



POLSKIEJ RZECZYPOSPOLITEJ LUDOWEJ

OPIS PATENTOWY

F16h, 47/06

Nr 35104

Kl. 47 h, 22

Główny Instytut Mechaniki
(Warszawa, Polska)

Wielobiegowy hydrauliczno-mechaniczny układ przekładniowy zwłaszcza do pojazdów mechanicznych

Udzielono patentu z mocą od dnia 27 kwietnia 1950 r.

Ogólnie znane są konstrukcje, w których skonstruowano dodatnie cechy przekładni zębatych (zwłaszcza duża sprawność) z dodatnimi cechami przekładni hydraulicznych (bezsstopniowa zmiana momentu). W konstrukcjach tych, stosowanych przeważnie w pojazdach mechanicznych, moc jest przenoszona z silnika jednocześnie obydwojma rodzajami przekładni: hydrauliczną i mechaniczną. Jednak zarówno w tych konstrukcjach, jak i w konstrukcjach z przekładnią czysto mechaniczną, trzeba w czasie przełączenia biegów okresowo przerywać przenoszenie mocy. Dopiero po odciążeniu skrzynki biegów można przełączyć odpowiednie części napędowe, zrównawszy uprzednio ich szybkość. Do przerywania przenoszenia mocy może tu służyć zwykłe sprzęgło cierne, umieszczone między przekładnią hydrauliczną a zmienną przekładnią zębatą. Można je również dokonywać w hydraulicznej części napędu bądź przez opróżnianie jej z cieczy roboczej, bądź przez odpowiednie przesunięcie wirnika, bądź przez wsunięcie specjalnej zasuwy pierścieniowej, zatrzymującej przepływ cieczy, bądź wreszcie przez obrócenie łopatek koła łopatkowego.

Znane są również zespoły napędowe, w których przekładnia składa się z szeregu równolegle włączanych lub wyłączanych hydrokinetycznych układów obiegowych (np. przez napełnianie ich i opróżnianie), z których każdy

jest związany z przekładnią mechaniczną stałą, zróżnicowaną w stosunku do innych przekładni w danym zespole.

Wszystkie wymienione wyżej, znane urządzenia wykazują szereg poważnych wad. Sprzęgła cierne muszą mieć odpowiednio duże wymiary i są ciężkie, a prócz tego bywają narażone na szybkie zużycie. Ponadto do włączania ich są konieczne specjalne urządzenia, np. serwomotory lub układy sterownicze. Przenoszenie mocy można wprawdzie przerywać w części hydraulicznej zupełnie prostymi środkami, gdyż przez zwykłe opróżnianie przekładni hydraulicznej, jednak ani tego opróżniania, ani szczególnie powtórnego napełniania nie można dokonać w żadnym przypadku w dowolnie krótkim czasie bez specjalnych kłopotliwych zabiegów. Jeśli zaś do zatrzymywania przepływu cieczy roboczej zastosować przesuwanie wirnika, obrócenie łopatek czy też wsuwanie zasuwy pierścieniowej, problem komplikuje się jeszcze bardziej, gdyż zmniejszy się wtedy znacznie sprawność całej części hydraulicznej w normalnym ruchu, a to na skutek konieczności specjalnego ukształtowania drogi przepływu cieczy, a także wskutek skomplikowanej konstrukcji niezbędnego do tego celu urządzenia sterowniczego.

We wszystkich tych znanych rozwiązaniach należy, jak wyżej wspomniano, przerywać okresowo przenoszenie mocy napędowej, a to w celu doraźnego odciążenia sprzęgła poszczególnych

biegów przy zmianie tych ostatnich. W celu uniknięcia niepożądanego spadku szybkości jazdy, spowodowanego każdą taką przerwą, stosuje się w czysto mechanicznych przekładniach pojazdów zasadę tak zwanego dwutorowego przenoszenia mocy. Polega ona na połączeniu silnika z wałem, napędzanym za pośrednictwem dwóch torów, z których jeden zawiera bieg pierwszy, trzeci i ewentualnie piąty, drugi zaś — bieg drugi i ewentualnie czwarty.

Przekładnia hydrauliczno-mechaniczna według wynalazku, w przeciwieństwie do znanych rozwiązań, dotyczy dwutorowego przenoszenia mocy, odbywającego się w ten sposób, że po pierwsze, włączanie i wyłączanie każdego z tych torów dokonuje się, jak to ma miejsce w znanych wielostopniowych przekładniach hydrauliczno-mechanicznych, przeważnie przez napełnianie i opróżnianie zespołu hydrokinetycznego (przekładni lub sprzęgła); po drugie, sprzęgła, obsługujące każdy z torów i włączające odpowiednie biegi, są ukształtowane jako znane sprzęgła synchroniczne, to znaczy sprzęgła włączalne tylko przy równej liczbie obrotów wałów sprzęganych, przy czym mogą to być sprzęgła z pierścieniem rozprężnym, kłowe i inne im podobne.

Takie rozwiązanie konstrukcyjne przekładni dwutorowej odznacza się po pierwsze prostotą wykonania oraz obsługi, po drugie zaś niezbędną niezawodnością działania.

W jednej ze znanych, czysto mechanicznych przekładni zastosowano sprzęgła kłowe, które można włączać jedynie w stanie względnego bezruchu odnośnego układu wałów. W tym celu układ winien posiadać zarówno po stronie napędzającej, jak i napędzanej, po jednym sprzęgle ciernym, co w sumie daje cztery sprzęgła cierne i cztery kłowe. Wykonanie to nie przedstawia więc żadnych zalet w porównaniu z przekładnią, w której każdy bieg posiada odrębne sprzęgło cierne.

W innej znanej przekładni czterostopniowej zastosowano cztery sprzęgła kłowe i cztery wolnobiegowe, co ze swej strony stosunkowo wydatnie podraża całą konstrukcję. Oprócz tego sprzęgła kłowe są tu włączane przy biegu niesynchronicznym, co powoduje uderzenia kłów oraz gwałtowne przyspieszenia połówek sprzęgła. Wspomniane sprzęgła wolnobiegowe, na ogół zawodzące w ruchu, zastosowano po to, aby zapobiec przerwom w przenoszeniu mocy przy przełączaniu biegów.

W przeciwieństwie do omówionych rozwiązań konstrukcyjnych stosuje się w myśl wynalazku zamiast sprzęgła z poślizgiem sprzęgła hydrauliczne, a w charakterze sprzęgła do

bezpośredniego włączania biegów — sprzęgła synchroniczne. Rozwiązanie to daje poważne korzyści, pozwalające uniknąć w prosty sposób przerw w przenoszeniu mocy przez zastosowanie pewnej szczególnej metody włączania i wyłączania hydrokinetycznych układów obiegowych, polegającej na efektywnym zrównoważeniu procesu napełniania i opróżniania przekładni włączanej i wyłączanej oraz ułatwiając włączanie sprzęgła kłowego dzięki stosowaniu wspomnianych przekładni hydraulicznych, które zezwalają na stopniową i powolną zmianę przełożenia przekładni oraz na powolne, miękkie wyrównanie obrotów odnośnych wałów (przejście do synchronizmu).

