

(19)



URZĄD  
PATENTOWY  
RZECZYPOSPOLITEJ  
POLSKIEJ

(10) **PL 245709 B1**

(12)

## Opis patentowy

(21) Numer zgłoszenia: **436277**

(22) Data zgłoszenia: **2020.12.09**

(43) Data publikacji o zgłoszeniu: **2022.06.13 BUP 24/2022**

(45) Data publikacji o udzieleniu patentu: **2024.09.23 WUP 39/2024**

(51) MKP:

**F04C 23/00** (2006.01)

**F04C 23/02** (2006.01)

**F04C 2/14** (2006.01)

**F04C 2/24** (2006.01)

**F04C 2/08** (2006.01)

**F04C 13/00** (2006.01)

**F04C 15/00** (2006.01)

**F04C 29/12** (2006.01)

(73) Uprawniony z patentu:

**POLITECHNIKA WROCŁAWSKA, Wrocław, PL**

(72) Twórca(-y) wynalazku:

**PIOTR OSIŃSKI, Wrocław, PL**

**KACPER LESZCZYŃSKI, Kluczbork, PL**

(74) Pełnomocnik:

**rzecz. pat. Anna Meissner, Wrocław, PL**

(54) Tytuł:

**Wysokociśnieniowa pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym**

**PL 245709 B1**

## Opis wynalazku

Przedmiotem wynalazku jest wysokociśnieniowa pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym stosowana zwłaszcza w układach hydraulicznych i układach smarowania.

Znana z polskiego zgłoszenia patentowego P.316090 pompa zębata ma korpus, w którym wykonany jest otwór ssący, połączony poprzez komorę roboczą, w której pracują dwa koła zębate, z otworem tłocznym. Przecieki z komory ciśnienia odprowadzane są wewnętrznymi kanałami wykonanymi w płycie i korpusie. Komora robocza została tak zaprojektowana, aby uzyskać strefy sprężenia pomiędzy kołami zębatymi, a korpusiem co pozwala na zwiększenie wydajności projektowanej pompy.

Pompa zębata o dużej wydajności, do pompowania płynów o dużej lepkości znana jest z polskiego opisu patentowego nr 194708. W pompie między każdym z kół zębatych, a wewnętrznymi ściankami komory znajdują się strefy sprężania, które mają grubość zmieniającą się wzdłuż kół zębatych. Kształt stref sprężania sprawia, że lepki płyn, który zasysany jest wskutek obrotów przekładni zębatych, wtłaczany jest w kierunku zgodnym z kierunkiem obrotów przekładni, do zwężającej się stopniowo szczeliny. Szczelina kończy się łagodnym odcięciem przepływu płynu wraz z rozpoczęciem się strefy szczelnej. Kształt stref sprężania sprzyja zwiększeniu ilości wtłaczanego lepkiego płynu i jego sprężeniu. Płyn wpompowany jest między zęby przekładni, co ułatwia całkowite wypełnienie przestrzeni między nimi. Pompa jest bardziej wydajna niż znane pompy i może pracować w większym zakresie prędkości i w stosunkowo większym zakresie lepkości płynu.

Znane ze stosowania pompy zębata mają korpus, w którym wykonany jest otwór ssący połączony poprzez komorę roboczą, w której pracują dwa koła zębate, z otworem tłocznym. W pompach tych, do kompensacji luzów, na powierzchniach bocznych kół zębatych, powstałych w wyniku wysokiego ciśnienia roboczego, zastosowane są pływające bloki łożyskowe, które mimo zmian wymiarów wewnętrznych korpusu, dociskane są do powierzchni bocznych kół zębatych ciśnieniem roboczym tejże pompy.

Konwencjonalne układy hydrauliczne pracujące przy ciśnieniach wyższych niż 28 MPa korzystają z pomp hydraulicznych wielotłoczkowych o wysokich ciśnieniach nominalnych. Pompy te odznaczają się bardziej skomplikowaną konstrukcją niż pompy zębata oraz wysokimi kosztami wytwarzania.

Istotą rozwiązania według wynalazku jest wysokociśnieniowa pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym znamienna tym, że w korpusie znajdują się dwa koła zębata I stopnia oraz dwa koła zębata II stopnia, przy czym w jednym stopniu pompy mieszczą się dwa koła zębata bierne natomiast w drugim stopniu pompy jedno koło zębata to koło czynne, a drugie to koło bierne, i każde z kół ułożyskowane jest łożyskach ślizgowych znajdujących się na korpusach łożysk, w których od strony zewnętrznej są rowki pod uszczelnienie z wkładką podporową.

