

POLSKIEJ RZECZYPOSPOLITEJ LUDOWEJ

OPIS PATENTOWY

Nr 43792

48 e, 3/00
Kl. 49 a, 3/01

Mgr inż. Miłosz Wnuk

Kraków, Polska

Bezgitarowy zespół uzupełniający skrzynki posuwów gwintowych do nacinania gwintów metrycznych, calowych, modułowych i diametral pitch na tokarce uniwersalnej

Patent trwa od dnia 25 czerwca 1959 r.

Przedmiotem wynalazku jest zespół uzupełniający skrzynki posuwów gwintowych tokarki uniwersalnej, umożliwiającej realizowanie przełożeń proporcjonalnych do liczby 25,400, do liczby π oraz do liczby $\pi \cdot 25,400$ przy czym dokładność realizowanych przełożeń mieści się w granicach wymaganych tolerancji.

Wbudowany w skrzynkę posuwów gwintowych tokarki uniwersalnej zespół uzupełniający według wynalazku umożliwia nacinanie wszystkich rodzajów gwintów, a mianowicie: gwintów metrycznych, gwintów calowych, gwintów modułowych oraz gwintów diametral pitch wymaganych od nowoczesnej tokarki uniwersalnej.

W dotychczasowych rozwiązaniach konstrukcyjnych realizację tak zwanych „trudnych” przełożeń, mianowicie przełożeń proporcjonalnych do liczby 25,400 (gwinty calowe), liczby

π (gwinty modułowe) oraz liczby $\pi \cdot 25,400$ (gwinty DP), otrzymuje się przez tak zwaną „zewnętrzną zamianę jednostki” lub przez kombinowaną „zewnętrzno-wewnętrzną zamianę jednostki”. Zewnętrzną zamianę jednostki uzyskuje się przez dobranie odpowiedniego zestawu kół zmianowych w gitarze, tak aby możliwe było zrealizowanie żądanych przełożeń ($i_1 = 1:1$; $i_2 = C_1 \cdot 25,400$, $i_3 = C_2 \cdot \pi$; $i_4 = C \cdot \pi \cdot 25,400$) Jeżeli dokładność realizowanych przełożeń ma mieścić się w granicach zadanych tolerancji, a tego zwykle wymaga się, to dla każdego z wymienionych przełożeń potrzeba co najmniej czterech kół zębatach (wyjawszy przełożenie $i_1 = 1:1$, które może być w prosty sposób zrealizowane dokładnie za pomocą trzech lub dwóch kół zębatach) — zatem w sumie potrzeba tutaj zestawu co najmniej czternastu kół zębatach.

Zewnętrzno-wewnętrzna zamiana jednostki polega na realizowaniu przełożenia $i_s = C_2 \cdot \pi$ za pomocą kół zmianowych w gitarze (a więc ha zewnątrz skrzynki posuwów), a przełożenie $i_s = C_1 \cdot 25,400$ za pomocą przekładni o stałej odległości osi, składającej się z czterech kół

$$i_s = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{16}{38} \cdot \frac{31}{37} = \frac{1}{72} \cdot 25,400$$

zębatach (np. $i_s = \frac{1}{72} \cdot 25,400$), przy czym przekładnia ta mieści się wewnątrz skrzynki i jest sterowana dźwignią umieszczoną na kadłubie skrzynki posuwów. Również i w tym przypadku potrzeba co najmniej jedenastu kół zębatach (7 kół jako zestaw do gitary, 4 koła wewnątrz skrzynki).

Istotną cechą wymaganą od tego rodzaju przekładni jest ich dokładność, każda bowiem odchyłka od ścisłych wartości przełożeń (nie-dokładne zrealizowanie liczby 25,400 lub liczby π) odbija się natychmiast na dokładności skoku nacinanego gwintu, a wiadomo, że dopuszczalne odchyłki skoków są bardzo małe. Zewnętrzno-wewnętrzna zamianę jednostki stosuje się w wielu bardziej nowoczesnych tokarkach uniwersalnych, zewnętrzna zamiana jednostki (tj. tylko za pomocą gitary) jest już obecnie przestarzała. Wiadomo, że gitara oraz przekładnia ze stożkiem Nortona są najmniej sztywnymi mechanizmami w łańcuchu kinematycznym: wrzeczono — śruba pociągowa. W nowoczesnej tokarce uniwersalnej usunięto przekładnię Nortona zastępując ją zespołem przekładni o stałej odległości osi (tzw. „beznortonowy zespół podstawowy”). Każdą nowoczesną obrabiarkę wyposaża się w silnik o coraz to większej mocy, a wówczas sztywność wszystkich układów odgrywa coraz większą rolę.

