

Dr hab. inż. Bogdan WARDA
Politechnika Łódzka
Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn

Dr inż. Agnieszka CHUDZIK
Politechnika Łódzka
Katedra Dynamiki Maszyn

WYKORZYSTANIE METODY ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH W ANALIZIE OBCIĄŻENIA WEWNĘTRZNEGO W ŁOŻYSKACH TOCZNYCH

Streszczenie: Wyznaczanie rozkładów naprężeń podpowierzchniowych, obciążeń i nacisków jest decydującym elementem w prognozowaniu trwałości zmęczeniowej łożysk tocznych. W pracy przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych obliczania naprężeń kontaktowych w węzłach tocznych – łożyskach. Obliczenia wykonano, stosując MES, profesjonalny pakiet ANSYS.

USE OF THE FINITE ELEMENT METHOD IN THE ANALYSIS OF INTERNAL LOAD OF ROLLING BEARINGS

Abstract: Determination of subsurface stresses distributions, loads, and pressures is the decisive element in predicting fatigue life of rolling bearings. The article presents the results of the numerical calculations of contact loads in rolling bearing. Calculations were done using FEM in ANSYS.

Słowa kluczowe: naprężenia kontaktowe, łożyska toczne, styk części tocznych
Keywords: contact stress, rolling bears, contact of the rolling

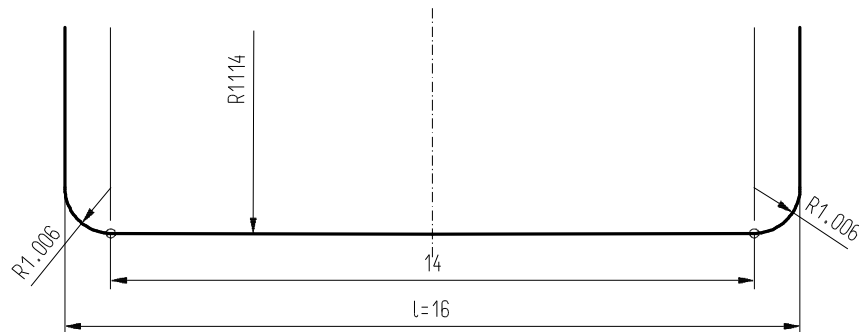
1. WPROWADZENIE

W maszynach i urządzeniach, gdzie występują pary kinematyczne – tzw. węzły – można zaobserwować zjawisko tarcia tocznego albo zjawisko tarcia tocznego z niewielkim udziałem tarcia ślizgowego. Łożysko toczne jest typowym przykładem takiego węzła. Na podstawie badań analitycznych i doświadczalnych ustalono, że główną przyczyną zużycia wyżej wymienionych węzłów złożonych tocznych jest zużycie zmęczeniowe. Prognozowanie w tym zakresie nie byłoby możliwe bez znajomości stanu wyęczenia materiału współpracujących powierzchni elementów tocznych. Rozprawę poświęconą metodyce wyznaczania rozkładów obciążeń, nacisków i naprężeń podpowierzchniowych, kontaktowych w złożonych węzłach tocznych, w szczególności charakteryzujących się występowaniem w stykach współpracujących elementów niehertzowskich rozkładów nacisków przedstawił B. Warda [1]. Rozkłady nacisków i naprężeń podpowierzchniowych wyznaczone były

za pomocą metodyki wykorzystującej rozwiązanie Boussinesqa dla półprzestrzeni sprężystej [2].

