - maksymalny nacisk wstawek klocków hamulcowych na koło
- M_x (N·mm) - moment zginający, wynikający z oddziaływania mas
- M_x' i M_z (N·mm) - moment zginający, wynikający z hamowania
- M_y' (N·mm) - moment skręcający, wynikający z hamowania
- M_X i M_Z (N·mm) - suma momentów zginających
- M_R (N·mm) - momenty sumaryczne
- $2b$ (mm) - odległość między punktami przyłożenia sił, działających na czopy osi
- $2s$ (mm) - odległość między okręgami tocznymi kół zestawu kołowego
- h_1 (mm) - wysokość położenia środka ciężkości (środku masy) ponad osią zestawu kołowego
- y_i (mm)- odległość między płaszczyzną obwodu tocznego i miejscem działania siły F_i
- y (mm)- odległość odciętej dowolnego przekroju osi liczona od osi działania siły P_1
- μ [-] - średni współczynnik tarcia
- σ (MPa) - naprężenie obliczone dla poszczególnych przekrojów osi
- K [-] - współczynnik koncentracji naprężeń wynikający ze zmiany kształtu osi
- R (mm) - nominalny promień koła zestawu w okręgu tocznym (tzw. promień toczny)
- d (mm) - mniejsza średnica osi w przekrojach charakteryzujących się przejściem jednej średnicy w drugą
- D (mm) - większa średnica osi w przekrojach charakteryzujących się przejściem jednej średnicy w drugą
- r (mm) - promień przejściowy między jedną średnicą a drugą, służący do określenia współczynnika „ K ”
- S - współczynnik bezpieczeństwa, charakteryzujący ryzyko lub niepewność, co do przyjętych wartości obciążeń w zestawieniu z rzeczywistymi obciążeniami pojawiającymi się w eksploatacji i w przypadku osi tocznych $S=1,2$; dla porównania w przypadku osi trakcyjnych współczynnik bezpieczeństwa wynosi $S=1,5$.

Dane wyjściowe do obliczeń wytrzymałości osi zestawu kołowego są następujące:

$$Y_1=0,30 \text{ m}_1\text{g}, \quad (6)$$

$$Y_2=0,15 \text{ m}_1\text{g}, \quad (7)$$

$$H=Y_1-Y_2=0,15 \text{ m}_1\text{g}. \quad (8)$$

Further data have been adopted based on the construction documentation, i.e. $b=1000$ mm, $s=0,5 \cdot 1500=750$ mm, $r=460$ mm (rolling radius of a new wheel), $h_c=2600$ mm (height of the centre of gravity, accepted as the extreme value for the case of the 418S wagon, Table 1, after rounding) and $h_1=2600-460=2140$ mm.

The height values of the centres of gravity in the loaded condition were assumed using the calculation results for other freight wagons, specified and compared in Table 1.

$$m_1+m_2=20\,000 \text{ kg}$$

$$m_1=18\,899 \text{ kg}$$

$m_2=1101$ kg (przyjęta na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej).

Korzystając z równania momentów względem punktu 02 (punkt przyłożenia siły P_2 - rys. 1) uzyskuje się zależność:

$$\sum M_{02} = P_1 \cdot 2b - \beta \cdot m_1 \cdot h_1 \cdot b - m_1 \cdot g \cdot b - \alpha \cdot m_1 \cdot b = 0, \quad (2),$$

$$\text{stad: } P_1 = \frac{m_1 \cdot g \cdot b + \alpha \cdot m_1 \cdot b + \beta \cdot m_1 \cdot h_1}{2b}. \quad (3).$$

Po rozwiązaniu analogicznych równań, siły Q_1 , Q_2 , Y_1 , Y_2 oraz H wynoszą odpowiednio:

$$Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1 \cdot (b+s) - P_2 \cdot (b-s) + (Y_1 - Y_2) \cdot r], \quad (4),$$

$$Q_2 = \frac{1}{2s} [P_2 \cdot (b+s) - P_1 \cdot (b-s) - (Y_1 - Y_2) \cdot r], \quad (5),$$

List of the height values of the centres of gravity under empty and loaded conditions of the currently used freight wagons, determined analytically based on the calculations of deviations from the kinematic gauge reference profile (particular source materials are referred to in the notes)

Table 1

Zestawienie wysokości środków ciężkości (środków masy) w stanie próżnym oraz w stanie ładownym dla wagonów towarowych aktualnie eksploatowanych wyznaczonych analitycznie na podstawie obliczeń zwięźle od zarysu odniesienia skrajni kinematycznej (poszczególne materiały źródłowe przedstawiono w uwagach)

