

2

**POLSKA
RZECZPOSPOLITA
LUDOWA**



**URZĄD
PATENTOWY
PRL**

OPIS PATENTOWY

69 850

Patent dodatkowy
do patentu _____

Zgłoszono: **07.07.1969** (P. 134655)

Pierwszeństwo: **08.07.1968** Francja

Zgłoszenie ogłoszono: **31.08.1972**

Opis patentowy opublikowano: **18.03.1974**

Kl. 59a,14

MKP F04b 29/00

CZYTELNIA

Urzędu Patentowego
Państwa Republiki Polskiej

Twórca wynalazku: Roger Chanal

Uprawniony z patentu: Bennes Marrel S. A., Saint-Etienne (Francja)

Pompa hydrauliczna

1

Przedmiotem wynalazku jest wysokociśnieniowa pompa hydrauliczna o zmiennej wydajności przeznaczona do zasilania dwóch niezależnych obiegów.

W różnych gałęziach przemysłu, a szczególnie w niektórych urządzeniach użytku publicznego koniecznym jest stosowanie niezależnych obiegów hydraulicznych. W znanych rozwiązaniach dla każdego obiegu stosuje się oddzielną pompę, co komplikuje sterowanie i utrudnia regulację, gdyż moc dostarczona przez silnik urządzenia powinna być stale doregulowywana i równa całkowitej mocy zużywanej przez pompy.

Celem wynalazku jest wyeliminowanie powyższej niedogodności za pomocą jednego zespołu hydromechanicznego.

Cel ten osiągnięto za pomocą pompy według wynalazku, która polega na tym, że zawiera dwa obrotowe cylindry umieszczone obok siebie w nieruchomej obudowie, przy czym stopki tłoków umieszczonych w cylindrach spoczywają na czołowej płaszczyźnie tej samej wahliwej płyty podczas, gdy obrotowe wały napędu cylindrów są zsynchronizowane za pomocą dwóch zębatach kół ząbionych i ułożonych w nieruchomej obudowie, gdzie tworzą pompę doładowującą, zabezpieczającą zasilanie olejem pompy wysokiego ciśnienia.

Obydwie pompy są zsynchronizowane za pomocą dwóch współpracujących kółek zębatach, przez co uzyskuje się stałą całkowitą moc urządzenia i do-

2

kładne niezależne pompowanie o zmiennej wydajności w każdym z obydwóch obiegów hydraulicznych.

Dwa obrotowe cylindry umieszczone są obok siebie w nieruchomym karterze, przy czym stopki tłoków tych cylindrów spoczywają na czołowej płaszczyźnie wahliwej płyty, podczas gdy osie obrotu cylindrów są zsynchronizowane za pomocą dwóch ząbionych kółek zębatach, umieszczonych w nieruchomym karterze, w którym tworzą one pompę doładowującą umożliwiającą zasilanie olejem pomp o wysokim ciśnieniu. W wykonaniu zalecanym według wynalazku płyta wahliwa jest zaopatrzona w dolną cylindryczną powierzchnię, która ślizga się po nieruchomej obsadzie kołyski wskutek czego okienka tej kołyski są mniej lub więcej odsłaniane przez kanały przepływowe wykonane w cylindrycznej powierzchni płyty, spełniając rolę automatycznych zwieraczy pompy doładowującej, której wydajność pompowania pozostaje stale niezmienna i jest nieznacznie większa od wydajności niezbędnej do zasilania pomp o wysokim ciśnieniu, ostateczne dopasowanie tych dwóch wydajności można uzyskać za pomocą nadmiarowego zaworu, którego małe wymiary zapewniają niezawodne działanie bez bezwładności.

Przez przesunięcie kątowe obydwóch cylindrów względem siebie uzyskuje się w zespole złożonym z pomp działanie o sprzężeniu praktycznie stałym, całkowicie tłumiącym drgania, którym są

poddawane płyty wahliwe w pompach znanych typów.

