

Manfred CHMURAWA*, Bogdan WARDA**

PROGNOZOWANIE TRWAŁOŚCI TOCZNYCH WĘZŁÓW PRZEKŁADNI CYCLO Z KORYGOWANYM ZAZĘBIENIEM

DETERMINATION OF DURABILITY OF ROLLING NODES IN CYCLOIDAL GEAR WITH CORRECTED MESHING

Słowa kluczowe:

węzły toczne, trwałość zmęczeniowa, specjalne przekładnie obiegowe, przekładnie cykloidalne, zazębienie cykloidalne, korekcja zazębienia

Keywords:

rolling nodes, fatigue life, special planetary gear, cycloidal gear, cycloidal meshing, meshing correction

Streszczenie

W obiegowej przekładni cykloidalnej występują niekonwencjonalne węzły toczne w układzie przeniesienia mocy od wału wejściowego do wału zdawczego. Trwałość poszczególnych węzłów tocznych przekładni Cyclo zależy między innymi od stanu ich obciążenia. Rozkłady obciążeń

* Politechnika Śląska, Wydział Transportu

** Politechnika Łódzka, Instytut Konstrukcji Maszyn, Zakład Geometrii Wykreślnej i Rysunku Technicznego

w przekładni można wyznaczyć dla jednego położenia wału napędowego, jednakże pomijany jest wtedy wpływ ruchu obiegowego na wartości sił międzyzębnych i sił oddziaływania w mechanizmie równowodowym. Wpływ ten można jedynie ujawnić wykonując numeryczne obliczenia stanu obciążenia dla wybranych reprezentatywnych położenia wału napędowego. W pracy przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych, z wykorzystaniem MES, przeprowadzonych dla nominalnego zazębienia i dla przekładni z korygowanym zazębieniem oraz zaproponowano sposób uogólnienia rozkładów sił międzyzębnych i sił w mechanizmie równowodowym wynikających z różnych położenia wału napędowego, umożliwiając prognozowanie trwałości zmęczeniowej.

WPROWADZENIE

W układach napędowych coraz częściej stosuje się przekładnie obiegowe, które wykazują szereg zalet. Relatywnie najmniejszą przekładnią obiegową jest obiegowa przekładnia cykloidalna, znana pod nazwą przekładni Cyclo. Przekładnia ta wykorzystuje wewnętrzne, pozaśrodkowe zazębienie cykloidalne, które zapewnia występowanie tarcia tocznego w układzie przeniesienia mocy [1-6]. Węzły toczne przekładni Cyclo, to:

- centralny węzeł łożyskowy na wale napędowym,
- toczny węzeł łożyskowy mechanizmu równowodowego,
- użębienie koła obiegowego, w postaci ekwidystanty epicykloidy skróconej [1, 4], wchodzące w toczny przypór z rolkami koła współpracującego.

Rysunek 1 przedstawia zasadę działania i stan obciążenia w układzie przeniesienia mocy przekładni Cyclo. Moment napędowy M_h , z wału szybkiego o prędkości n_h , jest przekazywany na koło obiegowe za pośrednictwem mimośrod, pierścienia wewnętrznego i wałeczków łożyska walcowego. Funkcję bieźni pierścienia zewnętrznego tego łożyska pełni centralny otwór w kole obiegowym. Do wyprowadzenia momentu obrotowego $M_c = |i| \cdot M_h$ (gdzie i jest przełożeniem przekładni) z koła obiegowego na wał wyjściowy zastosowano wysoko sprawny mechanizm równowodowy, który tworzą sworznie utwierdzone w tarczy połączonej z wałem wyjściowym. Sworznie mechanizmu równowodowego, odtaczając się w otworach bocznych koła obiegowego, przekazują za pośrednictwem sił Q_j moment M_c z kół obiegowych na wał

oddziaływania w mechanizmie równowodowym. Wpływ ten można jedynie ujawnić wykonując numeryczne obliczenia stanu obciążenia dla wybranych reprezentatywnych położeń wału napędowego.

W pracy zaproponowano sposób uogólnienia rozkładów sił międzyzębnych oraz sił w mechanizmie równowodowym wynikających z różnych położeń wału napędowego, umożliwiając prognozowanie trwałości zmęczeniowej węzłów tocznych przekładni Cyclo.

