

MECHANIK 7/2014

XVIII Międzynarodowa Szkoła Komputerowego Wspomagania Projektowania, Wytwarzania i Eksploatacji

Dr inż. Agnieszka CHUDZIK

Dr inż. Anna JACH

Politechnika Łódzka, Wydział Mechaniczny, Katedra Dynamiki Maszyn

ANALIZA NUMERYCZNA POWSTAWANIA LOKALNYCH KONCENTRACJI NAPRĘŻEŃ W BADANIU OBCIĄŻENIA WEWNĘTRZNEGO W ŁOŻYSKACH TOCZNYCH

Streszczenie: W pracy przedstawiono wyniki analizy numerycznej powstawania lokalnych koncentracji naprężeń elementów tocznych w warunkach pracy. Obliczenia przeprowadzono dla elementów wykonanych z materiału idealnie sprężystego oraz z materiału sprężysto-plastycznego z kinematycznym wzmocnieniem liniowym. W pracy zaprezentowano modelowanie strefy styku. Obliczenia wykonano, stosując MES, profesjonalny pakiet ANSYS.

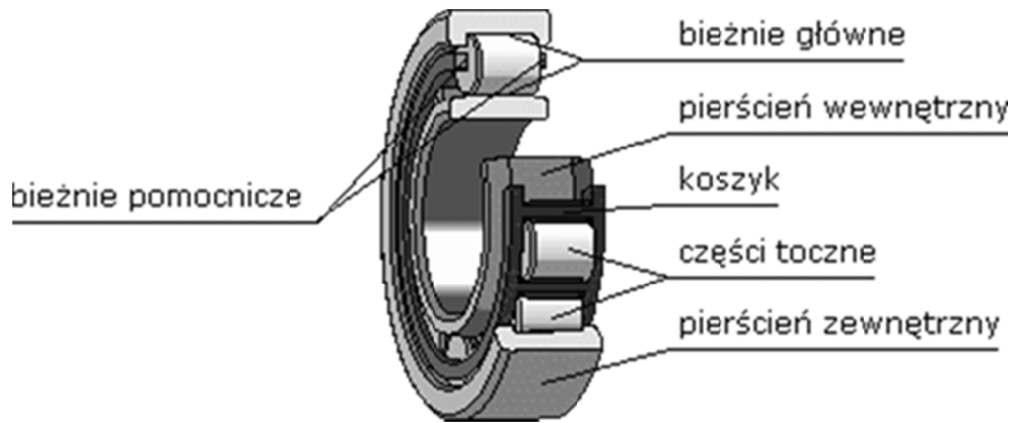
NUMERICAL ANALYSIS OF CREATION OF THE LOCAL CONCENTRATIONS OF STRESSES IN RESEARCH OF INTERNAL LOAD OF ROLLING BEARINGS

Abstract: The paper presents the results of the numerical analysis of the local concentrations of stresses of rolling elements in working condition and process of modelling of the contact zone. Calculations were done for the elements made of the elastic-ideally plastic material and the elastic-plastic material with kinematic linear reinforcement using MES, professional package ANSYS.

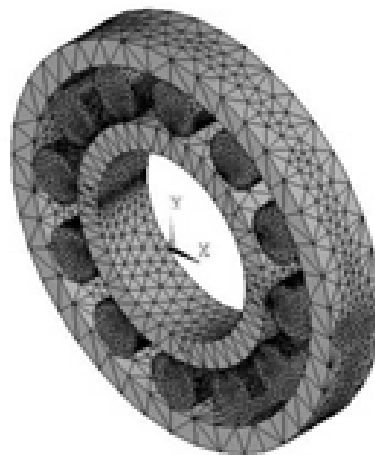
Słowa kluczowe: naprężenia kontaktowe, łożyska toczne, styk części tocznych
Keywords: contact stress, rolling bears, contact of the rolling