Przedmiot wynalazku jest przykładowo przedstawiony na rysunku, na którym fig. 1 uwidacznia pompę podwójną według wynalazku w przekroju wykonanym wzdłuż płaszczyzny oznaczonej symbolem I — I na fig. 2, fig. 2 — tę samą pompę w przekroju osiowym wykonanym w płaszczyźnie oznaczonej symbolem II — II na fig. 1, fig. 3 — pompę w przekroju w płaszczyźnie oznaczonej symbolem III — III na fig. 2, fig. 4 — pompę w przekroju w płaszczyźnie oznaczonej symbolem IV — IV na fig. 2, fig. 5 — wydodrębnioną płytę wahlwą w widoku perspektywicznym, wyposażoną w jarzma odpowiadające stopkom tłoków, fig. 6 — pompę w przekroju w płaszczyźnie oznaczonej symbolem VI — VI na fig. 1, fig. 7 — pompę w przekroju wzdłuż VII — VII na fig. 6, fig. 8 — wykres odzwierciedlający działanie uzupełniające zaworu umieszczonego między pompą doładowującą i pompami wysokiego ciśnienia, fig. 9 — pompę w przekroju wzdłuż IX — IX na fig. 7, fig. 10 — pompę w podłużnym przekroju wykonanym w osi wału napędowego.

Pompa podwójna według wynalazku zawiera dwa cylindry 1 i 2, które obracają się wewnątrz nieruchomego karteru 3. Te dwa cylindry są jednakowe i na przykład każdy z nich zawiera dwie cylindryczne otwory 4, w których w znany sposób przesuwają się tłoki 5. Każdy tłok 5 kończy się na dolnym końcu kulistym sworzniem 6 (przegubem) umieszczonym w wahlwym łożysku 7. Osiemnaście wahlwych łożysk 7 zespołu dwóch cylindrów 1 i 2 jest opartych na górnej powierzchni płaszczyzny 8 wahlwej płyty 9 (fig. 2, 4 i 5).

Dwa kołnierze lub jarzma 10 podtrzymują na płaszczyźnie 8 przeguby 6 tłoków, wówczas gdy są w fazie zasysania.

Podstawową cechą konstrukcji według wynalazku jest umieszczenie obok siebie dwóch obrotowych cylindrów 1 i 2, przy czym sterowanie zmienną wydajnością pomp jest umożliwione przez zastosowanie jednej wspólnej wahlwej płyty 9 o kształcie wydłużonym (fig. 5).

Zespół zawiera dwie pompy wysokiego ciśnienia o zmiennej wydajności zaopatrzone w tłoki poruszające się wzdłuż osi o jednakowej kinematyce ruchu i jednakowej pojemności skokowej.

Cylinder 1 lub cylinder pierwszy jest utrzymywany w ruchu obrotowym przez żłobkowany wał 11 silnika, którego koniec przechodzi przez nieruchomą obudowę 3 (karter), natomiast cylinder 2 lub cylinder drugi jest osadzony na wale 12, który nie wystaje poza obudowę 3.

Synchronizację uzyskuje się za pomocą dwóch dużych zębatach kół 13 i 14 odpowiednio zaklinowanych na wałach 11 i 12. Pompa wtórna 2 — 12 jest napędzana przez pompę pierwotną 1 — 11.

Inną cechą konstrukcji według wynalazku jest umieszczenie dwóch sprzęgniętych zębatach kół 13 i 14 między wahlwą płytą 9 i napędem 15 ze sterującego wału 11, są one umieszczone w nieruchomym karterze 16, wraz z którym tworzą pompę zębatą niskiego ciśnienia, przy czym pojemność tej pompy jest znacznie większa od maksymalnej

pojemności zespołu pomp 2 — 12 i 1 — 11 wysokiego ciśnienia i od zmiennych pojemności.