Korzystnie pompa pracuje przy ciśnieniach tłoczenia wyższych niż 28 MPa.

Korzystnie odległość pomiędzy osiami kół I stopnia oraz II stopnia, a także odległość między osiami najbliższych kół różnego stopnia jest równa.

Korzystnie pompa posiada dwa kanały ssawne I stopnia oraz dwa kanały ssawne II stopnia oraz po jednym kanale tłocznym I i II stopnia.

Korzystnie kanał tłoczny I stopnia połączony jest bezpośrednio z kanałami ssawnymi II stopnia.

Zaletą rozwiązania jest zwiększenie obszaru stosowalności danej pompy, która jest w stanie zastąpić droższe oraz bardziej skomplikowane pompy wielotłoczkowe o wysokich ciśnieniach nominalnych pracy.

Korzystnie, pompa według pomysłu cechuje się zwartą budową, tj. jako generator energii strumienia cieczy jest w stanie przesać większą ilość energii hydraulicznej do układu w odniesieniu do porównywalnych gabarytowo lub masowo pomp konwencjonalnych.

Zaletą rozwiązania wg wynalazku jest to, że wypadkowe siły od naporu hydrostatycznego cieczy w dużej części wzajemnie się znoszą.

Przedmiot wynalazku został bliżej przedstawiony na rysunkach:

- Fig. 1 przedstawia widok rozstrzelony budowy pompy z zaznaczonymi poszczególnymi elementami wchodzącymi w skład konstrukcji;
- Fig. 2 pokazuje złożony model pompy od strony płyty (7);
- Fig. 3 ukazuje złożony model pompy od strony pokrywy (6);
- Fig. 4 przedstawia przekrój pompy z zaznaczonymi stopniami sprężania, kołami zębatymi biernymi (2), kołem czynnym (1) oraz przestrzeniami ssawnymi (16 i 18) i przestrzeniami tłocznymi (17 i 19);
- Fig. 5 przedstawia rozkład ciśnienia na obwodzie kół od naporu hydrostatycznego cieczy roboczej.

## PRZYKŁAD

Pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym (Fig. 1, Fig. 2, Fig. 3, Fig. 4 i Fig. 5) ma korpus 3 w którym znajdują się trzy koła bierne 2 i jedno koło czynne 1. Moment od napędu przyłożony jest do koła czynnego 1, które w wyniku zazębienia z kołami biernymi 2 wprawia je w ruch obrotowy. Każde z kół łożyskowane jest w łożyskach ślizgowych 5 znajdujących się w korpusach łożysk 4. W korpusach łożysk 4 od strony zewnętrznej wykonano rowki pod uszczelnienia 8 z wkładką podporową 9. Uszczelnienie 8 wyznacza obszar kompensacji osiowej niwelującej luz pomiędzy korpusami łożysk, a kołami zębatymi. Uszczelki typu O-ring 10 zapewniają doszczelnienie konstrukcji pomiędzy korpusem 3, a pokrywą 6 i płytą 7. Całość konstrukcji skrzęcona jest czterema śrubami 13 przechodzącymi przez płytę 7, korpus 3 i pokrywę 6. Prawidłowe dopasowanie korpusu 3 i płyty 7 zapewniają kołki montażowe 11. Doszczelnienie koła czynnego 1 zapewnia pierścień uszczelniający typu simmering 14, który zabezpieczony jest przed wysunięciem przez pierścień segera wewnętrzny 15.

