

MINIATURE WREKŁADNIE ZĘBATE

W referacie omówiono cechy konstrukcyjne i zasady budowy miniaturowych przekładni redukcyjnych - napędowych i zliczających, które spośród różnych rodzajów przekładni, w drobnych mechanizmach i mikrourządzeniach stosowane są najczęściej. Przedstawiono także ostatnie prace z tej dziedziny wykonane w Politechnice Warszawskiej.

MINIATURE TOOTHED GEARS

In the paper, there are described design features and principles of building miniature reduction gears - power and counter gears, which among other types, are applied in fine mechanisms and micro-devices most often. There is also presented a recent work concerning this field carried out at the Warsaw University of Technology.

1. WSTĘP

W drobnych mechanizmach i mikroukładach, podobnie jak w innych urządzeniach elektromechanicznych, często znajdują zastosowanie układy napędowe składające się z mikrosilnika elektrycznego i redukcyjnej przekładni zębatej. W zależności od spełnianych przez te urządzenia funkcji - najczęściej stosowane są w nich dwa rodzaje przekładni zębatych [7]:

- przekładnie redukcyjne napędowe - przenoszące moc z silnika o ruchu obrotowym ciągłym lub silnika skokowego do urządzenia napędzanego,
- przekładnie redukcyjne zliczające - przekazujące ruch obrotowy silnika skokowego do urządzenia odbiorczego, którym najczęściej jest układ wskazujący zliczane skoki (obroty) wałka silnika.

1.1. Przekładnie napędowe

W miniaturowych układach napędowych silniki elektryczne (prądu stałego lub synchroniczne) konstruowane są z reguły w taki sposób, aby przy małych wymiarach uzyskać z nich możliwie dużą moc; z tego względu pracują one z dużymi prędkościami obrotowymi - od kilkunastu do kilkudziesięciu tysięcy obrotów na minutę. Jednak urządzenia napędzane przez te silniki z reguły wymagają znacznie mniejszych prędkości obrotowych, dlatego przekładnie zębate współpracujące z takimi silnikami muszą mieć duże przełożenia. Jednocześnie poszukuje się takich rozwiązań konstrukcyjnych przekładni redukcyjnych, aby w małej objętości i przy małej liczbie kół zębatych można było uzyskać możliwie duże przełożenia.

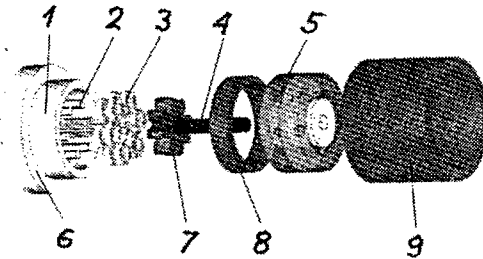
Oprócz klasycznych wielostopniowych przekładni z kołami walcowymi często stosuje się zębate przekładnie planetarne, a także przekładnie falowe lub przekładnie ślimakowe. Przy wyborze rozwiązania konstrukcyjnego przekładni należy pamiętać, że im większe jest jej przełoże-

nie, tym silniej objawiają się jej cechy niepożądane, takie jak: mała sprawność, mała dokładność kinematyczna, duży luz martwy, duży moment bezwładności.

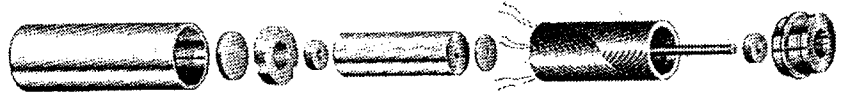
Zespół napędowy często ma postać tzw. **motoreduktora** składającego się z silnika (np. prądu stałego) i zintegrowanej z nim przekładni zębatej. Zespoły takie produkowane są seryjnie przez wyspecjalizowane firmy, oferujące odbiorcom różne typy i odmiany motoreduktorów [24, 25].

W 1993 r. w Instytucie Mikrotechniki w Moguncji (IMM - Institut für Mikrotechnik GmbH, Mainz) opracowano konstrukcję i uruchomiono produkcję mikrosilnika reluktancyjnego o średnicy zewnętrznej 2 mm i długości ok. 5 mm [1, 14]. Budowę tego silnika przedstawiono na rys. 1. Stojan silnika (1), wirnik (7) oraz uzwojenie stojana (3) wykonywane są techniką LIGA, natomiast pozostałe elementy: wałek o średnicy 0,24 mm (4), pierścień dystansowy (8) i obudowa (9) - metodami konwencjonalnymi. Wałek ułożyskowany jest w łożyskach kulkowych lub w łożyskach ślizgowych (z panewkami mineralnymi). Odchyłki wykonawcze poszczególnych elementów nie przekraczają 5 μm . Montaż elementów silnika odbywa się przez wciskanie lub klejenie. Odległość pomiędzy nabiegownikami stojana a wirnikiem wynosi 10 - 20 μm . Przy zasilaniu prądem przemiennym silnik pracuje jako synchroniczny. Zależnie od częstotliwości prądu zasilającego wirnik osiąga 200 000 obrotów na minutę i rozwija moment rzędu 1 μNm .

