

URZĄD PATENTOWY w WARSZAWIE OPIS PATENTOWY

Nr 30042

Kl. 47 h, 18
F16h 47/08

Aktiebolaget Ljungströms Ångturbin, Sztokholm

Pędnia hydrauliczna

Zgłoszono 27 stycznia 1939

Udzielono 22 sierpnia 1941

Wynalazek niniejszy dotyczy pędni hydraulicznej typu Föttingera o kołach turbinowych, obracających się w kierunkach przeciwnych.

W takiej pędni hydraulicznej warunki przepływu cieczy lepiej dostosowują się do rozmaitych obciążeń, ponadto jest zbyt duże koło kierownicze pomiędzy dwoma kołami łopatkowymi, umieszczonymi jedno za drugim i obracającymi się w kierunkach przeciwnych, przez co przy danej liczbie łopatek roboczych osiąga się większy zakres szybkości obrotowych.

W celu samoczynnego wzmocnienia momentu obrotowego w chwili rozruchu pędni, posiadającej koło pompowe, koło turbinowe oraz koło kierownicze, stosuje się odpowiednie urządzenie przytrzymujące lub hamujące, zależnie od warunków pra-

cy, koło kierownicze, które umieruchamia się, względnie zwalnia i wprawia w ruch, jako koło turbinowe w kierunku przeciwnym do kierunku obrotu drugiego koła turbinowego, tak iż w tym szczególnym przypadku otrzymuje się pędnię hydrauliczną z kołami turbinowymi, obracającymi się w kierunkach przeciwnych.

Pędnia taka posiada tę zasadniczą wadę, iż używa się koła kierowniczego w jednym przypadku do kierowania cieczy, w drugim zaś — jako koła roboczego, wobec czego koło posiada budowę niepełnowartościową, gdyż stanowi ono kompromis pomiędzy pełnowartościowym kołem roboczym i pełnowartościowym kołem kierowniczym, powodując znaczne zmniejszenie sprawności pędni.

Według wynalazku niniejszego unika

się wskazanej powyżej wady przez to, że w pędni hydraulicznej umieszcza się drugie robocze koło turbinowe, obracające się w kierunku przeciwnym do pierwszego koła, oraz kierownicze koło łopatkowe, zespolone z nieruchomą częścią osłony pędni.

W takiej pędni każde koło posiada pełnowartościową budowę, ponieważ każde z nich, jako mające służyć tylko jednemu celowi, jest obliczone i zbudowane z uwzględnieniem największej wartości pod względem hydraulicznym. Dotyczy to zarówno roboczych kół łopatkowych, jak i kierowniczego koła łopatkowego, ponieważ koło to nigdy nie jest używane jako koło robocze i odwrotnie.

Dzięki temu właśnie pędnia według wynalazku niniejszego, jak to wykazały doświadczenia, nie tylko wykazuje szczególnie dobre właściwości hydrauliczne, lecz również posiada bardzo duży współczynnik sprawności, którego w poprzednich pędnich nigdy nie udawało się osiągnąć.

Koło pompowe, robocze koła turbinowe oraz kierownicze koło łopatkowe najlepiej jest umieścić bezpośrednio jedno za drugim w podanej powyżej kolejności. Można również jedno robocze koło turbinowe umieścić pomiędzy kierowniczym kołem łopatkowym i kołem pompowym. Robocze koło turbinowe, osadzone celowo bezpośrednio przy stronie wlotowej koła pompowego, obraca się w tymże kierunku, co i koło pompowe. Według odmiany wynalazku niniejszego po obydwóch stronach roboczego koła turbinowego, obracającego się w kierunku odwrotnym do kierunku obrotu koła pompowego, można umieścić po jednym roboczym kołem turbinowym, obracającym się w kierunku zgodnym z kierunkiem obrotu koła pompowego.

Według wynalazku robocze koła turbinowe, obracające się w przeciwnych kierunkach, są osadzone na różnych wałach. Ponadto pędnia według wynalazku może być wykonana tak, że kierownicze koło łopatkowe

(wieniec prowadniczy) nie jest połączone z jej nieruchomą częścią, np. nie obracającym się wałem, sztywno, np. za pomocą połączenia klinowego, lecz za pomocą sprzęgła, dającego się wyłączać, np. sprzęgła jednokierunkowego, które w razie przekroczenia stosunku przeniesienia 1 : 1 umożliwia również i obrót kierowniczego koła łopatkowego. Ponadto i to robocze koło turbinowe, które obraca się w kierunku odwrotnym do kierunku obrotu koła pompowego, może być połączone z wałem, napędzanym tym kołem turbinowym, za pomocą sprzęgła jednokierunkowego, które rozłącza sprzężone ze sobą narządy wtedy, gdy wał napędzany obraca się szybciej od roboczego koła turbinowego.

W celu umożliwienia regulowania pędni i dostosowywania jej do wszelkich warunków pracy, łopatki koła kierowniczego mogą być ponadto w znany sposób osadzone tak, aby można było je nastawiać.

