

Dr inż. Ireneusz WRÓBEL, email: iwrobel@ath.bielsko.pl
Katedra Podstaw Budowy Maszyn, Akademia Techniczno-Humanistyczna – Bielsko-Biała
Dr inż. Jacek RYSIŃSKI, email: jrysinski@ath.bielsko.pl
Katedra Podstaw Budowy Maszyn, Akademia Techniczno-Humanistyczna – Bielsko-Biała

Analiza strukturalna koła zębatego o rzeczywistym kształcie

Streszczenie: W referacie autorzy przedstawili metodę oceny stanu powierzchni bocznej koła zębatego oraz budowę modelu MES, wykorzystując skaner 3D. Ze względu na posiadane laboratorium badania były prowadzone na przekładniach walcowych. Rzeczywisty kształt zębów kół otrzymano skanując powierzchnie boczne, otrzymując po obróbce fasetkowy model koła. W kolejnym kroku konieczne było przeprowadzenie optymalizacji zwracając szczególną uwagę na kształt trójkątów modelu fasetkowego. Otrzymany plik był bazą do budowy modelu dyskretnego MES – na potrzeby analizy strukturalnej.

Structural analysis of current surface of gear wheel

Summary: In the paper, the method allowing for an evaluation of surface state of a gear wheel is presented by the authors. The method consists in creation of FEM-model of the gear wheel by means of a 3D-scanner. Taking into account availability of the university laboratories, the investigations have been performed using cylindrical gear wheels. Current shape of gear tooth was obtained via scanning of the gear faces and flanks as well as toe ends. After appropriate remeshing, the surface triangular model of a wheel was prepared. In the next step, optimization procedure was performed – taking into considerations the size of triangles of the surface model. The output computer file was a proper base for creation of the discrete FEM-model. Finally, this model allows us for performance of structural analysis.

1. Wstęp

Podstawowym parametrem decydującym o zastosowaniu przekładni w przemyśle jest jej konstrukcja, przenoszona moc oraz cena. Nowoczesne przekładnie zębate cechują się coraz mniejszymi gabarytami w stosunku do przenoszonej mocy. Jak wykazano w pracach [1, 2, 3] możliwymi uszkodzeniami jakie mogą wystąpić podczas współpracy elementów są: propagacja pęknięcia zmęczeniowego, pitting, zatarcie (rys. 1.).



Rys. 1. Przykłady uszkodzeń zębów kół: a) pitting, b) pęknięcie zmęczeniowe, c) zatarcie

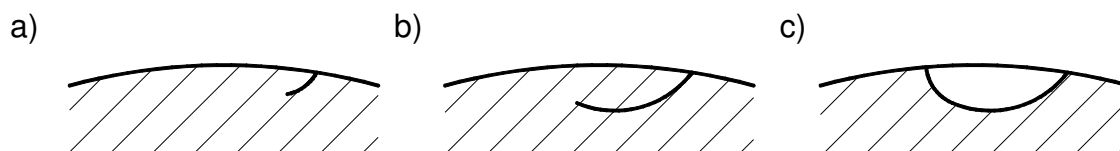
W wyniku powtarzających się obciążeń zębów koła zębatego, wywołujących naprężenia przekraczające naprężenia dopuszczalne, następuje złamanie zmęczeniowe najsłabszego zęba. Pęknięcie zęba rozpoczyna się na powierzchni przejściowej i przebiega łukiem wzdłuż podstawy. Przyczyną osłabienia zęba może być m. in. karb u podstawy zwiększający naprężenia, mikropęknięcia powierzchniowe, a także niewłaściwe przyleganie zębów spowodowane głównie odchyłkami podziałki, kąta zarysu i linii zęba. Oprócz pęknięcia

zmęczeniowego zęba może wystąpić w okolicy walca toczonego złamanie doraźne zęba na skutek przeciążenia statycznego.

