

*Tadeusz Smolnicki**, *Mariusz Stańco**

ZMIANA OBCIĄŻEŃ ELEMENTÓW TOCZNYCH W ŁOŻU KULOWYM ZWAŁOWARKI WSKUTEK ZUŻYCIA ODKSZTAŁCENIOWEGO

1. Wprowadzenie

Obrót nadwozia jest podstawowym ruchem roboczym maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego: wielonaczyniowych koparek kołowych oraz zwałowarek. Łożyska obrotu nadwozia tych maszyn przenoszą znaczne obciążenia w kierunku osiowym, jednak ich wypadkowa jest położona na dużym mimośrodku. Charakteryzują się one znacznymi średnicami podziałowymi, zazwyczaj w zakresie 8–14 m, oraz średnicami kul od 120 do 250 mm, a bieżnie, odmiennie niż w typowych łożyskach wieńcowych [1], są wykonywane jako „miękkie”: stosowane w stanie normalizowanym lub ulepszonym cieplnie.

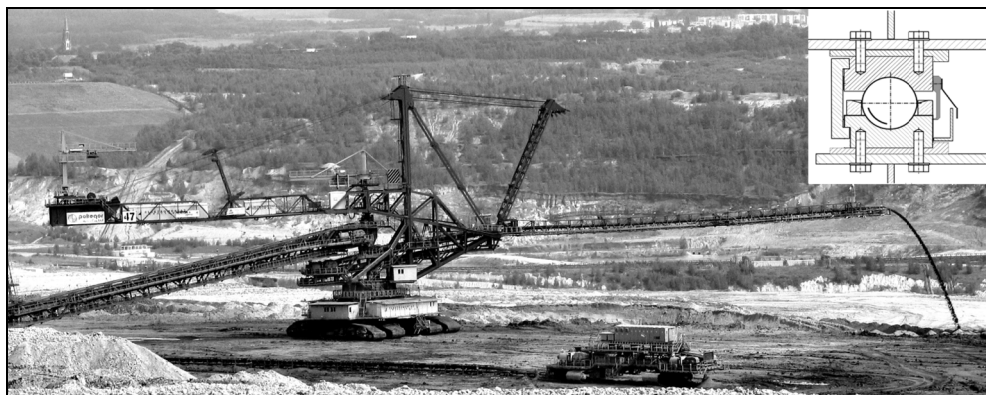
W przeciwieństwie do typowych łożysk maszynowych podzespoły wsporcze łożyska posiadają sztywność porównywalną lub niższą od układu bieżnia — element toczny — bieżnia, która ponadto jest zmienna po obwodzie łożyska, co jest przyczyną nierównomiernego obciążenia poszczególnych elementów tocznych. Podczas eksploatacji tych łożysk dochodzi do istotnej zmiany ich geometrii wskutek rozwałcowania bieżni przez maksymalnie obciążone elementy toczne. Opisano analizę wpływu zużycia odkształceniowego bieżni na obciążenie elementów tocznych na przykładzie łoża kulowego zwałowarki eksploatowanej w PGE KWB Turów SA (rys. 1).

2. Obiekt badań

Łożysko zwałowarki ZGOT 11000.100 charakteryzuje się średnicą podziałową $\varnothing 10$ m i zawiera 188 kul o średnicy $\varnothing 150$ mm. Twardość bieżni 280 HB klasyfikuje powyższe łożysko w grupie łożysk o bieżniach monolitycznych miękkich. Masa nadwozia razem

* Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska, Wrocław

z nosiwem wynosi około 1 200 Mg. Pierścienie łożyska mają budowę segmentową (każdy pierścień składa się z 8 segmentów). Wskutek ruchów roboczych członów nadwozia oraz zmiennych obciążeń od transportowanego nosiwa mimośród wypadkowego obciążenia pionowego zmienia się w granicach 0–0,6 promienia podziałowego łożyska R . Czas eksploatacji łożyska do wykonania pomiarów bieżni wyniósł około 5 lat, co w przeliczeniu daje około 30 000 ekwiwalentnych obrotów.



