

- [20] EN ISO 643:2003. Steels. Micrographic determination of the apparent grain size.
- [21] PN-64/H-84027. Stal dla kolejnictwa. Gatunki.
- [22] PN-84/H-84027/03. Stal dla kolejnictwa. Osie zestawów kołowych dla pojazdów szynowych. Gatunki.
- [23] OW-1166/1. Tymczasowe warunki techniczne na rolowanie osi zestawów kołowych dla pojazdów trakcyjnych oraz wagonów osobowych i towarowych. Dokument przechowywany w archiwum „IPS TABOR”
- [24] OR-6220. Obliczenie skrajni kinematycznej zwężonej wagonu 408W na wózkach 1XTa/S. Dokument przechowywany w archiwum „IPS TABOR”
- [25] OR-6390. Obliczenie skrajni kinematycznej zwężonej wagonu 424V na wózkach 25TNb/2. Dokument przechowywany w archiwum „IPS TABOR”
- [26] Opracowanie 407Kb 0108-1. Obliczenie skrajni kinematycznej wagonu 407 Kb na wózkach 25TNb/2. Dokument przechowywany w archiwum „IPS TABOR”
- [27] Opracowanie 432 R 0108-1. Obliczenia skrajni kinematycznej zwężonej wagonów 432R i 433 R na wózkach 25TNb/2. Dokument przechowywany w archiwum „IPS TABOR”
- [28] Opracowanie 418S 0108-1. Obliczenie skrajni wagonu 418S na wózkach 25TNb/2. Dokument przechowywany w archiwum „IPS TABOR”
- [29] Opracowanie 418V 11603-1/N. Obliczenie skrajni kinematycznej zwężonej wagonu 418Vb na wózkach 2XTc. Dokument przechowywany w archiwum „IPS TABOR”
- [30] 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”. Dokument przechowywany w archiwum „IPS TABOR”
- [31] OR-8464. Obliczenia bieguny przechyłania, współczynnika przechyłania i niesymetrii własnej wagonu cysterny typu 456 Re przeznaczonego do transportu dwutlenku węgla w stanie ciekłym. Dokument przechowywany w archiwum „IPS TABOR”

dr inż. Marek Sobaś, prof. Instytutu
ŁUKASIEWICZ – IPS „TABOR”

Determination of bendings of axle with journal with dimensions of $\varnothing 120 \times 179$ mm of freight wagon wheelsets

Określenie ugięć osi z czopem o wymiarach $\varnothing 120 \times 179$ mm zestawów kołowych wagonów towarowych

The article presents the analytical determination of axle bendings with the journal dimensions of $\varnothing 120 \times 179$ mm, used in the running gear systems of freight wagons of 1XTa type and Y25 family with variants. The results of calculations of the bending arrows in the individual sectors of the axle are presented together with their assessment and comparison to the applicable criteria which were taken based on the currently applicable European regulations. Calculations of transverse vibrations frequencies acting on the wheelset axle are also presented.

W artykule opisano analityczne wyznaczanie ugięć osi o wymiarach czopa $\varnothing 120 \times 179$ mm zastosowanej w układach biegowych wagonów towarowych typu 1XTa oraz rodziny Y25 z odmianami. Następnie, przedstawiono wyniki obliczeń dotyczące wartości ugięć w poszczególnych sektorach osi wraz z ich oceną i porównaniem do obowiązujących kryteriów zamieszczonych w przepisach europejskich. Zamieszczono również obliczenia częstotliwości drgań giętych występujących w oś zestawu kołowego.

