



OPIS PATENTOWY

66 803

Patent dodatkowy do patentu

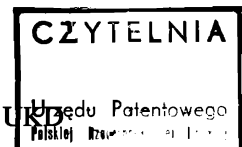
K1. 59a,14

Zgłoszono: 27.II.1969 (P 131 988)

Pierwszeństwo:

MKP F04b 49/00

Opublikowano: **20.XII.1972**



Twórca wynalazku: Kazimierz Dziura

Właściciel patentu: Fabryka Urządzeń Budowlanych „Hydroma”, Szczecin (Polska)

Pompa hydrauliczna osiowa z serwosterowaniem oraz układem zasilania

1

Przedmiotem wynalazku jest wysokociśnieniowa pompa nurnikowa osiowa o regulowanej wydajności, wraz z układem zasilania serwo mechanizmu do sterowania wydajnością tej pompy, oraz układem zasilania ubytków cieczy w przypadku, gdy pompa pracuje w obiegu zamkniętym.

Do najbardziej rozpowszechnionych pomp o regulowanej wydajności należą pompy łopatkowe, numnikowe promieniowe i numnikowe osiowe. Do pomp, których osiągane parametry jak ciśnienie, gabaryty, wskaźnik dysponowanej mocy do ciężaru są najkorzystniejsze należą pompy grupy trzeciej to znaczy numnikowe osiowe i to zarówno ta ich odmiana, w której zmiana wydajności osiągana jest przez zmianę wychylenia tarczy, po której ślizgają się numniki wykonując posuwisto zwrotne ruchy w obracającym się wirniku, jak i odmiana, w której wydajność jest funkcją wielkości kąta między wirnikiem i wałem napędowym, w którym przegubowo osadzone są zespoły tłoczace, to jest numniki.

Dla prawidłowej pracy pompy (pracującej w obiegu zamkniętym), niezbędne jest uzupełnianie strat cieczy w obiegu dodatkową pompą, a w przypadku zmiany wydajności jednostki (jej wychylenie) serwomechanizmem, jeszcze jednej pompy, wykorzystywanej tylko w czasie pracy serwomechanizmu. Ciśnienie pracy serwomechanizmu stanowi istotną wielkość ciśnienia roboczego obiegu głównego. Dla utrzymania w gotowości do pracy serwomechanizmu, musi on być ciągle pod „napieciem” ciśnienia, a dla jego utrzymania cały wydatek pompy serwomechanizmu zostaje wyłoczony przez za-

2

wór bezpieczeństwa. Stanowi to stratę energii napędowej, która zamieniona zostaje w ciepło.

Układy zasilania obiegu głównego i układu sterowania serwomechanizmem jedną pompą, znane są również 5 ale straty w takich układach są równie duże, bowiem ciśnienie zasilania obiegu głównego, zwykle 0,5÷3 atm. musi być zwiększone kilkakrotnie, gdyż jest ono limi- 10 towane ciśnieniem roboczym serwomechanizmu, przy czym nadmiar cieczy podobnie jak poprzednio musi być wytłaczany przez zawór bezpieczeństwa.

Celem wynalazku jest okresowe redukowanie ciśnienia sterującego wydajnością pompy głównej, oraz ciśnienia doładowania niskociśnieniowej strefy obwodu głównego do takich wartości, przy których nie występują jeszcze zakłócenia (brak kawitacji).

Cel wynalazku mógł być osiągnięty dzięki występującym okresowo zmianom wydajności pompy głównej przy użyciu serwomechanizmu zasilanego tą samą pompą, którą zasilany jest układ zamknięty. Wykorzystana została tu okoliczność, że w czasie, gdy zmiana wydajności nie występuje, ciśnienie pompy dodatkowej może być na takim poziomie, jakie wymagane jest do doładowania strefy ssącej, a które zwykle jest kilkakrotnie niższe niż wymagane do pracy serwomechanizmu, natomiast podczas zmiany wydajności, ciśnienie to osiąga wymaganą dla jego pracy wartość.