Zacieranie jest natomiast procesem związanym z tworzeniem i niszczeniem więzi adhezyjnej w postaci szczepień adhezyjnych [1]. Jest to zjawisko łączenia się metali przez pierwotną granicę rozdziału faz w trakcie procesu tarcia na skutek wymuszeń czynnikami fizycznymi. Utożsamianie zatarcia ze zużyciem znalazło swój wyraz w normie PN-91/M-88506 będącej próbą uporządkowania polskiej terminologii dotyczącej uszkodzeń kół zębatych. Zatarcie jest w niej definiowane jako uszkodzenie roboczych warstw wierzchnich kół zębatych polegające na występowaniu bardzo chropowatych obszarów, jakby wytrawionych pasm biegnących w kierunku zgodnym z wektorem poślizgu międzyzębnego. Ze względu na wymuszenia powodujące ten rodzaj zużycia, w normie zaproponowano dodatkowe terminy: zatarcie niskotemperaturowe oraz wysokotemperaturowe, zaś z uwagi na rozmiar strefy zużycia wyróżniono jeszcze zatarcie lokalne. Wskutek braku środka smarnego lub przerwania filmu smarowego przy dużych naciskach mogą wystąpić zjawiska zacierania.

O ile złamanie i zatarcie od razu eliminuje maszynę z dalszej pracy, o tyle od oceny zjawiska pittingu zależeć będzie dalsze dopuszczenie przekładni do pracy.

W jakim stopniu tego rodzaju uszkodzenia mogą być tolerowane zależeć będzie od dziedziny zastosowania. W niektórych przypadkach może być zaakceptowany intensywny pitting, w innych należy unikać każdego widocznego wykruszenia. Zjawisko to zostało szczegółowo opisane w normie PN-ISO 6336-2 [5].



Rys. 2. Rozwój pittingu: a) pęknięcie, b) rozwój pęknięcia, c) jamka pittingowa [1]

Pitting jest uszkodzeniem zmęczeniowym. Degradacja powierzchni powstała w wyniku tego zjawiska przedstawia się na powierzchni w postaci dołków o dość nieregularnych kształtach. Początkiem powstania pittingu jest pęknięcie, które rozwija się pod wpływem działających sił zewnętrznych (rys. 2a). Olej wciskany jest do wewnątrz powstałego pęknięcia i powoduje propagację szczeliny (rys. 2b).

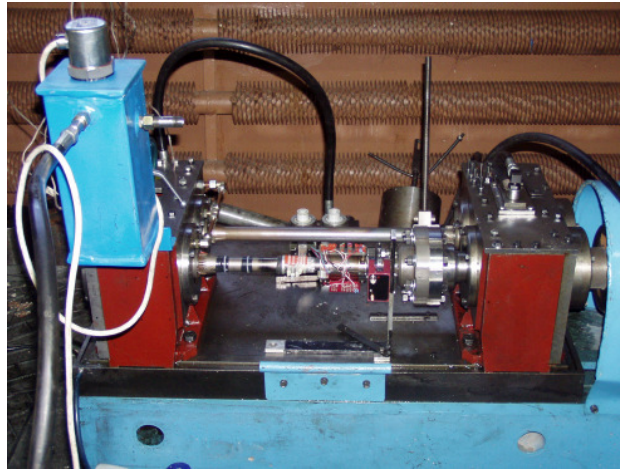
2. Cel pracy

Celem pracy było wyznaczenie wpływu zdegradowanej powierzchni bocznej zęba koła (pitting) na jego wytrzymałość zmęczeniową. Badania doświadczalne prowadzone były na stanowisku mocy zamkniętej, skonstruowanym w Zakładzie Podstaw Konstrukcji Maszyn – Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej (rys. 3.). Koła zębate wykonane były ze stali 17HMN do nawęglania i hartowania a ich odpowiednikiem w przybliżeniu jest stal 4330 wg AGMA. Przykładowe dane materiałowe przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Przykładowe dane materiałowe badanych kół

| Materiał | Oznaczenie | Dane | | | | | | | |
|---|------------|------|------|-----------------|------------------------------|------------------------------|-----------------|-----------|-------|
| | | YS | UTS | K _{Ie} | K _{Ic} | A _k | B _k | C | n |
| 4340 1240-1380 UTS; Plt & Forg | C4DD11AD1 | 1207 | 1310 | 5386 | 3822 | 0.75 | 0.5 | 0.228E-11 | 2.700 |
| | | p | q | DK ₀ | C ⁺ _{th} | C ⁻ _{th} | R _{cl} | α | S.R. |
| | | 0.25 | 0.25 | 191 | 1.5 | 0.1 | 0.7 | 2.5 | 0.3 |

