

Koncepcja przekładni cykloidalnej przeznaczonych dla zakrętarek elektrycznych

dr inż. Marek Kalita
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Concept of a cycloidal gear intended for electric impact wrenches

Streszczenie:

W artykule zaprezentowano aktualny stan wiedzy w zakresie obiegowych przekładni cykloidalnych. Na podstawie jego analizy opracowano koncepcję obiegowej przekładni cykloidalnej przeznaczonej do zabudowy w układzie napędowym zakrętarek śrub i nakrętek. Przeprowadzone obliczenia analityczne w zakresie geometrii uzębienia oraz sił działających na poszczególne podzespoły przekładni umożliwiły opracowanie jej modelu przestrzennego. W artykule przedstawiono założenia projektowe oraz tok obliczeniowy pozwalający na wygenerowanie ekwidystanty epicykloidy zasadniczej skróconej.

Słowa kluczowe: przekładnia cykloidalna, przekładnia obiegowa, epicykloida

Keywords: cycloidal gear, planetary gear, epicycloid

Abstract:

State of the art in the field of planetary cycloidal gears is presented. Basing on this knowledge, the concept of cycloidal gear intended for installation in driving units of impact wrenches for screws and nuts was developed. Analytical calculations on teeth geometry and forces acting on each gear subassembly enabled preparation of its 3D model. Design assumptions as well as calculations procedure enabling generation of main epicycloid equidistant are presented.

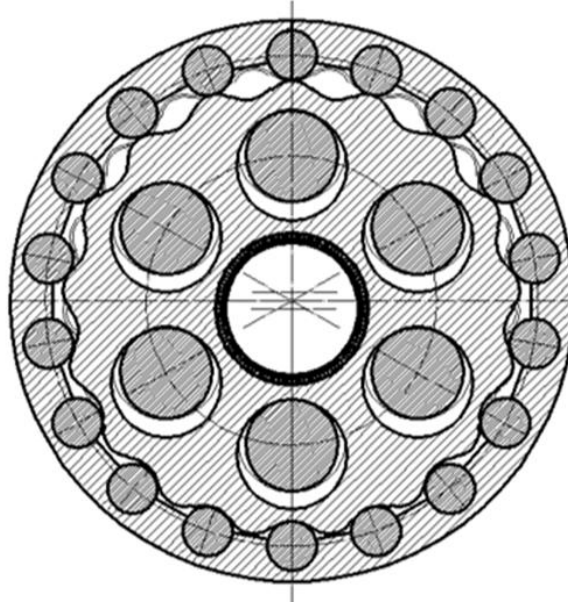
1. Wprowadzenie

Obiegowe przekładnie cykloidalne (trochoidalne) charakteryzują się dużymi przełożeniami i dużą obciążalnością, przy zwartej budowie. Wysokie wartości przełożeń są uzyskiwane na jednym stopniu, poprzez stosowane wewnętrznych, pozaśrodkowych zazębnień cykloidalnych. Koła zębate przekładni cykloidalnych podczas ruchu nie wywołują dużych sił masowych, przez co możliwy jest ich łagodny rozruch i szybka zmiana kierunków obrotu [3]. Przekładnie cykloidalne, zaliczane do obiegowych przekładni mimośrodkowych, jak już wspomniano, mogą być znacznie przeciążane. Charakteryzują się cichobieżnością, równomiernością ruchu oraz mniejszą liczbą elementów w porównaniu z przekładniami klasycznymi [6].

Cechą wyróżniającą obiegowe przekładnie cykloidalne od innych są dwa obiegowe koła zębate o cykloidalnym zarysie zębów (rys. 1). Koła są zabudowane mimośrodkowo na wale napędowym i współpracują z elementami tocznymi umieszczonymi w korpusie przekładni. Do przekazywania ruchu obrotowego z wału napędowego na wał zdawczy (lub jarzmo) służy mechanizm równowodowy, składający się ze sworzni osadzonych w otworach obu obiegowych kół cykloidalnych [1, 6].

