

RZECZPOSPOLITA  
POLSKA



Urząd Patentowy  
Rzeczypospolitej Polskiej

(12) **OPIS PATENTOWY** (19) **PL** (11) **227719**

(13) **B1**

(21) Numer zgłoszenia: **412660**

(22) Data zgłoszenia: **23.10.2013**

(86) Data i numer zgłoszenia międzynarodowego:

**23.10.2013, PCT/EP13/072122**

(87) Data i numer publikacji zgłoszenia międzynarodowego:

**19.06.2014, WO14/090468**

(51) Int.Cl.

**B62D 5/04 (2006.01)**

**B60T 13/74 (2006.01)**

**F16H 1/22 (2006.01)**

---

(54) **Urządzenie przekładniowe i elektromotoryczny wzmacniacz siły hamowania**

---

(30) Pierwszeństwo:

**12.12.2012, DE, 102012222949.3**

(43) Zgłoszenie ogłoszono:

**18.07.2016 BUP 15/16**

(45) O udzieleniu patentu ogłoszono:

**31.01.2018 WUP 01/18**

(73) Uprawniony z patentu:

**ROBERT BOSCH GMBH, Stuttgart, DE**

(72) Twórca(y) wynalazku:

**REMY GARNIER, Remseck, DE**

**WILLI NAGEL, Remseck / Hochdorf, DE**

(74) Pełnomocnik:

**rzecz. pat. Jan Niewieczerzał**

---

**PL 227719 B1**

## Opis wynalazku

Przedmiotem wynalazku jest urządzenie przekładniowe. Poza tym przedmiotem wynalazku jest elektromotoryczny wzmacniacz siły hamowania.

Stan techniki

W publikacji DE 10 2009 027 468 A1 jest opisany układ przenoszenia napędu. Układ przenoszenia napędu zawiera napęd, połączony z napędem wału ślimakowy, dwa koła ślimakowe, które są zazębione z wałem ślimakowym, i dwa zębniiki, z których każdy może się obracać wspólnie z przyporządkowanym kołem ślimakowym spośród obu kół ślimakowych. Poza tym układ przenoszenia napędu zawiera podwójnie uzębiony element z pierwszym rzędem zębów i drugim rzędem zębów, z których każdy jest zazębiony z jednym z obu zębniików.

Ujawnienie wynalazku

Wynalazek tworzy urządzenie przekładniowe o cechach zastrzeżenia 1 i elektromotoryczny wzmacniacza siły hamowania o cechach zastrzeżenia 9.

Zalety wynalazku

Niniejszy wynalazek umożliwia realizację urządzenia przekładniowego, którego tolerancje statyczne i dynamiczne (tutaj ich łańcuch tolerancji) mogą być kompensowane bez naprężania urządzenia przekładniowego. Pod pojęciem tolerancji statycznych można rozumieć tolerancje, które powstają po montażu przekładni i/lub nie zmieniają się w trakcie pracy urządzenia przekładniowego. Tego rodzaju tolerancje statyczne stanowi np. przesunięcie kątowe pomiędzy kołem ślimakowym i uzębieniem zębniika i/lub przesunięcie osiowe pomiędzy obiema, ukształtowanymi na przestawnych tłokach zębatkami, które znajdują się w stanie zazębienia z obydwoma zębniikami. Pod pojęciem tolerancji dynamicznych mogą być rozumiane tolerancje, które ujawniają się w trakcie pracy urządzenia przekładniowego i/lub są zależne od drogi uruchamiania urządzenia przekładniowego. Tego rodzaju tolerancje dynamiczne mogą przykładowo stanowić odchylenia od ruchu obrotowego i błędy podziałki wszystkich biorących udział kół zębatych, ślimaków i/lub zębatek. Niniejszy wynalazek nadaje się zatem niezależnie do usuwania występujących tradycyjnie w przekładni zakłóceń funkcjonowania.

Równocześnie na urządzeniu przekładniowym ukształtowane są dwie ścieżki obciążeń w ten sposób, że występuje jedno korzystne rozgałęzienie mocy. Wskutek rozgałęzienia mocy powstaje kompaktowa przekładnia, która może przenosić stosunkowo duże siły. Jak zostanie to objaśnione bardziej dokładnie poniżej, niepożądane częściowe siły zazębienia na urządzeniu przekładniowym, pochodzące z obu zazębnień pomiędzy dwoma zębniikami i przyporządkowanymi im zębatkami, mogą się tak wzajemnie znosić, że jest na nie wywierana tylko jedna siła, zwrócona w żądanym kierunku przestawiania przestawnego tłoka. Powoduje to korzystną dobrą przestawność przestawnego tłoka w żądanym kierunku przestawiania.

Korzystnie, przestawny tłok jest przestawny prostopadle do osi przestawiania o drogę pływania wynoszącą co najmniej 0,8 mm. Przy tak dużej drodze pływania opisane powyżej tolerancje statyczne i dynamiczne mogą być skutecznie kompensowane bez naprężania urządzenia przekładniowego.

W szczególności przestawny tłok może być tak prowadzony pływająco pomiędzy pierwszym zębniikiem i drugim zębniikiem, że pomiędzy pierwszym zębniikiem i przestawnym tłokiem oraz pomiędzy drugim zębniikiem i przestawnym tłokiem ukształtowany jest każdorazowo offset odstępu osiowego wynoszący co najmniej  $\pm 0,3$  mm. Pod pojęciem offsetu odstępu osiowego równego  $\pm 0,3$  mm należy w tym przypadku rozumieć, że z „pozycji wyjściowej” zębów zębniika/zębów zębatki oba zazębienia jako całość są odsuwane od siebie o 0,3 mm. Wynika stąd luz na bokach zarysu zębów, który jest wyraźnie większy niż przy tradycyjnym kształcie uzębienia, w którym offset odstępu osiowego wynosi  $\pm 0,1$  mm.

Pomiędzy pierwszym zębniikiem i przestawnym tłokiem oraz pomiędzy drugim zębniikiem i przestawnym tłokiem może być także każdorazowo utworzony offset odstępu osiowego wynoszący co najmniej  $\pm 0,4$  mm. Korzystne obustronne ukształtowanie stosunkowo dużej drogi pływania przestawnego tłoka prostopadle do osi przestawiania umożliwia korzystne kompensowanie tolerancji bez dodatkowych elementów konstrukcyjnych i bez dodatkowej przestrzeni montażowej.

W korzystnej postaci wykonania można zdefiniować środkową płaszczyznę zębniików, która przecina centralnie odpowiednio pierwszy zębniik i drugi zębniik, przy czym przestawny tłok jest prowadzony pływająco w środkowej płaszczyźnie zębniików wyłącznie za pomocą pierwszego zazębienia pierwszego zębniika z pierwszym rzędem zębów przestawnego tłoka i za pomocą drugiego zazębienia drugiego zębniika z drugim rzędem zębów przestawnego tłoka. Jak zostanie to objaśnione bardziej

dokładnie poniżej, pozwala to na korzystne samoustawianie przestawnego tłoka w położeniu środkowym względem obu zębników.

Poza tym pierwsza liczba przyporu pierwszego zazębienia może być większa/równa 1 lub druga liczba przyporu drugiego zazębienia może być większa/równa 1. W szczególności pierwsza liczba przyporu pierwszego zazębienia może być większa/równa 1,05 lub druga liczba przyporu drugiego zazębienia może być większa/równa 1,05. W ten sposób można zapobiec przeciążeniu uzębienia i niedokładnemu ruchowi obrotowemu (biciu) uzębienia.

