

URZĄD PATENTOWY



RZECZYPOSPOLITEJ POLSKIEJ

OPIIS PATENTOWY

Nr 24064.

Kl. 47 h, 18.

Aktiebolaget Ljungströms Ångturbin
(Stockholm, Szwecja).

F16 h, 41/04

Pędnia hydrauliczna typu Föttingera z urządzeniem przełączającym na bezpośredni napęd wału.

Zgłoszono 6 lutego 1935 r.
Udzielono 27 października 1936 r.

Stosowanie hydraulicznych pędni zmiennych do pojazdów rozpowszechnia się coraz więcej. Znana budowa takiej pędni polega na tem, że na wale pędzonym pojazdu mieści się pompa wirowa oraz wirnik turbiny, podczas gdy luźna osłona turbiny może być sprzęgana z tym wałem zapomocą przekładni zębatej oraz sprzęgła jednokierunkowego. Przełączenie tej przekładni na bieg bezpośredni albo na pędnię hydrauliczną lub też na napęd mieszany uskutecznia się w znanych urządzeniach w ten sposób, że krążąca ciecz pompy, obracającej się stale z wałem pędzonym, może być wprowadzana całkowicie lub częściowo do turbiny, natomiast przy bezpośrednim napędzie krążenie cieczy zostaje wstrzyma-

ne, wskutek czego pompa działa jako sprzęgło.

Pędnie różnej budowy posiadają liczne wady zasadnicze, które utrudniają ich zastosowanie praktyczne.

Jest zasadniczo niepożądaną rzeczą, żeby pompa wirowa, stosowana w pędniach hydraulicznych, obracała się stale i to bez względu na to, czy bierze ona udział w napędzie, czy też nie. Okoliczność ta nastrocza tak duże trudności przy uszczelnieniu, że w praktyce są one niemal nieprzezwyciężone, tembardziej, że w tem znanem urządzeniu kierunek obiegu cieczy w pompie powinien być zmieniany. Niezawodne uszczelnienie jest jednak zasadniczą kwestją w przekładni hydraulicznej, gdyż wszelka

niedokładność uszczelnienia powoduje natychmiast straty, spowodowane przenikaniem powietrza, i wówczas sprawność takiej pędni szybko spada.

Ponieważ w tych znanych pędnach koło turbinowe obraca się stale w oleju napędowym nawet przy bezpośrednim sprzęgnięciu z osłoną turbiny, przeto wynikają stąd bardzo znaczne straty na tarcie i wiry podczas napędzania. Można, oczywiście, te straty zmniejszyć, wypuszczając w pewnych okresach olej z osłony, wtedy jednak pozostają zawsze straty wskutek przenikania powietrza. Oprócz tego wypuszczanie oleju można skutecznie tylko w razach wyjątkowych. W pędnach do pojazdów mechanicznych wypuszczanie cieczy jest niemożliwe, gdyż ponowne napełnienie osłony pędni zabiera tyle czasu, że sprzęgło takie nie miałoby praktycznie żadnej wartości.

Poza tem próbowano stosować do pojazdów mechanicznych pędnie płynowe typu Föttingera i to w ten sposób, że wirnik napędowy (koło pompy) był stale połączony z wałem pędzącym. Zasada ta wymaga jednak obrotowego osadzenia osłony dla opanowania ruchu przy różnych warunkach. Przez zwolnienie lub zahamowanie osłony uzyskuje się wyłączenie względnie włączenie pędni hydraulicznej.

Zasadnicze wady tej budowy są następujące.

Osłona pędni posiada dużą masę, która przy połączeniu z wałem pędzonym obraca się z wielką szybkością, tą samą co i silnik, a zatem otrzymuje się tak znaczne siły bezwładności, że przy hamowaniu, to znaczy zatrzymywaniu osłony, zdarzają się nieuniknione silne wstrząsy. Można uniknąć lub złagodzić te wstrząsy przez powolne hamowanie, wówczas jednak traci się dużo czasu na włączenie, co w pędnach do pojazdów mechanicznych jest niedopuszczalne.

Jeszcze trudniejszą sprawą jest uszczel-

nienie, które powinno zabezpieczać przed przedostaniem się powietrza z zewnątrz przy bezpośrednim biegu i utrzymaniu nadciśnienia w pędni przy włączeniu pędni hydraulicznej, w celu uniknięcia strat, spowodowanych obecnością powietrza.

Pędnie hydrauliczne, w których przełączanie na napęd bezpośredni odbywa się przez osiowe przesunięcie wirnika turbino-owego (wirnika pompy), osadzonego na wa- le pędzącym, posiadają przedewszystkiem tę wadę, że mają za dużą długość. Prócz tego jednak jest rzeczą konieczną w tych pędnach, aby obracała się również osłona, która w tym przypadku jest szczególnie duża i ciężka i wskutek tego jest bardzo niedogodna przy zatrzymywaniu i uruchomianiu.

Do włączania i przełączania znanych pędni płynowych stosuje się różne sprzęgła mechaniczne, jak sprzęgła cierne, stożkowe, kłowe, zapadkowe, wałkowe, hamulce pasowe i t. d. Wszystkie te sprzęgła znajdują zastosowanie w różnych zespołach w zależności od budowy pędni.

W przekładniach hydraulicznych stosuje się również obrotowe łopatki dla zmiany kierunku obrotu wałów pędzonych. Poza tem znane jest stosowanie w takich pędnach nastawnych łopatek kierunkowych, aby przez przestawienie tych łopatek kierunkowych można było uzyskać zmianę stosunku przekładni. Również i przestawianie łopatek pompy jest już znane, jednak pokręcanie łopatek wirnika pierwotnego odbywało się tylko w celu dławienia cieczy, a nie całkowitego przerwania jej obieg.

Wynalazek niniejszy daje nową budowę pędni hydraulicznych, działających na wzór pędni Föttingera i zaopatrzonych ewentualnie w przełączanie na napęd bezpośredni lub w nastawne łopatki pompy; pędnie takie wyróżniają się tem, że w pierwszym przypadku wał pędzący jest połączony bezpośrednio lub pośrednio ze

sprzęgłem mechanicznym, które w jednym położeniu sprzęga wał pędzący bezpośrednio albo ewentualnie za pośrednictwem sprzęgła hydraulicznego z wałem pędzonym, w drugim zaś położeniu sprzęga z wirnikiem lub wirnikami pompy pędni hydraulicznej, natomiast w drugim przypadku łopatki, obracające się razem z wirnikiem pompy, mogą być przestawione od największego otwarcia do całkowitego zamknięcia kanałów przepływu między łopatkami, przyczem liczba właściwa obrotów turbiny wynosi 50 — 100%, a najlepiej 80% właściwej liczby obrotów pompy.

Liczbę właściwą obrotów podaje jak wiadomo wzór

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{h^{3/4}},$$

gdzie n oznacza bezwzględną liczbę obrotów na minutę, Q — krążącą ilość cieczy w m^3/sek i h — ciśnienie słupka cieczy w metrach, wytworzone przez pompę, względnie na każdy stopień wieńca turbiny. Stwierdzono, że pędnia hydrauliczna pracuje najlepiej wtedy, gdy liczba właściwa obrotów pompy jest zawarta pomiędzy 100 i 300, a liczba obrotów turbiny — pomiędzy 100 i 250. Szczególnie korzystne wartości dają liczby właściwe obrotów 200 względnie 160. Podana wyżej wartość 80% dotyczy tych warunków ruchu, w których ciecz płynie prostopadle do łopatek. W obrębie podanych granic zmiany liczby właściwej obrotów nie wywierają prawie żadnego wpływu na sprawność pędni. Natomiast sprawność gwałtownie maleje, gdy właściwa liczba obrotów turbiny spada poniżej 100, podczas gdy zwiększenie ponad 200 nie wywiera znacniejszego wpływu na sprawność.

W pędni według wynalazku osłona turbiny może być umieszczona nieruchomo. Przez to największa masa pędni jest unieruchomiona i nie może wytwarzać sił bez-

władnych, wywierających niekorzystne działanie na elastyczność i łagodność biegu pędni.