Istota wynalazku polega na połączeniu układów zasilania nadążnego serwomechanizmu i zasilania obiegu głównego w ten sposób, że cały strumień cieczy jednej 30 pompy dodatkowej, zostaje rozdzielony na trzy przewo-

dy, z których jeden łączy zbiornik poprzez nadążny serwomechanizm, drugi przewód łączy się poprzez zawór stałego ciśnienia z obiegiem zamkniętym, w przypadku, gdy pompa przeznaczona jest do pracy w takim obiegu, trzeci przewód natomiast łączy się z komorami roboczymi nadążnego serwomechanizmu. Strumień pierwszego przewodu (do zaworu stałego ciśnienia) pozostaje pod zmiennym ciśnieniem w zależności od wielkości przepływowych szczelin w rowkach suwaka i tulei nadążnego serwomechanizmu. Szczeliny te są największe a ciśnienie w tym przewodzie najmniejsze, gdy suwak nadążnego serwomechanizmu znajduje się w położeniu neutralnym, to jest gdy robocze komory tego serwomechanizmu nie są zasilane. Wielkość przykryć, które w czasie ruchu serwomechanizmu stwarzają wolny przepływ do komór roboczych serwomechanizmu oraz wielkość przepływowych szczelin w suwaku i tulei jest tak dobrana, że najpierw zostaje zlikwidowane przykrycie, zanim zostaną zamknięte przepływowe szczeliny, oraz że sama wielkość tych szczelin przy neutralnym położeniu stwarza nieco wyższe ciśnienie niż ciśnienie doładowania głównego obiegu zamkniętego, to jest takie na jakie zostaje wyregulowany zawór stałego ciśnienia.

Wlot cieczy roboczej do komór roboczych (trzeci przewód) nadążnego serwomechanizmu jest przez zawór zwrotny. Przez to uniemożliwiony jest ruch tłoka, który mógłby nastąpić w związku z połączeniem komory roboczej nadążnego serwomechanizmu ze zbiornikiem przez szczeliny w suwaku i tulei tego serwomechanizmu.

Nowe rozwiązanie stanowi także dwustronnie symetryczny bezsprężynowy zawór, sterowany niskim i wysokim ciśnieniem obiegu zamkniętego, kierujący strumień zasilania zawsze na stronę niskiego ciśnienia i odcinający strefę ciśnienia wysokiego.

Pompa według wynalazku oznacza się wieloma zaletami w porównaniu do znanych urządzeń tego typu. Pompa może pracować zarówno w obiegu zamkniętym jak i otwartym (również jako samozasysająca). Układ zasilania obiegu głównego i układ zasilania nadążnego serwomechanizmu mają tylko jedną dodatkową pompę. Ciśnienie doładowania (obieg zamknięty) jest stałe (zapewnione zaworem stałego ciśnienia) i nie zależy od ciśnienia przed tym zaworem, które może wzrastać w zależności od tego czy nadążny serwomechanizm pracuje czy też nie. Praca pompy dodatkowej na max. ciśnieniu odbywa się tylko w czasie, gdy pracuje nadążny serwomechanizm, (i to tylko w niektórych przypadkach) co stanowi mały procent ogólnego czasu pracy a zatem istotny czynnik jej żywotności.

Układ zasilania nadążnego serwomechanizmu zapewnia stabilność wychylenia pompy w dowolnym położeniu dzięki zabudowanemu na wlocie do jego komór roboczych zaworowi zwrotnemu, który nie zezwala na samoczynne wytłoczenie oleju do zbiornika z podtłokowej komory tłoka serwomechanizmu, to znaczy na niekontrolowaną zmianę wychylenia pompy. Zabudowany w kolektorze rozdzielczym bezsprężynowy zawór zapewnia odcięcie strefy wysokiego od niskiego ciśnienia z jednoczesnym stworzeniem wolnego przepływu do tej ostatniej, przy czym zawór ten sterowany jest zarówno przy wysokim jak i niskim ciśnieniu.

Przedmiot wynalazku uwidoczniiony jest na rysunku, na którym fig. 1 przedstawia pompę do zasilania obwo-

du zamkniętego z układami: zasilania ubytków tego obwodu, sterowania wydajnością pompy, oraz zasilania nadążnego serwomechanizmu, fig. 2 — pompę w wzdłużnym przekroju w płaszczyźnie prostopadłej do płaszczyzny wychylenia, fig. 3 — nadążny serwomechanizm w wzdłużnym przekroju, fig. 4 — tłok, tuleję i suwak sterujący z głównymi komorami przepływowymi i szczelinami sterującymi w powiększonym, wzdłużnym przekroju.