Pompa 13, 14, 16 o niskim ciśnieniu może być wykorzystana do pracy pomocniczej. Na przykład można ją wykorzystać do uzyskania przepływu płynu hydraulicznego do chłodnicy, do obsługi źródła ciśnienia w różnych rodzajach współpracy lub również jako pompę doładowującą zasilającą dwie pompy 1 — 11 i 2 — 12 wysokiego ciśnienia. Pojemność zębatej pompy 13, 14, 16 o stałej wartości doregulowuje się do pojemności pomp wysokiego ciśnienia za pomocą urządzenia, którego działanie wyjaśniono za pomocą fig. 8.

Urządzenie to zawiera układ opróżniających szczelin uwidoczniionych na fig. 3 i zawór regulacyjny uwidoczniiony na fig. 9.

W przypadku, gdy ciśnienie w obiegach tłoczenia pomp 1 — 11 i 2 — 12 jest wysokie wówczas wydajność pomp wysokiego ciśnienia jest mała.

Zatem pompa 13, 14, 16 niskiego ciśnienia dostarcza nadmiar płynu, którego pompy wysokiego ciśnienia nie mogą wchłonąć. Należy więc zmniejszyć nadmierną wydajność tej pompy. Do tego celu w znanych systemach używa się zaworu nadmiarowego. Tego rodzaju zawór zawsze jest duży i zajmuje dużo miejsca wskutek czego przeszkadza, a poza tym granice otwierania tego zaworu są dość znaczne i zmieniają się w funkcji wydajności cieczy przepływającej co ma tę niedogodność, że powoduje duże zmiany ciśnienia przy zasysaniu pomp wysokiego ciśnienia.

W celu usunięcia tych niedogodności w pompie według wynalazku zastąpiono duży zawór nadmiarowy znanego typu mechanizmem uwidocznionym na fig. 4 i 9.

Na fig. 4 uwidoczniiono na dolnej cylindrycznej powierzchni wahlwej płyty 9 poprzeczne rowki 17 (fig. 2) umożliwiające odsłonięcie nieruchomych okienek 18 i 19 wykonanych w kołysce 20, w której spoczywa płyta 9.

Jak wiadomo dla uzyskania pracy pomp o wysokim ciśnieniu ze zmienną wydajnością wystarczy wahać płytą 9 w nieruchomej kołysce 20. Podczas tych wahań rowki 17 mniej lub więcej łączą okienka 18 i 19 i łączą tłoczący przewód 21 pompy 13, 14, 16 pracującej pod niskim ciśnieniem z jej zasysającym przewodem 22. W ten sposób część wydajności pompy o niskim ciśnieniu zostaje zawarta. Ta część jest przedstawiona za pomocą zakreskowanego pola „A” na wykresie na fig. 8, na którym na osi poziomej naniesiono w barach ciśnienie tłoczenia pomp o wysokim ciśnieniu, a na osi pionowej całkowitą wydajność w litrach na minutę uzyskiwaną podczas tłoczenia.

Wydajność tłoczenia pompy doładowującej 13, 14, 16 jest odwzorowana krzywą „a”. Jak można zauważyć jest ona niewiele większa od wydajności niezbędnej do zasilania pomp 1 — 11 i 2 — 12 o wysokim ciśnieniu, ta wymagana wydajność jest przedstawiona za pomocą krzywej „b”.

Zmiany wydajności „a” pompy doładowującej są bardzo bliskie zmianom wymaganej wydajności „b”. Nadmierna wydajność jest z reguły bardzo mała i została przedstawiona za pomocą zakreskowanego pola „B”.

Widocznym jest, że dla usunięcia tego nadmiaru wystarczy zastosować tani zawór nadciśnieniowy o małych wymiarach łatwy do umieszczenia. Zawór 23 (fig. 7 i 9) jest umieszczony w zasilającym kołnierzu 24, który jest przymocowany do boku nieruchomej obudowy 3. Małe wymiary zaworu 23 wystarczają całkowicie do usunięcia znacznych zmian w ciśnieniu zasilania pomp o wysokim ciśnieniu, a ponadto ze względu na umieszczenie zaworu w odejmowanym kołnierzu 24 można użyć tą samą standartową obudowę 3 zespajającą pompy niskiego i wysokiego ciśnienia, a poza tym łatwość wymiany kołnierza 24 umożliwia umieszczenie zaworów 23 o różnych wymiarach, zależnie od przewidywanych warunków pracy pompy. Wyższość tego rozwiązania staje się szczególnie widoczna w przypadku pomp o wysokim ciśnieniu, których całkowita wydajność jest znaczna na przykład większa od dwustu litrów na minutę.

