



Patent dodatkowy
do patentu

Zgłoszono: 15.07.77 (P. 199704)

Pierwszeństwo:

Zgłoszenie ogłoszono: 12.02.79

Opis patentowy opublikowano: 15.01.1982

Int. Cl.² F04B 1/12

Twórca wynalazku: Władysław Doliński

Uprawniony z patentu: Fabryka Maszyn Budowlanych „Bumar-Hydro-
ma”, Szczecin (Polska)

Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa

1

Przedmiotem wynalazku jest wielotłokowa osiowa pompa hydrauliczna z wychylnym wirnikiem napędzanym za pośrednictwem tłoczków, połączonych przegubowo z wałem napędowym i z tłokami, pełniącymi funkcje kul przegubów.

Pompa może być stosowana również jako silnik hydrauliczny.

Każda pompa, w której ruch posuwisto-zwrotny tłoka w wirniku użykuje się przez katowe wychylenie wirnika względem osi wału napędowego, posiada przegubowe połączenie tłoczyska zarówno z wałem napędowym, jak i z tłokami. W tym celu tłoczyska stosowanych dotychczas pomp są zakończone obustronnie kulami.

Zasadniczą, nieuniknioną niedogodnością przegubowego połączenia takiego tłoczyska z tłokiem, jest wysoki jednostkowy nacisk powierzchniowy połączenia, wpływający ujemnie na żywotność przegubu i ograniczający wysokość stosowanego ciśnienia roboczego pompy. Średnica kuli tłoczyska, osadzonej w tłoku, jest bowiem z konieczności mniejsza od średnicy zewnętrznej tłoka. Nacisk jednostkowy, wynikający z kwadratu stosunku średnicy tłoka do średnicy kuli tłoczyska, jest więc znacznie wyższy od ciśnienia roboczego pompy.

W pompie, w której tłoki pełnią funkcje kul przegubów, ten jednostkowy nacisk przegubu może być ograniczony do dowolnie małej wartości liczbowej.

2

Taka zmiana funkcji nie wyeliminowała jednak wszystkich dotychczasowych problemów. Dotyczy to w szczególności trwałości elementów uczestniczących w napędzie wirnika. Wirnik jest zabierany przez wał napędowy za pośrednictwem poszczególnych tłoczków, włączających się do akcji kolejno po sobie. Tłoczysko uczestniczące w zabieraniu wirnika jest dźwignią opierającą się w dwóch punktach powierzchni wewnętrznej tłoka.

Współpracująca z cylindryczną powierzchnią takiej podpory beczka o kołowym obrysie nie jest dostatecznie trwałym elementem tłoczyska. Ukształtowanie beczki wymaga przy tym obniżenia średnicy trzonu tłoczyska, a więc ogranicza miejsce na zabudowę elementów łączących przegubu tłoczyska.

Luzy osiowe gwintowego połączenia, przy szybkozmennych obciążeniach występujących podczas pracy pompy, wpływają niekorzystnie na trwałość przegubowych połączeń, a ograniczanie tych luzów jest szczególnie uciążliwe. We wszystkich stosowanych dotychczas pompach osiowych z wychylnym wirnikiem i kulistym kolektorem, wirnik ten jest ułożyskowany w wale napędowym za pośrednictwem dodatkowego wału środkowego. Wał środkowy wystaje z obu stron poza powierzchnie czołowe wirnika, a jego połączenie z wałem napędowym jest przegubem kulistym.

Drugi koniec wału środkowego jest ułożyskowany w cylindrycznym otworze osiowym kolektora.

ra. Dla skompensowania niedokładności wykonawczych szeregu elementów pompy, jest nieodzowne zapewnienie możliwości nieznacznego wychylania osi wału środkowego względem osi otworu kolektora. W tym celu wał środkowy jest zazwyczaj zakończony beczką o kołowym obrysie. Wał środkowy jest obciążony siłą poprzeczną od nasadzonego na nim wirnika. Reakcje podpór, w wale napędowym i w kolektorze, są zależne od ich odległości od punktu oparcia się wirnika na tym wale środkowym.