W przekładni wykonanej w myśl wynalazku włączanie sprzęgła kłowego odbywa się zawsze przy równej liczbie obrotów obu części sprzęgła, gdyż są one tak wykonane, że włączenie ich przy biegu niesynchronicznym jest niemożliwe. Nie występują tu więc zupełnie uderzenia ani szkodliwe przyspieszenia jednej połówki sprzęgła, nadawane jej przez drugą połówkę. Proces wyłączenia, a więc w danym przypadku opróżnienia odnośnej przekładni hydraulicznej, powoduje samoczynne wyłączenie sprzęgła kłowego na skutek zmniejszenia się jego liczby obrotów. Wszelkie przełączenia biegów odbywa się więc w myśl wynalazku miękko oraz bez jakichkolwiek uderzeń i wstrząsów, tak jak gdyby była stosowana bezstopniowa przekładnia czysto hydrauliczna.

Oprócz wymienionych korzyści, uzyskanych dzięki rozwiązaniu według wynalazku, występują w nim również dodatnie cechy, wspólne dla wszystkich przekładni hydraulicznych, mianowicie miękkie, bezwstrząsowe przenoszenie mocy, także zmiana przełożenia i inne. Przedmiot wynalazku nie dotyczy więc jedynie zastąpienia zwykłego rozłączalnego sprzęgła z poślizgiem (sprzęgło cierne) innym znanym sprzęgłem z poślizgiem (sprzęgło hydrauliczne). Istota wynalazku polega na sposobie zastosowania przekładni dwutorowej do nowego układu skrzynki biegów oraz na również nowym rozwiązaniu układu sprzęgła, obsługujących poszczególne biegi w obrębie każdego toru.

W przekładniach o liczbie biegów większej niż trzy w każdym torze przenoszenia mocy jest umieszczona jedna przekładnia hydrauliczna oraz zmienna przekładnia zębata. Przy tym wały turbinowe obu przekładni hydraulicznych pracują zupełnie oddzielnie i niezależnie od siebie, przenosząc moc przez zmienną przekładnię zębatą, na wspólny lub też na różne wały napędzane.

Dzięki zastosowaniu tego rodzaju mieszane go układu przekładniowego unika się zupełnie przerw w przenoszeniu mocy oraz zaoszczędza się czas na przełączanie biegów w mechanicznej części napędu. Przy przełączaniu układu z jednego biegu na następny przechodzi się tu z jednego toru przenoszenia mocy na drugi doń równoległy, czyli z jednego zespołu przekładniowego (przekładnia hydrauliczna i zębata) na drugi. Włączanie biegów w obrębie przekładni mechanicznej, a więc przełączanie sprzęgieł biegowych zespołów kół zębatach, dokonuje się tu na tym torze przenoszenia mocy, który nie jest doraźnie obciążony, przy czym przekładnia hydrauliczna, odpowiadająca nowemu biegowi, jest wówczas jeszcze odłączona.

Odsprężanie przekładni hydrokinetycznej może się odbywać w jakimkolwiek znany sposób, umożliwiając zaistnienie przerwy w przenoszeniu mocy oraz uniknięcie nadmiernych strat po wyłączeniu układu obiegowego. Można to osiągnąć np. przez zwykłe napełnianie i opróżnianie, przy czym sposób ten jest tak prosty, a równocześnie łatwy do zrealizowania, że może być stosowany przy największych nawet mocach, zapewniając całkowitą niezawodność ruchu. Ponadto unika się tu w czasie całego okresu pracy spadku sprawności, wywołwanego specjalnym ukształtowaniem konstrukcyjnym poszczególnych części układu obiegowego w przypadku dotychczasowych sposobów wyłączania. Nie zachodzi tu również jakakolwiek przerwa w przenoszeniu mocy przy włączaniu w cykl roboczy układów obiegowych, gdyż opróżnianie jednej przekładni odbywa się jeszcze w czasie pracy drugiej przekładni i w ten sposób zdolność przenoszenia mocy łącznie przez obie przekładnie w okresie przełączania pozostaje prawie stała.

Przekładnie hydrauliczne obu zespołów przekładniowych mogą składać się, jak wiadomo, z jednego lub kilku hydrokinetycznych układów obiegowych, tzn. z kilku przekładni hydrokinetycznych lub sprzęgieł. Zależy to od wymagań, które stawia się danemu rodzajowi napędu. W przypadku przekładni mieszanej hydrauliczno-mechanicznej istnieją w myśl wynalazku różne możliwości kojarzenia ze sobą kół zębatach skrzynki przekładniowej, np. poszczególne albo wszystkie koła zębata obu zespołów mogą być wspólne.

Nie jest więc rzeczą istotną, że występują tu dwie zmienne przekładnie mechaniczne, niezależne od siebie lub połączone jedynie zewnętrznie. Istotę wynalazku stanowi okoliczność, że poszczególne zestawy kół, odpowiadające określonym stopniom przełożenia, tworzą wspólną

przekładnię, przy czym pewne koła zębata mogą współpracować wyłącznie z jednym lub drugim zespołem hydraulicznym, podczas gdy inne koła zębata mogą przenosić moc zarówno na jednym jak i na drugim torze układu. Możliwe jest również takie powiązanie zestawów, przy którym wszystkie koła zębata współpracują na zmianę to z jedną, to z drugą przekładnią hydrauliczną.

W spotykanych najczęściej przekładniach trzybiegowych zasadę wynalazku można zastosować w ten sposób, że jeden tor przenoszenia mocy obejmuje wyłączalną przekładnię hydrauliczną oraz dwubiegową przekładnię zębatą, drugi zaś tor jedynie przekładnię hydrauliczną, również wyłączalną, która winna posiadać inne przełożenia graniczne, dolne i górne, niż w poprzednim przypadku, a także inne przełożenia pośrednie. Przez przełożenie pośrednie znamionowe rozumie się dalej stosunek liczby obrotów turbiny do liczby obrotów pompy odpowiadający optymalnej sprawności.

Wreszcie przełożenia graniczne można uzyskać również przez zastosowanie odpowiedniej pary kół zębatach, należących bezpośrednio do przekładni zębatej pierwszego toru przenoszenia mocy.