Inna zaleta wynalazku polega na tem, że wały wirników turbiny są wydrążone i wewnątrz nich obraca się wał przedłużony, połączony sztywno z wałem pędzonym, a na drugim końcu sprzęgany bezpośrednio z wałem pędzącym lub odłączany od niego.

Gdy pędnia hydrauliczna zawiera również sprzęgło hydrauliczne, to sprzęgło to jest najlepiej również stale wypełnione cieczą jak i pędnia, przyczem obydwie zespoły, przenoszące siły, złożone z pędni i sprzęgła, mogą być sprzęgane naprzemiennie zapomocą mechanicznego sprzęgła z wałem pędzącym względnie pędzonym.

Jak będzie podane niżej, układ taki jest stosunkowo prostej budowy, przede wszystkim jednak zapewnia stałą gotowość do pracy hydraulicznej zespołów pędni. Przełączenie z jednego zespołu przenoszącego na drugi, np. hydraulicznej pędni na hydrauliczne sprzęgło może być dokonane w jednej chwili. Oprócz tego zespoły hydrauliczne, wypełnione stale cieczą, są zawsze szczelne tak, iż niema obawy niedogodności, wywołanych obecnością powietrza.

Możność zmiany położenia obracających się z wirnikiem pompy łopatek od największego otwarcia kanałów łopatkowych do całkowitego zamknięcia posiada istotne znaczenie w pędni hydraulicznej. Jeżeli np. stosuje się pędnię hydrauliczną według niniejszego wynalazku do przenoszenia siły z silnika Diesla, to chodzi jak wiadomo o to, aby rozruch silnika Diesla mógł odbywać się bez obciążenia. Warunek ten spełnia w prosty sposób pędnia według wynalazku, bowiem przy pełnym zamknięciu prześwitu między łopatkami wirnika pompy wogóle niema żadnego momentu w pędni hydraulicznej. Proste przekręcenie łopatek wirnika w położenie zamknięcia powoduje więc odrazu całkowite odciążenie

nie pędni hydraulicznej bez potrzeby odłączania jej w tym celu od wału silnika. Przy końcu rozruchu silnika otwiera się powoli przeloty przez przekręcenie łopatek wirnika pompy i zwiększa się je w dalszym ciągu, przez co moment obrotowy, przenoszony przez pędnię hydrauliczną, może być regulowany w dowolnych granicach.

Przykłady wykonania wynalazku są przedstawione na załączonym rysunku, przy czym fig. 1 przedstawia pędnię w przekroju pionowym, fig. 2 — szczegół sprzęgła jednokierunkowego, fig. 3 — 6 przedstawiają w przekroju osiowym cztery odmiany pędni, w których sprzęgło hydrauliczne jest włączone do pędni, fig. 7 — inną odmianę wykonania pędni według wynalazku, fig. 8 — 11 przedstawiają przykład wykonania pędni z nastawnymi łopatkami pompy i wreszcie fig. 12 przedstawia wykres.

Na fig. 1 cyfra 1 oznacza wał pędzący, np. silnika lub inny sprzężony z nim pośrednio lub bezpośrednio wał. Na wale tym jest umieszczone sprzęgło cierne, składające się z cylindrycznej osłony 2, osadzonej sztywno na wale, i z tarcz ciernych 3 i 4. Tarcza 5 może być przesuwana w kadłubie 2 w kierunku osiowym. Wszystkie te części obracają się razem z wałem pędzącym 1, a gdy tarcza 5, jak przedstawiono na rysunku, dociska okładzinę 6 do tarczy ciernej, zmusza do obracania się połączony z tą okładziną 6 wał wewnętrzny 7, przy czym obraca się również wał 28, sztywno połączony z wałem wewnętrznym 7. Gdy tarcza 5 zostanie przesunięta zapomocą urządzeń, o których będzie mowa niżej, w kierunku osiowym tak, iż okładzina 8 zostanie dociśnięta do tarczy ciernej 4, to okładzina 6 zostanie zwolniona, natomiast okładzina 8 zostanie sprzężona z wałem pędzącym 1. Okładzina 8 jest umieszczona na wale wydrążonym 10 hydraulicznej pędni 9. Na tym wydrążonym wale głów-

nym 10 jest umocowany pędzący wirnik (wirnik pompy) hydraulicznej pędni zmiennej. Wirnik 11 stanowi tarcza 12, zaopatrzona w pewną liczbę łopatek 13, przy czym tarcza ta tłoczy w kierunku strzałki 14 krążący czynnik.

Pędzony wirnik turbinowy 16 hydraulicznej pędni zmiennej jest osadzony na wydrążonym przyległym wale 15 i posiada tarczę turbinową 17. Ta tarcza turbinowa posiada szereg łopatek 18, połączonych z pierścieniem 19, umieszczonym w środkowej części hydraulicznej pędni zmiennej. Pierścień łopatkowy 19 jest w ten sposób podtrzymywany przez tarczę turbinową 17 zapomocą łopatek 18. Wewnętrzny pierścień łopatkowy 19, obracający się z tarczą turbinową, posiada również łopatki 20 i 21. Pędzony wirnik turbiny posiada zatem trzy wieńce łopatek 18, 20 i 21, połączone z tarczą turbinową 17 łopatkami 18. Liczby 22 i 23 oznaczają szeregi łopatek kierunkowych, połączonych ze stałą osłoną pędni i przez to nieobracających się. Ciecz, tłoczona przez wirnik pędzący 11, przepływa zatem przez wszystkie wymienione tu łopatki, przenosząc momenty obrotowe z wału głównego hydraulicznej pędni zmiennej na wał przyległy. Wał ten 15 jest osadzony częściowo w nieobracającej się części hydraulicznej pędni zmiennej, a częściowo w łożyskach 26 wewnątrz koła zębatego 27, połączonego z wałem pędzonym 28. Gdy wał przyległy 15 obraca się, to jego ruch obrotowy zostaje przeniesiony przez sprzęgło cierne jednokierunkowe 30 na tuleję 29, która z zewnątrz posiada wieniec zębaty 31, odpowiadający kołu zębata 27. W przedstawionym na rysunku przykładzie wykonania tuleja 29 i koło zębate 27 są sprzężone ze sobą zapomocą zębatej nasuwki 32, która zazębia się zarówno z kołem 27 jak i z wieńcem 31. Siła może być w ten sposób przeniesiona z wału pędzącego na wał pędzony 28 poprzez hydrauliczną pędnię zmienną przy jedno-

czesnem zmniejszeniu szybkości obrotowej tego wału.

Jeżeli tarcza cierna 5 jest nastawiona w położeniu, przedstawionem na rysunku, to siła jest przenoszona z wału pędzącego 1 na wał pędzony 28 bez pośrednictwa hydraulicznej pędni zmiennej i bez zmiany stosunku szybkości pomiędzy wałami. Wał 7 jest, mianowicie, przepuszczony przez wały wydrążone 10 i 15, a przy pomocy łącznika 33, złożonego z rowka i sprężyny, jest połączony z wałem pędzonym 28 na stałe, ale w sposób, umożliwiający posuw osiowy. Sprężyna 34 przytrzymuje wał 7 w lewym łożysku 35. Okładziny 6 i 8 są osadzone na wałach zapomocą klinów tak, iż mogą przesuwac się w kierunku osiowym. Sprężyny 36 i 38 przesuwają okładziny 6 i 8 w kierunku osiowym tak, iż nie dotykają one tarcz ciernych, jeżeli nie są włączone pomiędzy tarczę 5 i jedną z tarcz ciernych 3 lub 4. Dzięki temu, że tarcza 5 zostaje przestawiona przez ruch osiowy, przeto siła może być przeniesiona na wał pędzony bezpośrednio poprzez wał 7 lub pośrednio poprzez hydrauliczną pędnę zmienną.