Wreszcie według wynalazku niniejszego liczba samoczynnie napędzanych roboczych kół turbinowych, włączonych w ten sam okrężny obieg cieczy, może być zmieniana w ten sposób, że jedno lub kilka z tych kół usuwa się z okrężnego obiegu cieczy.

Na rysunkach uwidoczniono kilka przykładów wykonania wynalazku. Fig. 1 przedstawia przekrój osiowy połowy kilku-stopniowej pędni hydraulicznej, w której dwa robocze koła turbinowe obracają się w przeciwnych kierunkach i są osadzone na wspólnym wał napędzanym, fig. 2 — w większej skali przekrój osłony pędni, fig. 3 — wykres współczynnika sprawności oraz mocy, fig. 4 — przykład zastosowania pędni według wynalazku w samochodzie, fig. 5 i 6 — schematycznie przekroje podłużne dwóch odmian wykonania wynalazku.

W przykładzie wykonania, przedstawionym na fig. 1 i 2, cyfra 1 oznacza wał napędzający pędni hydraulicznej, sprzężony z silnikiem dowolnego rodzaju; wał ten jest osadzony w łożyskach 2 i 3. Łożysko 2 jest

umieszczone w części 4 osłony, podczas gdy łożysko 3 jest osadzone na przedłużeniu 5 nie obracającego się wału 6. Z wałem napędzającym 1 połączone jest sztywno koło pompowe 8, zaopatrzone w łopatki 7 i oparte na łożysku 9. Łopatki 7 mogą być nastawiane w znany sposób. Liczbą 10 oznaczone są łopatki pierwszego koła roboczego turbinowego, osadzone na tarczy 11, umocowanej sztywno na wale turbinowym 12, wykonanym w postaci wału wydrążonego.

Łopatki drugiego koła roboczego turbinowego, które w danym przykładzie obraca się w kierunku odwrotnym, są oznaczone liczbą 13. Za łopatkami drugiego koła roboczego umieszczone są łopatki 14 koła kierowniczego. Podczas działania pędni cieczy robocza płynie w kierunku, wskazanym strzałką 15, przez komorę roboczą i przenosi przy tym moc, udzieloną jej za pomocą koła pompowego, na łopatki robocze 10 i 13 kół turbinowych, podczas gdy różnica pomiędzy wtórnym i pierwotnym momentem obrotowym zostaje wyrównana łopatkami 14. Na wale turbinowym 12, osadzonym w łożyskach 16, 17 i 18, zaklinowane jest koło zębate 19, zazębiające się z kołem zębatym 21, umocowanym na wale napędzanym 20. Łopatki robocze 13 są połączone w opisany poniżej sposób z kołem turbinowym 22, osadzonym sztywno na wale turbinowym 23, również wykonanym w postaci wału wydrążonego. Na wale 23 umieszczone jest koło zębate 24, sprzężone za pośrednictwem kółka zębatego 25 z kołem zębatym 26. Koło zębate 26 jest również osadzone na wale napędzanym 20, tak iż oba koła turbinowe pędni przenoszą napęd na ten wał. Napęd, przeniesiony za pomocą pędni, zostaje przekazany za pomocą sprzęgła 27 napędzanej maszynie. Wał napędzany 20 jest osadzony w łożyskach 28 i 29.

Łopatki 13 drugiego koła turbinowego są umocowane na pierścieniu 30, posiadającym na swym obwodzie zewnętrznym

występy 31, które wchodzą w przebiegające osiowo rowki 32 koła turbinowego 22, tak iż pierścień 30 wraz z łopatkami 13 może być przesuwany w kierunku osiowym w kole turbinowym 22, gdy te części obracają się łącznie. Na swym obwodzie wewnętrznym pierścień 30 posiada gwint 33.

Pierścień 34, wyposażony na swym obwodzie zewnętrznym w odpowiadający powyższemu gwint, jest zaopatrzony na swym obwodzie wewnętrznym w uzębienie 35, z którym zazębia się koło zębate 36, którego oś 37 jest osadzona obrotowo jednym końcem w kole turbinowym 22, a drugim — w tarczy 38. Tarcza 38 jest połączona w miejscu 39 z kołem turbinowym 22. A więc podczas działania pędni łopatki 13, pierścień 30, koło turbinowe 22, pierścień 34, tarcza 38 oraz oś 37 koła zębatego 36 obracają się łącznie.