1. WSTĘP

Problematyka nośności osi została przedstawiona w opracowaniach [1÷5]. Niniejszy artykuł jest kontynuacją tych opracowań. W opracowaniu [1] przedstawiono obliczenia nośności osi zestawu kołowego w formie naprężeń w poszczególnych sektorach osi zestawu kołowego z czopem $\text{Ø}120 \times 179$ mm. Określenie nośności osi z czopem $\text{Ø}120 \times 179$ mm (zdolności do przenoszenia obciążeń eksploatacyjnych) wykonano metodą analityczną. Obliczenia wykonano według metodyki przedstawionej 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 [16] (metodyka obliczenia wytrzymałości osi trakcyjnych). Wyżej wymieniona norma nie podaje jednak metodyki obliczenia ugięć osi zestawu kołowego tak, aby zachować wymiar 1360 ± 3 mm. Można wyciągnąć wniosek, że naprężenia w konstrukcji osi, wynikające z działania obciążeń eksploatacyjnych, nie są jedynym kryterium oceny nośności osi. Zestaw kołowy, wyposażony w oś z czopem 120×179 mm posiada wymiar A_z w stanie niezabudowanym, wynoszący 1360^{+2} mm zgodnie z dokumentacją konstrukcyjną oraz zgodnie z pkt. 1.6 karty UIC 510-2 [9]. Zgodnie z tym punktem dla zestawów kołowych z łożyskowaniem zewnętrznym (przypadek rozpatrywany) lub z łożyskowaniem wewnętrznym (inne kursujące pojazdy) wymiar nominalny odległości wewnętrznych wieńców kół w stanie nowym lub w przypadku reprofilowanych wieńców w stanie nieobciążonym musi posiadać pole tolerancji ± 1 mm, aby można było zachować wymiar podczas eksploatacji:

- maksymalnie 1363 mm
- minimalnie 1357 mm dla zestawów kołowych z kołami o średnicy $D=1000$ mm do $d=840$ mm

oraz

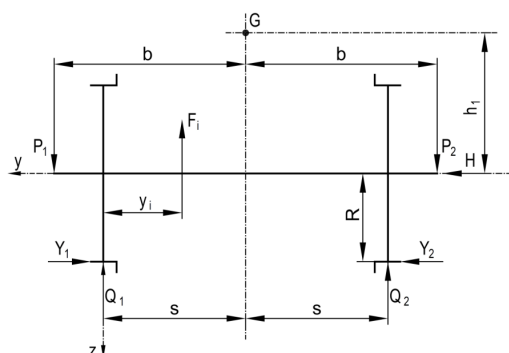
- maksymalnie 1363 mm
- minimalnie 1359 mm dla zestawów kołowych z kołami o średnicy $D=840$ mm do $d=330$ mm.

Niniejsze wymiary uwzględniają przekroczenia spowodowane przez odkształcenia sprężyste oraz trwałe, występujące w eksploatacji. Oprócz tego wymaga się utrzymania wymiarów obydwu tarcz kół. Jak widać z powyższego oś musi wykazywać określoną sztywność, aby można było zachować wymiar A_z w wymaganych granicach, określonych przez kartę UIC 510-2 [9]. Wytrzymałość zmęczeniowa na obustronne zginanie osi P35N wg normy PN-64/H-84027 [21], PN-84/H-84027/03 [22], A1N wg karty UIC 811-1 [12] oraz EA1N wg normy PN-EN 13261+A1:2011 wynosi $Z_{go}=200$ MPa [17], natomiast jeśli oś jest umocniona powierzchniowo zgodnie z OW-1166/1 [23], wówczas wartość ta wzrasta do $Z_{go}=240$ MPa, co zostało wykazane w opracowaniu [6]. Oś spełnia pod względem wymiarowym wymagania zmienności wg karty UIC 510-1 [8].

2. OBLICZENIA

2.1. Opis metodyki obliczeniowej

Metodyka dla obliczeń ugięć (strzałki ugięcia) w poszczególnych przekrojach osi **nie jest przedstawiona** w normie europejskiej PN-EN 13103-1:2017 (E) [14] i jej podstawą jest metodyka przedstawiona w karcie UIC 515-3 [10]. Karta UIC 515-3 [10] została opracowana na bazie raportu ORE/ERRI/B136/RP/11/D Frage 136, Bericht 11[13].



Rys. 1. Schemat sił eksploatacyjnych F_1 , Q_1 , P_1 , Y_1 i F_2 , Q_2 , P_2 i Y_2 oraz H , działających na zestaw kołowy toczny wagonu towarowego wg PN-EN 13103-1:2017(E) [15]

Legenda:

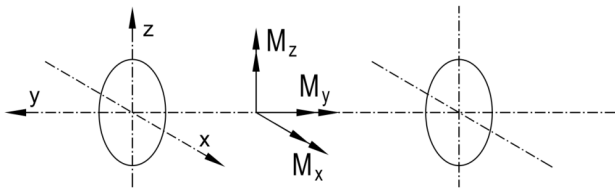
G - środek ciężkości (masy) wagonu wg [1, 24÷31],

h_1 - wysokość środka ciężkości (środka masy) w odniesieniu do osi zestawu kołowego [1, 24÷31],

R - promień toczny koła,

$2b$ - odległość pomiędzy umownymi środkami maźnic,

$2s$ - odległość pomiędzy kręgami tocznymi kół.