Ciecz robocza transportowana jest po obwodzie kół we wrębach zębów z dwóch komór ssawnych I stopnia 16 do jednej komory tłocznej I stopnia (wstępnego sprężania) 17, następnie ciecz transportowana jest do dwóch komór ssawnych II stopnia 18 przez system kanałów w korpusie pompy, aby w końcu, we wrębach kół, trafić do właściwej komory tłocznej II stopnia (końcowego sprężania) 19. Przejście czynnika roboczego przez dwa stopnie sprężania pozwala na uzyskanie wysokich ciśnień pracy pompy. Przeciwstawne ułożenie kół dla poszczególnych stopni sprężania umożliwia wzajemne, częściowe znoszenie się sił pochodzących od ciśnienia cieczy panującego w szczelinie obwodowej pompy. Dla każdego z kół można wyróżnić występowanie trzech obszarów ograniczonych kątami  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$ . Na obwodzie kąta  $\varphi_1$  ciśnienie wzrasta od  $p_1$  do  $p_2$  („Obszar 1”). Natomiast w „Obszarze 2” ograniczonym kątem  $\varphi_2$  występuje stała wartość ciśnienia  $p_2$  równa ciśnieniu tłoczenia. W zakresie „Obszaru 3” ograniczonym kątem  $\varphi_3$  ciśnienie zmienia się okresowo w przedziale od  $p_3$  do wartości ciśnienia ssania  $p_1$ . Wartość ciśnienia  $p_3$  uzależniona jest od zastosowanego odciążenia przestrzeni zasklepionej i wynikającej stąd ewentualnej nadwyżki ciśnienia w przestrzeni zasklepionej. Na dwóch kołach II stopnia połączonych z przestrzeniami ssawnymi II stopnia oraz przestrzenią tłoczną II stopnia można wyróżnić „Obszar 0” w przedziale kąta  $\varphi_0$ . Na tym obszarze panuje ciśnienie jakie powstało po pierwszym etapie tłoczenia w I stopniu sprężania.

W wyniku oddziaływania naporu hydrostatycznego cieczy roboczej, na każde z kół działa siła wypadkowa  $P_h$ , którą można rozłożyć na dwie składowe pary sił  $P_{xh}$  i  $P_{yh}$ . Zatem składowe  $P_{yh}$  częściowo zniosą się w wyniku wzajemnego oddziaływania współpracujących kół zębatych. Natomiast składowe  $P_{xh}$  będą dążyły do rozsunięcia kół zębatych w ramach luzów łożyskowych. W konsekwencji rozwiązanie cechuje się korzystnym ułożeniem kół w których siły od naporu hydrostatycznego cieczy działające na obwodzie kół zębatych w znacznym stopniu znoszą się wzajemnie.

## Zastrzeżenia patentowe

1. Wysokociśnieniowa pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym, **znamienna tym**, że w korpusie (3) znajdują się dwa koła zębate I stopnia oraz dwa koła zębate II stopnia, przy czym w jednym stopniu pompy mieszczą się dwa koła zębate bierne (2) natomiast w drugim stopniu pompy jedno koło zębate to koło czynne (1), a drugie to koło bierne (2), i każde z kół łożyskowane jest łożyskach ślizgowych (5) znajdujących się na korpusach łożysk (4), w których od strony zewnętrznej są rowki pod uszczelnienie (8) z wkładką podporową (9).
2. Wysokociśnieniowa pompa wg zastrz. 1, **znamienna tym**, że jest w stanie pracować przy ciśnieniach tłoczenia wyższych niż 28 MPa.
3. Wysokociśnieniowa pompa wg zastrz. 1, **znamienna tym**, że odległość pomiędzy osiami kół I stopnia oraz II stopnia, a także odległość między osiami najbliższych kół różnego stopnia jest równa.
4. Wysokociśnieniowa pompa wg zastrz. 1, **znamienna tym**, że posiada dwa kanały ssawne I stopnia oraz dwa kanały ssawne II stopnia oraz po jednym kanale tłocznym I i II stopnia.
5. Wysokociśnieniowa pompa wg zastrz. 1, **znamienna tym**, że kanał tłoczny I stopnia połączony jest bezpośrednio z kanałami ssawnymi II stopnia.