Jest przy tym rzeczą obojętną, czy oba zespoły przekładniowe napędzają jedną lub dwie osie pojazdu, czy też użyto ich do napędzania urządzenia stałego. W przypadku jednak gdy napędzana jest tylko jedna osł lub wspólny główny wał urządzenia stałego, można do napędu całej skrzynki przekładniowej o dwóch osiach równoległych zastosować nie tylko wspólne koło napędowe, lecz również, jak wspomniano wyżej, wspólne dla obu torów wszystkie koła zębata przekładni. Można wówczas otrzymać określoną liczbę biegów przy najmniejszej liczbie użytych kół zębatach.

Przełączania biegu dokonuje się — jak już wspomniano — tak, jak gdyby w układzie występował szereg przekładni hydrokinetycznych o różnych stałych przełożeniach. Ma to miejsce dlatego, aby w chwili przełączania biegu, to znaczy w chwili zmiany toru przenoszenia mocy, nie dokonywała się żadna zmiana w zestawach kół zębatach, przeprowadzana w czasie biegu poprzedzającego. Nowe przełożenie zostaje z góry przygotowane i w tym nowym stanie przekładnia zębata zaczyna przenosić obciążenie.

W przeciwieństwie do wspomnianych czysto hydraulicznych przekładni, w których każde przełożenie wymaga oddzielnego wirnika, przekładnia według wynalazku posiada tę zaletę, że jej najwyższą szybkość obwodową określają obroty przekładni hydrokinetycznej w sta-

nie napełnienia. W dotychczasowych rozwiązaniach łącznie z napełnioną przekładnią hydrokinetyczną, doraźnie pracującą, wirowały również pozostałe przekładnie, odpowiadające niższemu liczbom obrotów, gdyż były zwykle razem sprzęgnięte. Stąd ich szybkość obrotowa była niejednokrotnie wyższa od nominalnej.

Wynalazek charakteryzuje się również tym, że stosowane tu w obu torach przenoszenia mocy przekładnie hydrokinetyczne mogą wykazywać różne przełożenia znamionowe, to znaczy że największą sprawność osiągają przy różnych wartościach stosunku liczby obrotów turbiny do liczby obrotów pompy. Przy tego rodzaju rozwiązaniu całego układu w obu mechanicznych zespołach przekładniowych mogą być bądź po dwie pary kół zębatach wykonane identycznie, bądź można zmniejszyć różnicę kolejnych przełożeń. Takie wykonanie mechanicznej części układu przekładniowego można zastosować wówczas, gdy obie przekładnie hydrokinetyczne są identycznej budowy lecz różnej wielkości i są napędzane z różnymi liczbami obrotów.

W wielu przypadkach stosuje się zarówno różne przełożenia znamionowe przekładni hydraulicznych, jak i różne przełożenia mechanicznej części układu przekładniowego. Przełożenie wypadkowe i różnice kolejnych stopni rozłożą się wówczas między część hydrauliczną i mechaniczną układu.

Na rysunku uwidoczniono szereg rozwiązań konstrukcyjnych przekładni hydromechanicznej według wynalazku, przy czym fig. 1 przedstawia przekładnię dwutorową czterobiegową, w której każdy tor przenoszenia mocy składa się z jednej przekładni hydrokinetycznej i dwóch par współpracujących ze sobą kół zębatach; fig. 2 — schemat podobnego zespołu przekładniowego, składającego się z dwóch przekładni hydrokinetycznych o różnych przełożeniach znamionowych i identycznych zestawach kół zębatach odnośnych stopni obu części przekładni zębatach; fig. 3 — przekładnię mieszaną czterobiegową, w której obie przekładnie hydrokinetyczne są osadzone współosiowo; fig. 4 — zespół przekładniowy, w którym jedna z przekładni hydraulicznych jest dwubiegowa; fig. 5 — 9 przedstawiają różne rodzaje przekładni trzybiegowych; fig. 10, 11 i 12, — dwa rozwiązania, w których w charakterze przekładni mechanicznych zastosowano przekładnie obiegowe; fig. 13 zaś przedstawia inne, proste rozwiązanie konstrukcyjne przekładni czterobiegowej.

W przekładni, przedstawionej na fig. 1, występują dwie identyczne pod względem wielkości i sposobu rozmieszczenia łopatek przekładnie hydrokinetyczne 1 i 2, pracujące obok siebie na

osiach równoległych. Obsługujące je pompy 3 i 4 są napędzane od głównego koła napędowego 5 przez koła pośrednie 6 i 7. Wirniki turbinowe 8 i 9 są osadzone na wałach 10 i 11, które w środku swej długości są zaopatrzone w sprzęgła kłowe 14 i 15. Sprzęgła te są przewidziane do dwustronnego włączania i są umieszczone na gwintach 12 i 13 o dużym skoku, naciętych na wspomnianych wałach. Sprzęgła mogą współpracować z kołami zębatymi 16 i 18 lub 17 i 19, a to dzięki zaopatrzeniu kół w wieńce kłowe. Wymienione koła zazębiają się z kołami z kołami 21 i 22, zaklinowanymi na wale napędzanym 20. Sprzęgła kłowe są tu wykonane jako sprzęgła równoobrotowe, (synchroniczne) i są włączane za pomocą sprzęgaczy zapadkowych 25, 26, 27 i 28.

Działanie układu przekładniowego jest opisane poniżej. W celu przeprowadzenia rozruchu zostaje włączona przekładnia hydrokinetyczna 1. Pompa 3 przyspiesza turbinę 8 i związany z nią wał 10. W tej chwili zaczynają działać sprzęgacze zapadkowe 25, osadzone na tulei sprzęgła 14. Są one tak wykonane, że w stanie spoczynku lub w chwili rozruchu opierają się o kły wieńców kłowych na kole zębatym 16. Przy pierwszym częściowym obrocie wału 10 tuleja sprzęgła 14 przesuwają się na gwincie 12 w prawo, na skutek czego następuje sprzęgnięcie prawego wieńca kłowego tulei z wieńcem kłowym koła zębatego 16 za pośrednictwem sprzęgaczy 25. Pierwszy bieg został w ten sposób włączony. Moc jest wówczas przenoszona z przekładni hydrokinetycznej 1 na wał 10, stąd przez tuleję sprzęgła 14 na koła zębate 16 i 21, a tym samym na wał 20.