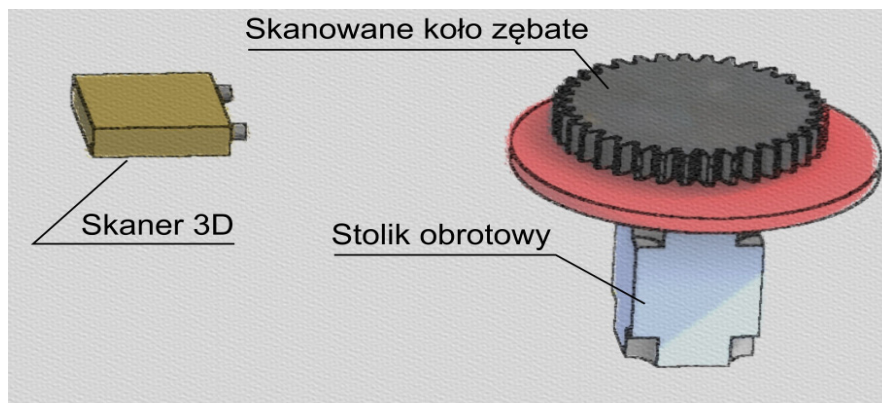
Dla zrealizowania tak postawionego celu niezbędne było wykonanie modelu geometrycznego koła o rzeczywistym kształcie.



Rys. 3. Stanowisko badawcze

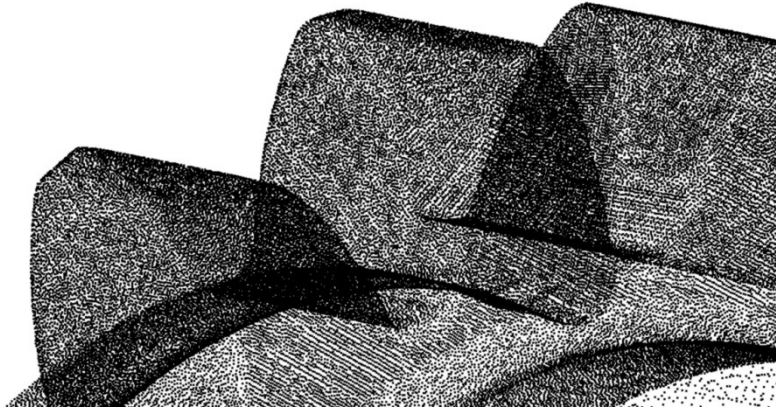
3. Pomiar koła zębatego

Jak wykazano w pkt. 2 badania doświadczalne prowadzone były na stanowisku mocy zamkniętej. W celu pozyskania rzeczywistej geometrii badanych kół konieczne było zbudowanie stanowiska pomiarowego. Składało się ono ze skanera optycznego na światło strukturalne zintegrowanego z obrotowym stolikiem pomiarowym. Konieczne było skalibrowanie oraz skonfigurowanie urządzenia pomiarowego oraz dobranie objętości pomiarowej tak, aby pomiar był najdokładniejszy (rys. 4.).



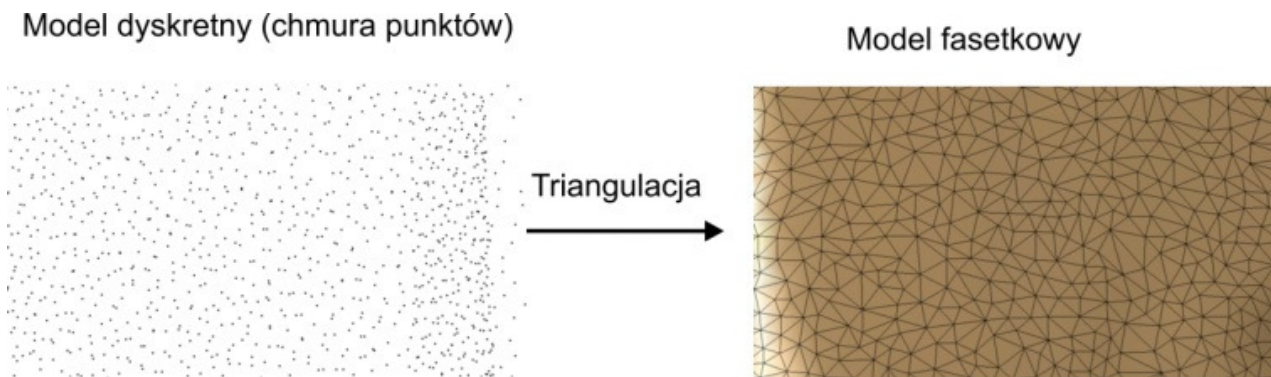
Rys. 4. Stanowisko pomiarowe

Stół pomiarowy obracano co 12 stopni wykonując kolejny pomiar. W wyniku tego otrzymano 30 zbiorów punktów, które połączono w jedną chmurę wykorzystując specjalistyczne oprogramowanie (rys. 5.).