W obliczeniach analitycznych naprężeń i odkształceń występujących pod wpływem obciążenia w połączeniach kontaktowych według wzorów Hertza zakłada się, że powierzchnie współpracujących powierzchni są idealnie gładkie [3]. W rzeczywistości jest jednak inaczej. Powierzchnie elementów maszyn zawsze są mniej lub bardziej chropowate. Przewidywanie trwałości zmęczeniowej łożysk tocznych wymaga znajomości rozkładów naprężeń kontaktowych występujących w stykach współpracujących elementów. Naprężenia te zależą przede wszystkim od sił i nacisków na powierzchni styku. W łożyskach wałeczkowych rozkłady naprężeń różnią się od rozkładu hertzowskiego nie tylko z powodu nieuwzględnienia w obliczeniach chropowatości powierzchni, ale również między innymi z powodu powszechnie stosowanej korekcji kształtu tworzących elementów tocznych. W takich przypadkach zastosowanie metody elementów skończonych do obliczeń połączeń kontaktowych pozwala uwzględnić fakt, że powierzchnie nie są idealnie gładkie i np. zbadać wpływ chropowatości na obciążenia występujące w połączeniu, jak również otrzymać informację o charakterze i wielkości występujących naprężeń po uwzględnieniu korekcji kształtu.

W pracy przedstawiono zastosowanie metody elementów skończonych do obliczeń obciążenia wewnętrznego w połączeniach kontaktowych łożysk tocznych. Dzięki zastosowaniu tej metody można zaobserwować zjawiska zachodzące w strefie styku części tocznych i dzięki temu podjąć próbę określenia trwałości połączenia. Obliczenia wykonano dla łożyska, którego wałeczek wykonano z korekcją zbliżoną do korekcji logarytmicznej. Profil tworzącej wałeczka przedstawiono na rys. 1. Identyfikacyjny profil wałeczka analizowany był przez de Mula i wsp. w pracy [4].



Rys. 1. Analizowany profil tworzących wałeczka [3]

2. MODEL NUMERYCZNY

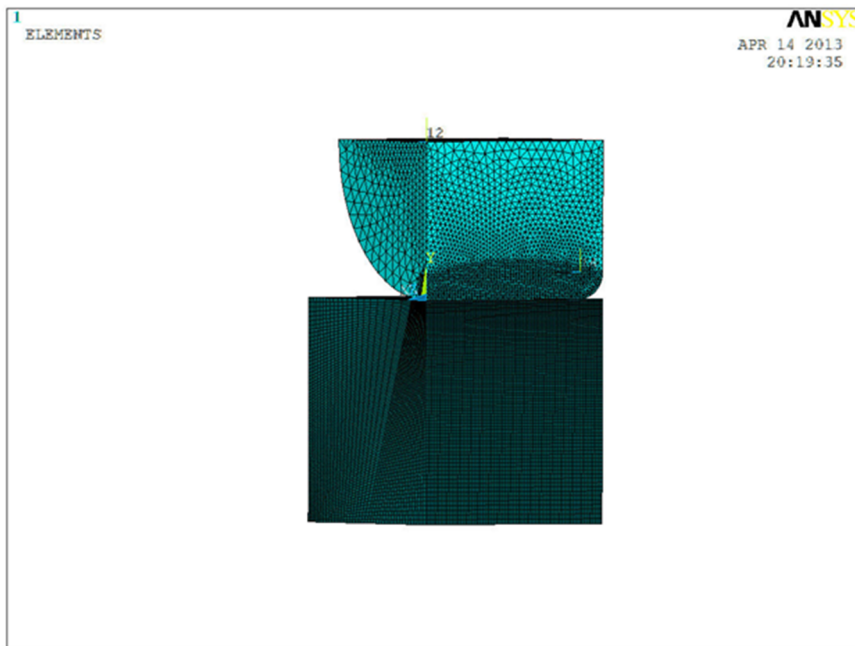
Szczegółową analizę naprężeń w styku z zastosowaniem modelu dwuwymiarowego (2D) przeprowadził L. Kania (2005) [5]. Badany problem można potraktować jako zadanie w płaskim stanie odkształcenia, jeżeli pominiemy w analizie spiętrzenia naprężeń na krawędziach wałeczków. Wtedy strefę styku wałeczka z bieżniami łożyska można analizować w przestrzeni dwuwymiarowej. Prostota modelowania i małe rozmiary modelu umożliwiają przeprowadzenie obliczeń w krótkim czasie. Modele trójwymiarowe (3D) pozwalają na zbudowanie modelu rzeczywistego (styk wałeczka z bieżniami wałeczka), dzięki czemu można spodziewać się wyników zgodnych z wynikami badań doświadczalnych. Obliczenia za pomocą MES z wykorzystaniem modeli 3D wymagają zastosowania komputerów o bardzo

dużej mocy obliczeniowej. Obliczenia numeryczne przeprowadzono na modelu numerycznym bryłowym przedstawionym na rys. 2.

