

Analiza współpracy pary kół stożkowych na podstawie matematycznego modelu obróbki oraz bezpośredniej symulacji nacinania w programie Inventor

JADWIGA PISULA
MIECZYŚLAW PŁOCICA *

Zaprezentowano wyniki prac nad niezależnym systemem wspomagania konstrukcji i technologii kół stożkowych, tworzonym przez zespół naukowy z Politechniki Rzeszowskiej i Politechniki Warszawskiej. Bieżący etap prac obejmuje analizę współpracy przekładni konstrukcyjnej, której człony (zębniak i koło) mogą być uzyskane jako dwa różne modele obróbki – model matematyczny i model uzyskany w środowisku CAD.

Prace nad stworzeniem niekomercyjnego systemu wspomagającego projektowanie przekładni stożkowych trwają w Politechnice Rzeszowskiej i Politechnice Warszawskiej od dwóch lat. Biorą w nich także aktywny udział wiodący producenci z branży lotniczej: Pratt and Whitney Kalisz oraz WSK „PZL-Rzeszów” S.A. Aktualny stan realizacji zadań pozwala na analizę współpracy par konstrukcyjnych, których człony uzyskano dzięki dwóm niezależnym modelom generowania uzębień. Stworzono zarówno model matematyczny, jak i model symulacji bezpośredniej, przy czym oba modele odzwierciedlają możliwości kinematyczne obrabiarki numerycznej Phoenix 175 [3].

Modele przekładni technologicznych, służące do generowania powierzchni bocznych zębów kół i wykorzystujące technologię CNC, umożliwiającą zmianę kinematyki, korygującą topografię powierzchni bocznych zębów. Zmiana kinematyki wpływa bezpośrednio na poprawę współpracy zazębienia przekładni konstrukcyjnej [4]. Topologiczna modyfikacja boku zęba zębniaka jest możliwa do realizacji na wieloosiowej obrabiarkce numerycznej, w której kinematyka każdej z osi jest zadawana niezależnie. Pozwala to na swobodne kształtowanie wybranego fragmentu powierzchni zęba i uniezależnienia konstruktora od ograniczeń typowych modyfikacji linii i zarysu zęba. Poprawność zadanych ustawień obróbki i wprowadzonych modyfikacji weryfikuje się przez sprawdzenie współpracy wirtualnych modeli członów przekładni w parze konstrukcyjnej. Ocena sumarycznego śladu współpracy zazębienia oraz wykresu nierównomierności ruchu przekładni jest podstawą do wprowadzenia korekt ustawczych.

Analiza współpracy zazębienia

Korzystając z opracowanych modeli technologicznych wygenerowano powierzchnie boczne zębów zębniaka i koła przykładowej przekładni stożkowej 9×44. Jej podstawowe dane geometryczne oraz wprowadzone ustawienia bazowe obróbki podano w tabl. I i II.

TABLICA I. Wybrane dane przekładni

Z_1	liczba zębów zębniaka	9
Z_2	liczba zębów koła	44
L_{zz}	kierunek pochylecia linii zęba zębniaka	prawy
β	kąt pochylecia linii zęba, dms	35,0000
Σ	kąt skrzyżowania osi, dms	90,0000
α	średni kąt zarysu noży głowicy, dms	20,0000
b	szerokość wieńca zębatego, mm	39
–	rodzaj zbieżności zęba	TRL

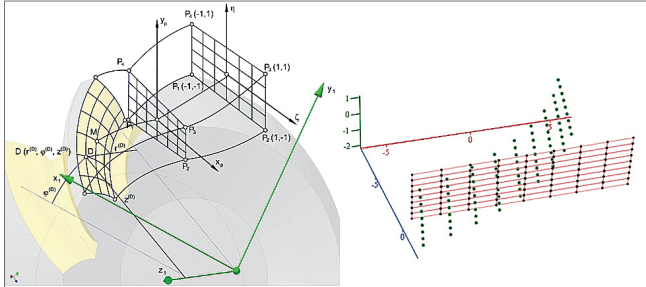
TABLICA II. Ustawienia bazowe obrabiarki do obróbki zębniaka (powierzchnia wklęsła wk) i koła (powierzchnia wypukła wp) oraz geometria narzędzia