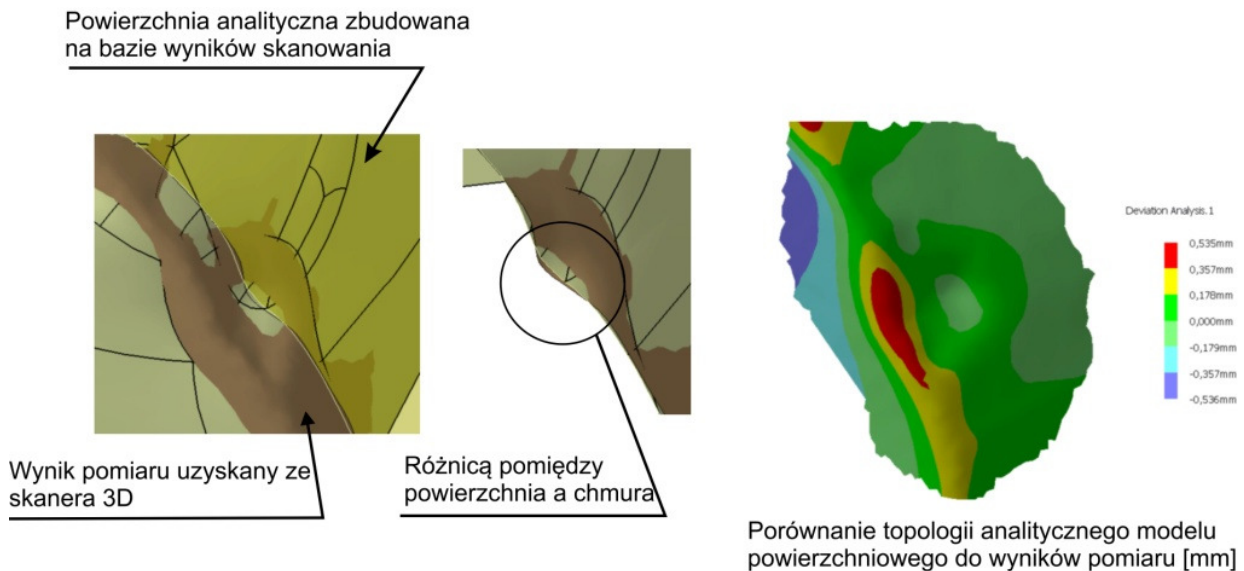
Rys. 5. Chmura punktów opisująca kształt skanowanego koła

Standardowa procedura stosowana w inżynierii rekonstrukcyjnej polega na przekształceniu zbioru punktów do postaci modelu fasetkowego. Proces ten nazywamy triangulacją. Na rys. 6 przedstawiono budowę modelu dla zeskanowanego koła zębatego.



Rys. 6. Proces triangulacji

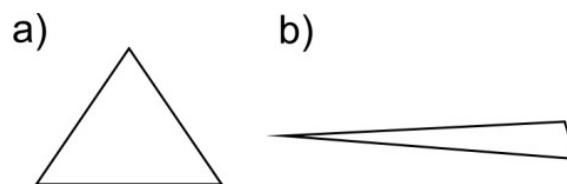
Kolejnym krokiem było przekształcenie modelu fasetkowego na parametryczny model CAD. Jako parametry można przyjąć: średnicę, długość kąta itp., które definiują rozmiar modelu. Drugim rodzajem parametrów mogą być parametry krzywych, powierzchni (np. stopień krzywych) opisujących kształt przedmiotu. Ten przypadek stosuje się najczęściej w modelowaniu przedmiotów o skomplikowanych kształtach. Należy mieć na uwadze iż podczas budowy modelu CAD na bazie zbioru punktów uzyskanych ze skanera pewna liczba informacji może zostać utracona. Jest to wynik interpolacji powierzchni na zbiorze punktów. Na rysunku 7 przedstawiono wynik porównania topologii modelu powierzchniowego z chmurą punktów. Różnice mogą wynikać z zastosowanych narzędzi i procedur używanych do budowy modelu powierzchniowego. W niektórych przypadkach może pojawić się problem z utratą ważnych informacji na temat topologii skanowanego koła zębatego.