Wał pędzony 28, stale połączony z wałem 7, jest napędzany przez ten wał, gdy okładzina 6 jest połączona ze sprzęgłem ciernem, jest jednak napędzany przez wał przyległy, gdy wał ten posiada większą szybkość niż część 29, połączona z wałem 28.

Na fig. 2 jest przedstawione sprzęgło jednokierunkowe, w którym pewna liczba wałków 30 jest umieszczona pomiędzy tuleją 29 i pierścieniem 70, umieszczonym na wale przyległym 15 i zaopatrzonym w wycięcia w kształcie stopni. Gdy wał 15 obraca się w kierunku strzałki 71 (fig. 2), to wałki zakleszczają się, przyczem tuleja 29 i wał pędzony 28 są obracane przez wał przyległy. Gdy tuleja 29 posiada większą szybkość obrotową niż pierścień 70, lub gdy względny kierunek obrotu jest przeciwny do strzałki 71, wtedy wałki zwalniają po-

łączenie pomiędzy pierścieniem 70 i tuleją 29. Przypadek ten zachodzi, gdy wał 28 jest napędzany przez wał 7.

Ruch wsteczny otrzymuje się w pędniach samochodowych w sposób znany przez włączenie znajdujących się na wale 73 kół zębatach i koła zębatego, nieprzestawionego na rysunku, pomiędzy wieniec zębaty 31 i koło zębate 72 po przesunięciu nasuwki 32 po kole zębate 27.

Fig. 1 przedstawia również urządzenie do rozrządzania sprzęgła ciernego.

Tarcza 5 jest nastawiana zapomocą dźwigni 40, której różne położenia są regulowane zapomocą tulei 41, przesuwnej w kierunku osiowym zapomocą drążka 42, uruchomianego z zewnątrz. W celu utrzymania tarczy 5 w obydwóch położeniach sprzęgnięcia stosuje się zabezpieczenie, które składa się z dźwigni dwuramiennej 43, połączonej z tarczą sprzęgającą 5, a u dołu połączonej zapomocą trzpienia z tuleją łożyskową 44. Przy przełączaniu tarczy 5 pociągana jest za każdym razem dźwignia dwuramienna 43. Przez to zostaje obrócona jednocześnie odchylna tuleja łożyskowa, która napręza zawartą w niej sprężynę 46 tak, iż przy przekroczeniu martwego punktu sprężyna przerzuca dźwignię 43, a tem samem i tarczę sprzęgającą 5 w drugie położenie sprzęgnięcia. Urządzenia tego rodzaju mogą być umieszczone w dowolnej liczbie na obwodzie całego sprzęgła, np. w liczbie trzech.

Z powyższego opisu wynika, że do przełączenia napędu hydraulicznego na bezpośredni napęd potrzebne jest tylko przełączenie sprzęgła. Inne czynności nie są potrzebne, gdyż sprzęganie i wyłączanie pędzonego wirnika turbinowego od wału turbinowego odbywa się samoczynnie przez sprzęgło jednokierunkowe. Ponieważ osłona jest nieruchoma i nie obraca się, bezwładną masę, podlegającą przyspieszeniu, stanowią w niniejszym przykładzie tylko wirniki 12 i 16. Przy przejściu na napęd

hydrauliczny masę, podlegającą przyspieszaniu, stanowi tylko wirnik 12, jednak masa ta jest bardzo mała i ze swej strony za pośrednictwem cieczy przyspiesza wirnik pędzony 16, przyczem elastyczność napędu zapewnia ciecz, znajdująca się pomiędzy obydwoima wirnikami.

Wszelkie hamowanie w celu przytrzymania lub zwolnienia obrotowych części jest zupełnie zbyteczne.

Ponieważ wirniki są całkowicie osłonięte w nieruchomym kadłubie, przeto dobre uszczelnienie, tak niezmiernie ważne w pędnicach hydraulicznych, nie nastęrcza żadnych trudności.

W postaciach wykonania, przedstawionych na fig. 3 — 6, przenoszenie siły może odbywać się również przy pomocy sprzęgła hydraulicznego. Według fig. 3 z wałem pędzącym 1 jest połączona połówka 2a sprzęgła hydraulicznego, podtrzymująca łopatki 2c pompy, podczas gdy druga połówka 2b jest wyposażona w sprzęgło cierne.

W piaście połówki 2a w łożysku kulkowym 35 jest osadzony wał wewnętrzny 7, na którym jest zaklinowany wirnik turbinowy 2d sprzęgła hydraulicznego. Na tym samym wale jest zaklinowana tarcza sprzęgająca 6, przy pomocy której podczas włączenia sprzęgła ciego wał 7 może być sztywno połączony z połówką 2b osłony. Wał wewnętrzny 7 jest osadzony również zapomocą łożyska kulkowego 50 w pędzonym wale 28 i podtrzymuje wpobliżu tego łożyska jedną połówkę sprzęgła tarczowego 51. Cała pędnia jest umieszczona w częściach osłony 9a, 9b, 9c i 9d. W części osłony 9b jest osadzony wał wydrażony 10 wirnika pompowego 11 hydraulicznej pędni zmiennej przy pomocy łożyska kulkowego 52 w tulei 53, osadzonej na części 9b osłony, oraz w innem łożysku np. w łożysku wałkowem 54. Na wolnym końcu wał wydrażony posiada tarczę sprzęgającą 8, przy pomocy której wirnik pompy hydrau-

licznej pędni może być połączony przy włączaniu sprzęgła ciego z częścią 2b osłony i tem samem z wałem pędzącym. W części 9c osłony hydraulicznej pędni jest osadzony zapomocą łożyska kulkowego 25 wał wydrażony 15 wirnika turbinowego 16. Osadzenie wału wydrażonego 15 jest uskutecznione dalej zapomocą dwóch łożysk kulkowych 55, 56 w tulei sprzęgającej 29, sztywno połączonej z wałem pędzonym 28 i podtrzymującej na wewnętrznym obwodzie drugą połowę sprzęgła tarczowego 51.

Łopatki kierunkowe hydraulicznej pędni umieszczone na stałe w osłonie, są oznaczone liczbami 22, 23, a łopatki turbinowe — liczbami 18, 20, 21.

Końcowe osadzenie pędni jest wykonane w ten sposób, że czop 28 wału pędzonego jest osadzony w łożysku kulkowym 57 w osłonie 9d, przyczem zamknięcie stanowi uszczelniająca pokrywka końcowa 58.

W części wydrażonego wału wirnika turbinowego 15, znajdującej się nazewnątrz części 9c osłony, jest umieszczony pierścień wewnętrzny sprzęgła jednokierunkowego 30, który zapomocą narządów, sprzęgających w jednym kierunku, np. wałeczków, może uskutecznić sprzężenie z tuleją sprzęgającą 29.

Piasty 6' i 8' sprzęgła nie są sztywno połączone z odpowiedniami okładzinami sprzęgającymi 6 i 8, lecz okładziny te są przesuwne na okrągłych klinach 59 w kierunku osiowym na obwodzie wskazanych piast 6' względnie 8'.

W położeniu, przedstawionem na fig. 3, sprzęgło cierne umieszczone w połówce 2b osłony jest wyłączone. Okładziny sprzęgające 6, 8 są swobodne. Przenoszenie siły odbywa się w tym przypadku z wału pędzącego 1 poprzez sprzęgło hydrauliczne i wał wewnętrzny 7, który w tym przypadku jest połączony przez sprzęgło tarczowe 51 z tuleją sprzęgającą 29 i tem samem z pędzonym wałem 28. Silnik zatem poprzez sprzęgło hydrauliczne napędza

bezpośrednio wał pędzony. Hydrauliczna pędnia zmienna jest w tym przypadku nieczynna, gdyż jej wirnik jest odłączony od sprzęgła ciernego, a z drugiej strony wirnik turbinowy 16 jest odłączony od tulei sprzęgającej 29 zapomocą sprzęgła jednokierunkowego.