		wk	wp
q	ustawienie kątowe głowicy, dms	59,3600	53,0800
U	ustawienie promieniowe głowicy, mm	99,674	97,509
E	przesunięcie hipoidalne, mm	2,219	0
δ_m	kąt skręcenia wrzeciona P.O., dms	10,1700	75,3300
X_p	ustawienie osiowe wrzeciona P.O., mm	-1,667	0
X_p	ustawienie stołu wrzeciona P.O., mm	2,241	-1,771
i	kąt pochylecia wrzeciona narzędzia (tilt), dms	1,0800	0
j	kąt skręcenia płaszczyzny tiltu (swivel), dms	203,2800	0
i_{odt}	przełożenie odtaczania	0,200448	0,980959
D_0	średnica głowicy nożowej, mm	196,850	190,500
W_2	szerokość wierzchołka noża, mm	1,016	3,302
R_{02}	promień zaokrąglenia naroża, mm	0,635	1,016
α_{wk}	kąt zarysu noża (zewnątrznego), dms	16,0000	20,0000
α_{wp}	kąt zarysu noża (wewnątrznego), dms	–	20,0000

Analiza współpracy członów przekładni w parze konstrukcyjnej wymaga zapisu powierzchni zębów w postaci równań, pozwalających określić ich własności w każdym punkcie, a nie tylko w wybranych punktach siatki [2]. Dlatego każda z powierzchni jest interpolowana za pomocą splajnów kubicznych (3. stopnia). Pozwala to na wystarczająco dokładne odwzorowanie interpolowanej powierzchni, bez niebezpieczeństwa wystąpienia oscylacji,

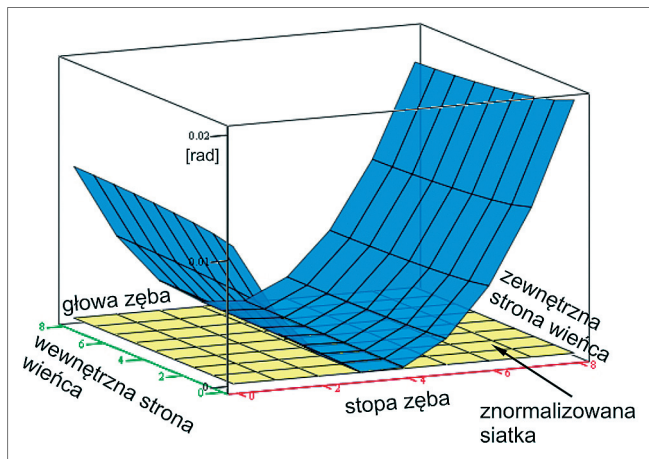
* Dr inż. Jadwiga Pisula, dr inż. Mieczysław Płocica – Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej

charakterystycznej dla funkcji wyższego stopnia. Jest to interpolacja o charakterze lokalnym, w przeciwieństwie np. do interpolacji za pomocą funkcji Beziera. Jest to zaletą, gdyż zmiana wartości interpolowanej w danym punkcie siatki wpływa nie na całą powierzchnię, a tylko w pewnym jej otoczeniu (rys. 1).



Rys. 1. Znormalizowana siatka punktów przekroju osiowego, ułatwiająca poszukiwanie rozwiązań równania ząbkowania na powierzchni bocznej zęba

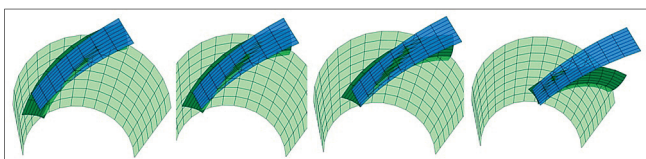
Aby doprowadzić powierzchnie zębów do styku, przy nieruchomym zębniku obraca się koło o kąt ϕ_2 . Wartość tego kąta jest wyznaczana z układu równań określających warunek styku. Wykorzystywana jest w tym celu procedura numeryczna rozwiązywania układów równań nieliniowych. W celu uzyskania prawidłowego rozwiązania podawane są odpowiednio dobrane wartości po-



