

Tadeusz SMOLNICKI¹, Mariusz STAŃCO²,

ANALIZA PRZYCZYŃ USZKODZENIA ŁOŻYSKA PODPARCIA MOSTU ZWAŁOWARKI ZGOT 15400.120

Streszczenie. Przedstawiono przykład analizy wielkogabarytowego węzła obrotu podpierającego most największej w Polsce zwałowarki. Węzeł obrotu skonstruowano na podstawie katalogowego łożyska wieńcowego o styku czteropunktowym. Analizę przeprowadzono w celu identyfikacji przyczyn szybkiej degradacji tego łożyska. Oprócz badań makroskopowych, nieopisanych w tym artykule, do weryfikacji prawidłowości ukształtowania podzespołów wsporczych oraz określenia dystrybucji obciążeń wykonano model MES, zawierający oryginalne elementy zastępcze do modelowania kul przy styku czteropunktowym. Przeprowadzono pomiary tensometryczne występujących obciążeń. Szczególną uwagę poświęcono procedurom katalogowego doboru łożysk wieńcowych. Wykazano brak kompatybilności pomiędzy algorytmami zamieszczanymi przez różnych producentów łożysk.

Słowa kluczowe: łożyska wieńcowe, styk czteropunktowy, metoda elementów skończonych, pomiary tensometryczne, maszyny podstawowe górnictwa odkrywkowego

ANALYSIS OF CAUSES OF BEARING DAMAGE OF BRIDGE SUPPORT OF STACKER-RECLAIMER ZGOT 15400.120

Summary. An example of the analysis of a large-size slewing bearing supporting the bridge of the largest in Poland stacker-reclaimer. The turning node was constructed based on the catalogue slewing bearing with four-point contact. The analysis was performed in order to identify the causes of rapid degradation of the bearing. In addition to the macroscopic tests, not described in this article, to verify the correct configuration of the supporting components and to determine the distribution of the loading, the FEM model was build, including the original replacement elements for modelling balls with four-point contact. The measurements of strain of occurred loading were also conducted. Particular attention was paid to the catalogue selection procedures of slewing bearings. The results of no compatibility between algorithms published by various manufacturers of bearings was shown.

Keywords: slewing bearing, four-point contact ball, finite element method, strain gauges measurement, surface mining machines

¹ Faculty of Mechanical Engineering, Wrocław University of Technology, Poland,
e-mail: Tadeusz.Smolnicki@pwr.wroc.pl

² Faculty of Mechanical Engineering, Wrocław University of Technology, Poland,
e-mail: Mariusz.Stanco@pwr.wroc.pl

1. WPROWADZENIE

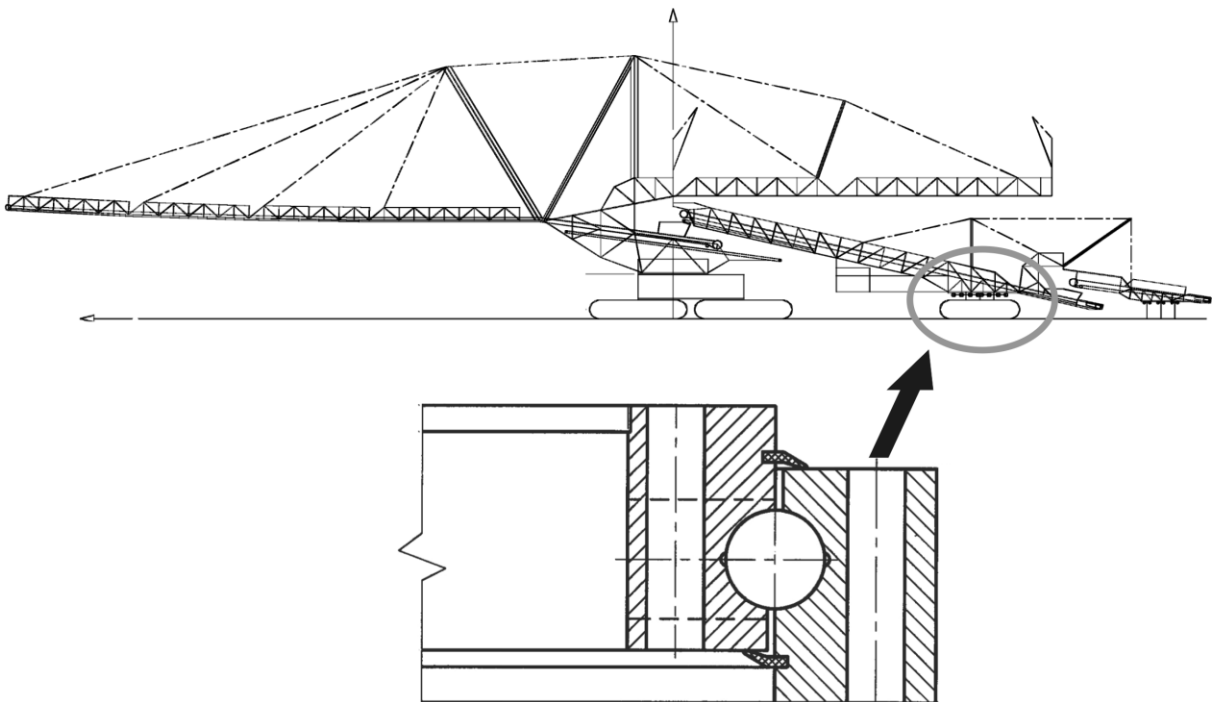
Wielkogabarytowe węzły obrotu w maszynach górnictwa odkrywkowego są zazwyczaj realizowane przez łoża kulowe lub łożyska wieńcowe, projektowane jednostkowo lub katalogowe. Łożyska katalogowe są zazwyczaj tańsze, a producent oferuje własne algorytmy doboru łożysk, których założenia i przyjmowane modele obliczeniowe nie są przedstawiane.