Przekładnie cykloidalne, w porównaniu do przekładni o zazębieniu ewolwentowym, nie były szeroko stosowane ze względu na złożoną geometrię uzębienia i trudności związane z technologią produkcji krzywoliniowych uzębnień kół obiegowych [3]. Rozwój komputerowego wspomaganie projektowania, a także precyzyjnych technologii obróbki między innymi takich jak elektrodrążenie i obróbka CNC umożliwiły rozwój przekładni cykloidalnych. Obecnie obiegowe przekładnie cykloidalne znajdują zastosowanie w wielu

gałęziach przemysłu. Są stosowane w obrabiarkach, maszynach tekstylnych i szklarskich, w przegubach robotów, stołach obrotowych, a także we wciągnikach [1, 2].



Rys. 1. Schemat konstrukcyjny obiegowej przekładni cykloidalnej [opracowanie własne]

W niniejszym artykule przedstawiono koncepcję obiegowej przekładni cykloidalnej przeznaczonej do zabudowy w układzie napędowym zakrętarek elektrycznych. Zakrętarke elektryczne, z regulowanym momentem obrotowym, przeznaczone są do zakręcania oraz odkręcania śrub i nakrętek. Urządzenie umożliwia wykonywanie połączeń śrubowych z jednakowym i powtarzalnym momentem obrotowym. Układ sterowania zakrętarke automatycznie wyłącza napęd po osiągnięciu nastawianego, wymaganego momentu obrotowego. Dokładność powtarzalności momentu obrotowego, wg producenta, wynosi 3%. Koncepcję przekładni dedykowanej do zakrętarek elektrycznych opracowano na podstawie założeń technicznych zdefiniowanych przez Zakład Budowy Maszyn OSSA.

2. Stan wiedzy

Przegląd literaturowy dotyczący empirycznych równań epicykloidy, obliczeń strat mocy i sprawności został przedstawiony w publikacjach [5, 7]. W publikacji [3] zawarto obszerny przegląd stanu wiedzy z zakresu obiegowych przekładni cykloidalnych, podsumowany, między innymi, następującymi stwierdzeniami:

- w obiegowych przekładniach cykloidalnych stosuje się niekorygowane zazębienie wewnętrzne, charakteryzujące się brakiem luzów oraz rozkładem sił na połowie obwodu koła obiegowego,
- metoda analityczna wyznaczania obciążeń uwzględnia szereg założeń upraszczających, niezgodnych z rzeczywistością konstrukcją przekładni,
- metoda analityczna umożliwia wyznaczenie wartości siły działającej na łożysko centralne oraz rozkład obciążeń w zazębieniu i mechanizmie równowodowym,
- najbardziej wyteżonym węzłem przekładni jest łożysko zabudowane na mimośrodkie wału napędowego,

- stan wiedzy jest dość fragmentaryczny i tylko nieliczne publikacje [3, 5] uwzględniają zarówno obliczenia analityczne jak i wyniki badań doświadczalnych przeprowadzonych na obiekcie rzeczywistym.

W publikacji [3] zawarto szeroki opis zagadnień związanych z geometrią i konstruowaniem obiegowych przekładni cykloidalnych, metod analitycznych i numerycznych wyznaczania obciążeń, zasad modyfikacji uzębienia, prognozowania trwałości powierzchni roboczych kół oraz opis doświadczalnej weryfikacji przekładni ze zmodyfikowanym zazębieniem cykloidalnym. Powyższe informacje mogą być niezwykle przydatne podczas projektowania przekładni, szczególnie z uwagi na fakt, że powyższa wiedza została zweryfikowana doświadczalnie.

Kolejną publikacją, w której opisano metody projektowania oraz geometria kół cykloidalnych jest pozycja literaturowa [7]. Autor zebrał wieloletnią wiedzę praktyczną wynikającą ze współpracy z wieloma producentami maszyn hydraulicznych. Poza opisem procesu projektowania kół cykloidalnych w publikacji ujęto również istotne informacje odnośnie technologii ich wykonywania. Zaproponowane przez autora równania parametryczne krzywej cykloidalnej oraz krzywej korygowanej (ekwidystanty epicykloidy skróconej) zastosowano między innymi do wyznaczenia geometrii kół obiegowych przekładni będącej przedmiotem niniejszego artykułu.

Metodę obliczania geometrii kół obiegowych przekładni cykloidalnych w bardzo syntetyczny sposób zaprezentowano w publikacji [1]. Zaproponowany przez autora sposób obliczania cech geometrycznych zespołu kół cykloidalnych został użyty do obliczeń na potrzeby opracowywanej koncepcji przekładni do zakrętarek.