Tablica 1

Typ wagonu towarowego Freight wagon type	Typ wózka Bogie type	Dopuszczalny nacisk zestawu kołowego na tor [t] Wheel load limit [t]	Wysokość h_c środka ciężkości p.g.s. (stan próżny) [m] Height h_c of the centre of gravity above rail head level (under empty condition) [m]	Wysokość h_c środka ciężkości p.g.s. (stan ładowny) [m] Height h_c of the centre of gravity above rail head level (under loaded condition) [m]	Uwagi Notes
408W-węglarka 408W-coal wagon	1XTa/S	20	1,158	1,923	wg [23] acc. [23]
424V samowyladowczy 424V self-dumping	25TNb/2	20	1,492	2,404	wg [24] acc. [24]
432R/433R	25TNb/2	20	1,704	2,403	wg [26] acc. [26]
407Kb kryty 407Kb box-car	25TNb/2	20	1,303	2,243	wg [25] acc. [25]
418S	25TNb/2	20	1,743	2,536	wg [27] acc. [27]
418V samowyladowczy 418V self-dumping	2XTc	20	1,210	2,107	wg [28] acc. [28]
458R cysterna 458R tank wagon	Y25Lsd1/ Y25Lsd	22,5	1,560	2,270	wg [29] acc. [29]
456Re cysterna 456Re tank wagon	Y25Lsd1/ Y25Lsd	22,5	1,409	2,230	wg [30] acc. [30]

Therefore, the values of the forces $P_1, P_2, Y_1, Y_2, Q_1, Q_2$ and H acting on the wheelset axle amount, respectively, to:

$$P_1 = \left(0,625 + 0,075 \cdot \frac{2140}{1000} \right) \cdot 18899 \cdot 9,81 = 145631 \text{ N}, \quad (9)$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,075 \cdot \frac{2140}{1000} \right) \cdot 18899 \cdot 9,81 = 86117 \text{ N}, \quad (10)$$

$$Y_1=0,30 \text{ m}_1\text{g} \quad (6),$$

$$Y_2=0,15 \text{ m}_1\text{g} \quad (7),$$

$$H=Y_1-Y_2=0,15 \text{ m}_1\text{g} \quad (8).$$

Dalsze dane przyjęto na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej, tzn. $b=1\,000$ mm, $s=0,5 \cdot 1500=750$ mm, $r=460$ mm (promień toczny koła w stanie nowym),

$$Y_1 = 0,30 \cdot 18899 \cdot 9,81 = 55619\text{N}, \quad (11),$$

$$Y_2 = 0,15 \cdot 18899 \cdot 9,81 = 27809\text{N}, \quad (12),$$

$$Q_1 = \frac{1}{1500} \cdot [145631 \cdot 1750 - 86117250 + (55619 - 27809) \cdot 460] = 164078\text{N} \quad (13),$$

$$Q_2 = \frac{1}{1500} \cdot [86117 \cdot 1750 - 145631 \cdot 250 - (55619 - 27809) \cdot 460] = 67669\text{N} \quad (14).$$

The checking account is as follows:

$$P_1 + P_2 = 145631 + 86117 = 231748 \quad (15),$$

$$Q_1 + Q_2 = 164078 + 67669 = 231747 \quad (16).$$

The condition of equilibrium of the forces is met and proves correctness of the results:

$$P_1 + P_2 = Q_1 + Q_2 \quad (17)$$

$$H = 0,15 m_1 \cdot g = (Y_1 - Y_2) = 55619 - 27809 = 27810\text{N} \quad (18).$$

Table 2 includes the characteristics of selected cross-sections for the axle provided with $\varnothing 120 \times 179$ journal, inclusive of the forces, moments of forces acting on the axle and the stresses in particular axle cross-sections.

Specification of the characteristics of selected cross-sections for the axle provided with $\varnothing 120 \times 179$ journal, inclusive of the forces, moments of forces acting on the axle and the stresses in particular axle cross-sections

Table 2

Zestawienie charakterystyk wybranych przekrojów osi zestawu kołowego z czopem $\varnothing 120 \times 179$ mm, momentów obciążających oraz naprężeń w poszczególnych przekrojach

Tablica 2

Lp. Item	Parametr Parameter	CZĘŚĆ OSI ZESTAWU KOŁOWEGO THE PART OF THE WHEELSET AXLE			
		Czop Axle journal	Przedpiaście Dust collar	Przekrój osadzenia kola Wheel embedment cross-section	Zapiaście NAWF*
1.	Średnica nominalna przekroju d [mm] Nominal diameter of d cross-section [mm]	120	146	185	160
2.	Średnica zewnętrzna piasty koła [mm] Outer diameter of the wheel boss [mm]	D=240			
3.	Powierzchnia przekroju F [mm ²] Area of the F cross-section [mm ²]	11 309,7	16 741,5	26 880,2	20 106,1
4.	Moment bezwładności I [mm ⁴] Moment of inertia I [mm ⁴]	10 178 760,2	22 303 926,3	57 498 339,3	32 169 908,7
5.	Wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie W_x [mm ³] Section modulus W_x [mm ³]	169 646	305 533	621 606	402 123
6.	Wskaźnik wytrzymałości przekroju na skręcanie W_0 [mm ³] Torsional section modulus W_0 [mm ³]	339 292	611 066	1 243 211	804 247
7.	Ramię siły P_1 oraz F_f [mm] Arm of the forces P_1 and F_f [mm]	89	160	375	430,9
8.	Ramię siły Q_1 [mm] Arm of the force Q_1 [mm]	0	0	125	180,9
9.	Siła P_1 [N] The force P_1 [N]	145631			

$h_c = 2600$ mm (wysokość środka ciężkości, przyjęta jako ekstremalna dla wagonu 418S; tablica 1, po dokonaniu zaokrąglenia) oraz $h_1 = 2600 - 460 = 2140$ mm.