W celu umożliwienia swobodnych wahań płyty 9 w kołysce 20, pomimo znacznych nacisków jakim jest ona poddawana, przewidziano w cylindrycznej części płyty 9 w okolicy, w której występuje środek naporu tłoków, komory 25 (fig. 2 i 6), do których za pośrednictwem dwóch kanałów 26 doprowadza się płyn pod ciśnieniem z obiegu hydraulicznego.

Każdej z dwóch pomp 1 — 11 i 2 — 12 odpowiada jedna komora 25, która zachowuje się jak podnośnik usiłujący odsunąć płytę 9 od kołyski 20 co zmniejsza naciski między tymi dwoma elementami.

Ułatwia to również wahania płyty 9, ponieważ warstewka oleju zostaje wciśnięta pod ciśnieniem między powierzchnie styku co zapewnia smarowanie pod ciśnieniem powierzchni ślizgowych.

Ułatwienie poślizgu ma na celu uzyskanie elastycznego działania i dużej dokładności położenia kąтового płyty 9 co umożliwia prawidłowe ustalenie krzywej regulacji wydajności przy bardzo małej bezwładności.

Należy zauważyć, że zrównoważenie jest bardzo dokładnie określone przez prawidłowe zwymiarowanie przekroju komór 25 w ten sposób, że odpowiednio oddziaływanie przedstawia ostatecznie pewien procent ciśnienia działającego w obiegu. Jednocześnie zrównoważenie pozostaje dokładnie proporcjonalne do ciśnienia pracy pompy. Każda z dwóch pomp 1 — 11 i 2 — 12 jest w ten sposób zrównoważona oddzielnie w funkcji własnego ciśnienia tłoczenia. Układ wspólnej regulacji pomp wysokiego ciśnienia jest umieszczony między nimi równolegle do osi obrotu. Tego rodzaju układ regulacji nazywany „regulacją mocy” umożliwia ustawienie wahlowej płyty 9 w ten sposób, że suma wydajności $2Q$ tłoczenia pomp 1 — 11 i 2 — 12 pomnożona przez sumę ciśnień $(P_1 + P_2)$ panujących w każdym hydraulicznym obiegu odpowiada stałej mocy, co wyjaśnia zależność.

$$2 Q (P_1 + P_2) = \text{const.}$$

Urządzenie tego rodzaju uzyskuje się przez podporządkowanie położenia kąтового płyty 9 układowi regulacji zawierającemu elastyczny element,

którego elastyczność jest regulowana przez nakładanie trzech lub więcej sprężyn 27, 28, 29 (fig. 3) i zespół dwóch podnośników 30 (fig. 3), których układ może być współśrodkowy, przy czym każdy z nich jest czuły na ciśnienie jakie panuje w jednym z obiegu.

To pozwala wyznaczyć charakterystykę wydajności jako krzywą hyperboliczną wówczas, gdy na osi poziomej naniesie się ciśnienia tłoczenia w barach, a na osi pionowej wydajność w litrach na minutę.