Aby można było wyłączać łopatki 13 z obiegu okrężnego cieczy bez przerwy w pracy, w przedstawionym przykładzie wykonania pędni zastosowane jest urządzenie następujące. Wałek wydrążony 42, umieszczony wewnątrz wydrążonego wału turbinowego 23 i osadzony w łożyskach 40 i 41, jest na lewym końcu ukształtowany w postaci kółka zębatego 43, zazębiającego się z kołem zębatym 36. Na przedłużeniu 44 wału turbinowego 23 umieszczona jest przekładnia planetarna, która składa się z koła środkowego 45, umocowanego na przedłużeniu 44 wieńca 47 o uzębieniu wewnętrznym, przymocowanego do części 46 osłony pędni, oraz pewnej liczby kółek obiegowych 48, osadzonych luźno na osiach 49. Na wałku wydrążonym 42 umieszczona jest ponadto druga przekładnia planetarna, która składa się z koła środkowego 50, umocowanego na wzmiankowanym wałku, zewnętrznego wieńca uzębionego 51 oraz pewnej liczby kółek obiegowych 52, które również są osadzone luźno na osiach 49. Wieniec uzę-

biony 51 jest ukształtowany na powierzchni zewnętrznej w postaci ślimacznicy, ząbkującej się z hamowanym samoczynnie ślimakiem 53, osadzonym w łożyskach w części 46 osłony pędni.

Opisane wyżej urządzenie do przesuwania łopatek turbinowych 13 działa w sposób następujący. Gdy części znajdują się w położeniu, uwidocznionym na rysunku, wówczas ruch obrotowy wału turbinowego 23 jest przenoszony na koło środkowe 45. Ponieważ wieniec uzębiony 47 jest sztywno połączony z osłoną pędni, więc kółka obiegowe 48 przetaczają się po uzębieniu tego wienca, a oś 49 wiruje dookoła wspólnej osi 54 przekładni planetarnej, gdyż wieniec uzębiony 51 drugiej przekładni planetarnej pozostaje nieruchomy wskutek samoczynnego hamowania ślimaka 53.

Ponieważ odpowiadające sobie koła obydwóch przekładni planetarnych posiadają jednakowe średnice, więc kółkom obiegowym 52 drugiej przekładni planetarnej nadany zostaje ruch taki sam, jak kółkom obiegowym 48, przy czym z tego samego powodu koło środkowe 50 obraca się w tymże kierunku i z tą samą szybkością, co koło środkowe 45. Wskutek tego i wałek wydrążony 42, zaopatrzony w koło zębate 43, obraca się w tymże kierunku i z tą samą szybkością, co koło turbinowe 22, tak iż koło zębate 36 nie wykonywa żadnego ruchu na swej osi 37. Wobec tego pierścień 34 zachowuje swe położenie w kole turbinowym.

Jeżeli zaś ma być dokonane wyłączenie z okręжного obiegu cieczy łopatek 13 drugiego koła turbinowego, to wieniec uzębiony 51 przekładni planetarnej, umieszczonej na wałku wydrążonym 42, należy obrócić w odpowiednim kierunku za pomocą ślimaka 53. Ten ruch obrotowy zostaje, bez oddziaływania na wirowanie osi 49 kółek obiegowych, przeniesiony za pośrednictwem kółka planetarnego 52 na koło środkowe 50, a przez to — na wałek wydrążony 42

i kółko zębate 43. Powstający w wyniku tego ruch względny kółka zębatego 43 w stosunku do koła zębatego 36 wywołuje przekręcanie się pierścienia 34 w kole turbinowym z tym skutkiem, że pierścień 30 i umocowane na nim łopatki turbinowe 13 wskutek działania gwintu 33 zostają przesunięte w prawo aż do całkowitego usunięcia tych łopatek z okręжного obiegu cieczy. Po zatrzymaniu ślimaka 53 ustaje znowu wzmiankowany powyżej ruch względny i wał 23 oraz wałek 42 obracają się znowu z jednakową szybkością.

Gdy łopatki 13 zostały już usunięte z okręжного obiegu cieczy, to biorą one udział w ruchu obrotowym przy sztywnym sprzężeniu kół zębatach 24, 25, 26, ponieważ łopatki te są wprowadzane następnie w ruch obrotowy wałem napędzanym 20 za pośrednictwem wzmiankowanych kół zębatach, powodując przez swe działanie wentylacyjne, straty, które mogą oddziaływać niekorzystnie na współczynnik sprawności pędni hydraulicznej. W celu uniknięcia tego, koło zębate 24 nie jest umocowane na wale turbinowym 23 sztywno, lecz jest sprzężone z nim za pomocą sprzęgła jednokierunkowego 55, które jest wykonane tak, iż sprzęga wał turbinowy 23 z kołem zębatym 24 wtedy, gdy wał ten obraca się szybciej od tego koła zębatego, a wyłącza go, gdy szybkość obrotowa wału turbinowego jest mniejsza od szybkości obrotowej koła zębatego 24. Opisany powyżej stan istnieje wtedy, gdy łopatki turbinowe 13 są usunięte z okręжного obiegu cieczy, ponieważ ciecz już nie działa na nie.