W korzystnej postaci wykonania na urządzeniu przekładniowym jest zrealizowana funkcja wagi sił. Dzięki wykonywanej wskutek tego automatycznej samoregulacji przestawnego tłoka w trakcie całej pracy urządzenia przekładniowego zapewnione jest beznaprężeniowe działanie.

Wymienione powyżej zalety są zapewnione również w elektromotorycznym wzmacniaczu siły hamowania z tego rodzaju urządzeniem przekładniowym, którego przestawny tłok ma postać tłoka wzmacniacza.

W korzystnym rozwinięciu ukształtowany w postaci tłoka wzmacniacza, przestawny tłok może być prowadzony w co najmniej jednej nachylonej względem środkowej płaszczyzny zębników płaszczyźnie prowadzenia za pomocą luzu promieniowego w otworze obudowy elektromechanicznego wzmacniacza siły hamowania. Ukształtowanie z odpowiednimi do tego powierzchniami naprowadzania na obudowie wzmacniacza siły hamowania jest proste do wykonania.

Krótki opis rysunków

Inne cechy i zalety niniejszego wynalazku zostaną objaśnione poniżej na podstawie figur rysunku. Poszczególne figury przedstawiają:

fig. 1a do 1e schematyczne zobrazowania ogólne i częściowe postaci wykonania urządzenia przekładniowego; i

fig. 2a do 2c częściowe zobrazowania różnych przekładni, przy czym fig. 2a ukazuje przykład postaci wykonania z fig. 1a do 1e, a przekładnie z fig. 2b i 2c nie są postaciami wykonania wynalazku.

Postaci wykonania wynalazku

Figury 1a do 1e ukazują schematyczne zobrazowania ogólne i częściowe jednej postaci wykonania urządzenia przekładniowego.

Przedstawione schematycznie na fig. 1a urządzenie przekładniowe zawiera wał ślimakowy 10, który jest tak połączony z (nieprzedstawionym) silnikiem elektrycznym, że wał ślimakowy 10 jest za pomocą silnika elektrycznego wprawiany w ruch obrotowy wokół wzdłużnej osi wału ślimakowego 10 (na fig. 1a wzdłużna oś wału ślimakowego 10 jest ustawiona prostopadle do płaszczyzny rysunku). Silnik elektryczny, za pomocą którego wał ślimakowy 10 jest wprawiany w ruch obrotowy wokół jego osi wzdłużnej, może być silnikiem własnym przekładni lub zewnętrznym silnikiem elektrycznym.

Poza tym urządzenie przekładniowe ma pierwsze koło ślimakowe 12a, które jest za pośrednictwem pierwszego wału 14a zębniaka połączone z pierwszym zębniakiem 16a. Drugie koło ślimakowe 12b urządzenia przekładniowego jest za pośrednictwem drugiego wału 14b zębniaka połączone z drugim zębniakiem 16b. Pierwsze koło ślimakowe 12a i drugie koło ślimakowe 12b stykają się z wałem ślimakowym 10 w ten sposób, że za pomocą wprawionego w ruch obrotowy wokół jego wzdłużnej osi wału ślimakowego 10 pierwsze koło ślimakowe 12a i pierwszy zębniak 16a są obracane wokół wspólnej pierwszej osi obrotu 18a, zaś drugie koło ślimakowe 12b i drugi zębniak 16b są obracane wokół wspólnej drugiej osi obrotu 18b. Korzystnie pierwsza oś obrotu 18a i druga oś obrotu 18b są ustawione równolegle do siebie. Pierwsza oś obrotu 18a i/lub druga oś obrotu 18b mogą być ustawione w szczególności prostopadle do wzdłużnej osi wału ślimakowego 10. Możliwość kształtowania urządzenia przekładniowego nie jest jednak ograniczona do określonego ustawienia wzdłużnej osi wału ślimakowego 10 lub osi obrotu 18a i 18b względem siebie.

Urządzenie przekładniowe ma również przestawny tłok 20, który jest prowadzony pływająco pomiędzy pierwszym zębniakiem 16a i drugim zębniakiem 16b. Przystawny tłok 20 jest za pomocą obracanego wokół pierwszej osi obrotu 18a, pierwszego zębniaka 16a i obracanego wokół drugiej osi obrotu 18b, drugiego zębniaka 16b przestawny wzdłuż osi przestawiania 22. Korzystnie, przestawny tłok jest przestawny co najmniej o 0,5 cm wzdłuż osi przestawiania 22. Oś przestawiania 22 przestawnego tłoka 20 może być ustawiona zwłaszcza równolegle do wzdłużnej osi wału ślimakowego 10, prostopadle do pierwszej osi 18a i/lub prostopadle do drugiej osi 18b (na fig. 1a oś przestawiania 22 jest ustawiona prostopadle do płaszczyzny rysunku). Ustawienie osi przestawiania 22 może jednak również odbiegać od tej postaci wykonania. Poza tym przestawny tłok 20 jest tak prowadzony pływająco po-

między pierwszym zębikiem 16a i drugim zębikiem 16b, że przestawny tłok 20 jest przestawny prostopadle do osi przestawiania 22 o drogę płływania wynoszącą co najmniej 0,6 mm.

Pod pojęciem skierowanej prostopadle do osi przestawiania 22 drogi płływania przestawnego tłoka 20 wynoszącej co najmniej 0,6 mm można rozumieć, że pomiędzy obydwoma zębikami 16a i 16b jest utworzona wystarczająca wolna przestrzeń, tak że leżący w minimalnym odstępnie względem pierwszego zębika 16a, przestawny tłok 20 może przepływać co najmniej 0,6 mm prostopadle do osi przestawiania 22 w kierunku drugiego zębika 16b. Odpowiednio, leżący w minimalnym odstępnie względem drugiego zębika 16b, przestawny tłok 20 może być przemieszczany o drogę płływania wynoszącą co najmniej 0,6 mm prostopadle do osi przestawiania 22 w kierunku pierwszego zębika 16a. Przestawny tłok 20 jest zatem prowadzony stosunkowo swobodnie w odniesieniu do skierowanego prostopadle do osi przestawiania 22, możliwego ruchu przestawiania przestawnego tłoka 20 pomiędzy obydwoma zębikami 16a i 16b.

Korzystnie, droga płływania nie obejmuje wolnej przestrzeni, która jest ukształtowana wskutek możliwego rozszerzenia cieplnego i/lub pęcznienia przestawnego tłoka 20 i/lub zębików 16a i 16b wskutek wchłaniania cieczy. Droga płływania przestawnego tłoka 20 prostopadle do jego osi przestawiania 22, wynosząca co najmniej 0,6 mm, pozostaje zatem korzystnie zachowana jeszcze przez kilka dni/tygodni/miesięcy przy eksploatacji urządzenia przekładniowego w otoczeniu o maksymalnej temperaturze pracy urządzenia przekładniowego i/lub pozostawaniu przestawnego tłoka 20 i/lub zębików 16a i 16b w styku z cieczą/wilgocią z powietrza.