Rys. 2. 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 wg PN-EN 13103-1:2017 [15]

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

m_1 (kg) - masa przypadająca na jeden zestaw kołowy,

m_2 (kg) - masa jednego kompletnego zestawu kołowego (nie oznaczanego),

m_1+m_2 (kg) - masa pojazdu odpowiadająca naciskowi zestawu kołowego na tor.

P (N) – nacisk koła zestawu kołowego na tor w stanie statycznym:

$$P = \frac{m_1 + m_2}{2} \quad (1),$$

$F(N)$ - nacisk zestawu kołowego na tor w stanie statycznym,

P_0 (N) - siła statyczna przypadająca na jeden 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,

$Q_1(N)$ - 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,

$M_x(N)$ - moment zginający, wynikający z oddziaływania mas,

M_x' i M_z' (N·mm) - moment zginający, wynikający z hamowania,

M_y i M_y' (N·m) - moment skręcający, wynikający z hamowania,

M_X oraz M_Z (N·mm) - suma momentów zginających w płaszczyźnie X oraz Z,

M_R (N·mm) – momenty sił 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 płaszczyzny działania osi 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 $S=1,5$.

E - moduł Younga, dla stali przyjęto na poziomie $2,1 \cdot 10^5$ MPa

Dane wyjściowe do obliczeń wytrzymałości osi zestawu kołowego:

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

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

$$m_2 = 1101 \text{ kg (przyjęta na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej).}$$

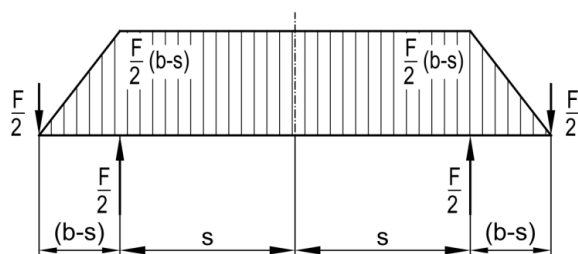
W tabelicy 1 przedstawiono charakterystyki wybranych przekrojów dla osi z czopem $\varnothing 120 \times 179 \text{ mm}$ wraz z siłami, momentami sił, obciążającymi oś oraz naprężeniami w poszczególnych przekrojach osi [1].

Tablica 1 – patrz w wersji angielskiej artykułu

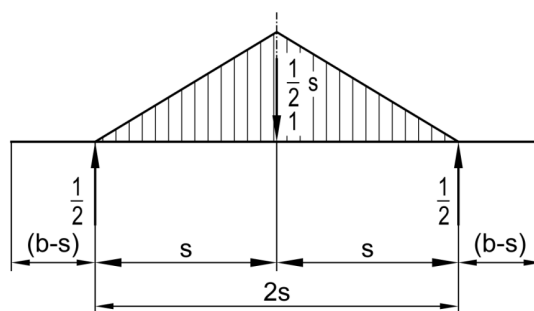
W przypadku wyników przedstawionych w tabelicy 2, wykorzystano następujące dane w celu wykonania odpowiednich obliczeń:

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

Strzałkę ugięcia osi zestawu kołowego w środku osi można wyznaczyć ze wzoru wynikającego z zasady mnożenia wykresów wg metody Maxwella-Mohra (patrz rys. 3 i rys. 4).



Rys. 3. Wykres momentu gnącego, powstałego od obciążenia $F/2$ (wagon maksymalnie załadowany)



Rys. 4. Wykres momentu gnącego, powstałego od umownej siły jednostkowej

Wzór f_1 , określający ugięcie osi zestawu kołowego w stanie maksymalnie załadowanym wagonu, odpowiadającym masie brutto $80\,000 \text{ kg}$ przyjmuje postać następującą:

$$f_1 = \frac{F \cdot (b-s) \cdot (2s)^2}{2 \cdot 8 \cdot E \cdot J} \quad (2).$$

Podstawiając $F=196\,200 \text{ N}$, $b=1000 \text{ mm}$, $s=750 \text{ mm}$, moduł Younga dla stali $E=2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ oraz $J=32\,169\,908,7 \text{ mm}^4$ (dla średnicy osi w części środkowej, $d=160 \text{ mm}$ do wzoru (2)) otrzymuje się:

$$f_1 = \frac{196\,200 \cdot (1000 - 750) \cdot (1500)^2}{2 \cdot 8 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 32\,169\,908,7} = 1,02 \text{ mm} \quad (3).$$