Wysokości środków ciężkości (środków masy) w stanie ładownym przyjęto przyjmując dane z obliczeń innych wagonów towarowych, które zebrano i porównano w tablicy 1.

W związku z powyższymi wartościami liczbowymi sił działających na oś zestawu kołowego P_1, P_2, Y_1, Y_2, Q_1 i Q_2 oraz H wynoszą odpowiednio:

$$P_1 = \left(0,625 + 0,075 \cdot \frac{2140}{1000} \right) \cdot 18899 \cdot 9,81 = 145631\text{N}, \quad (9),$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,075 \cdot \frac{2140}{1000} \right) \cdot 18899 \cdot 9,81 = 86117\text{N}, \quad (10),$$

$$Y_1 = 0,30 \cdot 18899 \cdot 9,81 = 55619\text{N}, \quad (11),$$

$$Y_2 = 0,15 \cdot 18899 \cdot 9,81 = 27809\text{N}, \quad (12),$$

$$Q_1 = \frac{1}{1500} \cdot [145631 \cdot 1750 - 86117250 + (55619 - 27809) \cdot 460] = 164078\text{N} \quad (13),$$

$$Q_2 = \frac{1}{1500} \cdot [86117 \cdot 1750 - 145631 \cdot 250 - (55619 - 27809) \cdot 460] = 67669\text{N} \quad (14).$$

Rachunek sprawdzający jest następujący:

$$P_1 + P_2 = 145631 + 86117 = 231748 \quad (15),$$

$$Q_1 + Q_2 = 164078 + 67669 = 231747 \quad (16).$$

Warunek równowagi sił dowodzący poprawności wyników jest spełniony:

$$P_1 + P_2 = Q_1 + Q_2 \quad (17)$$

$$H = 0,15 m_1 \cdot g = (Y_1 - Y_2) = 55619 - 27809 = 27810\text{N} \quad (18).$$

W tablicy 2 przedstawiono charakterystyki wybranych przekrojów dla osi z czopem $\varnothing 120 \times 179$ mm wraz z siłami, momentami sił obciążających oś oraz naprężeniami w poszczególnych przekrojach osi.

10.	Siła Q ₁ [N] The force Q ₁ [N]	164078			
11.	Siła P ₂ [N] The force P ₂ [N]	86117			
12.	Siła Q ₂ [N] The force Q ₂ [N]	67669			
13.	Siła Y ₁ [N] The force Y ₁ [N]	55619			
14.	Siła Y ₂ [N] The force Y ₂ [N]	27809			
15.	Siła H [N] The force H [N]	27810			
16.	Siła F _f [N] The force F _f [N]	29430			
17.	Moment M _x od siły P ₁ [N·mm] Moment M _x of the force P ₁ [N·mm]	12 961 159	23 300 960	54 611 625	62 752 398
18.	Moment M _x od siły Q ₁ [N·mm] Moment M _x of the force Q ₁ [N·mm]	0	0	-20 509 750	-27 302 579,2
19.	Moment od siły hamulcowej M _{x'} [N·mm] Moment of the brake force M _{x'} [N·mm]	261 927	470 880	735 750	735 750
19.	Moment od siły hamulcowej M _{y'} [N·mm] Moment of the brake force M _{y'} [N·mm]	l ₁ =89	l ₂ =160	l ₃ =375	l ₄ =416,4
		2 619 270	4 708 800	7 357 500	7 357 500
20.	Moment skręcający od sił hamulcowych M _z [N·mm] Torque of the brake forces M _z [N·mm]	0	0	13 537 800	13 537 800
21.	Moment zredukowany MR [N·mm] Equivalent moment MR [N·mm]	13 479 936	24 233 720	38 092 847	39 329 381
22.	Współczynnik karbu K _f [-] Notch factor K _f [-]	1,014	1,22	1	1,012
23.	Naprężenia bez uwzględnienia współczynnika K _f [N/mm ²] The stress without consideration of the K _f factor [N/mm ²]	79,03	77,80	61,3	97,8
24.	Naprężenia z uwzględnieniem współczynnika K _f [N/mm ²] The stress with consideration of the K _f factor [N/mm ²]	82,21	96,76	61,3	99
25.	Granica zmęczenia Z _{go} [N/mm ²] materialu EA1N Fatigue limit of EA1N Z _{go} [N/mm ²]	200	200	120	200
26.	Współczynnik bezpieczeństwa S [-] Safety factor S [-]	1,2			
27.	Naprężenia dopuszczalne σ _{dop} [N/mm ²] Allowable stress σ _{dop} [N/mm ²]	166	166	100	166
28.	Rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa S [-] Actual safety factor S [-]	2,1	1,71	1,63	1,76

*The axle part Near the Axle-Wheelseat Fillet

For purposes of calculation of the results presented in Table 2 the following data have been adopted:

- transient radius in the area of the axle journal – dust collar r=40 mm;
- transient radius in the area of the dust collar - wheel seat r=20 mm
- transient radius in the area of the middle part - wheel seat R=75 mm
- The A coefficient, used in order to determine the K_f factor, has been set down based on the formula of Fig. 7 of the standard PN-EN 13103-1:2017 (E) [14].