Do obliczeń przyjęto następujące dane:

- średnica wałeczka: $D_w = 15 \text{ mm}$,
- długość tworzącej: $l = 16 \text{ mm}$,
- średnica bieżni: $d = 58,5 \text{ mm}$,
- obciążenia styku: $F = 10000 \text{ N}$ i 33800 N .

Wartości sił F dobrano tak, by umożliwić porównanie uzyskanych wyników obliczeń z wynikami przedstawionymi w pracach [1] i [3]. Obliczenia numeryczne wykonano dla następujących danych: $E_1 = E_2 = 2,29 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$, $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$. W wyniku obliczeń za pomocą MES otrzymano rozkłady nacisków oraz odpowiadające im rozkłady naprężeń kontaktowych.



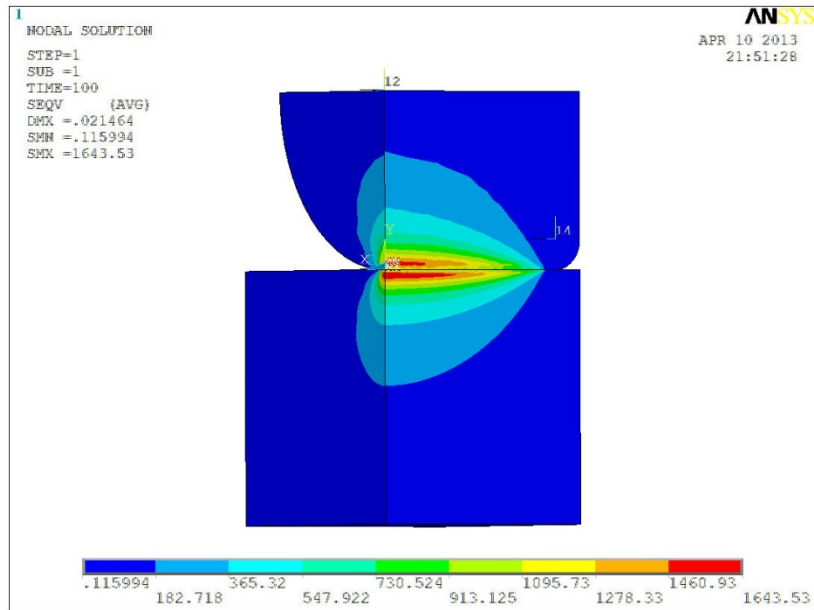
Rys. 2. Model numeryczny

3. OBLICZENIA MES

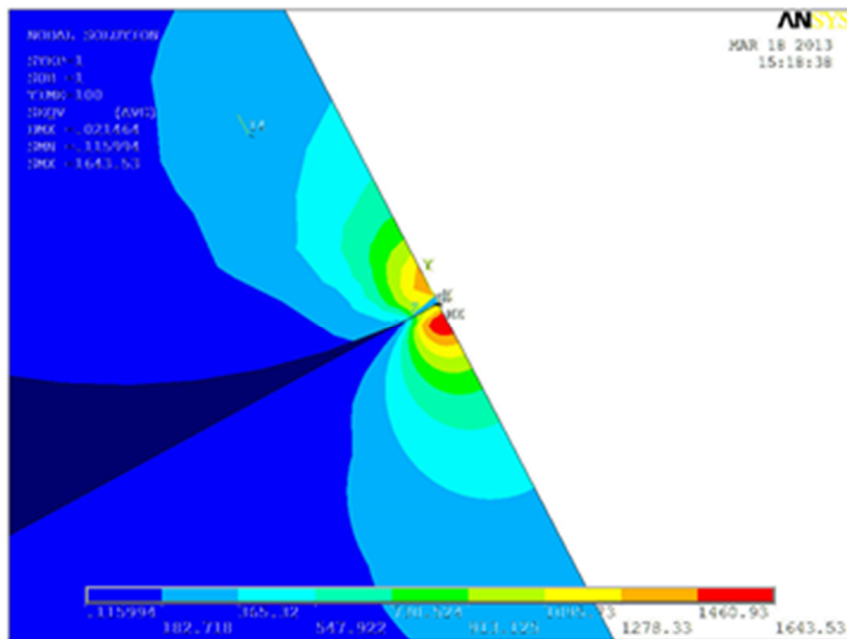
Do obliczenia sił i odkształceń w badanym układzie (rys. 1) zastosowano metodę elementów skończonych oraz profesjonalny program ANSYS [7]. Do obliczeń wprowadzono współczynnik FKN uwzględniający sztywność styku w