

*Tadeusz Smolnicki**, *Grzegorz Przybyłek**, *Mariusz Stańco**

ZWIĘKSZENIE NOŚNOŚCI ŁOŻYSK WIELKOGABARYTOWYCH METODĄ KOREKCJI BIEŻNI

1. Wstęp

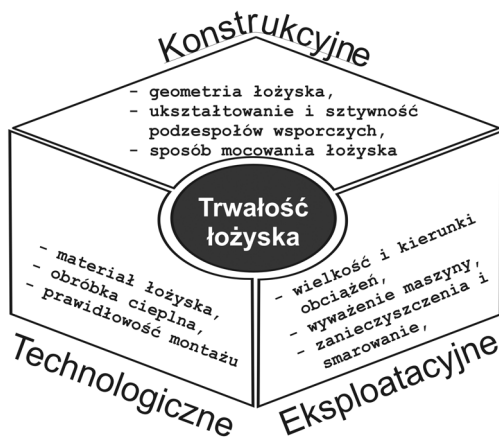
Obrót nadwozia jest jednym z podstawowych ruchów roboczych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego: koparek kołowych i zwałowarek. Obecne rozwiązania konstrukcyjne węzła obrotu opierają się, w przypadku maszyn małych, na zastosowaniu katalogowych momentowych łożysk wieńcowych, a w przypadku maszyn większych — na jedno- lub dwuszeregowych łożach kulowych. Średnice podziałowe tego typu łożysk osiągają nawet 20 m, a stosowane średnice elementów tocznych mieszczą się w zakresie 100÷250 mm [1, 2]. Ze względu na koszt wykonania oraz wymiany pożądaną jest zapewnienie trwałości węzła obrotu na co najmniej 10 tys. godzin eksploatacji [1].

Na czas eksploatacji maszyny wpływają liczne czynniki m.in.: konstrukcyjne, technologiczne i eksploatacyjne (rys. 1). Jednym z podstawowych jest ukształtowanie i sztywność podzespołów wsporczych [3].

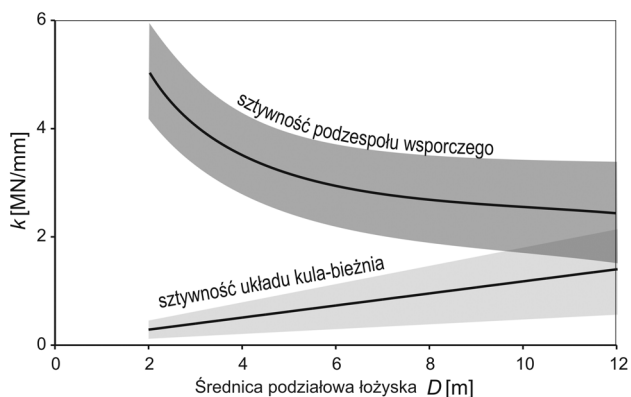
Porównanie sztywności podzespołów wsporczych i układu kula – bieżnia dla łożysk o różnych średnicach podziałowych przedstawiono na rysunku 2. Do określenia sztywności podzespołów wsporczych przyjęto dźwigar pierścieniowy dla typowych stosunków wymiarowych spotykanych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego [1]. Sztywność układu kula – bieżnia określono dla przeciętnego obciążenia kuli [3].

Dla małych średnic podziałowych odpowiadających typowym łożyskom katalogowym produkowanym seryjnie (zakres od 2 do 5 m), sztywność konstrukcji wsporczej jest od kilku do kilkunastu razy wyższa niż sztywność układu kula – bieżnia [4, 5]. W przypadku łożysk dużych sztywności te są porównywalne. Ponadto, osiągnięcie sztywności tego rzędu jest ze względów technicznych i ekonomicznych możliwe.