Oś wahań płyty 9 (fig. 3) jest umieszczona na zewnątrz płaszczyzny 32 wyznaczonej przez dwie osie obrotu pomp. Stanowi to zasadnicze przeciwieństwo do rozwiązań znanych pomp. Wiadomo, że zwykle urządzenia polegające na umieszczeniu osi 31 na płaszczyźnie 32 przedstawia niedogodność dla pomp, których cylinder jest wyposażony w nieparzystą liczbę tłoków. W rzeczywistości liczba tłoków pod ciśnieniem odpowiada na przemian trzem i czterem, jeżeli jest ich siedem, czterem i pięciu, jeżeli jest ich dziewięć i tak dalej. W następstwie tego środek działania nacisku tłoków na wahlową płytę przechodzi powyżej lub poniżej linii prostopadłej do linii martwych punktów zawierającej środek obrotu (oś 32 na fig. 7). A więc przy użyciu zwykłego urządzenia okazałoby się, że płyta 9 waha się na przemian w przód i w tył z częstotliwością równą liczbie tłoków 5 i szybkości obrotów pompy. Wynikające stąd wibracje zużywałyby nadmiernie zespoły sterujące odchyleniem płyty i wywoływałyby jak się często obserwuje miejscowe uszkodzenia uszczelnień lub pęknięcia.

W przeciwieństwie do tego układ według wynalazku, w którym oś 31 wahań umieszczona poza płaszczyzną 32 powoduje powstanie biegunowości, która pozostaje zawsze jednakowa względem momentu wyważenia. Można uczynić ten moment całkowicie dodatnim lub ujemnym, zależnie od przeznaczenia wynalazku i tym samym usunąć zmienne wahania omówione poprzednio.

W przypadku, gdy oś 31 umieści się na zewnątrz miejsca odpowiadającego skrajnemu położeniu sumarycznej wypadkowej oddziaływania tłoków zapewni się w pierwszym rzędzie wahania o zmiennej amplitudzie, której zwrot będzie zawsze jednakowy. Płyta 9 staje się więc stateczną i działanie regulacji zostaje znacznie polepszone. Odległość przesunięcia 33 może być dobrana odpowiednio do wymagań i przeznaczenia.

W celu dalszego polepszenia regularności pracy podwójnej pompy według wynalazku i stłumienia pojawiających się zakłóceń oddziaływujących w znacznym stopniu na poziom sterowania odchyleniem płyty 9, sumuje się momenty drgań obydwóch pomp wysokiego ciśnienia przez przesunięcie kątowne obydwóch cylindrów 1 i 2 aż do uzyskania prawidłowej wartości sumarycznego momentu.

Wielkość tego przesunięcia kątownego zależy od liczby tłoków 5 i odległości 33 omówionej poprzednio.

W przypadku dwóch pomp 1 — 11 i 2 — 12,

których każdy cylinder zawiera dziewięć tłoków 5, jak wykazują obliczenia, najbardziej korzystne przesunięcie kątowe między cylindrami 1 i 2 zapewniające maksymalnie korzystne sprzęgnięcie, leży w granicach 10° .

Przesunięcie to zostało oznaczone na fig. 1 liczbą 34.

Jest ono korzystne nie tylko ze względu na wyważenie płyty 9 lecz również ze względu na prawidłowe sprzężenie napędu wału silnika 11. Nie-równomierności sprzężenia przenoszone przez ten wał są mniejsze i bardziej rozłożone w czasie.

W celu uzyskania praktycznych wyników, przy całkowitym zachowaniu identyczności elementów w obydwóch pompach wysokiego ciśnienia, różnice występują jedynie w geometrii wtórnego wału 12. Wystarczy, że na wale 12 żłobkowania napędu 35 zostaną przesunięte o wymaganą wartość względem żłobków 36 pierwotnego wału 11.

Wahliwa płyta 9 jest podtrzymywana w kołysce 20 za pomocą popychacza 37 (fig. 2 i 3), którego docisk jest regulowany nadmiarową sprężyną 38. Koniec popychacza 37 jest oparty o płytę 9 i zaopatrzony w profil zaokrąglony dookoła teoretycznej osi 37 wskutek czego podczas wahań płyta 9 toczy się dookoła końca popychacza 37. Popychacz podtrzymuje płytę 9 w prawidłowym położeniu i zapobiega podnoszeniu się jej pod działaniem tłoków 5, które cofają się w fazie zasysania.