Szczególnie wrażliwy na zużycie jest beczkowaty czop, ułożyskowany w otworze kolektora. Jego trwałość jest znacznie niższa od trwałości przeciwnieległego przegubu kulistego.

Celem wynalazku jest zwiększenie trwałości ułożyskowania wirnika, oraz wyeliminowanie beczki, zarówno w wale środkowym, jak i w tłoczysku. Celem wynalazku jest przede wszystkim jednak wzmocnienie elementów łączących i ograniczenie ujemnego wpływu luzów tych elementów na trwałość przegubowych połączeń. Jest możliwe przesunięcie punktu oparcia wirnika aż do punktu podparcia wału środkowego w wale napędowym. Wówczas nie występuje moment zginający wału środkowego i nie występuje obciążenie drugiej podpory. Wyeliminowanie beczki staje się więc możliwe przez nieoczekiwane wyeliminowanie wału środkowego w ogóle.

Istotą wynalazku jest więc łożyskowanie wirnika, jego czołowym gniazdem kulistym, na przesuwным czopie kulistym, prowadzonym w osi wału napędowego i dociskany do tego gniazda ciśnieniem roboczym pompy.

Istotą wynalazku jest ponadto, jednolity na całej długości tłoka, walcowy trzon tłoczyska z wewnętrznym stożkowym gniazdem, a przede wszystkim zabudowany w tym stożkowym gnieździe mechanizm zaciskowy ciągną, łączącego tłoczysko z kopułą wału napędowego.

Przedmiot wynalazku, w przykładowym wykonaniu, jest pokazany na rysunku, którego fig. 1 przedstawia przekrój podłużny zespołu wirującego pompy: fig. 2 — przekrój podłużny przegubowego połączenia tłoczyska z tłokiem, podczas ich maksymalnego wzajemnego wychylenia: fig. 3 — przekrój podłużny przegubowego połączenia tłoczyska z kopułą wału napędowego: fig. 4 — przekrój podłużny fragmentu przegubowego połączenia tłoczyska z kopułą, przed wtłoczeniem tulei zaciskowej: fig. 5 — przekrój podłużny tulei zaciskowej, w płaszczyźnie jej wzdłużnego wycięcia.

Jak widać z fig. 1, oś wirnika 4 tworzy kąt z osią wału napędowego 3. Punkt przecięcia się tych osi znajduje się w środku kuli czopa kulistego 8. Względem środka tej kuli jest wychylany, nie pokazany na rysunku, korpus pompy z kolektorem 12. Kulista powierzchnia czołowa kolektora 12 jest powierzchnią rozrządu oleju, oraz stanowi łożysko wzdłużne i poprzeczne dla wirnika 4. Drugie, przeciwnieległe łożysko stanowi czop kulisty 8 i kuliste gniazdo 16. Kuliste gniazdo 16 jest wykonane we wsporniku 6, który jest przedłużeniem wirnika 4. Czop kulisty 8 jest prowadzony suwliwie, częścią walcową 43, w cylindrycz-

nej komorze 42 wału napędowego 3. Jest to konieczne dla kompensowania niedokładności wykonawczych rozmieszczenia powierzchni kulistych kolektora 12, wirnika 4 i czopa kulistego 8.

W czasie postoju i uruchamiania pompy, docisk czopa kulistego 8 do kulistego gniazda 16, a tym samym docisk wirnika 4 do kolektora 12, zapewnia sprężyna 15. Otwory 44 i 47, w czopie kulistym 8 i we wsporniku 6, łączą komorę 42 wału napędowego 3 z komorą 32 wirnika 4 i kolektora 12. Na powierzchnię czołową części walcowej 43 czopa kulistego 8 oddziałuje więc, podczas pracy pompy, odpowiednio zredukowane, lub bezpośrednio ciśnienie robocze pompy, panujące w połączonych komorach 32 i 42. Komora 32 jest bowiem komorą akumulacyjną, której źródłem oleju są przecieki wewnętrzne rozrządu, lub jest ona połączona bezpośrednio z kanałami przepływowymi strony tłocznej tego rozrządu.