* Wydział Mechaniczny, Politechnika Wroclawska, Wrocław



Rys. 1. Czynniki wpływające na trwałość łożyska obrotu nadwozia maszyny podstawowej górnictwa odkrywkowego



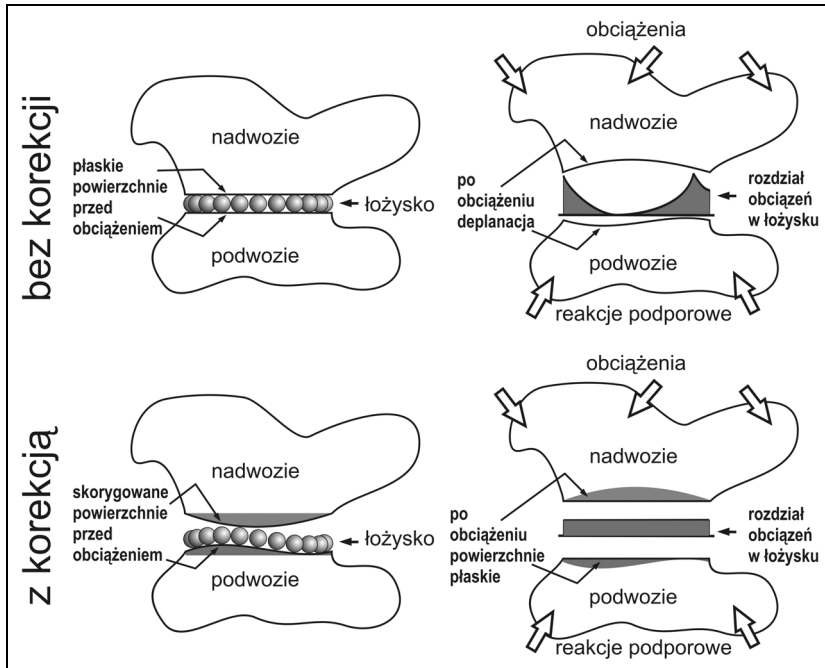
Rys. 2. Porównanie typowej sztywności podzespołu wsporczego i sztywności układu kula – bieżnia

Konsekwencją znacznej podatności podzespołów wsporczych jest silne przeciążenie elementów toczone znajdujących się pomiędzy strefami o większej sztywności, a więc nad wyprowadzeniami podpór, miejscami wprowadzenia pylonów lub słupów wieży itp., i niedociążenie, gdy kule znajdują się pomiędzy nimi [3].

Jeżeli nie istnieje możliwość zwiększenia średnicy podziałowej łożyska ani zwiększenia liczby i średnicy elementów toczone, to podstawowym zagadnieniem zapewnienia odpowiedniej ostoły dla podzespołu wsporczego nie jest zwiększanie sztywności, a zapewnienie odpowiednio równomiernego obciążenia elementów toczone. Opisana poniżej metoda korygowania bieżni [6] jest krokiem właśnie w tym kierunku.

2. Istota metody

Istota metody polega na takim ukształtowaniu (wyniesieniu w strefach o mniejszej podatności a obniżeniu w strefach bardziej sztywnych) dna bieżni łoża kulowego, aby nastąpiło dociążenie elementów tocznych znajdujących się w strefach bardziej podatnych, i w konsekwencji odciążenie elementów w strefach bardziej sztywnych. Tak wprowadzona deplanacja podzespołów współpracujących — dna bieżni — powinna pod obciążeniem ulegać zmniejszeniu. Schemat ideowy korekcji pokazano na rysunku 3.



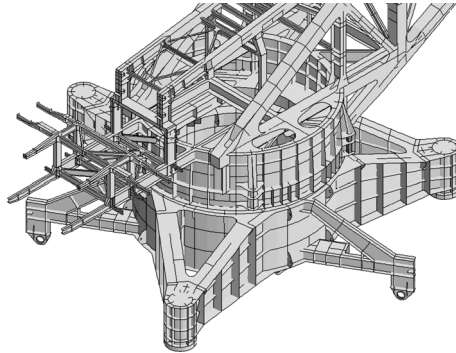
Rys. 3. Schemat ideowy stosowania korekcji

Wartości korekcji można wyznaczyć z obliczeń metodą elementów skończonych [7–9]. Obecnie standardem jest obliczanie tego typu podzespołów współpracujących przy pomocy modeli powierzchniowych opartych na elementach powłokowych. Z obliczeń metodą elementów skończonych uzyskiwane są zarówno rozkład sztywności, jak i wielkość deformacji pod obciążeniem [3].

Dla każdego stanu obciążenia wyznaczona może być inna linia korekcji. Wartość korekcji to wielokrotność linii ugięcia bieżni dla najbardziej reprezentatywnego zestawu obciążeń, taka aby uzyskać optymalne obciążenie elementów tocznych dla różnych zestawów obciążeń. Odrębnym zagadnieniem jest technologia zastosowania korekcji na obiekcie fizycznym.

