

# Analiza porównawcza dwóch krzywoliniowych przekładni stożkowych o tym samym przełożeniu, lecz różnych liczbach zębów

A comparative analysis of the two spiral bevel gears with the same ratio but different numbers of teeth

RYSZARD KURYJAŃSKI  
PRZEMYSŁAW SIEMIŃSKI \*

DOI: 10.17814/mechanik.2016.12.534

Wybrano jedną z istniejących przekładni stożkowych o zębach krzywoliniowych, dokonano jej oceny konstrukcyjnej i technologicznej oraz skonstruowano alternatywną przekładnię o bardziej poprawnych wartościach wskaźników zazębienia oraz zwiększonej wytrzymałości na złamanie zmęczeniowe u podstawy i naciski zmęczeniowe na powierzchni zębów. Opracowano modele bryłowe 3D CAD obu przekładni celem określenia i porównania objętości skrawanego materiału, aby oszacować czasochłonność obróbki.

**SŁOWA KLUCZOWE:** przekładnie stożkowe, wskaźniki zazębienia, projektowanie, 3D CAD

*The sample's design of a spiral bevel gears has been selected and evaluated in terms of its construction and technology. On the basis of this evaluation, which mentioned above, a new alternative spiral's bevel gear set has been designed for achievement of contact ratio optimal values (proper noise level) and increasing bending strength and surface durability. 3D model of both gears set were generated.*

**KEYWORDS:** spiral bevel gears, contact ratios, designing, 3D CAD

Projektując przekładnię stożkową konstruktor na początku dostaje wytyczne dot. jej przełożenia i gabarytów. W pewnym zakresie może jednak zmieniać liczbę zębów obu kół, szerokość uzębienia i wysokości zębów (wyjątkowo też kąt przyporu, który zwykle wynosi  $20^\circ$ ). Projektując geometrię uzębienia trzeba uwzględnić możliwość jej wykonania dostępnymi narzędziami na istniejących obrabiarkach dedykowanych do przekładni stożkowych. Takie powiązanie konstrukcji i technologii powoduje, że konstruktor przekładni nie ma dużej swobody, ale jednocześnie ogranicza to możliwość popełnienia znaczących błędów w geometrii uzębienia. To „zabezpieczenie” nie działa w przypadku wytwarzania uzębienia na uniwersalnych wieloosiowych centrach frezarskich CNC za pomocą typowych frezów palcowych i kulistych.

Celem pracy jest pokazanie szybkiej możliwości poprawienia konstrukcji przekładni stożkowych o kołowo-łukowej linii zębów za pomocą modyfikacji liczby zębów. Do oceny jakości przekładni zastosowano wskaźniki zazębienia. Zaprezentowany przykład obliczeniowy może być pomocny dla konstruktorów, którzy nie mają bezpośredniego kontaktu z wytwarzaniem uzębienia stożkowych.

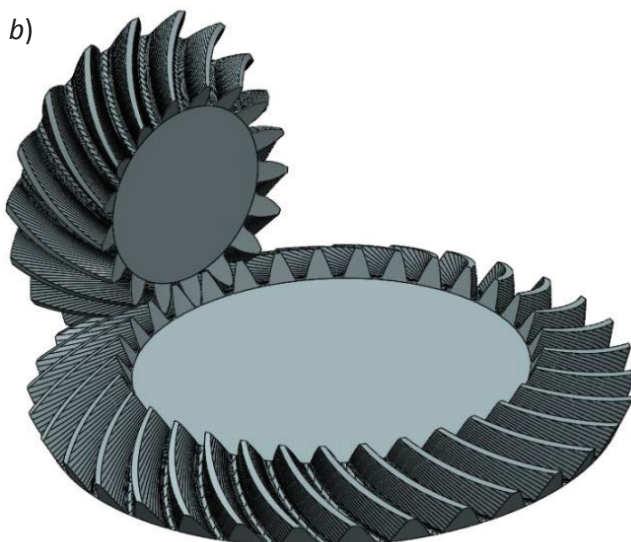
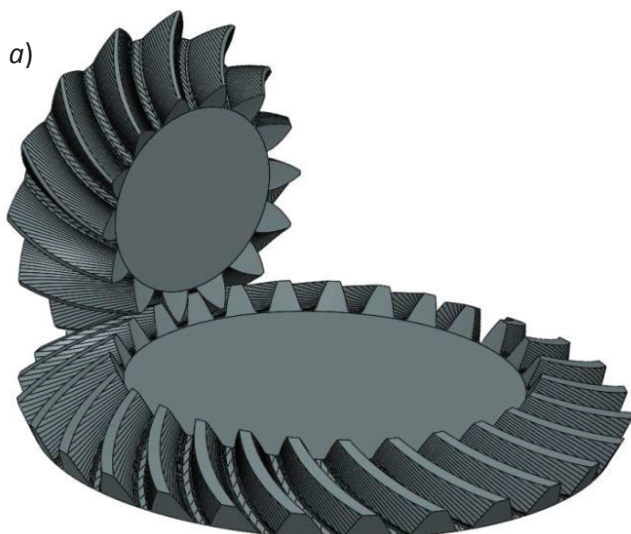
W procesie konstrukcji przekładni stożkowych o krzywoliniowej linii zęba niezbędny jest taki dobór parametrów geometrycznych, aby wskaźniki zazębienia osiągnęły wartości większe od zalecanych wartości minimalnych. W obliczeniach przekładni stożkowych o zębach kołowo-łukowych (wg normy AGMA) wyznacza się trzy wskaźniki zazębienia: czołowy wskaźnik zazębienia, poskokowy wskaźnik zazębienia i zmodyfikowany wskaźnik zazębienia. Wykorzystany algorytm obliczeń jest częściowo zmodyfikowany, względem algorytmów proponowanych w materiałach firmy Gleason [1], w normach ANSI/AGMA [2, 3] oraz w publikacji Z. Jaśkiewicza [4].