Ponadto zadaniem popychacza 37 jest zapobieżenie przesunięciu płyty 9 bezpośrednio opartej w kołysce 20. Koniec popychacza 37 jest zaopatrzony w dwa spłaszczenia 37a, którymi styka się z powierzchniami kołnierzy 10 (fig. 3 i 5).

Wał napędowy pompy według wynalazku to znaczy pierwotny wał 11 jest podtrzymywany za pomocą trzech tocznych łożysk 39, 40, 41 podobnie jak i wtórny wał 12 (fig. 2). Należy zauważyć, że jedno łożysko jak wiadomo łożysko 40 zapewnia podłużne usytuowanie każdego wału 11 lub 12.

Wahliwa płyta 9, która ustala własną pojemność każdej z pomp wysokiego ciśnienia jest wspólna dla obydwóch tych elementów. Zapewnia to, że obydwie pompy 1 — 11 i 2 — 12 mają dokładnie jednakowe pojemności ponieważ zgodnie z konstrukcją pozostałe elementy tych pomp są nawzajem jednakowe. Ma to szczególne znaczenie wówczas, gdy należy precyzyjnie oddziaływać równoczesnymi ruchami na różne ciśnienie w każdym z hydraulicznych obiegów tłoczenia. Z drugiej strony dogodnym jest wykorzystywać wspólną wahliwą płytę 9 dla dwóch pomp w celu: 1. Zmniejszenia zewnętrznych wymiarów przez uniknięcie stosowania dwóch płyt i elementów łączących co jest niezbędne w przypadku budowy w tej samej obudowie, obok siebie, dwóch cylindrycznych pomp znanego typu. Elementy łączące są zawsze powodem powstawania luzów lub rozregulowują się podczas pracy, 2. umożliwienie łatwej obróbki płyty, 3. uzyskanie płyty 9 o zwiększonej sztywności maksymalnie ułożyskowanej w kołysce 20, która wytrzymuje nacisk na zmniejszoną powierzchnię styku, 4. wykonania w cylindrycznej powierzchni płyty 9 żłobków lub wgłębień 17 umożliwiających regulację wydajności pompy 13, 14, 16 niskiego

ciśnienia jak również wykonania równoważących komór 25; 5. zastosowania jednego układu regulacji wydajności bezpośrednio sprzężonego z płytą 9 współpracującego symetrycznie względem każdej pompy 1 — 11 i 2 — 12.

Pompa według wynalazku w rezultacie wykazuje szereg zalet jak na przykład, dużą wartość budowy, niski koszt, znaczną moc całkowitą, możliwość regulacji mocy, łatwość regulacji i łatwość obsługi.

Przytoczony opis wynalazku dotyczy przykładu wykonania pompy i nie ogranicza zakresu wynalazku, a zwłaszcza zamiana opisanych elementów użytych do wykonania pompy przez inne równoważne urządzenia nie zmienia istoty wynalazku. W szczególności w zakresie wynalazku leży również wykonanie na wahliwej płycie 9 nie jednej płaszczyzny 8, lecz dwóch płaszczyzn przyporu ustawionych względem siebie pod pewnym kątem i uzyskanie w ten sposób jednej pompy na przykład 1, 11 o większej wydajności niż drugiej pompy 2, 12 i przystosowanie układu regulacji do takiego rozwiązania.

Zastrzeżenia patentowe

1. Pompa hydrauliczna z tłokami poruszającymi się osiowo i regulacją mocy oraz z własnym doładowaniem, **znamienna tym**, że zawiera dwa obrotowe cylindry (1) i (2) umieszczone obok siebie w nieruchomej obudowie (3), przy czym stopki (7) tłoków (5) umieszczonych w cylindrach (1) i (2) spoczywają na czołowej płaszczyźnie (8) tej samej wahliwej płyty (9) podczas, gdy obrotowe wały (11) i (12) napędu cylindrów (1) i (2) są zsynchronizowane za pomocą dwóch zębatach kół (13) i (14) zazębionych i ułożonych w nieruchomej obudowie (16) gdzie tworzą pompę (13), (14), (16) doładującą, zabezpieczającą zasilenie olejem pompy (1), (2), (5), (9) wysokiego ciśnienia.