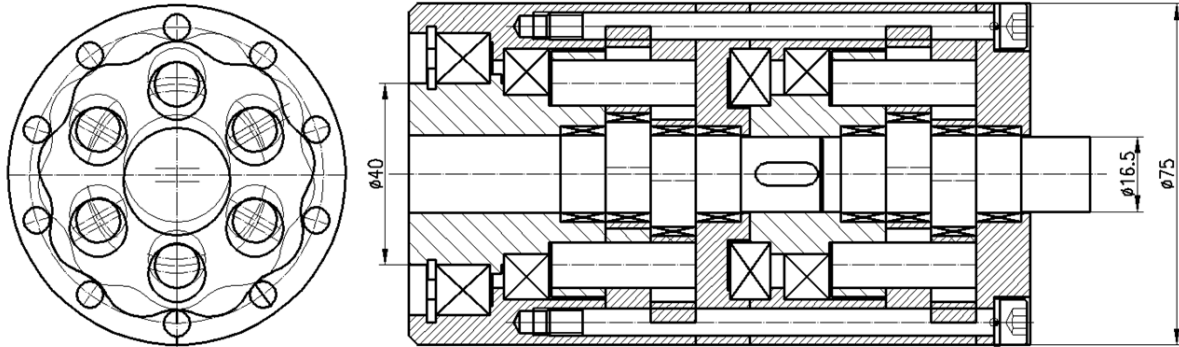
Z kolei w publikacji [5] zawarto opis procedury obliczeniowej w zakresie sprawności teoretycznej jednostopniowej przekładni cykloidalnej oraz zamieszczono wyniki badań stanowiskowych sprawności w warunkach ustalonej temperatury oraz pracy ustalonej i cyklicznej. Zdefiniowane przez autorów wnioski dotyczące środków smarnych oraz prędkości obrotowych przekładni mogą stanowić wytyczne do projektowania obiegowych przekładni cykloidalnych. Potwierdzeniem tego są przedstawione w pracy wyniki sprawności teoretycznej i eksperymentalnej.

3. Założenia projektowe

Jak już wspomniano, przekładnia cykloidalna prezentowana w niniejszym artykule przeznaczona jest do zastosowania w układzie napędowym zakrętarek śrub i nakrętek. Cechami wyróżniającymi tego typu urządzenia są małe wymiary gabarytowe oraz zdolność przenoszenia bardzo dużych momentów obrotowych. Podczas prac koncepcyjnych przeanalizowano możliwości zaprojektowania przekładni cykloidalnej o wskazanych przez producenta przełożeniach i wymiarach gabarytowych. Ostatecznie przyjęto następujące założenia projektowe:

- maksymalny moment wyjściowy – 1600 Nm,
- prędkość wejściowa ~600 obr/min,
- przełożenie ~80,
- maksymalna średnica zewnętrzna – 75 mm.

Opracowano postać konstrukcyjną dwustopniowej obiegowej przekładni cykloidalnej o przełożeniu $i=81$ oraz średnicy zewnętrznej $\phi 75$ mm (rys. 2). Każdy stopień przekładni charakteryzuje się przełożeniem $i=9$. Jednakowe wartości przełożeń pozwoliły na zastosowanie tych samych, zewnętrznych elementów tocznych w postaci szpilek, pełniących funkcję koła centralnego oraz łączących obydwie stopnie przekładni.



Rys. 2. Postać konstrukcyjna obiegowej przekładni cykloidalnej o przełożeniu $i=81$ [4]