Dla pokazania wpływu liczby zębów na wartości wskaźników zazębienia przedstawiono wyniki obliczeń istniejącej przekładni stożkowej o kołowo-łukowej linii zęba o przełożeniu 14:27 oraz jej wersji alternatywnej, zaprojektowanej przez autorów, o przełożeniu 17:33. W tabl. 1 zaprezentowano główne parametry geometryczne tych przekładni. Mają one niemal takie samo przełożenie, tę samą średnicę zewnętrzną koła, szerokość uzębienia, kąt przyporu i średni kąt pochylenia linii zęba. Ze względu na dostępność noży ograniczono zewnętrzną całkowitą wysokość zęba przekładni 14:27 do 20 mm, natomiast w przekładni 17:33 zewnętrzna całkowita wysokość zęba nie może być większa niż 19,4 mm, ponieważ spowoduje to zmniejszenie dopuszczalnej szerokości dna wrębów zębniaka. Po obliczeniu wskaźników zazębienia i nośności przekładni okazało się, że nowa przekładnia będzie mogła przenieść o ponad 20% większy moment użytkowy na zębniaku (liczony na naciski zmęczeniowe na powierzchni zęba tzw. pitting). Przy projektowaniu posłużono się opracowanym, przy współudziale autorów, pod kierownictwem prof. dr. hab. inż. Piotra Skawińskiego z Politechniki Warszawskiej, systemem KONTEPS.

W celu oszacowania czasu obróbki obu przekładni porównano objętości usuwanego materiału z wrębów międzyzębnych. W tym celu, wg danych geometrycznych i bazowych technologicznych, wygenerowano wirtualne modele 3D obu przekładni (zębniaki i koła). Zrealizowano to w środowisku inżynierskiego systemu 3D CAD za pomocą opracowanych przez autorów programów. Programy te, realizują wirtualną symulację obróbki uzębienia wg metody opisanej w [6], ale możliwe jest też stosowanie innych metod modelowania, np. opisanych w artykułach [7, 8]. Wirtualne modele 3D złożonych uzębienia obu przekładni pokazano na rysunku. Zmierzona, za pomocą narzędzi systemu 3D CAD, różnica objętości usuwanego materiału (wiórów) dla obu przekładni jest mała (tab. 1), co oznacza, że czas obróbki za pomocą typowych frezów palcowych

\* Dr inż. Ryszard Kuryjański (ryho)poczta.onet.pl), dr inż. Przemysław Siemiński (psieminski@simr.pw.edu.pl) – Politechnika Warszawska, Instytut Podstaw Budowy Maszyn

i kulistych na uniwersalnych wieloosiowych centrach frezarskich CNC powinien być zbliżony (objętość wiórów jest mniejsza, ale ilość zębów do obróbki większa).



Modele 3D CAD koła i zębniaka przekładni stożkowej: a) 14:27 i b) 17:33, użyte do obliczenia objętości wiórów; na rys. modele są wirtualnie złożone w odległościach montażowych celem pokazania proporcji zębów w obu badanych przekładniach

W tabelicy zestawiono uzyskane wyniki porównania obu przekładni, które można streścić następująco:

- Poprawny dobór liczby zębów zębniaka i koła uznano za najprostszą metodę uzyskania prawidłowych wartości tych wskaźników, które określają jakość przekładni.
- Uzyskano wzrost zmodyfikowanego wskaźnika zazębienia o 19%, dzięki czemu przekroczono zalecaną wartość  $\epsilon_0 \geq 2.0$ . Powinno to zmniejszyć głośność, a zwiększyć płynność przekazywania napędu.
- Zwiększyła się też nośność przekładni: o prawie 5% przy wytrzymałości na zginanie zmęczeniowe i prawie o 20% ze względu na naciski.
- Interesujące rezultaty uzyskano przy analizie objętości wiórów, które powstają przy obróbce koła i obróbce zębniaka. Ich sumaryczna objętość jest niemal taka sama. Oznacza to, że czas obróbki obu przekładni powinien być bardzo do siebie zbliżony.