Gdy teraz sprzęgło cierne zostanie włączone, to z jednej strony wał wewnętrzny 7, a z drugiej strony wał 10 wirnika pompy pędni hydraulicznej zostaną sprzężone z wałem pędzącym. Wirnik turbinowy 2d sprzęgła hydraulicznego, zaklinowany na wale 7, jest zatem wyłączony. Przenoszenie siły odbywa się teraz poprzez pędnię hydrauliczną, której wirnik turbinowy (wał 15) po zwolnieniu sprzęgła tarczowego 51 jest połączony poprzez sprzęgło jednokierunkowe 30 z tuleją sprzęgającą 29 i tem samem z wałem pędzonym.

Zarówno sprzęgło hydrauliczne, jak i hydrauliczna pędnia zmienna są stale wypełnione cieczą. Opróżnianie i napełnianie tych hydraulicznych zespołów przenoszących jest zbyt trudne. Przez to osiąga się tę korzyść, że zarówno sprzęgło hydrauliczne, jak i pędnia są w każdej chwili gotowe do włączenia tak, iż przez proste uruchomienie obydwóch sprzęgieł 6, 8 i 51, które, oczywiście, mogą być w znany sposób sprzężone kinetycznie ze sobą przy pomocy jednego ruchu nastawiania, włącza się prawie natychmiast pędnię hydrauliczną względnie sprzęgło hydrauliczne lub odwrotnie, t. j. można zastąpić jeden hydrauliczny zespół zespołem drugim natychmiast i bez wstrząsu. W każdym jednak przypadku pomiędzy wałem pędzącym i pędzonym znajduje się elastyczny hydrauliczny zespół przenoszący tak, iż w pojazdach, toczących się po szynach, wszelkie wstrząsy i naprężenia wału pędzonego, szkodliwe dla silnika napędowego, są pochłaniane elastycznie i nie nadwyrężają silnika.

Pędnia według fig. 4 jest wykonana zasadniczo tak samo, jak i na fig. 3, z tą tyl-

ko różnicą, że obok sprzęgła jednokierunkowego potrzebne jest tylko jedno sprzęgło mechaniczne do przełączania obydwóch hydraulicznych części przenoszących. Na wale pędzącym 1 jest osadzona osłona 60, w której mieści się sprzęgło hydrauliczne, a z prawej strony — sprzęgło cierne 61. Sprzęgło to posiada dwie tarcze sprzęgające 62, 63, które są połączone, jak na fig. 3, z jednej strony z piastą 64 połówki 65 osłony, a z drugiej strony z piastą 66, osadzoną na wydrążonym wale 10 wirnika 11 pędni hydraulicznej. Osłona sprzęgła hydraulicznego, składająca się z połówek 65 i 67, jest osadzona obrotowo w łożysku kulkowym 68 w piaście 69 osłony zewnętrznej 60, a wał wewnętrzny 7 jest osadzony również za pośrednictwem łożyska kulkowego 75 w piaście połówki 67 osłony. Połówka ta posiada stałe łopatki pompowe 2c sprzęgła hydraulicznego, którego wirnik turbinowy 2d jest zaklinowany na lewym końcu wału wewnętrznego 7. Osadzenie wałów wirników hydraulicznej pędni jest takie samo, jak i na fig. 3, tak iż niema potrzeby ponownego szczegółowego opisywania tego osadzenia. Należy jednak zwrócić uwagę na tę różnicę, że niema w tym przypadku uwidocznionego na fig. 3 sprzęgła tarczowego i że wał wewnętrzny 7 stanowi zarazem wał pędzony, na prawym końcu sztywno połączony przy pomocy klinów 33a z tuleją sprzęgającą 29, która ze swej strony, podobnie jak i na fig. 3, może być połączona z wałem 15 wirnika turbinowego przy pomocy sprzęgła jednokierunkowego 30.

Hydrauliczna pędnia mieszcząca się w połówkach 9b i 9c osłony, odpowiada całkowicie pędni według fig. 3.

W położeniu przedstawionem na fig. 4, sprzęgło 61 jest wyłączone. W tym przypadku niema wogóle przenoszenia siły. Gdy sprzęgło to zostanie przełączone w lewo, to osłona hydraulicznego sprzęgła zostaje sprzężona z wałem pędzącym 1, a przenoszenie siły odbywa się bezpośrednio przez

wirnik turbinowy 2d sprzęgła hydraulicznego na wał wewnętrzny 7. Gdy sprzęgło 61 jest przełączone w prawo, to połączenie pomiędzy hydraulicznym sprzęgłem i wałem pędzącym zostaje przerwane. Zamiast tego wirnik pompy 11 hydraulicznej pędni zostaje połączony z wałem pędzącym, a przenoszenie siły odbywa się teraz poprzez tę pędnię, sprzęgło jednokierunkowe 30 i tuleję sprzęgającą 29 na wał wewnętrzny 7.

W tym przypadku, jak widać, jest potrzebne tylko jedno sprzęgło do przełączania obydwóch hydraulicznych zespołów przenoszących. Ponieważ jednak wał pędzony 7 jest sztywno połączony z wirnikiem turbinowym 2d sprzęgła hydraulicznego, przeto to sprzęgło hydrauliczne jest obracane również przez wał tak, iż podczas biegu luzem obraca się stale, nie biorąc udziału w przenoszeniu siły, gdy pędnia hydrauliczna jest czynna.

Przykład wykonania według fig. 5 odpowiada w zasadzie przykładowi wykonania według fig. 4, z tą jednak różnicą, że sprzęgło mechaniczne jest umieszczone z lewej strony, hydrauliczne zaś — z prawej strony hydraulicznej pędni, przyczem pomiędzy dwoma hydraulicznymi zespołami przenoszącymi jest umieszczona przekładnia kół zębatach 80 — 85, napędzana przez wał pędzony, który w tym przypadku obejmuje, jako wał wydrążony 28, wał wewnętrzny 7, przyczem przekładnia ta służy do włączania różnych przekładni zębatach. W położeniu, przedstawionem na fig. 5, sprzęgło mechaniczne 61 jest przełączone w lewo (62), a więc wał pędzący jest połączony sztywno z wałem wewnętrznym 7. Wał ten napędza wirnik 2c leżącego całkowicie z prawej strony sprzęgła hydraulicznego, którego osłona 86, zawierająca łopatki turbinowe 2d, jest sztywno połączona z wałem 28, posiadającym koła zębata. Gdy sprzęgło 61 jest przełączone w prawo, to wtedy hydrauliczna pędnia zostaje włączona, a jej wirnik turbinowy 16 napędza

poprzez sprzęgło jednokierunkowe 13 pędzony wał wydrążony 28, na którym są osadzone koła zębata.

Na fig. 6 przedstawiono przykład wykonania, w którym sprzęgło mechaniczne jest połączone z wirnikiem turbinowym sprzęgła hydraulicznego tak, iż zarówno przy bezpośrednim sprzężeniu, jak i przy połączeniu zapomocą hydraulicznej pędni jest włączone stale sprzęgło hydrauliczne. Na wale pędzącym 1 jest zaklinowany wirnik pompy 2c sprzęgła hydraulicznego. Wirnik turbinowy sprzęgła jest osadzony swobodnie w łożysku 89 i może być łączony zapomocą sprzęgła 61, 62, 63 bądź bezpośrednio z wałem wewnętrznym 7, bądź też z wirnikiem pompowym 11 pędni hydraulicznej. W obydwóch przypadkach sprzęgło hydrauliczne 2c, 2d jest włączone. Pozostałe części na fig. 6 odpowiadają co do układu i działania odpowiednim częściom na fig. 4.

