2 BIBLIOTEKA U.P. PRL

POLSKA RZECZPOSPOLITA LUDOWA

URZĄD PATENTOWY PRL

OPIS PATENTOWY 62224

Patent dodatkowy do patentu _____

Zgłoszono: 26.II.1969 (P 131 973)

Pierwszeństwo: _____

Opublikowano: 5.III.1971

Kl. 63 c, 34/01

MKP B 60 k, 17/10

UKD

BIBLIOTEKA Urzędu Patentowego Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej

Twórca wynalazku: Jerzy Piasecki

Właściciel patentu: „Polmo" Centralny Ośrodek Konstrukcyjno-Badawczy Przemysłu Motoryzacyjnego Przedsiębiorstwo Państwowe, Warszawa (Polska)

Bezstopniowa przekładnia hydrostatyczna, zwłaszcza do układów napędowych pojazdów

1

Przedmiotem wynalazku jest bezstopniowa przekładnia hydrostatyczna o zmianie przełożenia sterowanej przez obsługę lub automatycznie, przeznaczona do stosowania zwłaszcza w układach napędowych pojazdów.

Znane są przekładnie hydrostatyczne stanowiące skojarzenia pomp i silników hydraulicznych różnych typów, jak na przykład tłokowych, łopatkowych lub zębatych, przy czym rozdział momentu napędowego na koła pojazdu jest dokonywany bądź przez stosowanie kilku niezależnych silników hydraulicznych napędzających poszczególne koła pojazdu, bądź też za pośrednictwem mechanizmów różnicowych umieszczonych poza silnikiem hydraulicznym w osobnych obudowach.

Stosowanie niezależnych silników hydraulicznych do napędu poszczególnych kół pojazdu pociąga za sobą większy ciężar, większą łączną objętość zewnętrzną, większy koszt wykonania i mniejszą sprawność całkowitą urządzenia napędowego niż w przypadku zastosowania pojedynczego silnika hydraulicznego.

Stosowanie do napędu pary kół pojazdu pojedynczego silnika hydraulicznego i mechanizmu różnicowego w osobnej obudowie również wymaga stosunkowo dużej objętości zewnętrznej mechanizmów i dużego ciężaru wynikającego z zastosowania dodatkowej obudowy mechanizmu różnicowego.

Celem wynalazku jest opracowanie rozwiązania konstrukcyjnego pozwalającego na zmniejszenie wymiarów zewnętrznych, obniżenie ciężaru i kosztu wykonania oraz uzyskanie możliwie najwyższej sprawności całkowitej hydrostatycznego urządzenia napędowego.

2

Cel ten osiągnięto w przekładni według wynalazku przez skojarzenie pompy zębatej o zmiennym wydatku z silnikiem hydraulicznym typu łopatkowego oraz umieszczenie mechanizmu różnicowego wewnątrz wirnika silnika hydraulicznego.

Pompa zębata nie posiada części o ruchu zwrotnym, a więc nadaje się do pracy przy wysokich prędkościach obrotowych, co pozwala na jej bezpośrednie sprzęgnięcie z wysokoobrotowym silnikiem spalinowym, elektrycznym lub innym. Pompa zębata o regulowanym wydatku odznacza się prostą budową, niezawodnością działania, trwałością oraz możliwością prostej automatyzacji regulacji wydatku w zależności od obciążenia.

Silnik hydrauliczny typu łopatkowego jest korzystniejszy od silników innych typów, w szczególności od silników tłokowych, gdyż nie występują w nim posuwisto-zwrotne ruchy cieczy i nie ma potrzeby stosowania specjalnego mechanizmu do zamiany posuwisto-zwrotnego ruchu tłoków na obrotowy ruch wałów odbierających moment napędowy.

Umieszczenie mechanicznego mechanizmu różnicowego wewnątrz wirnika silnika hydraulicznego pozwala na wyeliminowanie dodatkowej obudowy

do jego osłony, co zmniejsza ciężar, wymiary zewnętrzne i koszt wykonania urządzenia.