- Wykazano, że bez żadnych dodatkowych nakładów finansowych można w dość istotny sposób poprawić wiele dotychczas istniejących i eksploatowanych przekładni, zwiększając ich wytrzymałość oraz płynność przenoszenia obciążenia, a zmniejszając głośność wyłącznie przez zmianę liczby zębów zębniaka i koła przy zachowaniu tego samego czasu obróbki.

**TABLICA. Wybrane dane geometryczne, wskaźniki zazębienia i objętości modeli 3D porównywanych w pracy zębatych przekładni stożkowych o kołowo-lukowej linii zęba**

Nazwa wielkości	Przekładnia 14:27	Przekładnia 17:33	Różnica
	A	B	(B-A)/A [%]
liczba zębów zębniaka [-]	14	17	---
liczba zębów koła [-]	27	33	---
przełożenie geometryczne [-]	1,929	1,941	+0,6
średnicę zewnętrzną koła [mm]	335,7	335,7	0
szerokość uzębienia [mm]	56	56	0
kąt przyporu [°]	20	20	0
średni kąt pochYLENIA linii zęba [°]	37	37	0
czołowy wskaźnik zazębienia $\epsilon\alpha$ [-]	1.121	1.591	+30
poskokowy wskaźnik zazębienia $\epsilon\beta$ [-]	1.298	1.394	+7
zmodyfikowany wskaźnik zazębienia $\epsilon_0$ [-]	1.715	2.116	+19
moment użytkowy na zębniaku M1, w [Nm], który może być przeniesiony ze względu na wytrzymałość na złamanie zmęczeniowe u podstawy zęba	2975	3115	+4.5
moment użytkowy na zębniaku M1, w [Nm], który może być przeniesiony ze względu na wytrzymałość na naciski zmęczeniowe na powierzchni zęba (pitting)	4399	5533	+20.5
objętość modelu 3D otoczki koła [cm <sup>3</sup> ]	2479	2439	-1,6
objętość modelu 3D otoczki zębniaka [cm <sup>3</sup> ]	1194	1152	-3,6
objętość modelu 3D koła [cm <sup>3</sup> ]	2041	1984	-2,9
objętość modelu 3D zębniaka [cm <sup>3</sup> ]	930	922	-0,9
objętość wiórów, które powstaną przy obróbce koła [cm <sup>3</sup> ]	438	455	3,7
objętość wiórów, które powstaną przy obróbce zębniaka [cm <sup>3</sup> ]	264	230	-14,8
suma objętości wiórów, które powstaną przy obróbce koła i zębniaka [cm <sup>3</sup> ]	702	685	-2,5

#### LITERATURA

1. Gleason-Bending stresses in bevel gear teeth. SD 3103 B. Gleason Works, Rochester N.Y., USA.
2. ANSI/AGMA Standard: Design Manual for Bevel Gears. AGMA, Alexandria, Virginia USA, 2005.
3. ANSI/AGMA Standard: Rating the Pitting Resistance and Bending Strength of Generated Straight Bevel, Zerol Bevel and Spiral Bevel Gear Teeth. AGMA, Alexandria, Virginia USA, 2003.
4. Jaśkiewicz Z. „Przekładnie stożkowe i hipoidalne”. Wyd. Komunikacji i Łączności, Warszawa, 1978.
5. Gleason-Surface Durability pitting formulas for bevel gear teeth. SD 4033 B. Gleason Works, Rochester, N.Y., USA.
6. Skawiński P., Siemiński P. „Parametric solid modeling of spiral bevel gears and tooth contact generation”. *Computer Integrated Manufacturing. Advanced Design and Management*, WNT, 5/2003.
7. Skawiński P., Siemiński P., Pomianowski R. „Generowanie modeli brylowych uzębień stożkowych za pomocą symulacji oprogramowanych w systemie 3D CAD”. *Mechanik*, nr 11 (2011).
8. Skawiński P., Siemiński P., Rakowiecki T. „Wykorzystywanie parametrycznych szablonów systemu 3D CAD do generowania modeli uzębień kół stożkowych”. *Mechanik*, nr 12 (2011).