W celu włączenia drugiego biegu napełnia się przekładnię hydrokinetyczną 2, w związku z czym, podobnie jak przy włączaniu biegu pierwszego, tuleja sprzęgła 15 przesuwają się w prawo i sprzęga się z kołem zębatym 17, skoro tylko wał turbinowy 11 przekładni 2 osiągnie obroty tego koła, napędzanego wtedy przez koło 16 za pośrednictwem koła 21, jednak z mniejszą liczbą obrotów niż koło 16. Sprzęgnięcie następuje ściśle biorąc w chwili, gdy liczba obrotów wału 11 zaczyna przekraczać liczbę obrotów koła 17. Równocześnie z napełnianiem przekładni hydraulicznej 2 odbywa się opróżnianie przekładni 1. Na skutek tego zaczyna spadać liczba obrotów wału 10 oraz tulei sprzęgła 14, w przeciwieństwie do liczby obrotów koła 16, która rośnie ze względu na jego połączenie z kołem 17 za pośrednictwem koła 21. W wyniku tej zmiany tuleja sprzęgła 14 zaczyna przesuwają się w lewo, obracając się na gwincie 12 wału 10 i wywołuje odłączenie sprzęgła

od koła zębatego 16. Prędkość obwodowa turbiny 8 zmniejsza się w dalszym ciągu, a tym samym tuleja sprzęgła 14 przesuwana się dalej w lewo aż do chwili zetknięcia się sprzęgaczy 27 z wieńcem kłowym koła zębatego 18, które na skutek połączenia przez koła zębate 21 i 22 oraz wał 20 z kołem 17 obraca się ze zmniejszoną prędkością pierwszego biegu. W chwili gdy prędkość obrotowa tulei sprzęgła 14, spadająca wraz ze zmniejszeniem się prędkości wału 10, osiągnie prędkość obrotową koła 18, zaczynają działać sprzęgacze 27, dzięki którym następuje połączenie wieńców kłowych tulei sprzęgła 14 i koła zębatego 18.

W ten sposób jeszcze w czasie pracy biegu drugiego, kiedy moc przenosi się z przekładni hydrokinetycznej 2 na wał 11, a stąd przez tuleję sprzęgła 15 na koło 17 i wał 20, następuje samoczynne przygotowanie układu do włączenia biegu trzeciego. Wystarczy teraz jedynie opróżnić przekładnię 2, a napełnić przekładnię 1, aby nastąpiło ponowne przełączenie biegów. Jednak po powtórным napełnieniu przekładni 1 i włączenie biegu trzeciego nastąpi przyspieszenie wału 10 i tuleja sprzęgła 14 będzie dążyła do przesunięcia się w prawo. Nastąpiłoby więc samoczynne wyłączenie biegu. Aby zapobiec temu zjawisku, należy przed rozpoczęciem opróżniania przekładni 2 zaryglować tuleję sprzęgła 14 w jej lewym skrajnym położeniu, odpowiadającym biegowi trzeciemu. Do tego celu stosuje się tuleję, ryglującą 23, osadzoną na końcu wału 10, i blokującą po przesunięciu w lewo położenie tulei sprzęgła 14. W przypadku gdy chodzi o przełączenie układu z biegu drugiego do powrotu na bieg pierwszy, wystarczy opróżnić przekładnię 2, a napełnić przekładnię 1. Ryglowanie odnośnej tulei staje się wówczas zbędne. Wał 10 zwiększa swe obroty do chwili, aż osiągnie obroty koła 16 i wówczas tuleja sprzęgła 14, która przesunęła się w międzyczasie w prawo, sprzęga się z tym kołem.

Po opróżnieniu przekładni hydrokinetycznej 2 spadają obroty wału 11 oraz tulei sprzęgła 15 w przeciwnieństwie do obrotów koła zębatego 17, które przy pracy na trzecim biegu wzrastają. I tu, podobnie jak poprzednio, tuleja sprzęgła 15 rozłącza się z kołem 17, a sprzęga z kołem 19. W ten sposób zostaje przygotowane przełączenie układu na bieg czwarty na torze doraźnie nie obciążonym.

W chwili gdy napędzany pojazd, jadący na trzecim biegu, osiągnie odpowiednią prędkość, rygluje się za pomocą tulei ryglującej 24 tuleję sprzęgła 15 w położeniu zazębienia z kołem 19. Następnie napełnia się przekładnię 2 i opróżnia przekładnię 1.

W celu przełączenia układu z powrotem na bieg trzeci należy zaryglować tuleję sprzęgła 14 w położeniu zazębienia z kołem 18, napełnić przekładnię hydrauliczną 1, a opróżnić przekładnię 2, oraz odryglować tuleję sprzęgła 15.

Bieg drugi osiąga się następnie przez odryglowanie tulei sprzęgła 14 i wzajemne zastąpienie stanów napełnienia przekładni 1 i 2. Tuleja 15 sprzęga się ponownie samoczynnie z kołem zębatym 17. W celu włączenia z kolei biegu pierwszego należy opróżnić przekładnię 2, a napełnić przekładnię 1, dzięki czemu nastąpi samoczynne sprzęgnięcie tulei sprzęgła 14 z kołem zębatym 16.

Urządzenie, sterujące napełnianiem i opróżnianiem przekładni hydrokinetycznych, jak również ryglowaniem tulei sprzęgłowych, może działać samoczynnie, na przykład za pośrednictwem regulatora odśrodkowego, którego obroty są zależne od szybkości jazdy lub od obrotów silnika i szybkości jazdy równocześnie.

Obie przekładnie hydrokinetyczne, jak wspomniano wyżej, są identyczne, to znaczy mają te same wymiary i ten sam sposób rozmieszczenia łopatek. Osiągają więc najwyższą swą sprawność przy tej samej wartości stosunku liczby obrotów turbiny do liczby obrotów pompy.

W odmianie wykonania według fig. 2 zastosowano przekładnie hydrokinetyczne 29 i 30 o różnych położeniach znamionowych. Przełożenia te dobrano w ten sposób, że można zastosować identyczne koła zębate, przy czym do włączenia biegu pierwszego służy koło 31, biegu drugiego — koło 32, biegu trzeciego — koło 33, biegu czwartego zaś — koło 34. W przeciwnieństwie do tej odmiany wykonania w rozwiązaniu według fig. 1 średnice kół zmienionych 16, 17, 18 i 19 były odpowiednio stopniowane. Pozostała część przekładni może być wykonana podobnie jak w rozwiązaniu według fig. 1. Należy tu nadmienić, że w części mechanicznej zamiast sprzęgieł samoczynnych wystarczy zastosować jakiekolwiek ze znanych konstrukcji sprzęgieł równobieżnych. Do ich przełączania konieczny jest jednak specjalny serwowator.

Koła zmianowe 31 i 32 przenoszą tu moc przez koło 36 na wał napędzany 37. Całe urządzenie napędza wspólne główne koło napędzające 38, podobnie jak w rozwiązaniu według fig. 1.

Odmianę układu przekładniowego, uwidoczoną na fig. 3 i zaopatrzoną we wspólny dla obu przekładni hydrokinetycznych 39 i 40 wał, stosuje się w tych przypadkach, gdy rozporządza się znaczną długością miejsca zmontowania

układu przekładniowego, na przykład na lokomotywach. Dla pomieszczeń ciasniejszych zaleca się raczej układy przekładniowe według fig. 1 albo fig. 2.