1. WPROWADZENIE

Łożyska toczne (pary kinematyczne) są integralną częścią elementów maszyn i urządzeń, gdzie zachodzi tarcie toczne. Łożyska toczne znajdują zastosowanie, gdy konstruktorowi zależy między innymi na: uzyskaniu bardzo małych oporów w czasie pracy, zwłaszcza podczas rozruchu, przy zmiennych prędkościach obrotowych wału, przy częstym zatrzymywaniu i uruchamianiu maszyn (łożyska ślizgowe zbyt szybko ulegają zużyciu), gdy wymagana jest duża niezawodność pracy i duża trwałość łożyska oraz gdy ze względu na wymiary korpusu maszyny konieczne jest stosowanie łożysk o małych wymiarach wzdłużnych. Łożysko walcowe jednorzędowe przedstawione na rys. 1 jest przykładem łożyska tocznego. Numeryczny model badanego łożyska przedstawiono na rys. 2. Łożyska tego typu przeznaczone są do przenoszenia obciążenia promieniowego. Obciążenie ciągłe osiowe może być również zastosowane, jeżeli jego wartość nie przekracza części obciążenia promieniowego. Łożyska walcowe jednorzędowe są bardzo wrażliwe na niewspółosiowość wału i oprawy. Mają one jednak mały moment tarcia oraz znacznie większą nośność od łożysk kulkowych. Większość odmian konstrukcyjnych łożysk walcowych jest produkowana w zakresie średnic $d = 20 \div 200$ [mm], lżejsze odmiany do 400 [mm] [Politechnika Śląska w Gliwicach, Instytut Automatyki, Zakład Inżynierii Systemów [<http://e-zipk.ia.polsl.pl>]].

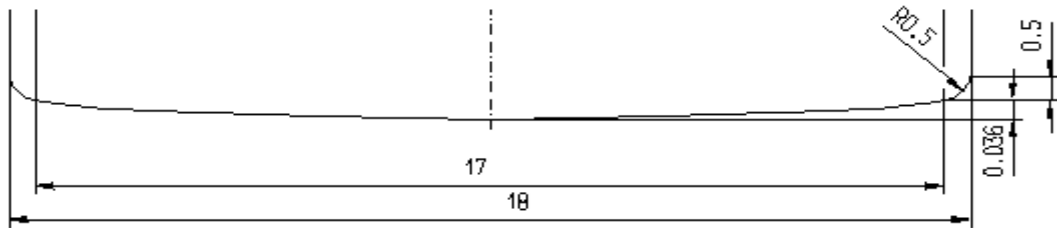


Rys. 1. Elementy łożyska tocznego wałeczkowego jednorzędowego [<http://e-zipk.ia.polsl.pl>]



Rys. 2. Model numeryczny analizowanego łożyska

W pracy przedstawiono zastosowanie metody elementów skończonych do obliczeń obciążenia nacisków i naprężeń podpowierzchniowych w stykach połączeń kontaktowych łożysk tocznych. W badanych łożyskach wałeczkowych rozkłady naprężeń różnią się od rozkładu hertzowskiego de Mul i wsp. – praca [4], nie tylko z powodu nieuwzględnienia w obliczeniach chropowatości powierzchni, lecz także między innymi ze względu na powszechnie stosowaną korekcję kształtu tworzących elementów tocznych. Analizę numeryczną wykonano dla łożyska, którego wałeczek zrobiono z korekcją zbliżoną do korekcji logarytmicznej. Analizowany profil wałeczka zaprezentowano na rys. 3. Dzięki zastosowaniu tej metody można zaobserwować zjawiska zachodzące w strefie styku części tocznych oraz określić miejsce powstawania lokalnych koncentracji naprężeń, punkty Bielajewa.



