ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1998
Seria: TRANSPORT z. 30 Nr kol. 1384

Piotr FOLĘGA
Andrzej WILK

ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCI TULEI PODATNEJ PRZEKŁADNI FALOWEJ

Streszczenie. W pracy przeanalizowano rozwiązania konstrukcyjne przekładni falowych oraz opracowano algorytm obliczeń geometrycznych i wytrzymałościowych tulei podatnej przekładni falowej.

ANALYSIS OF STRENGTH OF HARMONIC GEAR DRIVE FLEXSPLINE

Summary. Construction of harmonic gear drive and analysis of strength of harmonic gear drive flexspline has been presented in the paper. The presented approach to a stress analysis of the flexspline can help the designer to determine accurately the maximum stress on the flexspline, which can then be used for optimisation of the flexspline construction.

1. WPROWADZENIE

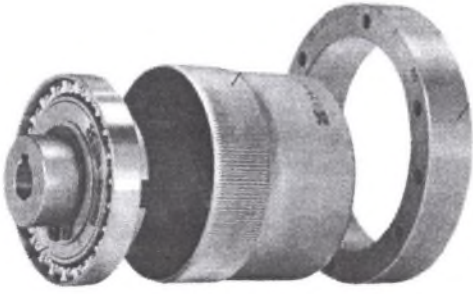
W ostatnim okresie powstały nowe oraz udoskonalono stare metody transformacji momentu obrotowego. W przypadku małych i dużych przełożeń klasyczne wielostopniowe przekładnie zębate zastępowane są przez przekładnie obiegowe, a te przez jeszcze bardziej efektywne przekładnie falowe.

W artykule dokonano przeglądu aktualnego stanu wiedzy dotyczącego przekładni falowych [L1..L27] oraz przeanalizowano ich rozwiązania konstrukcyjne. Na podstawie danych literaturowych opracowano algorytm obliczeń geometrycznych i wytrzymałościowych tulei podatnej przekładni falowej pozwalający w sposób automatyczny na analizę jej wytrzymałości. Następnie przeprowadzono weryfikację opracowanego algorytmu obliczeń oraz parametrycznie zamodelowano kształt tulei podatnej w środowisku Microstation Modeler systemu COSMOS M/Designer II. Kolejnym krokiem pracy będzie analiza numeryczna kształtu tulei podatnej metodą elementów skończonych.

2. CHARAKTERYSTYKA PRZEKŁADNI FALOWEJ

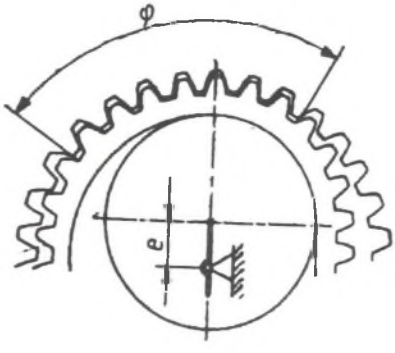
Definicję reduktora falowego sformułowano w następujący sposób w normie PN-79M-88514: "Reduktor falowy (rys. 1) jest to reduktor z jedną przekładnią walcową, w której generator odkształca elastyczne koło zębate w kierunku promieniowym, powodując jego zazębienie ze sztywnym kołem zębatym w obszarach przemieszczających się wraz z

generowaną falą odkształceń, wskutek czego ruch jest przekazywany na elastyczne koło zębate".



Rys. 1. Przekładnia falowa.
Fig. 1. Harmonic gear drive

W seryjnych rozwiązaniach moduły obu kół, elastycznego i sztywnego, są identyczne oraz koło elastyczne ma najczęściej o dwa zęby mniej niż koło sztywne. Obrót wału generatora o kąt 2π powoduje obrót w kierunku przeciwnym wału zdawczego z ogniwem elastycznym o kąt środkowy, odpowiadający różnicy liczby zębów ogniw elastycznego i sztywnego (rys. 2).