kontakcie, tzn. wpływ chropowatości współpracujących powierzchni. Zbudowano numeryczny model bryłowy przedstawiony na rys. 2. W obliczeniach wykorzystano fakt, że badany model ma dwie płaszczyzny symetrii. Model numeryczny podzielono na elementy skończone 8-węzłowe typu SOLID 185, natomiast do powierzchni współpracujących zastosowano elementy typu TARE 170 i CONTA 174. Obliczenia numeryczne wykonano dla dwóch, wspomnianych wcześniej, przypadków obciążenia styku: $F_1 = 10000 \text{ N}$ i $F_2 = 33800 \text{ N}$.

Wyniki obliczeń przedstawiono w postaci map graficznych odkształceń i naprężeń podpowierzchniowych liczonych wg hipotezy Hubera–Misesa–Henckiego (pierwszy przypadek obciążenia: rys. 3, 4 i 5, drugi przypadek obciążenia: rys. 6, 7 i 8). Rozkłady maksymalnych nacisków wzdłuż dużej półosi wałeczka przedstawiono na Rys. 6 i 8. Wyniki

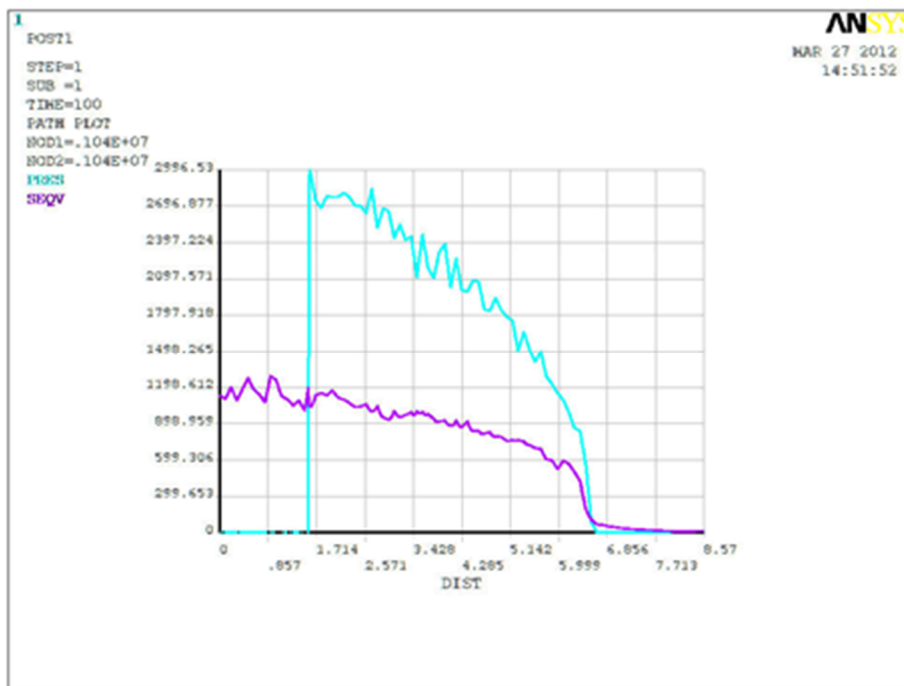
obliczeń porównano z wynikami przedstawionymi w pracach [1, 2] oraz wynikami opisanymi w pracy de Mula [4] (rys. 9).