Stosunkowo swobodne prowadzenie przestawnego tłoka 20 pomiędzy obydwoma zębikami 16a i 16b przy skierowanej prostopadle do osi przestawiania 22 drodze płływania, wynoszącej co najmniej 0,6 mm, zapewnia korzystną możliwość kompensacji tolerancji statycznych i/lub dynamicznych łańcucha tolerancji urządzenia przekładniowego bez naprężania. Tolerancjami statycznymi są nazywane tolerancje, które powstają po montażu przekładni. W szczególności tolerancje, które nie zmieniają się w trakcie pracy urządzenia przekładniowego, są opisywane jako tolerancje statyczne. Tolerancje statyczne obejmują przykładowo tolerancje pozycji łożysk tocznych 23a wału ślimakowego 10 względem ich pozycji zadanych i/lub tolerancje pozycji łożysk tocznych 23b wałów 14a i 14b zębików względem ich pozycji zadanych. Przedstawione na fig. 1a urządzenie przekładniowe ma dwa łożyska toczne 23a dla wału ślimakowego 10 i cztery łożyska toczne 23b dla wałów 14a i 14b zębików. Możliwość kompensacji tolerancji łożysk tocznych 23a i 23b za pomocą stosunkowo dużej drogi płływania przestawnego tłoka 20 prostopadle do jego osi przestawiania 22, wynoszącej co najmniej 0,6 mm, jest zatem szczególnie korzystna. Dające się w ten sposób usunąć tolerancje statyczne stanowi również przesunięcie kątowe pomiędzy kołem ślimakowym 12a lub 12b i uzębieniem zębików i/lub przesunięcie osiowe pomiędzy obiema, ukształtowanymi na przestawnym tłoku 20 zębatkami, które są zazębiane z obydwoma zębikami 16a i 16b.

Pod pojęciem tolerancji dynamicznych można rozumieć tolerancje, które ujawniają się w trakcie pracy urządzenia przekładniowego. Poza tym tolerancje dynamiczne mogą być zależne od drogi uruchamiania urządzenia przekładniowego. Tego rodzaju tolerancje dynamiczne mogą być zależne od drogi uruchamiania urządzenia przekładniowego. Tego rodzaju tolerancje dynamiczne mogą stanowić na przykład odchylenia od ruchu obrotowego i błędy podziałki kół zębatych, wału ślimakowego i/lub zębatki. Również tego rodzaju tolerancje dynamiczne mogą być niezawodnie kompensowane za pomocą stosunkowo dużej, wynoszącej co najmniej 0,6 mm, drogi płływania przestawnego tłoka 20 prostopadle do jego osi przestawiania 22.

Przedstawione na fig. 1a urządzenie przekładniowe wykazuje korzystną kompaktowość. Mimo stosunkowo dużej liczby elementów składowych urządzenia przekładniowego ich tolerancje mogą być niezawodnie kompensowane dzięki stosunkowo dużej, wynoszącej co najmniej 0,6 mm, drodze płływania. W ten sposób mimo stosunkowo dużych tolerancji elementów konstrukcyjnych zapobiega się skutecznie zakleszczaniu urządzenia przekładniowego w trakcie pracy.

Jak zostanie to objaśnione bardziej dokładnie poniżej, w urządzeniu przekładniowym wykonywana jest automatycznie samoregulacja poszczególnych części składowych w trakcie ich pracy. Dlatego urządzenie przekładniowe jest stosunkowo łatwe w montażu.

Podane powyżej zalety dają się realizować bez umieszczania dodatkowych elementów konstrukcyjnych na urządzeniu przekładniowym. Dodatkowo przy ukształtowaniu skierowanej prostopadle do osi przestawiania 22 drogi płływania przestawnego tłoka 20, wynoszącej co najmniej 0,6 mm, nie występują dodatkowe wymagania w odniesieniu do przestrzeni konstrukcyjnej w celu kompensacji tolerancji w ramach łańcucha tolerancji urządzenia przekładniowego.

W urządzeniu przekładniowym pierwsze koło ślimakowe i pierwszy zębnik mogą leżeć w pierwszym odstępnie od dającej się definiować płaszczyzny środkowej 24, która przecina centralnie wał ślimakowy 10, który to odstęp jest (w przybliżeniu) równy drugiemu odstępowi drugiego koła ślimakowego 12b i drugiego zębника 16b od płaszczyzny środkowej 24. Urządzenie przekładniowe może być zatem ukształtowane (w przybliżeniu) symetrycznie w odniesieniu do przebiegającej centralnie przez wał ślimakowy płaszczyzny środkowej 24. W szczególności również (znajdujący się w środkowym położeniu pomiędzy obydwooma zębnikami 16a i 16b) przestawny tłok 20 może być ukształtowany symetrycznie względem płaszczyzny środkowej 24. Zapewnia to korzystne rozgałęzienie mocy wytwarzanej przez silnik elektryczny na pierwszą ścieżkę wzdłuż pierwszego koła ślimakowego 12a i pierwszego zębника 16a i drugą ścieżkę przez drugie koło ślimakowe 12b i drugi zębnik 16b. To rozgałęzienie mocy pozwala na przenoszenie stosunkowo dużych sił z silnika elektrycznego na przestawny tłok 20. Urządzenie przekładniowe nie jest jednak ograniczone do tego rodzaju symetrycznego ukształtowania.

W korzystnej postaci wykonania urządzenia przekładniowego przestawny tłok 20 jest tak prowadzony pływająco pomiędzy pierwszym zębnikiem 16a i drugim zębnikiem 16b, że pomiędzy pierwszym zębnikiem 16a i przestawnym tłokiem 20 oraz pomiędzy drugim zębnikiem 16b i przestawnym tłokiem 20 ukształtowany jest każdorazowo offset odstępu osiowego wynoszący co najmniej  $\pm 0,3$  mm. Korzystna droga pływania, wynosząca co najmniej 0,6 mm, może być zatem ukształtowana za pomocą luzu na boku zarysu zęba. Korzystnie oba zębники 16a i 16b są ukształtowane symetrycznie w odniesieniu do luzu na boku zarysu zęba. Stąd wynika korzystne rozgałęzienie mocy mimo stosunkowo dużej, wynoszącej co najmniej 0,6 mm, drogi pływania przestawnego tłoka 20 prostopadłe do jego osi przestawiania 22.

W innej korzystnej postaci wykonania przestawny tłok 20 może być przestawny prostopadłe do osi przestawiania 22 o drogę pływania, wynoszącą co najmniej 0,8 mm, korzystnie co najmniej 0,9 mm, zwłaszcza co najmniej 1,0 mm. Jest to zrealizowane korzystnie w ten sposób, że przestawny tłok 20 jest tak prowadzony pływająco pomiędzy pierwszym zębnikiem 16a i drugim zębnikiem 16b, że pomiędzy pierwszym zębnikiem 16a i przestawnym tłokiem 20 oraz pomiędzy drugim zębnikiem 16b i przestawnym tłokiem 20 utworzony jest każdorazowo offset odstępu osiowego wynoszący co najmniej  $\pm 0,4$  mm, korzystnie co najmniej  $\pm 0,45$  mm, zwłaszcza co najmniej  $\pm 0,5$  mm. Pozwala to na niezawodną realizację opisanych powyżej zalet.

Korzystnie przestawny tłok 20 jest tak prowadzony pływająco pomiędzy obydwooma zębnikami 16a i 16b, że maksymalna droga pływania przestawnego tłoka 20 prostopadłe do osi przestawiania 22 jest mniejsza niż 1,3 mm, zwłaszcza mniejsza niż 1,2 mm, korzystnie mniejsza niż 1,1 mm. Dla maksymalnej drogi pływania przestawnego tłoka 20 prostopadłe do osi przestawiania 22 korzystny jest zakres wartości pomiędzy 0,8 mm i 1 mm. Zalety ograniczenia maksymalnej drogi pływania przestawnego tłoka 20 prostopadłe do osi przestawiania 22 zostaną jeszcze objaśnione poniżej.