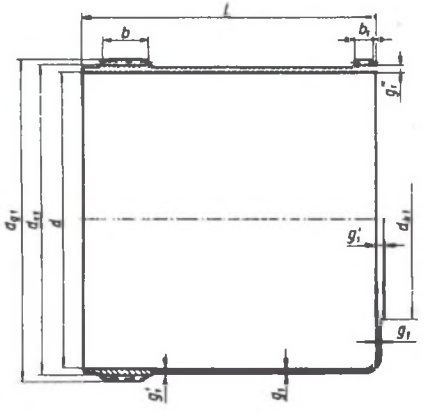


Rys.2. Współpraca tulei podatnej z kołem sztywnym
Fig. 2. The co-operate flexspline of circular spline

Każdy z trzech elementów przekładni falowej (podobnie jak w przekładni obiegowej) może być napędzanym lub napędzającym, a przekładnia reduktorem, multiplikatorem, lub przekładnią różnicową, gdy dwa elementy przekładni są swobodne. Przekładnie falowe zachowują współosiowość wału czynnego i biernego. Znalazły one zastosowanie w układach automatyki, mechanizmach sterujących, mechanizmach robotów przemysłowych i w wielu innych, gdzie wymagana jest mała masa, duże przełożenie i precyzja regulacji. Produkowane seryjnie przekładnie falowe mają porównywalne z klasycznymi przekładniami: niezawodność, trwałość i sprawność przy znacznie mniejszej masie i objętości.

3. ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE PRZEKŁADNI

Najbardziej rozpowszechnionymi przekładniami falowymi są trój- oraz czteroczłonowe przekładnie falowe. Złożone odmiany tych przekładni: szeregowe, równoległe, kombinowane z klasycznymi są zawsze pochodnymi przekładni podstawowych.



Rys.3. Konstrukcja tulei podatnej
Fig. 3. The flexspline construction

W pierwszych przekładniach falowych występowało sprzężenie cierne między kołem elastycznym i sztywnym. Wraz ze wzrostem momentu w tych przekładniach zwiększył się poślizg oraz straty przenoszonej mocy. Obecnie prawie wyłącznie stosowane jest sprzężenie kształtowe (zębate) między tymi kołami. Zarys stosowanych zębów może być wykonany jako prostoliniowy, może być krzywą logarytmiczną, ewolwentową, a nawet łukiem koła. Najczęściej jednak stosuje się zarys ewolwentowy [L19]. Podatny wieniec zębaty może mieć jeden lub kilka obszarów zazębienia. Najczęściej stosuje się rozwiązania konstrukcyjne z dwoma obszarami zazębienia ze względu na zrównoważenie obciążeń działających na wał napędzający i napędzany [L23]. Typową konstrukcję tulei podatnej przekładni falowej przedstawiono na rysunku 3. Znaczny wpływ na sprawność przekładni ma rozwiązanie konstrukcyjne generatora fali. Znane są generatory z napędem mechanicznym, hydraulicznym, pneumatycznym i elektromagnetycznym. Najczęściej stosowane są generatory krzywkowe o kształcie eliptycznym z nasadzanym na nie łożyskiem tocznym o bardzo wąskich bieżniach: wewnętrznej i zewnętrznej, które przyjmują kształt eliptyczny krzywki generatora. Generowanie odkształceń sprężystych wieńca zębatego można również uzyskać za pomocą generatora tarczowego, kółkowego oraz rolkowego.

4. ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA TULEI PODATNEJ

Wykorzystując dane literaturowe, opracowano algorytm obliczeń geometrycznych i wytrzymałościowych tulei podatnej, a następnie opracowano arkusz kalkulacyjny służący do całościowej analizy tulei podatnej przekładni falowej. W celu jego weryfikacji przeanalizowano przekładnię falową o następujących danych:

M = 196 Nm - moment,
i = 80 - przełożenie,
n = 1450 obr/min - prędkość obrotowa.