W przypadku podparcia mostu największej w Polsce zwałowarki ZGOT 15400.120 (rys. 1) na podawarce zastosowano łożysko jednorzędowe kulowe o styku czteropunktowym (rys. 2). Średnica podziałowa łożyska wynosiła 1770 mm, a średnica kuli 44 mm. Po 5-letniej eksploatacji nastąpiła całkowita degradacja łożyska w postaci osiadania górnego podzespołu wsporczego i ostatecznie pęknięcia pierścienia. Po demontażu łożyska stwierdzono liczne uszkodzenia kul i bieżni (rys. 3). Postać degradacji bieżni była typowa dla łożysk o bieżniach ulepszonych cieplnie, gdyż wystąpiły liczne wykruszenia materiału bieżni. Wykruszony materiał bieżni zdegradował kule.



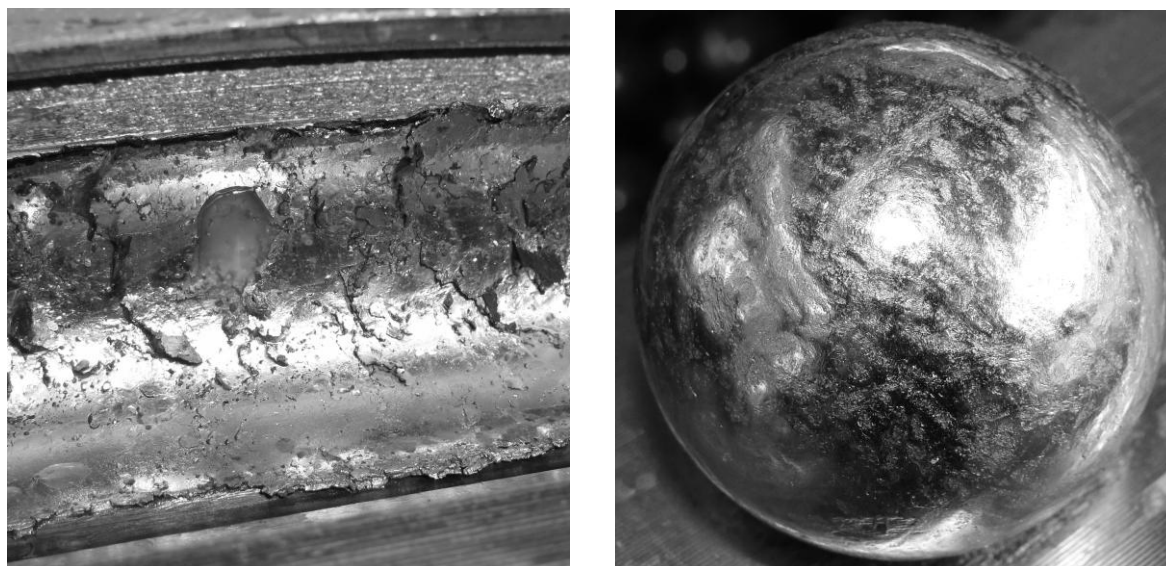
Rys. 1. Zwałowarka ZGOT 15400.120

Fig. 1. Stacker-reclaimer ZGOT 15400.120



Rys. 2. Sylwetka maszyny – łożysko kulowe, miejsce zastosowania

Fig. 2. Machine profile – ball bearing, place of use



Rys. 3. Postać uszkodzenia bieżni i zdegradowana kula
 Fig. 3. Form of damage and degradation of ball raceway

Zadaniem łożyska wieńcowego podawarki jest przenoszenie obciążeń z mostu i wysięgnika odbierającego podawarki na ramę podwozia i dalej na podłoże oraz wymuszanie ruchu mostu i wysięgnika odbierającego podawarki przez pojazdy podawarki podczas jazdy. W trakcie eksploatacji zwałowarki głównym obciążeniem łożyska jest obciążenie od masy własnej mostu spoczywającego na podawarce.