Dodatkowa pompa 1 zasysa ciecz roboczą ze zbiornika 2 i wytłacza ją trzema przewodami: przewodem 3 i 4 poprzez zawór stałego ciśnienia 5 i zwrotną przepustnicę 6 do obwodu zamkniętego, przewodem 7 poprzez nadążny serwomechanizm 8 przewodem 9 do zbiornika 2, oraz przewodem 10 przez zawór zwrotny 11 do komór roboczych A i B nadążnego serwomechanizmu 8 i dalej również do zbiornika 2. Nadążny serwomechanizm 8 zmienia kąt wychylenia pompy 12 a tym samym jej wydajność. Zawór bezpieczeństwa 13 zabezpiecza pompę 1.

Korpus stały 14 pompy 12 stanowi obudowę dla dwóch skośnych łożysk 15 i 16 oraz łożyska promieniowego 17 wału napędowego 18. Z korpusem stałym 14 łączy się korpus wychyłny 19, który na czopach 20 i 21 może wychylać się w obu kierunkach o określony kąt. Do czoła korpusu wychyłnego 19 przymocowany jest kolektor rozdzielczy 22 będący jednocześnie obudową zwrotnej przepustnicy 23 składającej się z dwóch (nie pokazanych na rysunku) grzybków wciśniętych w siebie. W kołnierzu wału napędowego 18 wykonane są półkoliste pogłębienia 24 i 25 z czego jedno 24 w osi obrotu wału napędowego 18 a pozostałe 25 na określonym promieniu kołnierza tego wału. Wałek środnikowy 26 utrzymuje oś obrotu wirnika 27 w osi wyznaczonej przez półkoliste pogłębienie 24 i otwór 28 w kolektorze rozdzielczym 22. Otwór 28 i pogłębienie 24 są łożyskami dla wałka środkowego 26.

Wstępny docisk wirnika 27 do powierzchni kolektora rozdzielczego 22 zapewniają sprężyny talerzowe 29. W otworach 30 wirnika 27 osadzone są nurniki 31 połączone wychyłnie z tłoczyskami 32 przy pomocy oporów 33 na których wystające części tłoczysk 32 są roznitowane. Kuliste powierzchnie 34 i 35 tłoczysk 32 i wałka środkowego 26 osadzone w pogłębieniach 24 i 25 kołnierza wału napędowego 18 są zabezpieczone pierścieniami przegubu 36. Dwie uszczelki 37 i 38 w kolektorze rozdzielczym 22 i pokrywie 39 oraz elastyczna osłona 40 zabezpieczająca szczelność zewnętrzną pompy, a osłona 40 ponadto umożliwia wychylenie pompy 12, w celu zmiany jej wydajności. Wnętrze pompy 12 posiada również odprowadzenie wewnętrznych przecieków (nie pokazane na rysunku). Czop 41 służy do przyłączenia nadążnego serwomechanizmu, otwory 42 i 43 do łą-

czenia przewodów obwodu zamkniętego a otwór 44 do przyłączenia przewodu z pompy dodatkowej 1 uzupełniającej straty w obiegu.

Tłok 45 z wciśniętą tuleją 46 prowadzony jest w korpusie 47, na dwóch średnicach 48 i 49 z których większa zamyka obszar dwóch komór roboczych A i B nadążnego serwomechanizmu 8. Tłok 45 pokazany jest w położeniu neutralnym. Z położenia tego może on wychylać się w obu kierunkach na jednakowe odległości. Skok suwaka sterującego 50, który jest prowadzony w tulei 46 i pokrywie 51 zamykającej korpus 47,