The graph of bending moment in particular wheelset axle cross-sections is shown in Fig. 4. According to Table 2, the axle effort in selected wheelset axle cross-sections varies. The values of allowable stress in the respective axle areas are also different. In the free

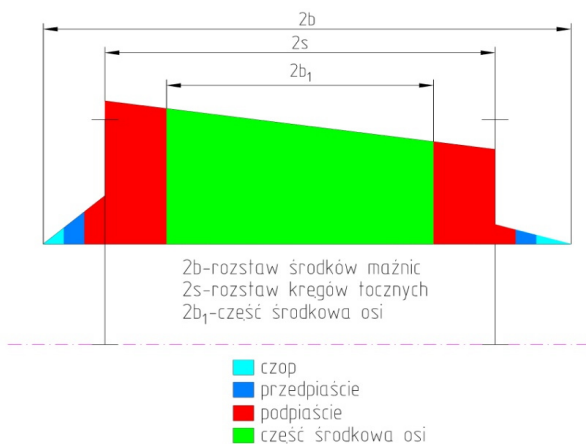
W przypadku wyników przedstawionych w tablicy 2, w celu wykonania odpowiednich obliczeń wykorzystano następujące dane:

- promień przejściowy w strefie czopa i przedpiaścia r=40 mm
- promień przejściowy w strefie przedpiaścia i podpiaścia r=20 mm
- promień przejściowy w strefie części środkowej i podpiaścia R=75 mm
- współczynnik A, użyty do wyznaczenia współczynnika K_f został wyznaczony wg wzoru z rys. 7 wg normy PN-EN 13103-1:2017 (E) [14].

Wykres momentu zginającego poszczególne przekroje osi zestawu kołowego jest podany na rys. 4. Jak widać

zones the allowable stress amounts to 166N/mm^2 , with safety factor $S=1.2$, while in the embedment area it drops down to 100N/mm^2 .

The allowable stresses are given for the axles made of EA1N material, characterized by tensile limit of $R_m=550\div 650\text{N/mm}^2$. Division of the axle into respective zones is shown in Fig. 5.



Rys. 4. Przykładowy rozkład momentu gnącego obciążającego oś zestawu kołowego

Fig. 5. An example of the bending moment distribution acting on the wheelset axle

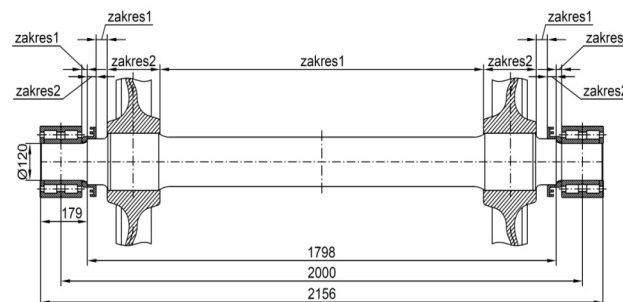
2b – spacing of middle points of the axle-boxes
2s – spacing of the rolling circles
2b₁ – middle part of the axle

Analysis of the stress results in free zones, i.e. in dust collar, wheel embedment and NAWF areas, indicates that the forces arising during operation induce higher stresses in dust collar and NAWF.

The concept of axle shaping is based on the principle that any fatigue scratch may be more easily detected in the exposed areas. Therefore, the stresses in the wheel boss are lower than in the neighboring areas. Another extremely important design condition allowing to keep this principle during operation, consists in fulfilment of the condition $D_{\text{piasty}}/d \geq 1.15$ or $D_{\text{piasty}}/d \geq 1.12$ in the case of the repair diameters. For the dust collar the ratio $D_{\text{piasty}}/d=185:146=1.26$ should be kept, while for NAWF $D_{\text{piasty}}/d=185:160=1.15$. In case of a wheel with boss diameter $D_{\text{piasty}}=183\text{mm}$, both conditions take less favorable values and are $D_{\text{piasty}}/d=183/146=1.25$ and $D_{\text{piasty}}/d=183/160=1.14$, respectively. Therefore, if larger forces arose during operation or mechanical damage appeared, that significantly decrease the fatigue strength, a crack might occur in the transition area in the zone of transition radii, joining both zones with the wheel embedment (called the dust collar).