4. Obliczenia i koncepcja przekładni cykloidalnej

Pierwszym etapem projektowania przekładni było określenie geometrii koła zębatego oraz analityczne wyznaczenie obciążenia działającego na uzębienie. W przekładniach cykloidalnych obiegowe koła zębate mają epicykloidalny zarys zębów, współpracujący z rolkami koła centralnego. Utworzony jest on przez ekwidystantę epicykloidy zasadniczej skróconej, opisaną za pomocą równań parametrycznych [2]:

$$x_{eke} = \rho \times (z_1 + 1) \times \cos \eta - \lambda \times \rho \times \cos(z_1 + 1) \times \eta + g \times \frac{\cos \eta - \lambda \times \cos(z_1 + 1) \times \eta}{\sqrt{1 - 2 \times \lambda \times \cos z_1 \times \eta + \lambda^2}} \quad (1)$$

$$y_{eke} = \rho \times (z_1 + 1) \times \sin \eta - \lambda \times \rho \times \sin(z_1 + 1) \times \eta + g \times \frac{\sin \eta - \lambda \times \sin(z_1 + 1) \times \eta}{\sqrt{1 - 2 \times \lambda \times \sin z_1 \times \eta + \lambda^2}} \quad (2)$$

gdzie:

z_1 – liczba zębów obiegowego koła zębatego,

ρ – promień koła toczącego się po kole zasadniczym,

λ – współczynnik wysokości zęba lub współczynnik skrócenia epicykloidy,

g – odległość przesunięcia ekwidystanty,

η – kąt epicykloidy.

Powyższe równania wyznaczają zarys uzębienia obiegowego koła zębatego dla różnych wartości parametrów uzębienia, a więc dla liczby zębów z_1 , promienia koła obtaczanego ρ , współczynnika skrócenia epicykloidy λ oraz odległości przesunięcia ekwidystanty g .

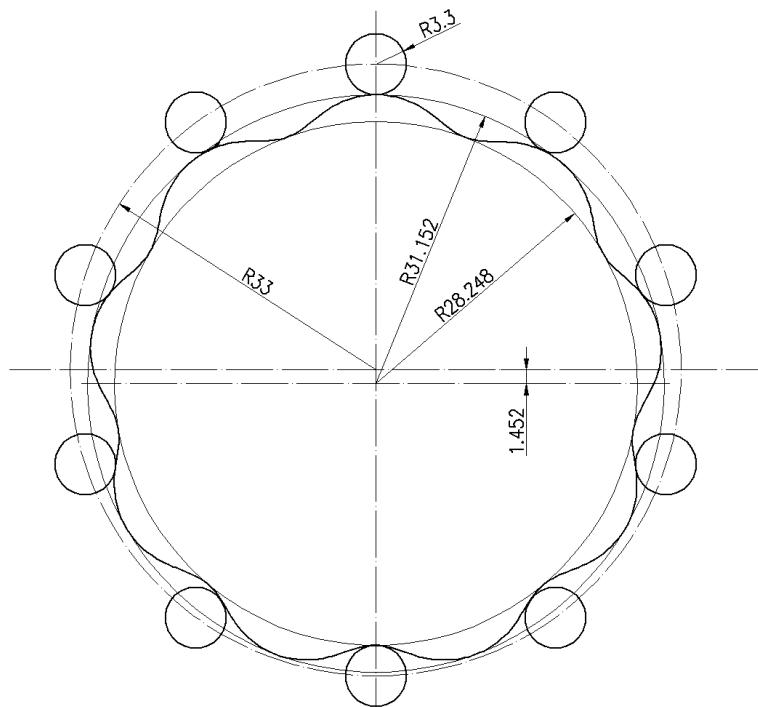
Dla projektowanej obiegowej przekładni cykloidalnej założono liczbę zębów $z_1=9$, wartość promienia $\rho=3,3$ mm i odległość przesunięcia ekwidystanty $g=3,3$ mm. Pozwoliło to na obliczenie cech geometrycznych kół zębatych oraz wykreślenie ekwidystanty epicykloidy

zasadniczej skróconej za pomocą oprogramowania Autodesk Inventor. W tabeli 1 zestawiono cechy geometryczne kół cykloidalnych (obiegowego i centralnego), a na rysunku 3 pokazano geometrię zazębienia.