STAN OBCIĄŻENIA PRZEKŁADNI Z NOMINALNYM ZAZĘBIENIEM

Rozkłady obciążeń w przekładni można wyznaczyć metodą analityczną dla jednego położenia wału napędowego [2, 4, 5, 8]. Obliczone rozkłady sił P_i i Q_j przyporządkowuje się wtedy poszczególnym zębom i sworzniom wykorzystując analogię położeń, wynikającą z kinematyki elementów przekładni. Na rysunkach 2a i 3a linią kropkową przedstawiono rozkład obciążenia zębów, od 1 do 11, w przekładni o przełożeniu $i = 19$ dla kąta $\gamma = 0^\circ$. Danemu zębowi jest przyporządkowana tylko jedna siła na jego flance. Wykorzystując analogię położeń przyporządkowuje się siły P_1 - P_{11} każdemu zębowi uzyskując wzdłuż flanki 11 sił [8]. Rozkład narysowany linią kropkową przedstawia więc przebieg sił na flance jedenastego zęba podczas jego ruchu obiegowego przy obrocie wału o kąt $\gamma = 0^\circ$ - 180° , a także rozkład sił na flance dowolnego zęba. W podobny sposób wyznacza się rozkład obciążeń na sworzniach mechanizmu równowodowego (rys. 2b i 3b).

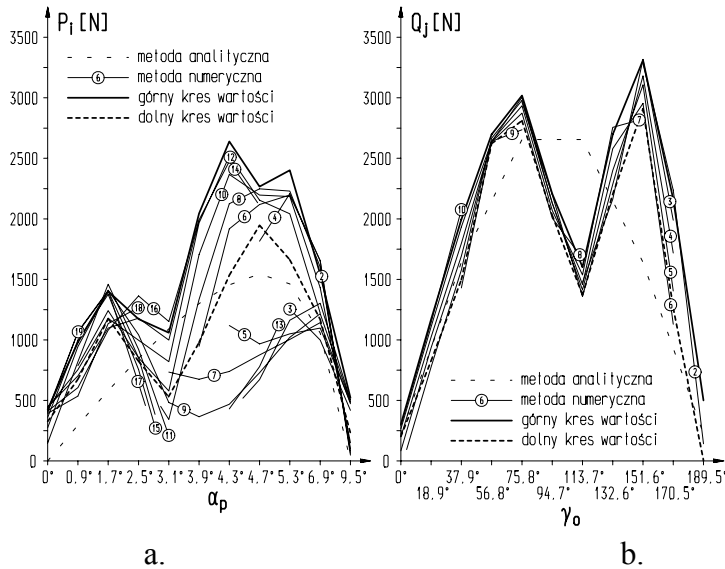
Metoda analityczna nie uwzględnia wpływu ruchu na wartość obciążeń w przekładni. Wartości sił P_i i Q_j pozostają niezmiennie bez względu na kąt położenia wału napędowego γ . W następstwie złożenia dwóch ruchów obrotowych punkt toczny zazębienia Q_s zmienia położenie względem koła obiegowego implikując zmianę kierunków działania obciążeń, która w odkształcalnej przekładni spowoduje także zmianę wartości sił (rys. 1).

Dla ujawnienia wpływu ruchu obiegowego odkształcalnego koła na wartości sił międzyzębnych P_i i sił oddziaływania Q_j przeprowadzono numeryczne badania stanu obciążenia dla wybranych reprezentatywnych położeń wału napędowego, odpowiadających kątom γ z przedziału 0° - 180° , z krokiem 18° . Obliczenia przeprowadzono dla przekładni z nominalnym zazębieniem o następujących parametrach:

- przełożenie: $i = 19$,
- mimośród: $e = 3 \text{ mm}$,
- współczynnik skrócenia epicykloidy: $m = 0,625 \text{ mm}$,
- promień rozmieszczenia rolek: $r = 96 \text{ mm}$,
- promień rolki koła współpracującego: $q = 8,5 \text{ mm}$,
- liczba zębów koła obiegowego: $z_s = 19$,
- liczba sworzni: $S = 10$,
- promień rozmieszczenia sworzni: $R_w = 65 \text{ mm}$,
- średnica rolki sworznia: $D_r = 26 \text{ mm}$,
- średnica otworu pod sworzeń: $D_s = 32 \text{ mm}$,
- szerokość koła obiegowego: $l_e = 14,5 \text{ mm}$,
- moment wyjściowy: $M_1 = 2M_c = 880 \text{ Nm}$,
- siła oddziaływania mimośrodu: $R = 10314 \text{ N}$.

