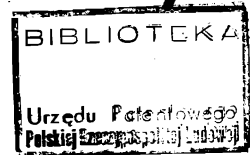


Opublikowano dnia 10 września 1954

B 60 k 17/20



POLSKIEJ RZECZYPOSPOLITEJ LUDOWEJ

OPIS PATENTOWY

Nr 36034

Kl. 63 c, 13/01

Biuro Konstrukcyjne Przemysłu Motoryzacyjnego
Przedsiębiorstwo Państwowe
(Warszawa, Polska)

Samoryglująca przekładnia różnicowa, w szczególności do pojazdów mechanicznych

Udzielono patentu z mocą od dnia 20 maja 1950 r.

Wynalazek dotyczy samoryglującej przekładni różnicowej, w szczególności do pojazdów mechanicznych, z kierunkowym działaniem ryglującym zazębienia

Jako przekładnie o kierunkowym działaniu ryglującym najbardziej są znane przekładnie ślimakowe, które znajdują zastosowanie w różnych rodzajach wykonania w samoryglujących przekładniach różnicowych. Przekładnie ślimakowe mają jednak różne wady, jak krzyżowanie osi wałków, duży stosunek przekładni oraz niemożność odwrócenia kierunku działania ryglującego. Ponadto wykonanie samoryglującej ślimakowej przekładni różnicowej jest znacznie droższe od zwykłej przekładni różnicowej o kołach czołowych.

Znana jest również możliwość osiągnięcia działania samoryglującego w przekładni koła z zębatką przy zwykłych zazębieńiach dla kół

czołowych przez zastosowanie stożkowego czopa dla koła zębatego. Zazwyczaj jednak konstrukcja tej przekładni jest znacznie utrudniona ze względu na brak odpowiedniego miejsca w przekładni napędowej pojazdu mechanicznego.

Znane jest dalej rozwiązanie, w którym przekładnia różnicowa, złożona ze zwykłych kół czołowych, zaopatrzona jest dodatkowo w tarcze hamulcowe, które przez sprzęgła kłowe o skośnych zębach są przyciskane do obudowy przekładni. Konstrukcja ta ma jednak tę wadę, że działanie urządzenia ryglującego zawodzi przy powstaniu różnicy obrotów kół pojazdu.

W innym znanym wykonaniu przekładnia różnicowa zostaje poddana pewnemu działaniu zahamowania przez to, że zazębienie stożkowych kół zębatych jest wykonane w taki sposób, iż na napędzanych półosiach występują

zmienne szybkości kątowne. Przy praktycznym użyciu taka przekładnia różnicowa jest niekorzystna, gdyż przy jeździe na zakrętach występuje szarpanie poosiowej kół oraz ich poślizg, a to skutkiem niejednostajności szybkości kątowej półosi. W tym rozwiązaniu przekładni różnicowej nie mamy kierunkowego działania ryglującego, gdyż napęd może nastąpić tak od koła satelitowego, jak i od półosi.

Dalsze znane rozwiązania polegają na zastosowaniu w przekładni różnicowej o kołach stożkowych stepionych zębów tych kół. Opór przeciwdziałający obracaniu się kół wynika ze złego współczynnika sprawności występującej wówczas dużej siły poosiowej. Mała sprawność przy zazębieniu pozwala na uzyskanie działania samoryglującego jedynie w niewielkim stopniu, natomiast nie powoduje kierunkowości tego działania. Oprócz tego do skuteczniejszego ryglowania przekładni wykorzystuje się występującą siłę poosiową kół stożkowych do hamowania przekładni, na przykład w hamulcach stożkowych.

Tego rodzaju elementy hamowania, łącznie ze stopieniem uzębienia kół, pogarszają jeszcze bardziej sprawność i powodują stratę znacznej części mocy silnika przy jeździe na zakrętach.