Dzięki uniknięciu stosowania dwóch osobnych silników hydraulicznych do napędu kół pojazdu, również uzyskuje się zwartość i prostotę budowy, mały obrys zewnętrzny, mały ciężar i niski koszt wykonania urządzenia, przy wysokiej sprawności całkowitej wynikającej ze zmniejszenia ilości powierzchni trących oraz ilości szczelin wymagających uszczelnienia i powodujących przecieki cieczy roboczej.

Przedmiot wynalazku został przedstawiony w przykładowym rozwiązaniu na rysunkach, na których:

fig. 1 przedstawia przekrój podłużny przekładni płaszczyzną przechodzącą przez osie wałów pompy zębatej,

fig. 2 przedstawia przekrój przez silnik hydrauliczny wzdłuż linii B — B na fig. 1,

fig. 3 przedstawia przekrój poprzeczny przekładni wzdłuż linii A — A na fig. 1,

fig. 4 przedstawia schematycznie widok zewnętrzny przekładni w kierunku strzałki C na fig. 3,

fig. 5 przedstawia schematycznie widok zewnętrzny przekładni w kierunku strzałki D na fig. 4,

fig. 6 przedstawia schemat układu hydraulicznego przekładni.

Budowa przekładni według wynalazku w przykładowym rozwiązaniu przedstawionym na fig. 1 do 6 jest następująca. Pompa zębata **1** o zmiennym wydatku posiada wał wejściowy **2**, którego zakończenia **3** i **4** są wyprowadzone na zewnątrz obudowy.

Otwór wylotowy **5** pompy zębatej **1** jest połączony rozwidlonym przewodem **6** wysokiego ciśnienia z dwoma wlotami **7** kurków rozdzielczych **8** łopatkowego silnika hydraulicznego **9** podwójnego działania. Dwa wyloty **10** kurków rozdzielczych **8** są połączone rozwidlonym przewodem **11** niskiego ciśnienia z otworem wlotowym **12** pompy zębatej **1**. Kurki rozdzielcze **8** zamykają lub otwierają częściowo lub całkowicie otwory **13** i **14** połączone z przestrzeniami roboczymi łopatkowego silnika hydraulicznego **9**.

Kurki rozdzielcze **8** są połączone z trzpieniami **15**, na których końcach wyprowadzonych na zewnątrz przewodu **11** niskiego ciśnienia są osadzone koła zębate **16** lub wycinki kół zębatych, zazębione z listwą zębatą **17**.

Przewód **6** wysokiego ciśnienia i przewód **11** niskiego ciśnienia są połączone za pośrednictwem zaworów jednokierunkowych **18** maksymalnego ciśnienia i zaworów jednokierunkowych **19** minimalnego ciśnienia z zamkniętym szczelnie zbiornikiem **20** zaopatrzonym w przewody **21** lub **22** minimalnego ciśnienia.

Wewnątrz wirnika **23** łopatkowego silnika hydraulicznego **9** jest ułożyskowana przy pomocy łożysk **24** obudowa **25** mechanizmu różnicowego z dwoma wałami wyjściowymi **26**.

Obudowa **25** mechanizmu różnicowego łączy się z wirnikiem **23** za pośrednictwem wałkowego sprzęgła jednokierunkowego **27** z urządzeniem blokującym **28**. Przestrzeń **29**, w której znajdują się wałki sprzęgła jednokierunkowego **27** jest połączona z wyprowadzonym na zewnątrz przekładni przewodem **30**.

Przestrzeń **31** między obudową pompy zębatej **1** i elementami tworzącymi przesuwną ściankę zmieniającą objętość przetrzeni roboczej **32** pompy jest połączona z obszarem wysokiego lub podwyższonego ciśnienia przestrzeni roboczej **32** pompy, na przykład z otworem wylotowym **5** lub z innym miejscem **33** przestrzeni tłoczenia położonym pomiędzy otworem wlotowym **12** i otworem wylotowym **5** pompy zębatej **1**.