Podczas pracy pompy, ciśnienie robocze panujące w komorach 26 dociska wirnik 4 do powierzchni czołowej kolektora 12. Docisk ten jest powiększony o siłę docisku, czopa kulistego 8, a pomniejszony o siłę hydrostatycznego odciążenia, na skutek ciśnienia oleju znajdującego się między współpracującymi powierzchniami czołowymi kolektora 12 i wirnika 4.

Warunkiem pracy rozrządu i pompy jest trwały docisk siły wypadkowej, którą dobiera się z uwzględnieniem odpowiedniego współczynnika pewności, lecz z zachowaniem możliwie małych jednostkowych nacisków powierzchniowych.

Jak widać z fig. 1, nie istnieją żadne ograniczenia doboru odpowiednio większej średnicy kulistego gniazda 16 od średnicy części walcowej 43, tak by siła hydrostatycznego odciążenia tego kulistego gniazda 16 była dostatecznie wielka, w porównaniu do siły docisku czopa kulistego 8. Wówczas niewysoki jednostkowy nacisk powierzchniowy i smarowanie pod ciśnieniem, zapewniają wytrzymałą żywotność przegubowego ułożyskowania wirnika 4 w wale napędowym 3. Jak widać z fig. 1 i 3, w tarczy 34 wału napędowego 3 znajdują się otwory 20 z wtłoczonymi kopułami 1. Powierzchnie czołowe 46 tych kopuł przylegają do powierzchni czołowej łożyska 45. Osiowe siły tłokowe obciążają więc bezpośrednio łożysko 45, a tarcza 34 służy głównie do przenoszenia momentu obrotowego napędu wirnika 4. Kopuła 1, osadzona z wciskiem w wale napędowym, jest zabezpieczona dodatkowo przed wysunięciem przez obwalcowanie, lub napunktowanie w punkcie M powierzchni czołowej tarczy 34. Na kulistą część kopuły 1 jest nasadzone kuliste gniazdo 21 tłoczyska 2.

Jak widać z figury 1, środki kul kopuł 1 i czopa kulistego 8 znajdują się na wspólnej płaszczyźnie, prostopadłej do osi wału napędowego 3. Podczas obrotu wału napędowego, tłoki 10 wykonują ruchy posuwisto zwrotne w komorach 26 wirnika 4, na skutek pochylenia osi wirnika 4 względem osi wału napędowego 3. Tłoki 10 wykonują obroty po kole o średnicy D rozmieszczenia komór 26. Czasze kuliste kopuły 1 i kuliste gniazda 21 tłoczyska 2 wykonują obroty po kole o średnicy D_1 , w płasz-

czyźnie pochylonej względem płaszczyzny przekroju poprzecznego wirnika. Rzut toru tych przegubów kulistych, na płaszczyznę przekroju poprzecznego wirnika, jest więc elipsą. Elipsa ta jest przyczyną nieuniknionego kąowego wychylania osi tłoczyska 2, względem osi tłoka 10, podczas roboczych ruchów posuwisto zwrotnych tłoka.