## Rysunki

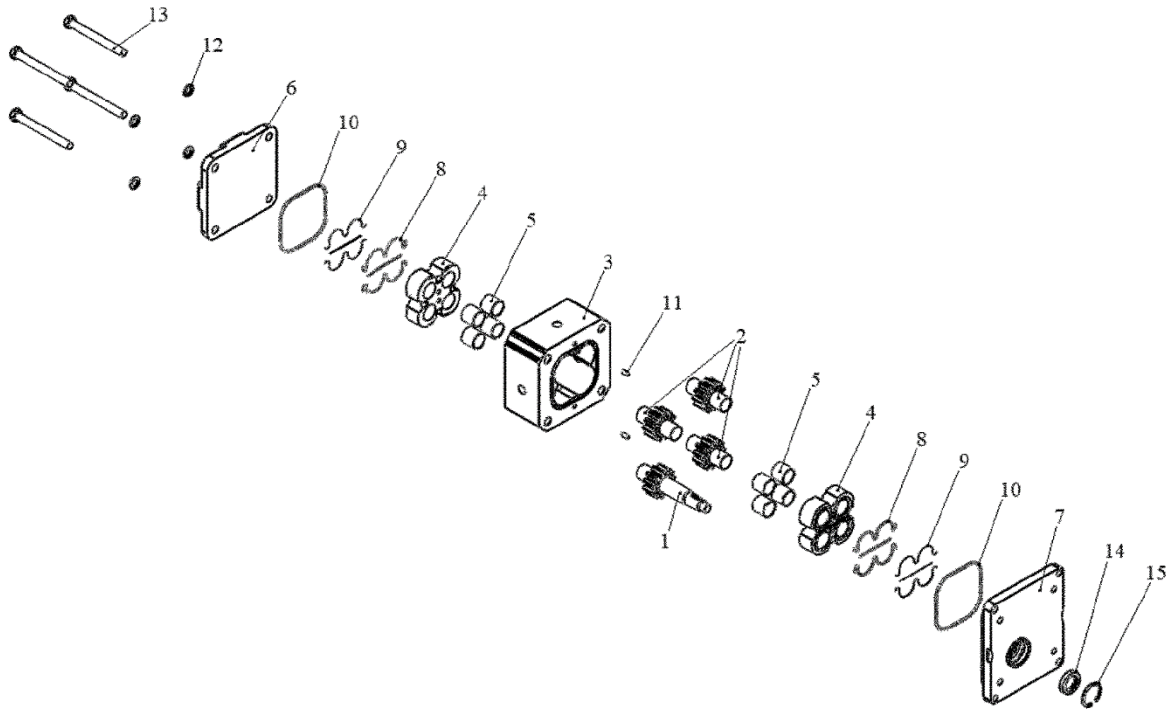


Fig. 1

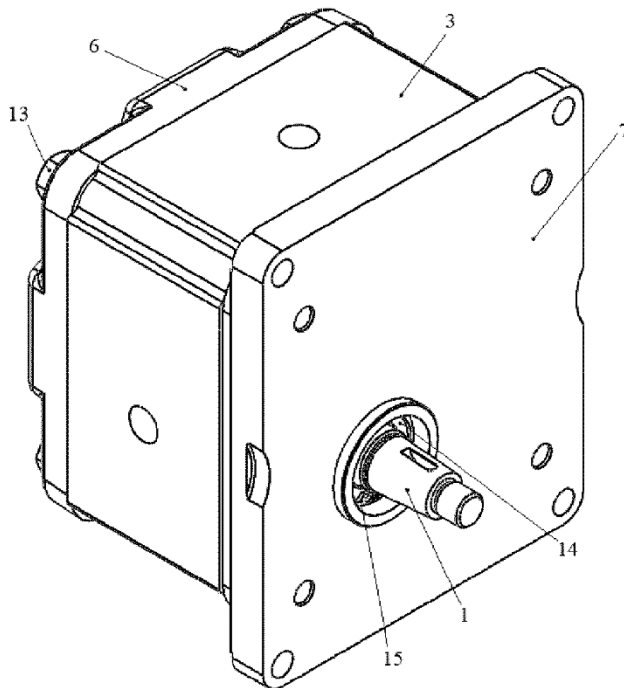