W przykładzie wykonania według fig. 7, układ i działanie sprzęgła ciernego i hydraulicznej pędni odpowiada w zasadzie odmianie wykonania według fig. 5. Również i w tym przypadku pędzony wydrążony wał turbinowy 15, oddziałuje poprzez sprzęgło jednokierunkowe 30 na tuleję zewnętrzną 29, która jest rozszerzona w prawo i posiada wieniec zębata wewnętrzny 90. Na wale pędzonym 7 jest zaklinowane koło zębata 91. Koła zębata 90 i 91 są sprzężone ze sobą zapomocą pośrednich kół zębatach 92. Osie 93 pośrednich kół zębatach 92 są osadzone w obrotowym pierścieniu 94, który jest sztywno połączony z obrotową częścią 95 sprzęgła ciernego 95, 96. Na zewnętrznej tulei 29 sprzęgła jednokierunkowego jest zaklinowana przesuwna w kierunku osiowym nasuwka, zaopatrzona w kły 98, którym odpowiadają kły 99, sztywno połączone z obrotowym pierścieniem 94. Przez osiowe przesunięcie nasuwki 97 można łączyć ze sobą, względnie rozłączać kły 98 i 99.

Gdy hydrauliczna pędnia jest włączona, otrzymuje się położenie części wskazane na rysunku, a mianowicie, gdy nasuwka 97 zajmuje położenie, przedstawione na rysunku, a sprzęgło 95, 96 jest włączone (t. j. pierścień 94 jest nieruchomy), to wtedy koło zębate 91 i również wał 7 są napędzane przez koła zębate 90 i 92 w kierunku odwrotnym do kierunku obrotu wału turbinowego 15 i z większą szybkością niż ten wał. Oczywiście, w tym przypadku bezpośrednie sprzężenie pomiędzy wałami 1 i 7 jest wyłączone.

Gdy nasuwka 97 jest przesunięta w prawo, a sprzęgło 95, 96 jest wyłączone, to kłty 98 i 99 zaczepiają się, a pierścień 94, podtrzymujący łożyska kół pośrednich 92, uczestniczy w obracaniu się zewnętrznej tulei 29 sprzęgła jednokierunkowego tak, iż wszystkie koła zębate są sztywno ze sobą połączone i obracają się wspólnie z wałem 7, który w tym przypadku obraca się w tym samym kierunku i z tą samą szybkością, co wirnik turbinowy hydraulicznej pędni.

Łopatki wirnika turbinowego lub jednego wieńca łopatek turbinowych, najlepiej wieńca łopatek obrotowych, znajdującego się bezpośrednio za wirnikiem pompowym, są zaopatrzone w zaokrąglone krawędzie wejściowe jak w turbinach wodnych. Dzięki temu wirnik, względnie wirniki turbinowe są niewrażliwe na zmiany kątów wejścia cieczy, posiadają więc bardzo mało wygiętą krzywą sprawności, tak iż otrzymuje się w granicach nastawiania łopatek, zachodzących w praktyce, prawie stałą sprawność pędni, zapewniającą jej przewagę nad innymi pędniami.

Na fig. 8 liczba 103 oznacza wydrążony wał zasadniczy hydraulicznej pędni zmiennej, posiadającej tarczę 104. Na tarczy tej są umieszczone łopatki 105 wirnika pompowego. Łopatki te są skierowane ku osi pędni zmiennej, a na swobodnym końcu posiadają pierścieniową tarczę 106, która wraz

z tarczą 104 ogranicza kanały przepływowe koła pompowego w kierunku osiowym. Na wale wtórnym 107 jest osadzona tarcza turbinowa 108, na której jest umieszczony wieńiec łopatek turbinowych 109, umocowany drugim końcem na pierścieniu wydrążonym 110, który podtrzymuje również wieńce łopatek turbinowych 111 i 112. Liczby 113 i 113' oznaczają nieruchome wieńce łopatek kierunkowych. Ciecz pędna płynie ze środkowej przestrzeni 114 w kierunku strzałki 115 przez pędnę hydrauliczną. Przedstawiony na rysunku wał wydrążony 103 jest połączony z wałem silnikowym 118 zapomocą przekładni kół zębatach 116, wał silnika może być umieszczony w innym miejscu i sprzężony z wałem 118. Wewnątrz wydrążonego wału 103 znajduje się wał 120, obracający się wraz z wałem 103. Wał 120 posiada na zewnętrznym końcu gwint 121 o dużym skoku. Na gwint ten jest nakręcona tuleja 122, zaopatrzona w gwint wewnętrzny (patrz również fig. 9). Przez przesunięcie tulei 122 w kierunku podłużnym wału 120 wał ten zostaje obrócony zapomocą gwintu 121 względem wydrążonego wału 103. Do przesuwania tulei 122 służy otaczający ją osadzony nieruchomo pierścień 124. Pierścień 124 jest osadzony zapomocą łożyska kulowego 125 na ruchomej tulei 122 tak, iż nie może być przesunięty względem niej w kierunku osiowym. W ten sposób poprzez łożysko kulowe 125 może być przeniesiona w kierunku osiowym siła przesuwająca z pierścienia 124 na tuleję 122 przy pomocy dźwigni 126, działającej na pierścień 124, a przez to wał wewnętrzny 120 zostaje obrócony względem wału wydrążonego 103. Normalnie wał 103, wał 120 i tuleja 122 obracają się z tą samą szybkością. Gdy tuleja 122 zostanie przesunięta przy pomocy dźwigni 126 w kierunku osiowym, to wał 120 wykonywa obrót względem wału 103; taka zmiana położenia może być skutecznie również podczas biegu wałów. Względny obrót wa-

łów jest wyzyskany do przedstawiania łopatek pompowych 105, co jest objaśnione przy opisie fig. 10, w której użyto tych samych oznaczeń co i na fig. 8 i 9. Każda łopatka 105 jest osadzona nastawnie w opisywanej pędni na osi 127, umocowanej jednocześnie w tarczy pompowej 104 i pierścieniu 106. Łopatki 105, przestawne względem tarczy pompowej 104 i tarczy 106, są umocowane jednym końcem na płycie lub krążku 128, który od strony wewnętrznej, zwróconej do środka wału, jest zaopatrzony w nosek 130. Wał 120 podtrzymuje na wewnętrznym końcu sztywno połączoną i w tym przypadku stożkową tarczę 131 z wycięciami, które obejmują noski 130, utrzymując w ten sposób tarcze 128 w określonym położeniu. Gdy wały 103 i 120 wykonywują w określony wyżej sposób ruch względny, to i tarcze 131 i 104 wykonywują również obrót względny względem siebie, to znaczy przesuwają się względem siebie w kierunku obwodowym. Wskutek tego występy 130 tarcz 128 zostają przesunięte, np. z położenia 130a w położenie 130b, i wskutek tego tarcze 128 obracają również osie 127 tak, iż łopatki, umocowane na tych osiach, zostają pokrecone w inne położenie, np. w położenie 105a, zaznaczone linią przerywaną na fig. 11. Przez przesunięcie tulei 122 może być zatem zmienione położenie końca wału 120, wskutek czego również i tarcze 131 i 104 przyjmują względem siebie różne położenia tak, iż również i łopatki można ustawić pod różnymi kątami względem kierunku przepływu cieczy. Dla określonej liczby obrotów i określonego przenoszenia siły łopatki mogą być nastawione zapomocą tego urządzenia tak, iż krawędzie wylotowe łopatek znajdują się w określonej odległości od krawędzi wejściowych 136 łopatek turbinowych 112. Zależnie od warunków ruchu łopatki 105 mogą być nastawione tak, iż krawędzie wylotowe 135 łopatek oddalają się od krawędzi wejściowych 136 łopatek

obrotowych 112 lub zbliżają się do nich. Łopatki 105 mogą być nawet nastawione tak, iż w położeniu 105a zamykają całkowicie kanały przepływowe pompy. Dzięki temu, że kanały przepływowe mogą być zwiększane lub zmniejszane i to od największej wartości do najmniejszej, przez pompę mogą przepływać różne ilości cieczy i to niezależnie od liczby obrotów wału pompy. Przesławianie łopatek może być dokonane bez użycia większej siły, gdy łopatki 105 według wynalazku są nastawiane dokoła osi, przechodzących przez nie prostopadle do kierunku przepływu cieczy, przyczem każda oś pokrywa się z linią ciśnienia na łopatkę jako wypadkową siły odśrodkowej i ciśnienia krążącej cieczy na łopatki.