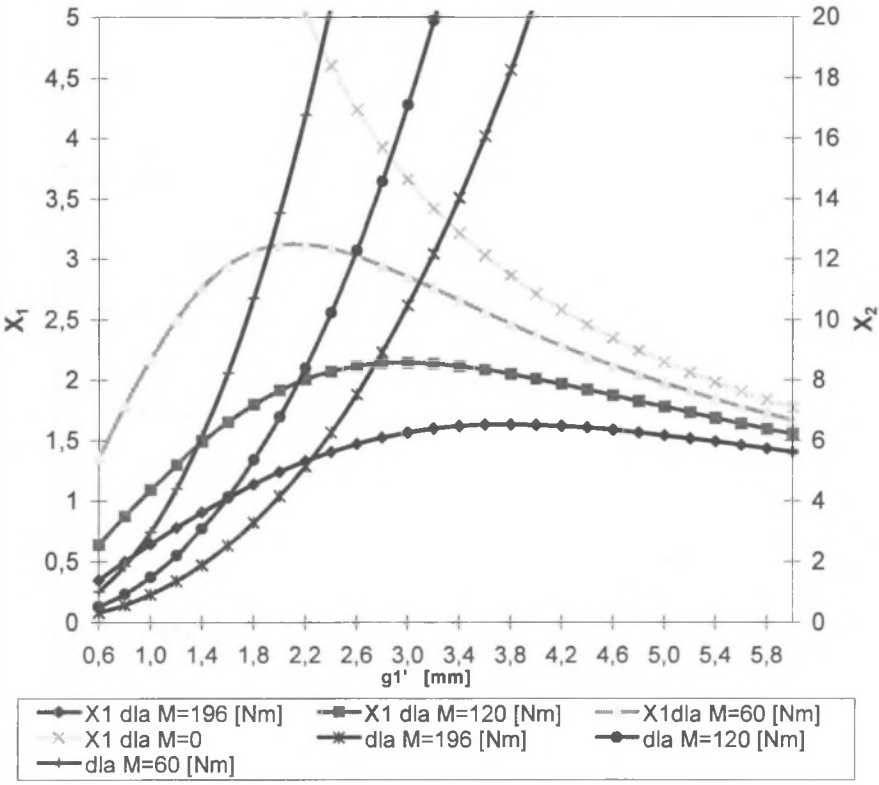
Na podstawie przeprowadzonych obliczeń geometryczno-wytrzymałościowych opracowano wykresy przedstawiające wpływ wybranych parametrów tulei podatnej na jej wytrzymałość. Wykresy te zamieszczono poniżej. Przeanalizowano wpływ grubości tulei pod uzębieniem g_1' na wartości współczynników bezpieczeństwa (rys. 4) oraz wartości naprężeń normalnych i stycznych występujących w tulei (rys. 5 do rys. 7). Na rysunku 8 przedstawiono wpływ długości tulei podatnej L na współczynnik bezpieczeństwa ze względu na utratę stateczności. Wpływ szerokości uzębienia tulei b na naprężenia maksymalne oraz zmęczeniowy współczynnik bezpieczeństwa pokazano na rys. 9 i rys. 10.

5. WNIOSKI

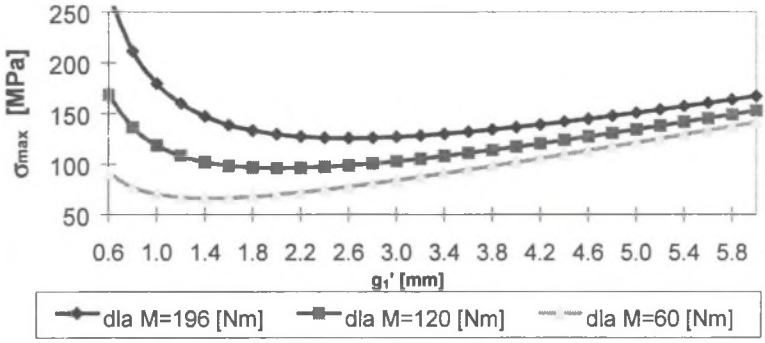
1.Opracowany w pracy algorytm obliczeń geometryczno-wytrzymałościowych pozwala na analizę wytrzymałościową kształtu tulei podatnej (rys. 4 do rys. 10).

2.Wyniki przedstawione w postaci wykresów współczynników bezpieczeństwa ze względu na wytrzymałość zmęczeniową X_1 oraz ze względu na utratę stateczności X_2 w zależności od grubości tulei podatnej pod uzębieniem g_1' (rys. 4) są zgodne z danymi literaturowymi [L12] i mogą służyć do optymalizacji jej grubości. Dla nieobciążonej tulei podatnej uwidoczniony jest wyraźny wzrost wartości X_1 przy zmniejszaniu grubości g_1'. Natomiast przy obciążeniu tulei momentem $M > 0$ kształtuje się ekstremum funkcji $X_1=f(g_1')$, osiągające większe wartości dla mniejszych momentów. Maksimum to wyznacza jednocześnie optymalną grubość tulei dla zadanych warunków. Krzywe współczynnika $X_2=f(g_1')$ wyznaczają wartość minimalną g_1'.