Dla urządzenia przekładniowego z fig. 1a można ponadto zdefiniować środkową płaszczyznę 26 zębników, która przecina centralnie odpowiednio pierwszy zębnik 16a i drugi zębnik 16b (środkowa płaszczyzna 26 zębników może być ustawiona prostopadłe do pierwszej osi obrotu 18a i/lub drugiej osi obrotu 18b). Korzystnie, przestawny tłok 20 jest prowadzony pływająco w środkowej płaszczyźnie zębników wyłącznie za pomocą pierwszego zazębienia pierwszego zębника 16a z (nieprzedstawionym) pierwszym rzędem zębów przestawnego tłoka 20 i za pomocą drugiego zazębienia drugiego zębника 16b z (nieprzedstawionym) drugim rzędem zębów przestawnego tłoka 20. Można to również opisać tak, że przestawny tłok 20 jest prowadzony względnie centrowany w środkowej płaszczyźnie 26 zębników nie przez ściankę otworu obudowy, lecz przez zazębienia obu zębników 16a i 16b. W ten sposób maksymalną możliwą drogę pływania przestawnego tłoka 20 prostopadłe do jego osi przestawiania 22 w środkowej płaszczyźnie 26 zębników definiuje się przez dojsięcie pierwszego zębника 16a do pierwszego rzędu zębów i drugiego zębника 16b do drugiego rzędu zębów. Maksymalna możliwa droga pływania przestawnego tłoka 20 prostopadłe do jego osi przestawiania 22 może zatem być ustalana stosunkowo dokładnie w prosty sposób. Jako alternatywa lub uzupełnienie powyższego przestawny tłok 20 może być także prowadzony wewnątrz prowadnicy w 2 wymiarach przez ukształtowany na jego zewnętrznej stronie, wypukły zarys.

Korzystnie pierwsza liczba przyporu pierwszego zazębienia (pierwszego zębika 16a na pierwszym rzędzie zębów przestawnego tłoka 20) jest większa/równa 1 lub druga liczba przyporu drugiego zazębienia (drugiego zębika 16b na drugim rzędzie zębów przestawnego tłoka 20) jest większa/równa 1. W szczególności pierwsza liczba przyporu pierwszego zazębienia może być większa/równa 1,05 lub druga liczba przyporu drugiego zazębienia może być większa/równa 1,05. Korzystnie dużą drogę pływania przestawnego tłoka 20 prostopadle do osi przestawiania 22 można zatem utworzyć przez luz na boku zarysu zębów obu zębików 16a i 16b (względnie przyporządkowanych im rzędów zębów). W ten sposób można uzyskać korzystnie duże tolerancje odstępu w celu kompensacji opisanego powyżej łańcucha tolerancji. Liczby przyporu wynoszące co najmniej 1 pozwalają zapobiec zbyt dużemu obciążeniu zębów zębików 16a i 16b i rzędów zębów przestawnego tłoka 20. W ten sposób można zapewnić korzystnie długi czas pracy/czas użytkowania urządzenia przekładniowego.

Przedstawione na fig. 1a urządzenie przekładniowe ma postać podzespołu elektromotorycznego wzmacniacza siły hamowania, przy czym przestawny tłok 20 ma postać tłoka wzmacniacza (booster). Pod tym pojęciem można np. rozumieć, że przestawny tłok 20 może tak współdziałać z (nieprzedstawionym) drążkiem wejściowym, że przenoszona przez drążek wejściowy siła hamowania kierowcy może być przenoszona wraz z siłą silnika elektrycznego na co najmniej jeden tłok pompy hamulcowej. Przykładowo w przestawnym tłoku 20 może być utworzony przelotowy środkowy otwór 28, przez który może być prowadzony drążek wejściowy. Ukształtowanie urządzenia przekładniowego jako podzespołu elektromotorycznego wzmacniacza siły hamowania należy interpretować jedynie przykładowo.

Również jedynie przykładowo należy interpretować prowadzenie ukształtowanego w postaci tłoka wzmacniacza, przestawnego tłoka 20 w co najmniej jednej nachylonej, zwłaszcza prostopadle, do środkowej płaszczyzny 26 zębików płaszczyźnie prowadzenia 30 za pomocą luzu promieniowego, który jest ukształtowany przez powierzchnie naprowadzania 36 w otworze 32 obudowy wzmacniacza 34 siły hamowania. Ukształtowanie powierzchni naprowadzania 36 na otworze 32 obudowy umożliwi niezawodne prowadzenie ukształtowanego w postaci tłoka wzmacniacza, przestawnego tłoka 20, nie jest jednak konieczne.

W urządzeniu przekładniowym z fig. 1a zrealizowana jest funkcja wagi sił. Zostanie to objaśnione poniżej na podstawie fig. 1b do 1e:

Na fig. 1b są zaznaczone siły zazębienia  $Fr_1$  i  $Fr_2$ , które za pomocą zębików 16a i 16b są wywierane na przestawny tłok 20. Pierwsza siła zazębienia  $Fr_1$  może być wywierana na przestawny tłok 20 za pomocą obracanego wokół pierwszej osi obrotu 18a, pierwszego zębika 16a. Odpowiednio druga siła zazębienia  $Fr_2$  jest wywierana na przestawny tłok 20 za pomocą obracanego wokół drugiej osi obrotu 18b, drugiego zębika 16b. Można to również opisać tak, że siły zazębienia  $Fr_1$  i  $Fr_2$  są wywierane przez boki zarysu zębów zębików 16a i 16b na stykające się z nimi boki zarysu zębów (rzędów zębów) przestawnego tłoka 20.

Siły zazębienia  $Fr_1$  i  $Fr_2$  są skierowane prostopadle do odnośnych boków zarysu zębów. Jeżeli wywierane na przestawny tłok 20 siły zazębienia  $Fr_1$  i  $Fr_2$  są jednakowej wielkości/mają jednakowe wartości, wówczas skierowane prostopadle do osi przestawiania 22 składowe siły zazębienia  $Fr_1$  i  $Fr_2$  kompensują się. Siły zazębienia  $Fr_1$  i  $Fr_2$  sumują się w tym przypadku w siłę całkowitą  $F_{cał}$ , która jest skierowana równolegle do osi przestawiania 22. W ten sposób przy jednakowych siłach zazębienia/wartościach sił zazębienia  $Fr_1$  i  $Fr_2$  zapewniona jest niezawodnie żądana prostoliniowa przestawność przestawnego tłoka 20 wzdłuż osi przestawiania 22, bez występowania zakleszczania.

Przy niejednakowych siłach zazębienia/wartościach sił zazębienia  $Fr_1$  i  $Fr_2$  pozostaje skierowana prostopadle do osi przestawiania 22 składowa siła, która jest skierowana od strony dużej siły (większej siły zazębienia  $Fr_1$  lub  $Fr_2$ ) do strony małej siły (mniejszej siły zazębienia  $Fr_1$  lub  $Fr_2$ ). Przystawny tłok 20 jest przemieszczany (automatycznie) za pomocą skierowanej prostopadle do osi przestawiania 22 składowej siły ze strony dużej siły na stronę małej siły. W ten sposób zazębienie na pierwotnej stronie dużej siły coraz bardziej wychodzi (automatycznie) z przyporu, tak że zazębienie na pierwotnej stronie małej siły wchodzi coraz bardziej w przypór. Przystawny tłok 20 jest w ten sposób przesuwany tak długo, aż siły zazębienia  $Fr_1$  i  $Fr_2$  staną się jednakowe/będą miały jednakowe wartości.