Tych wad, występujących w dotychczas używanych samoryglujących przekładniach różnicowych, nie posiada przekładnia według wynalazku, w której działanie ryglujące jest oparte na znanym efekcie „koła tarcia”. Efekt ryglowania osiąga się w tym rozwiązaniu za pomocą prostej przekładni kół czołowych, w której stosownie do wynalazku profil zębów jest tak płasko ukształtowany, że normalna w punkcie przyporu zazębienia przechodzi przez koło tarcia jednego z kół zębatach, natomiast nie przechodzi przez koło tarcia drugiego z kół. Jest to wynikiem znanego zjawiska, polegającego na tym, że koło, w którym normalna do linii przyporu przecina koło tarcia, nie może obrócić się przy napędzaniu go przez koło z nim współpracujące. Okazuje się, że działanie ryglujące przekładni zależne jest od stosunku przekładni, ponieważ punkt obtaczania się kół przy jednakowym stałym kącie przyporu określa odległość linii przyporu od osi koła. Dalej koło tarcia jest zależne od wielkości promienia czopa koła zębatego i jego tarcia w łożysku. Biorąc pod uwagę wpływ wielkości czopa, można przy danym stosunku przekładni dobrać jedno lub drugie koło odpowiednio do wymaganego ryglowania. Jest przy tym celowe budować koła ta jako koła składne, z cienkich tarcz. Ma to na celu

uzyskanie dostatecznie długiej linii przyporu. Profile zębate na tarczach winny być przy tym przesunięte w stosunku do siebie o pewien kąt. W wyniku tego otrzymujemy koło zębate o zębach skośnych i odpowiednim pochyleniu boku zęba. Dla zrównoważenia występujących przy tym sił poosiowych celowe jest wykonywać koła zębate jako koła daszkowe lub o tworzącej w kształcie łuku.

Zaletami urządzenia według wynalazku są: nieznaczna wielkość, całkowicie samoczynne ryglowanie i prosta budowa.

Zastosowanie wynalazku nie ogranicza się tylko do kół czołowych, gdyż w przekładni można stosować również koła stożkowe o spleszczonym uzębieniu spiralnym, przy odpowiednim pochyleniu śrubowej linii zębów.

Na rysunku przedstawiono przykładowo zasadę rozwiązania wynalazku, przy czym fig. 1 przedstawia zasadę koła tarcia dla pary walcowych kół zębatach, ukształtowanych według wynalazku; fig. 2 — koło składne; fig. 3 — przekrój poprzeczny przez czop klinującego się koła zębatego wraz z jego kołem tarcia; fig. 4 — przekrój podłużny przekładni różnicowej wzdłuż linii IV — IV na fig. 5; fig. 5 — przekrój poprzeczny tej przekładni wzdłuż linii V — V na fig. 4; fig. 6 — wykorzystanie działania ochronnego według zasady przedstawionej na fig. 1 przy przeniesieniu działania ryglującego na duże koło; fig. 7 — czop dużego koła, przy czym siła P przechodzi przez koło tarcia; fig. 8 — samoryglujące połączenie pary kół czołowych, wykonanych jako koła składane; fig. 9 — ukształtowanie samoryglującej pary kół czołowych daszkowych; fig. 10 — inne wykonanie samoryglującej przekładni różnicowej w przekroju podłużnym; fig. 11 — przekrój wzdłuż linii XI — XI na fig. 10; fig. 12 — dalsze wykonanie samoryglującej przekładni różnicowej w przekroju podłużnym; fig. 13 — przekrój podłużny przez przekładnię różnicową, posiadającą inny rodzaj zębatach kół pośredniczących; fig. 14 i 15 przedstawiają schematycznie budowę przekładni oraz rozkład sił w tej przekładni.

Na fig. 1 jest przedstawiona zasada techniczna wynalazku. Jeżeli koło małe 1 jest napędzane dużym kołem 2, kierunek siły P, normalnej do linii przyporu zazębienia, przecina koło tarcia 3 małego koła 1, tak, że następuje ryglowanie koła 1. Z drugiej strony jest możliwy obrót koła 2 przez napędzanie go przez koło małe 1, gdyż wówczas kierunek siły P, normalnej do linii przyporu zazębienia, nie przecina koła tarcia 4 górnego koła 2.