Obciążenia zredukowane do łożyska są wyznaczone przez uwzględnienie momentu wywrotnego spowodowanego przyłożeniem sił poziomych ponad płaszczyznę podziałową łożyska:

$$M_x = H_y \cdot h_{sw} \quad (1)$$

$$M_y = H_x \cdot h_k \quad (2)$$

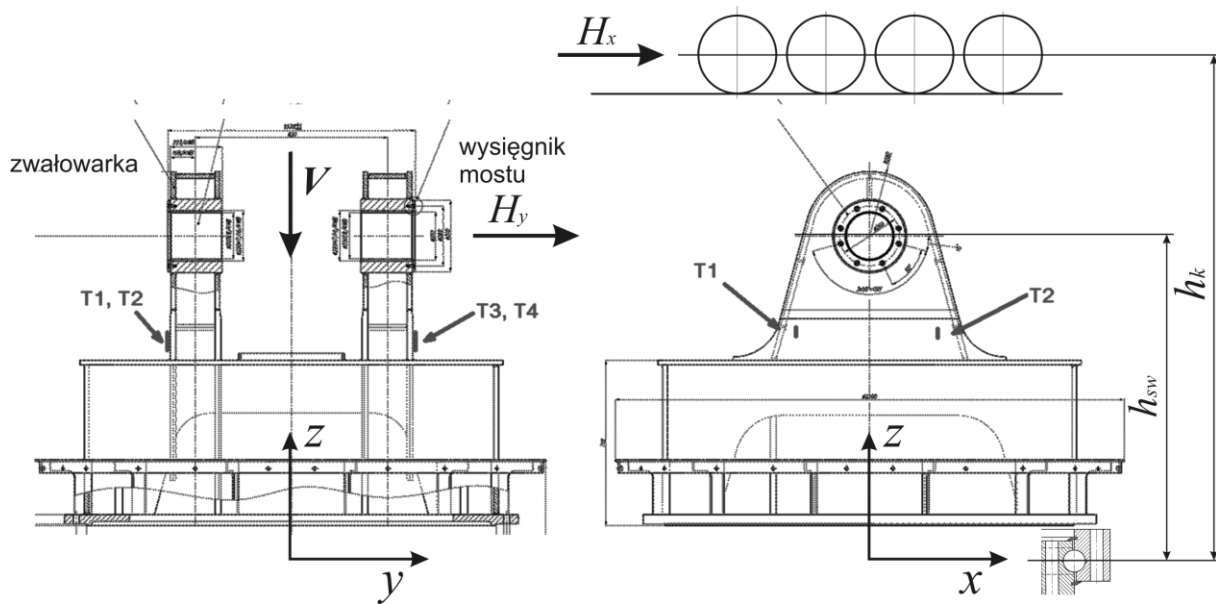
$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (3)$$

$$H = \sqrt{H_x^2 + H_y^2} \quad (4)$$

$$e = \frac{M}{V} \quad (5)$$

gdzie: h_{sw} jest odległością pomiędzy sworzniem trawersy a płaszczyzną podziałową łożyska, a h_k odległością osi kół podawarki od płaszczyzny podziałowej łożyska (rys. 4).

Obciążenia zredukowane do płaszczyzny podziałowej łożyska przedstawiono w tabeli 1. Maksymalny mimośród obciążenia pionowego wyniósł 0,28 promienia podziałowego R.