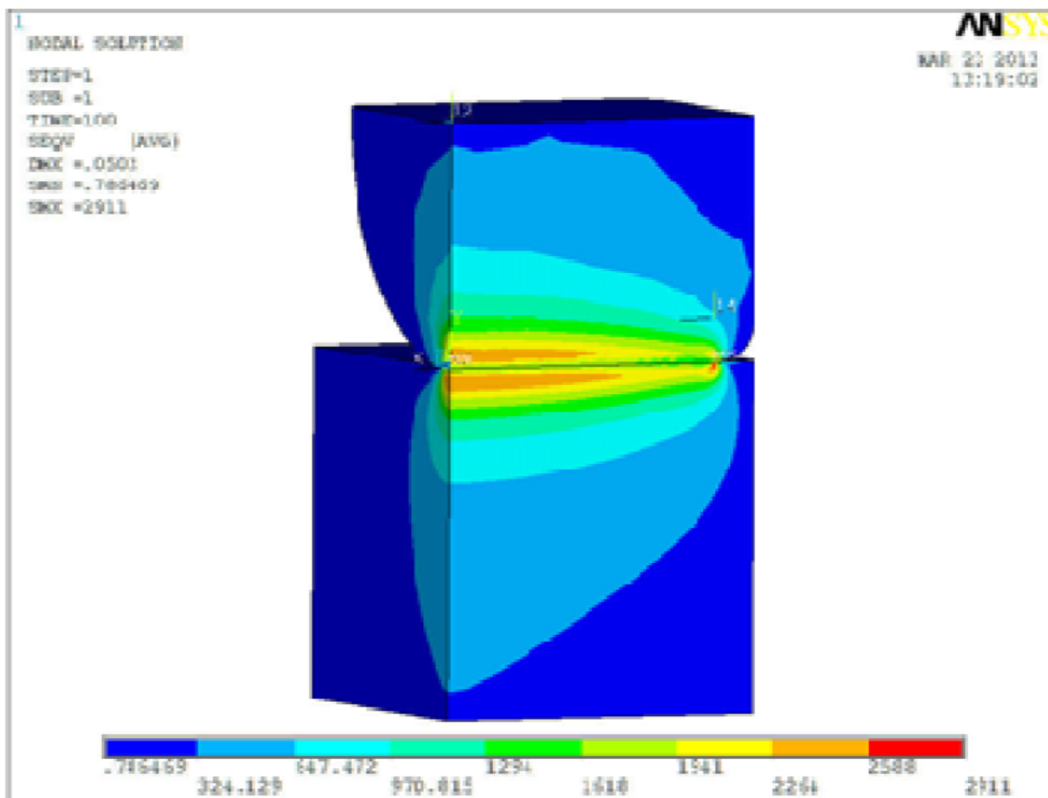
Rys. 3. Rozkład naprężeń zredukowanych w strefie kontaktu – przypadek I