W efekcie współpracy IMM w Moguncji z Instytutem Faulhabera w Schönaich (RFN) opracowano konstrukcję i uruchomiono seryjną produkcję trójfazowego mikrosilnika synchronicznego o średnicy zewnętrznej 1,9 mm i długości ok. 5,5 mm (rys. 2). Silnik ten osiąga prędkość 100 000 obr. na minutę i moment 7,5 μNm . Szczegóły dotyczące konstrukcji tego silnika i osiągane parametry zawarte są w publikacji [1] i w wydawnictwach firmowych [24]. Obecnie jest to najmniejszy w świecie seryjnie produkowany silnik synchroniczny.



Rys. 1. Silnik reluktancyjny opracowany i wykonywany w IMM [1]

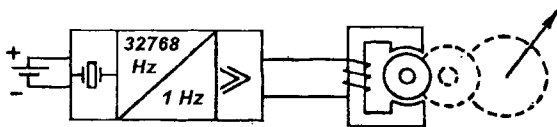


Rys. 2. Silnik synchroniczny o średnicy 1,9 mm, wytwarzany w Instytucie Faulhabera [1].

1. 2. Przekładnie zliczające

Przekładnie zliczające są to kilkustopniowe przekładnie redukcyjne działające najczęściej w sposób przerywany (małymi skokami). Podstawową ich funkcją jest zliczanie obrotów mikrosiłnika skokowego lub niekiedy innego elementu poruszającego się ruchem obrotowym, np. koła zapadkowego.

We współczesnych mechanizmach zegarowych, w których jako oscylator umożliwiający pomiar czasu zastosowany jest rezonator kwarcowy, drgania generatora o częstotliwości od kilkudziesięciu kHz do kilku MHz, zredukowane do w dzielniku częstotliwości do 1 Hz. Impulsy o tej częstotliwości doprowadzane są do mikrosiłnika skokowego [12]. Silnik ten napędza analogowe urządzenie wskazujące za pośrednictwem przekładni zliczającej (rys 3), przez co umożliwia ona wskazywanie odmierzanego przez zegar czasu [7, 12]. Przekładnie zliczające przenoszą zwykle jedynie bardzo małe momenty, które wynikają z własnych oporów ruchu przekładni i ewentualnie z oporów ruchu urządzenia wskazującego.



Rys. 3. Schemat kinematyczny mechanizmu zegarowego z rezonatorem kwarcowym i przekładnią zliczającą

Jedną z pożądanych cech mechanizmów zegarowych są małe ich wymiary, a zatem stosowane w nich przekładnie zębate również powinny być możliwie małe. Ze względów technologicznych i ekonomicznych dąży się do stosowania w tych przekładniach możliwie dużych modułów uzębień, a więc przy zadanym przełożeniu przekładni liczby zębów współpracujących kół muszą być możliwie małe. Przy większej wartości modułu można bowiem zwiększyć odchyłki wykonawcze elementów przekładni.

Od przekładni zliczających nie jest wymagana stałość przełożenia (może ono być cyklicznie zmienne w zakresie jednej podziałki), jednak stosowane w nich zazębienia muszą spełniać następujące inne wymagania:

- mała zmienność momentu chwilowego na zębniku napędzającym,
- duża sprawność średnia przekładni,
- mały wpływ zmiany głębokości przenikania uzębień współpracujących kół na sprawność średnią i moment chwilowy na zębniku napędzającym,
- duży luz międzyzębny obwodowy i promieniowy (ze względu na żądaną 100 % zmienną przy montażu).

W przekładniach zliczających, w których przenoszone momenty są małe i nie jest wymagana stałość przełożenia, celowe jest stosowanie zazębienia o przełożeniu cyklicznie zmiennym w zakresie jednej podziałki. Zaletą takiego zazębienia jest to, że przez odpowiedni dobór parametrów geometrycznych zarysów zębów współpracujących kół można ustalić położenie odcinka przyporu w taki sposób, aby warunki pracy przekładni były najbardziej korzystne [7].

2. TECHNOLOGIE STOSOWANE W WYTWARZANIU MINIATUROWYCH PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

2.1. Metody konwencjonalne

W zegarach i zegarkach metalowe elementy przekładni (koła zębate i zębniaki) wykonuje się z reguły metodami konwencjonalnymi, tzn. koła zębate - przez frezowanie obwodniowe w pakietach lub wykrawanie przy użyciu specjalnych wykrojników, a zębniaki - przez frezowanie na frezarkach obwodniowych lub podziałowych. Koła zębate z tworzyw sztucznych wykonuje się przez odlewanie wtryskowe.

Najmniejsze mechanizmy zegarkowe mechaniczne lub z rezonatorem kwarcowym, jakie wykonywane są metodami konwencjonalnymi, mają średnicę mechanizmu mniejszą od 10 mm (np. zegarek kwarcowy kaliber 201 firmy ETA SA, Szwajcaria, ma średnicę 9,9 mm i grubość 2,25 mm).