This is one of the basic rules being obligatory during operation. The principle was confirmed by the research conducted by French, Japanese, British and American specialists. Thus, a crack is most likely to occur in the NAWF region (middle part of the axle) where the stresses take the highest values.

z tablicy 2, wyężenie osi w wybranych przekrojach osi zestawu kołowego jest różne. Różne są też wartości dopuszczalnych naprężen dla poszczególnych zakresów osi, i tak dla stref swobodnych przy zachowaniu współczynnika bezpieczeństwa $S=1,2$ naprężenia te wynoszą 166N/mm^2 oraz dla stref osadzeń 100N/mm^2 . Naprężenia dopuszczalne są określone dla osi wykonanych z materiału EA1N, posiadającego granicę na rozciąganie $R_m=550\div 650\text{N/mm}^2$. Podział osi na strefy jest przedstawiony na rys. 5.



Rys. 5. Podział osi zestawu kołowego na strefy (zakresy) osadzenia oraz strefy (zakresy) wolne (swobodne) range 1 range 2

Fig. 5. Division of the wheelset axle into the embedment areas and free areas

Wyniki naprężen w strefach swobodnych przedpiaścia, osadzenia pod koła oraz zapiască, naprężenia od sił eksploatacyjnych są wyższe w przedpiaściu oraz w zapiască.

Koncepcja ukształtowania osi polega na zachowaniu zasady, że wszelkie rysy zmęczeniowe są łatwiejsze do kontroli właśnie w rejonach odkrytych, dlatego też naprężenia w piaście koła są niższe niż w sąsiednich rejonach. Dalszym warunkiem konstrukcyjnym, aby taką zasadę utrzymać podczas eksploatacji, co jest niezwykle ważne, jest spełnienie warunku $D_{\text{piasty}}/d \geq 1,15$, a w przypadku zastosowania średnic naprawczych $D_{\text{piasty}}/d=1,12$. W przypadku przedpiaścia stosunek $D_{\text{piasty}}/d=185:146=1,26$, a w przypadku zapiască $D_{\text{piasty}}/d=185:160=1,15$. W przypadku zastosowania koła o średnicy piasty $D_{\text{piasty}}=183\text{mm}$ obydwa warunki przyjmują wartości mniej korzystne i wynoszące odpowiednio $D_{\text{piasty}}/d=183/146=1,25$, a w przypadku „zapiască” $D_{\text{piasty}}/d=183/160=1,14$. Gdyby zatem wystąpiły większe siły w eksploatacji albo powstały uszkodzenia mechaniczne znacznie osłabiającą wytrzymałość zmęczeniową, to wówczas pęknięcie może powstać w rejonie przejścia w strefie promieni przejściowych, łączących obydwie strefy z osadzeniem koła (zwanym podpiaściem).

Jest to jedna z podstawowych zasad obowiązujących w eksploatacji, którą umożliwia konstrukcja. Zasada ta została potwierdzona poprzez badania przeprowadzone przez specjalistów francuskich, japońskich, brytyjskich oraz amerykańskich. Tak więc najbardziej prawdopodobne jest wystąpienie

Another important issue from the point of view of the wheelset axle strength is the recommended ratio of the outer diameter of the wheel boss to the inner diameter. It amounts to $1.3 < D_z/D_w < 1.5$. In case of too small ratio a risk of deformation occurs, while too large ratio gives rise to a risk of cracking because of high notch factor, in accordance with section 4.3.4. of the ORE / ERRI Frage B 136 Report 11 [12]. The problem is connected to the need of minimization of the notch, caused by forcing the wheel on the axle. The axle is additionally loaded with surface pressure (compressive radial stress) and peripheral stress, that take the highest values on the outer axle surface. Table 3 presents the values of the D_z/D_w ratio and the values of the notch factor K_f . For purposes of the calculations the diameter of the wheel embedment $D_w=185$ mm was assumed.

According to the presented data the increase in the notch coefficient K_{f1} in the dust collar is more significant. In the case of an increase in the outer diameter D_z of the wheel boss, K_{f1} grows about by 10%. At the NAWF area this effect is rather minor, amounting approximately only to 1%. The D_z/D_w ratio is important taking into account the strength of the boss of the wheel being forced onto the wheelset axle. In the field of material strength this issue is known as the Lamé problem.

3. CONCLUSIONS

1. The presented analyzes indicate that strength of the axle with a $\text{Ø}120 \times 179$ mm journal is sufficient to support the operating loads, not exceeding the allowable stresses specified in the regulations. Some additional technological measures, such as e.g. rolling of the axles in particular cross-sections, are not considered in the presented calculations, although they might increase up to 240 MPa the fatigue limit Z_{90} of the rotating axle subject to bending. This is justified by the fact that rolling, also known as the surface strengthening procedure, gives rise to compressive stress. From the point of view of fatigue strength this procedure brings benefit and reduces the tensile stress caused by operating forces. Nevertheless, the problem of so-called stress relaxation, consisting in disappearance of these stresses as a result of vibrations of wide frequency band, has not been sufficiently studied. It seems that the induction hardening procedure carried out along the entire axle length and associated with structural changes (martensite occurrence) is more effective.
2. Load capacity of the wheel axle was calculated with assumption of a very high location of the centre of gravity $h_c = 2600$ mm of a loaded wagon. Such a location of the centre of gravity approximates well the one of the 418S four-axle freight wagon. It was based on an analysis of

pęknięcia w rejonie „zapięcia” (część środkowa osi), gdzie naprężenia są najwyższe.