Jak widać z figury 2, tłok 10 jest tuleją zakończoną obustronnie stożkowymi otworami 29 i 36. Czoła tej tulei są kuliste o niejednakowych promieniach R i r kul, lecz wyprowadzonych ze wspólnego punktu A , znajdującego się w osi tłoka 10. Tłoczek 2 posiada tylko jedną powierzchnię kulistą. Jest to powierzchnia kulistego gniazda 21, wykonanego w głowicy 22. Głowica 22 jest równocześnie kołnierzem oporowym dla talerza 17, osadzonego na walcowej powierzchni trzonu 24 o średnicy d_1 . Talerz 17 posiada kulistą powierzchnię wewnętrzną o promieniu R kuli, przylegającą do kulistego czoła tłoka 10. Celem zwiększenia powierzchni przylegania, tych powierzchni kulistych talerza 17 i tłoka 10, jest zastosowany kołnierz 19. Do przeciwległej kulistej powierzchni czołowej tłoka 10 przylega talerz 18 kulistą powierzchnią o promieniu r . Talerz 18 jest osadzony również na walcowej powierzchni trzonu 24 o średnicy d_1 , a jego przyleganie do powierzchni czołowej tłoka 10 zapewnia rozwalcowanie krawędzi czołowej stożkowego gniazda 37. Tłoczek 2 jest więc umiejscowione na tłoku 10 za pośrednictwem talerzy 17 i 18, które spełniając funkcję kulistego gniazda, wyznaczają punkt A punktem przecinania, wzajemnie wychylających się osi tłoczyska 2 i tłoka 10.

Niezależnie od zewnętrznych kulistych powierzchni tłoka 10, tłoczek 2 jest prowadzone również, swym walcowym trzonem 24, na kołowej krawędzi wewnętrznej tłoka o średnicy d_1 , leżącej w płaszczyźnie przekroju poprzecznego, przechodzącej przez punkt A .

Luz tego prowadzenia, nieodzowny dla swobodnego wychylania trzonu 24, nie przekracza górnej odchyłki wymiarowej wałka ruchowego 9 według układu ISA. Możliwa jest więc wysoka dokładność osadzenia środka przegubu. Największe obciążenie poprzeczne tłoka 10 występuje podczas zabierania wirnika przez tłoczek 2. Wówczas walcowy trzon 24 opiera się na powierzchniach stożkowych otworów 29 i 36.

Skupione reakcje R_1 i R_2 , tych równomiernie obciążonych podpór stożkowych, są uwidocznione na fig. 2. Wysoką trwałość podpór, zgodnie z teorią Hertza, zapewniają długie odcinki obciążeń liniowych, oraz nieznaczne różnice promieni powierzchni walcowych, dociskanych do powierzchni stożkowych.

Kuliste powierzchnie czołowe tłoka 10 i talerza 17 są obciążone podczas pracy pompy siłą, wynikającą z oddziaływania ciśnienia roboczego jedynie na powierzchnie przekroju tulei tego tłoka 10. Stosunkowo duża powierzchnia przekroju trzonu 24 nie uczestniczy bowiem w tym obciążeniu. Niewielkie obciążenie, duża rzeczywista powierzchnia nośna, powiększona kołnierzem 19, oraz hydrostatyczne odciążenie, smarowanych olejem pod ci-

śnieniem roboczym, kulistych powierzchni talerza 17 i tłoka 19, pozwalają na kilkunastokrotne zmniejszenie jednostkowych nacisków powierzchniowych przegubowego połączenia tłoczyska 2 z tłokiem 10, w porównaniu do dotychczas stosowanych rozwiązań.

Jak widać z fig. 1 i 3, kopuła 1 posiada wewnętrzne gniazdo kuliste o promieniu wyprowadzonym z punktu B , z którego jest wyprowadzony również promień zewnętrznej czaszy kulistej tej kopuły 1. W gnieździe tym jest ułożony zaczep kulisty 5, osadzony otworem na walcowej powierzchni ciągu 7. Kołnierz 13 tego ciągu jest oparty o powierzchnię czołową zaczepu kulistego 5. Wyprowadzenie ciągu na zewnątrz kopuły 1 i jego wychylanie względem osi komory 14, umożliwia stożkowy otwór 33, którego kąt wierzchołkowy jest nieco większy od podwójnej wartości kąta wychylania wirnika względem wału napędowego. Ciężno 7 łączy kopułę 1 z zespołem tłoczyska 2, przedstawionym na fig. 2.