Aby zmniejszyć opór przepływu cieczy przez kanały pompy, tarcze lub płytki 128 są umieszczone w wycięciach tarczy 104 tak, iż powierzchnia tarcz 128, zwrócona do łopatek, znajduje się w tej samej płaszczyźnie co i części tarczy 104, nieprzykryte przez tarcze 128. W tych miejscach jednak znajdują się wydrążenia, w których poruszają się noski 130. Aby zmniejszyć szkodliwe działanie tych niewypełnionych wydrążań na przepływ cieczy, tarcza 131 jest zaopatrzona w płytkę ochronną 138, zakrywającą te wydrążenia. Płytkę ochronną 138 jest wykonana jako przedłużenie przedstawionej na fig. 8 krzywej tarczy 139, która ma na celu nadanie kanałowi dla cieczy tłoczonej kształtu, dopasowanego do strumienia cieczy.

Fig. 12 przedstawia niektóre krzywe, wykreślone w prostokątnym układzie współrzędnych, przyczem na osi odciętych jest podana liczba obrotów wału wtórnego, a na osi rzędnych — liczba obrotów wału pierwotnego oraz przeniesiona moc. Prosta linia kreskowana 140 przedstawia liczbę obrotów wału pierwotnego hydraulicznej pędni zmiennej, w której narząd pompowy nie posiada wcale nastawnych łopatek.

Linja ta wskazuje, że liczba obrotów wału pierwotnego przy małej ilości obrotów wału wtórnego jest znacznie niższa, niż przy większej ilości obrotów wału wtórnego. Należy to przypisać temu, że gdy na wał wtórny ma być przeniesiona ta sama siła, to turbina na skutek mniejszej ilości obrotów wału wtórnego stawia, oczywiście, większy opór przepływowi cieczy. Opór pompy staje się przez to również większy, wskutek czego silnik nie może utrzymać dłużej dostatecznie wielkiej, ilości obrotów. Przez przestawienie łopatek na mniejszą ilość przepływającej cieczy pompa przy tej samej ilości obrotów podaje mniejszą ilość cieczy, przyczem turbina stawia przepływowi cieczy mniejszy opór, a pompa może dać większą ilość obrotów i przez to również i większą siłę. Prosta ciągła linja 141 wskazuje, jak może być regulowana ilość obrotów wału pierwotnego, gdy nastawne łopatki pompy przy większej ilości obrotów wału wtórnego zostaną zwolna nastawione tak, że otrzymuje się większy wylot przepływowy. Linja kreskowana 142 przedstawia siłę, przeniesioną z silnika na wał pierwotny, gdy narząd pompy nie zawiera łopatek nastawnych, natomiast linja ciągła 143 przedstawia siłę, gdy narząd pompy posiada takie nastawne łopatki, że wał pierwotny może utrzymać ilość obrotów, jaką podaje linja 141. Linja kreskowana 144 przedstawia siłę, przeniesioną na wał wtórny, gdy narząd pompy nie posiada wcale nastawnych łopatek, natomiast krzywa 145 przedstawia siłę, przeniesioną na wał wtórny, gdy narząd pompowy jest zaopatrzony w nastawne łopatki. Krzywe te wskazują, że przy mniejszej ilości obrotów można przenosić na wał pierwotny większą moc, aniżeli w pędnia z narządem pompy bez nastawnych łopatek. Nastawne łopatki narządu pompy są nastawiane przeważnie tylko wtedy na mniejsze ilości przepływającej cieczy, gdy ilość obrotów wału wtórnego jest mniejsza od normalnej,

wskutek czego łopatki pompy przy większych ilościach obrotów przyjmują takie położenie, jakie mają zwykle łopatki nastawne. Położenie to odpowiada zatem na krzywych według fig. 12 szybkości 1 000 obr/min wału pierwotnego.

Zastrzeżenia patentowe.

1. Pędnia hydrauliczna typu Föttingera bądźto z urządzeniem do przełączania na bezpośredni napęd wału, bądź z nastawnymi łopatkami pompowymi, znamienna tem, że liczba właściwa obrotów turbiny wynosi 50 — 100%, najkorzystniej zaś — 80% liczby właściwej obrotów pompy, przyczem gdy pędnia zaopatrzona jest w urządzenie do przełączania na bezpośredni napęd wału, wał pędzący zaopatrzony jest bezpośrednio lub pośrednio w znane sprzęgło mechaniczne, np. cierne, które w jednym położeniu sprzęga wał pędzący bezpośrednio lub za pośrednictwem sprzęgła hydraulicznego z wałem pędzonym, a w innem położeniu — z wirnikiem pompy pędni hydraulicznej, gdy zaś pędnia posiada przestawialne łopatki pompowe, łopatki te można przestawiać w granicach od najwyższego przepływu pomiędzy łopatkami do całkowitego zamknięcia tegoż.

2. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 1, znamienna tem, że pomiędzy wirnikiem lub wirnikami turbinowymi i wałem pędzonym jest włączone sprzęgło jednokierunkowe.

3. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 1, znamienna tem, że liczba właściwa obrotów pompy wynosi co najmniej 100, co powyżej 300, a najlepiej 200.

4. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 1, znamienna tem, że liczba właściwa obrotów turbiny wynosi co najmniej 100, co powyżej 250, a najlepiej 160.

5. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 1, znamienna tem, że osłona turbiny jest nieruchoma.

6. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 1 i 5, znamienna tem, że wał pędzony jest połączony ze środkowym wewnętrznym wałem pędni, który obraca się w jej wydrążonych wałach i podtrzymuje na drugim końcu połówkę sprzęgła mechanicznego.

7. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 1 ze sprzęgłem hydraulicznym, znamienna tem, że posiada dwa sprzęgła mechaniczne do łączenia naprzemian wirnika (lub wirników) pompowego względnie turbinowego i sprzęgła hydraulicznego z wałem pędzącym względnie pędzonym.

8. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 7, znamienna tem, że posiada urządzenie do wyłączania wirnika pompowego, gdy sprzęgło hydrauliczne łączy wał pędzący z wałem pędzonym.

9. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 7, znamienna tem, że posiada urządzenie do wyłączania sprzęgła hydraulicznego, gdy wirnik pompowy łączy wał pędzący z wałem pędzonym.

10. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 7, znamienna tem, że wirnik turbinowy sprzęgła hydraulicznego połączony jest sztywno z wałem pędzonym, a wirnik turbinowy pędni — za pośrednictwem sprzęgła jednokierunkowego.

11. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 7, znamienna tem, że z wałem pędzonym jest połączony wirnik turbinowy sprzęgła hydraulicznego zapomocą rozłączalnego

sprzęgła mechanicznego, wirnik zaś turbinowy pędni — zapomocą sprzęgła jednokierunkowego.

12. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 7, znamienna tem, że z wałem pędzącym jest połączony sztywno wirnik pompowy sprzęgła hydraulicznego oraz zapomocą sprzęgła rozłączalnego — wirnik pompowy pędni.

13. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 7, znamienna tem, że osłona sprzęgła hydraulicznego, w której są sztywno umocowane łopatki pompowe, jest połączona z wirnikiem pompowym pędni zapomocą sprzęgła rozłączalnego.

14. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 1 — 13, znamienna tem, że pomiędzy sprzęgłem jednokierunkowym i wałem pędzonym jest włączona przekładnia do zmiany liczby obrotów i ewentualnie kierunku obrotu pędzonego wału.

15. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 1 — 14, znamienna tem, że łopatki turbinowe, najlepiej te, które znajdują się bezpośrednio za wirnikiem pompowym, są zaopatrzone w zaokrąglone krawędzie wpustowe.

Aktiebolaget
Ljungströms Ångturbin.
Zastępca: M. Skrzypkowski,
rzecznik patentowy.