Rys. 3. Analizowany profil tworzącej wałeczka

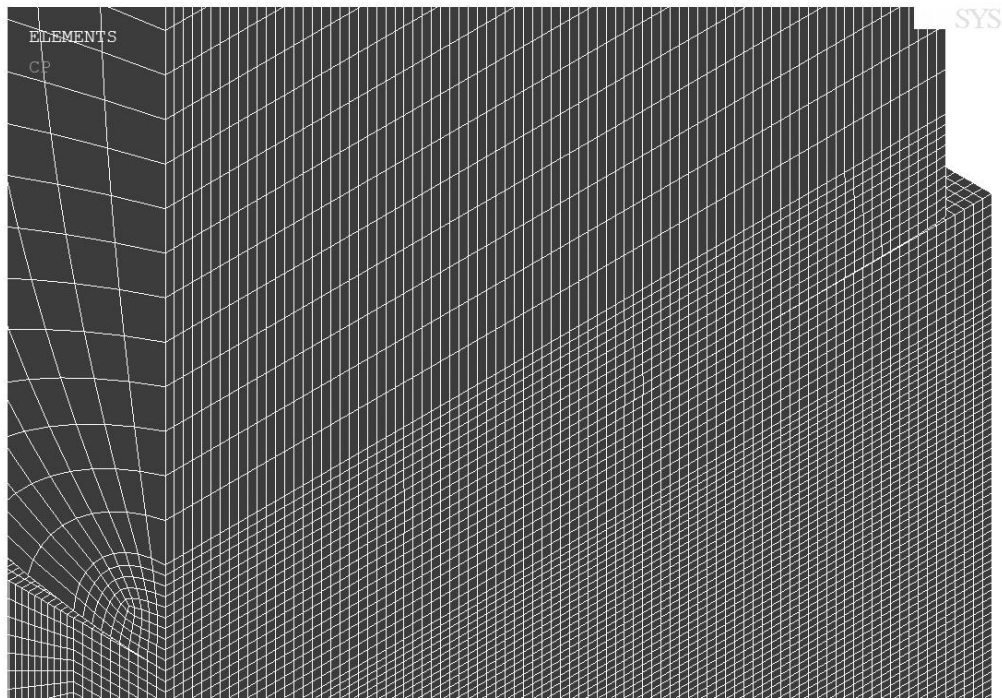
2. MODEL NUMERYCZNY

Numeryczny model dwuwymiarowy można potraktować jako zadanie w płaskim stanie odkształcenia, jeżeli pominiemy się w analizie spiętrzenia naprężeń na krawędziach wałeczków. Wtedy strefę styku wałeczka z bieżniami łożyska można analizować w przestrzeni dwuwymiarowej [6, 8]. Prostota modelowania i małe rozmiary modelu umożliwiają przeprowadzenie obliczeń w krótkim czasie [6]. W pracy Xintao Xia i wsp. (2012) [11] zaprezentowano sposób modelowania strefy styku elementów tocznych modelu trójwymiarowego (3D). Przedstawiono wyniki obliczeń i omówiono wpływ gęstości podziału na wyniki obliczeń. Modelowanie strefy styku oraz analizę współczynnika twardości stosowanego w obliczeniach obciążenia granicznego łożysk tocznych kulkowych z zastosowaniem modelu 3D przeprowadził Kania L. i wsp. (2011) [7]. Modele trójwymiarowe (3D) pozwalają na zbudowanie modelu rzeczywistego (styk wałeczka z bieżniami wałeczka), dzięki czemu można spodziewać się wyników zgodnych z wynikami badań doświadczalnych [1]. Obliczenia za pomocą MES z wykorzystaniem modeli 3D wymagają zastosowania komputerów o bardzo dużej mocy obliczeniowej. W pracy przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych łożyska, którego wałeczek wykonano z korekcją zbliżoną do korekcji logarytmicznej przedstawionej na rys. 3. Obliczenia przeprowadzono dla elementów wykonanych z materiału idealnie sprężystego, gdzie $E = 2,08 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, $\nu = 0,3$ oraz z materiału sprężysto-plastycznego z kinematycznym wzmocnieniem liniowym, gdzie moduł Younga $E = 2,08 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, moduł wzmocnienia $M = 1,4 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Kinematyczna granica plastyczności dla łożysk tocznych wynosi $\sigma = 880 \text{ MPa}$ [5].

Model do obliczeń opracowano dla łożyska NJ 312:

- średnica wałeczka: $D_w = 18 \text{ mm}$,
- długość tworzącej: $l = 18 \text{ mm}$,
- średnica bieżni: $d = 77 \text{ mm}$,
- obciążenia styku: $F = 10000 \text{ N}$, 16000 N oraz 33800 N .

W wyniku obliczeń za pomocą MES otrzymano rozkłady naprężeń zredukowanych liczonych wg Hipotezy Hubera–Misesa oraz napięć powierzchniowych. W wyniku obliczeń otrzymano położenie maksymalnych naprężeń σ_{\max} . Rys. 4 przedstawia bryłowy model numeryczny badanego łożyska.