Rys. 4. Schemat obciążeń węzła obrotu – miejsce umieszczenia czujników tensometrycznych
 Fig. 4. Slewing node loading diagram – placement of strain gauges

Tabela 1

Obciążenia łożyska zredukowane do płaszczyzny podziałowej

Przypadek kojarzenia obciążeń	Siła osiowa F_a [kN]	M_x	M_y	Moment wywrotny M [kNm]	Siła promieniowa F_r [kN]	Mimośród obciążenia osiowego e [m]
1. Praca normalna – H	5145.1	432.2	344.5	552.7	358.1	0.107
2. Zmiana miejsca – HZS	5347.3	915.2	370.9	987.5	709.6	0.185
2a. Zmiana miejsca – HZG	5347.3	1269.0	370.9	1322.1	972.1	0.247
3. Nadzwyczajne opory tarcia – HZG	5347.3	440.3	969.9	1065.2	530.5	0.199

2. DOŚWIADCZALNA IDENTYFIKACJA OBCIĄŻEŃ

W celu identyfikacji poziomych obciążeń przeprowadzono pomiary obciążeń łożyska obrotu. W trakcie pomiarów rejestrowano przyspieszenia działające na most zwałowarki w trakcie eksploatacji, a także rejestrowano zmianę obciążeń łożyska przez pomiary tensometryczne. Do tego celu wytypowano cztery punkty umieszczone na uchach platformy obrotowej (rys. 5).

Do wyznaczenia sił w poszczególnych kierunkach posłużono się następującymi zależnościami:

$$F(V) = \left(\frac{T1+T2+T3+T4}{4} \right) * k_v \quad (6)$$

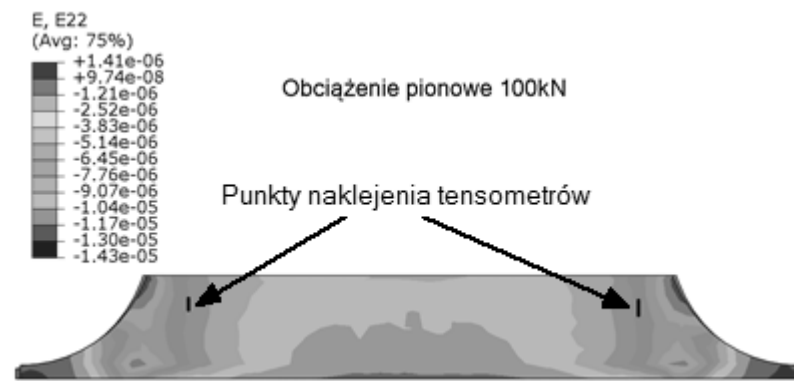
$$F(H_y) = \left(\frac{T2+T3-T1-T4}{2} \right) * k_y \quad (7)$$

$$F(H_x) = \left(\frac{T1+T2-T3-T4}{4} \right) * k_x \quad (8)$$

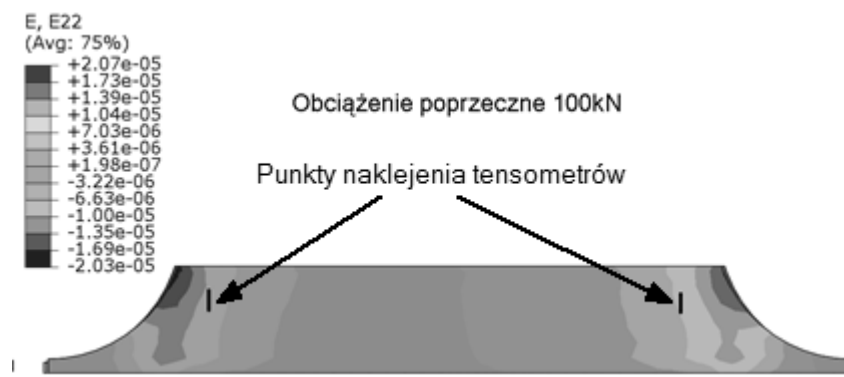
gdzie $T1, T2, T3$ i $T4$ to wskazania tensometrów.

Wykonano skalowanie punktów pomiarowych za pomocą modelu numerycznego. Do skalowania przyjęto obciążenie jednostkową siłą $F_1 = 100$ kN, przyłożoną w osi sworzni. Warstwiec odkształceń przedstawiono na rysunkach 5 i 6. Na podstawie przeprowadzonego skalowania określono mnożnik obciążeń k , który dla poszczególnych kierunków obciążenia wynosi:

- obciążenie pionowe (kierunek Z) $k_v = 18,18 \times 10^6$ [kN/V],
- obciążenie poprzeczne (kierunek Y) $k_y = 3,05 \times 10^6$ [kN/V],
- obciążenie wzdłużne (kierunek X) $k_x = 2,93 \times 10^6$ [kN/V].