Ważnym zagadnieniem jest również prostota konstrukcji, prostota i łatwość obsługi oraz prostota sterowania. Gitara — jakkolwiek zezwala na dokładne realizowanie żądanych przełożeń (tzn. w granicach wymaganych tolerancji) — nie spełnia jednakże ani warunku sztywności, ani warunku prostoty obsługi (duże czasy przygotowawcze przy wymianie kół). Wymienione wyżej wady usuwa całkowite wyeliminowanie gitary i zastąpienie jej „bezgitarowym zespołem uzupełniającym” wbudowanym w skrzynkę posuwów i sterowanym dźwignią, mieszczącą się na jej kadłubie. Bezgitarowy zespół uzupełniający daje:

- 1) tę samą dokładność realizowanych przełożeń co i gitara (każde przełożenie jest realizowane za pomocą co najmniej czterech

$$\text{kół zębatach} - i = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \gamma$$

- 2) dostateczną sztywność,
- 3) prostą konstrukcję oraz prostą obsługę i sterowanie,
- 4) ekonomiczność, tzn. liczba kół i wałków zastosowanych do budowy mechanizmu nie przekracza liczby kół zębatach i liczby wałków gitary.

Mechanizm ten zezwala na całkowicie wewnętrzna zamianę jednostki.

Bezgitarowy zespół uzupełniający może być wbudowany bezpośrednio w skrzynkę posuwów, tzn. koła zębata zespołu według wynalazku mogą być osadzone wprost na wałkach zespołu podstawowego (lub na wałkach zespołu uwielokrotniającego) w skrzynce posuwów, lub też zespół ten może stanowić zespół dodatkowy z wałkami współosiowymi do wałków zespołu podstawowego. Zespół jest sterowany dźwignią mieszającą się na kadłubie skrzynki posuwów.

Zespół według wynalazku jest zespołem przekładni o stałej odległości osi, a więc ma budowę analogiczną do beznortonowych zespołów podstawowych, i taka właśnie konstrukcja gwarantuje dostateczną jego sztywność.

W dalszym ciągu wynalazek zostanie szczegółowiej opisany na podstawie rysunków, przy czym fig. 1 przedstawia schemat kinematyczny najkorzystniejszego przykładu wykonania wynalazku, fig. 2a, 3a, 4a, 5a — poszczególne położenia kół dające poszczególne przełożenia, fig. 2b, 3b, 4b i 5b — odpowiednie położenia dźwigni sterującej, umieszczonej na kadłubie skrzynki posuwów, fig. 6 — schemat kinematyczny odmiany wykonania wynalazku.

Zgodny z wynalazkiem zespół uzupełniający skrzynki posuwów gwintowych tokarki, przedstawiony w schemacie kinematycznym na fig. 1 składa się tylko z siedmiu kół zębatach rozmieszczonych na trzech wałkach, co pozwala uzyskać teoretyczną szerokość zespołu uzupełniającego równą zaledwie pięciu szerokościom współpracujących kół zębatach. Pary kół zębatach 1 i 5 oraz 7 i 4 są osadzone przesuwnie na wałkach I i III (na przykład na wielowypustach), natomiast pozostałe koła zębata są osadzone na stałe na wałku II.

Napęd podawany jest na wałek I, odbierany zaś — z wałka III.

Cały zespół daje się łatwo wbudować w skrzynkę posuwów tokarki (dzięki konstrukcji analogicznej do konstrukcji zespołu podstawowego), a zatem wszystkie przełożenia uzyski-

wane przez zespół podstawowy oraz zespół uwielokrotniający (multiplikator), są mnożone przez przełożenie zespołu uzupełniającego.

Układ według wynalazku daje następujący ciąg przełożeń:

$$i_1 = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_2}{Z_7} = \frac{a}{b} \cdot \frac{b}{a} = 1:1$$

$$i_2 = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{a}{b} \cdot \frac{a}{b} = C_1 \cdot 25,400$$

$$i_3 = \frac{Z_5}{Z_6} \cdot \frac{Z_2}{Z_7} = \frac{c}{d} \cdot \frac{b}{a} = C_2 \cdot \pi$$

$$i_4 = \frac{Z_5}{Z_6} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{c}{d} \cdot \frac{a}{b} = i_2 \cdot i_3 = C \cdot 25,400 \cdot \pi$$

przy czym C_1 i C_2 są stałymi, uzależnionymi od wybranego szeregu uzyskiwanych posuwów gwintowych, a $C = C_1 \cdot C_2$.

Jak widać przełożenia te uzyskuje się za pomocą dwóch par kół zębatach, a więc tak samo jak w tradycyjnym rozwiązaniu z wymiennymi kołami gitary. Jak wynika z tego dokładność przełożeń zgodnego z wynalazkiem zespołu uzupełniającego jest tego samego rzędu co i dokładność uzyskiwana dotychczas przy stosowaniu gitary.