Działanie przekładni według fig. 1 do 6 jest następujące. Moment obrotowy jest doprowadzony do wału wejściowego **2** pompy zębatej **1** o zmiennym wydatku. Z pompy zębatej **1** ciecz jest tłoczona pod ciśnieniem przez otwór wylotowy **5**, przewód **6** wysokiego ciśnienia i dwa kurki rozdzielcze **8** do przestrzeni roboczych łopatkowego silnika hydraulicznego **9** podwójnego działania, w których wykonuje pracę obracając wirnik **23**.

Z silnika **9** ciecz o obniżonym ciśnieniu odpływa przez dwa kurki rozdzielcze **8**, przewód **11** niskiego ciśnienia i wraca przez otwór wlotowy **12** do pompy zębatej **1**. Wirnik **23** obraca za pośrednictwem wałkowego sprzęgła jednokierunkowego **27** obudowę **25** mechanizmu różnicowego z wałami wyjściowymi **26**.

Zmiana kierunku obrotów wirnika **23** następuje po obróceniu o kąt π radianów (180°) dwóch kurków rozdzielczych **8**, co uzyskuje się przez przesuwanie listwy zębatej **17** zazębionej z kołami zębatymi **16**. Sprzęgnięcie obudowy **25** mechanizmu różnicowego z wirnikiem **23** przy kierunku obrotów wirnika **23** przeciwnym niż wynikający z ustawienia kurków rozdzielczych **8** w położeniach jak na fig. 1 i 2, uzyskuje się blokując sprzęgło jednokierunkowe **27** przez doprowadzenie do przestrzeni **29** poprzez przewód **30** gazu lub cieczy o ciśnieniu odpowiednio wyższym od ciśnienia panującego wewnątrz obudowy **25** mechanizmu różnicowego.

Przy obracających się wałach pompy zębatej **1** można wyłączyć napęd wirnika **23** bez jego unieruchomienia ustawiając dwa kurki rozdzielcze **8** w położeniach pośrednich otwierających połączenie między otworami **13** i **14**, dzięki czemu przewody **6** i **11** uzyskują połączenie pomiędzy sobą z pominięciem przestrzeni roboczej silnika **9**, nie uniemożliwiając jednak obrotu wirnika **23**. Przez odpowiednie ustawienie kurków rozdzielczych **8** regulować można wielkość szczeliny łączącej otwory **13** i **14**, co przy wyłączonym napędzie wirnika **23** i zablokowanym sprzęgle jednokierunkowym **27** może być wykorzystywane do hamowania wirnika **23** momentem hamującym dobranym odpowiednio do potrzeby.

Przy pracującej pompie zębatej **1** wyłączenie napędu wirnika **23** z jego unieruchomieniem uzyskuje się przez ustawienie kurków rozdzielczych **8** w położeniach zamykających otwory **14** lecz otwierających połączenie pomiędzy przewodami **6** i **11** za pośrednictwem otworów **13**. Dzięki zamknięciu otworów **14** swobodny obrót wirnika **23** nie jest możliwy.

W przypadku gdyby ciśnienie cieczy wewnątrz przekładni wzrosło powyżej określonej konstrukcyjnie granicznej wartości p_{max}, ciecz ma możność od-

pływu przez jednokierunkowe zawory **18** maksymalnego ciśnienia do zbiornika **20.** W szczelnie zamkniętym zbiorniku **20** jest stale zapewnione określone konstrukcyjnie najniższe dopuszczone w przekładni ciśnienie p_{min} przez utrzymywanie ciśnienia p_{min} w przewodzie **21** gazowym lub w przewodzie **22** cieczy. Przewody **21** lub **22** są stosowane w zależności od tego czy jest do dyspozycji źródło gazu czy cieczy o stałym ciśnieniu p_{min}. Gdyby ciśnienie w przekładni spadło poniżej p_{min}, ciecz zostanie doprowadzona do przekładni ze zbiornika **20** przez zawory jednokierunkowe **19** minimalnego ciśnienia.