Na fig. 3 wirniki turbinowe 41 i 42 przekładni 39 i 40 są osadzone na wałach wydrążonych 43 i 44. Na wałach tych są również osadzone przesuwne tuleje sprzęgieł kłowych 45 i 46 oraz występują trzy luźno osadzone koła zębate. Dwa z tych kół znajdują się po obu stronach sprzęgieł, a jedno między nimi. To ostatnie może sprzęgać się zarówno z jedną, jak i z drugą tuleją sprzęgła. Zastosowane tu przekładnie hydrokinetyczne posiadają różne przełożenia znamionowe. Tuleja sprzęgła 45 jest osadzona między kołami zębatymi 47 i 48, tuleja zaś sprzęgła 46 — między kołami 47 i 49. Koła te zazębiają się odpowiednio z kołami 50, 51 i 52, osadzonymi na wspólnym wale napędzanym.

Po włączeniu biegu pierwszego pracuje przekładnia hydrokinetyczna 39 i przez tuleję sprzęgła 45 oraz koła zębate 47 i 50 przenosi moc na wał napędzany. Po włączeniu biegu drugiego pracuje przekładnia hydrauliczna 40, tuleja sprzęgła 46 i koła zębate 47 i 50. W celu przełączenia układu na bieg trzeci należy przed opróżnieniem przekładni 40 i obciążeniem przekładni 39 przesunąć w lewo z położenia środkowego tuleję sprzęgła 45, z którą związany jest do tej chwili nieczynny wirnik przekładni 39. Po wykonaniu tej czynności i po wzajemnej zamianie stanu napełnienia obu przekładni hydraulicznych 39 i 40, na włączonym trzecim biegu pracuje teraz przekładnia 39, tuleja sprzęgła 45 oraz koła zębate 48 i 51. Dopóki działa jeszcze bieg trzeci, przygotowuje się układ do włączenia biegu czwartego. W tym celu przesuwana jest tuleja sprzęgła 46 na nie obciążonym w danej chwili wale 44 przekładni 40 w prawo aż do sprzęgnięcia z kołem zębatym 49. Na biegu czwartym będzie pracowała przekładnia 40, tuleja sprzęgła 46 oraz koła zębate 49 i 52.

Tuleje sprzęgieł mogą tu być przesuwane samoczynnie, jak w rozwiązaniu według fig. 1, lub tak, jak uwidoczniło na rysunku, tzn. za pomocą dźwigni ręcznej.

Fig. 4 przedstawia układ przekładniowy, w którym w odróżnieniu od przytoczonych rozwiązań zespół hydrauliczny składa się na jednym torze przenoszenia mocy z przekładni hydraulicznej 53 i sprzęgła hydraulicznego 54, a na drugim torze — jedynie ze sprzęgła hydraulicznego 55. Niezależnie od tego istnieje również mocą wału turbinowego 56, bądź przez przekładnię 53 i sprzęgło 54, bądź też przez sprzęgło 55 i wał 57. Obie przekładnie zębate 58 i 59 są dwustopniowe.

Na wale 56 znajduje się dwustronnie pracująca tuleja sprzęgła 60, a na wale 57 — podobna tuleja 61. Główne koło napędowe 62 napędza tu równocześnie wszystkie trzy urządzenia hydrokinetyczne (przekładnię hydrauliczną i dwa sprzęgła). Układ ten pracuje w podany niżej sposób, przy czym liczbami 63, 64, 65 i 66 oznaczono odpowiednie pary kół przekładniowych. Pierwszemu biegowi odpowiada praca przekładni hydraulicznej 53 i przekładni zębatej 63, drugiemu biegowi — praca sprzęgła hydraulicznego 54 i przekładni zębatej 63, trzeciemu biegowi — praca sprzęgła hydraulicznego 55 i przekładni zębatej 65, czwartemu biegowi — praca sprzęgła 54 i przekładni zębatej 64, natomiast piątemu biegowi — praca sprzęgła 55 i przekładni zębatej 66.

Fig. 5 przedstawia następną odmianę układu, zawierającą dwie przekładnie hydrauliczne 67 i 68, osadzone na wspólnym wale, przy czym wały turbinowe 69 i 70 przedłużają się wzajemnie. Na wale 69 znajduje się przesuwana tuleja sprzęgła 71 oraz luźno osadzone koło zębate 72, podczas gdy koło 73, osadzone na wale 70, jest zaklinowane.

Koła zębate 72 i 73 współpracują z kołami 74 i 75 osadzonymi na wale napędzanym. W tym przypadku pierwszemu biegowi odpowiada praca przekładni hydraulicznej 67 i pary kół 73 i 74, drugiemu biegowi — praca przekładni hydraulicznej 68 i pary kół 73 i 74, trzeciemu biegowi — praca przekładni hydraulicznej 67 i pary kół 72 i 75. Tuleja sprzęgła 71 może być przesunięta przy włączeniu drugiego biegu do położenia drugiego biegu do położenia środkowego albo może pozostać w stanie sprzęgnięcia z kołem zębatym 73.

Stosownie do rozwiązania, przedstawionego na fig. 6, na pierwszym biegu pracuje przekładnia hydrauliczna 76, przy czym tuleja sprzęgła 78 jest złączona z kołem 79, przenoszącym moc roboczą przez koła zębate 80, 81 i 82 na wał napędzany 83. Na drugim biegu pracuje przekładnia hydrauliczna 77, napędzając przez koła 81 i 82 tenże wał 83. W celu przygotowania włączenia biegu trzeciego przesuwana jest tuleja 78 w prawo i sprzęga z kołem zębatym 82 tak, że po przejściu z pracy przekładni hydraulicznej 77 na pracę przekładni 76 zostaje włączony bieg trzeci.

Rozwiązanie według fig. 7 jest zbliżone do poprzedniego przypadku. Przekładnia zębata jest tu jednak umieszczona między przekładniami hydraulicznymi 84 i 85. Ponadto przekładnia 85 napędza na drugim biegu bezpośrednio wał 86. Przekładnia 84 współpracuje na pierwszym bie-

gu z parą kół zębatach 87 i 88, na biegu trzecim zaś — z parą kół 89 i 90.

W rozwiązaniu według fig. 8 przekładnia hydrauliczna 92 jest umieszczona między obu parami kół zębatach przekładni mechanicznej, równolegle do dwustronnej tulei sprzęgła kłowego 93. Dzięki temu uzyskuje się wydatną oszczędność na długości całej konstrukcji. Przekładnię 91 można łączyć za pomocą wspomnianej tulei z jedną lub drugą parą kół zębatach. Przekładnia 92, jak to przedstawiono na rysunku, może być napędzana dzięki zmniejszeniu jej średnicy ze znacznie większą liczbą obrotów niż przekładnia 91.