względem tłoka 45 ogranicza segment 52 przymocowany do tego tłoka. Na zewnętrznej stronie pokrywy 51 zabudowany jest przy pomocy pierścienia osadczego 53 kołpak 54. Jest on pod działaniem siły sprężyny 55 poprzez podkładkę 56. Drugim czołem sprężyna 55 dociska do pokrywy 51 kołpak 57. Położenie dwóch pierścieni osadczych 58 i 59 zabudowanych na suwaku sterującym 50 zapewnia minimalne ugięcie sprężyny 55 przy neutralnym położeniu tłoka 45 nadążnego serwowymechanizmu 8. Szczeliny I₁ i I₂ są równe a przykrycia I₃ są co do bezwzględnej wartości mniejsze od szczelin I₁ i I₂. Korek 60, sprężyna 61 i kulka 62 tworzą jednokierunkowy zawór zwrotny 11. Ciecz do nadążnego serwowymechanizmu 8 doprowadza się otworem 63 a odprowadza do zbiornika otworem 64. Korpus 47 zaopatrzony jest w dwa czopy 65 i 66 do odchylnego utwierdzenia nadążnego serwowymechanizmu 8. Tłok 45 zakończony jest końcówką 66 z otworem przeznaczoną do przyłączenia korpusu wychylnego 19 pompy 12. Pierścienie uszczelniające 67, 68, 69, 70 i 71 zapewniają zewnętrzną i wewnętrzną szczelność.

Działanie pompy z układem sterowania i zasilania jest następujące:

Po nadaniu ruchu obrotowego części wirującej pompy 12, oraz wychyleniu jej korpusu 19, uzyskuje ona własności ssąco-tłoczące. W przypadku przyłączenia pompy do obwodu zamkniętego — co ma miejsce w naszym opisie przykładu wykonania wynalazku — połączony on zostaje z pompą dodatkową 1, której strumień jednego z trzech odgałęzień, skierowany jest przez zawór stałego ciśnienia 5 i zwrotną przepustnicę 6 do tego obwodu, a ściślej do jego strefy niskiego ciśnienia. Skierowanie do tej strefy zapewnia zwrotna przepustnica 6, przesterowywana zarówno niskim jak i roboczym ciśnieniem obwodu zamkniętego w czasie kiedy różnica między tymi ciśnieniami jest jeszcze niska, to znaczy, kiedy wychylenie pompy 12 ma taką wartość, przy której ledwo osiąga ona własności ssąco-tłoczące.

W dowolnym położeniu wychylenia pompy głównej 12 strumień pompy dodatkowej 1 może płynąć tylko dwoma przewodami:

1. do zbiornika 2 przez przewód 7 otwór 72 szczeliny I₁ i dalej przewodem 9 lub
2. przez zawór stałego ciśnienia 5 przewodem 4 zwrotną przepustnicę 6 do głównego obwodu zamkniętego.

W czasie przesterowywania pompy głównej 12 ciecz robocza może płynąć również trzecim odgałęzieniem: przewodem 10 przez zawór zwrotny 11 do komory roboczej A lub tą samą drogą i dalej do komory B w zależności od tego w którym kierunku wychylony jest suwak sterujący 50 nadążnego serwowymechanizmu 8 względem tłoka 45. Przepływ cieczy trzecim przewodem jest zawsze związany z wychyleniem pompy 12 to jest ze zmianą jej wydajności.

W określonym położeniu suwak sterujący 50 zajmuje jedno ze skrajnych położenia względem tłoka 45 i wtedy przepływ cieczy odgałęzieniem pierwszym ustaje z powodu zamknięcia szczelin przepływowych I₁. Przy stałej wydajności pompy dodatkowej 1, cały jej wydatek (nie uwzględniając wielkości strumienia do obwodu zamkniętego) musi przepłynąć przewodem trzecim naj-

większą, możliwą szybkość tłoka 45 nadążnego serwowymechanizmu 8, oraz szybko zmianę wydajności pompy głównej 12. Ponieważ zjawisko to mogłoby odbijać się niekorzystnie na pracy układu, na drodze: zawór zwrotny 11 — komora robocza A nadążnego serwowymechanizmu 8, przewidziany jest dławik o stałym przekroju, który hamuje przepływ cieczy aż do zadziałania zaworu bezpieczeństwa 13 i upuszczenie nadmiaru cieczy. Rolę tego dławika spełnia otwór 73.

Suwak sterujący 50 nadążnego serwowymechanizmu 8 jest w dowolnym położeniu wychylenia pompy głównej pod naporem sprężyny 55. Napór na ten suwak w kierunku do nadążnego serwowymechanizmu 8 jest przez kołpak 57, pierścień osadczy 58 a w kierunku do niego przez podkładkę 56 i pierścień osadczy 59. Po odjęciu siły zewnętrznej od suwaka sterującego 50 (sterowanego dodatkową dźwignią, pedałem itp.) przesterowywuje on tłok 45 kierując do odpowiedniej komory A lub B ciecz roboczą. Przesterowywanie trwa do czasu, kiedy tłok zajmie neutralne położenie co odpowiada zerowemu wychyleniu pompy 12 i jednocześnie zerowej jej wydajności.