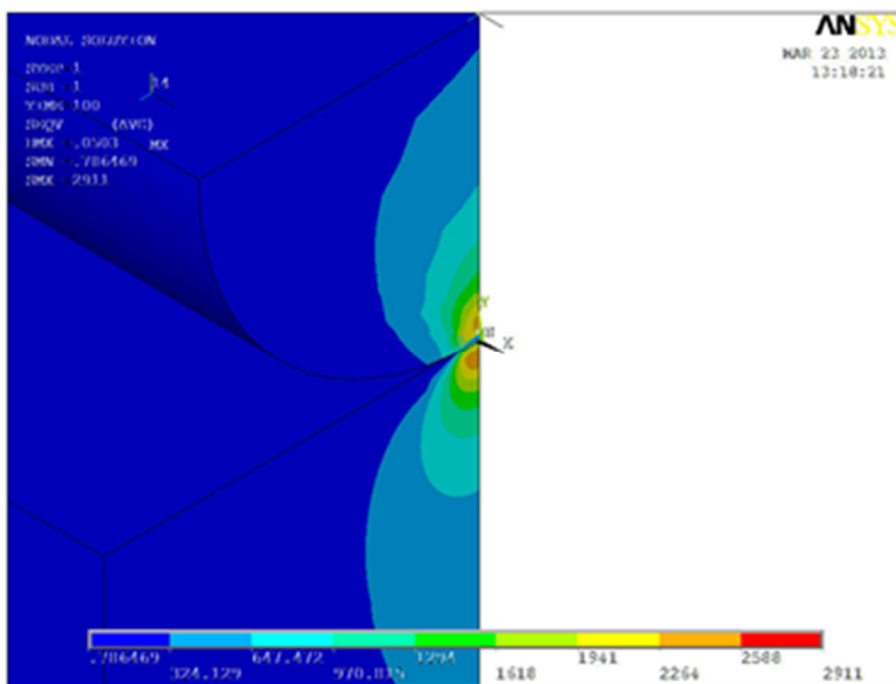
Rys. 4. Rozkład naprężeń zredukowanych w strefie kontaktu, przekrój – przypadek I



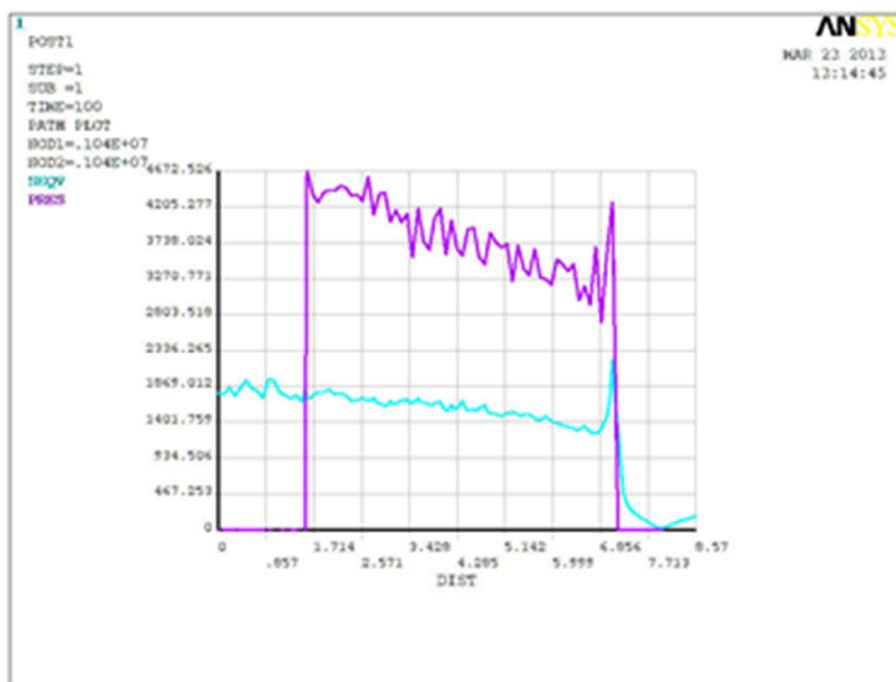
Rys. 5. Rozkłady maksymalnych nacisków wzdłuż dużej półosi wałeczka – przypadek I