Rys. 1. Zwałowarka ZGOT 11000.100

3. Zużycie odkształceniowe łożyska

W wyniku rozwalcowywania oraz ścierania nastąpiła zmiana profilu bieżni w przekroju poprzecznym oraz zagłębianie dna bieżni. Podczas oględzin po około pięcioletniej eksploatacji zaobserwowano rozwalcowanie bieżni łożyska, powstanie kolein, po których toczą się kule, oraz wypchnięcie na zewnątrz materiału pierścienia łożyska. Są to zjawiska typowe w łożach kulowych wykonanych z nieutwardzonej stali [2].

Pomiary kontrolne łożyska wykonywane są obecnie cyklicznie, w celu identyfikacji stopnia rozwalcowania bieżni i tempa przyrostu zużycia. Mierzona jest odległość pomiędzy pierścieniami łożyska. Pomiarów dokonywano przy dwóch położeniach nadwozia, co umożliwiło wyznaczenie rozkładu zużycia odrębnie dla bieżni nadwozia i podwozia [3]. Zagłębianie dna bieżni nadwozia mieści się w granicach 3,5–5,4 mm, a dla podwozia 3,3–5,4 mm. Większe zużycie występuje tzw. „punktach twardych”, mniejsze w strefach „miękkich” [4]. Tak szybki przyrost zużycia jest typowy dla silnie obciążonych łożysk o bieżniach „miękkich” [5].

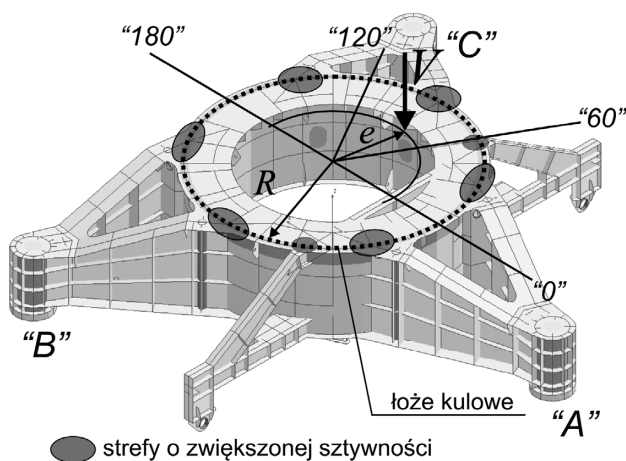
Rozwalcowanie niweluje niedoskonałości płaskości pierścienia łożyska (deplanację) wynikające z montażu oraz zmniejsza wyężenie elementów tocznych w „punktach twardych”, czyli w miejscach wyprowadzenia podpór. Jest to tzw. samoczynna korekcja łożyska [5]. Odmienne niż w przypadku bieżni utwardzonych nie następuje wykruszanie fragmentów bieżni.

4. Obliczenia metodą elementów skończonych

Zbudowano powłokowo-objętościowy model obliczeniowy (rys. 2) w oparciu o elementy zastępcze [6], które umożliwiają wprowadzenie oddzielnych wartości zużycia dla miejsca działania każdego elementu tocznego, a także odchyłek płaskości (deplanacji powierzchni pod łożysko). Do modelu zaaplikowano warunki brzegowe. Wartości obciążeń elementów tocznych analizowano w układzie odwrotnym (reakcje podporowe stanowią obciążenie układu) [7]. Obliczenia przeprowadzono metodą elementów skończonych [8].

Wyznaczono wartości obciążeń poszczególnych elementów tocznych dla trzech różnych geometrii łoża:

- 1) łożo nowe posadowione na płaskiej ramie portalowej;
- 2) łożo nowe posadowione na ramie portalowej z uwzględnieniem zmierzonych odchyłek płaskości podzespołu wsporczego (na poziomie $\pm 1,5$ mm);
- 3) łożo z uwzględnieniem zużycia odkształceniowego po 5-letniej eksploatacji.