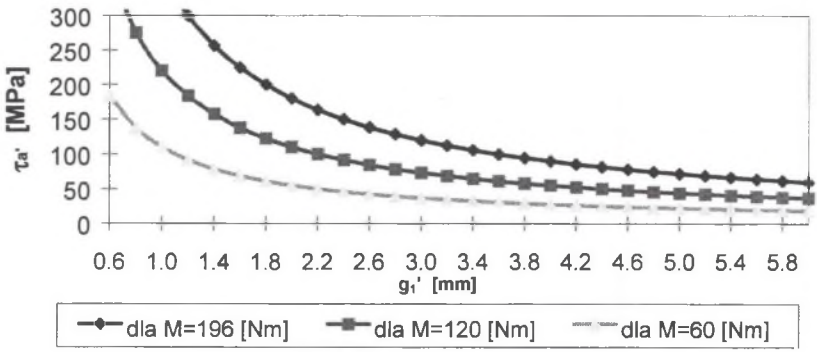
3. Na wykresach (rys. 5 do rys. 10) przedstawiono natomiast wpływ parametrów geometrycznych na stan naprężeń panujących w elemencie podatnym. Wzrost grubości tulei powoduje zwiększenie naprężeń normalnych wywołanych odkształceniem przez generator fali (rys. 5). Naprężenia te wzrastają wraz ze wzrostem przenoszonego momentu M. Zmniejszanie grubości członu podatnego powoduje wyraźny wzrost naprężeń stycznych panujących w pierścieniu uzębionym oraz poza uzębieniem (rys. 6, rys. 7). Wzrost długości tulei L powoduje znaczne zmniejszenie wartości współczynnika bezpieczeństwa ze względu na utratę stateczności (rys. 8). Szerokość uzębienia tulei podatnej b ma istotny wpływ na wartości naprężeń maksymalnych oraz zmęczeniowy współczynnik bezpieczeństwa. Wzrost szerokości uzębienia powoduje zmniejszenie naprężeń maksymalnych (rys. 9) oraz zwiększenie wartości zmęczeniowego współczynnika bezpieczeństwa (rys. 10).



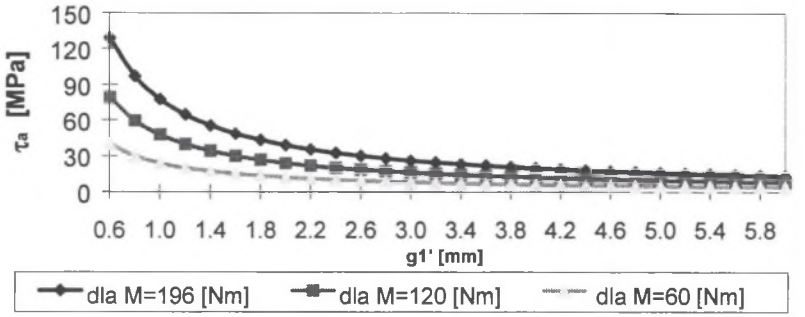
Rys. 4. Wykresy współczynników bezpieczeństwa $X_1 = f(g_1')$, $X_2 = f(g_1')$ dla M = const
Fig. 4. The diagrams of safety factors $X_1 = f(g_1')$, $X_2 = f(g_1')$ for M = const