Fig. 3 przedstawia czop 1' małego koła 1 według fig. 1, przy czym oznaczono promień czopa przez r , a promień koła tarcia 3 przez q . Siła P przecina tu koło tarcia 3 czopa 1'. Koło tarcia 3, jak również czop 1' małego koła 1, posiadają większe średnice aniżeli średnica koła tarcia 4 i średnica czopa koła 2. Przy takim układzie nastąpi ryglowanie, gdy koło małe 1 będzie kołem napędzanym, natomiast zespół kół 1, 2 będzie mógł łatwo się poruszać, o ile koło małe 1 będzie kołem napędzającym.

Fig. 6 przedstawia ryglujące się zazębienie w układzie odwrotnym do zazębienia, przedstawionego na fig. 1. Kierunek siły P przecina tu koło tarcia 5 większego koła 6, natomiast nie przecina koła tarcia 7 mniejszego koła 8. Promień mniejszego koła wynosi q .

Fig. 7 przedstawia czop większego koła 6 o promieniu r , przy czym kierunek siły P przecina koło tarcia 5 o promieniu q_2 .

Fig. 2 przedstawia uzębienie ryglujące na kole 9, uformowanym jako koło składane.

Fig. 8 przedstawia parę ryglujących się prostych kół czołowych 10 i 11, uformowanych jako koła składane, fig. 9 zaś przedstawia ryglującą się parę kół czołowych 12, 13 o zazębieniu daszkowym.

W samoryglującej przekładni różnicowej według fig. 4 i 5 koła napędzane są ukształtowane jako małe koła 14, 15, zaopatrzone w duże półosie 16, 17. Liczbą 18 oznaczono tu duże koło wyrównawcze. Zazębienie ryglujące się stanowią w tym przypadku koła łukowe. Jeżeli przekładnia ta będzie napędzana z jednej strony, np. przez koło pędzone 15, które znajdzie się na zewnętrznej stronie krzywizny zakrętu, to wtedy koło 18 będzie usiłowało obracać się. Z drugiej strony występuje tłumienie tego ruchu wyrównawczego, gdyż obydwie półosie 16 i 17 kół pojazdu są połączone ze sobą przez mostki kół zębnych 18a, 18b, stanowiące koła pośredniczące. Jest zatem niemożliwe napędzanie małego koła 14 albo 15 za pomocą przeciwnej półosi, gdyż kierunek siły P , normalnej do linii przyporu dużego koła 18, przecina koła tarcia małych kół 14 lub 15.

W przekładni różnicowej, przedstawionej na fig. 10 i 11, koła pędzone 19, 20 są zaopatrzone w łukowe zazębienia samoryglujące. Normalna do linii przyporu pomiędzy kołami pędzonymi 19, 20 i współpracującymi z nimi kołami, umieszczonymi na mostkach, spełniającymi rolę kół wyrównawczych, przecina koło tarcia kół pędzonych 19, 20. Zasada działania tej przekładni jest przedstawiona na fig. 6.

W wykonaniu, przedstawionym na fig. 12, przekładnia różnicowa posiada koła czorowe 31, 22 o uzębieniu śrubowym.

Odmiana wykonania przekładni różnicowej przedstawiona na fig. 13 działa analogicznie do przekładni, przedstawionej na fig. 12. Jedynie koło wyrównawcze 23, ukształtowane jako koło czołowe śrubowe, zostało wydłużone i wykorzystane jednocześnie jako koło pośredniczące (koło mostka).