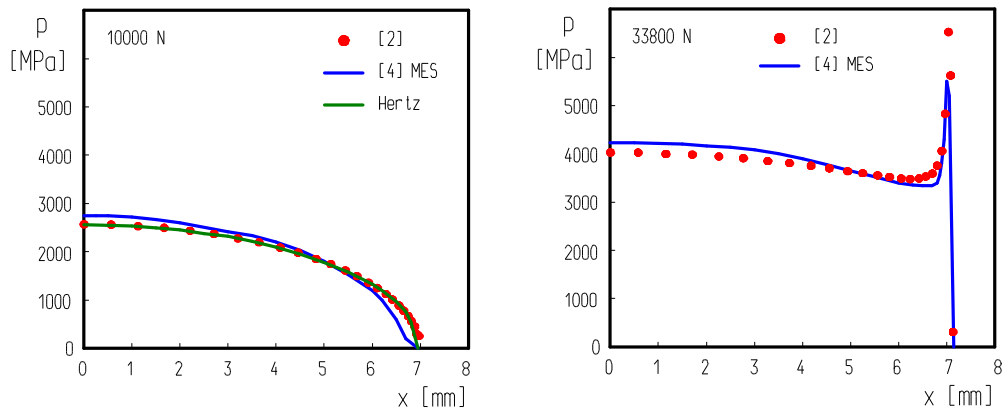
Rys. 6. Rozkład naprężeń zredukowanych w strefie kontaktu – przypadek II



Rys. 7. Rozkład naprężeń zredukowanych w strefie kontaktu, przekrój – przypadek II



Rys. 8. Rozkłady maksymalnych nacisków wzdłuż dużej półosi wałeczka – przypadek II



Rys. 9. Rozkłady maksymalnych nacisków wzdłuż dużej półosi wałeczka wg prac [2, 4]

Jak wynika z porównania rozkładów nacisków przedstawionych na rys. 5, 8 i 9, obliczenia dokonane za pomocą programu ANSYS są zgodne zarówno z wynikami otrzymanymi za pomocą metodyki wykorzystującej rozwiązanie zagadnienia Boussinesqa dla półprzestrzeni sprężystej [1, 2], jak i z uzyskanymi przez de Mula za pomocą MES. Niewielkie rozbieżności w wartościach nacisków wynikają z przyjęcia w obliczeniach opisanych w pracach [1, 2, 4] innych, mniejszych wartości modułu Younga ($2,08 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$). Dla obciążenia mniejszą siłą (przypadek I), gdzie obciążenie styku wałeczka z bieżnią nie powoduje jeszcze wystąpienia spiętrzeń nacisków, przedstawione rozkłady są również zgodne z rozkładem otrzymanym według wzorów Hertza dla styku punktowego (eliptycznego).

Należy również zauważyć, że wartości nacisków w spiętrzeniu dla obciążenia siłą $F = 38000 \text{ N}$ (przypadek II) są w przypadku obliczeń za pomocą programu ANSYS mniejsze, niż dla obliczeń przeprowadzonych za pomocą MES przez de Mula [4], czy też za pomocą metody opisanej w pracach [1, 2]. Jak wspomniano we wprowadzeniu, znajomość nacisków i odpowiadających im naprężeń podpowierzchniowych jest niezbędna podczas wyznaczania prognozowania trwałości zmęczeniowej. Im większe są wartości nacisków w spiętrzeniach, tym mniejsza prognozowana trwałość zmęczeniowa. Poprawność prognozowania trwałości zmęczeniowej w dużym stopniu zależy od przyjętej metodyki wyznaczania rozkładu nacisków. Metodyka wykorzystująca rozwiązanie Boussinesqa dla półprzestrzeni sprężystej [1] nie sprawdza się w przypadku współpracy elementów o prostoliniowych tworzących, dając bardzo „pesymistyczne” wyniki obliczeń rozkładu nacisków oraz prognozowanej trwałości zmęczeniowej, nie znajdujące potwierdzenia w badaniach doświadczalnych [6]. Można się spodziewać, że zastosowanie programu ANSYS pozwoli otrzymać wyniki prognozowania trwałości lepiej odwzorowujące rzeczywistość.