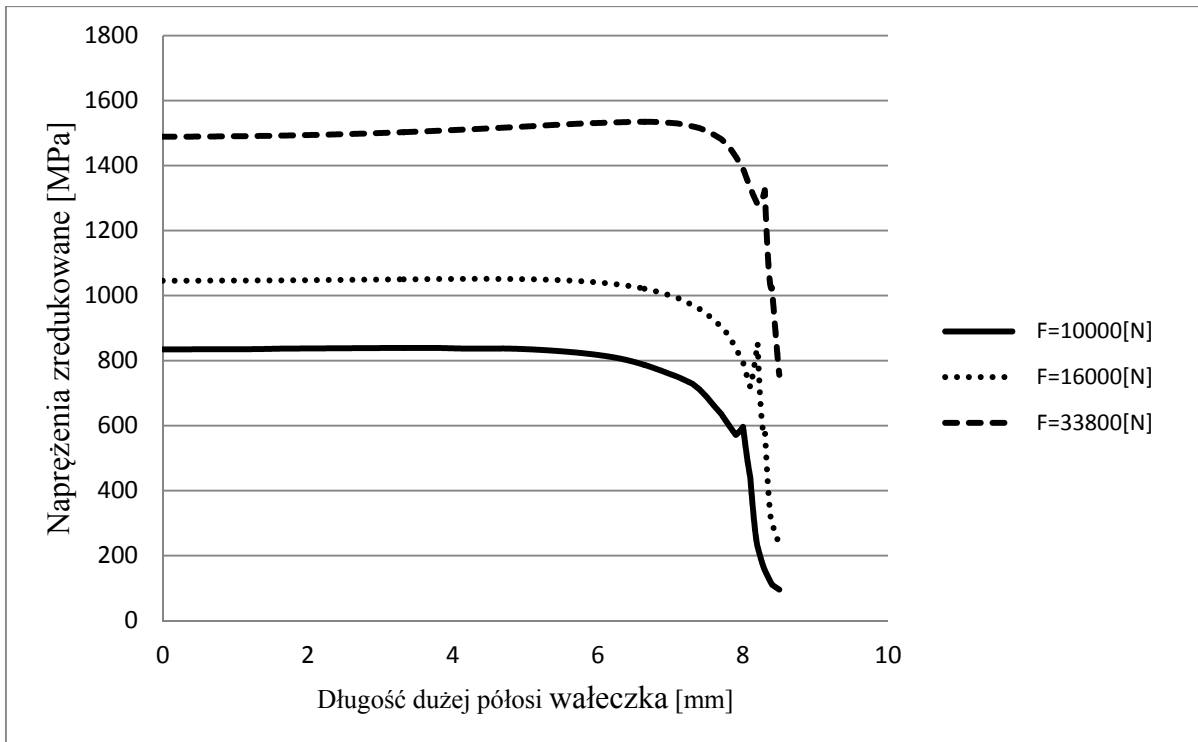


Rys. 4. Bryłowy model numeryczny 3D

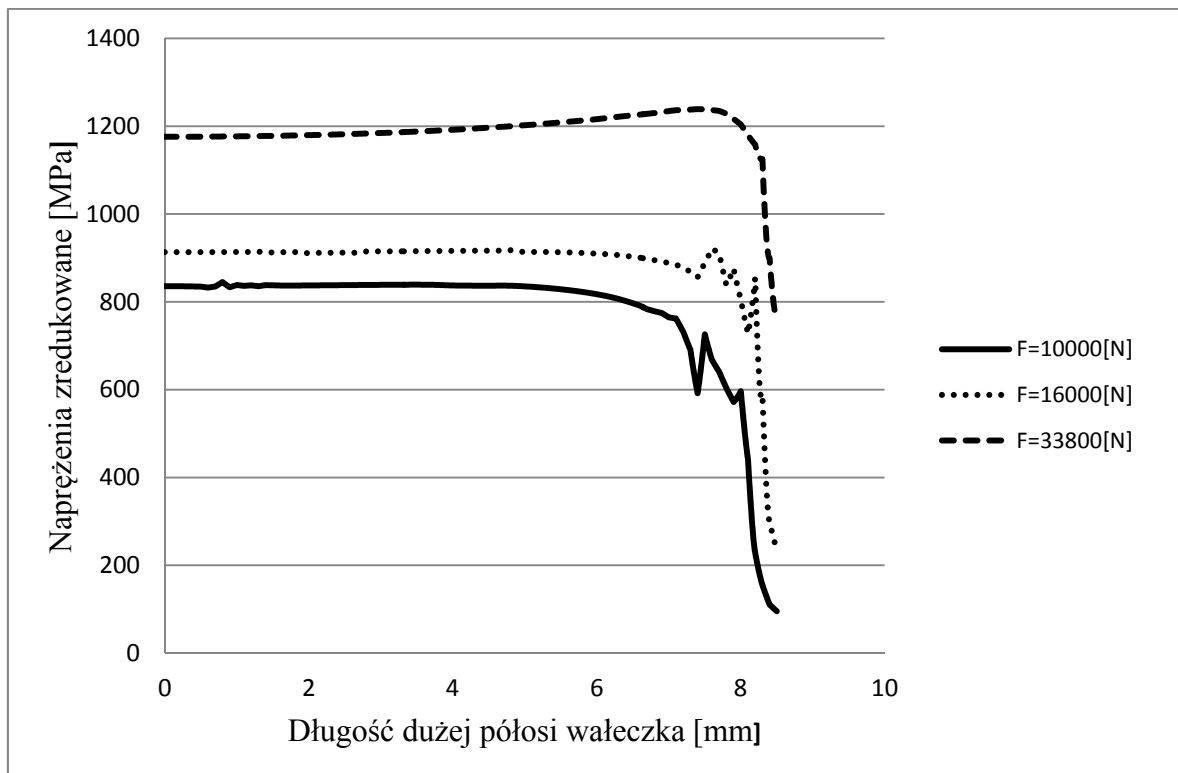
3. OBLICZENIA MES

Do obliczenia sił i odkształceń w badanym łożysku zastosowano metodę elementów skończonych oraz profesjonalny program ANSYS [12]. 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 przypadków obciążenia styku: $F_1 = 10000 \text{ N}$, $F_2 = 16000 \text{ N}$ oraz $F_3 = 33800 \text{ N}$. FKN, współczynnik uwzględniający sztywność styku w