Podstawiając $F=196\,200 \text{ N}$, $b=1000 \text{ mm}$, $s=750 \text{ mm}$, $E=2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ oraz $J=33\,808\,815,5 \text{ mm}^4$ (dla średnicy osi w części środkowej, $d=162 \text{ mm}$) do wzoru (2) otrzymuje się:

$$f_1 = \frac{196\,200 \cdot (1000 - 750) \cdot (1500)^2}{2 \cdot 8 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 33\,808\,815,5} = 0,97 \text{ mm} \quad (4).$$

Podstawiając $F=196\,200 \text{ N}$, $b=1000 \text{ mm}$, $s=750 \text{ mm}$, $E=2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ oraz $J=30\,591\,322 \text{ mm}^4$ (dla średnicy osi w części środkowej, $d=158 \text{ mm}$) do wzoru (2) otrzymuje się:

$$f_1 = \frac{196\,200 \cdot (1000 - 750) \cdot (1500)^2}{2 \cdot 8 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 30\,591\,322} = 1,07 \text{ mm} \quad (5).$$

Powyższe wzory zostały przyjęte przy założeniu, że moment bezwładności J przekroju części środkowej osi jest stały na całej długości $2s$. W rzeczywistości moment bezwładności jest większy na części osadzenia koła oraz na promieniu przejściowym $R=75 \text{ mm}$, łączącym średnicę 185 mm oraz 160^{+2} mm . W rzeczywistości wyliczone strzałki ugięcia są nieco mniejsze. Jeśli porównać niniejsze wyniki, to można stwierdzić, że dla skrajnych wartości 158 mm oraz 162 mm strzałka ugięcia różni się między sobą odpowiednio o ok. 10% i $\pm 5\%$ w stosunku do wartości nominalnej strzałki ugięcia, wynoszącej $1,02 \text{ mm}$.

Sztywność osi w części środkowej mierzona w kN/mm można wyznaczyć ze wzoru:

$$k = \frac{16E \cdot J}{(b-s) \cdot 2s^2} \quad (6).$$

Podstawiając $b=1000$ mm, $s=750$ mm, $E=2,1 \cdot 10^5$ N/mm² oraz $J=32\,169\,908,7$ mm⁴ (dla średnicy osi w części środkowej, $d=160$ mm do wzoru (2)) otrzymuje się:

$$k = \frac{16 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 32\,169\,908,7}{(1000 - 750) \cdot 1500^2} = 192162 \text{ N/mm} \quad (7).$$

Strzałka ugięcia czopa osi zestawu kołowego w wyniku mnożenia wykresów Maxwella-Mohra:

$$f_2 = \frac{1}{6} \cdot \frac{F \cdot l_1^3}{E \cdot J_1} + \frac{1}{12} \cdot \frac{F \cdot (l_2 - l_1) [(2l_1 + l_2) \cdot l_1 + (l_1 + 2l_2) \cdot l_2]}{E \cdot J_2} + \frac{1}{4} \cdot \frac{F \cdot l_2^2 \cdot 2s}{E \cdot J_3} \quad (8).$$

Podstawiając dane $F=196200$ N, $E=2,1 \cdot 10^5$ N/mm², $J_1=10\,178\,760,2$ mm⁴, $J_2=22\,303\,926,3$ mm⁴, $J_3=32\,169\,908,7$ mm⁴, $l_1=101$ mm, $l_2=250$ mm, $l_1-l_2=149$ mm, $2s=1500$ mm otrzymuje się:

$$f_2 = \frac{1}{6} \cdot \frac{196200 \cdot 101^3}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 10\,178\,760,2} + \frac{196200 \cdot 149 \cdot [(202 + 250) \cdot 101 + (101 + 2 \cdot 250) \cdot 250]}{12 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 22\,303\,926,3} + \frac{1}{4} \cdot \frac{196200 \cdot 250^2 \cdot 1500}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 32\,169\,908,7} = 0,015 + 0,1 + 0,68 = 0,795 \text{ mm} \approx 0,8 \text{ mm} \quad (9).$$