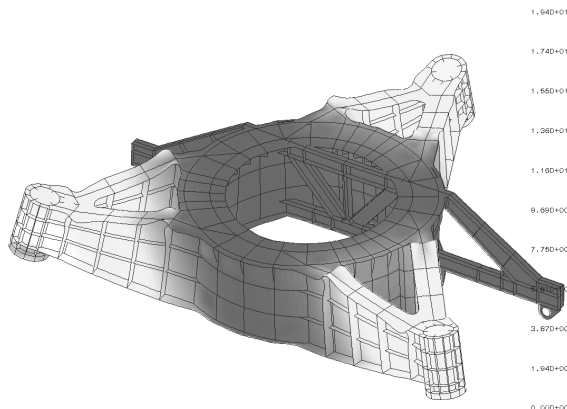
3. Przykład korekcji

W celu zaprezentowania skuteczności korekcji bieżni łożyska i jej wpływu na rozdział obciążeń w łożysku wyznaczono linię korekcji oraz przeprowadzono symulacje numeryczne metodą elementów skończonych, dla nowobudowanej dla BOT KWB „Turów” SA zwałowarki ZGOT 11500.100. Zwałowarka ta posiada łoża kulowe o średnicy podziałowej $\varnothing 10$ m i kulach $\varnothing 200$ mm. Model dyskretny węzła obrotu nadwozia pokazano na rysunku 4. Model zawiera około 1,5 mln stopni swobody.

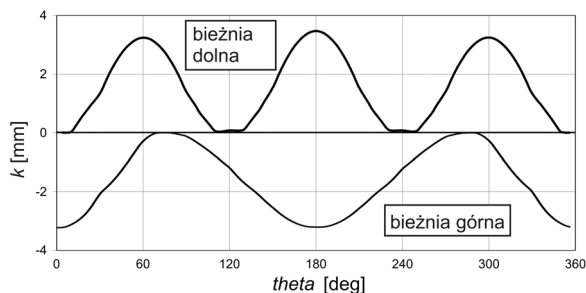


Rys. 4. Model dyskretny węzła obrotu zwałowarki

Przeprowadzono obliczenia wytrzymałościowe w zakresie liniowym i wyznaczono rozkład podatności dla dźwigara pierścieniowego podwozia i platformy nadwozia. Przykładową postać deformacji ustroju nośnego podwozia przedstawiono na rysunku 5. Na podstawie pola przemieszczeń punktów odpowiadających bieżni górnej i dolnej wyznaczono linie korekcji (rys. 6).



Rys. 5. Warstwy przemieszczeń zredukowanych ramy portalowej podwozia na modelu zdeformowanym, mm



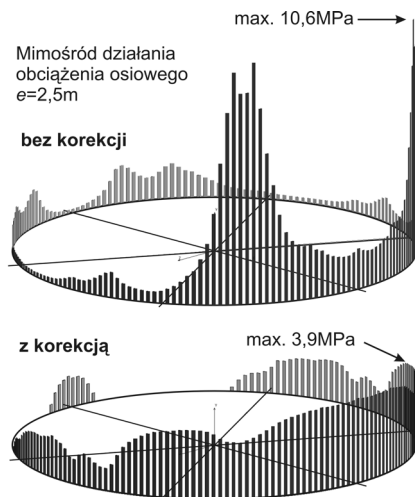
Rys. 6. Wartość korekcji dla bieżni górnej i dolnej po obwodzie łożyska, mm

Przeprowadzono obliczenia weryfikujące metodą elementów skończonych z uwzględnieniem nieliniowości geometrycznych i fizycznych. Do budowy modelu obliczeniowego wykorzystano superelementy bieżnia – element toczny – bieżnia [3]. Obliczenia przeprowadzono dla różnych mimośrodków obciążenia osiowego — od 0 do wartości równej 0,9 promienia podziałowego łożyska.