Dzięki włączeniu sprzęgła jednokierunkowego zatrzymuje się wtedy zarówno wirnik turbinowy, jak i całe urządzenie do przesuwania zespołu łopatek turbinowych. Jeżeli zespół łopatek turbinowych zostanie następnie wprowadzony ponownie w obieg cieczy, to wzmiankowany powyżej układ zaczyna znowu obracać się i skoro szybkość obrotowa wirnika turbinowego stanie

się równą szybkości obrotowej koła zębatego 24, sprzęgło 55 łączy samoczynnie wał turbinowy 23 z kołem zębatym 24.

W opisanym wyżej przykładzie wykonania pędni łopatki kierownicze 14 są osadzone nastawnie, mianowicie obrotowo na czołach 56, tak iż w razie przekręcenia ich mogą zatrzymać obieg cieczy, co może być pożądane np. wtedy, gdy kierunek obrotu napędzanej maszyny ma być zmieniony np. za pomocą nawrotnej przekładni zębatej. Każda z łopatek 14 stanowi całość z pierścieniem 57, połączonym sztywno z tarczą 58, która na swym końcu wewnętrznym jest ukształtowana w postaci odcinka uzębionego 59. Wałek wydrążony 60, umieszczony pomiędzy wałkiem wydrążonym 42 i wałem nie obracającym się 6, jest zaopatrzony na lewym końcu w kółko zębate 61, które zazębia się z odcinkami uzębionymi 59. Na prawym końcu wałka wydrążonego 60 zaklinowana jest ślimacznica 62, która może być wprowadzona w ruch obrotowy za pomocą ślimaka 63, osadzonego w łożyskach w nieruchomej osłonie. Przez przekręcanie ślimacznicy tej oraz wałka wydrążonego 60 przekręcane są jednocześnie wycinki uzębione 59 wszystkich łopatek kierowniczych i łopatki te zostają nastawione odpowiednio do tego.

Łopatki kierownicze 14 mogą być również połączone sztywno z wałem nie obracającym się 6, wówczas jest zbędny mechanizm do ich przestawiania. W tym przypadku wał 6 może nie być połączony z osłoną pędni sztywno, lecz może być połączony z nią za pomocą sprzęgła jednokierunkowego, którego zadaniem jest odłączanie od osłony pędni wału 6, a przez to i łopatek kierowniczych 14, skoro tylko stosunek momentów obrotowych osiągnie wartość 1 : 1 lub ją przekroczy. Dopóki moment wtórny jest większy od momentu pierwotnego, łopatki kierownicze, przejmujące różnicę tych momentów, są naprężane w pewnym określonym kierunku, przy czym przekre-

caniu się tych łopatek zapobiega wzmiankowane sprzęgło jednokierunkowe. Przy zrównaniu się tych momentów ustaje naprężenie łopatek kierowniczych. Gdy moment pierwotny dąży do przekroczenia wartości momentu wtórnego, to łopatki kierownicze zostają naprężone w kierunku odwrotnym do poprzedniego, przy czym zostają zwolnione przez sprzęgło jednokierunkowe i mogą dzięki temu wziąć udział w ruchu obrotowym. W tym przypadku wskutek braku nieruchomych łopatek pędnia działa jako sprzęgło hydrauliczne. Wymienione poprzednio sprzęgło jednokierunkowe może być umieszczone w przybliżeniu w tym miejscu, w którym na fig. 1 uwidoczniona jest przekładnia ślimakowa 62, 63. Wykres, przedstawiony na fig. 3, wskazuje krzywe współczynnika sprawności oraz przenoszonego napędu pędni hydraulicznej według wynalazku.

Odcięta przedstawia wtórną szybkość obrotową pędni. Krzywa 64 wskazuje współczynniki sprawności w przypadku, gdy oba koła turbinowe pracują. Krzywa ta osiąga maksimum np. przy 450 obr./min. Krzywa 65 wskazuje współczynniki sprawności w przypadku, gdy pracuje tylko jedno koło turbinowe, i osiąga maksimum np. przy 900 obr./min. Obie krzywe przecinają się w punkcie 66, który odpowiada np. 600 obr./min. A więc podczas rozruchu pędni i przy małych szybkościach obrotowych pracuje się obydwooma kołami turbinowymi, podczas gdy po osiągnięciu wtórnej szybkości obrotowej, odpowiadającej punktowi 66, łopatki turbinowe 13 usuwa się z okrężnego obiegu cieczy i pędnia pracuje dalej tylko przy użyciu łopatek turbinowych 10. Części krzywych współczynników sprawności, wyciągnięte grubszymi liniami całkowitymi, wskazują rzeczywisty przebieg zmian współczynnika sprawności. Jak to wynika z wykresu, współczynnik sprawności zachowuje bardzo korzystną wartość w bardzo szerokich granicach szybkości ob-

rotowej. Krzywa 67 wskazuje przebieg oddanej mocy przy użyciu obu kół turbinowych, podczas gdy krzywa 68 — przy użyciu tylko jednego koła turbinowego. Wyciągnięte grubszymi liniami części tych dwóch krzywych podają przebieg zmian przenoszonej mocy przy zmianie biegów przekładni według wynalazku.