Do obliczeń wykorzystano metodę numeryczną (MES) opracowując dla każdego kąta położenia wału γ stosowny reprezentatywny model współpracy elementów przekładni [3, 4, 5].

Do lokalizacji sił na flankach zębów wykorzystano kąt α_p , wprowadzony w geometrii zazębienia (rys. 1) [1, 8]. Wyznaczone metodą numeryczną rozkłady sił P_i poddano analizie statystycznej, obliczając przedział ufności średniej wartości siły P_i z prawdopodobieństwem $p = 0,99$, jaki może zaistnieć w danym punkcie na flance zęba. W obliczeniach pominięto około 20% najmniejszych wartości sił. Rysunek 2a obrazuje rozkłady sił P_i na flankach poszczególnych zębów (numery zębów w kółkach) na tle rozkładu obliczonego metodą analityczną (linia kropkowa) oraz przedział ufności średniej wartości sił międzyzębnych P_i dla uogólnionego zęba (górny i dolny kres wartości).



Rys. 2 Rozkłady sił w przekładni z nominalnym zazębieniem o przełożeniu $i = 19$

- a. siły na flankach zębów koła obiegowego, P_i
- b. siły na sworzniach, odniesione do uogólnionego otworu w mechanizmie, Q_j

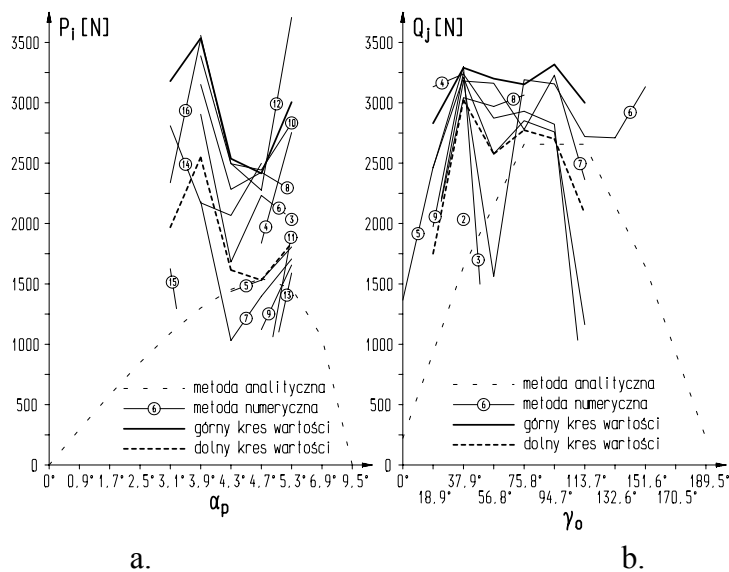
Fig. 2 Distribution of forces in gear with nominal meshing with ratio $i = 19$

- a. forces on teeth flanks of the planet wheel, P_i
- b. forces on bolts in relation to generalized hole in straight line mechanism, Q_j

Do lokalizacji sił Q_j wykorzystano kąt γ_0 , wynikający ze złożenia ruchów obrotowych koła obiegowego. Wartości Q_j , jakie zaistnieją na sworzniu mechanizmu równowodowego, podczas ruchu obiegowego w przekładni, poddano, podobnie jak wartości sił P_i , analizie statystycznej, której wyniki pozwoliły wyznaczyć granice przedziału ufności (dla $p = 0,99$). Wartości sił zestawiono tak, by największe występowały przy tym samym kącie γ lub γ_0 . W ten sposób sporządzono rysunek 2b prezentujący rozkłady sił Q_j na poszczególnych sworzniach na tle rozkładu obliczonego analitycznie oraz przedział ufności wartości średniej.