Fig 1

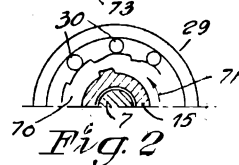
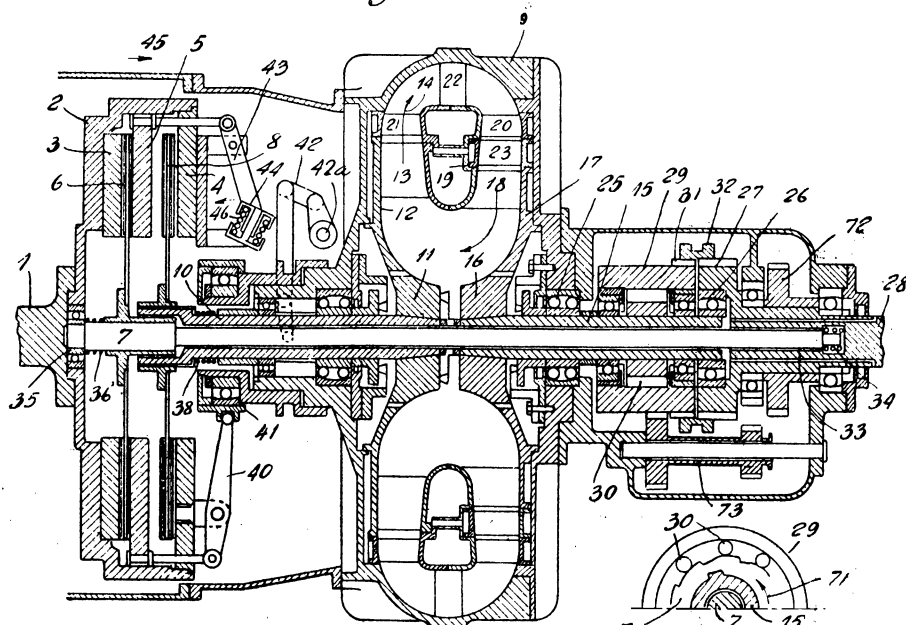