W omówionych dotychczas rozwiązaniach sprzęgła stosowane, w części mechanicznej, były dwustronnymi sprzęgłami kłowymi. Jest rzeczą zrozumiałą, że można stosować również inne dowolne rozwiązanie tulei sprzęgła. I tak na przykład, jak to przedstawia fig. 9, mogą to być sprzęgła jednostronne. Obie przekładnie hydrauliczne 94 i 95, napędzane przez jeden lub dwa oddzielne silniki, są tu osadzone również na wałach równoległych, ale mogą być przedstawione w razie potrzeby. Na ich wałach turbinowych 96 i 97 są zaklinowane odpowiednie koła zębate 98 i 104. Koło 98 może być sprzęgnięte za pomocą tulei sprzęgła 100 z wałem 101, na którym osadzone jest koło 102. Koło 99 można z kolei połączyć za pomocą tulei 103 z wałem 97, na którym zaklinowane jest koło 104.

Pierwszemu biegowi odpowiada praca przekładni hydraulicznej 94, kół zębatach 98 i 99, sprzęgła 103 i wału napędzanego 97. Na biegu drugim pracuje przekładnia hydrauliczna 95 i wał 97. Na biegu trzecim moc jest przenoszona kolejno przez przekładnię 94, wał 96, koło zębate 98, sprzęgło 100 na wał 101, a stąd przez koła zębate 102 i 104 na wał napędzany.

Układ przedstawiony na fig. 10 składa się z dwóch przekładni hydraulicznych 105 i 106, osadzonych współosiowo. Pierwsza przekładnia przeznaczona jest dla biegu pierwszego i trzeciego, druga zaś dla biegu drugiego. Między obu przekładniami, z których druga posiada turbinę dwustopniową, znajduje się przekładnia obiegowa. Na biegu pierwszym tuleja sprzęgła 108 jest przesunięta w prawo na wydrążonym wale, na którym jest osadzone wewnętrzne koło 107 przekładni obiegowej. W ten sposób koło 107 jest sprzęgnięte z nieruchomym wieńcem kłowym 109. Dzięki temu turbina 110 przekładni hydraulicznej 105 napędza za pomocą wieńca zewnętrznego 111 przekładni obiegowej koła obiegowe 112. Toczą się one po nieruchomym kole wewnętrznym 107 i przez wał 114 oraz turbinę 115 przekładni hydraulicznej 106 napędzają

wał 116. Na biegu drugim moc jest przenoszona bezpośrednio z przekładni hydraulicznej 106 na wał napędzany 116. W celu przygotowania biegu trzeciego przesuwają się tuleje sprzęgła 108 w lewo, sprzęgając w ten sposób wewnętrzne koło 107 przekładni obiegowej z osiami kół obiegowych 112. Teraz przekładnia 105 będzie napędzała z nowym przełożeniem przez wał 114 wał 116.

Rozwiązanie według fig. 11 jest zbliżone do rozwiązania na fig. 10. Występują również dwie przekładnie hydrauliczne 117 i 118, z których pierwsza jest przeznaczona dla biegu pierwszego i trzeciego, druga zaś dla biegu drugiego. Na biegu pierwszym koło wewnętrzne przekładni obiegowej 119 jest połączone za pomocą tulei sprzęgła 120 z nieruchomym wieńcem kłowym 121, natomiast na biegu trzecim — z wieńcem kłowym 123, związanym z obsadą 122 kół obiegowych. Obie przekładnie hydrauliczne są napędzane przez wspólne główne koło napędowe 124, osadzone między nimi.

Fig. 12 przedstawia rozwiązanie podobne do przedstawionego na fig. 11, przy czym różnica polega jedynie na zastosowaniu różnych przekładni hydraulicznych. Przekładnia 125 jest napędzana z mniejszą liczbą obrotów niż przekładnia 126. Przekładnia 126, napędzana z większą liczbą obrotów, ma mniejszą średnicę i znajduje się w sąsiedztwie wału napędzającego 127.

Fig. 13 przedstawia z kolei przekładnię czterobiegową, składającą się z dwóch przekładni hydraulicznych i dwóch par kół zębatach. Na wale turbinowym 130 przekładni hydraulicznej 128 jest osadzona tuleja sprzęgła 131, której kły mogą być sprzęgane z wieńcem kłowym 133 koła zębatego 132 lub z wieńcem kłowym 135 koła zębatego 134. Oba koła zębate 132 i 134 mogą być ponadto połączone ze sobą za pomocą dodatkowego sprzęgła 136.

Na wale turbinowym 137 przekładni hydraulicznej 129 jest osadzone koło zębate 138, które może być połączone za pomocą sprzęgła 139 z kołem 140, osadzonym na wale napędzanym 141. Jak widać z powyższego, obie przekładnie hydrauliczne 128 i 129 obracają się w przeciwnych kierunkach. Przekładnia 128 obsługuje bieg pierwszy i trzeci, przekładnia 129 zaś — bieg drugi i czwarty. W czasie poszczególnych biegów praca wygląda jak następuje:

W przypadku biegu pierwszego przekładnia hydrauliczna 128 jest napełniona, przekładnia 129 — opróżniona, tuleja sprzęgła 131 — w prawym położeniu krańcowym, sprzęgło 136 — zwolnione, sprzęgło 139 — włączone. Dla biegu drugiego przekładnia hydrauliczna 129 jest napełniona, przekładnia 128 opróżniona, sprzęgło

139 — włączone. Moc jest przenoszona z przekładni hydraulicznej 128 bezpośrednio na wał napędzany 141. Dla biegu trzeciego przekładnia hydrauliczna 128 jest napełniona, przekładnia 129 — opróżniona, tuleja sprzęgła 131 — w lewym krańcowym położeniu. Przenoszenie mocy dokonuje się z przekładni 128 przez koła zębate 134 i 140 na wał napędzany 141. Dla biegu czwartego przekładnia hydrauliczna 129 jest napełniona, przekładnia 128 — opróżniona, sprzęgło 136 — włączone, sprzęgło 139 — zwolnione. Przenoszenie mocy z przekładni 129 przez koła zębate 138, 132, 134, 140 na wał napędzany 141.

Oprócz podanych tu rozwiązań istnieje cały szereg innych, podobnych rozwiązań, które stanowią dalsze rozwinięcie zasady wynalazku.

Przekładnia hydrauliczno-mechaniczna według wynalazku może posiadać również dodatkowe biegi. I tak na przykład w pojazdach szynowych, których jeden tor przenoszenia mocy obsługuje jedną, drugi zaś inną oś pojazdu, można umieścić dodatkowe przekładnie hydrauliczne na połowę mocy roboczej w obrębie każdego toru, przy czym przy rozruchu byłyby one równocześnie napełniane i napędzałyby przy odpowiednim przełożeniu przynależny wał. Cały zespół może być ponadto podwojony.