STAN OBCIĄŻENIA PRZEKŁADNI Z KORYGOWANYM ZAZĘBIENIEM

Badanie wpływu ruchu obiegowego na wartości sił międzyzębnych P_i i sił oddziaływania Q_j w rzeczywistej przekładni można przeprowadzić wyłącznie z udziałem wykonanych kół obiegowych. W badaniach wykorzystano koła obiegowe ze zmodyfikowanym zazębieniem, przygotowane dla doświadczalnego egzemplarza przekładni [7]. Główne parametry przekładni oraz obciążenie były takie same, jak w przypadku przekładni z nominalnym zazębieniem. Do obliczeń wartości sił zastosowano, podobnie jak poprzednio, metodę numeryczną, opracowując dla wybranych kątów położenia wału napędowego $\gamma = 0^\circ-180^\circ$ (z krokiem 18°) model współpracy rzeczywistych elementów przekładni z uwzględnieniem mniejszej liczby czynnych zębów i sworzni. Rozkłady sił sporządzone na podstawie wyników obliczeń zaprezentowano na rysunku 3.



Rys. 3 Rozkłady sił w przekładni z korygowanym zazębieniem o przelozeniu $i = 19$: a) siły na flankach zębów koła obiegowego, P_i , b) siły na sworzniach, odniesione do uogólnionego otworu w mechanizmie, Q_j

Fig. 3 Distribution of forces in gear with corrected meshing with ratio $i = 19$: a) forces on teeth flanks of the planet wheel, P_i , b) forces on bolts in relation to generalized hole in straight line mechanism, Q_j

Wartości sił międzyzębnych P_i poddano analizie statystycznej, otrzymując granice przedziału ufności. Rysunek 3a obrazuje rozkłady sił P_i na flankach 4-5 zębów wchodzących w przypór z rolkami koła współpracującego (numery w kółkach), na tle rozkładu wyznaczonego

metodą analityczną, oraz przedział ufności średniej wartości sił P_i dla uogólnionego zęba.

Po analizie statystycznej rozkładów sił Q_j otrzymano, podobnie jak poprzednio, górny i dolny kres wartości sił. Na rysunku 3b pokazano rozkłady sił Q_j na 3-4 czynnych sworzniach na tle rozkładu obliczonego analitycznie oraz przedział ufności wartości średniej.

W przekładni z korygowanym zazębieniem siły międzyzębne P_i są znacznie większe, a siły Q_j nieco większe w porównaniu z siłami występującymi w zazębieniu nominalnym. Wynika to z geometrii zmodyfikowanego zazębienia, w którym w zależności od parametrów korekcji obciążenie w układzie przeniesienia mocy przenosi mniejsza od $(z_s/2 + 1,5)$ liczba zębów.

METODYKA PROGNOZOWANIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ WĘZŁÓW TOCZNYCH PRZEKŁADNI CYCLO

Wszystkie elementy toczne w układzie przeniesienia mocy przekładni Cyclo są zazwyczaj wykonywane ze stali łożyskowej i obrabiane cieplnie do twardości typowej dla bieżni w łożyskach tocznych.

Centralny węzeł łożyskowy przekładni będącej przedmiotem rozważań zbudowany jest z dwóch łożysk walcowych typu N, osadzonych na wale mimośrodowo, w których rolę bieżni pierścieni zewnętrznych spełniają walcowe powierzchnie otworów w kołach obiegowych. Do prognozowania trwałości zmęczeniowej łożyska centralnego wykorzystano teoretyczne podstawy wytrzymałości zmęczeniowej łożysk tocznych. Zastosowana metoda wyznaczania trwałości pozwala uwzględnić specyfikę pracy przekładni Cyclo, luz promieniowy w łożysku, korekcję tworzących wałeczków lub bieżni łożyska, a także odkształcenia otworu centralnego, będące skutkiem obciążeń działających na koło obiegowe. Metodykę obliczania trwałości zmęczeniowej centralnego węzła łożyskowego omówiono dokładniej w pracach [6, 9, 10].

Z uwagi na duże podobieństwo zjawisk zachodzących w zazębieniu koła obiegowego oraz w mechanizmie równowodowym, do zjawisk towarzyszących zużyciu w konwencjonalnych łożyskach tocznych, do prognozowania trwałości obu wymienionych węzłów tocznych również wykorzystano teorię wytrzymałości zmęczeniowej łożysk. Sposób

wyznaczania trwałości zmęczeniowej tych węzłów został szerzej przedstawiony w pracach [8 i 9].