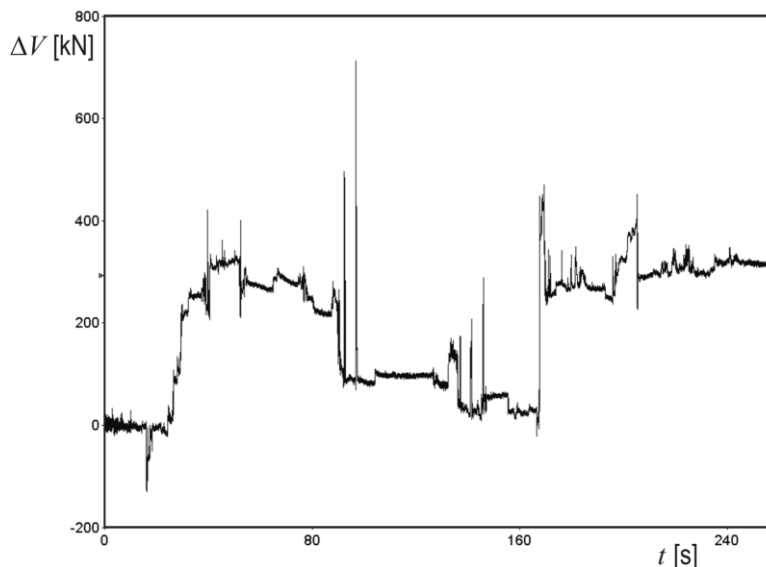


Rys. 5. Warstwiec odkształceń pionowych z zaznaczonymi miejscami naklejenia tensometrów
Fig. 5. Contours lines of vertical deformation with marked places of sticking strain gauges



Rys. 6. Warstwiec odkształceń poprzecznych z zaznaczonymi miejscami naklejenia tensometrów
Fig. 6. Contours lines of transverse deformation with marked places of sticking strain gauges

Przykładowy przebieg zmian maksymalnych obciążeń podczas eksploatacji przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 7. Przebieg zmian obciążeń pionowych ΔV (sił masowych D) w [kN], pomiar 2
 Fig. 7. Changes of the vertical loads ΔV (D mass forces) in [kN], the 2nd measurement

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów tensometrycznych, a także pomiarów przyspieszeń stwierdzono, że siły masowe pionowe (średnie) od jazdy są równe:

$$D = 5,8\% E,$$

a maksymalne wynoszą:

$$D = 13,2\% E,$$

gdzie E jest obciążeniem łożyska masą mostu i wysięgnika odbierającego.

Wypadkowe siły poziome mieszczą się w zakresie:
 szczytowa:

$$F_{r\max} = 495,3\text{kN}$$

przeciętna

$$F_r = 243\text{kN}.$$

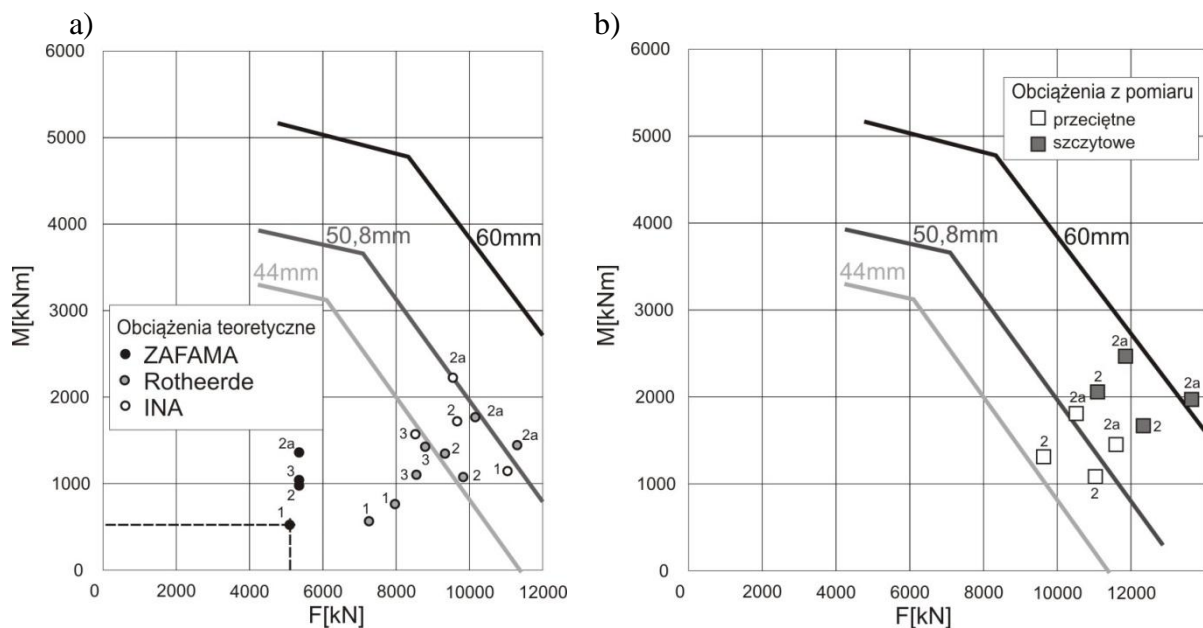
Siły te obejmują siły tarcia w parach kinematycznych, efekty dynamiczne oraz siły masowe od ruchu jazdy. Wartości przeciętne z pomiarów odpowiadają obciążeniom normowym, natomiast wartości szczytowe wykazują nadwyżki rzędu momentu wywrotnego oraz siły bocznej rzędu 30-40%, co może mieć istotny wpływ na czas eksploatacji łożyska.