Zastrzeżenia patentowe

1. Pompa hydrauliczna osiowa z serwo sterowaniem oraz układem zasilania z jednej dodatkowej pompy z nadążnym serwowymechanizmem pompy osiowej i uzupełnianiem ubytków obiegu zamkniętego w czasie, gdy pompa ta pracuje w takim obiegu, **znamienna tym**, że w zespole sterującym i uzupełniającym ubytek posiada przewody (3—4); (7); (10), którymi tłoczony jest strumień pompy dodatkowej, przy czym jeden przewód (3—4) zasila obieg zamknięty pompy osiowej pod ciśnieniem określonym zaworem stałego ciśnienia (5), drugi przewód (10) zasila komory robocze (A) lub (B) nadążnego serwowymechanizmu (8), oraz trzeci przewód (7) kieruje nadmiar cieczy do zbiornika (2), zaś sterowanie przepływem cieczy w drugim i trzecim przewodzie następuje w nadążnym serwowymechanizmie (8) przez wykonany na suwaku sterującym (50) i tulei (46) tego serwowymechanizmu układ szczelin I₁ i przykryć I₃, ponadto ma kolektor rozdzielczy (22) połączony z jej korpusem wyposażony w bezsprężynową, dwustronnie symetryczną zwrotną przepustnicę (23), sterowaną ciśnieniem ssania i tłoczenia odcinającą strefę wysokiego ciśnienia od niskiego z równoczesnym połączeniem strumienia pompy dodatkowej z tą strefą.
2. Pompa według zastrz. 1, **znamienna tym**, że równym szczelinom I₁ w suwaku sterującym (50) i tulei (46) nadążnego serwowymechanizmu (8) odpowiadają na osadzeniu tego suwaka równe przykrycia I₃, które co do bezwzględnej wielkości są mniejsze niż wielkości szczelin I₁, dzięki czemu ruch tłoka (45) nadążnego serwowymechanizmu (8) wskutek ruchu suwaka (50) następuje przed odcięciem wypływu cieczy do zbiornika (2) w miarę wzrastania ciśnienia na skutek przysmykania szczelin I₁.
3. Pompa według zastrz. 1—2, **znamienna tym**, że na przewodzie (10) doprowadzającym czynnik do komór roboczych (A) lub (B) nadążnego serwowymechanizmu (8) jest zamontowany jednokierunkowy zawór zwrotny (11).