Automatyczna zmiana przełożenia przekładni odbywa się w sposób następujący. Przy stałej wielkości momentu na wale wejściowym **2,** zwiększenie momentu obciążającego wały wyjściowe **26** wywołuje wzrost ciśnienia w przewodzie **6** wysokiego ciśnienia, a więc również w obszarze tłoczenia pompy zębatej **1,** który jest połączony z przestrzenią **31.** Wzrost ciśnienia w przestrzeni **31** powoduje zmianę położenia przesuwnej ścianki ograniczającej przestrzeń roboczą **32** pompy zębatej **1** i przestrzeń ta zostaje zmniejszona, a tym samym zmniejsza się wydatek pompy. Dzięki temu zostaje odpowiednio obniżona prędkość obrotowa wirnika **23** silnika hydraulicznego **9.**

W analogiczny sposób przy zmniejszeniu momentu obciążającego wały wyjściowe **26** spada ciśnienie w przestrzeni **31,** ścianka przesuwna w pompie zmienia położenie zwiększając objętość przestrzeni roboczej **32** pompy **1** i zwiększa się wydatek pompy, a tym samym odpowiednio wzrasta prędkość obrotowa wirnika **23** silnika hydraulicznego **9.**

W przypadku zastosowania przekładni według fig. 1 do 6 do napędu tylko jednej osi pojazdu, wał wejściowy **2** pompy zębatej **1** nie musi mieć obu zakończeń **3** i **4** wyprowadzonych na zewnątrz obudowy. Wał wejściowy **2** przelotowy ma zastosowanie przy napędzie pojazdu wieloosiowego, gdzie każda oś jest napędzana osobną przekładnią, zaś wały wejściowe **2** wszystkich przekładni są ze sobą połączone wałami napędowymi.

W takim układzie jest wyeliminowana potrzeba stosowania mechanizmów różnicowych międzyosiowych, ponieważ poszczególne przekładnie samoczynnie dostosowują swoje przełożenia do momentów oporu jazdy obciążających osie.

Zastrzeżenia patentowe

1. Bezstopniowa przekładnia hydrostatyczna zwłaszcza do układów napędowych pojazdów, **znamienna tym,** że składa się z co najmniej jednej pompy zębatej **(1)** o zmiennej objętości przestrzeni roboczej **(32)** oraz z co najmniej jednego silnika hydraulicznego **(9)** typu łopatkowego posiadającego mechanizm różnicowy **(25)** umieszczony wewnątrz wirnika **(23).**

2. Przekładnia według zastrz. 1, **znamienna tym,** że posiada sprzęgło jednokierunkowe **(27)** sprzęgające lub rozłączające wirnik **(23)** silnika hydraulicznego **(9)** z mechanizmem różnicowym **(25).**

3. Przekładnia według zastrz. 1 i 2, **znamienna tym,** że sprzęgło jednokierunkowe **(27)** posiada urządzenie blokujące **(28).**