kontakcie, tzn. wpływ chropowatości współpracujących powierzchni, pozostawiono bez zmian – $FKN = 1$.

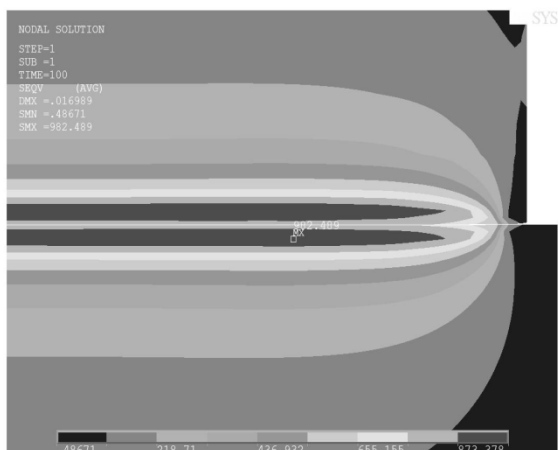
Wyniki obliczeń przedstawiono w postaci map graficznych odkształceń i naprężeń podpowierzchniowych liczonych wg hipotezy Hubera–Misesa–Henckego. Rozkłady maksymalnych naprężeń zredukowanych wzdłuż dużej półosi wałeczka przedstawiono na Rys. 5 (materiał idealnie sprężysty) i rys. 6 (materiał sprężysto-plastyczny z kinematycznym wzmocnieniem liniowym).