Nałożenie kulistego gniazda 21, przez wystające ciężno 7, na kulistą czaszę kopuły 1 umożliwia przelotowy otwór 30, wykonany w osi tłoczyska 2. Otwór 30 jest zakończony stożkowym gniazdem 37.

Jak widać z fig. 4, ciężno 7 jest zakończone stożkiem 38 o średnicy d_2 podstawy i kierunku zbieżności, odpowiadającym kierunkowi zbieżności stożkowego gniazda 37. Kąt pochylania tworzącej stożka 38 jest jednak mniejszy od kąta pochylenia tworzącej stożkowego gniazda 37. Pierścieniowa szczelina między stożkiem 38, a stożkowym gniazdem 37 jest więc zbieżna i odpowiada zbieżności klina tulei zaciskowej 9, którego przekrój podłużny jest uwidoczniony na fig. 5. Tuleja zaciskowa 9 posiada cylindryczną powierzchnię wewnętrzną 39 o średnicy d_2 i stożkową powierzchnię zewnętrzną 40.

Jak widać na figurze 4, tuleja zaciskowa 9 może być swobodnie włożona do stożkowego gniazda 37 tylko do połowy swej długości. Wówczas tworząca stożkowego gniazda 37 jest nachylona względem tworzącej powierzchni zewnętrznej 40 pod takim samym kątem β , jak tworząca stożka 38 względem tworzącej cylindrycznej powierzchni wewnętrznej 39. Kąt β jest więc kątem przygotowanego okształcenia tulei zaciskowej 9.

Po wtłoczeniu tulei zaciskowej 9 do stożkowego gniazda 37, jej średnica d_3 pozostaje nie zmieniona, natomiast średnica d_4 zostaje zmniejszona na d_5 , jak to widać z porównania fig. 5 z fig. 3. Kąt β przyjmuje przy tym wartość równą zero.

Takie okształcenie tulei zaciskowej 9 umożliwia wzdłużne wycięcie 41, posiadające największą szerokość przy powierzchni czołowej o średnicy d_4 . Klinowy charakter połączenia zapewnia ścisłe dopasowanie i przyleganie powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej tulei zaciskowej 9 do powierzchni stożkowego gniazda 37 i stożka 38, czyniąc połączenie ciągu 7 z tłoczkami 2 nierozłącznym i niezawodnym stożkowym klinem zaciskowym 35.

Ten stożkowy klin zaciskowy 35 jest pozbawiony jakiegokolwiek, najmniejszego nawet, luzu osiowego i promieniowego, co wpływa korzystnie na trwałość przegubowego połączenia tłoczyska 2

z kopułą 1 wału napędowego 3. Znaczna długość tulei zaciskowej 9 i osiągalna łatwo wymagana jakość powierzchni, pozwalają uzyskać zacisk wstępny stożkowego klina zaciskowego 35, przewyższający wielokrotnie nie tylko obciążenie robocze ciągu 7, lecz i jego wytrzymałość na zerwanie.

Warunkiem niezawodności takiego zacisku jest jedynie dobór tangensów kąta pochylenia stożkowych powierzchni, odpowiednio mniejszych od współczynników tarcia dla materiałów, z których są wykonane te stożkowe powierzchnie. Dodatkowym efektem zrealizowania celu wynalazku jest możliwość mechanizacji prac montażowych przegubowego połączenia tłoczyska 2 z kopułą 1.

Jak widać z figur 1, 2 i 5, między współpracujące powierzchnie kuliste kopuły 1, głowicy 22 i zaczepu kulistego 5 jest doprowadzony olej z komory roboczej 26 przez wzdłużne wycięcia 41 tulei zaciskowej 9 i otwór 30.

Ponieważ komora 14 jest uszczelniona zaślepką 11, przecieki tego oleju są możliwe jedynie przez szczelinę między czaszą kulistą kopuły 1, a kulistym gniazdem 21 tłoczyska 2.

Te kuliste powierzchnie są obciążone siłą tłokową, wynikającą z ciśnienia roboczego pompy, działającego na powierzchnię przekroju tłoka o średnicy d . Przecieki oleju, oprócz smarowania, zapewniają więc hydrostatyczne odciążenie obciążonych powierzchni kulistych.