Fig. 4 przedstawia przykład zastosowania pędni według wynalazku w pojeździe silnikowym np. w samochodzie. Liczba 69 oznacza maskę silnika, liczba 70 — osłonę pędni według wynalazku. Wał pędni 12 obraca za pośrednictwem przekładni zębatej 19, 21 wał 20, który napędza za pomocą sprzęgła przegubowego 71 oraz stożkowych kół zębatach 72 i 73 przednią parę kół bieżnych 74. Wał pędni 23, obracający się w kierunku odwrotnym, napędza za pośrednictwem wału 75, sprzęgła przegubowego 76 oraz kół zębatach 77 i 78 tylną parę kół bieżnych 79. Wały 20 i 75 mogą być ewentualnie również połączone ze sobą, jak to zaznaczono w miejscu 80. Zastosowanie oddzielonych od siebie wałów posiada jednak tę zaletę, że przejściowe różnice w obciążeniu kół turbinowych, obracających się we wzajemnie odwrotnych kierunkach, powodowane np. ślizganiem się jednej pary kół tocznych, wyrównywują względnie równowagę się samoczynnie.

W celu uruchomienia pojazdu oraz przy małych szybkościach włącza się oba koła turbinowe, podczas gdy po osiągnięciu większej szybkości jazdy jedno z kół turbinowych wyłącza się przez przekręcanie ślimaka 53 z okrężnego obiegu cieczy i napędza się tylko parę kół bieżnych 74. W przykładzie wykonania według fig. 5 łopatki pompowe są oznaczone cyfrą 7, jak poprzednio. Po przeciwległej stronie tych łopatek, najlepiej w kierunku promieniowym wnętrza pędni, osadzone są wieńcami jeden za drugim robocze łopatki turbinowe 10, obracające się w tymże kierunku co i łopatki pompowe, robocze łopatki turbinowe

13, obracające się w kierunku odwrotnym do powyższego, oraz nieruchome łopatki kierownicze 14. Po stronie wlotowej łopatek 7 umieszczony jest w tym przykładzie wykonania wieńiec roboczych łopatek turbinowych 90, który jest połączony z tymże wirnikiem 91 co i łopatki 10 i dzięki temu obraca się w tymże kierunku co i łopatki pompowe. Rozmaite pozostałe części urządzenia mogą być wykonane i rozmieszczone tak, jak opisano powyżej w odniesieniu do przykładu, uwidocznionego na fig. 1 i 2. Koło turbinowe z łopatkami 13, obracające się w kierunku odwrotnym do kierunku obrotu łopatek pompowych 6, daje się przy tym przesuwac w kierunku osiowym i może być wyłączane z okrężnego obiegu cieczy. Jak to wynika z fig. 5, osłona 96 jest w tym przypadku nieruchoma. Koło turbinowe 90, nie dające się wyłączać z okrężnego obiegu cieczy, zapobiega niepożądanemu wzrostowi liczby obrotów silnika podczas rozruchu względnie zmniejsza tę liczbę obrotów podczas rozruchu poniżej normalnej, co np. w pojazdach drogowych może być korzystne.

Przykład wykonania, uwidoczniiony na fig. 6, różni się od poprzednich przede wszystkim tym, że osłona 92 jest osadzona obrotowo, przy czym łopatki pompowe 7 są z nią połączone sztywno. Ciecz robocza płynie na swej drodze do wnętrza pędni ku osi obrotu zespołu łopatek turbinowych 10, obracających się w tymże kierunku co i łopatki pompowe, a następnie poprzez zespół łopatek 13, obracający się w kierunku odwrotnym do kierunku obrotu łopatek pompowych.

Bezpośrednio za łopatkami 13 znajdują się łopatki robocze 93, które są połączone z tymże wirnikiem 94 co i łopatki 10, a więc obracają się w tymże kierunku. Przed wlotową stroną łopatek pompowych umieszczony jest wieńiec łopatek kierowniczych 95. Przykład wykonania według fig. 6 dobrze jest stosować wtedy, gdy potrzebne

jest użycie większej siły podczas rozruchu.

Wynalazek niniejszy nie jest ograniczony do opisanych powyżej przykładów wykonania, lecz może być stosowany w odmiennych postaciach. A więc np. trójstopniowa pędnia w razie odpowiedniego wyłączania jednego lub dwóch zespołów łopatek roboczych (w zależności od warunków pracy) może działać jako pędnia trój-, dwu- lub jednostopniowa. Osłona może obracać się razem z łopatkami pompy lub jednym albo kilkoma kołami turbinowymi również i w odmianach pędni, uwidoczniomych na fig. 1 — 5.

Zastrzeżenia patentowe.