Cechy geometryczne zespołu kół zębatych obiegowej przekładni cykloidalnej [4]

Tabela 1

| | Koło obiegowe (z_1) | | Koło centralne (z_2) | |
|-------------------------------------|---|----------------------------------|---|--------------|
| | Zależność | Wartość [mm] | Zależność | Wartość [mm] |
| Promień koła wierzchołkowego | $r_{a1}=\rho\cdot(z_1+1+\lambda)-g$ | 31,152 | $r_{a2}=\rho\cdot(z_1+1)-g$ | 29,7 |
| Promień koła stóp | $r_{f1}=\rho\cdot(z_1+1-\lambda)-g$ | 28,248 | $r_{f2}=\rho\cdot(z_1+1+2\cdot\lambda)-g$ | 32,604 |
| Promień koła tocznego | $r_{w1}=e\cdot z_1=\rho\cdot\lambda\cdot z_1$ | 13,068 | $r_{w2}=e\cdot(z_1+1)=\rho\cdot\lambda\cdot(z_1+1)$ | 14,52 |
| Promień koła zasadniczego | $r_b=\rho\cdot z_1$ | 29,7 | - | - |
| Promień rozmieszczenia rolki | - | - | $r_r=\rho\cdot(z_1+1)$ | 33 |
| Mimośród | Zależność | $e=\lambda\cdot\rho$ lub $e=h/2$ | | |
| | Wartość [mm] | 1,452 | | |
| Wysokość zęba | Zależność | $h=2\cdot e$ | | |
| | Wartość [mm] | 2,904 | | |



Rys. 3. Parametry geometrii uzębienia przekładni cykloidalnej [4]

Jednym z czynników weryfikujących poprawność zarysu zębów jest właściwa współpraca koła obiegowego i centralnego. W związku z powyższym konieczne było sprawdzenie warunków współpracy kół w zespole. Podstawowe warunki poprawnej współpracy kół to [2]:

1. Warunek powstawania promienia krzywizny w obiegowym kole zębatym:

$$\frac{z-1}{2 \times z+1} \leq \lambda \leq 1 \quad (3)$$

2. Warunek niepodcinania zębów z_1 obiegowego koła zębatego:

$$e \geq \frac{\lambda \times g \times (1 - \lambda \times (z_1 + 2) \times \cos(z_1 \times \eta_e) + \lambda^2 \times (z_1 + 1))}{(z_1 + 1) \times (1 - 2 \times \lambda \times \cos(z_1 \times \eta_e) + \lambda^2)^{\frac{3}{2}}} \quad (4)$$

dla

$$\eta_{emin2} = \frac{1}{z_1} \times \arccos \frac{\lambda^2 \times (2 \times z_1 + 1) - (z_1 - 1)}{\lambda \times (z_1 + 2)} \quad (5)$$

gdzie:

$$\frac{z_1-1}{2 \times z_1+1} \leq \lambda \leq 1 \quad (6)$$

3. Warunek sąsiedztwa rolek z_2 koła centralnego:

$$e > g \times \frac{\lambda}{z_2 \times \sin \frac{\pi}{z_2}} \quad (7)$$

Na podstawie obliczeń otrzymano:

$$\begin{aligned} 0,42105 \leq \lambda \leq 1, \text{ gdzie } \lambda = 0,44, \\ e \geq 0,11966, \text{ gdzie } e = 1,452, \\ e > 0,044869, \text{ gdzie } e = 1,452. \end{aligned}$$

Pomiędzy zarysem zębów, a otworem, w którym osadzone jest łożysko, rozmieszczone są obiegowym kole zębatym otwory mechanizmu równowodowego o średnicy d_o . W otworach przetaczają się sworznie opisane średnicą d_s . Średnicę otworu d_o wyznaczono z zależności [2]:

$$d_o = d_s + 2e \quad (8)$$

Po dokonaniu obliczeń otrzymano średnicę otworu $d_o = 10,904$ mm.

Podczas pracy obiegowej przekładni cykloidalnej na wszystkie pary toczne oddziałują siły wynikające z momentów przenoszonych przez przekładnię (rys. 4). Obiegowa przekładnia cykloidalna pracuje prawidłowo, gdy suma momentów działających na wały przekładni spełnia równanie równowagi [2]:

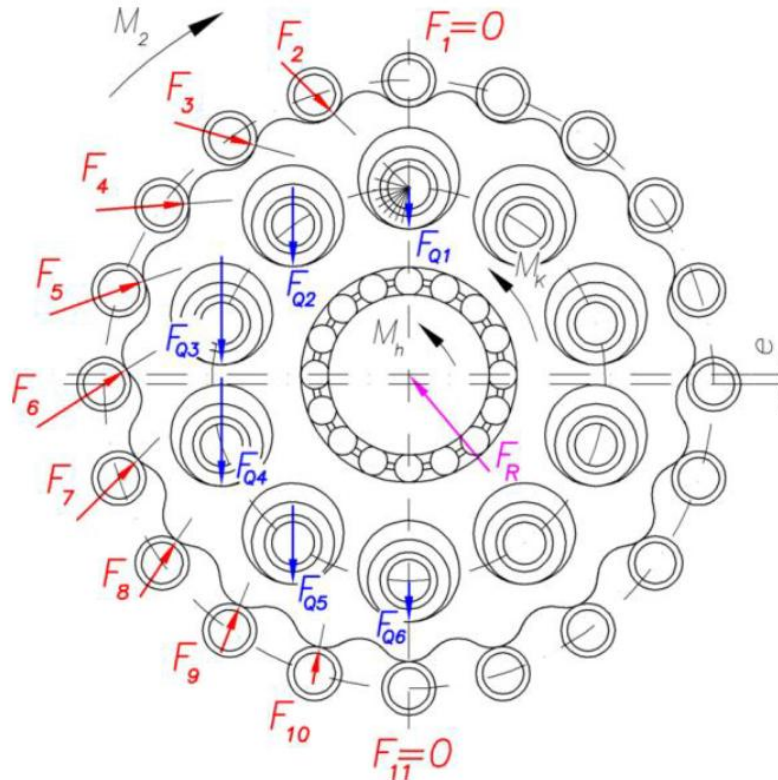
$$M_I + M_2 + M_h = 0 \quad (9)$$

gdzie:

M_I – moment wyjściowy na obiegowych kołach zębatych oraz na wale biernym,

M_2 – moment obciążający współpracujące koło centralne z rolkami,

M_h – moment wejściowy, powstający na wale czynnym.



Rys. 4. Rozkład obciążeń obiegowej przekładni cykloidalnej [3]

Moment wyjściowy M_1 wyznaczono na podstawie zależności [2]:

$$M_1 = M_h \cdot z_1 \quad (10)$$

Po dokonaniu podstawień $M_1 = 1620 \text{ Nm}$.

Natomiast moment M_K , działający na pojedyncze obiegowe koło zębate w przekładni z K obiegowymi kołami zębatymi, wynosi [2]:

$$M_K = M_1 / K \quad (11)$$

W przekładni założono zastosowanie dwóch kół obiegowych stąd M_K wynosi 810 Nm.

Siłę międzyzębną F_i wyznaczono na podstawie zależności [2]:

$$F_i = \frac{4 \times M_K}{r_{w1} \times z_2} \times \cos \alpha_{si} \quad (12)$$

gdzie:

M_K – moment działający na pojedyncze koło obiegowe,

z_2 – liczba zębów koła centralnego, $z_2 = z_1 = 1$,

r_{w1} – promień toczny obiegowego koła zębatego,

α_{si} – kąt działania siły F_i względem układu X0Y.

Siła międzyzębna F_i przyjmuje wartość maksymalną wówczas, gdy jej kąt działania względem układu X0Y wynosi 0° . Po dokonaniu obliczeń wyznaczono maksymalną siłę międzyzębną, która wyniosła $F_{i\max}=24793,39$ N.

Siły występujące w mechanizmie równowodowym F_{Qj} również obciążają obiegowe koło zębate oraz sworznie mechanizmu. Siły F_{Qj} równoważą moment obciążający obiegowe koło zębate M_K i można je wyznaczyć z zależności [2]:

$$F_{Qj} = \frac{4 \times M_K}{R_w \times z_w} \times \sin \alpha \quad (13)$$

gdzie:

R_w – promień rozmieszczenia otworów mechanizmu równowodowego,

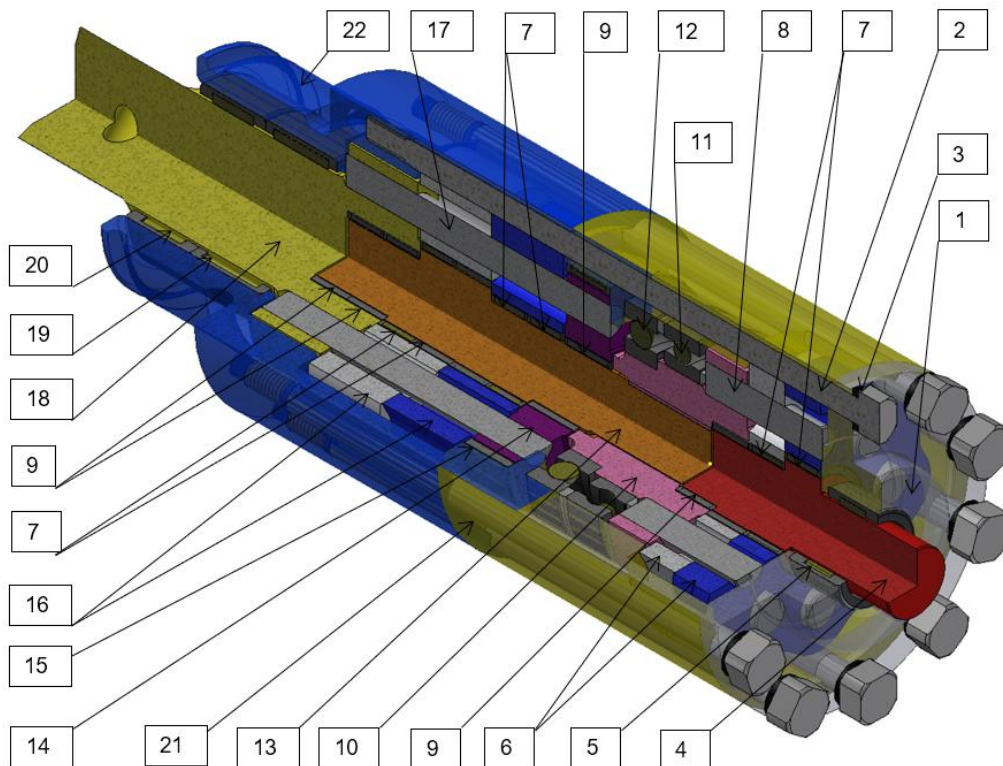
z_w – liczba sworzni,

α – kąt obrotu obiegowego koła zębatego.

Podczas obrotu koła obiegowego wartość siły w mechanizmie równowodowym zmienia się od wartości 0 N dla kąta obrotu 0° , poprzez maksimum dla kąta 90° , do wartości 0 N dla kąta 180° . Po dokonaniu podstawień obliczono maksymalną siłę w mechanizmie równowodowym, która wyniosła $F_{Q\max}=18103,43$ N.

Jak już wspomniano, opracowana dwustopniowa przekładnia cykloidalna cechuje się przełożeniem całkowitym $i=81$. Przełożenie pierwszego i drugiego stopnia jest takie samo i wynosi $i=9$. Powyższy tok obliczeniowy dotyczy drugiego stopnia przekładni, który jest obciążony maksymalnym momentem. Stopień pierwszy przekładni przenosi siły dziewięciokrotnie niższe.

Na podstawie ww. obliczeń możliwym było opracowanie modelu 3D obiegowej przekładni cykloidalnej o przełożeniu $i=81$ (rys. 5).



Rys. 5. Model przestrzenny koncepcyjnej obiegowej przekładni cykloidalnej [4]

Elementami przekładni są (rys. 5):

- pokrywa (1),
- rolka - uzębienie centralne z_2 (2),
- podkładka uszczelniająca (3),
- wał mimośrodowy I (4),
- łzysko igiełkowe cienkościenne jednostronnie uszczelnione (5),
- koł obiegowe I - z_2 (6),
- złozenie igiełkowe z koszykiem (7),
- sworznie mechanizmu równowodowego I (8),
- złozenie igiełkowe (9),
- jarzmo I (10),
- łzysko kulkowe zwykłe (11),
- łzysko kulkowe zwykłe (12),
- wał mimośrodowy II (13),
- tarcza podporowa sworzni (14),
- złozenie igiełkowe (15),
- koł obiegowe II – z_2 (16),
- sworznie mechanizmu równowodowego II (17),
- jarzmo II (18),
- łzysko igiełkowe cienkościenne (19),
- łzysko igiełkowe cienkościenne jednostronnie uszczelnione (20),
- korpus I (21),
- korpus II (22).

5. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza stanu techniki wykazała, Œe dostępne narzędzia projektowe oraz technologie obróbki wpyłwają na wzmozony rozwój przekładni cykloidalnych. Przekłada się to również na poszerzanie stanu wiedzy na temat konstruowania i eksploatacji tego typu przekładni. Zagadnienia projektowania i wykonawstwa skomplikowanych, krzywoliniowych uzębień, które dawniej dyskwalifikowały możliwość stosowania tego typu reduktorów, obecnie nie stanowi problemu. Przykładem są oferowane przez wiodących producentów reduktory cykloidalne o wysokich przełżeniach, obciążalności i trwałci. Dostępne pozycje literaturowe dotyczące metod projektowania zazębień cykloidalnych pozwoliły na opracowanie koncepcji obiegowej przekładni cykloidalnej oraz jej modelu przestrzennego.

Koncepcj przekładni wykonano pod kątem możliwości jej zabudowy w układowie napędowym zakrętarek elektrycznych z regulowanym momentem dokręcania. Wymagało to przeprowadzenia obliczeń cech geometrycznych zazbiea cykloidalnego oraz wyznaczenia obciążeń koł obiegowego. Opracowany model 3D przekładni posłużył do przeprowadzenia numerycznej analizy dynamicznej i wytrzymałciowej najbardziej wytężonych elementów przekładni. Wyniki obliczeń posłużyły również do optymalizacji poszczególnych elementów modelu, pod kątem zwiększenia ich wytrzymałci.

Literatura

- [1] Bednarczyk S.: Określenie geometrii koła zębatego w obiegowej przekładni cykloidalnej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Seria Transport z.82, Gliwice: Pol. Śl., 2014. z. 1903
- [2] Bednarczyk S.: Rozwój obiegowych przekładni cykloidalnych ukierunkowany na podniesienie efektywności maszyn. W: Idzikowski A. (red.): Efektywność wykorzystania maszyn roboczych i urządzeń w przemyśle. Eksploatacja - Niezawodność - Bezpieczeństwo, Wyd. WZ Politechnika Częstochowska, Częstochowa 2013, s. 117-125
- [3] Chmurawa M.: Obiegowe przekładnie cykloidalne z modyfikacją zazębienia. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej Gliwice: Pol. Śl., 2002. z. 140
- [4] Koncepcja przekładni cykloidalnej wraz z weryfikacją wytrzymałościową. ITG KOMAG, Gliwice 2015 (praca niepublikowana)
- [5] Olejarczyk K., Wikło M., Król K., Kołodziejczyk K.: Obliczenia teoretyczne oraz pomiary stanowiskowe sprawności przekładni cykloidalnej. Modelowanie Inżynierskie 2017 nr 64, ISSN 1896-771X
- [6] Idzikowski A. (red.): Efektywność wykorzystania maszyn roboczych i urządzeń w przemyśle. Eksploatacja - Niezawodność - Bezpieczeństwo, Wyd. Politechnika Częstochowska, Częstochowa 2013, ISBN: 978-83-63500-30-6
- [7] Stryczek J.: Koła zębate maszyn hydraulicznych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007, ISBN 978-83-7493-308-7

Czy wiesz, że

...od stycznia 2019 roku Siemens PLM Software udostępni swoje produkty z rodziny oprogramowania NX w formule Continuous Release (w trybie stałego wydania). Jest to nowy model udostępniania, który zapewni klientom firmy szybszy dostęp do nowych udoskonaleń i ulepszeń jakościowych, ułatwiając jednocześnie proces skutecznego wdrożenia NX. Siemens stanie się pierwszym dużym dostawcą CAD/CAM/CAE, który będzie dostarczał produkty w taki sposób. NX jest zbudowany w oparciu powszechną nowoczesną architekturę oprogramowania i zaprojektowany z naciskiem na dostarczanie nowych funkcjonalności dla biznesu oraz ochronę danych klienta. To nowe podejście pozwoli użytkownikom NX między innymi na szybsze reagowanie na nowe trendy, redukcję kosztów wdrożenia, otrzymywanie szybszych i bardziej spójnych odpowiedzi z działu rozwoju NX oraz czerpanie korzyści z kontynuacji pełnej integracji i interoperacyjności NX – Simcenter 3D.

Napędy i Sterowanie 2018 nr 7/8 s.7