Należy jeszcze zaznaczyć, że można wprowadzić pewne zmiany w samym sposobie wykonania przekładni hydraulicznej czy zębatej. Np. wirnik turbinowy przekładni hydraulicznej zaopatruje się w odpowiednie zasuwy pierścieniowe u wlotu i wylotu wirnika, zasuwane w czasie biegu luzem. W ten sposób unika się całkowite strat, zresztą niedużych, na wprawianie w ruch mas powietrza. W przypadku jeżeli pozostają one w stanie napełnienia nawet wówczas, gdy nie pracują, można również zastosować odpowiednie środki w celu uniknięcia strat w nie pracujących hydrokinetycznych układach obiegowych.

Zastrzeżenia patentowe

1. Wielobiegowy hydrauliczno - mechaniczny układ przekładniowy, zwłaszcza do pojazdów mechanicznych, z dwoma oddzielnymi równoległymi torami przenoszenia mocy, włączanymi i wyłączanymi sprzęgłem poślizgowym, z których przynajmniej jeden zawiera zmienną mechaniczną przekładnię zębatą i z których jeden służy do uzyskiwania biegu pierwszego, trzeciego i ewentualnie piątego, drugi zaś do uzyskiwania biegu drugiego i ewentualnie czwartego, znamienny tym, że zawiera sprzęgła biegowe, umieszczo-

ne między poszczególnymi parami stopniowymi przekładni mechanicznej i będące sprzęgłami synchronicznymi, np sprzęgłami z pierścieniami rozprężnymi lub sprzęgłami kłowymi, które można włączać przy równej liczbie obrotów obu sprzęganych części.

2. Układ przekładniowy według zastrz. 1, znamienny tym, że sprzęgło, znajdujące się między wałem turbiny jednego i ewentualnie drugiego hydrokinetycznego zespołu przekładniowego a kołem zębatym pierwszego stopnia przełożenia przekładni mechanicznej, posiada postać sprzęgła samoczynnego wolnobiegowego.
3. Układ przekładniowy według zastrz. 1 i 2, znamienny tym, że jest zaopatrzony w sprzęgła cierne z dociskiem, uzyskiwanym za pomocą naciętego na wale gwintu o dużym skoku.
4. Układ przekładniowy według zastrz. 1 — 3, znamienny tym, że sprzęgła biegowe posiadają postać sprzęgieł kłowych, których część przesuwana jest wykonana jako pokrętna tuleja z gwintem o dużym skoku.
5. Układ przekładniowy według zastrz. 1 — 4, znamienny tym, że zawiera w każdym torze przenoszenia mocy jedną lub kilka przekładni hydrokinetycznych.
6. Układ przekładniowy według zastrz. 1 — 4, znamienny tym, że w jednym torze przenoszenia mocy zawiera jedną lub kilka przekładni hydrokinetycznych, a w drugim — jedno lub kilka sprzęgieł hydraulicznych.
7. Układ przekładniowy według zastrz. 1 — 4, znamienny tym, że w jednym torze przenoszenia mocy zawiera zespół hydrokinetyczny, składający się z przekładni i sprzęgieł hydraulicznych, a w drugim — zespół, złożony bądź z jednej lub kilku przekładni hydrokinetycznych, bądź z jednego albo kilku sprzęgieł hydraulicznych.
8. Układ przekładniowy według zastrz. 1 — 4, znamienny tym, że w każdym torze przenoszenia mocy zawiera zespół hydrokinetyczny, składający się z przekładni i sprzęgieł hydraulicznych.
9. Układ przekładniowy według zastrz. 1 — 8 ze zmienną przekładnią zębatą mechaniczną w każdym torze przenoszenia mocy, znamienny tym, że niektóre lub wszystkie koła zębate zmiennej przekładni mechanicznej są wspólne dla obu torów przenoszenia mocy.
10. Układ przekładniowy według zastrz. 1 — 5 i 7 — 9, znamienny tym, że przekładnie hydrokinetyczne obu torów przenoszenia mocy są jednakowe pod względem wymiarów i ułupkowania lub jednakowe co do wy-

- miarów, lecz z ułopotkowaniem wzajemnie symetrycznym.
11. Układ przekładniowy według zastrz. 1 — 5 i 7 — 9, znamieny tym, że przekładnie hydrokinetyczne obu torów przenoszenia mocy są jednakowo ułopotkowane, lecz mają różne średnice i są napędzane z różną liczbą obrotów.
 12. Układ przekładniowy według zastrz. 1 — 8, znamieny tym, że oba hydrokinetyczne zespoły przekładniowe, osadzone na osiach równoległych, są umieszczone obok siebie i posiadają na swych wałach turbinowych luźne koła zębate zazębiające się — po jednym z każdego wału — z odpowiednim wspólnym kołem, zaklinowanym na równoległym wale napędzanym.
 13. Układ przekładniowy według zastrz. 12, znamieny tym, że na odpowiednim wale turbinowym każdego z zespołów hydrokinetycznych znajduje się tuleja sprzęgła dwustronnego, która z każdej swej strony może być sprzęgana z kołem zębatym, osadzonym luźno na tym samym wale turbinowym.
 14. Układ przekładniowy według zastrz. 1 — 9, znamieny tym, że zmienna zębata przekładnia mechaniczna znajduje się między dwoma zespołami przekładniowymi hydrokinetycznymi, osadzonymi współosiowo, i przenosi moc na równoległy wał napędzany.
 15. Układ przekładniowy według zastrz. 14, znamieny tym, że na wale turbiny jednego z obu współosiowych zespołów hydrokinetycznych znajduje się tuleja sprzęgła, która może być sprzęgana z luźnym kołem zębatym, osadzonym na tymże wale, bądź z kołem zębatym, zaklinowanym na wale turbinowym drugiego zespołu, przy czym każde z tych kół zazębia się z odpowiednim kołem, osadzonym na równoległym wale napędzanym.
 16. Układ przekładniowy według zastrz. 14, znamieny tym, że oba hydrokinetyczne zespoły przekładniowe o różnych przełożeniach wewnętrznych są umieszczone naprzeciw siebie w stosunku do wałów turbinowych i są zaopatrzone we wspólne koło zębate, ułożyskowane na jednym z wałów turbinowych i umieszczone za tuleją sprzęgła, patrząc od strony przekładni hydrokinetycznej.
 17. Układ przekładniowy według zastrz. 7 z jedną przekładnią hydrokinetyczną i jednym sprzęgłem w jednym torze przenoszenia mocy oraz z jednym sprzęgłem hydraulicznym w drugim torze, znamieny tym, że wspomniane trzy zespoły hydrokinetyczne są umieszczone obok siebie współosiowo i posiadają dwustopniową przekładnię zębatą przynajmniej na torze, zaopatrzonym w jedno tylko sprzęgło hydrauliczne.
 18. Układ przekładniowy według zastrz. 1 — 9, znamieny tym, że wał przystawkowy zmiennej przekładni mechanicznej stanowi równocześnie wał turbinowy drugiego zespołu przekładniowego hydrokinetycznego, przy czym oba zespoły hydrokinetyczne są napędzane przeciwbieżnie.
 19. Układ przekładniowy według zastrz. 18, znamieny tym, że zespoły przekładniowe hydrokinetyczne są względem siebie przestawione w kierunku osiowym.
 20. Układ przekładniowy według zastrz. 18 i 19, znamieny tym, że zmienna przekładnia zębata jest umieszczona między obu hydrokinetycznymi zespołami przekładniowymi.
 21. Układ przekładniowy według zastrz. 18 i 19, znamieny tym, że zmienna przekładnia zębata jest umieszczona po jednej stronie obu hydraulicznych zespołów przekładniowych.
 22. Układ przekładniowy według zastrz. 18 i 19, znamieny tym, że jeden zespół przekładniowy hydrokinetyczny jest umieszczony między parami stopniowych kół zębatych zmiennej przekładni mechanicznej w osiowym kierunku sprzęgła biegowego, znajdującego się na drugim wale.
 23. Układ przekładniowy według zastrz. 21, znamieny tym, że posiada sprzęgło dwustronne do dowolnego sprzęgania wału turbinowego jednej z przekładni z dwoma kołami zębatymi, znajdujące się obok drugiej przekładni hydrokinetycznej w przestrzeni uzyskanej przez przestawienie przekładni hydrokinetycznych względem siebie w kierunku osiowym.
 24. Układ przekładniowy według zastrz. 23, znamieny tym, że dwa koła zębate, sprzęgane ze sobą są umieszczone z jednej strony sprzęgła dwustronnego.
 25. Układ przekładniowy według zastrz. 23 i 24, znamieny tym, że zawiera dwa dodatkowe koła, zazębiające się z kołami głównymi i również sprzęgane ze sobą, z których jedno jest osadzone na wale turbinowym przekładni hydrokinetycznej, drugie zaś na współosiowym wale napędzanym.
 26. Układ przekładniowy według zastrz. 1 — 8, znamieny tym, że posiada przekładnię obiegową, której wieniec zębaty zewnętrzny jest połączony z wałem turbinowym jednego z zespołów przekładniowych hydrokinetycznych, a obsada kół obiegowych — z wałem turbinowym drugiego zespołu, przy czym na wale koła wewnętrzne jest osadzone dwustronne