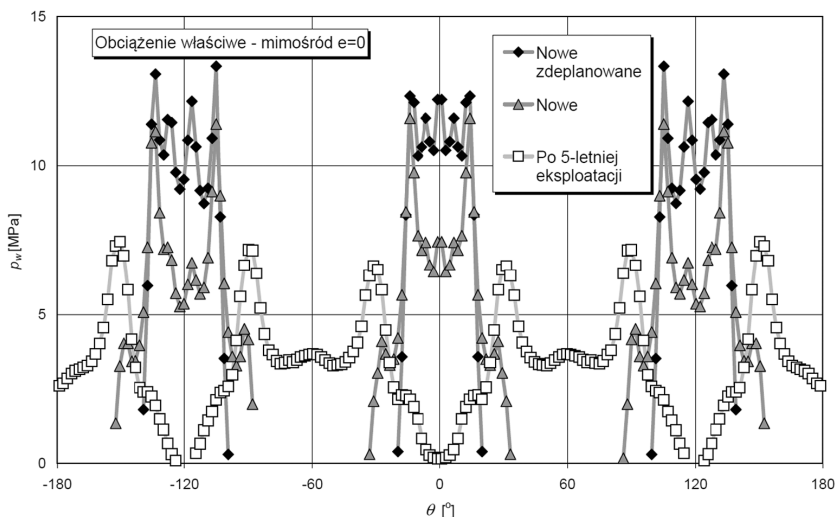


Rys. 2. Model geometryczny ramy portalowej podwozia oraz platformy nadwozia
— schemat obciążeń, oznaczenia podpór

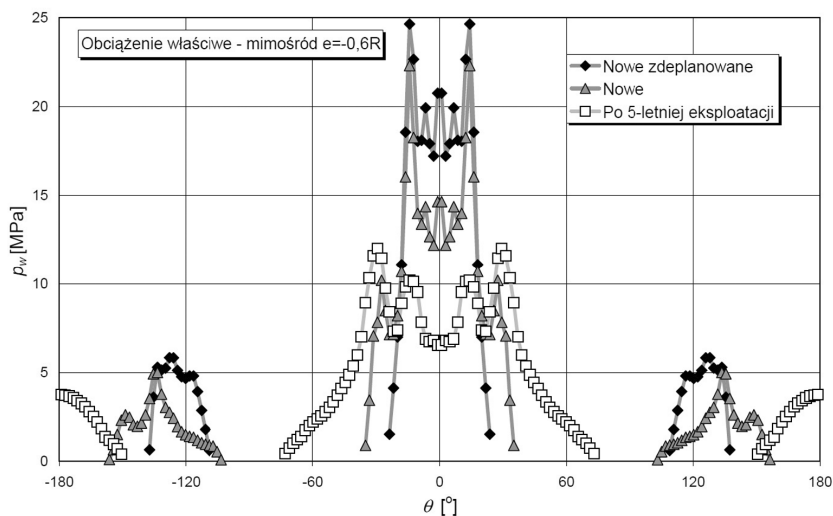
Na wykresach (rys. 3–5) przedstawiono wyniki obliczeń dla analizowanych przypadków przy 3 różnych mimośrodkach działania obciążenia – $0,6 R$ (mimośród w kierunku podpory sterowanej „A”); 0 ; $0,6 R$ (mimośród skierowany pomiędzy podpory „B” i „C”). Wartości obciążeń podano jako obciążenie właściwe elementów tocznych p_w równe ilorazowi siły obciążającej element toczny przez kwadrat jego średnicy.

Niezależnie od położenia nadwozia w nowym łożu występują strefy, w których kule są przeciążone, i strefy, w których kule nie przenoszą obciążenia. Początkowa deplanacja podzespołów wsporczych może przyczynić się do zwiększenia obciążenia o około 20%.