Tak więc w urządzeniu przekładniowym jest zrealizowana waga sił. Zapewnia to symetryczny rozkład obciążenia siłą przenoszoną z silnika na przestawny tłok 20 przez realizowaną za pomocą pierwszego koła ślimakowego 12a i pierwszego zębika 16a, pierwszą ścieżkę obciążeń i przez drugą ścieżkę obciążeń, która przebiega przez drugie koło ślimakowe 12b i drugi zębik 16b.

Na podstawie fig. 1c do 1e objaśniona zostanie dalej kompensacja tolerancji na urządzeniu przekładniowym:

W widoku na fig. 1c wał ślimakowy 10 jest przesunięty o ok. 0,1 mm z położenia środkowego pomiędzy obydwoma kołami ślimakowymi 12a i 12b w kierunku 40. Wzdłużna oś 42 wału ślimakowego 10 ma zatem w odniesieniu do jej zaznaczonego linią przerywaną, środkowego położenia zadanego 44 pomiędzy obydwoma kołami ślimakowymi 12a i 12b odstęp wynoszący około 0,1 mm. Wał ślimakowy 10 leży zatem bliżej drugiego koła ślimakowego 12b. Przy „miękkim” utworzeniu elementów składowych 10 i 12b prowadziłoby to do przedstawionego na fig. 1c „zachodzenia na siebie” 46. Pomiedzy wałem ślimakowym 10 i pierwszym kołem ślimakowym 12a występuje szczelina 48.

Ponieważ przedstawione na fig. 1c „zachodzenie na siebie” 46 wskutek kompaktowego ukształtowania elementów składowych 10 i 12b nie jest możliwe, to drugie koło ślimakowe 12b względem pierwszego koła ślimakowego 12a jest wprawiane w dodatkowy ruch obrotowy 50. Ten dodatkowy ruch obrotowy 50 drugiego koła ślimakowego 12b jest zaznaczony na fig. 1d. Dodatkowy ruch obrotowy 50 drugiego koła ślimakowego 12b jest wykonywany odpowiednio także przez drugi zębnik 16b. Dodatkowy ruch obrotowy 50 drugiego zębniaka 16b powoduje (nieznaczące) przesunięcie 52 przestawnego tłoka 20 wzdłuż osi przestawiania 22.

Ponieważ (nieznaczące) przesunięcie 52 przestawnego tłoka 20 nie jest jednak związane z równoczesnym ruchem obrotowym pierwszego zębniaka 16a wokół pierwszej osi obrotu 18a, to (nieznaczące) przesunięcie 52 przestawnego tłoka 20 prowadzi do zwiększenia luzu zazębienia pomiędzy pierwszym zębniakiem 16a i przestawnym tłokiem 20. Zazębienie 54 pomiędzy pierwszym zębniakiem 16a i przestawnym tłokiem 20 jest zatem beżsiłowe.

Siła zazębienia  $Fr_2$ , która jest wywierana przez drugi zębnik 16b na przestawny tłok 20, nie jest zatem co najmniej częściowo kompensowana przez siłę reakcji. Powoduje to, że skierowana prostopadle do osi przestawiania 22 siłowa wywierana przez drugi zębnik 16b na przestawny tłok 20 siły zazębienia  $Fr_2$  powoduje ruch przestawny przestawnego tłoka 20 aż do ponownego osiągnięcia równowagi sił pomiędzy siłami zazębienia  $Fr_1$  i  $Fr_2$ . Tak więc opisaną powyżej funkcję wagi sił można wykorzystać również do tego, by wyrównać nieśrodkowe położenie wału ślimakowego 10. Żądane przeciwnie skierowane ruchy obrotowe 56 zębniaków 16a i 16b w celu przestawiania przestawnego tłoka 20 wzdłuż jego osi przestawiania 22 mogą być zgodnie z tym wykonywane bez zakleszczania. Stosunkowo duża droga pływania, wynosząca co najmniej 0,6 mm, prowadzi zatem do możliwości przemieszczenia osi przestawnego tłoka 20, dzięki czemu możliwa jest kompensacja każdego łańcucha tolerancji.

Figury 2a do 2c ukazują częściowe zobrazowania różnych przekładni, przy czym fig. 2a ukazuje przykład postaci wykonania z fig. 1a do 1e, zaś przekładnie z fig. 2b i 2c nie są postaciami wykonania wynalazku.

Wskazuje się tutaj wyraźnie na to, że specjalista musi przewyciężyć wiele tradycyjnych uprzedzeń, zanim zrozumie zalety przedstawionego częściowo na fig. 2a urządzenia przekładniowego o stosunkowo dużej drodze pływania prostopadle do jego osi przestawiania 22, wynoszącej 0,8 mm. Przykładowo specjalista stara się z reguły o stosunkowo małą drogę pływania, ponieważ wzrost drogi pływania jest często związany z pogorszeniem przenoszenia sił z silnika elektrycznego na przestawiany tłok 20.

Poza tym specjalista w celu zapewnienia stosunkowo dużej drogi pływania przestawnego tłoka 20 prostopadle do jego osi przestawiania 22, wynoszącej 0,8 mm, musi spełnić sprzeczne warunki brzegowe przy projektowaniu uzębienia zębniaków 16a i 16b oraz przyporządkowanych im zębatek: dla drogi pływania wynoszącej 0,8 mm na zębniakach 16a i 16b powinien każdorazowo występować offset odstępu osiowego wynoszący  $\pm 0,4$  mm. Pod pojęciem offsetu odstępu osiowego wynoszącego  $\pm 0,4$  mm można rozumieć to, że z „pozycji wyjściowej” zębów zębniaka/zębów zębatego oba zazębienia jako całość są odsuwane od siebie o  $\pm 0,4$  mm. Wynika stąd nadmierny luz na bokach rysunku zębów (przy typowym kształcie uzębienia offset odstępu osiowego wynosi najczęściej  $\pm 0,1$  mm).

Z reguły jednak specjalista preferuje w urządzeniu przekładniowym także możliwie jak największe przełożenie, a zatem wybiera często średnice zębniaków 16a i 16b stosunkowo małe w porównaniu ze średnicą kół ślimakowych 12a i 12b. Redukcja średnicy zębniaków 16a i 16b przy (obustronnym) offsecie odstępu osiowego wynoszącym  $\pm 0,4$  mm prowadzi jednak do liczby przyporu zazębienia mniejszej niż 1, co wiąże się z niedokładnym ruchem obrotowym (biciem) przekładni i wysokimi obciążeniami stóp zębów na zginanie. Większa średnica zębniaków 16a i 16b zwiększa wprawdzie liczbę przyporu, powoduje jednak mniejsze przełożenie. Realizacja przedstawionego częściowo na fig. 2a

urządzenia przekładniowego wymaga zatem od specjalisty, żeby mimo (obustronnej) tolerancji odstępu wynoszącej 0,4 mm zapewnić liczbę przyporu co najmniej równą 1, korzystnie większą niż 1.