sprzęgło, które można sprzęgać ze stałą obudową bądź też z obsadą kół obiegowych.

27. Układ przekładniowy według zastrz. 26, znamienny tym, że przekładnia obiegowa jest umieszczona pomiędzy obu współosiowymi zespołami przekładniowymi hydrokinetycznymi, z których przekładnia hydrokinetyczna włączana przy drugim biegu, posiada dwustopniowy wirnik turbinowy.

28. Układ przekładniowy według zastrz. 26, znamienny tym, że oba zespoły przekładniowe hydrokinetyczne są umieszczone symetrycznie obok siebie, a przekładnia obiegowa znajduje się za obu zespołami, które są napędzane przez wspólne koło napędowe, umieszczone między nimi.

Główny Instytut Mechaniki

fig 1

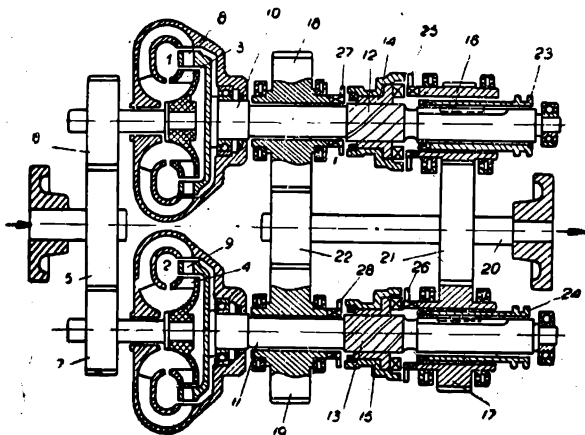


fig. 2

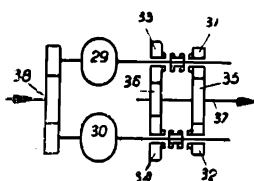
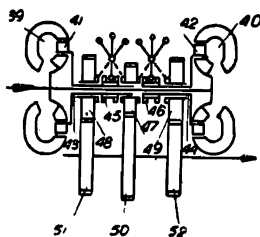


fig 3



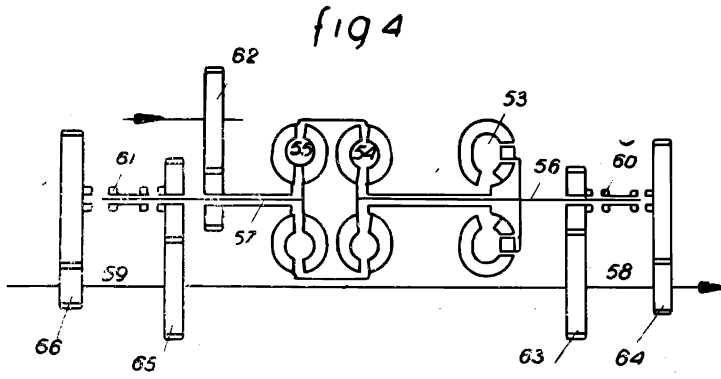


fig 5

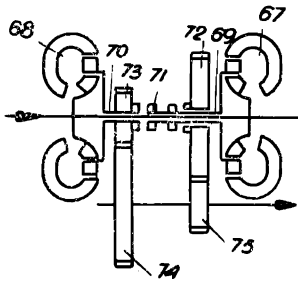


fig 6

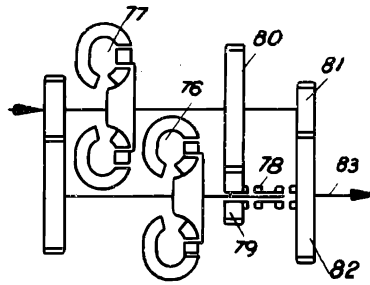


fig 7

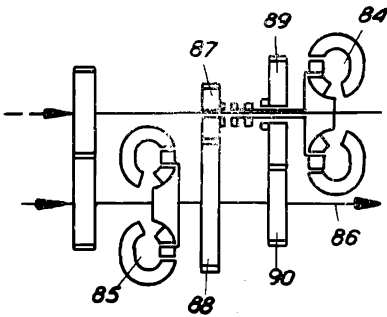


fig 8