4. PODSUMOWANIE

Opisana w pracy metodyka wyznaczania rozkładów nacisków i odpowiadających im naprężeń podpowierzchniowych w styku niehertzowskim, powszechnie występującym w łożyskach wałeczkowych, oraz zaprezentowane wyniki obliczeń, stanowią jedynie wstęp do dalszych badań mających na celu doskonalenie metod prognozowania trwałości zmęczeniowej par tocnych o złożonej geometrii współpracujących powierzchni.

Metoda elementów skończonych pozwala, jak dotąd, otrzymać najbardziej dokładne informacje o charakterze rozkładu nacisków. Metoda ta pozwala nie tylko uwzględnić w obliczeniach dowolny kształt tworzących stykających się brył, ale również ich skończoną

długość. Możliwe jest również zbadanie wpływu chropowatości na rozkłady nacisków. Obliczenia za pomocą MES wymagają jednak zastosowania komputerów o bardzo dużej mocy obliczeniowej. Ma to szczególne znaczenie w przypadku, gdy zachodzi konieczność analizy zjawisk zachodzących w wielu stykach występujących w złożonym węźle tocznym. W takich przypadkach, do wyznaczania nacisków i naprężeń podpowierzchniowych w stykach wygodniej jest stosować algorytmy uproszczone, których przykładem może być algorytm sformułowany w oparciu o metodykę opisaną w pracach [1, 2]. Jednakże algorytmy te wymagają albo kosztownej weryfikacji doświadczalnej, albo weryfikacji dokonanej w oparciu o dokładniejsze metody numeryczne. Taka ocena pozwoli na dostrzeżenie, a następnie na odpowiednie skorygowanie błędów, skutkujących nieprawidłowymi wynikami prognozowania trwałości zmęczeniowej.

W dalszej kolejności planowane jest przeprowadzenie za pomocą programu ANSYS analiz rozkładów nacisków i naprężeń podpowierzchniowych dla elementów tocznych o prostoliniowych tworzących przechodzących – jak to ma miejsce w przypadku wałeczków łożyskowych – w zarys odpowiadający technologicznym sfazowaniom czół, a także elementów o prostoliniowych tworzących, charakteryzujących się ostrym przejściem walcowej powierzchni roboczej w płaską powierzchnię czoła. Taki kształt mają, między innymi, powierzchnie robocze zębów kół obiegowych przekładni cykloidalnej [1].

Wyniki zaprezentowane w pracy wskazują, że metoda elementów skończonych oraz program ANSYS doskonale nadają się do weryfikacji uproszczonych algorytmów służących do wyznaczania rozkładów nacisków i naprężeń podpowierzchniowych, stosowanych podczas prognozowania trwałości zmęczeniowej złożonych węzłów tocznych.

LITERATURA

- [1] Warda B.: *Wykorzystanie istniejących teorii zmęczenia powierzchniowego do prognozowania trwałości złożonych węzłów tocznych*, Zeszyty Naukowe PŁ, nr 1055, z. 386, Łódź, 2009, s. 1-159.
- [2] Krzemiński-Freda H., Warda B.: *Correction of the roller generators in spherical roller bearings*, Wear 192, 1996, s. 29-39.
- [3] Grudziński P.: *Badania sił i odkształceń kontaktowych w toczonym połączeniu prowadnicowym obrabiarki przy uwzględnieniu chropowatości powierzchni*, XXIII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Tom I, Rzeszów – Przemysł, 2007.
- [4] de Mul J.M., Kalker J.J., Fredriksson B.: *The contact between arbitrarily curved bodies of finite dimensions*, ASME Journ. Tribol., vol. 108, 1986, s. 140-148.
- [5] Kania L.: *Analiza obciążenia wewnętrznego w łożyskach tocznych wieńcowych w aspekcie ich nośności statycznej*, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, seria Monografie nr 111, Częstochowa, 2005.
- [6] Waligóra W.: *Badania jakości łożysk wałeczkowych*, Politechnika Poznańska, Rozprawy, nr 128, Poznań, 1981.
- [7] User's Guide ANSYS.