Na rysunku 7 zestawiono rozdział obciążeń dla mimośrodu e równego 2,5 m. Wartości obciążenia poszczególnych elementów tocznych podano jako obciążenie właściwe p_w , definiowane jako

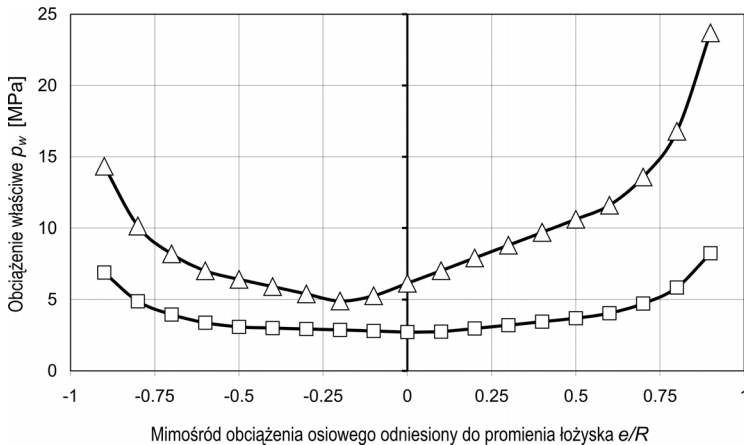
$$p_w = \frac{F}{d^2} \quad (1)$$

gdzie F jest siłą obciążającą kulę, a d jest średnicą kuli.



Rys. 7. Obciążenia właściwe p_w poszczególnych elementów tocznych przed i po zastosowaniu korekcji, MPa

Obciążenie właściwe jest wygodną miarą wyężenia łożyska i umożliwia porównanie łożysk o różnych średnicach podziałowych i różnych średnicach elementów tocznych [1, 2]. Dla łożysk o bieźniach monolitycznych miękkich przyjmuje się jako graniczną wartość od 4 do 7,8 MPa, zależnie od rodzaju materiału bieźni i obróbki cieplnej [1, 4, 5]. Z porównania maksymalnego obciążenia właściwego dla różnych mimośrodków obciążenia (rys. 8) wynika dwukrotny, a nawet trzykrotny spadek wyężenia elementu tocznego.



Rys. 8. Porównanie wyężenia maksymalnego elementu tocznego bez korekcji — znaczniki trójkątne i po jej zastosowaniu — znaczniki kwadratowe

4. Wnioski końcowe

Na podstawie przeprowadzonych symulacji numerycznych z wykorzystaniem zweryfikowanych doświadczalnie modeli łożyska stwierdzono istotny wpływ zastosowania korekcji na zmniejszenie maksymalnych obciążeń elementu tocznego. Podobne wyniki jak dla łożyska zwałowarki uzyskano także dla koparek kołowych.

Według klasycznej teorii łożysk spadek obciążenia elementu tocznego o 20% skutkuje dwukrotnym zwiększeniem trwałości łożyska. W przypadku silnie obciążonych łożysk wygodniejsze jest posługiwanie się granicznymi wartościami obciążenia właściwego. Zastosowanie korekcji może pozwolić na umieszczenie punktów pracy łożyska w wymaganym zakresie.

LITERATURA

- [1] *Durst W., Vogt W.*: Schaufelradbagger. Trans Tech Publications 1986
- [2] *Smolnicki T., Malcher K.*: Wpływ parametrów układu element toczny-bieżnia na jego nośność. Przegląd Mechaniczny, nr 19–20, 2000
- [3] *Smolnicki T.*: Fizyczne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i odkształcalnych konstrukcji wsporczych. Oficyna Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002

- [4] *Kania L.*: Analiza obciążenia wewnętrznego w łożyskach tocznych wieńcowych w aspekcie ich nośności statycznej. Politechnika Częstochowska, seria Monografie, nr 111, 2005
- [5] *Mazanek E.*: Zagadnienia konstrukcyjne i wytrzymałościowe w wielkogabarytowych łożyskach tocznych wieńcowych. Politechnika Częstochowska, seria Monografie, nr 105, 2005
- [6] *Przybyłek G.*: Metoda uzyskiwania równomiernego przeniesienia obciążenia w parach obrotowych o niejednorodnej podatności. IkiEM, Politechnika Wroclawska, 2003 (rozprawa doktorska)
- [7] *Rusiński E.*: Zasady projektowania konstrukcji nośnych pojazdów samochodowych. Oficyna Wyd. Politechniki Wroclawskiej, Wrocław 2002
- [8] *Rusiński E., Czmochoowski J., Smolnicki T.*: Zaawansowana metoda elementów skończonych. Oficyna Wyd. Politechniki Wroclawskiej, Wrocław 2000
- [9] *Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.*: The Finite Element Method Volume 2: Solid Mechanics 5th edition, Butterworth-Heinemann, 2000