1. Pędnia hydrauliczna typu Föttin-gera z zamkniętym kołowym obiegiem cieczy o kołach roboczych turbinowych, umieszczonych przy kole pompowym i kole kierowniczym, znamienna tym, że koło turbinowe, umieszczone przy kole pompowym w kierunku przepływu cieczy, obraca się w tymże kierunku co i to koło tłoczne pompy, drugie zaś koło turbinowe, umieszczone bezpośrednio poza pierwszym kołem turbinowym, obraca się w kierunku odwrotnym do powyższego, kierownicze zaś koło łopatkowe jest łączone z nieruchomą częścią pędni.

2. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 1, znamienna tym, że koła turbinowe, obracające się w przeciwnych kierunkach, napędzają odrębne wały.

3. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 1 i 2, znamienna tym, że kierownicze koło łopatkowe jest łączone z nieruchomą częścią pędni za pomocą sprzęgła rozłącznego, np. jednokierunkowego, które w razie przekroczenia stosunku momentów obrotowych o wartości 1 : 1 odłącza kierownicze koło łopatkowe od nieruchomej części pędni, tak iż koło to obraca się jałowo.

4. Pędnia hydrauliczna według zastrz.

3, znamienna tym, że sprzęgło jednokierunkowe jest umieszczone pomiędzy wałem kierowniczego koła łopatkowego i częścią nieruchomą pędni, np. jej osłoną.

5. Pędnia hydrauliczna według zastrz.

1 — 4, znamienna tym, że koło turbinowe, obracające się w kierunku odwrotnym do kierunku obrotu koła pompowego, jest sprzężone z napędzanym przez nie wałem za pomocą rozłącznego sprzęgła, np. jednokierunkowego, które odłącza koło turbinowe od napędzanego przez nie wału, gdy wał ten obraca się szybciej od tego koła.

6. Pędnia hydrauliczna według zastrz.

1 — 5, znamienna tym, że wieniec łopatek koła kierowniczego jest wykonany w znany sposób tak, iż daje się przestawiać.

7. Pędnia hydrauliczna według dowolnego z zastrz. 1 — 6, znamienna tym, że koło turbinowe, obracające się w tymże kierunku co i koło pompowe, jest umieszczone przy wlotowej stronie tego koła pompowego.

8. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 7, znamienna tym, że obydwa koła turbinowe, obracające się we wzajemnie odwrotnych kierunkach, oraz prowadnicze koło łopatkowe są umieszczone po przeciwległej stronie pompy, a mianowicie po tej stronie, gdzie ciecz robocza płynie w kierunku ku osi pędni.

9. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 1 — 8 znamienna tym, że koło turbinowe, obracające się w kierunku odwrotnym do kierunku obrotu koła pompowego, jest umieszczone pomiędzy dwoma kołami turbinowymi, obracającymi się w tymże kierunku co i koło pompowe.

10. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 9, znamienna tym, że łopatki pompy i prowadnicze koło łopatkowe są umieszczone w tej części pędni, w której ciecz robocza płynie w kierunku na zewnątrz, a koła turbinowe są umieszczone w tej części pędni, w której ciecz płynie w kierunku ku wewnątrz.

11. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 1 — 10, znamienna tym, że jej osłona jest osadzona obrotowo.

12. Pędnia hydrauliczna według zastrz. 1, znamienna tym, że liczba czynnych kół turbinowych jest zmienna, np. przez to, że jedno lub kilka kół turbinowych daje się usuwać z okrężnego obiegu cieczy.