2.2. Metody stosowane w mikrotechnice

W ciągu ostatnich kilkunastu lat rozwinęła się nowa dziedzina - MIKROTECHNIKA (określana też skrótem „MEMS” - od słów: Micro-Electro-Mechanical-Systems) [13], która polega na wykonywaniu - obecnie jeszcze w skali laboratoryjnej - różnego rodzaju urządzeń, w tym mikroczipów i mikromechanizmów (wraz z mikrosilnikami napędowymi) o wymiarach gabarytowych wynoszących od kilkudziesięciu mikrometrów do kilku milimetrów. Są to zwykle zintegrowane układy mechaniczno-elektroniczno-optyczne, do których wytwarzania wykorzystuje się:

- ◇ „mikromachining” - tj. rozwinięte i udoskonalone technologie stosowane dotychczas w produkcji układów scalonych (gdzie stosowanym materiałem podstawowym jest krzem), które pozwalają uzyskiwać elementy lub złożone urządzenia o grubościach zwykle wynoszących kilka do kilkunastu mikrometrów;
- ◇ technologię LIGA (skrót od niemieckich słów: Litography, Galvanoformung, Abformung), opracowaną w Centrum Badań Jądrowych w Karlsruhe (Niemcy), umożliwiającą uzyskiwanie elementów o grubościach od kilkudziesięciu do kilkuset mikrometrów i stosowanie dowolnych materiałów; technologia ta pozwala wytwarzać mikromechanizmy, w których mogą współpracować elementy wykonane z różnych, optymalnie dobranych materiałów, a nie tylko z krzemu;
- ◇ technologie stanowiące kombinacje metod stosowanych w mikrotechnice i metod konwencjonalnych.

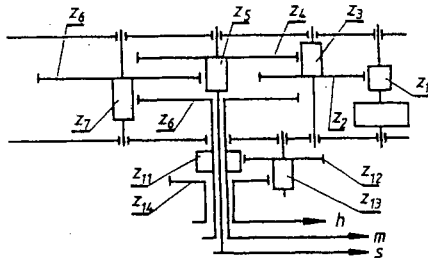
Cechą charakterystyczną metody „mikromachiningu” jest możliwość uzyskania - w jednym cyklu produkcyjnym - zintegrowanych mikroukładów zawierających np. część sensoryczną (mikroczipy), część sterującą (elektroniczno-informatyczną) i mikromechanizm wykonawczy (zawierający mikrosilnik obrotowy lub liniowy wraz z przekładnią zębatą) [14].

3. PRZYKŁADY ROZWIĄZAŃ KONSTRUKCYJNYCH MINIATUROWYCH PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

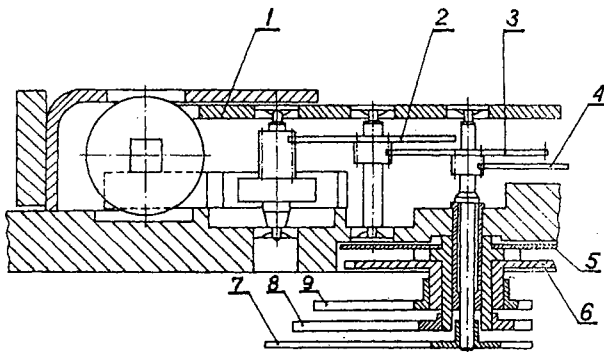
3.1. Wielostopniowe przekładnie zębate z kołami walcowymi

W miniaturowych **przekładniach napędowych** z reguły stosuje się zazębienie ewolwentowe drobnomodułowe o zarysie odniesienia zgodnym z PN [20] lub normą brytyjską [21]. Przekładnie te projektuje się według zasad opisanych w dostępnej literaturze, np. [17].

Jednym z najczęściej spotykanych typów przekładni zębatach z kołami walcowymi są **przekładnie zliczające**, które stosowane są w wielu współczesnych rozwiązaniach konstrukcyjnych drobnych mechanizmów, w tym - w zegarach i zegarkach z rezonatorem kwarcowym i analogowym elektromechanicznym urządzeniem wskazującym (rys. 4 i 5). Jak już wspomniano, ze względu na żądane małe wymiary gabarytowe tych przekładni dąży się do stosowania w nich możliwie dużych modułów uzębień, a więc liczby zębów współpracujących kół (przy zadanym przełożeniu przekładni) muszą być możliwie małe.



Rys. 4. Schemat kinematyczny przekładni zliczającej w mechanizmie zegarowym z rezonatorem kwarcowym i analogowym urządzeniem wskazującym [7]



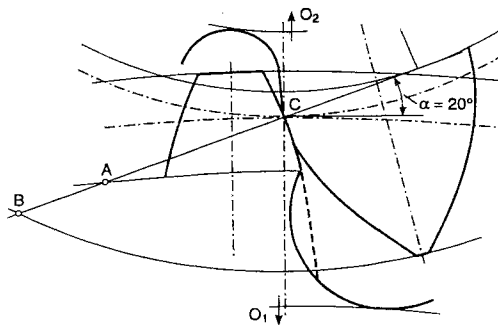
Rys. 5. Schemat konstrukcyjny przekładni zliczającej w mechanizmie zegarka narecznego [7].