Elastyczność osi w odniesieniu do czopa wynosi:

$$f_2 = \frac{1}{6} \cdot \frac{101^3}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 10\,178\,760,2} + \frac{149 \cdot [(202 + 250) \cdot 101 + (101 + 2 \cdot 250) \cdot 250]}{12 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 22\,303\,926,3} + \frac{1}{4} \cdot \frac{250^2 \cdot 1500}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 32\,169\,908,7} = 8,033 \cdot 10^{-8} + 5,193 \cdot 10^{-7} + 3,469 \cdot 10^{-6} = 4,06863 \cdot 10^{-6} \text{ mm/kN} \quad (10).$$

Sztywność osi wynosi (jako odwrotność podatności):

$$k=2,457 \cdot 10^5 \text{ N/mm} \quad (11).$$

2.3. Obliczenie częstości drgań własnych giętych

Przyjmując model osi jako belki obciążonej jednostkowym obciążeniem masowym q , równanie drgań giętych przedstawia się następująco:

$$EJ \frac{d^4 y}{dx^4} = q \quad (12).$$

Po przekształceniach równanie drgań poprzecznych osi jako belki o przekroju kołowym o masie równomiernie rozłożonej, przyjmuje postać następująca:

$$EJ \frac{d^4 y(x, t)}{dx^4} = -\frac{\gamma}{g} \cdot F \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (13).$$

Po wprowadzeniu stałej $a^2 = \frac{E \cdot J \cdot g}{F \cdot \gamma}$ otrzyma się równanie o postaci następującej:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0 \quad (14).$$

Rozwiązanie ww. równania przyjmuje postać:

$$\omega = \omega_n = \frac{\pi^2 \cdot n^2}{l^2} \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{F \cdot \gamma}} \quad (15).$$

Podstawiając dane liczbowe $n=1$, $l=2s=1,500$ m, $E=2,1 \cdot 10^{11}$ N/m², $J=32\,169\,908,7 \cdot 10^{-12}$ m⁴, $F=20\,106,1 \cdot 10^{-6}$ m², $g=9,81$ m/s² oraz $\gamma=7,86$ g/cm³= $7,86$ kg/m³· 10^{-3} · $10^6=7860$ kg/m³ otrzymuje się wartość ω częstości kołowej:

$$\omega = \omega_1 = \frac{\pi^2 \cdot 1^2}{1,500^2} \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 32\,169\,908,7 \cdot 9,81 \cdot 10^{-12}}{20\,106,1 \cdot 10^{-6} \cdot 7860 \cdot 9,81}} = 906,93 \text{ rad/s} \quad (16).$$

Częstotliwość drgań własnych f_n przedstawia się wg wzoru:

$$f_n = n^2 \cdot \frac{\omega_1}{2\pi} \quad (17),$$

gdzie: n - liczba naturalna, $n=1$, $n=2$ i $n=3$.

Po wstawieniu do wzoru (17) $\omega_1=906,93$ rad/s, $\omega_2=5698,4$ rad/s oraz $\omega_3=8162,37$ rad/s drgań własnych f_n otrzymuje się częstotliwość wynoszącą odpowiednio $f_1=144,34$ Hz ($n=1$), $f_2=577,36$ Hz ($n=2$), oraz $f_3=1299$ Hz ($n=3$).

Aby sprawdzić wiarygodność otrzymanego wyniku, dokonano weryfikacji wykorzystując wzór dla belki, jako układu drgającego, **podzielonego na trzy te same masy, odległe od siebie o wartość $l/3$, (gdzie $2l=2s$)**.

Wówczas wzór na wyznaczenie częstości kołowej własnej drgań giętnych przedstawia się następująco:

$$\omega = \frac{5,701}{l} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J}{1 \cdot m}} \quad (18).$$

Po wstawieniu wartości liczbowych $l=2s=1,5$ m, $E=2,1 \cdot 10^{11}$ N/m², $J=32\,169\,908,7 \cdot 10^{-12}$ m⁴, $m=79$ kg ($l/3$ m całej części środkowej osi) do równania (18) otrzymuje się:

$$\omega = \frac{5,701}{1,5} \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 32169908,7 \cdot 10^{-12}}{1,5 \cdot 79}} = 907,41 \text{ rad/s} \quad (19).$$