Fig. 2

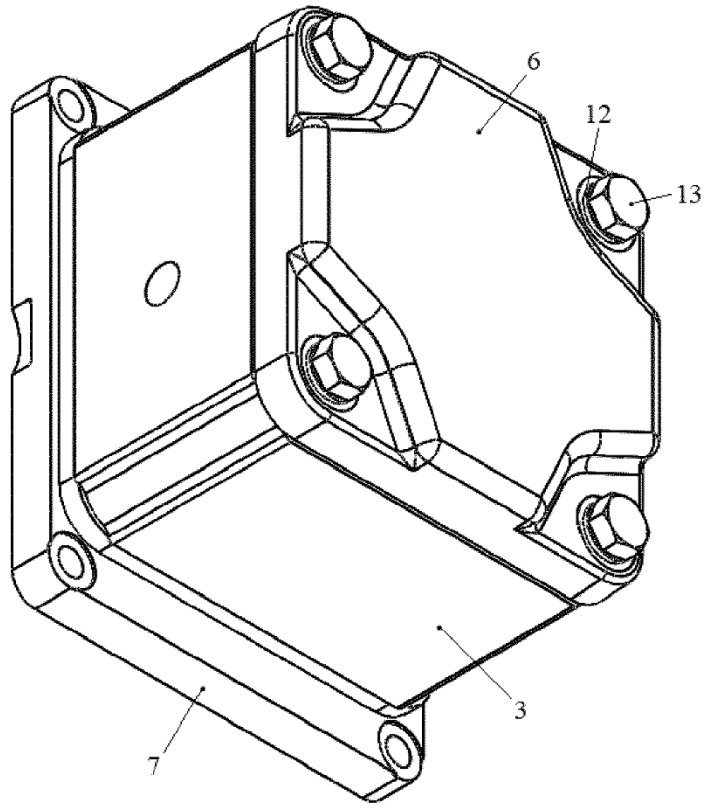


Fig. 3