1 – silnik skokowy, 2, 4 – koła pośrednie, 3 – koło sekundowe, 5 – koło minutowe,
6 – koło godzinowe, 7, 8, 9 – wskazówki: sekunda, minutowa i godzinowa

Dotychczas w zegarowych przekładniach zliczających stosuje się znormalizowane ząbienie ewolwentowe (np. wg. normy polskiej [21] lub brytyjskiej [22] - o liczbach zębów zębniaka $z_1 \geq 8$), natomiast w bardzo małych mechanizmach (np. w zegarkach naręcznych) - zmodyfikowane ząbienie cykloidalne (np. ząbienie „zegarowe szwajcarskie” [23] - o liczbach zębów zębniaka $z \geq 6$), jednak jest ono znacznie trudniejsze do wykonania niż ząbienie ewolwentowe.

Od przekładni zliczających nie jest wymagana stałość przełożenia (może ono być cyklicznie zmienne w granicach jednej podziałki), jednak stosowane w nich ząbienia muszą spełniać inne wymagania, które zostały sformułowane we wstępie (pkt. 1.2). Jednym z najważniejszych kryteriów decydujących o przydatności danego ząbienia do zegarowych przekładni zliczających, jest natomiast mała zmienność wartości wskaźnika momentu chwilowego m_{cI} oraz mały wpływ zmiany odległości (zwłaszcza rozsunęcia) osi współpracujących kół na zmiany tego wskaźnika [7].

W ramach grantu KBN [18], zrealizowanego w Instytucie Mikromechaniki i Fotoniki PW, przeanalizowano możliwości zastosowania w najmniejszych zegarowych przekładniach zliczających odpowiednio zmodyfikowanego ząbienia ewolwentowego - zamiast dotychczas stosowanego ząbienia zegarowego. Modyfikacja ta miała na celu umożliwienie zastosowania ząbienia ewolwentowego przy liczbach zębów zębniaka napędzającego $z_1 < 8$. Z przeanalizowanych propozycji wybrano zarys zmodyfikowany ewolwentowy o mocno podciętych zębach zębniaka (rys. 6) i podwyższonych zębach (wysokość głowy $h_a = 1,1 m$) [8, 9].



Rys. 6. Zmodyfikowane ząbienie ewolwentowe do przekładni zliczających [18]

Zarówno wstępne badania wykreślno-analityczne jak i szczegółowe badania doświadczalne [3] wykazały, że przy odległościach osi a w granicach a_0 do $a_0 + 0,2 m$ (gdzie: a_0 - nominalna odległość osi, m - moduł) graniczne maksymalne wartości wskaźnika momentu chwilowego na zębniaku napędzającym m_{cI} przy liczbach zębów $z_1 = (6 \text{ do } 8)$ - w ząbieniu o zmodyfikowanym zarysie ewolwentowym, są zbliżone do granicznych maksymalnych wartości tego wskaźnika w znormalizowanym ząbieniu ewolwentowym - przy liczbie zębów $z_1 = 8$. Wynika stąd, że przy określonej wartości modułu m opracowane zmodyfikowane ząbienie ewolwentowe pozwala uzyskać mniejsze wymiary przekładni niż w przypadku zastosowania znormalizowanego ząbienia ewolwentowego ($z_1 \geq 8$) lub takie wymiary jak w przypadku

zastosowania - trudniejszego do wykonania - zazębienia „zegarowego” ($z_1 \geq 6$). Nie bez znaczenia jest również to, że ze względu na możliwość wykonywania z niewielką dokładnością kół i zębników o nowym zarysie uzębienia, koszty ich wytwarzania będą znacznie niższe niż kół i zębników o znormalizowanym zarysie ewolwentowym, a tym bardziej - o zarysie „zegarowym”.

Problem uzyskania zmodyfikowanego zarysu ewolwentowego o podwyższonych zębach, który umożliwi wykonywanie zębników o liczbie zębów $z_1 < 8$ i który jednocześnie zapewni spełnienie podanych w pkt. 1.2 wymagań, jest niezwykle ważny z tego względu, że przekładnie tego typu są produkowane w skali masowej, przy wymaganej 100 % zamienności elementów przy montażu. Istotnym jest również fakt, że zamiast metalowych kół zębatych wykonywanych metodami tradycyjnymi (np. frezowanie, wykrawanie kół), coraz więcej produkuje się mechanizmów zegarowych z kołami zębatymi z tworzyw sztucznych (odlewanych wtryskowo), które obciążone są dodatkowymi odchyłkami wymiarowymi (skurcz odlewniczy, zmiana wymiarów pod wpływem zmiany wilgotności, starzenie się tworzywa itp.). Jest to powodem znacznych zmian głębokości przenikania współpracujących zarysów, zwłaszcza ich rozsuwania.