Częstotliwość własna drgań giętnych wynosi 144,41 Hz. Obydwa wyniki są bardzo zbliżone, co pozwala sądzić, że wyliczone wartości są prawidłowe. Analizując otrzymane wyniki częstości własnych drgań giętnych można stwierdzić, że leżą one na dosyć wysokim poziomie, nie zagrażającym bezpiecznej eksploatacji. Poziom drgań wymuszających jest zdecydowanie niższy, niż drgań wymuszenia kinematycznego. Źródłem przeciążenia osi jest przyspieszenie pionowe α oraz przyspieszenie poprzeczne β . Przyspieszenia te z kolei są wywołane odpowiednio nierównościami pionowymi oraz poprzecznymi, występującymi w torze oraz trajektorią toru (niezrównoważona przechyłka). Jeśli przyjąć, że 1 pełny cykl obciążenia zmęczeniowego odpowiada pełnemu obrotowi koła, wówczas można zdefiniować częstość wymuszeń jako:

$$\omega = 2\pi \cdot \frac{v}{L} = 2\pi \cdot \frac{v}{\pi \cdot D} \quad (20).$$

gdzie: v - prędkość liniowa w km/h [m/s].

Zestawienie częstości i częstości wymuszeń jest przedstawione w tablicy 2.

Tablica 2 – patrz w wersji angielskiej artykułu

Jak widać z tablicy 2 poziom częstości (częstotliwości) drgań wymuszających jest zdecydowanie mniejszy, niż drgań własnych części środkowej osi zestawu kołowego z czopem 120×179 mm. Tak więc można stwierdzić, że drgania giętne przy takich wymiarach osi nie stanowią istotnego zagrożenia. Oś jest wystarczająco sztywna w części środkowej, aby uniknąć rezonansu, tak że częstość (częstotliwość) drgań wymuszających nie stanowi zagrożenia dla bezpiecznej eksploatacji osi zestawu kołowego.

3. PODSUMOWANIE

W związku z przeprowadzonymi obliczeniami na temat nośności osi z czopem 120×179 mm, można zdefiniować nośność osi jako : „zdolność do przenoszenia obciążeń statycznych, zmęczeniowych oraz udarowych, pojawiających się w eksploatacji jak również zagwarantowanie takich ruchów i przemieszczeń zestawu kołowego w torze (zależnych bezpośrednio od jej geometrii), aby zapewnić właściwe oddziaływanie w układzie pojazd-tor oraz własności dynamiczne zgodnie z PN-EN 14363:2016 [18].” Trwałość osi w cyklach obciążeń oraz przebieg związany bezpośrednio z wagonem towarowym nie jest podany w normie PN-EN 13103-1:2017 [15], nawet gdyby przestrzegać ściśle wytycznych, podanych w normie PN-EN 15313:2016 [19]. Jest to kolejny dowód na to, że o trwałości osi decyduje jej aktualny stan techniczny, a nie wiek. Jeśli tak, to można postawić tezę, że jeśli badania osi podczas przeglądów i planowanych napraw, wspartych układami diagnostycznymi na pojeździe oraz na infrastrukturze są coraz dokładniejsze, to możemy oczekiwać, że osie zestawu kołowego osiągają coraz większe okresy trwałości. Zagadnienie właściwej kwalifikacji osi do eksploatacji jest tym bardziej istotne, że oś jest wrażliwa na karby. Zgodnie z [7] jako miarę wrażliwości na karby (niem. „Ker-bempfindlichkeit”) na działanie zewnętrzne karby, wprowadza się współczynnik

działania karbu β_K lub inaczej współczynnik karbu (niem. „Kerbwirkungszahl”) spowodowane uszkodzeniami, które mogą pojawić się w eksploatacji, do jakich można zaliczyć:

- uszkodzenia mechaniczne
- korozja spowodowana czynnikami atmosferycznymi jak klimat morski, „atmosfera przemysłowa”, woda, roztwory soli oraz związki chemiczne jak SO, SO₂, CO i CO₂ itd.
- utrata wymiarów osi, wskutek niewłaściwego procesu montażu i demontażu pierścieni łożyskowych oraz kół itd.