13. Pędnia hydrauliczna według zastrz.

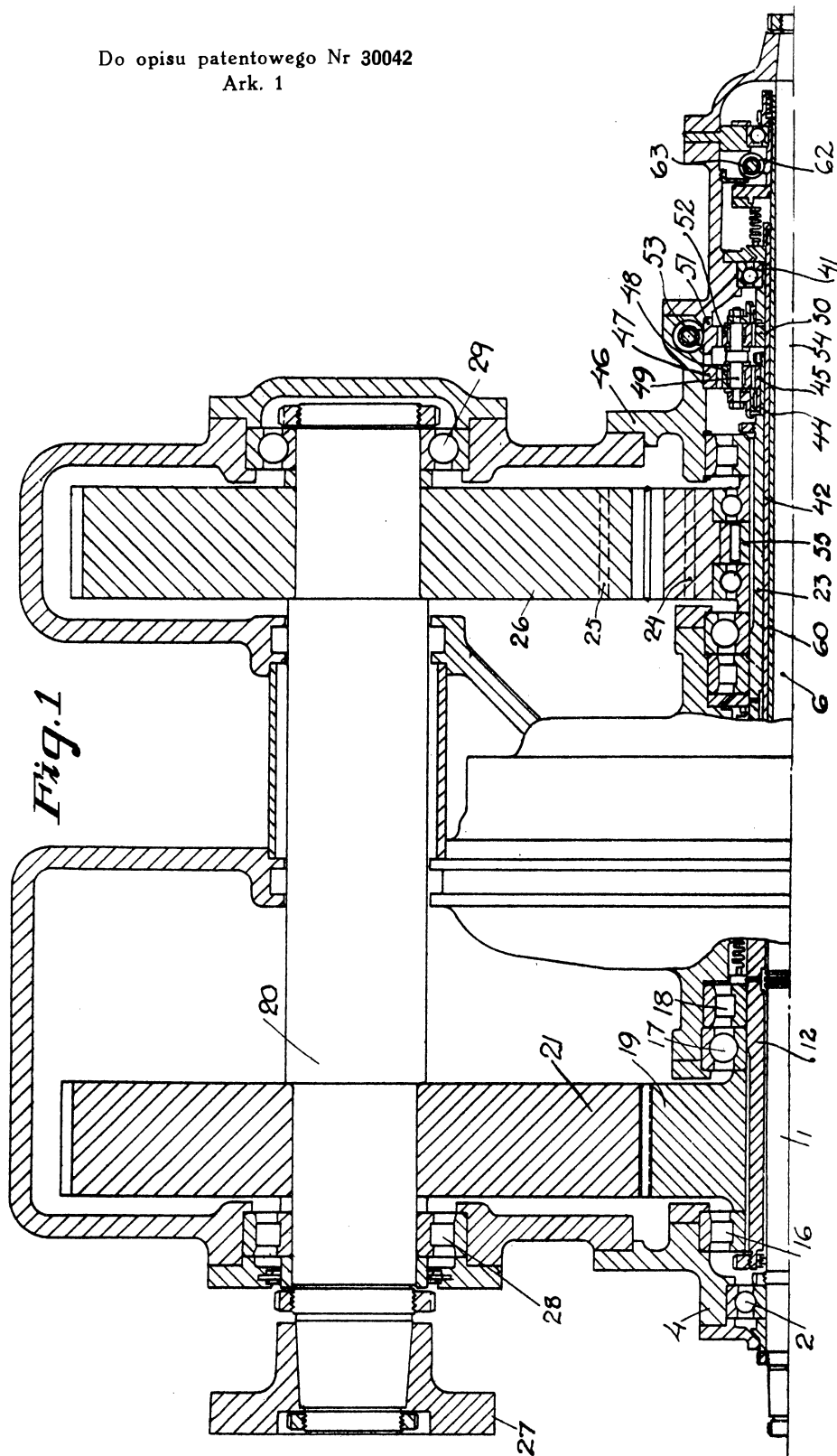
1, znamienna tym, że koła turbinowe, ewentualnie za pośrednictwem przekładni zębatej, napędzają jeden i ten sam wał.