3. SPRAWDZENIE POPRAWNOŚCI DOBORU ŁOŻYSKA

Na podstawie danych zamieszczonych w katalogach głównych producentów łożysk na świecie i w Polsce sprawdzono położenie punktów pracy badanego łożyska. Na rysunku 8a przedstawiono położenia punktów pracy dla obciążeń normowych, natomiast na rysunku 8b dla obciążeń zmierzonych podczas eksploatacji.

Punkty pracy wyznaczone wg katalogu BUMAR-ZAFAMA spełniają wymagania wytrzymałościowe. W katalogu tym nie są uwzględniane żadne mnożniki obciążenia związane z charakterem pracy łożyska, wymaganym czasem eksploatacji itp. Prawdopodobnie autorzy katalogu założyli świadomość konstruktora i to właśnie jemu pozostawili decyzję odnośnie do przyjęcia odpowiednich mnożników. Jeżeli zostanie uwzględniona dokładniejsza metoda, proponowana przez firmę Rotheerde, charakterystyka

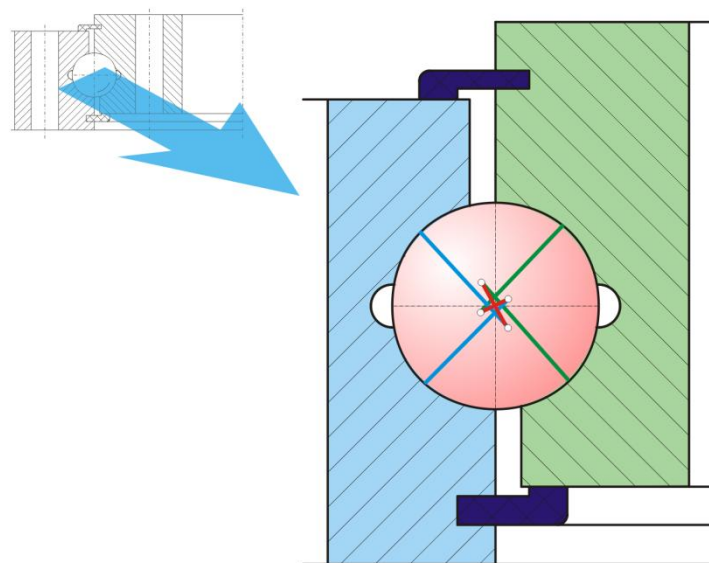
nośności statycznej zostaje przekroczona dla przypadków 2 i 2a. Punkty pracy wyznaczone z obliczeń wg katalogu firmy INA w przypadkach 1, 2 i 2a przekraczają charakterystykę. Świadczy to o tym, że łożysko zostało nieprawidłowo dobrane!



Rys. 8. Punkty pracy łożyska podparcia mostu podawarki wyznaczone dla obciążeń: a) normowych (po lewej), b) z pomiaru (po prawej)