W oparciu o opracowaną metodykę przygotowano zestaw programów komputerowych służących do obliczania trwałości zmęczeniowej węzłów tocznych przekładni Cyclo. Programy te umożliwiają:

- prognozowanie trwałości centralnego łożyska walcowego (programy CYCLO1 i CYCLO2, współpracujące z programem CONT służącym do wyznaczania rozkładów nacisków i naprężeń podpowierzchniowych w styku skoncentrowanym [6, 10]),
- obliczanie trwałości mechanizmu równowodowego (program CYCLO3 [10]),
- obliczanie trwałości uzębienia koła obiegowego (program CYCLO4 [8]).

TRWAŁOŚĆ WĘZŁÓW TOCZNYCH PRZEKŁADNI Z KORYGOWANYM ZAZĘBIENIEM

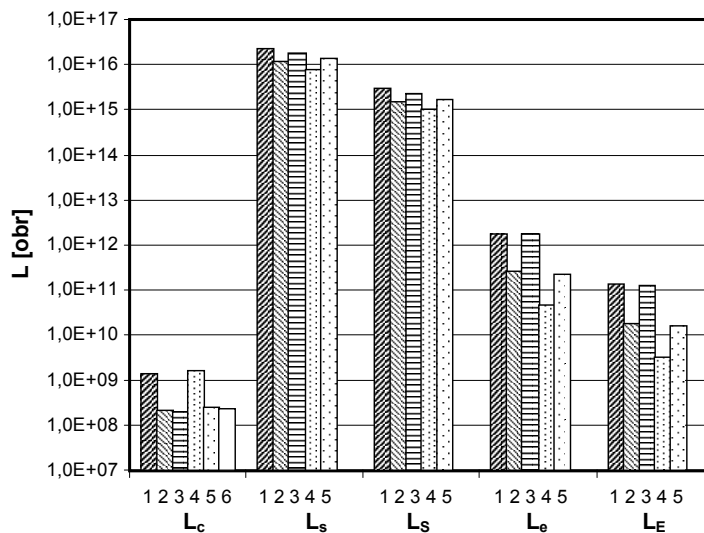
Obliczenia trwałości węzłów tocznych, na których obciążenie ma wpływ korekcja zazębienia, przeprowadzono dla prototypu przekładni cykloidalnej wspomnianego w poprzednim rozdziale. Wyznaczony przy uogólnieniu rozkładów obciążeń górny i dolny kres wartości sił międzyzębnych P_i oraz sił oddziaływania Q_j pozwolił oszacować odpowiedni górny i dolny kres trwałości uzębienia oraz mechanizmu równowodowego. Wyniki obliczeń porównano z analogicznymi wynikami otrzymanymi dla przekładni z nominalnym zazębieniem, zarówno dla rozkładów obciążeń wyznaczonych metodą numeryczną, jak i analityczną.

Dla porównania przedstawiono też wyniki obliczeń trwałości jednego z łożysk centralnego węzła łożyskowego. W węźle tym zastosowano łożyska walcowe N 209E firmy FAG, bez pierścieni zewnętrznych. Węzeł charakteryzują następujące wielkości:

- średnica otworu w kole obiegowym: $d_{bo} = 76,5 \text{ mm}$,
- średnica wałeczka: $D_w = 11 \text{ mm}$,
- długość wałeczka: $L_w = 12 \text{ mm}$,
- ścięcie wałeczka: $r_w = 0,5 \text{ mm}$,
- liczba wałeczków: $Z = 15$,
- luz promieniowy w łożysku: $g = 0,045 \text{ mm}$.

Obliczenia trwałości łożyska centralnego przeprowadzono dla koła obiegowego z kołowym otworem centralnym oraz dla koła, w którym bieżnia otworu łożyskowego ulega odkształceniu pod działaniem złożonego stanu obciążenia [6].