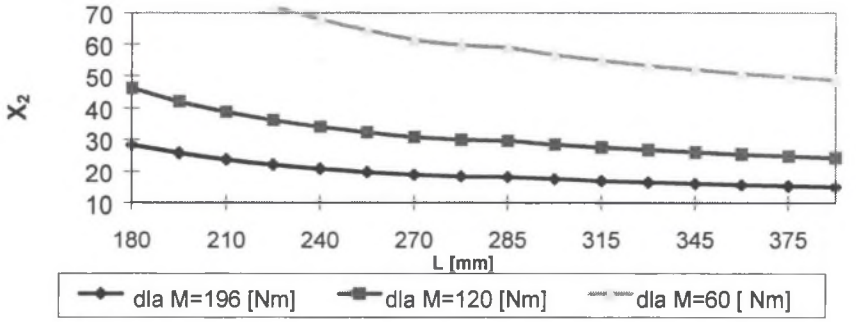
Rys. 5. Wykres naprężeń maksymalnych $\sigma_{max} = f(g_1')$ dla M = const
Fig. 5. The diagram of maximum stress $\sigma_{max} = f(g_1')$ for M = const



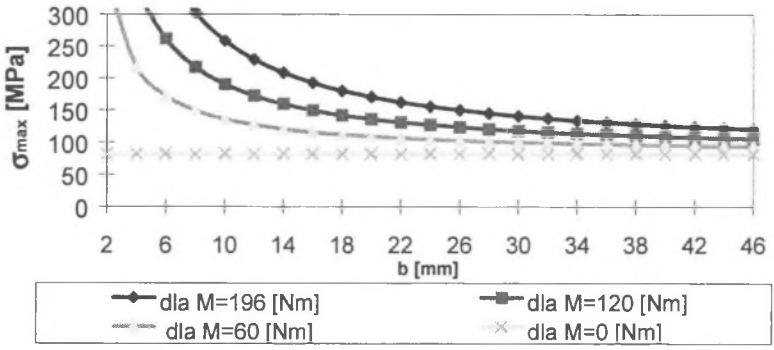
Rys. 6. Wykres naprężeń stycznych pod uzębieniem tulei podatnej $\tau_a = f(g_1')$ dla M = const
Fig. 6. The diagram of tangential stress under the flexspline teeth $\tau_a = f(g_1')$ for M = const



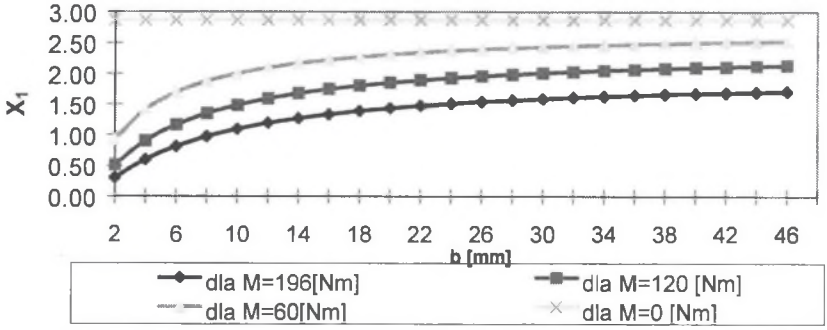
Rys. 7. Wykres naprężeń stycznych poza uzębieniem tulei podatnej $\tau_a = f(g_1')$ dla M = const
Fig. 7. The diagram of tangential stress behind the flexspline teeth $\tau_a = f(g_1')$ for M = const



Rys. 8. Wykres współczynnika bezpieczeństwa $X_2 = f(L)$ dla M = const
Fig. 8. The diagram of safety factor $X_2 = f(L)$ for M = const



Rys. 9. Wykres naprężeń maksymalnych $\sigma_{max} = f(b)$ dla M = const
Fig. 9. The diagram of maximum stress $\sigma_{max} = f(b)$ for M = const



Rys. 10. Wykres współczynnika bezpieczeństwa $X_1 = f(b)$ dla M = const
Fig. 10. The diagram of safety factor $X_1 = f(b)$ for M = const