Ponieważ nie istnieją przy tym istotniejsze ograniczenia w doborze wielkości średnicy kuli gniazda 21, można zapewnić dowolnie małe jednostkowe naciski powierzchniowe, a tym samym wysoką trwałość przegubowego połączenia tłoczyska 2 z kopułą 1 wału napędowego 3. Zaczep kulisty 5 jest najbardziej obciążony wtedy, gdy odpowiadające mu tłoczysko 2 uczestniczy w zabieraniu wirnika i znajduje się w strefie ssania.

Uczestnictwo w zabieraniu nie przekracza jednak kilkunastu stopni w stosunku do pełnego obrotu wirnika, a towarzyszące mu wychylenie tłoczyska 2, ciągu 7 i zaczepu kulistego 5, względem kopuły 1, wynosi około jeden stopień. Takie krótkotrwałe obciążenie nie może mieć więc decydującego wpływu na trwałość przegubu. Jednak i w tym przypadku, w porównaniu do dotychczasowych rozwiązań, naciski powierzchniowe zaczepu kulistego 5 zostały zmniejszone.

Przy zwiększonym kącie obejmowania zaczepu kulistego 5, przez wewnętrzne gniazdo kuliste kopuły 1, uzyskuje się bowiem korzystniejszy rozkład siły obciążającej.

Zastrzeżenia patentowe

1. Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa z wychylnym wirnikiem, ułożyskowanym na kulistej powierzchni czołowej kolektora rozrządu oleju i napędzanym za pośrednictwem tłoczysk, połączonych przegubowo z wałem napędowym i z tłokami, pełniącymi funkcje kul przegubów, **znamienna tym**, że posiada stożkowy klin zaciskowy (35) przegubowego połączenia tłoczyska (2)

z kopułą (1), a wirnik (4) posiada gniazdo kuliste (16) i jest ułożyskowany w wale napędowym (3) za pomocą czopa kulistego (8), przesuwanego w osi tego wału napędowego (3) i dociskanego do kulistego gniazda (16) sprężyną (15) i ciśnieniem roboczym pompy, przy czym stożkowy klin zaciskowy (35) jest osadzony w trzonie (24) przegubowego połączenia tłoczyska (2) z tłokiem (10).

2. Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa według zastrz. 1, **znamienna tym**, że trzon (24) tłoczyska (2) jest jednolitym walcem na całej długości wewnątrz tłoka (10), przy czym średnica tego walca jest równa średnicy (d_1) otworów talerzy (17 i 18).

3. Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa według zastrz. 2, **znamienna tym**, że tłok (10), na kulistej powierzchni czołowej o promieniu (r), posiada stożkowy otwór (36) o kącie pochylenia tworzącej stożka równym, lub nieco większym od kąta pochylenia tworzącej stożkowego otworu (29), wykonanego na kulistej powierzchni czołowej o promieniu (R), a średnica tego stożkowego otworu (36), w płaszczyźnie przekroju poprzecznego tłoka (10), przechodzącej przez wspólny punkt (A) wyprowadzenia promieni (R i r) kul, jest równa średnicy (d_1) trzonu (24).

4. Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa według zastrz. 1 lub 2, **znamienna tym**, że trzon (24) posiada wewnętrzne stożkowe gniazdo (37), w którym jest osadzona tuleja zaciskowa (9) ciągu (7), przy czym wartość liczbowa tangensa kąta pochylenia tworzącej tego stożkowego gniazda (37) jest mniejsza od wartości liczbowej współczynnika tarcia przylegających materiałów trzonu (24) i tulei zaciskowej (9).

5. Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa według zastrz. 4, **znamienna tym**, że ciąg (7) jest zakończony stożkiem (38), którego kierunek zbieżności jest zgodny z kierunkiem zbieżności stożkowego gniazda (37), a tangens kąta pochylenia tworzącej stożka (38) jest dwukrotnie mniejszy od tangensa kąta pochylenia tworzącej stożkowego gniazda (37).

6. Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa według zastrz. 4, **znamienna tym**, że tuleja zaciskowa (9) posiada cylindryczną powierzchnię wewnętrzną (39) i stożkową powierzchnię zewnętrzną (40), przy czym tangens kąta pochylenia tworzącej tego stożka zewnętrznego jest dwukrotnie mniejszy od kąta pochylenia tworzącej stożkowego gniazda (37).

7. Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa według zastrz. 6, **znamienna tym**, że tuleja zaciskowa (9) posiada wzdłużne wycięcie (41), umożliwiające uzyskanie deformacji jej zewnętrznej i wewnętrznej powierzchni, odpowiadającej zbieżności stożkowego gniazda (37) i stożka (38).

8. Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa według zastrz. 1, **znamienna tym**, że wał napędowy (3) posiada w swej osi cylindryczną komorę (42), w której jest prowadzona część walcowa (43) kulistego czopa (8) i sprężyna (15), przy czym ta cylindryczna komora (42), jest połączona z komorą

(32) wirnika (4) i kolektora (12) przez otwory (44 i 47), wykonane w czopie kulistym (8) i we wsporniku (6).

9. Pompa hydrauliczna osiowa wielotłokowa według zastrz. 1, **znamienna tym**, że kopuła (1) jest

umieszczona przylgowo swym czołem (46) na powierzchni czołowej łożyska (45), przy czym długość części walcowej tej kopuły (1), wtłoczonej do otworu (20) wału napędowego (3), jest mniejsza od szerokości tarczy (34) tego wału napędowego (3).