Rys. 7. Różnice w topologii modelu powierzchniowego i chmury punktów

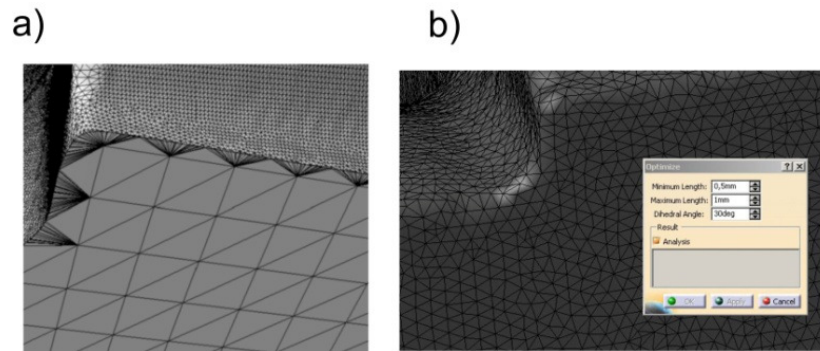
Aby uniknąć utraty cennych informacji związanych z topologią skanowanych zębów koła walcowego – w szczególności topologii jamek pittingowych – postanowiono wykorzystać model fasetkowy, który zbudowany jest z elementów trójkątnych. W systemach MES można taki model interpretować jako model z trójkątnych, płaskich elementów skończonych. Na bazie takich elementów można zbudować pełny trójwymiarowy model MES koła – wykorzystując elementy tetragonalne.

Zasadniczym problemem związanym z budową modelu dyskretnego, są różne wymagania co do elementów trójkątnych stosowanych w modelu fasetkowym w inżynierii odwrotnej oraz systemach MES. Programy obliczeniowe wymagają zastosowania idealnych kształtów elementów trójkątnych, ponieważ zdegenerowane dają błędne wyniki (rys. 8.). Jest kilka parametrów opisujących jakość dwuwymiarowej siatki MES. Do najważniejszych możemy zaliczyć: Jakobian i współczynnik kształtu (Aspect Ratio). W dobrej praktyce inżynierskiej należy dążyć aby trójkątne elementy skończone miały jak najbardziej regularny kształt.



Rys. 8 Kształt elementów trójkątnych a) - poprawny, b) - niepoprawny

Problem budowy modelu dyskretnego MES bazującego na modelu fasetkowym z pomiaru sprowadza się do odpowiedniej modyfikacji i optymalizacji kształtu. W komercyjnych programach używanych w inżynierii rekonstrukcyjnej można wykorzystać odpowiednie narzędzia do optymalizacji kształtu trójkątów. Przykładowo, w systemie CATIA jest to polecenie **Optimize** którego wynik działania przedstawiono na rys. 9.



Rys. 9. a) powierzchnia fasetkowa przed optymalizacją,
b) powierzchnia fasetkowa po optymalizacji kształtu trójkątów

Po optymalizacji siatki należy wygenerowany model zapisać w formacie STL. W kolejnych krokach:

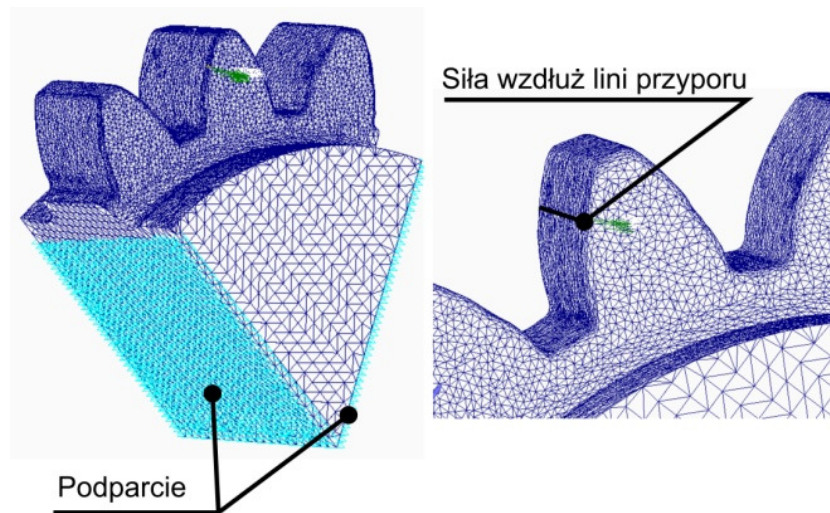
- wczytujemy go do systemu FEMAP, który jest uniwersalnym narzędziem budowy modelu MES i analizy wyników uzyskanych z solwera,
- przekształcamy model powierzchniowy z elementów trójkątnych trójwęzłowych na model trójwymiarowy z elementami czterowęzłowymi typu TETRA,
- przekształcamy elementy czterowęzłowe typu TETRA na elementy 10 węzłowe.

Tak przygotowany model gotowy jest do przeprowadzenia analizy (rys. 10.).



Rys. 10. Model dyskretny wycinka koła zębatego

Na rysunku 11 przedstawiono warunki brzegowe zadania strukturalnego. Model podparto na dwóch powierzchniach poprzez odebranie trzech stopni swobody – translacji wzdłuż osi X, Y i Z. Model obciążono siłą wzdłuż linii przyboru zęba. Wartość siły wynikała z realizowanych obciążeń badanej przekładni.



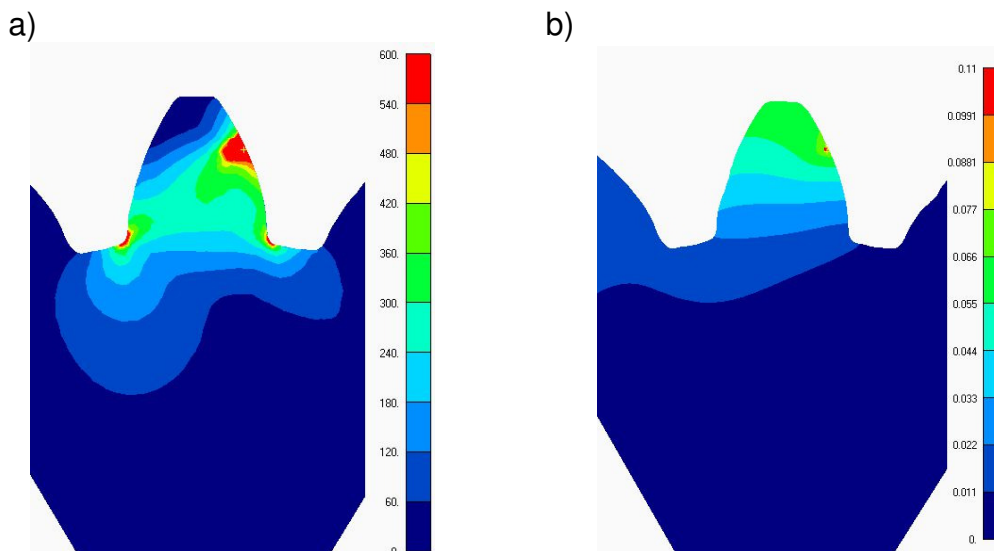
Rys. 11. Warunki brzegowe dla modelu

Przedstawiony model przeanalizowano za pomocą systemu NX Nastran 7.0

4. Wyniki analizy

Wynikiem analizy były warstwy naprężeń zredukowanych Hubera-Von Missesa oraz deformacje modelu.

Na rys. 12 przedstawiono przykładowe warstwy naprężeń występujących w analizowanym zębie i warstwy deformacji tego zęba.