4. WNIOSKI

1. Z przedstawionej analizy wynika, że strzałki ugięcia osi w części środkowej oraz w rejonie czopa osi, przyjmują dość istotne, ale jeszcze bezpieczne wartości dla prowadzenia bezpiecznej eksploatacji, w świetle postawionego kryterium zakresu wewnętrznego rozstawu wieńców kół, wynoszącego 1360_{-3}^{+3} mm dla zewnętrznie ułożyskowanych zestawów kołowych. W tym przypadku należy zwrócić również uwagę na sztywność (elastyczność) tarczy obydwu kół. W przypadku kół o dużej podatności w kierunku poprzecznym, wymiar 1360_{-3}^{+3} może zostać przekroczony.
2. Zabiegiem konstrukcyjnym, który mógłby dodatkowo pomóc w utrzymaniu tego wymiaru jest ograniczenie tolerancji rozstawu wieńców kół z 1360_{-3}^{+3} mm do wartości 1360_{-1}^{+1} mm. Podobnie zaleca się, aby wymiar zewnętrznego rozstawu obrzeży kół, który w stanie nowym wynosi max. 1426 mm, a w stanie zużytych min. 1410 mm kontrolować tak, aby jego rozrzut z przyczyn zużycia powierzchni tocznej oraz obrzeży kół był możliwie jak najmniejszy. Gwarantuje to zachowanie lepszych własności dynamicznych w odniesieniu do toru referencyjnego w trakcie eksploatacji wagonu towarowego. Należy pamiętać, że rozstaw wewnętrzny wieńców kół zestawu kołowego niezabudowanego pod wagonem, w stanie nowym lub po naprawie nie powinien wynosić 1360_{-2}^{+2} mm, czyli nie powinien różnić się od stanu wyjściowego. Należy wziąć pod uwagę, że im bardziej zwiększa się dokładność wykonania zestawu kołowego oraz jego elementów oraz ograniczy się ich zmienność w trakcie eksploatacji, a w szczególności:
 - rozstaw zewnętrzny bocznych wieńców kół w stanie niezabudowanym oraz w stanie zabudowanym pod pojazdem,
 - rozstaw zewnętrzny obrzeży kół, zwany inaczej szerokością prowadną zestawu kołowego w torze,
 - różnicę średnic tocznych tego samego zestawu kołowego,

wówczas zwiększa się szansa na stabilność własności dynamicznych i wzajemnego oddziaływania w układzie pojazd-tor zgodnie z wytycznymi normy europejskiej PN-EN 14363:2016 [18].

Oczywiście jest to trudne zadanie, zważywszy że jest tendencja aby interwały pomiędzy poziomami P1, P2, P3, P4 i P5 zostały zwiększone. Zabiegi ze strony pojazdu, nie gwarantują osiągnięcia zamierzonego celu, gdyż istotne jest prawidłowe utrzymanie infrastruktury toru. Celem nadrzędnym jest utrzymanie wartości ekwiwalentnej stożkowatości, jako parametru charakteryzującego kontakt (styk) pomiędzy kołem, a szyną. Należy wyjść z ogólnego założenia, że im niższa wartość stożkowatości ekwiwalentnej, tym pojazd może rozwinąć wyższą prędkość. Wydłużenie okresów między-naprawczych nie zwiększy rentowności eksploatawanego taboru kolejowego, jeżeli nie podniesie się jakości wykonywanych napraw. Pewnym rozwiązaniem przyszłościowym wydaje się być wdrożenie napraw prewencyjnych „on time”. Metody te opierają się rozwiniętej diagnostyce infrastruktury oraz pojazdów (w tym wypadku wagonów towarowych).

3. Oś zestawu kołowego z czopem $\phi 120 \times 179$ mm ma wystarczającą nośność, aby zagwarantować pewną i bezpieczną eksploatację, pod warunkiem przeprowadzenia napraw na wszystkich poziomach, tak aby oś nie była narażona na działanie dodatkowych karbów, obniżających ustaloną granicę zmęczenia (wytrzymałość zmęczeniową). Wynika to ze wszystkich dotychczasowych opracowań [1÷3]. Kolejnym czynnikiem jest doskonalenie czynników naprawczych tak, aby wykrywać istotne wady, zwłaszcza rysy powierzchniowe, których głębokości odnośnie ryzyka eksploatacyjnego należy porównywać z wielkościami dopuszczalnej chropowatości powierzchni poszczególnych sektorów osi. Jak wykazuje praktyka eksploatacyjna mogą one być skutecznie wykrywane przez kombinację metod np. pomiaru chropowatości powierzchni, metod magnetyczno-proszkowych oraz metod ultradźwiękowych.

4. Należy wziąć pod uwagę, że możliwa jest optymalizacja trwałości osi będących w eksploatacji. Optymalizację tę można przeprowadzić na poziomie napraw P4 lub P5.

BIBLIOGRAFIA – patrz w wersji angielskiej artykułu