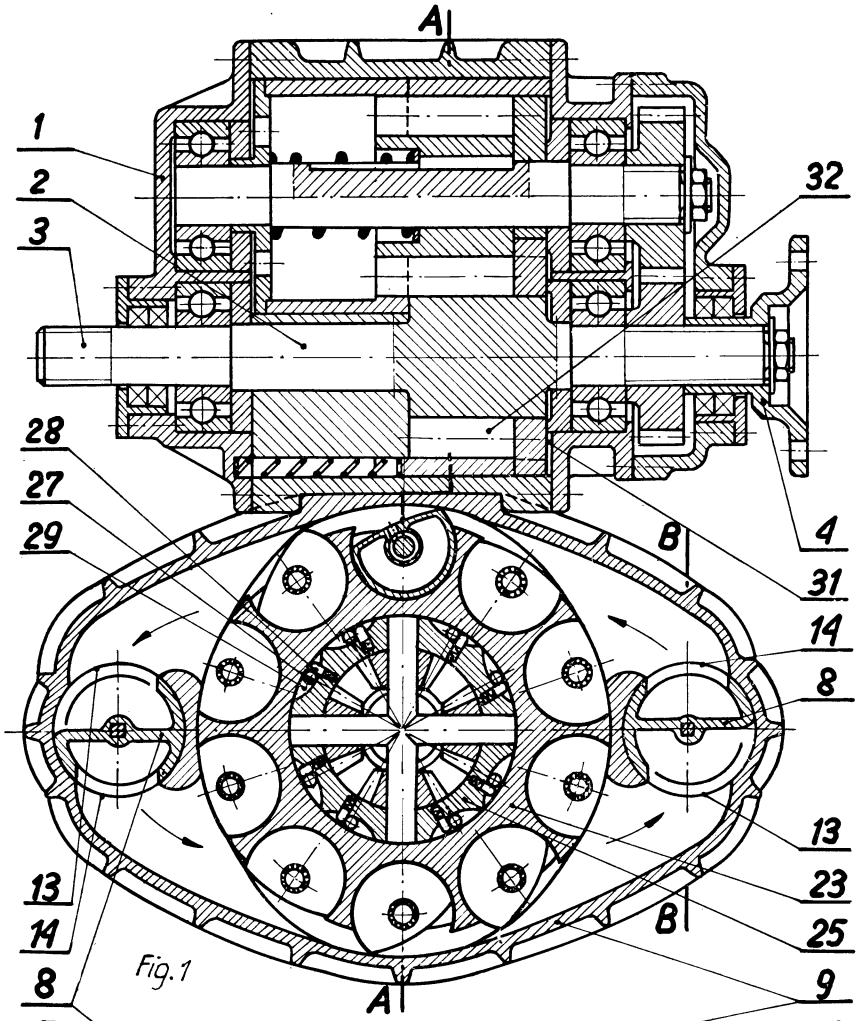

Fig. 1

Fig. 2

BIBLIOTEKA

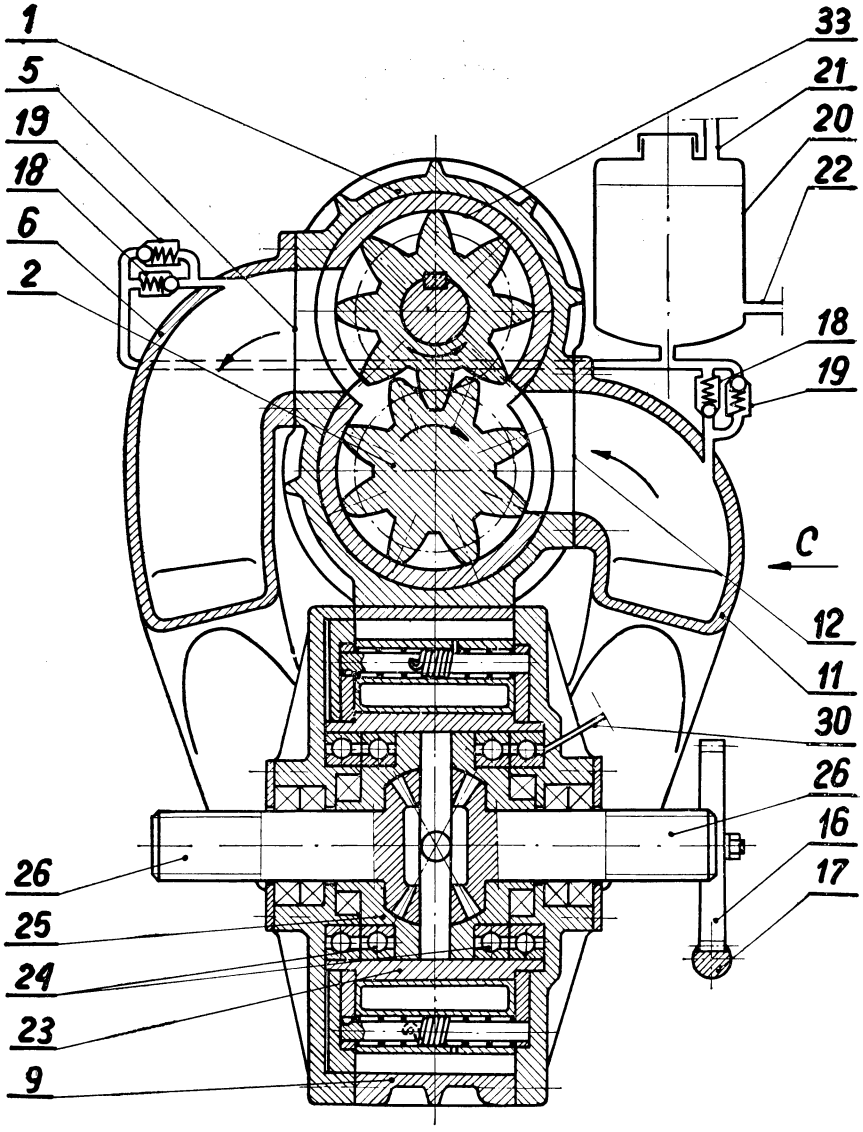

Fig. 3

BIBLIOTEKA

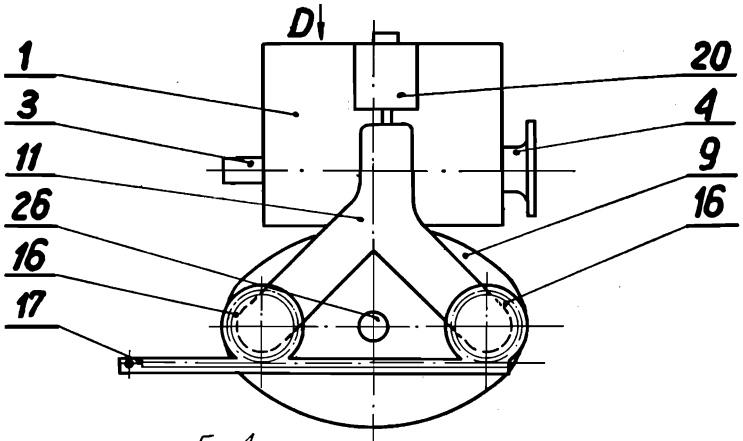