Specjalista preferuje często również możliwie jak największe zęby w zębnikach 16a i 16b oraz w rzędach zębów. Zazwyczaj specjalista broni się również z tej przyczyny przed utworzeniem w urządzeniu przekładniowym drogi pływania wynoszącej co najmniej 0,6 mm.

Przedstawiona na fig. 2b częściowo schematycznie przekładnia, która nie stanowi postaci wykonania wynalazku, ma maksymalną drogę pływania, wynoszącą około 0,2 mm prostopadle do osi przestawiania 22' jej przestawnego tłoka 20', tzn. offset odstępu osiowego wynoszący  $\pm 0,1$  mm. Liczba przyporu pomiędzy zazębieniami zębów zębników 16' i przyporządkowanego rzędu zębów przestawnego tłoka 20' wynosi 1,5. Na fig. 2b jest także przedstawiona linia działowa 58' sił, przez którą siła zazębienia jest przenoszona z zębnika 16' na zęby przyporządkowanego rzędu zębów przestawnego tłoka 20'. Wartość siły zazębienia i odstęp punktu przecięcia linii działowej 58' sił na bokach zarysu zębów od stóp zębów powoduje powstanie momentów obrotowych, które muszą wytrzymać zęby w trakcie pracy przekładni. Praca przekładni przedstawionej na fig. 2b powoduje stosunkowo małe obciążenie zębów, wynoszące około 70%.

Przedstawiona schematycznie na fig. 2c przekładnia, która również nie stanowi postaci wykonania wynalazku, ma maksymalną drogę pływania przestawnego tłoka 20' prostopadle do jego osi przestawiania 22', wynoszącą 1,3 mm. Offset odstępu osiowego wynosi zatem  $\pm 0,65$  mm. Wartość liczby przyporu wynosi jedynie 0,75. Prowadzi to do przedstawionej na fig. 2c linii działowej 58'' sił, a zatem do obciążenia stóp 20 zębów wynoszącego 140%. Praca przekładni z fig. 2c powoduje wobec tego szybkie kruszenie zębów. Poza tym przekładnia z fig. 2c wskutek stosunkowo dużej drogi pływania wynoszącej 1,3 mm powoduje niedokładny ruch obrotowy (bicie).

Specjalista musi zatem przy opracowywaniu urządzenia przekładniowego rozwiązać ten problem, że zbyt duża droga pływania może prowadzić do znaczącego spadku liczby przyporu, wskutek czego następuje silny wzrost obciążenia zębów. Specjalista musi pokonać wiele trudności, aby dojść do przekładni z fig. 2a. W przekładni przedstawionej na fig. 2a przestawny tłok 20 jest tak prowadzony pływająco pomiędzy pierwszym zębnikiem 16a i (nieprzedstawionym) drugim zębnikiem 16b, że przestawny tłok 20 jest przestawny prostopadle do jego osi przestawiania 22 o drogę pływania wynoszącą 0,8 mm. Jest to realizowane przez obustronny offset odstępu osiowego wynoszący  $\pm 0,4$  mm. Liczba przyporu pierwszego zazębienia wynosi maksymalnie 1,05. Powoduje to korzystną linię działową 58 sił i obciążenie zębów równe 100% w trakcie pracy przekładni z fig. 2a. W ten sposób zapewniony jest korzystnie długi czas użytkowania przekładni z fig. 2a mimo stosunkowo dużej drogi pływania równej 0,8 mm.

## Zastrzeżenia patentowe

1. Urządzenie przekładniowe z:
  - wałem ślimakowym (10), który jest tak łączony z silnikiem elektrycznym, że wał ślimakowy (10) jest za pomocą silnika elektrycznego wprawiany w ruch obrotowy wokół wzdłużnej osi (42) wału ślimakowego (10);
  - pierwszym kołem ślimakowym (12a), które jest połączone z pierwszym zębnikiem (16a), i drugim kołem ślimakowym (12b), które jest połączone z drugim zębnikiem (16b), przy czym pierwsze koło ślimakowe (12a) i drugie koło ślimakowe (12b) stykają się z wałem ślimakowym (10) tak, że za pomocą wprawionego w ruch obrotowy wału ślimakowego (10) pierwsze koło ślimakowe (12a) i pierwszy zębnik (16a) są obracane wokół wspólnej pierwszej osi obrotu (18a), zaś drugie koło ślimakowe (12b) i drugi zębnik (16b) są obracane wokół wspólnej drugiej osi obrotu (18b); i
  - przestawnym tłokiem (20), który jest prowadzony pływająco pomiędzy pierwszym zębnikiem (16a) i drugim zębnikiem (16b) oraz jest za pomocą obracanego wokół pierwszej osi obrotu (18a), pierwszego zębnika (16a) i obracanego wokół drugiej osi obrotu (18b), drugiego zębnika (16b) przestawny wzdłuż osi przestawiania (22);**znamiennie tym, że**
  - przestawny tłok (20) jest tak prowadzony pływająco pomiędzy pierwszym zębnikiem (16a) i drugim zębnikiem (16b), że przestawny tłok (20) jest przestawny prostopadle do osi przestawiania (22) o drogę pływania wynoszącą co najmniej 0,6 mm.

2. Urządzenie przekładniowe według zastrz. 1, przy czym przestawny tłok (20) jest przestawny prostopadle do osi przestawiania (22) o drogę pływania wynoszącą co najmniej 0,8 mm.
3. Urządzenie przekładniowe według zastrz. 1 albo 2, przy czym przestawny tłok (20) jest tak prowadzony pływająco pomiędzy pierwszym zębniem (16a) i drugim zębniem (16b), że pomiędzy pierwszym zębniem (16a) i przestawnym tłokiem (20) oraz pomiędzy drugim zębniem (16b) i przestawnym tłokiem (20) ukształtowany jest każdorazowo offset odstępu osiowego wynoszący co najmniej  $\pm 0,3$  mm.
4. Urządzenie przekładniowe według zastrz. 3, przy czym przestawny tłok (20) jest tak prowadzony pływająco pomiędzy pierwszym zębniem (16a) i drugim zębniem (16b), że pomiędzy pierwszym zębniem (16a) i przestawnym tłokiem (20) oraz pomiędzy drugim zębniem (16b) i przestawnym tłokiem (20) jest każdorazowo ukształtowany offset odstępu osiowego wynoszący co najmniej  $\pm 0,4$  mm.
5. Urządzenie przekładniowe według jednego z poprzednich zastrz., przy czym może być zdefiniowana środkowa płaszczyzna (26) zębniów, która przecina centralnie każdorazowo pierwszy zębni (16a) i drugi zębni (16b), i przy czym przestawny tłok (20) jest prowadzony pływająco w środkowej płaszczyźnie (26) zębniów wyłącznie za pomocą pierwszego zazębienia pierwszego zębni (16a) z pierwszym rzędem zębów przestawnego tłoka (20) i za pomocą drugiego zazębienia drugiego zębni (16b) z drugim rzędem zębów przestawnego tłoka (20).
6. Urządzenie przekładniowe według zastrz. 5, przy czym pierwsza liczba przyporu pierwszego zazębienia jest większa/równa 1 lub druga liczba przyporu drugiego zazębienia jest większa/równa 1.
7. Urządzenie przekładniowe według zastrz. 6, przy czym pierwsza liczba przyporu pierwszego zazębienia jest większa/równa 1,05 lub druga liczba przyporu drugiego zazębienia jest większa/równa 1,05.
8. Urządzenie przekładniowe według jednego z poprzednich zastrz., przy czym na urządzeniu przekładniowym jest zrealizowana funkcja wagi sił.
9. Elektromotoryczny wzmacniacz siły hamowania z; urządzeniem przekładniowym według jednego z poprzednich zastrz., przy czym przestawny tłok (20) ma postać tłoka wzmacniacza.
10. Elektromotoryczny wzmacniacz siły hamowania według zastrz. 9, przy czym ukształtowany w postaci tłoka wzmacniacza przestawny tłok (20) jest prowadzony w co najmniej jednej nachylonej względem środkowej płaszczyzny (26) zębniów płaszczyźnie prowadzenia (30) za pomocą luzu promieniowego (36) w otworze (32) obudowy (34) elektromechanicznego wzmacniacza siły hamowania.