LITERATURA

1. Buch A.: Zagadnienia wytrzymałości zmęczeniowej. PWN, Warszawa 1984.
2. Gartner H. Kunad G.: Eksperimentalne und teoretisze Ermittlung des spannungszustandes in elastischen Rad von wellgetrieben. Fachtagung Getriebe und antribstechnik, 1984.
3. Ginzburg E.G.: Wołnowyje zubczatyje pieriedaczi. IWM nr 7/69.
4. Katalog firmy Harmonic Drive Systems, Tokyo 1982.
5. 5.Krachin O.I.: Napriażennoje sostojannie gibkogo stakana wołnowych pieriedaczi. Moskowskij Stankoinstumentalnzj Institut, Moskwa 1970.
6. Lasocki L.: Charakterystyka typowych rozwiązań konstrukcji, zależności kinematyczne oraz przykłady zastosowań. Przegląd Mechaniczny nr 6/86.
7. Mijał M.: Falowy reduktor hermetyczny. Seminarium "Przekładnie mechaniczne specjalne - modelowanie, rozwój konstrukcji i perspektywy zastosowań". Warszawa 10/96.
8. Müller L., Wilk A.: Przekładnie z podatnymi wieńcami. Przegląd Mechaniczny nr 20/65.
9. Müller L.: Przekładnie obiegowe. PWN. Warszawa 1983.
10. Müller L.: Przekładnie zębate. Obliczenia wytrzymałościowe. PWN. Warszawa 1978.

11.Nalepa A.: Wzbudniki mechaniczne zębatych przekładni falowych. Przegląd Mechaniczny nr 2/72.
12.Nalepa A.: Stan naprężeń w tulejach podatnych zębatych przekładni falowych. Przegląd Mechaniczny nr 11/76.
13.Nalepa A.: Zasady konstruowania tulei podatnych zębatych przekładni falowych. Przegląd Mechaniczny nr 21/70.
14.Nauber H.: Kerbspannungslehre. 2 Aufl. Springer - Verlag, Berlin 1968.
15.Ostapski W.: Problemy modelowania przekładni falowych. Seminarium "Przekładnie mechaniczne specjalne - modelowanie, rozwój konstrukcji i perspektywy zastosowań", Warszawa 10/96.
16.Ostapski W.: Wspomagane komputerowo projektowanie przekładni falowych. V Konferencja Metody i środki projektowania komputerowego, Warszawa 10/85.
17.Ostapski W.: Zagadnienia modelowania przekładni falowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śl., Seminarium Mechanika 1995.
18.Rudienko N.W.: Płanietarnyje i wołnowyje pieredaczi - album konstrukcji. Maszinostrojenie, Moskwa 1980.
19.Sinkiewicz J.B.: Analiz napriażenogo sostojania gibkogo kolesa - kolca wołnowoj pieriedaczi. Wołnowyje pieriedaczi., Moskwa 1970.
20.Siuda W.: Mechanika techniczna. PWSZ, Warszawa 1978.
21.Skoć A.: Podstawy konstukcji wybranych elementów i zespołów maszyn. Politechnika Śl. Skrypt uczelniany, Gliwice 1992.
22.Środa P: Zębate przekładnie falowe. Przegląd Mechaniczny nr 8/83.
23.Szuwałow A.S., Finogenow A.W.: Napriażenia w gipkom koliesie wołnowoj pieriedaczi w dinamikie. Izwiestia WUZ - Maszinostrojenie, Leningrad 1969.
24.Szuwałow A.S., Iwanow M.N., Popow P.K.: Mietodyka wołnowych zubczatych pieriedaczi. Izwiestia WUZ Maszinostrojenie nr 9/69.
25.Szuwałow A.S. i inni.: Konstrukcja i rasczot osnowych elemientow wołnowych pieriedaczi. Izwiestia WUZ - Maszinostrojenie nr 10/69.
26.Żidajew A.I., Wołkow D.P., Krajniew A.F.: Mietodyka rasczota wołnowych, zubczatych pierieżdaczy. Stroitielnyje i dorożnyje masziny", nr 2/69.

Recenzent: Prof. zw. dr hab. inż. Ludwik Müller

Wpłynęło do Redakcji: 23.03.1998 r.

Abstract

Harmonic gear drive is a very compact gear system, which is capable of producing speed ratios up to 300 in a single stage. Its operation is based on a harmonic elastic deformation of a flexible gear - the flexspline. The best known application of the harmonic drive is in industrial robots, where it is used as a device for reducing speed in the actuators. The major benefits of harmonic drive systems are their superior weight to torque ratio, excellent angular positioning characteristics, essentially zero backlash and high, single-stage reduction ratios.

Analysis of strength of harmonic gear drive flexspline has been presented in the paper. The presented approach to a stress analysis of the flexspline can help the designer to determine accurately the maximum stress on the flexspline, which can then be used for optimisation of the flexspline construction.