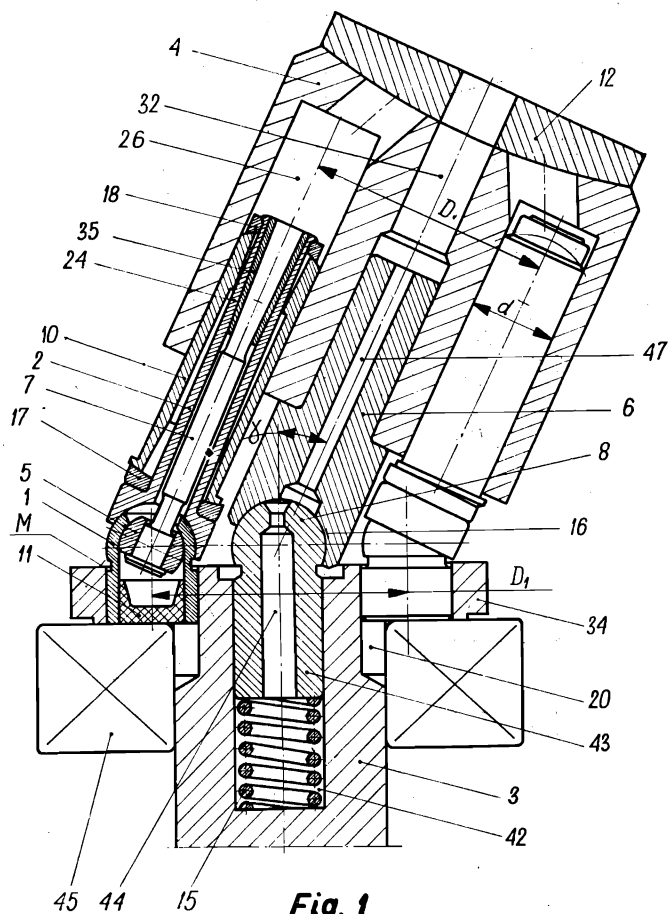


Fig. 1

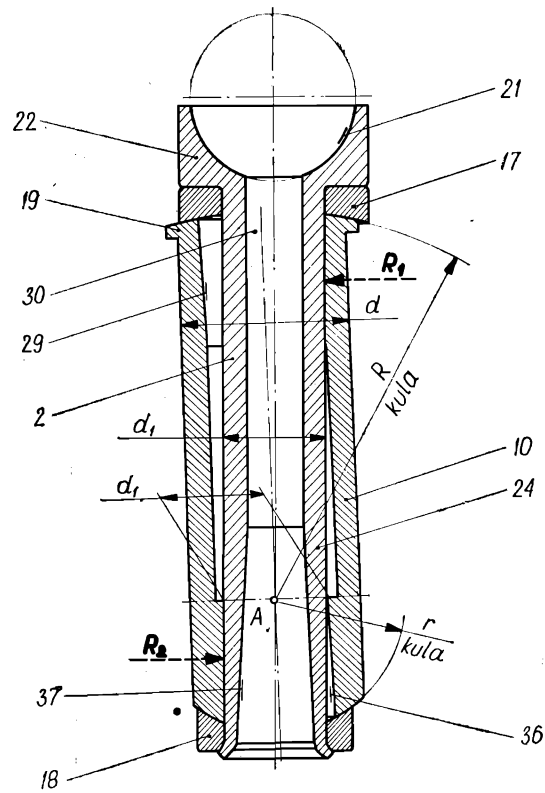


Fig. 2

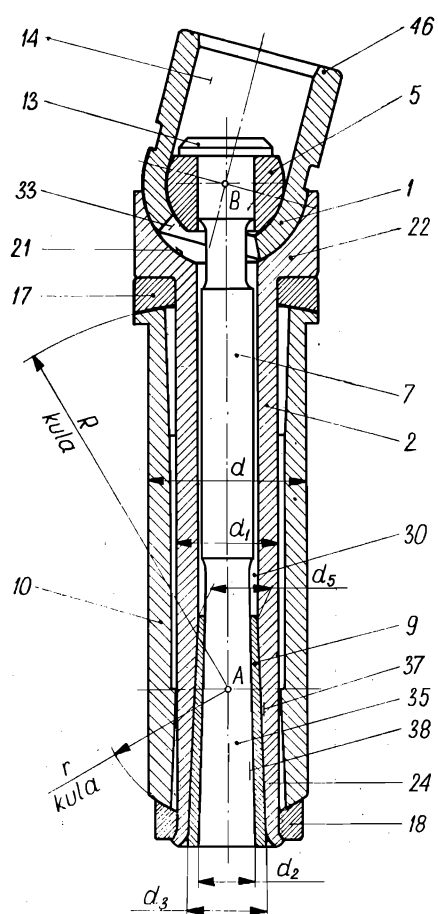


Fig. 3

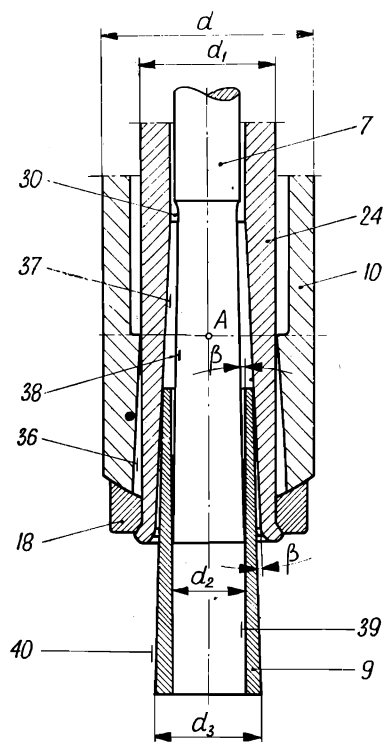


Fig. 4

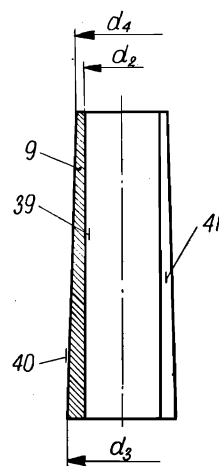


Fig. 5