Zgodny z wynalazkiem zespół uzupełniający umożliwia wyeliminowanie gitary i daje możliwość uzyskiwania przełożeń do nacinania wszelkiego rodzaju gwintów: metrycznych przy przełożeniu i_1 , calowych przy przełożeniu i_2 , modułowych przy przełożeniu i_3 i diametral pitch przy przełożeniu i_4 . Liczby zębów zostały dobrane w taki sposób, że spotyka się tu tylko cztery różne liczby zębów a, b, c, d przy ogólnej liczbie kół zębatach zespołu równej siedmiu. W najkorzystniejszym przykładzie wykonania zgodnego z wynalazkiem zespołu poszczególne koła mają następujące liczby zębów:

$$Z_1 = Z_3 = Z_7 = a \quad Z_2 = Z_4 = b \quad Z_5 = c \quad Z_6 = d$$

Ze względu na przesuw koła 4 pod kołem 6 musi być spełniony warunek:

$$Z_4 - Z_6 \geq 4$$

Układ uzupełniający może być sterowany dźwignią w klasycznym układzie „H” (fig. 1b), albo za pomocą krzywki bębnowej, zastosowanej w dowolny znany sposób. Fig. 2a, 3a, 4a

i 5a przedstawiają położenia kół zębatach, a fig. 2b, 3b, 4b i 5b — położenia dźwigni sterującej w układzie „H” dla nacinania odpowiednio — gwintu metrycznego, gwintu calowego, gwintu modułowego i gwintu diametral pitch, przy założeniu, że śruba pociągowa tokarki ma gwint metryczny.

Liczba zębów poszczególnych kół zgodnego z wynalazkiem zespołu uzupełniającego może na przykład wynosić:

$$Z_1 = Z_3 = Z_7 = 42 \quad Z_2 = Z_4 = 50 \quad Z_5 = 66 \quad Z_6 = 25 \\ Z_4 - Z_6 = 50 - 25 = 25$$

i wówczas

$$C_1 = \frac{1}{36} \quad C_2 = 1 \quad \text{oraz} \quad C = \frac{1}{36}$$

W tym przypadku wszystkie koła zębata mogą mieć ten sam moduł (ponieważ współpracujące ze sobą pary kół zębatach mają tę samą sumę liczb zębów lub sumę nieznacznie się różniącą — o jeden ząb).

W innym doborze liczby zębów kół może zachodzić konieczność zastosowania kół o różnych modułach. Fig. 6 przedstawia schemat kinematyczny odmiany bezgitarowego zespołu uzupełniającego — jest to mechanizm rozwiązany w układzie dwuwałkowym (wałki I i III są współosiowe). Składa się on z sześciu kół zębatach oraz dwu sprzęgieł — S_1 i S_2 . Teoretyczna długość zespołu wynosi osiem szerokości koła zębatego, natomiast gabaryt w kierunku poprzecznym do osi wałków jest znacznie mniejszy niż w układzie przedstawionym na fig. 1. Liczby zębów kół zębatach mechanizmu muszą być dobrane następująco:

$$Z_1 = c \quad Z_2 = d \quad Z_3 = Z_5 = a \quad Z_4 = Z_6 = b$$

Ciąg przełożeń uzyskiwanych oraz pozostałe właściwości mechanizmu są identyczne jak w przypadku mechanizmu trójwałkowego.

Zastrzeżenie patentowe

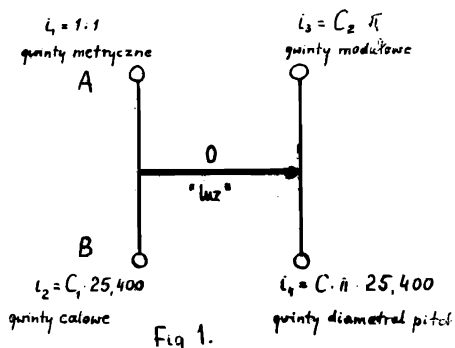
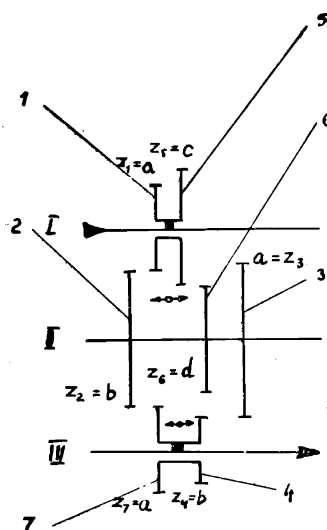
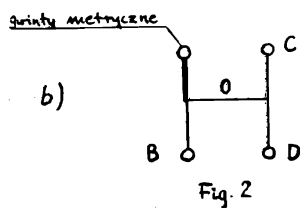
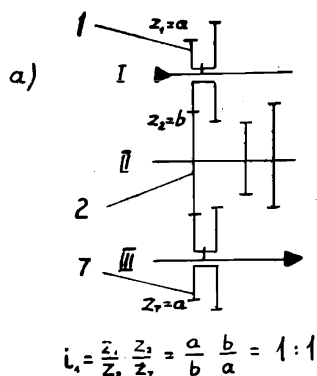
Bezgitarowy zespół uzupełniający skrzynki posuwów gwintowych do uzyskiwania ciągu przełożeń, koniecznych do zamiany jednostki przy nacinaniu gwintów metrycznych, calowych, modułowych i diametral pitch, na tokarce uniwersalnej, znamieny tym, że składa się z kół zębatach osadzonych wprost na wałkach zespołu podstawowego i jest sterowany za pomocą dźwigni umieszczonej na kadłubie skrzynki posuwów, przy czym każde przełożenie