Fig. 4

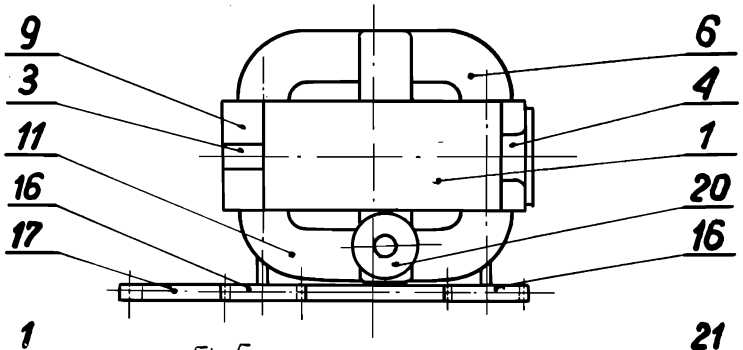

Fig. 5

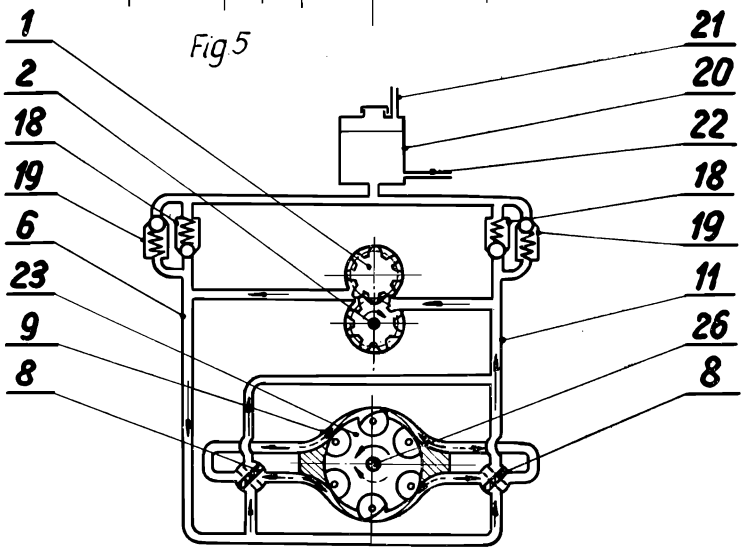

Fig. 6

BIBLIOTEKA

ZF „Ruch" W-wa, zam. 1524-70, nakł. 240 egz.