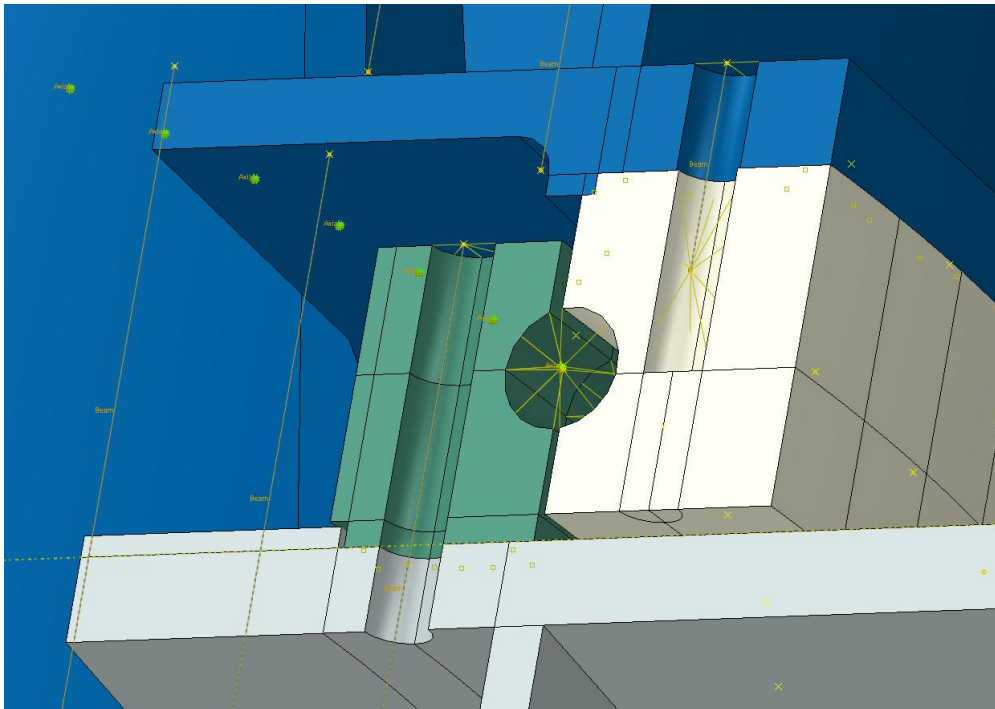
Fig. 8. Points of support bearing running of the feeder bridge: a) determined for the standard loadings (left), b) measured (right)

Do zamodelowania elementów tocznych wykorzystano proponowany w literaturze element zastępczy *bieżnia-element toczny-bieżnia* do modelowania łożysk kulowych czteropunktowych [1] (rys. 9). Element ten jest z powodzeniem stosowany do wyznaczania obciążeń w łożysku [2]. Jego aplikację do modelu pokazano na rysunku 10.



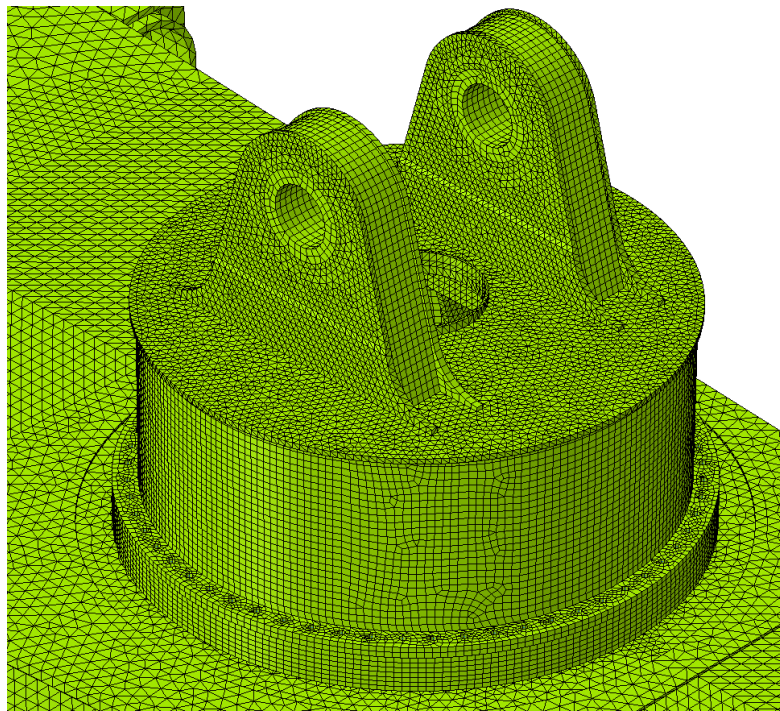
Rys. 9. Schemat ideowy elementu zastępczego do modelowania łożysk czteropunktowych [1]

Fig. 9. Schematic diagram of alternate element for modelling four-point bearings [1]