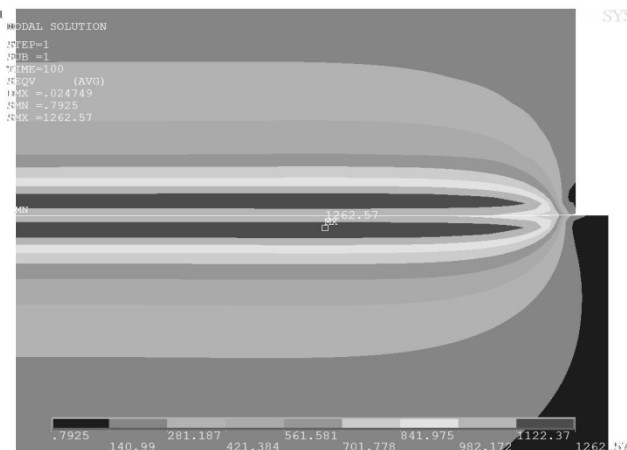
Rys. 5. Napężenia zredukowane w strefie styku – materiał idealnie sprężysty (przyp. I)



Rys. 6. Napężenia zredukowane w strefie styku – materiał sprężysto-plastyczny z kinematycznym wzmocnieniem liniowym (przyp. II)

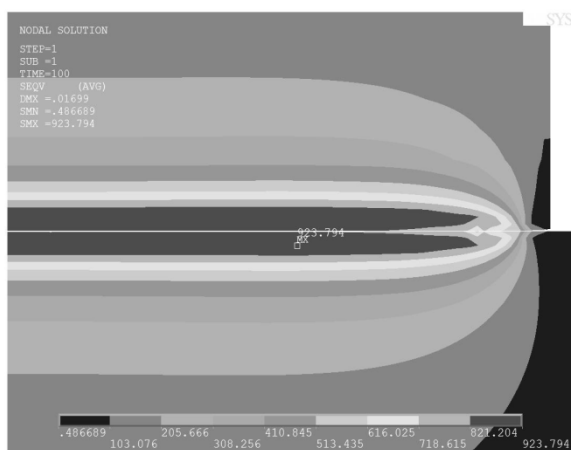


Rys. 7a

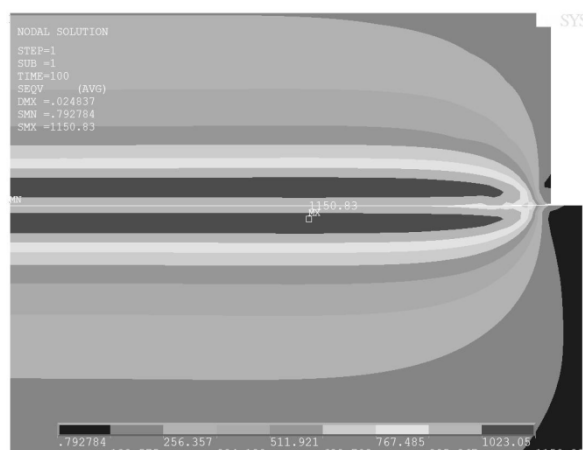


Rys. 7b

Miejsca powstawania lokalnych koncentracji naprężeń liczonych wg hipotezy Hubera–Misesa przedstawiono na rys. 7a ($F = 10000\text{ N}$), rys. 7b ($F = 16000\text{ N}$) dla przypadku I.



Rys. 8a



Rys. 8b

Na rys. 8a ($F = 10000\text{ N}$), rys. 8b ($F = 16000\text{ N}$) zaprezentowano miejsca powstawania lokalnych koncentracji naprężeń liczonych wg hipotezy Hubera–Misesa dla przypadku II. Jak wynika z porównania rozkładów naprężeń zredukowanych w strefie styku przedstawionych na rys. 5 i 6, wartości naprężeń obliczonych z zastosowaniem materiału sprężysto-plastycznego z kinematycznym wzmocnieniem liniowym spadły o około 25% w porównaniu z wynikami obliczeń wykonanych przy założeniu, że para kinematyczna jest wykonana z materiału idealnie sprężystego. Obliczenia numeryczne dla przypadku I (materiał idealnie sprężysty) są zgodne z wynikami badań doświadczalnych opracowanych Warda B. [10]. Należy również zauważyć, że wartości naprężeń otrzymanych za pomocą programu ANSYS są mniejsze niż dla obliczeń przeprowadzonych za pomocą MES przez de Mula [4], czy też za pomocą metody opisanej w pracach [2, 10]. Jak wiadomo, znajomość nacisków i odpowiadających im naprężeń powierzchniowych jest niezbędna do wyznaczania prognozowania trwałości zmęczeniowej. Naukowcy badający ten temat przewidują: im większe są wartości nacisków w spiętrzeniach, tym mniejsza prognozowana trwałość zmęczeniowa. Przyjęta metoda wyznaczania rozkładu naprężeń i nacisków powierzchniowych decyduje o poprawności otrzymanych wyników, a dalej o prognozowaniu trwałości zmęczeniowej. Stosując metody analityczne, zakładamy daleko idące uproszczenia. Wykorzystując do obliczeń MES, można zbudować model bryłowy 3D