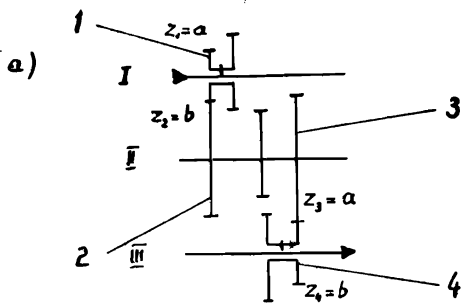
uzyskiwane jest za pomocą czterech kół zębata-
tych, a przez specjalny dobór liczby zębów za-
stosowanych kół zębatach, wymagany ciąg
przełożeń dla wszystkich rodzajów gwintów
uzyskuje się za pomocą tylko sześciu lub sied-

miu kół zębatach, osadzonych na dwóch lub
trzech wałkach.

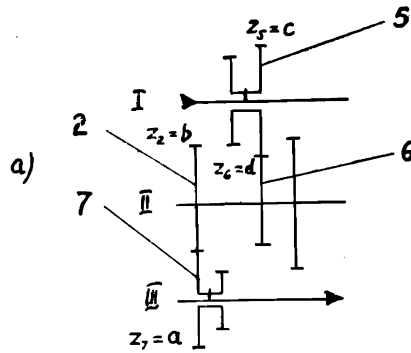
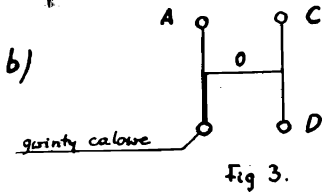
Mgr inż. Miłosz Wnuk

Zastępca: dr Adam Ponikło
rzecznik patentowy

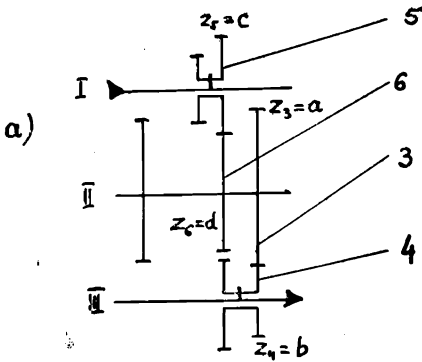
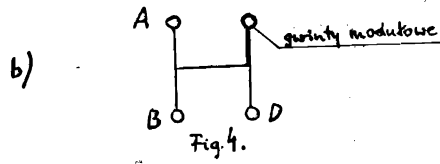




$$i_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{a}{b} \cdot \frac{a}{b} = C_1 \cdot 25,400$$



$$i_3 = \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_2}{z_7} = \frac{c}{d} \cdot \frac{b}{a} = C_2 \cdot \pi$$



$$i_4 = \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{c}{d} \cdot \frac{a}{b} = C \cdot \pi \cdot 25,400$$

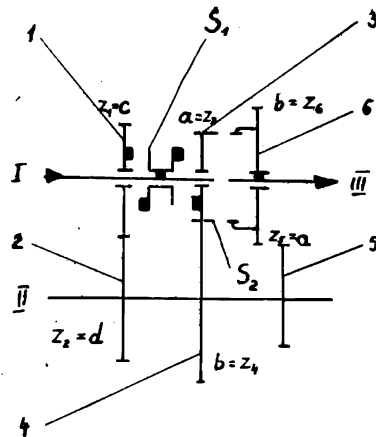
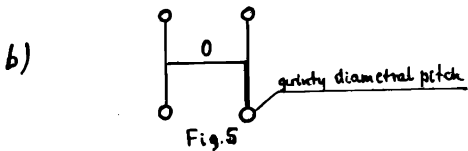


Fig. 6.