## Rysunki

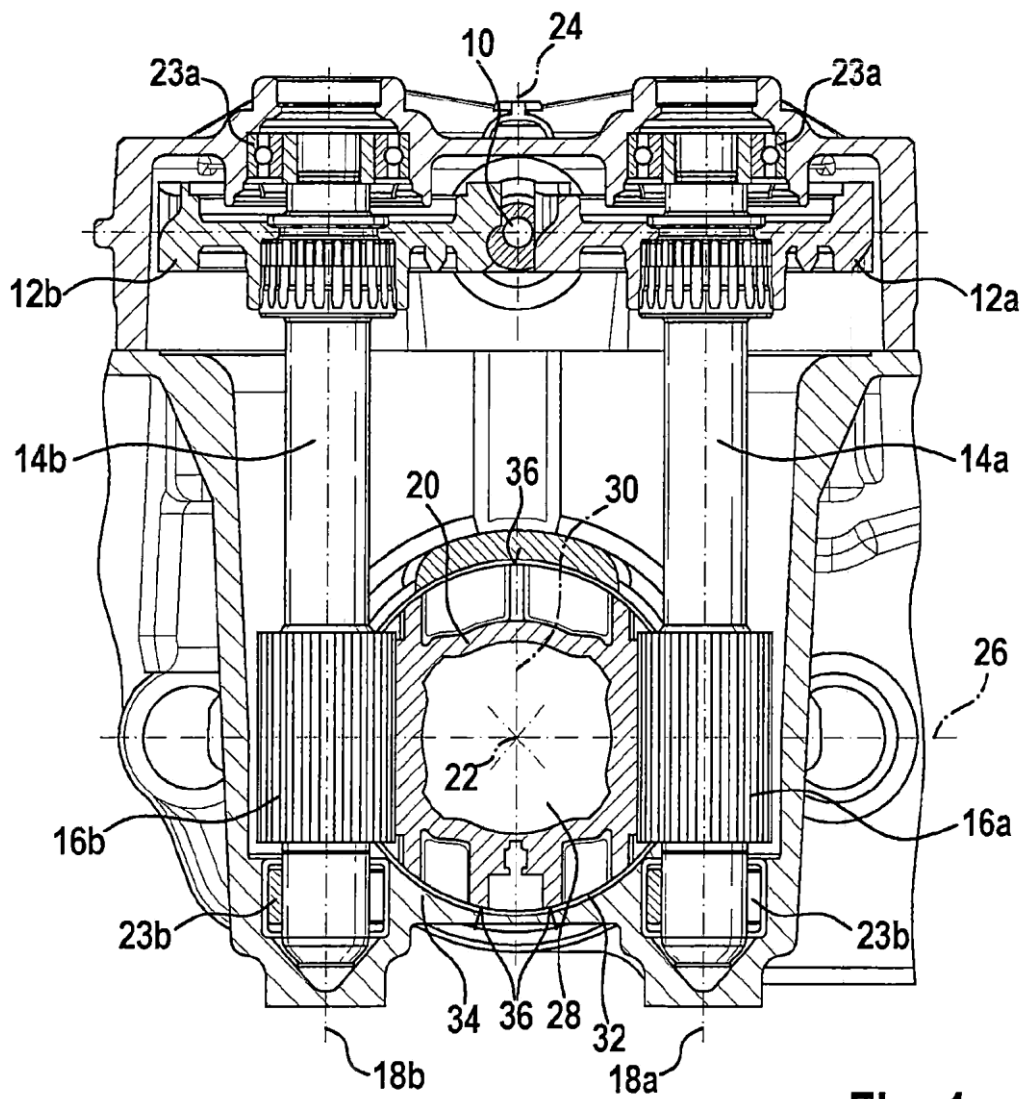


Fig. 1a

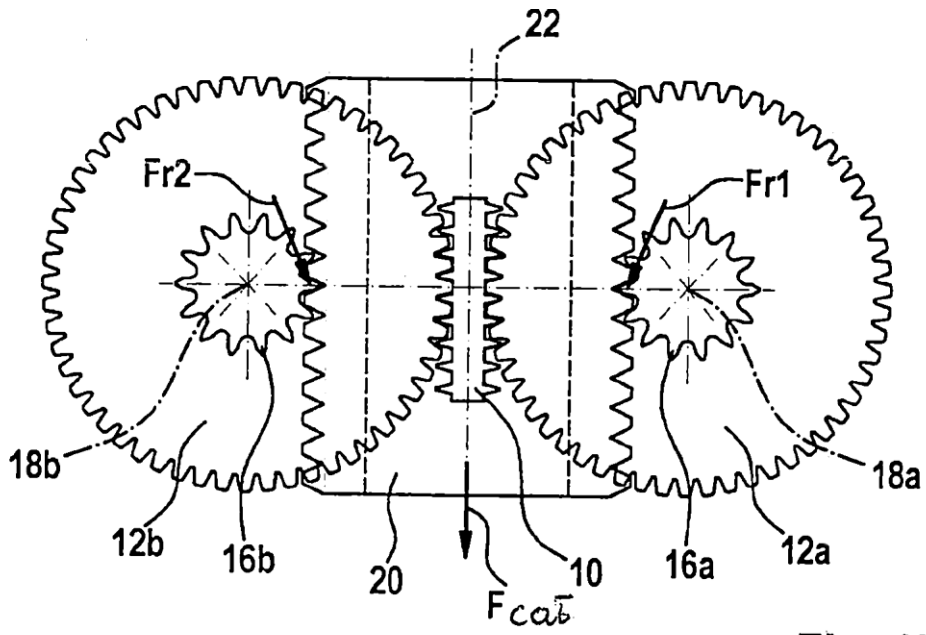


Fig. 1b

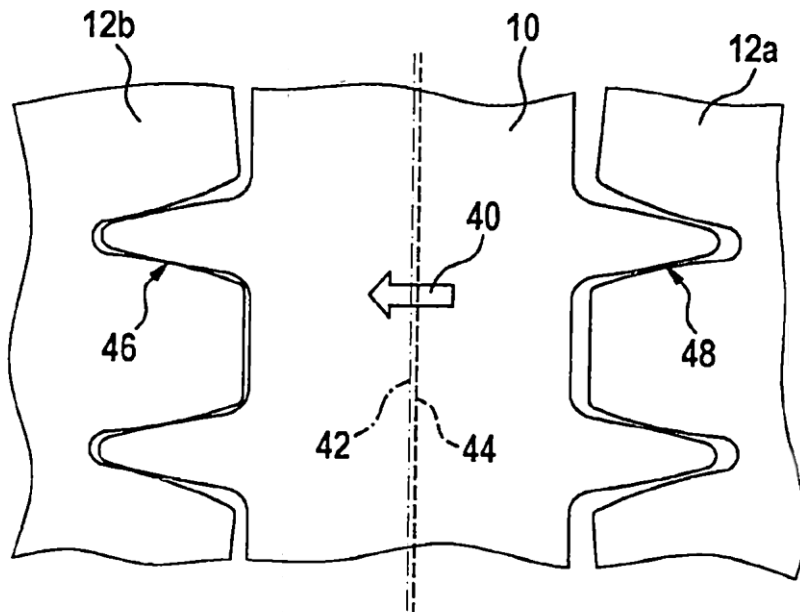


Fig. 1c

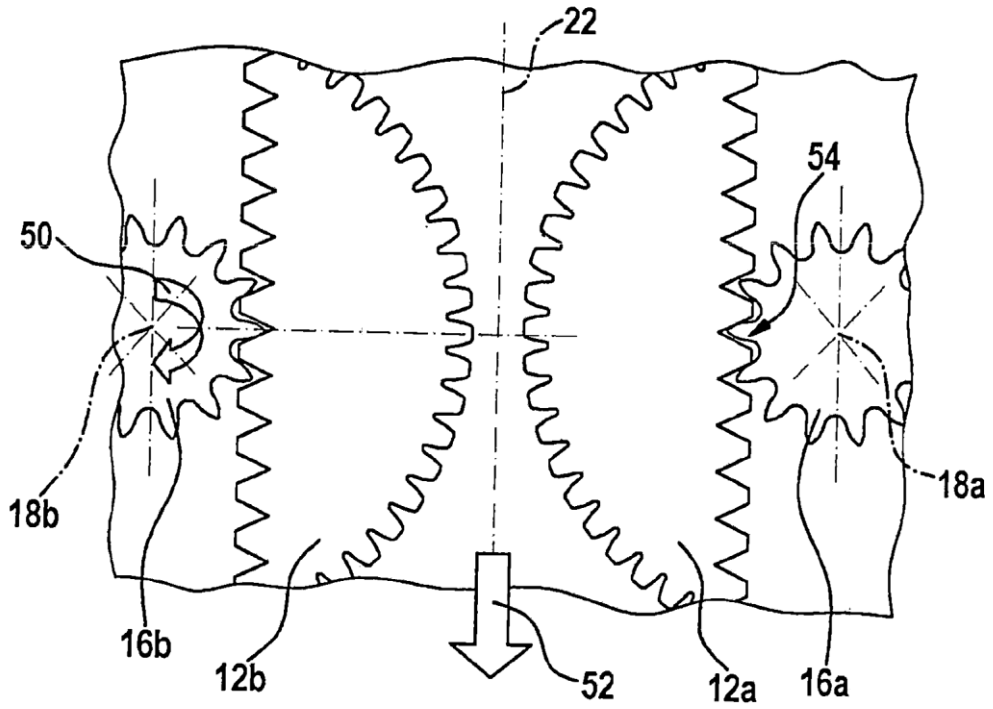


Fig. 1d