Rys. 2. Wykres Ease off dla czynnej strony ząbkowania

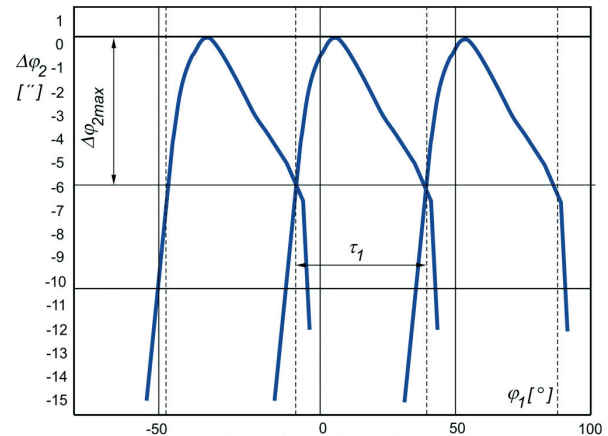
czątkowe zmiennych i zakresy ich zmienności. Uzyskane w wyniku rozwiązania układu wartości współrzędnych znormalizowanych określają punkty styku na powierzchniach [1, 2].

Na rys. 2 pokazano wykres *Ease off* dla strony czynnej ząbkowania. Stanowi on zbiór różnic współrzędnych kątowych dla odpowiadających sobie punktów siatki utworzonej na powierzchniach zębniaka: sprzężonej i uzyskanej na podstawie ustawień bazowych obróbki (rys. 3).



Rys. 3. Kolejne położenia śladu współpracy ząbkowania powierzchni bocznych zębniaka i koła w parze konstrukcyjnej

Jakość kinematyczną przekładni można ocenić na podstawie jej wykresu ruchowego, ilustrującego różnicę między rzeczywistym (wynikającym z geometrii) kątem obrotu koła a kątem obrotu koła wynikającym z przełożenia. Wykres, zaprezentowany na rys. 4 dla przekładni 9×44 ,



Rys. 4. Wykres nierównomierności ruchu dla strony czynnej

obejmuje cały zakres ząbkowania się pojedynczej pary zębów. Maksymalna odchyłka ruchu koła uzyskana dla rozpatrywanej przekładni mierzona w zakresie podziałki przyporu wynosi 6 s.



Uzyskanie żądanego położenia i kształtu śladu współpracy nie jest zadaniem łatwym i zależy od wielu czynników (m.in. geometrii zębniaka i koła, parametrów ustawczych obrabiarki, montażu kół). Ślad współpracy i wykres ruchowy to podstawowe wskaźniki, pozwalające na jednoznaczny ocenę jakości przekładni pod względem kinematyki i zdolności do przenoszenia obciążeń. Zautomatyzowana analiza kontaktu powierzchni bocznych zębów umożliwia wprowadzanie korekt do ustawień obrabiarki oraz generowanie nowego śladu współpracy na podstawie zmienionych parametrów obróbki. W ten sposób można już na etapie projektowania przekładni opracować w krótkim czasie właściwe parametry ustawcze obrabiarki i kinematykę obróbki, zapewniającą uzyskanie powierzchni zębów o geometrii, która będzie gwarantować wysoką jakość współpracy ząbkowania.

LITERATURA

1. F.L. LITVIN, A. FUENTES: Gear geometry and applied theory. Cambridge University Press New York 2004, wyd. 2.
2. A. MARCINIEC: Synteza i analiza ząbkowań przekładni stożkowych o kołowo-lukowej linii zęba. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej Rzeszów 2002.
3. A. MARCINIEC, J. PISULA, M. PŁOCICA, B. SOBOLEWSKI: Projektowanie przekładni stożkowych z zastosowaniem modelowania matematycznego i symulacji w środowisku CAD. *Mechanik nr 7/2011*.
4. H.J. STADTFELD: Advanced Bevel Gear Technology. Manufacturing, Inspection and Optimization. The Gleason Works 2000.

Badania realizowane w ramach Projektu „Nowoczesne technologie materiałowe stosowane w przemyśle lotniczym”, Nr POIG.01.01.02-00-015/08-00 w Programie Operacyjnym Innowacyjna Gospodarka (PO IG). Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.

Artykuł prezentowany na X Forum Inżynierskim ProCAX, Siewierz 2011 r.