W **mikromechanizmach** stosuje się walcowe koła zębate o modułach nawet mniejszych od $1 \mu\text{m}$ i średnicach od kilkunastu do kilkudziesięciu mikrometrów. Koła te wytwarza się zarówno techniką mikromachiningu w krzemie jak i metodą LIGA, a niekiedy także innymi technologiami [13, 14].

3.2. Przekładnie planetarne

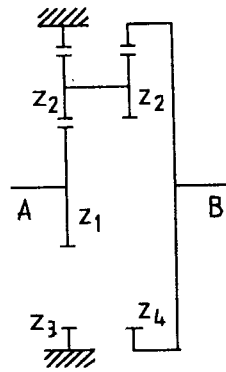
W przeciwieństwie do klasycznych wielostopniowych przekładni zębatych przekładnie planetarne charakteryzują się małymi objętościami przy osiąganych dużych ich przełożeniach. Przekładnie planetarne typu klasycznego (jedno- lub wielostopniowe) stosuje się m.in. w małogabarytowych motoreduktorach firmy Portescap [25].

W Instytucie Mikrotechniki w Moguncji do opisanego powyżej mikrosilnika reluktancyjnego o średnicy 2 mm (rys. 1) opracowano reduktor zębata w postaci przekładni planetarnej - zintegrowanej z silnikiem (całkowita długość silnika wraz z przekładnią wynosi ok. 7,5 mm). W przekładni tej zastosowano trzy koła-satelity (rys. 6) współpracujące z dwoma wieńcami o uzębieniu wewnętrznym, z których jeden jest nieruchomy, i zębnikiem osadzonym na wałku wirnika; zębni ten jest samocentrujący się i wobec tego przekładnia jednocześnie spełnia rolę jednego z łożysk wałka wirnika [5, 16]. Jest to tzw. przekładnia Wolframa (Ulrich Wolfram opublikował swój pomysł w 1912 r. [4]).

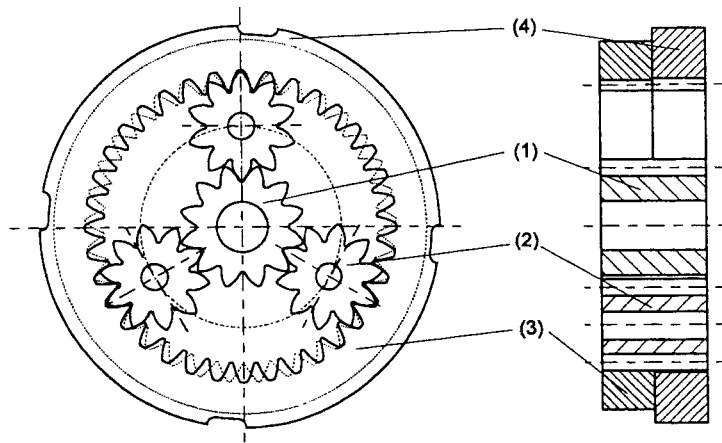
Liczby zębów kół są następujące: $z_1 = 12$; $z_2 = 10$; $z_3 = 33$; $z_4 = 36$. Wobec tego przełożenie przekładni wynosi:

$$i_{AB} = \frac{n_A}{n_B} = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3}{z_4}} = \frac{1 + \frac{33}{12}}{1 - \frac{33}{36}} = 45$$

Schemat konstrukcyjny tej przekładni przedstawiony jest na rys. 7. Wszystkie koła zębate wykonywane są ze stopu niklu z żelazem - techniką LIGA.



Rys. 7. Schemat kinematyczny przekładni planetarnej opracowanej w IMM [5, 16]



Rys. 8. Schemat konstrukcyjny przekładni planetarnej opracowanej w IMM [16]

Również w instytucie IMM w Moguncji, we współpracy z Instytutem Faulhabera, do opracowanego tam silnika synchronicznego (rys. 2) zaprojektowano i uruchomiono seryjną produkcję najmniejszego w świecie reduktora zębatego [2] w postaci trzystopniowej przekładni planetarnej typu klasycznego (średnica zewnętrzna 1,9 mm, grubość 3,7 mm), zintegrowanej z silnikiem. Podobnie jak w poprzedniej wersji, w pojedynczym stopniu tej przekładni zastosowano trzy koła-satelity, jednak współpracują one tylko z jednym nieruchomym wieńcem o uzębieniu wewnętrznym o liczbie zębów $z_3 = 26$. Liczba zębów koła słonecznego wynosi $z_1 = 10$, a liczba zębów kół satelitalnych $z_2 = 8$. Przełożenie jednego stopnia wynosi:

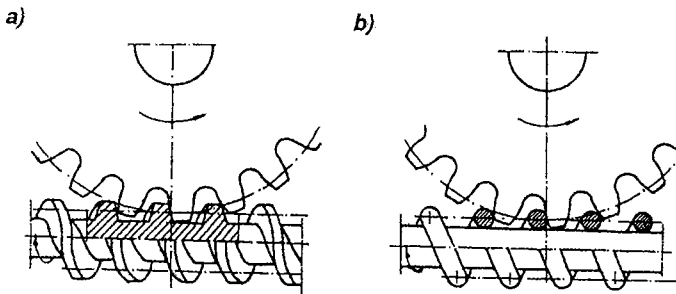
$$i_{AB} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{26}{10} = 3,6$$

Przełożenie trójstopniowej przekładni planetarnej wyniesie zatem ok. 46,7 tj. w przybliżeniu tyle ile wynosi przełożenie jednego stopnia w poprzedniej wersji przekładni. Całkowita długość silnika wraz z przekładnią, w zależności od liczby stopni przełożenia, wynosi od 8,0 do 9,6 mm, a maksymalna wartość momentu obciążenia przekładni - 150 μNm [24].