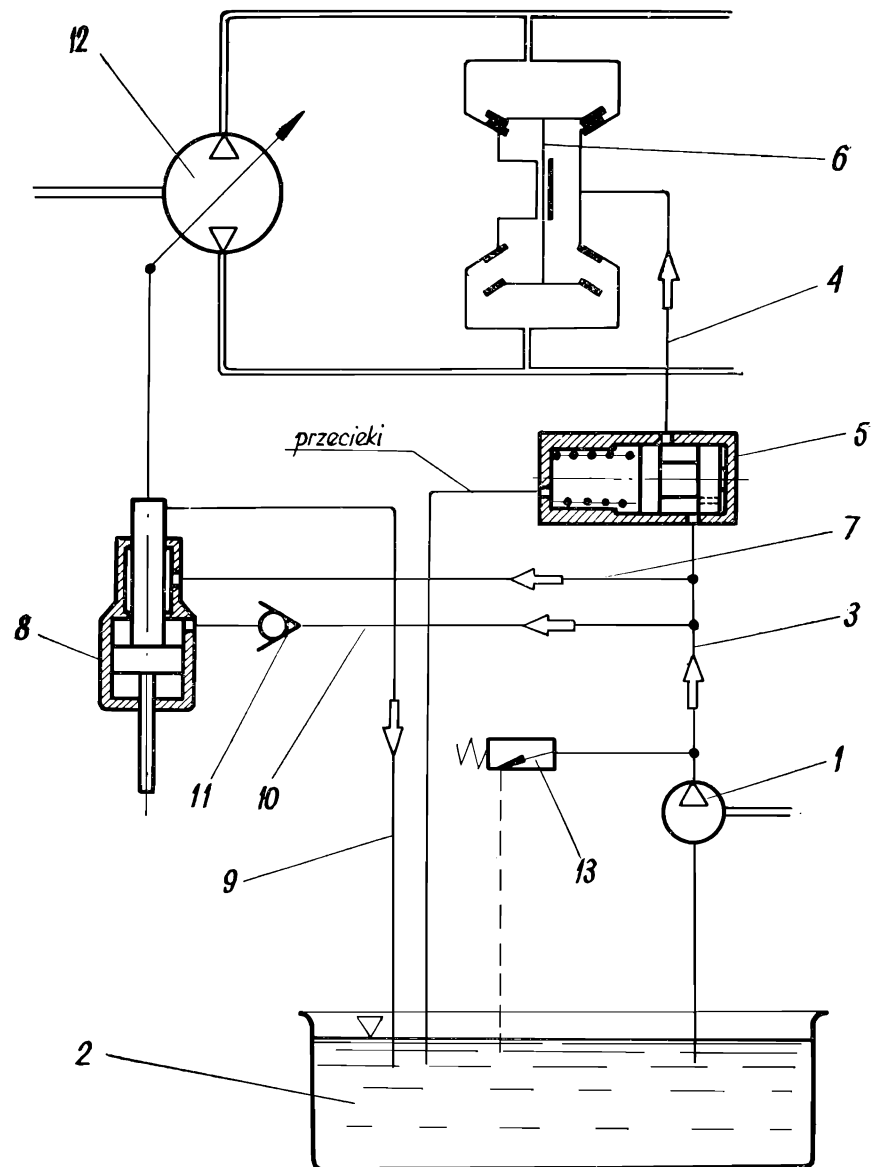