A k t i e b o l a g e t

L j u n g s t r ö m s Å n g t u r b i n

Zastępca: inż. B. Müller

rzecznik patentowy



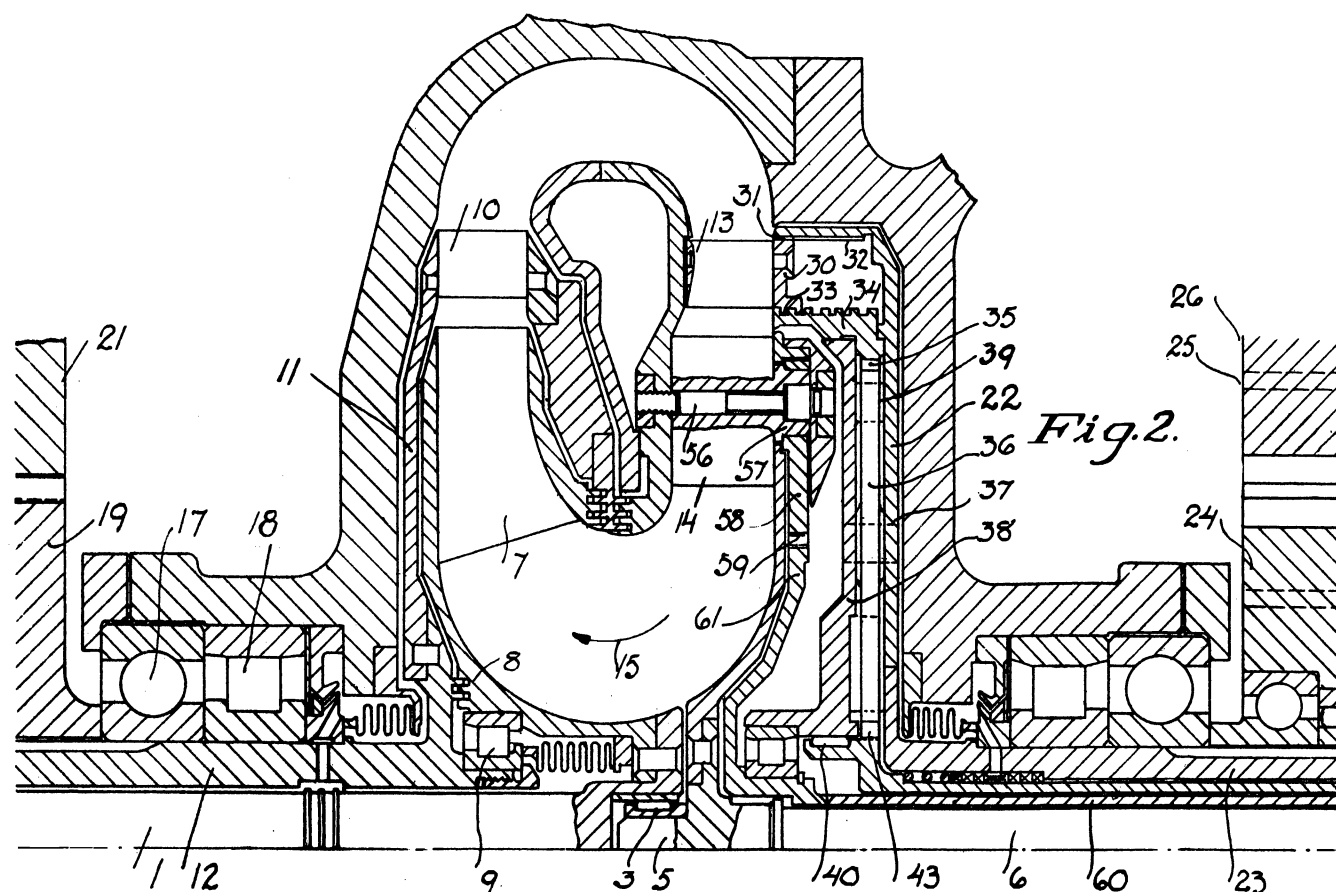


Fig. 2.

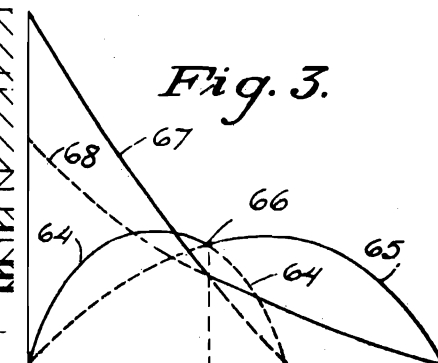


Fig. 3.

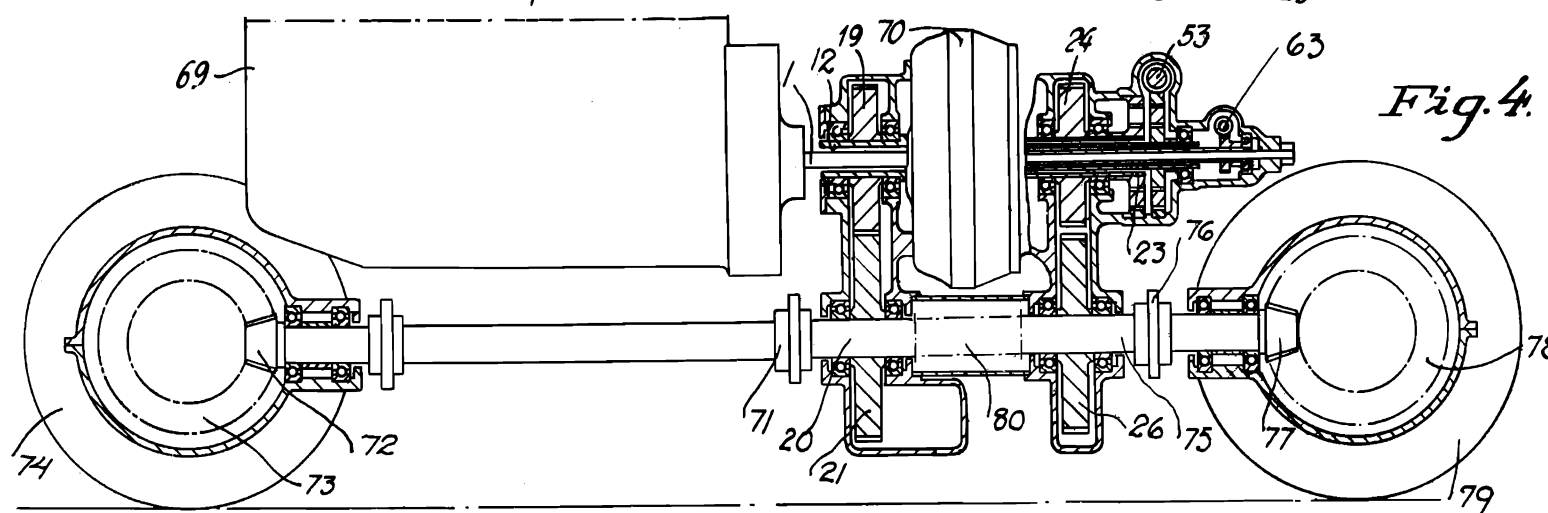


Fig. 4.