Jako wartość kryterialną przyjmowano trwałość, powierzchni tocznego węzła konstrukcyjnego na poziomie prawdopodobieństwa $\varphi = 0,9$. Wynika to z przyjętego w teorii łożysk twierdzenia, iż trwałość elementów tocznych jest wyższa od trwałości powierzchni, po której przetaczają się te elementy. Przy takim założeniu o trwałości centralnego łożyska walcowego decyduje jego zewnętrzna i wewnętrzna bieżnia, w mechanizmie równowodowym decydująca jest trwałość walcowych powierzchni otworów w kołach obiegowych, a trwałość uzębienia wynika z trwałości powierzchni bocznej zębów. Jako miarę trwałości przyjęto nagromadzoną liczbę obrotów L wału napędowego.



Rys. 4 Trwałość węzłów tocznych przekładni Cyclo: łożysko centralne (L_c), $g = 0,045$ mm, bieżnia kołowa: 1 – L_{co} , 2 – L_{ci} , 3 – L_c , bieżnia owalna: 4 – L_{co} , 5 – L_{ci} , 6 – L_c , mechanizm równowodowy (L_s , L_s), uzębienie koła obiegowego (L_e , L_e): 1 – metoda analityczna, 2 – MES, zazębienie nominalne, kres górny, 3 – MES, zazębienie nominalne, kres dolny, 4 – MES, zazębienie korygowane, kres górny, 5 – MES, zazębienie korygowane, kres dolny

Fig. 4 Durability of rolling nodes of Cyclo gear: central bearing (L_c), $g = 0,045$ mm, circular outer raceway: 1 – L_{co} , 2 – L_{ci} , 3 – L_c , oval outer raceway: 4 – L_{co} , 5 – L_{ci} , 6 – L_c , straight line mechanism (L_s , L_s), planet wheel toothing (L_e , L_e): 1 – analytic method, 2 – FEM, nominal meshing, upper bound, 3 – FEM, nominal meshing, lower bound, 4 – FEM, corrected meshing, upper bound, 5 – FEM corrected meshing, lower bound

Rysunek 4 przedstawia charakterystyczną dla przekładni Cyclo hierarchię trwałości jej podstawowych węzłów tocznych:

- pojedynczych zębów L_e i całego uzębienia koła obiegowego L_E ,
- otworu współpracującego ze sworzniem L_s i mechanizmu równowodowego L_S ,
- łożyska centralnego L_c oraz jego bieżni: zewnętrznej L_{co} i wewnętrznej L_{ci} .

Trwałość centralnych łożysk walcowych jest najniższa i to ona decyduje o trwałości całej przekładni. Odkształcenie otworu centralnego w kole obiegowym jest zjawiskiem korzystnym z punktu widzenia trwałości, powodując zmianę rozkładu obciążeń na części toczne tak, że zmniejsza się siła działająca na najbardziej obciążony wałeczek [6]. Trwałość zestawu otworów w mechanizmie równowodowym jest bardzo duża i praktycznie nie zależy od metody wyznaczania obciążeń. Natomiast trwałość uzębienia jest wielokrotnie wyższa od trwałości centralnych łożysk, a jej wartość zależy od tego, jaki rozkład obciążeń i jakie zazębienia (nominalne, czy korygowane) uwzględniano w obliczeniach. Z uwagi na większe wartości sił działających na zęby koła obiegowego w korygowanej przekładni cykloidalnej przewidywana trwałość tych ostatnich jest dla takiego przypadku najmniejsza.

WNIOSKI

Na podstawie przedstawionych w pracy wyników prognozowania trwałości węzłów tocznych przekładni Cyclo można sformułować następujące spostrzeżenia:

- trwałość centralnych łożysk walcowych, jako relatywnie najniższa, określa trwałość przekładni,
- trwałość zestawu otworów w mechanizmie równowodowym jest niezwykle wysoka, praktycznie nieograniczona bez względu na wielkość otworów i metodę obliczeń, za pomocą której wyznaczono stan obciążenia,
- trwałość uzębienia jest zawsze wyższa od trwałości łożysk centralnych, a stopień jej wielokrotności jest funkcją rodzaju zazębienia oraz konfiguracji i liczby zębów, które uczestniczą w przekazywaniu obciążenia,
- trwałość nominalnego (idealnego) uzębienia, w którym połowa zębów przenosi obciążenie, jest ponad 5-krotnie wyższa od trwałości

rzeczywistego uzębienia korygowanego, w którym obciążenie przenosi 15-35% zębów koła obiegowego,

- trwałość uzębienia, wyznaczona w oparciu o rozkład obciążeń obliczony za pomocą metody analitycznej, jest nierealnie zawyżona (ok. 7-krotnie) w porównaniu do trwałości obliczonej na podstawie obciążeń, wyznaczonych za pomocą MES.