3.3. Przekładnie ślimakowe

W maszynach i urządzeniach precyzyjnych stosuje się z reguły przekładnie ślimakowe o stałym przełożeniu [20], przy czym w przeważającej większości przypadków są to przekładnie redukcyjne (przełożenie $i = z_2/z_1 > 1$). Natomiast w drobnych mechanizmach, gdy nie jest wymagane stałe przełożenie, najczęściej stosuje się przekładnie ślimakowe o odmiennych od maszynowych rozwiązaniach konstrukcyjnych, przy czym ślimak może być elementem czynnym, np. w różnego rodzaju redukcyjnych przekładniach zliczających (w mechanizmach zegarowych z rezonatorem kwarcowym, licznikach energii elektrycznej, anemometrach itp.), lub też elementem biernym, np. w przekładniach przyspieszających do napędu regulatorów ciernoodśrodkowych lub wiatraczkowych (w mechanizmach bicia zegarów mechanicznych, w mechanizmach pozytywek itp.).

Oprócz przekładni ślimakowych o stałym przełożeniu (rys. 9 a), w wielu rodzajach drobnych mechanizmów mogą być stosowane przekładnie ślimakowe o uproszczonej konstrukcji (rys. 9 b), których przełożenie chwilowe może być zmienne w zakresie jednej podziałki [7, 17].

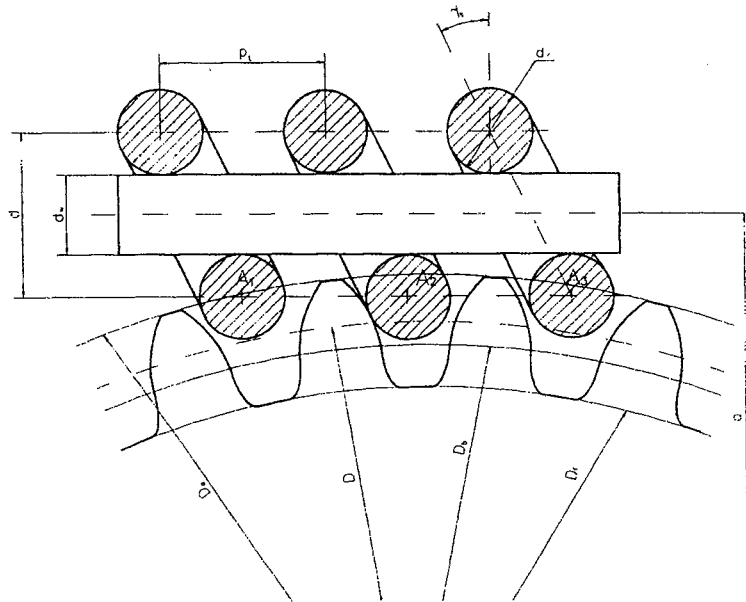


Rys. 9. Przekładnie ślimakowe stosowane w drobnych mechanizmach: a) ze ślimakiem frezowanym lub szlifowanym z pełnego pręta, b) ze ślimakiem o zwoju wykonanym z drutu

W trakcie realizacji prac naukowo-badawczych dotyczących drobnomodułowych przekładni ślimakowych, prowadzonych w Instytucie Mikromechaniki i Fotoniki PW, jako szczególnie interesujące, a jednocześnie mało dotychczas zbadane, uznano ząbienie, w którym jako ślimacznica zastosowane jest zwykłe koło zębate z zębami skośnymi albo prostymi o zarysie ewolwentowym (wykonane z blachy lub tworzywa sztucznego), natomiast ślimak jest wykonany w ten sposób, że zwój ślimaka jest utworzony przez nawinięcie drutu na gładki pręt stalowy (rys. 9 b). Zaletą tego rozwiązania jest łatwość wykonania ślimaka przy jednocześnie małych wymiarach przekładni.

Tego rodzaju uproszczone przekładnie ślimakowe mogą znaleźć powszechne zastosowanie w małych i bardzo małych, a jednocześnie tanich, mechanizmach zliczających. Warunkiem ich prawidłowego działania jest m.in. odpowiedni dobór skoku zwoju ślimaka do podziałki zastosowanego koła zębatego spełniającego rolę ślimacznicy.

Opracowanie teorii oraz zasad projektowania tego rodzaju uproszczonych przekładni ślimakowych jest przedmiotem ostatnio zrealizowanego w Instytucie Mikromechaniki i Fotoniki PW grantu KBN [19].