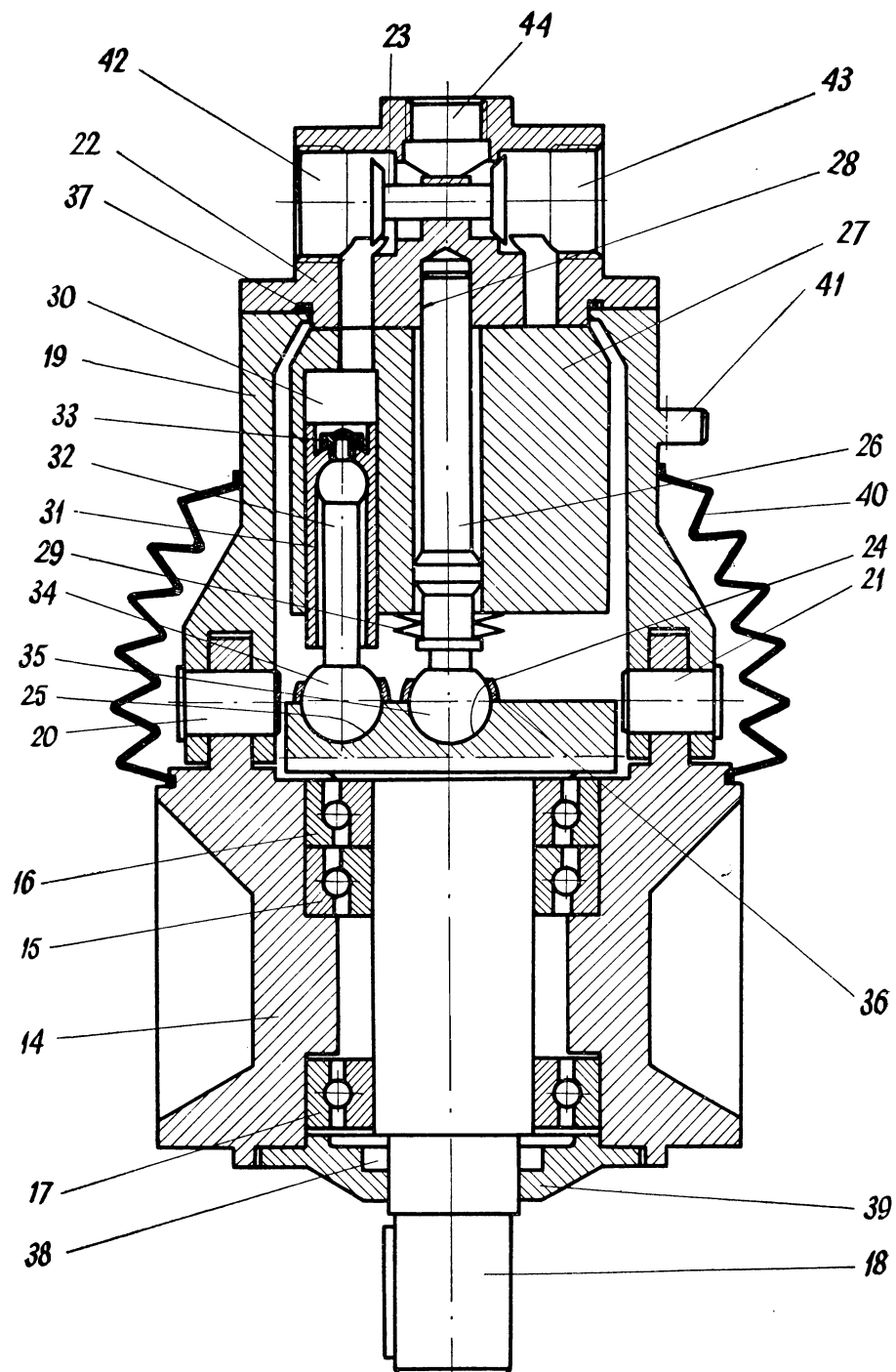