LITERATURA

1. Chmurawa M., Olejek G.: Zazębienie cykloidalne przekładni planetarnej. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., seria Transport, Nr 22, Gliwice 1994, s. 71-78.
2. Hamerak K.: Das Cyclogetriebe - eine geniale Idee und ihre technische Verwirklichung. Technik Heute 6, s. 1-4, Verlag Christiani, Bonn 1979.
3. Chmurawa M., John A., Kokot G.: The influence of numerical model on distribution of loads and stress in cycloidal planetary gear, In: Proceedings of 4th International Scientific Colloquium Cax Techniques, Bielefeld, Germany 1999, s. 149-156.
4. Chmurawa M.: Distribution of loads in cycloidal planetary gear. In: Proceedings of International Conference Mechanics'99, Kaunas University, Lithuania 1999, s. 92-100.
5. Chmurawa M.: Analiza stanu obciążenia w obiegowej przekładni cykloidalnej. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., seria Transport, Nr 41, Gliwice 2000, s. 61-80.
6. Chmurawa M., Warda B.: Load and deformation distribution on rolling elements in special planetary gears. Mechanics and Mechanical Engineering, Vol. 5, Nr 1, Technical University of Łódź, Łódź 2001, s. 81-96.
7. Chmurawa M.: Prototyp planetarnej przekładni cykloidalnej. Etap 4; Stanowiskowe badania trwałości zrekonstruowanego prototypu o przełożeniu $i = 19$ i mocy $N = 3,7$ kW. Praca bad. o symb. Z-18096.21. OBRDiUT „Detrans”, Bytom 2002.
8. Chmurawa M., Warda B.: Metodyka prognozowania trwałości uzębienia kół obiegowych w przekładni cykloidalnej. Tribologia, Nr 4, 2001, s. 549-558.
9. Chmurawa M., Warda B.: Modelowanie trwałości zmęczeniowej węzłów łożyskowych w obiegowych przekładniach cykloidalnych. V Konf. „Problemy Niekonwencjonalnych Układów Łożyskowych”- Zbiór prac konf., Łódź 9-11 maja 2001, s. 47-54.
10. Chmurawa M., Warda B.: Metodyka prognozowania trwałości tocznych węzłów łożyskowych przekładni cykloidalnej. V Konf. „Problemy Niekonwencjonalnych Układów Łożyskowych”- Zbiór prac konf., Łódź 9-11 maja 2001, s. 55-62.

Praca została wykonana w ramach projektu badawczego KBN, 7 T07C 038 15.

**Recenzent:
Marian SZCZEREK**

Summary

Planetary gears are commonly used in drive systems and they have many advantages. Relatively the smallest planetary gear is cycloidal gear – known as Cyclo. That gear uses inside out of centre meshing that assures occurring rolling friction only in power transmission. Basic problem in Cyclo gear design is determination of fatigue life of the three characteristic nodes where contact load is dominating. These nodes are:

- central bearing node on eccentric shaft,**
- rolling bearing node in straight-line mechanism,**
- setting of active teeth of planet wheel interacting in rolling contact with rollers of co-operating wheel.**

Durability of individual rolling nodes of Cyclo gear depends, among others, on state of load. Distribution of loads in gear can be determined for a single position of drive shaft assign, calculating distribution of forces to individual teeth and bolts of straight-line mechanism. Analytical method used for that determination neglects however the influence of planetary motion on the values of meshing forces and reaction forces in straight line mechanism. That influence can be discovered by numerical calculations of state of load of selected individual positions of drive shaft. Numerical calculations with application of FEM has been made for nominal as well as for corrected meshing because assembling of that gear can be made after application the correction.

In the paper it has been proposed a method to generalise distribution of forces between teeth and forces in straight-line mechanism resulting from different positions of drive shaft. Distributions of forces after generalising have been subsequently used for calculation of fatigue life of rolling nodes in Cyclo gear with nominal meshing and in real gear with corrected meshing. The hierarchy of durability of basic rolling nodes of Cyclo gear has also been presented.