Rys. 10. Geometryczne parametry uproszczonej przekładni ślimakowej

Projektowanie przekładni ślimakowej redukcyjnej ze ślimakiem o zwoju wykonanym z drutu (o przekroju kołowym) i ślimacznica o zębach ewolwentowych (rys. 10) może przebiegać według następującego porządku:

- założenie parametrów uzębienia koła zębatego (ślimacznicy): liczby zębów z , modułu m i ewentualnie kąta pochylenia zęba γ (jeśli koło to ma znaczną grubość),
- określenie średnicy d_t drutu (zwoju ślimaka) oraz średnicy d_w trzpienia,
- ustalenie odległości osi a dla zadanej wartości luzu obwodowego,
- dobór podziałki osiowej p_t ślimaka,
- określenie (w miarę potrzeby) innych parametrów przekładni, np. przełożenia chwilowego, sprawności, itp.

Wzory określające zależności geometryczne pomiędzy ślimakiem i kołem ślimakowym są dość złożone [11, 15]. Biorąc to pod uwagę uznano za konieczne opracowanie obliczeniowego programu komputerowego wspomagającego projektowanie tego rodzaju przekładni ślimakowych. Program ten nie tylko przyspiesza obliczenia, ale umożliwia ponadto sprawdzenie wielu wariantów parametrów ślimaka i wybór wariantu optymalnego.

Aby zapewnić możliwie dużą sprawność i dużą trwałość drobnomodułowych przekładni ślimakowych, należy stosować obróbki umożliwiające uzyskanie małej chropowatości powierzchni współpracujących, zwłaszcza ślimaka.

4. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

- 4.1. Miniaturowe **przekładnie napędowe** z kołami walcowymi projektuje się według zasad opisanych w dostępnej literaturze. Stosując przekładnie planetarne można uzyskać duże przełożenia przy bardzo zwartej konstrukcji, a więc małej jej objętości.
- 4.2. W miniaturowych **przekładniach zliczających**, w których przenoszone momenty są małe i nie jest wymagana stałość przełożenia, celowe jest stosowanie zazębienia o przełożeniu cyklicznie zmiennym w zakresie jednej podziałki. Zaletą takiego zazębienia jest to, że przez odpowiedni dobór parametrów geometrycznych zarysów zębów współpracujących kół (w przekładni z kołami walcowymi) lub zarysów zwoju ślimaka i zębów ślimacznicy (w przekładni ślimakowej) można ustalić położenie odcinka przyporu w taki sposób, aby warunki pracy przekładni były najbardziej korzystne [7]. Dlatego celowym jest stosowanie w przekładniach zliczających zmodyfikowanego zazębienia ewolwentowego (pkt. 3.1) oraz uproszczonego zazębienia ślimakowego (pkt. 3.3). Pozwoliłoby to uzyskać znaczne korzyści technologiczne i ekonomiczne.
- 4.3. W celu ułatwienia doboru parametrów przekładni redukcyjnych ze ślimakiem o zwoju wykonanym z drutu, w ramach pracy [19] opracowano komputerowy program obliczeniowy; program ten wydatnie wspomaga projektowanie tego rodzaju przekładni.
- 4.4. Rozwój mikrotechniki prowadzi do budowy nowych rodzajów mikromechanizmów, w tym takich, które samodzielnie mogą wykonywać złożone zadania lub będą elementami złożonych makrosystemów. Rozwój ten odbywa się zarówno przez miniaturyzację tradycyjnych mechanizmów charakterystycznych dla mechaniki precyzyjnej - przy zastosowaniu coraz dokładniejszych technik obróbkowych, jak i przez wykorzystywanie nowych technologii - „mikromachiningu” na krzemie, techniki LIGA i innych (brak konieczności montażu), a także przez rozwój inżynierii materiałowej i mikrotrybologii.
- 4.5. Mikromechanizmy są szczególną grupą *urządzeń mechatronicznych* stanowiących zintegrowane urządzenia mechaniczno-elektroniczne zawierające zarówno sensory jak i zespoły wykonawcze sterowane za pomocą układów informatycznych [6, 13, 14]. Wydaje się, że w bieżącym stuleciu mikromechanizmy zdominują rozwój techniki. Ich szczególną rolę przewiduje się w medycynie jako zdalnie sterowanych inteligentnych mikrorobotów pełniących w organizmie człowieka wielorakie funkcje terapeutyczne, w tym wykonywanie zabiegów chirurgicznych.

LITERATURA

- [1] Beckord U., Bessey R.: *Mikromotoren gewinnen Schwung*. FEIWERKTECHNIK & MIKROTECHNIK 1997, Nr 11-12, s. 850-852.
- [2] Beckord U., Bessey R., Thüringen Ch.: *Das kleinste Planetengetriebe der Welt*. FEIWERKTECHNIK & MIKROTECHNIK 1998, Nr 1-2.
- [3] Czerwiec W.: *System pomiarowy do badania niedokładności kinematycznej drobnomodułowych przekładni zębatych*. PAR 1997, nr 5-6, s. 15-17.
- [4] Klein B.: *Das Wolfromgetriebe - eine Planetengetriebebauform für hohe Übersetzungen*. FEIWERKTECHNIK & MIKROTECHNIK 1981, Nr 4, s. 177-184.
- [5] Krause W.: *Zahnradgetriebe für Kleinst- und Mikromotoren*. VDI-BERICHT Nr 1269 (1996). VDI Verlag, s. 225-234.