Fig. 1.



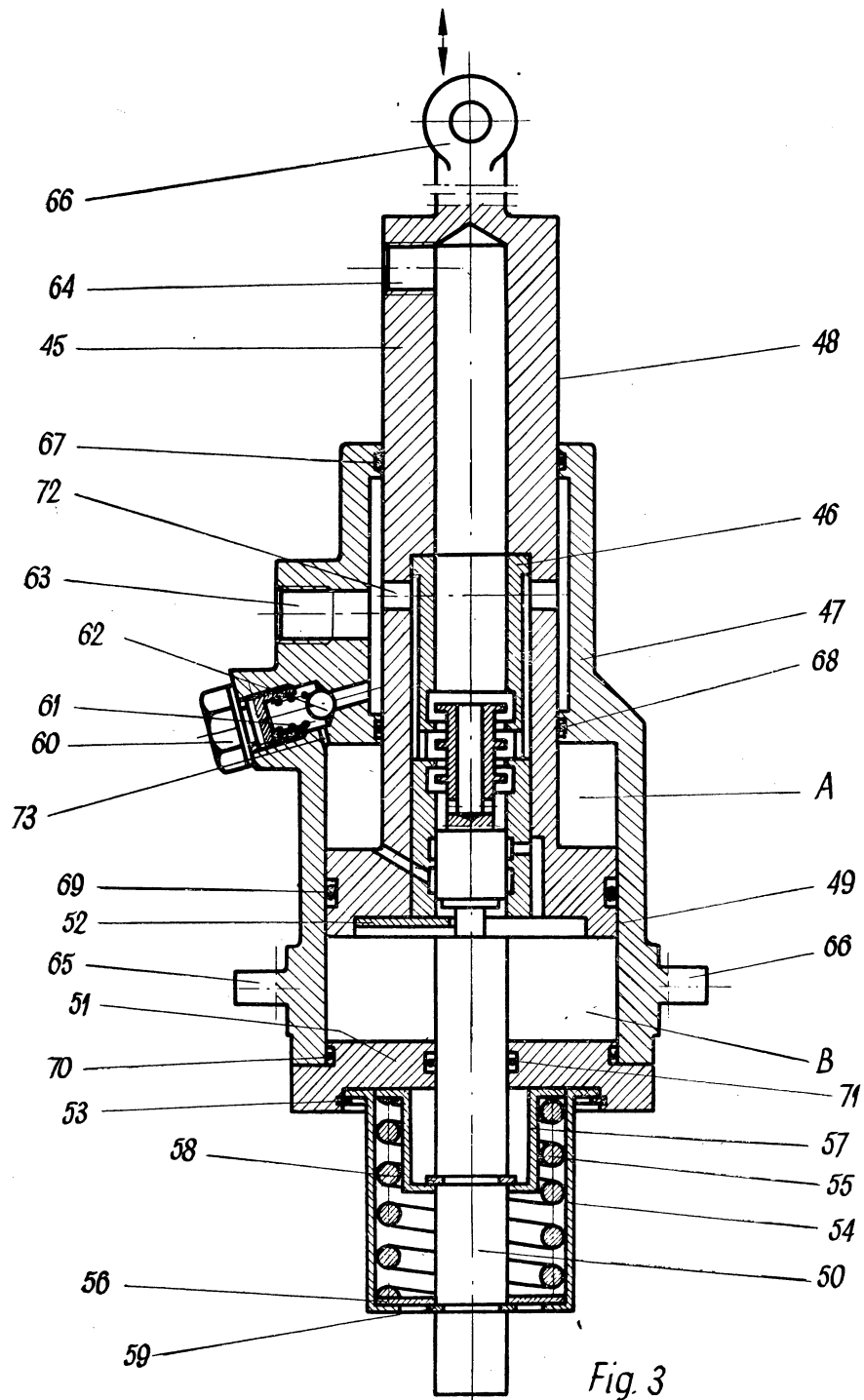


Fig. 3

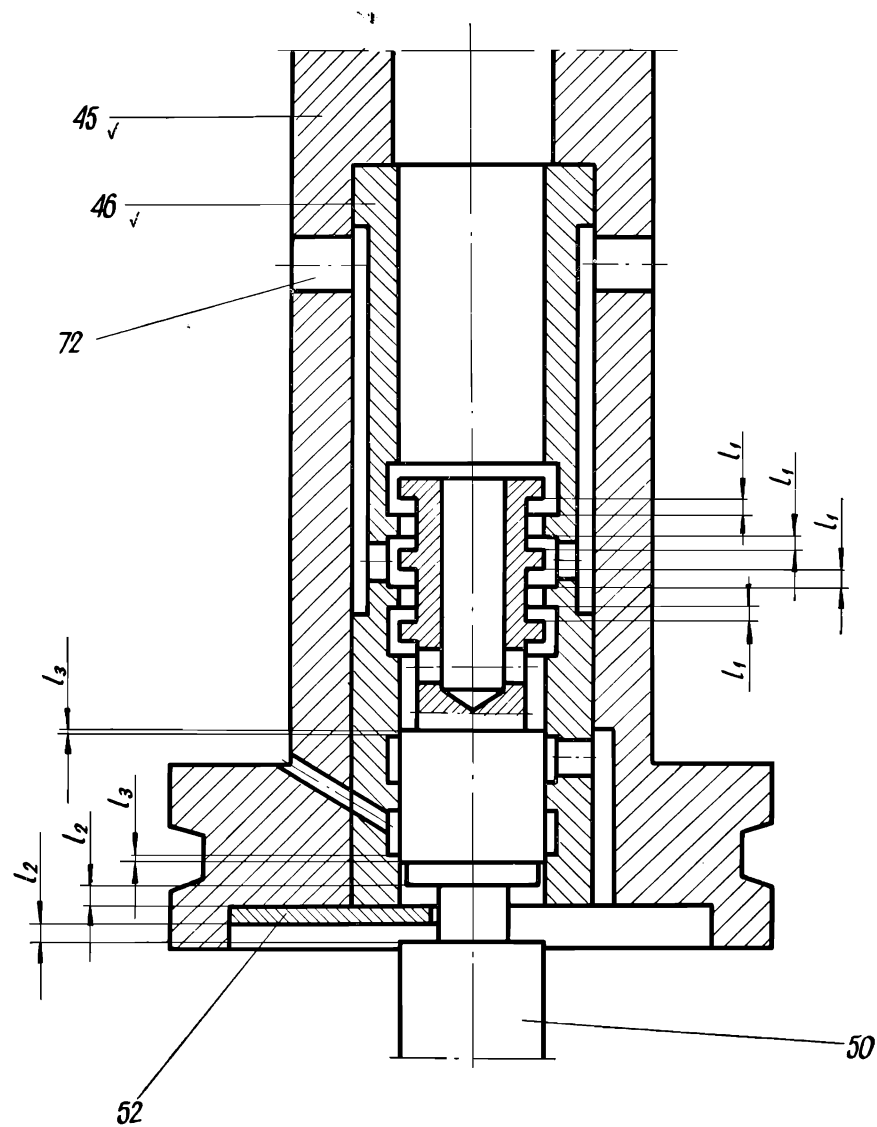


Fig. 4.