Na fig. 14 i 15 przedstawiono schemat działania przekładni różnicowej, przy czym na fig. 14 przedstawiono przekładnię, w której koła 14 i 15 mogą napędzać koła wyrównawcze 18, natomiast napęd w kierunku przeciwnym, od kół wyrównawczych 18 na koła pędzone 14 i 15 nie może mieć miejsca, gdyż następuje samoczynne ryglowanie się kół. W przekładni różnicowej, przedstawionej na fig. 15, mamy układ odwrotny, mianowicie koła wyrównawcze 18 mogą obracać koła pędzone 14, 15, natomiast przy odwrotnym kierunku przenoszenia mocy następuje samoczynne ryglowanie się przekładni.

Dla wyjaśnienia działania samoczynnie ryglującej się przekładni różnicowej, przedstawionej schematycznie na fig. 14, przyjmiemy, że pojazd mechaniczny robi zakręt w lewo zgodnie ze strzałką L . Obudowa przekładni różnicowej jest napędzana w zwykły sposób przez silnik, przez skrzynkę biegów i przekładnię napędową. Prawe koło 15 posiada zatem większą prędkość kątową niż obracająca się w tym samym kierunku obudowa przekładni, oraz większą prędkość kątową niż lewe koło 14. Prawe koło 15 ma możliwość napędzać zazębiając się z nim koło wyrównawcze 18, które poruszy się w kierunku zaznaczonym przez strzałkę, przy czym ze względu na to, że oś koła 18 jest ułożyskowana w obracającej się obudowie mechanizmu różnicowego, powstaje ruch obtaczania się koła 18 po kole 15 na skutek zwiększonej szybkości obrotowej koła wyrównawczego. Na skutek działania kół pośrednich 28 drugi wał przekładni różnicowej będzie obracał się w kierunku przeciwnym niż wał pierwszy. Jednak koło wyrównawcze 18, osadzone na drugim wałku z lewej strony pojazdu, nie może napędzać koła 14 na zasadzie obranego kierunku samoczynnego ryglowania się przekładni i stąd ruch obrotowy koła wyrównawczego, o tym samym kierunku obrotu, spowoduje również ruch obtaczania się tego koła po kole pędzonym 14, które zmniejszy wskutek tego swą prędkość kątową. Otrzymujemy więc potrzebne wyrównanie ruchu przy

jeździe na zakręcie, przy czym na skutek działania ryglującego nie może powstać poślizg obciążonego lub pozbawionego przyczepności koła.

Fig. 15 przedstawia przekładnię różnicową, posiadającą tę samą własność ryglowania, przy odwróconym kierunku możności napędzania kół, tak, że jednostronne hamowanie przekładni następuje przy napędzie od kół 14 i 15 kół obiegowych 18, które są kołami pędzącymi.

Zastrzeżenia patentowe

1. Samoryglująca przekładnia różnicowa, w szczególności do pojazdów mechanicznych z dwoma samoryglującymi się parami kół zębatach, po jednej parze na każdym wałku pośrednim, przenoszących napęd w jednym kierunku, a ryglujących się samoczynnie przy napędzie w drugim kierunku, znamienna tym, że ryglujące koła zębata posiadają tak płaski profil zębów, że normalna (P) do linii przyporu kół zębatach (1, 2, 6, 8)

lub (15, 18) przecina wnikać wskutek istnienia tarcia na czopie koło tarcia (3, 15 lub 18) jednego z zazębiających się ze sobą kół.

2. Samoryglująca przekładnia według zastrz. 1, znamienna tym, że koła zębata o uzębieniu samoryglującym się są wykonane jako koła składane z cienkich blach, przy czym uzębienie tworzy skutkiem przesunięcia zębów w sąsiednich blachach linie śrubowe.
3. Samoryglująca przekładnia według zastrz. 1 i 2, znamienna tym, że uzębienie kół samoryglujących się jest wykonane jako łukowe lub daszkowe.
4. Samoryglująca przekładnia według zastrz. 1 i 2, znamienna tym, że koła samoryglujące się stanowią koła stożkowe o spłaszczonych zębach spiralnych.

Biurowo Konstrukcyjne
Przemysłu Motoryzacyjnego
Przedsiębiorstwo Państwowe