- [6] Morecki A., Mrugalski Z.: *Mikromechanizmy i mikroroboty*. III Międzynar. Konferencja AUTOMATION'99 w Warszawie, 24 - 26.03.1999 r. Zbiór referatów, s. 7-24, Wyd. Przem. Instytutu Automatyki i Pomiarów, Warszawa 1999.
- [7] Mrugalski Z.: *Zespoły funkcjonalne urządzeń zegarowych i tachometrycznych*. Wyd. Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1991, s. 59-88.
- [8] Mrugalski Z.: *Modifizierte Evolventenverzahnung für Kleinstgetriebe*. FEIWERKTECHNIK & MIKROTECHNIK 1996, Nr 7-8, s. 577-578.
- [9] Mrugalski Z.: *Zmodyfikowane zazębienie ewolwentowe do zegarowych przekładni zliczających*. PAR 1997, nr 1 (cz. I - s. 18-21) oraz nr 2 (cz. II - s. 15-18).
- [10] Mrugalski Z.: *Elektryczne napędy miniaturowych urządzeń precyzyjnych i mikromechanizmów*. XII Międzynarodowe Sympozjum MIKROMASZYNY I SERWONAPĘDY (MiS'2000), Kamień Śląski, 10 - 14.09.2000. Zbiór referatów, tom II, s. 324-333, Wyd. Instytutu Elektrotechniki w Warszawie.
- [11] Mrugalski Z.: *Miniaturowe przekładnie ślimakowe o uproszczonych zarysach zębów*. 16. Konferencja Naukowo-Techniczna KOŁA ZĘBATE'2000, Poznań 15.11.2000 r. Materiały konferencyjne, s. 95 -102. Wyd. Komisja Budowy Maszyn PAN, Oddz. w Poznaniu, Poznań 2000.
- [12] Mrugalski Z.: *Miniaturowe silniki skokowe stosowane w mechanizmach zegarowych*. PAR 2001, nr 7-8, s. 14-17.
- [13] Mrugalski Z., Rymuza Z.: *Mikrotechnika - MEMS*. PAK, 1993, nr 6, s. 133-137.
- [14] Mrugalski Z., Rymuza Z.: *Mikromechanizmy*. PAR 1998, nr 6 (cz. I - s. 4-9) oraz nr 7-8 (cz. II - s. 5-9).
- [15] Mrugalski Z., Mościcki W., Odej A.: *Worm gear with a worm having circular section of the thread*. THE ARCHIVE OF MECHANICAL ENGINEERING, Vol. XLVIII, 2001, Nr 3, s. 207-216.
- [16] Thüringen Ch., Ehrfeld W., Hageman B. i inni: *Gesichtspunkte beim Miniaturisieren von Umlaufrädergetrieben*. VDI-BERICHT Nr 1269 (1996). VDI Verlag, s. 235-243.
- [17] Praca zbiorowa pod kier. W. Oleksiuka: *Konstrukcja przyrządów i urządzeń precyzyjnych*. Rozdz. 10. - *Przekładnie zębate i z paskiem zębatym* (autor: Z. Mrugalski). WNT, Warszawa 1996, s. 480 - 520.
- [18] Raport z grantu KBN nr 7 7020 91 02 nt. „*Drobnomodułowe przekładnie zliczające o małej zmienności momentu chwilowego*” (kier. prof. Z. Mrugalski). Instytut Mikromechaniki i Fotoniki PW, Warszawa, 1993.
- [19] Raport z grantu KBN nr 7 T07C 011 17 pt. „*Miniaturowe przekładnie ślimakowe o specjalnej konstrukcji - analiza oraz optymalizacja cech geometrycznych i kinematycznych*” (kier. prof. Z. Mrugalski). Instytut Mikromechaniki i Fotoniki PW, Warszawa, październik 2001 r.
- [20] PN-78/M-88530. *Przekładnie zębate walcowe i stożkowe drobnomodułowe. Zarys odniesienia*.
- [21] PN-91/M-88 531. *Przekładnie ślimakowe walcowe drobnomodułowe. Zarys odniesienia*.
- [22] BS 978. *Fine Pitch Gears*. Part 1 (1968). *Involute Spur and Helical Gears*.
- [23] NHS-56704. *Engrenages. Mecanismes de rémontoir et de mise à l'heure. Dentures épicycloïdales corrigées*.
- [24] Katalogi mikrosilników firmy FAULHABER-MOTOREN, Dr Fritz Faulhaber GmbH & Co, Schönaich (RFN).
- [25] Katalogi mikrosilników firmy Portescap, La Chaux-de-Fonds (Szwajcaria).