najbardziej zbliżony do rzeczywistego, uwzględnić w obliczeniach charakterystykę materiału, z którego wykonano badane elementy. Zastosowany do obliczeń program ANSYS pozwala zbadać strefę kontaktu wałeczka z bieżnią. Na rysunkach 7a, b oraz 8a, b przedstawiono miejsce powstawania lokalnych koncentracji maksymalnych naprężeń σ_{\max} .

4. PODSUMOWANIE

Rozwiązanie Boussinesqa dla półprzestrzeni sprężystej [10] nie sprawdza się w przypadku współpracy elementów o prostoliniowych tworzących. Wyniki obliczeń rozkładu nacisków oraz prognozowanej trwałości zmęczeniowej nie znajdują potwierdzenia w badaniach doświadczalnych [6]. Można się spodziewać, że zastosowanie metody elementów kontaktowych pozwoli otrzymać wyniki lepiej odwzorowujące rzeczywistość. MES opisana w pracy, zastosowana do wyznaczania rozkładów nacisków i odpowiadających im naprężeń podpowierzchniowych w styku niehertzowskim o złożonej geometrii współpracujących powierzchni, oraz zaprezentowane wyniki obliczeń, umożliwiają, jak dotąd, otrzymanie najbardziej dokładne wyniki. Metoda ta pozwala nie tylko uwzględnić w obliczeniach dowolny kształt tworzących stykających się brył, lecz także ich skończoną długość. Możliwe jest również zbadanie wpływu chropowatości stykających się powierzchni na rozkłady nacisków. 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] Chudzik A., Warda B.: *Use of the finite element method in the analysis of internal load of rolling bearing*, „Mechanik” nr 7/2013, CD, PL ISSN 0025-6552.
- [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-Przemyśl, 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] Hahn G.T., Bhargava V., Chen Q.: *The cyclic stress-strain properties, hysteresis loop shape, and kinematic hardening of two high-strength bearing steels*, „Metallurgical and Materials Transactions A”, 1990, vol. 21A, pp. 653-665.
- [6] Kania L.: *Analiza obciążenia wewnętrznego w łożyskach tocznych wieńcowych w aspekcie ich nośności statycznej*, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, seria „Monografie” nr 111, Częstochowa, 2005.
- [7] Kania L., Pytlarz R., Reszka P.: *Modelowanie strefy styku kulkowych łożysk wieńcowych oraz analiza numeryczna współczynnika twardości*, „Modelowanie Inżynierskie” 41, s. 157-164, Gliwice, 2011, ISSN 1896-771X.

- [8] Romanowicz P.: *Analiza zmęczeniowa wybranych elementów maszyn pracujących w warunkach kontaktu tocznego*, rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków, 2009.
- [9] Waligóra W.: *Badania jakości łożysk waleczkowych*, Politechnika Poznańska, „Rozprawy”, nr 128, Poznań, 1981.
- [10] Warda B.: *Wykorzystanie istniejących teorii zmęczenia powierzchniowego do prognozowania trwałości złożonych węzłów tocznych*, „Zeszyty Naukowe PŁ”, nr 1055, z. 386, Łódź, 2009, s. 159.
- [11] Xintao X., Shichao Z., Chenhui J. & Rongjun N.: *Analysis of Contact Stress between Cylindrical Roller and Outer Ring Raceway with Taper Error Using ANSYS*, “Modern Applied Science”; vol. 6, No. 12; 2012 ISSN 1913-1844 E-ISSN 1913-1852 , p. 86-90.
- [12] User’s Guide ANSYS.
- [<http://e-zipk.ia.polsl.pl>]