Kolejną sprawą ważną z punktu widzenia wytrzymałości osi (zestawu kołowego) jest stosunek zewnętrznej średnicy piasty koła do średnicy wewnętrznej, który jest formułowany jako zalecenie. Zalecany stosunek wynosi $1,3 < D_z/D_w < 1,5$. Jeśli ten stosunek jest za mały, to wtedy powstaje niebezpieczeństwo powstania odkształceń, a jeśli jest za duży to wówczas powstaje niebezpieczeństwo pęknięcie z powodu dużego współczynnika karbu zgodnie z p.4.3.4. raportu ORE/ERRI Frage B 136 Raport 11 [12]. Zagadnienie to jest spowodowane minimalizacją karbu, spowodowanego wtłoczeniem koła na oś. Oś jest dodatkowo obciążona naciskami powierzchniowymi (ściskającymi naprężeniami promieniowymi) oraz naprężeniami obwodowymi, które na zewnętrznej powierzchni osi przyjmują największe wartości. W tabelicy 3 przedstawiono wartości stosunku D_z/D_w oraz wartości współczynnika karbu K_f . Dla obliczeń założono, że średnica osadzenia pod koła wynosi $D_w=185$ mm.

Jak widać z przedstawionego zestawienia zwiększenie współczynnika karbu K_{f1} dla przedpiaścia jest bardziej znaczące w przypadku wzrostu średnicy zewnętrznej D_z piasty koła i wynosi ok. 10%. W przypadku „zapięcia” wpływ ten nie jest znaczący i wynosi w przybliżeniu tylko 1%. Stosunek D_z/D_w jest natomiast istotny z punktu widzenia wytrzymałości piasty koła, włączanego na oś zestawu kołowego. W wytrzymałości materiałów zagadnienie to jest znane jako zadanie Lamego.

3. WNIOSKI

1. Z przedstawionych analiz wynika, że oś z czopem $\text{Ø}120 \times 179$ mm posiada wystarczającą nośność, aby przenieść obciążenia eksploatacyjne bez przekroczenia naprężeń dopuszczalnych określonych w przepisach. Przedstawione obliczenia nie uwzględniają dodatkowych zabiegów technologicznych, takich jak np. rolowanie (wałczkowanie) osi w poszczególnych przekrojach, które może zwiększyć granicę zmęczenia zginania obrotowego Z_{90} do wartości 240 MPa. Jest to uzasadnione tym, że zabieg rolowania, zwany inaczej zabiegiem umocnienia powierzchniowego wywołuje naprężenia ściskające. Z punktu widzenia wytrzymałości zmęczeniowej jest to zabieg przynoszący korzyści i zmniejszający wartość naprężeń rozciągających pochodzących od sił eksploatacyjnych. Problemem jednak, który nie został dostatecznie zbadany, jest tzw. relaksacja naprężeń, polegająca na zaniku tych naprężeń w wyniku drgań o szerokim paśmie częstotliwości. Wydaje się, że zabieg hartowania indukcyjnego, który przeprowadza się na całej długości osi, związany ze zmianami strukturalnymi (występowanie martenzytu), jest zabiegiem bardziej skutecznym.