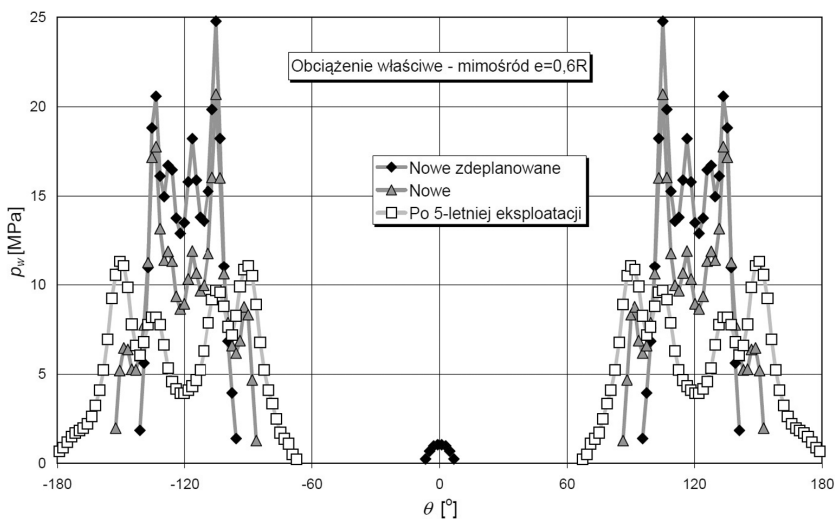
Po rozwalcowaniu bieżni w najbardziej obciążonych strefach, wzrasta liczba kul przenoszących obciążenie, a maksymalna wartość spada do około 50% w stosunku do łoża nowego położonego na zdeplanowanym podzespołe wsporczym.



Rys. 3. Obciążenie elementów toczyń przy obciążeniu osiowym: w łożysku nowym oraz po 5-letniej eksploatacji



Rys. 4. Obciążenie elementów toczyń przy obciążeniu mimośrodowym na podporę skrętną: w łożysku nowym oraz po 5-letniej eksploatacji



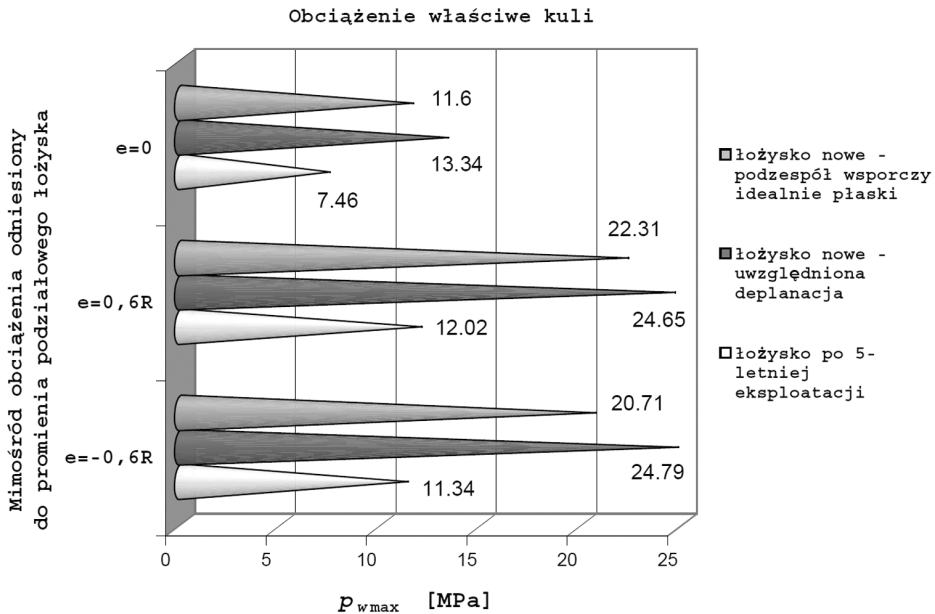
Rys. 5. Obciążenie elementów tocnych przy obciążeniu mimośrodkowym skierowanym pomiędzy podpory niesterowane: w łożysku nowym oraz po 5-letniej eksploatacji

5. Podsumowanie

Nowoczesne metody doświadczalne w połączeniu z metodami numerycznymi dają obecnie możliwość porównania przebiegu zużycia po obwodzie łożyska z rozkładem sztywności dźwigara pierścieniowego [9, 10]. Wartości obciążenia elementów tocnych znajdujących się w strefach „twardych” (miejscu wyprowadzenia ramion podpór) są kilkukrotnie większe niż dla elementów znajdujących się pomiędzy tymi obszarami.