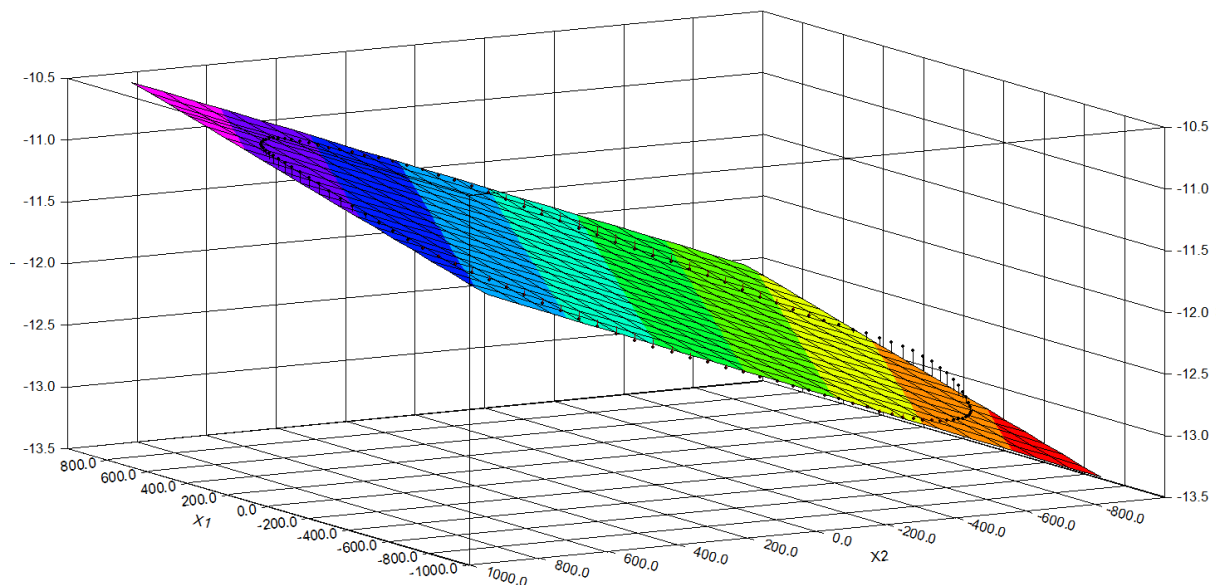
Rys. 10. Aplikacja elementu zastępczego do przedmiotowego modelu
Fig. 10. Application of alternate element to the tested model

Sprawdzono również sztywność podzespołu wsporczy i jego wpływ na dystrybucję obciążeń. Zbudowano model do obliczeń metodą elementów skończonych. Ze względu na specyfikę obiektu i wierne zamodelowanie styku pomiędzy podzespołami wsporczymi a pierścieniami łożyska zdecydowano się na zastosowanie do modelowania podzespołów wsporczych elementów objętościowych (rys. 11).



Rys. 11. Model dyskretny węzła obrotu
Fig. 11. Discrete model of the slewing node

Na podstawie przeprowadzonej analizy numerycznej wyznaczono ugięcia płaszczyzny łożyska (rys. 12). Dopuszczalne ugięcie podzespołu wsporczego wg wytycznych producentów łożysk przy średnicy podziałowej 1768 mm wynosi około 0,6 mm. Deformacja uzyskana z obliczeń MES nie przekracza 0,2 mm. Z obliczeń wynika, że podzespoły wsporcze mają wystarczającą sztywność.



Rys. 12. Ugięcia bieżni łożyska oraz deformacje giętne – most równoległy do podwozia podawarki – bez luzu – bieżnia górna

Fig. 12. Deflections of the bearing raceway and flexural deformation - the bridge parallel to the feeder chassis – no clearance – top raceway

4. WNIOSKI

Pokazano tok postępowania przy ocenie przyczyn uszkodzenia łożyska podparcia mostu podawarki w zwałowarce ZGOT15400. Przeprowadzono kompleksową analizę prawidłowości doboru łożyska. W tym celu zidentyfikowano obciążenia wg normy DIN 22261 oraz przez pomiary tensometryczne przeprowadzone podczas eksploatacji maszyny. Zbudowano modele objętościowe MES węzła obrotu z zastosowaniem oryginalnych elementów zastępczych oraz przeprowadzono obliczenia dystrybucji obciążenia elementów tocznych. Stwierdzono dostateczną sztywność podzespołów wsporczych.

W przypadku analizowanego łożyska przy projektowaniu i wyznaczaniu obciążeń charakterystycznych łożyska nie uwzględniono współczynników związanych z charakterem pracy maszyny, jej bezpieczeństwem, co skutkuje nieprawidłowym doborem łożyska. Wykazano brak kompatybilności pomiędzy algorytmami zamieszczanymi przez różnych producentów łożysk. W przypadku doboru zamienników od innych producentów należy bardzo wnikliwie porównać proponowane procedury wyznaczania obciążeń charakterystycznych.

Bibliografia

1. Smolnicki T.: Fizykalne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i odkształcalnych konstrukcji wsporczych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002.
2. Kania L.: Zagadnienia lokalne w numerycznym modelowaniu łożysk tocznych wieńcowych. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2002.
3. Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
4. Stańco M.: Modele analityczno-numeryczne zużycia odkształceniowego wielkogabarytowych łożysk tocznych. Praca doktorska, IKiEM, Politechnika Wroclawska, 2008.
5. Rothe Erde Slewing Bearings.
6. INA.
7. ZAFAMA – Katalog produktów.