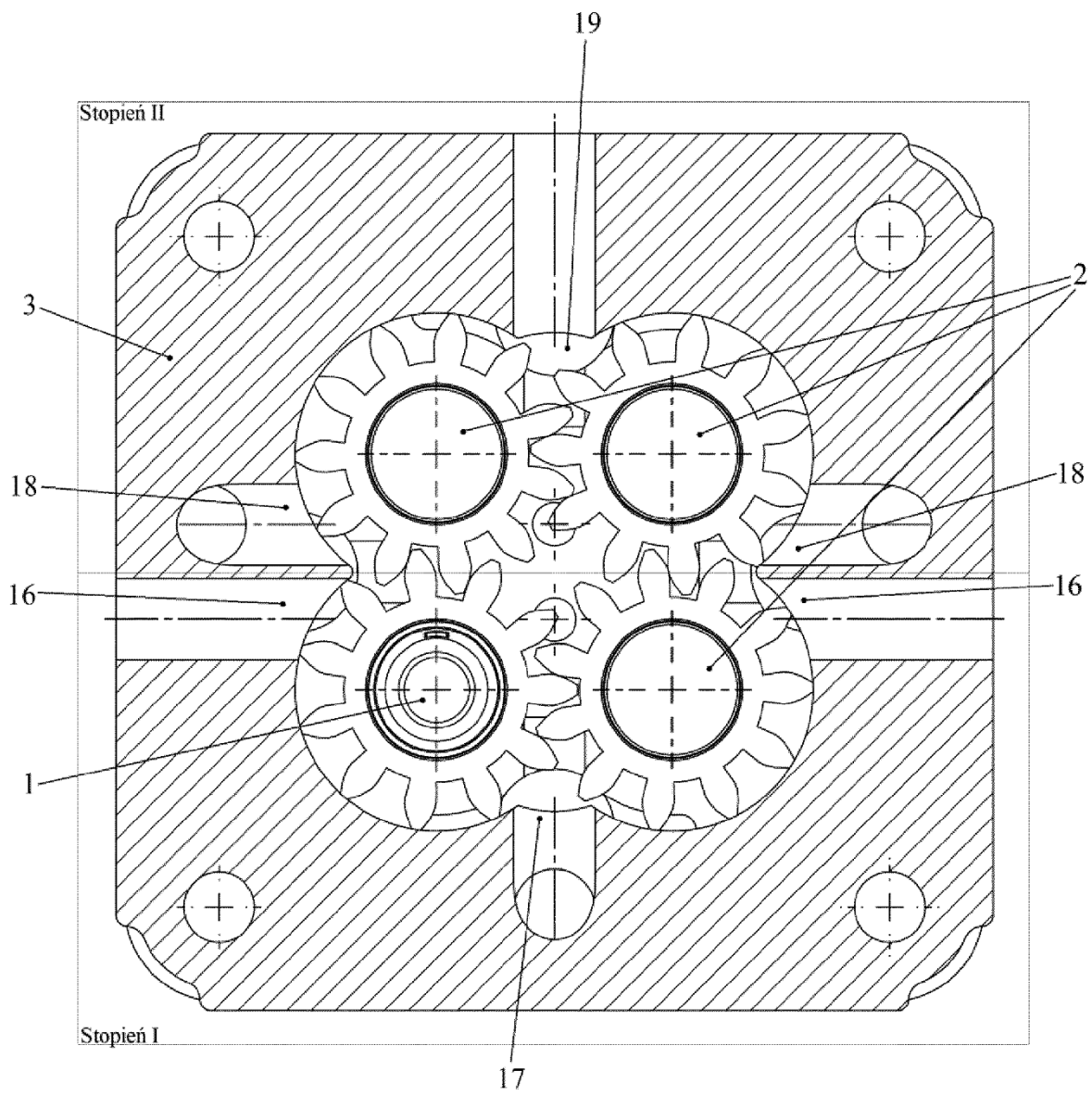


Fig. 4

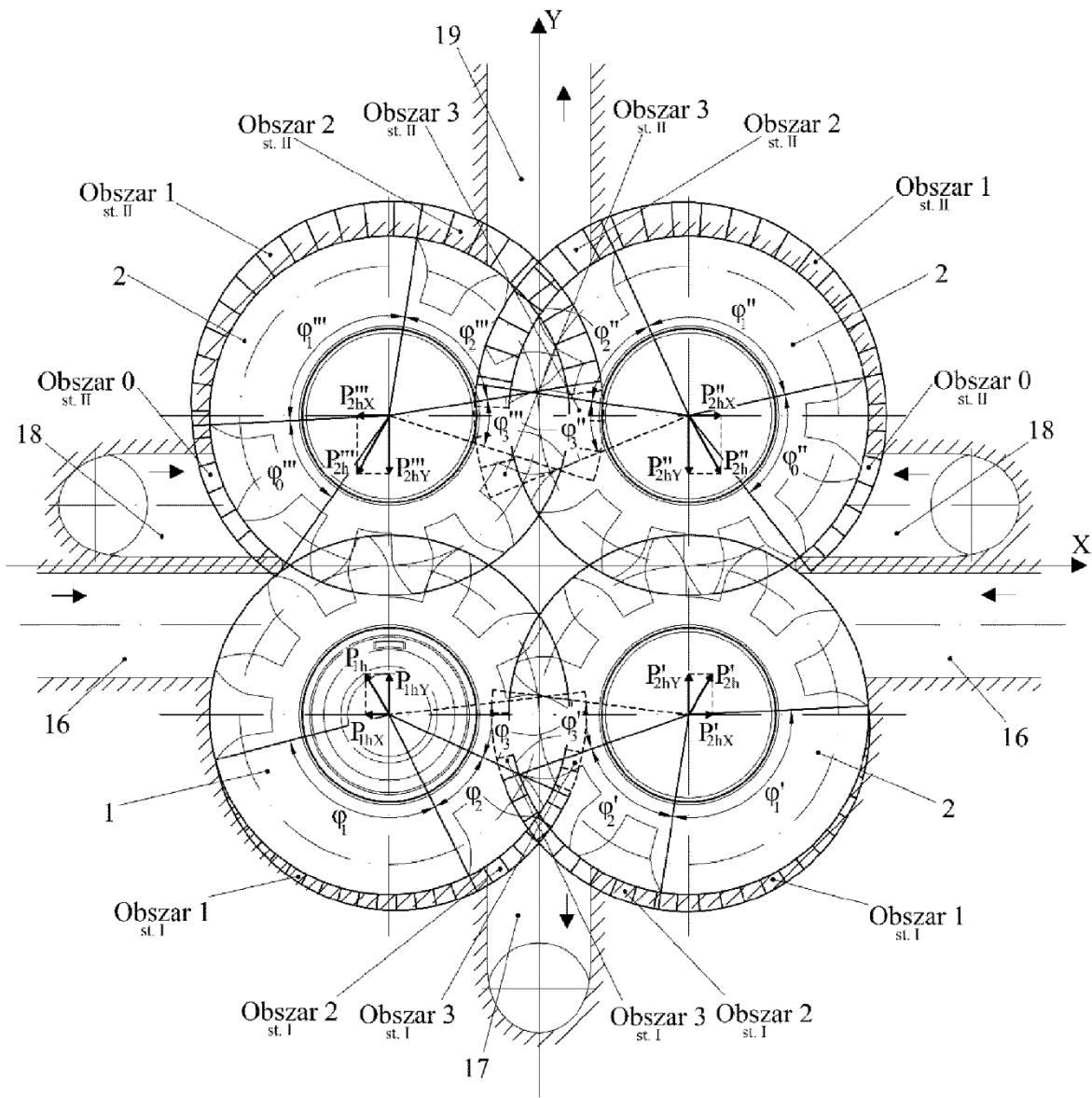


Fig. 5