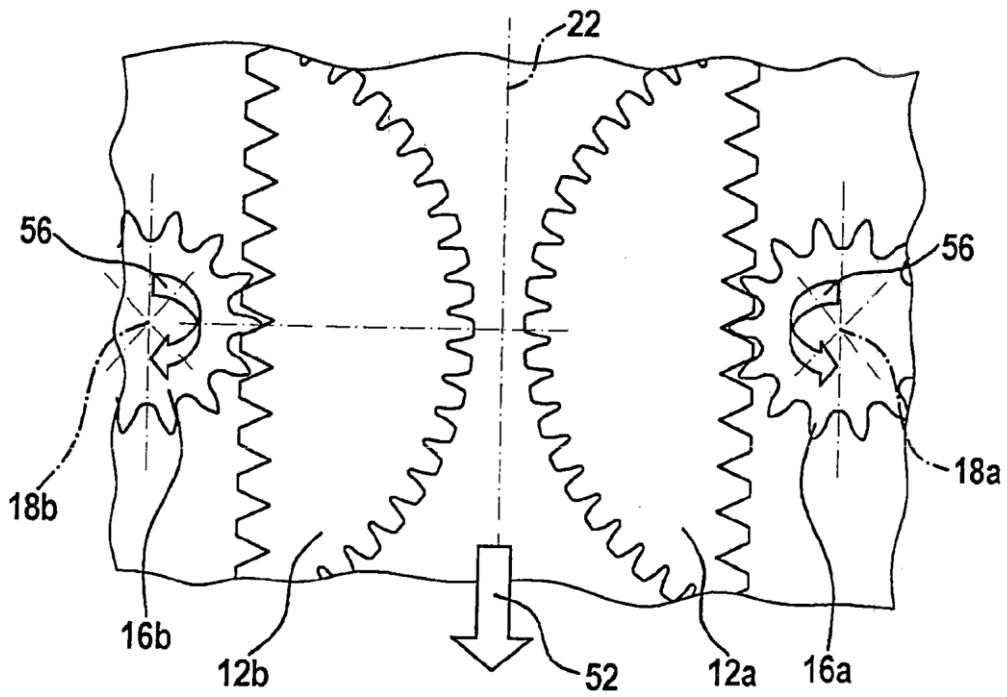
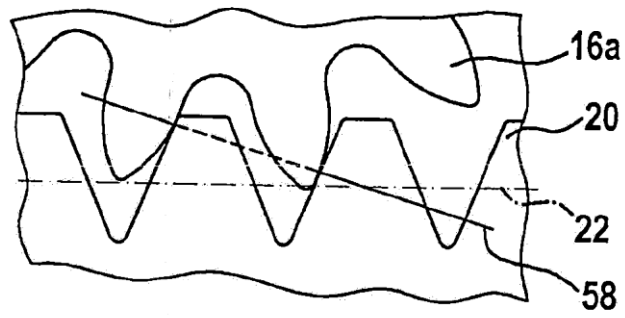
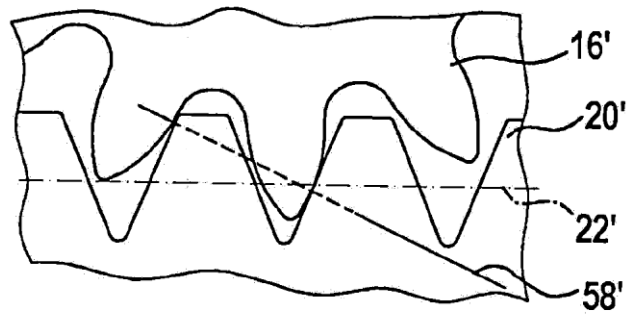


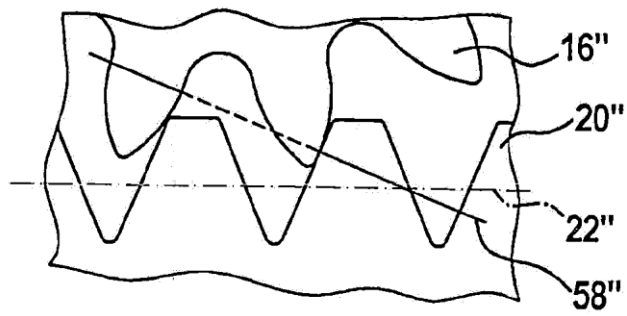
Fig. 1e



**Fig. 2a**



**Fig. 2b**



**Fig. 2c**