- approximately 10 various types of the freight wagons. The calculations were carried out with a view to check the safety in case of occurrence of much greater moment induced by a lateral force.
3. In the above calculations the allowable deflections arising in particular sectors of the wheelset axles are not taken into account. The author intends to consider the problem in further publications. First of all, here the most important is the issue of sufficient axle rigidity ensuring correct dynamic behaviour of the wheelset motion on the track. As mentioned before, this will be a subject of subsequent publications.
 4. Analysis of the above calculations clearly shows that selection of the diameters of particular axle parts and transient radii is not arbitrary. Furthermore, the stress level in particular operational load-cases is so selected as any scratches or cracks might occur where they are easily detectable, i.e. in the central part of the axle (the highest stress level) or on the dust collar (the highest notch factor caused by the shape of the transition between neighboring cross-sections). The cracks may most likely occur on the so-called NAWF. Therefore, these places should be protected against corrosion by means of special paints from recognized manufacturers of class 1 or 2, according to the European Standard PN-EN 13261+A1:2011 [16]. Correctness of the selected axle cross-sections and transient radii was confirmed by bench tests, as well as long-term use by various railway companies.
 5. The analyzes carried out so far show, that despite sufficient reserve of the axle strength, a tendency to extend the wheelset axle useful life is observed. It is due to market realities according to which the rail freight transport strongly competes with the road transport. Therefore, a tendency to extend gradually the useful life of the axles takes place. As it was already notified in previous publications, the decisive criterion for authorization of the axle for use is its technical condition but in no event its age. Should the technical condition of the wheelset axle slightly deviates from the required state, the axle crack caused by an additional notch may occur after a period from few to several years of use. **The axles may be taken out of service only in result of emergence of internal or external defects exceeding the permissible values. The axle may be withdrawn from service in result of permanent exceedance of the shape and position deviations, loss of its dimensions, i.e. exceedance of the minimum permissible repair dimensions.**
 6. When analyzing particular cross-sections of the wheelset axles provided with $\text{Ø}120 \times 179$ mm journals, it should be taken into account that an
 2. Obliczenia nośności osi zestawu kołowego przeprowadzono przyjmując bardzo wysoko położony środek ciężkości (środek masy) $h_c=2\ 600$ mm wagonu w stanie ładownym. Tak wybrany środek ciężkości jest zbliżony do analizowanej wartości wagonu towarowego czteroosiowego 418S w stanie ładownym. Wybór ten przeprowadzono w oparciu o analizę około 10. różnych typów wagonów towarowych. Obliczenia przeprowadzono w kierunku sprawdzenia bezpieczeństwa przy działaniu dużo większym działaniem momentu siły skierowanej w kierunku poprzecznym.
 3. Ww. obliczenia nie uwzględniają dopuszczalnych strzałek ugięcia w poszczególnych sektorach osi zestawu kołowego, które autor przewiduje uwzględnić w dalszych publikacjach. Ważna jest tutaj przede wszystkim sprawa wystarczającej sztywności osi, co zapewnia prawidłową dynamikę podczas poruszania się zestawu kołowego w torze. Jak wspomniano, będzie to przedmiotem następnych publikacji.
 4. Z analizy ww. obliczeń wynika jasno, że dobór średnic poszczególnych fragmentów osi oraz promieni przejściowych nie jest przypadkowy, a poziom naprężeń w poszczególnych przypadkach obciążeń eksploatacyjnych jest tak dobrany, aby ewentualne rysy lub pęknięcia powstały tam, gdzie są łatwiejsze do wykrycia tzn. w części środkowej osi (najwyższy poziom naprężeń) lub na przedpiaściu (najwyższy współczynnik karbu spowodowany kształtem przejścia jednego przekroju w drugi). Najbardziej prawdopodobne jest wystąpienie pęknięć na tzw. „zapiaściu”. Dlatego też miejsca te powinny być zabezpieczone przed korozją za pomocą specjalnych farb od uznanych producentów klasy 1 lub 2 wg normy europejskiej PN-EN 13261+A1:2011 [16]. Prawidłowość dobranych przekrojów osi oraz promieni przejściowych potwierdziły badania stanowiskowe, jak również długoletnia eksploatacja prowadzona przez różne zarządy kolejowe.
 5. Z dotychczas przeprowadzonych analiz wynika, że pomimo wystarczającego zapasu wytrzymałościowego osi, występuje tendencja do wydłużania okresu użytkowania osi zestawu kołowego. Wynika to z realiów rynkowych, w których kolejowy transport towarowy jest poddany ostrej rywalizacji na rynku przewozowym z transportem drogowym. W związku z tym istnieje tendencja stopniowego wydłużania okresu eksploatacji osi. Jak już sygnalizowano w poprzednich publikacjach, decydującym kryterium o kwalifikowaniu osi do eksploatacji jest stan techniczny osi, a w żadnym wypadku nie wiek. Jeśli osi zestawu kołowego wykazuje niewielkie odstępstwa od wymaganego stanu technicznego, wówczas pęknięcie osi spowodowane dodatkowym karbem może nastąpić po od kilku do

oversized axle (with a much higher safety margin than required by binding regulations) should be considered as a design error, since the axle is a non-suspended part of the vehicle. The higher the value of non-suspended mass, the greater the impact effect arising between the vehicle and the track superstructure.

7. In case of the wheelset axles in use the strength optimization seems to be advisable, that could be carried out as part of the repairs at P5 level. Preliminary analysis indicates potential possibilities for optimization at low investment cost. The optimization has nothing to do with the calculated axle load capacity, that is satisfactory at the current operating level. Enhancement of operational safety without increasing the mass of the wheelset axle is always a deliberate procedure, regardless of the results already achieved.