Fig. 3

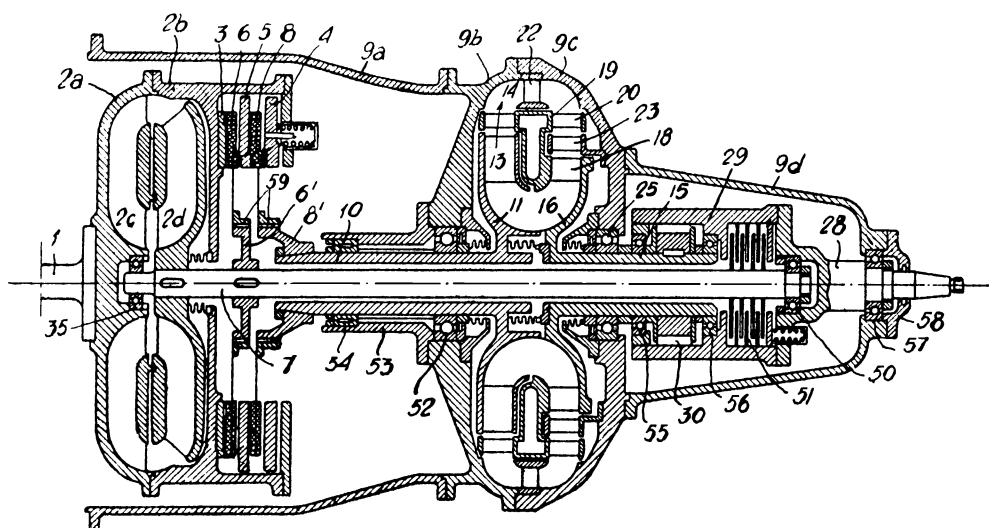


Fig. 4

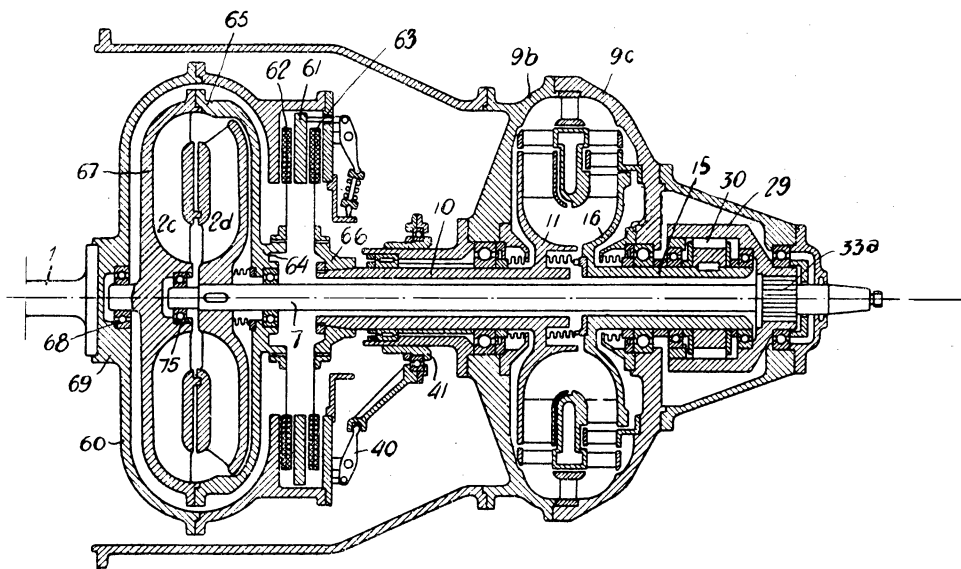


Fig. 5

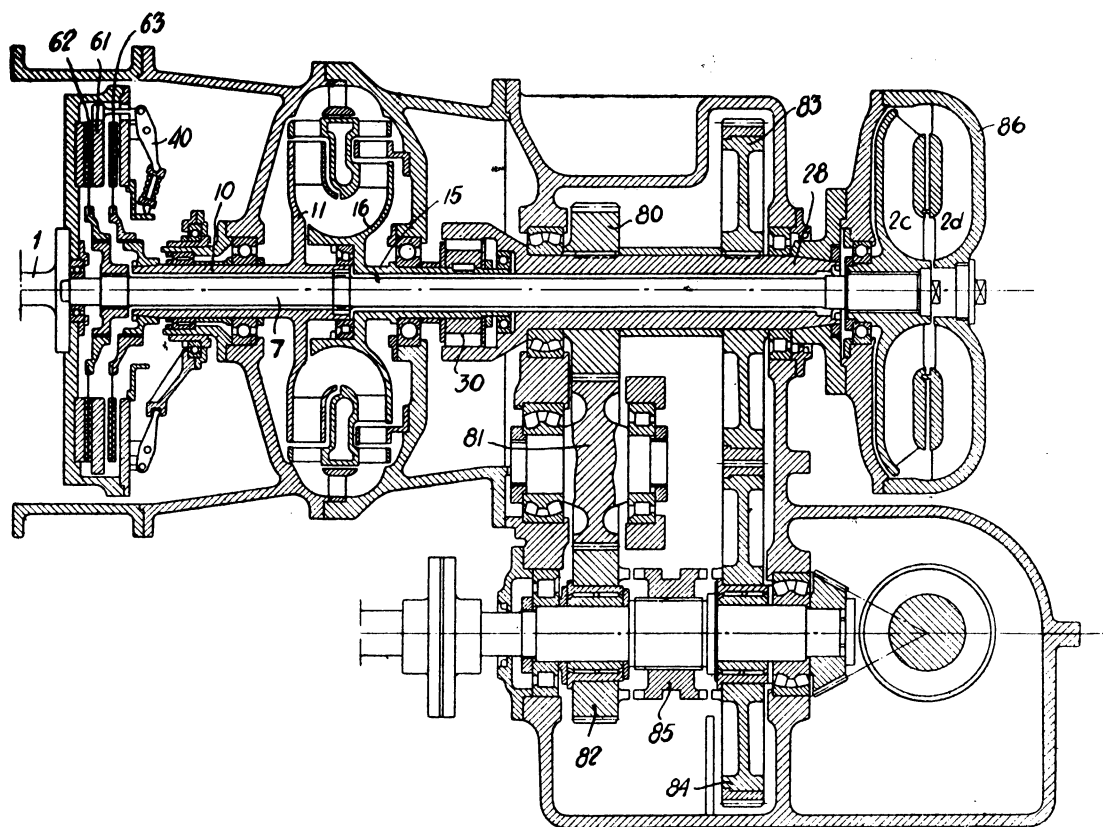
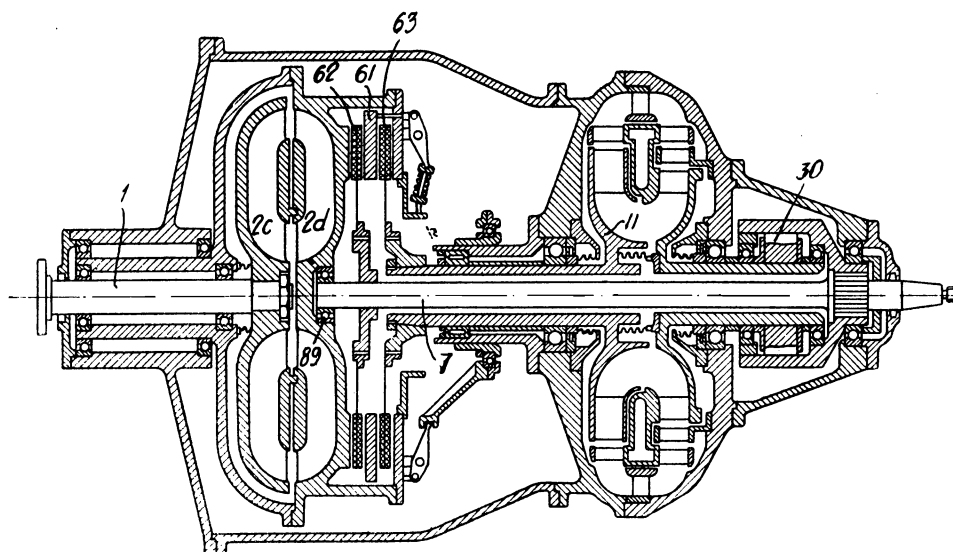
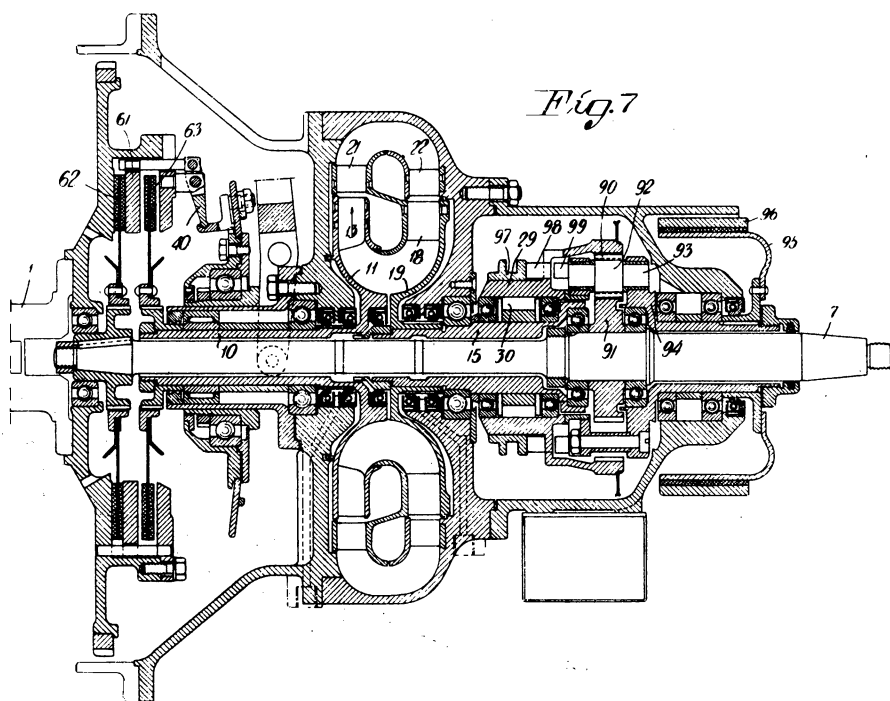


Fig. 6





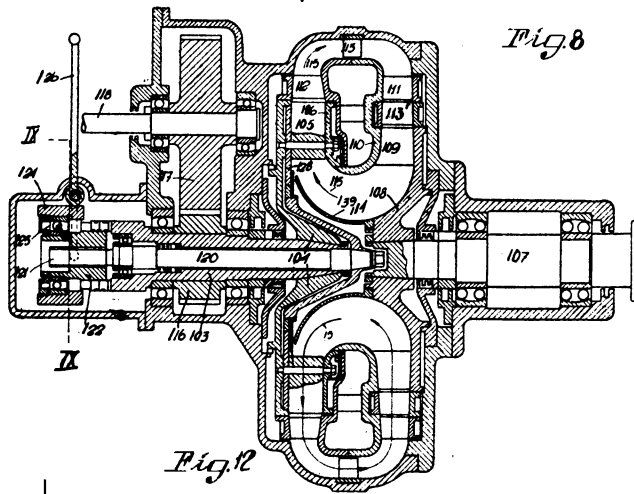


Fig. 8

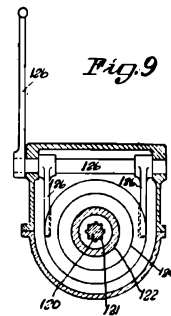


Fig. 9

Fig. 12

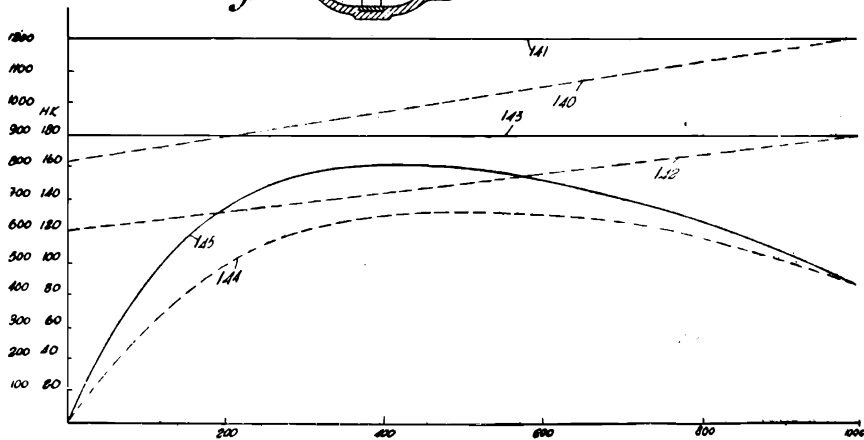


Fig. 10

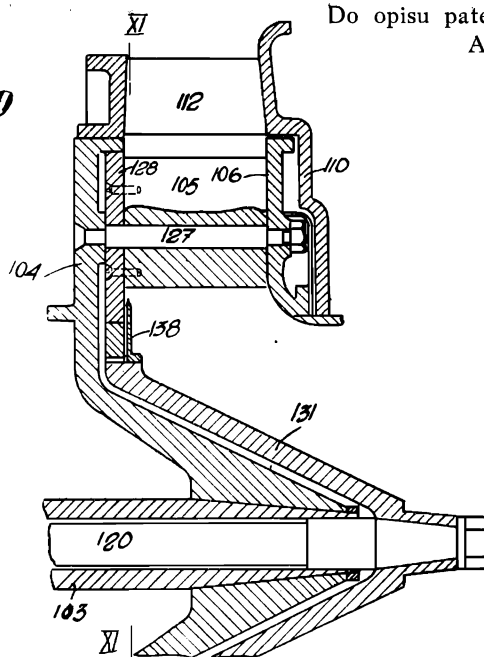


Fig. 11