Znaczne zużycie odkształceniowe, które nastąpiło w łożu zwałowarki ZGOT nie ma konotacji wyłącznie negatywnych. O ile dla łoża nowego obciążenie „niesie” zaledwie połowa elementów tocnych, to po rozwałcowaniu liczba kul biorących czynny udział w przenoszeniu obciążenia ulega wydatnemu zwiększeniu. W związku z znacznie większym rozwałkowaniem bieżni w miejscach o zwiększonej sztywności (przepony, środki podpór) spłaszczeniu ulegają wierzchołki lokalnych ekstremów. Dzięki temu uzyskuje się spadek wartości maksymalnego obciążenia do około 45÷56% wartości dla łożyska nowego (rys. 6). Zachodzi zatem samoczynna korekcja geometrii bieżni wydatnie zmniejszająca obciążenia.

Jak wykazują badania doświadczalne [5] największy przyrost odkształceń plastycznych zachodzi dla pierwszych kilkudziesięciu przetoczeń szczytowych (maksymalnie obciążonych) elementów tocnych. Następnie proces ten ulega całkowitemu zahamowaniu lub znacznemu spowolnieniu. Zmierzone tempo zbliżania się pierścieni analizowanego łoża pozwoliło postawić prognozę dalszej jego jeszcze co najmniej 5 letniej eksploatacji. Obecnie dobiega końca 10-letni okres eksploatacji analizowanego łoża. Według Dursta [11] taki okres eksploatacji łożyska jest satysfakcjonujący.



Rys. 6. Wartości ekstremalne obciążeń dla łożyska nowego i po kilkuletniej eksploatacji

Prawidłowy dobór geometrycznych i fizycznych cech łożyska w skojarzeniu z odpowiednim doбором sztywności podzespołów wsporczych, pozwalający uzyskać wstępną korektę przez początkowe rozwalcowanie bieżni, a następnie stabilizację geometrii, wymaga jeszcze dalszych symulacji numerycznych oraz badań na obiektach rzeczywistych, szczególnie w zakresie rozpoznania zjawisk zachodzących podczas wstępnego rozwalcowania, jednak już na obecnym etapie można stwierdzić potencjalne korzyści płynące ze stosowania łożysk miękkich podlegających samokorekcji. Pozostaje jednak drugie ograniczenie związane ze zjawiskami zmęczeniowymi.

LITERATURA

- [1] Smolnicki T., Malcher K.: Wpływ parametrów układu element toczny-bieżnia na jego nośność. Przegląd Mechaniczny Nr 19–20, 2000
- [2] Smolnicki T.: Degradacja łożyska wieńcowego w zwałowarce A2RsB 5000. Węgiel Brunatny 2000 wyd. spec. Referat z Czwartego Konwersatorium Bezpieczeństwo oraz Degradacja Maszyn.
- [3] Smolnicki T.: Methods of identifying geometry of large-size bearing tracks. Metody identyfikacji geometrii wielkogabarytowych łożysk tocznych. W: 21st Danubia-Adria Symposium on Experimental Methods in Solid Mechanics. Extended abstract. Zagreb: Croatian Society of Mechanics 2004
- [4] Smolnicki T.: Wpływ sztywności konstrukcji wsporczych na zużycie bieżni łożyska wielkogabarytowego. W: Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn. V Konferencja naukowa. Wrocław-Szklarska Poręba, 2001. T. 2. Wrocław: Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn P.Wroc., cop. 2001
- [5] Stańco M.: Modele analityczno-numeryczne zużycia okształceniowego wielkogabarytowych łożysk tocznych. Praca doktorska. IKiEM Politechnika Wrocławska 2008

- [6] *Smolnicki T., Rusiński E.*: Superelement-Based Modeling of Load Distribution in Large-Size Slewing Bearings. *Journal of Mechanical Design*. 2007, vol. 129, no 4
- [7] *Przybyłek G.*: Metoda uzyskiwania równomiernego przeniesienia obciążenia w parach obrotowych o niejednorodnej podatności. Praca doktorska. Raport IKEM Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2003
- [8] *Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.*: Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych, Oficyna Wyd. PWr, Wrocław 2000
- [9] *Smolnicki T.*: Fizyczne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i odkształcalnych konstrukcji wsporczych. Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002
- [10] *Kania L.*: Modelling of rollers in calculation of slewing bearing with the use of finite elements. *Mechanism and machine theory*. 2006, vol. 41, no 11
- [11] *Durst W., Vogt W.*: Schaufelradbagger. Trans Tech Publications 1986