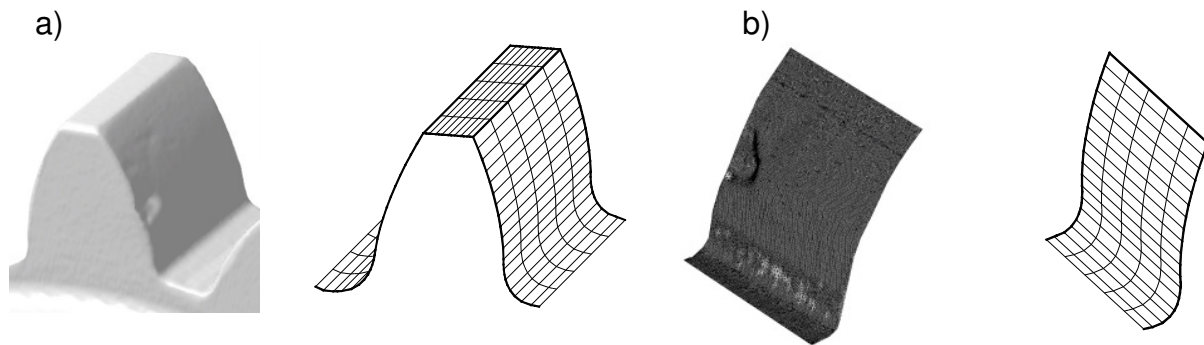
Rys. 12. Warstwy a) naprężeń zredukowanych Hubera-Missesa [MPa], b) deformacji [mm]

5. Wnioski

W dotychczasowej praktyce inżynierskiej bezstykowe urządzenia pomiarowe (skanery 3D) są wykorzystywane głównie w inżynierii rekonstrukcyjnej do budowy cyfrowego modelu istniejącego obiektu. Prezentowany referat jest przykładem wykorzystania tej techniki

w diagnostyce maszyn – zwłaszcza kół zębatach. Wykorzystując optyczny skaner 3D można uzyskać cyfrowy model zużytego koła zębatego. Taki model może posłużyć do analiz strukturalnych Metodą Elementów Skończonych (MES) [5] lub Metodą Elementów Brzegowych (MEB) co pozwoli na ocenę w jaki sposób zmienia się wytrzymałość koła w trakcie jego eksploatacji. Analizie poddano koła zębata walcowe, których powierzchnie boczne zostały zdegradowane poprzez jamki pittingowe. Jak wykazano w pracach [2, 3] za dobre uznaje się koła, w których ubytek materiału - powierzchni bocznej współpracujących kół nie przekracza:

- 8 % czynnej powierzchni jednego zęba koła,
- 2 % czynnej powierzchni wszystkich zębów kół (rys. 13).



Rys. 13. a) porównanie modeli 3D kół walcowych,
b) porównanie powierzchni bocznych zębów kół [4]

Można zadać pytanie: czy możliwe jest dopuszczenie przekładni do dalszej pracy z tak zdegradowaną powierzchnią boczną? Czy i w jaki stopniu stopień uszkodzenia przełoży się na dalszą pracę maszyny? W jakim stopniu oraz czy w ogóle wzrośnie obciążenie współpracujących zębów kół?

Odpowiedzi na te pytania można uzyskać tylko poprzez przeprowadzenie symulacji dla rzeczywistych modeli przy wykorzystaniu MES lub MEB. W praktyce przemysłowej idealnym rozwiązaniem byłoby zastosowanie systemu diagnostycznego (eksperckiego), który monitorowałby stan maszyny. Ewentualne odchylenia parametrów pracy od wyjściowych (wzorcowych, zebranych dla dobrej maszyny) mogłyby być sygnalizowane na panelu operatorskim. W kolejnym kroku wykorzystując skaner 3D oraz narzędzi programistycznych można przeprowadzić analizy wytrzymałościowe dostarczonej części lub podzespołu.

Literatura

- [1] Dietrych J., Korewa W.: Podstawy Konstrukcji Maszyn cz. III, WNT, Warszawa 1973.
- [2] Drewniak J.: Model obliczeniowy trwałości zmęczeniowej elementów maszyn. Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej Nr 79, Rzeszów 1991.
- [3] Rysiński J., Wróbel I.: Oszacowanie rozmiaru pittingu w przekładni zębatej przy wykorzystaniu skanera 3D, Pomiary, Automatyka, Kontrola - PAK 2008 nr 12, s. 851-853.
- [4] Rysiński J., Wróbel I.: Nowoczesne metody oceny stanu powierzchni części maszyn, Pomiary, Automatyka, Kontrola - PAK 2011 nr 12 – w druku.
- [5] Norma PN ISO 6336-2:2000, Przekładnie zębata walcowe - Obliczanie nośności kół - Wytrzymałość zęba na zmęczenie stykowe (pitting).
- [6] Rysiński E, Czmochoński J., Smolnicki T. Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2000.