BIBLIOGRAPHY / BIBLIOGRAFIA

- [1] Sobaś M. Wytyczne do określenia nośności osi zestawów kołowych wagonów towarowych z czopem o wymiarach $\varnothing 120 \times 179$ mm. *Pojazdy Szynowe* 2/2019
- [2] Sobaś M. Wpływ omażnicowanych zestawów kołowych na bezpieczeństwo eksploatacyjne. *Pojazdy Szynowe* nr 4/2016
- [3] Sobaś M. Diagnostyka osi zestawów kołowych układów biegowych pojazdów trakcyjnych i tocznych. *Pojazdy Szynowe* nr 4/2010
- [4] Sobaś M. Kryteria obiektywnej oceny prognozowanej oceny stanów osi zestawów kołowych pojazdów trakcyjnych. *Pojazdy Szynowe* nr 1/2011
- [5] Stasiak L. Doświadczenia determinacja charakterystyk wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych pojazdów szynowych. Poznań 1986
- [6] Tauscher H. Dauerfestigkeit von Stahl und Gusseisen. 4. neubearbeitete Auflage (VEB Fachbuchverlag Leipzig. 1982. (pol. „Wytrzymałość zmęczeniowa dla stali i żeliw. 4. przerobione wydanie (Wydawnictwo Książek Fachowych Lipsk 1982)
- [7] Karta UIC 510-1. Wagony towarowe. Układ biegowy. Normalizacja. 9-te wydanie. 1.01.1978. 14 zmian od 1.01.80 do 1.01.97
- [8] Karta UIC 510-2. Pojazdy doczepne. Warunki dla stosowania kół o różnych średnicach w układach biegowych różnego typu. 4-te wydanie ze zmianami od października 2002 do kwietnia 2004
- [9] Karta UIC 515-3. Pojazdy szynowe. Wózki – układy biegowe. Metodyka obliczeń osi zestawów kołowych. 1-sze wydanie z 1.07.1994. Karta wycofana 1.08.2006
- [10] Karta UIC 805-70. Otwór gwintowany kanałów dla hydraulicznego ściągania i połużniania połączeń zaciskowych. 2-gie wydanie z 1.07.1986
- [11] Karta UIC 811-1. Warunki techniczne na dostawę osi zestawów kołowych dla pojazdów trakcyjnych i wagonów. Karta wycofana 1.08.2006
- [12] Raport ORE/ERRI B12 Rp.11/D Frage B136 Radsätze mit aufgesattelten Achslagern: Konstruktion, Unterhaltung, Standardisierung. Bericht Nr.11. Berechnung von Radsatzwellen für Güterwagen und Reisezugwagen. Utrecht, April.1979 (j. polski: „Zestawy kołowe z nasadzonymi maźnicami: Konstrukcja, Utrzymanie, Standaryzacja. Raport 11. Obliczenie osi zestawów kołowych wagonów towarowych i wagonów osobowych.” Utrecht, kwiecień 1979.)
- [13] PN-EN 13103+A2:2012. Kolejnictwo. Zestawy kołowe i wózki. Osie zestawów kołowych tocznych. Zasady konstrukcji
- [14] PN-EN 13103-1:2017 (E). Kolejnictwo. Zestawy kołowe i wózki-Część 1: Zasady konstrukcji dla osi z czopami zewnętrznymi
- [15] PN-EN 13104+A2:2013. Kolejnictwo. Zestawy kołowe i wózki. Osie zestawów kołowych napędnych. Zasady konstrukcji
- [16] PN-EN 13261+A1:2011. Kolejnictwo. Zestawy kołowe i wózki. Osie. Wymagania dotyczące wyrobu.
- [17] PN-EN 14363:2016 E. Kolejnictwo. Badania i symulacje modelowe własności dynamicznych pojazdów szynowych przed dopuszczeniem do ruchu. Badania właściwości biegowych i próby stacjonarne
- [18] PN-EN 15313:2016 Kolejnictwo. Wymagania eksploatacyjne dotyczące obsługi zestawów kołowych. Utrzymanie zestawów kołowych pojazdów w eksploatacji i wyłączenie z eksploatacji.
- [19] EN ISO 643:2003. Steels. Micrographic determination of the apparent grain size.

- [20] PN-64/H-84027. Stal dla kolejnictwa. Gatunki.
- [21] PN-84/H-84027/03 . Stal dla kolejnictwa. Osie zestawów kołowych dla pojazdów szynowych. Gatunki.
- [22] OW-1166/1. Tymczasowe warunki techniczne na rolowanie osi zestawów kołowych dla pojazdów trakcyjnych oraz wagonów osobowych i towarowych (w archiwum IPS TABOR)
- [23] OR-6220. Obliczenie skrajni kinematycznej zwężonej wagonu 408W na wózkach 1XTa/S. (w archiwum IPS TABOR)
- [24] OR-6390. Obliczenie skrajni kinematycznej zwężonej wagonu 424V na wózkach 25TNb/2. (w archiwum IPS TABOR)
- [25] Opracowanie 407Kb 0108-1. Obliczenie skrajni kinematycznej wagonu 407 Kb na wózkach 25TNb/2. (w archiwum IPS TABOR)
- [26] Opracowanie 432 R 0108-1. Obliczenia skrajni kinematycznej zwężonej wagonów 432R i 433 R na wózkach 25TNb/2. (w archiwum IPS TABOR)
- [27] Opracowanie 418S 0108-1 . Obliczenie skrajni wagonu 418S na wózkach 25TNb/2. (w archiwum IPS TABOR)
- [28] Opracowanie 418V 11603-1/N. Obliczenie skrajni kinematycznej zwężonej wagonu 418Vb na wózkach 2XTc. (w archiwum IPS TABOR)
- [29] OR-8260. Wytyczne do obliczeń skrajni kinematycznej wagonów czteroosiowych na przykładzie wagonów cystern „458R” oraz wagonów pokrewnych. Wyznaczanie współczynnika pochylania i wpływu luzów ślizgów bocznych na zwężenia quasi-statyczne „z” (w archiwum IPS TABOR)
- [30] OR-8464. Obliczenia bieguna przechylania, współczynnika przechylania i niesymetrii własnej wagonu cysterny typu 456 Re przeznaczonego do transportu dwutlenku węgla w stanie ciekłym. (w archiwum IPS TABOR)