2. Pompa według zastrz. 1, **znamienna tym**, że jeden cylinder (1) jest wprawiany w ruch przez żłobkowany wał (11) napędowy, którego jeden koniec przechodzi przez nieruchomą obudowę (3) podczas, gdy drugi cylinder (2) jest wprawiany w ruch przez wał (12), który nie wychodzi poza obudowę (3), przy czym synchronizację między tymi dwoma wałami (11) i (12) zapewniają dwa zazębione zębate koła (13) i (14).

3. Pompa według zastrz. 1, **znamienna tym**, że dwa zębate koła (13) i (14) są umieszczone między wahliwą płytą (9) i napędem (15) ze sterującego wału (11).

4. Pompa według zastrz. 1 i 3, **znamienna tym**, że pojemność doładującej pompy (13), (14) i (16) jest większa od maksymalnej pojemności zespołu dwóch pomp (2), (12) i (1), (11) wysokiego ciśnienia o zmiennych pojemnościach.

5. Pompa według zastrz. 1 i 4, **znamienna tym**, że w dolnej cylindrycznej powierzchni wahliwej płyty (9) wykonane są poprzeczne rowki (17) do odsłaniania nieruchomych okienek (18) i (19) wykonanych w nieruchomej kołysce (20), w której

spoczywa wahliwa płyta (9), i łączenia przez te okienka (18) i (19) przewodu (21) tłoczenia pompy (13), (14) i (16) niskiego ciśnienia z jej zasysającym przewodem (22).

6. Pompa według zastrz. 1, 4, 5, **znamienna tym**, że zawiera w zasilającym kołnierzu (24) umieszczonym na boku nieruchomej obudowy (3) nadmiarowy zawór (23).

7. Pompa według zastrz. 1, **znamienna tym**, że na cylindrycznej dolnej części płyty (9) zawiera 10 dwie komory (25), do których jest doprowadzany pod ciśnieniem płyn z obiegów hydraulicznych przez kanały (26) wykonane w nieruchomej obudowie (3).

8. Pompa według zastrz. 1, **znamienna tym**, że 15 między dwoma cylindrami (1) i (2) równoległe do osi (11) i (12) ich obrotu umieszczony jest układ regulacji mocy.

9. Pompa według zastrz. 1 i 7, **znamienna tym**, że 20 układ regulacji mocy zawiera elastyczny element o zmiennej elastyczności działający przy jednym z brzegów wahliwej płyty (9) i zespół dwóch podnośników (30) czułych na ciśnienie panujące w

jednym z obiegów i działających na przeciwnym brzegu wahliwej płyty (9).

10. Pompa według zastrz. 1, **znamienna tym**, że teoretyczna oś (31) wahań płyty (9) jest umieszczona poza płaszczyzną (32) wyznaczoną przez dwie 5 osie (11) i (12) obrotu cylindrów (1) i (2), przy czym przesunięcie odpowiada odległości (33).

11. Pompa według zastrz. 1 i 10, **znamienna tym**, że 10 dwa cylindry (1) i (2) są kątowno względem siebie przesunięte.

12. Pompa według zastrz. 1, 10, 11, **znamienna tym**, że przesunięcie kątowne cylindrów (1) i (2) jest uzyskane przez przesunięcie na wale (12) napędowych żłobków (35) względem żłobków (36) na 15 głównym wale (11).

13. Pompa według zastrz. 1, **znamienna tym**, że 20 w części środkowej wahliwej płyty (9) zawiera popychacz (37), na który działa nadmiarowa sprężyna (38), przy czym koniec tego popychacza (37) oparty na płycie (9) jest zaopatrzony w dwa spłaszczenia (37a) przeznaczone do oparcia o płaszczyzny kołnierzy (10), które podtrzymują na płycie (9) stopki (7) tłoków (5).







