

POLSKA
RZECZPOSPOLITA
LUDOWA



URZĄD
PATENTOWY
PRL

OPIS PATENTOWY

Patent dodatkowy
do patentu _____

Zgłoszono: 31.X.1961 (P 97 586)

Pierwszeństwo: _____

Opublikowano: 19.III.1965

49057

F16h 47/08

Kl. ~~47h, 7~~

47h, 47/08

MKP F 16h

F16h

UKD

BIBLIOTEKA

47h
1968

Twórca wynalazku
i
właściciel patentu:

Stanisław Kowalski, Wesoła k. Warszawy (Polska)

Bezstopniowy układ napędowy o zamkniętym obiegu mocy zwłaszcza dla pojazdów mechanicznych

1

Przekładnie bezstopniowe mają na ogół niższą sprawność, a równocześnie większe wymiary i ciężar, niż stopniowe przekładnie zębate o tej samej rozpiętości przełożeń. Te wady stanowią główną przeszkodę w rozpowszechnieniu się przekładni bezstopniowych w pojazdach mechanicznych, jakkolwiek przekładnie te posiadają wiele cennych zalet i stosowane są do napędu szeregu urządzeń stacjonarnych.

Podwyższenie sprawności przekładni bezstopniowej można osiągnąć — niezależnie od ulepszenia konstrukcji samej przekładni — drogą włączenia jej w zamknięty obieg mocy, to jest przez równoległe sprzężenie z mechanizmem planetarnym. W otrzymanym w ten sposób układzie napędowym przy spełnieniu określonych warunków przekładnia bezstopniowa będzie przenosić tylko część mocy układu, co wpłynie na zmniejszenie strat. Niniejszy wynalazek dotyczy tego zagadnienia.

Istniejące układy o zamkniętym obiegu mocy można ze względu na sposób włączenia przekładni bezstopniowej podzielić na trzy warianty:

- Układy równoległe. Przykład: przekładnia hydromechaniczna M. I. R. A. (The Engineer z dn. 18. X. 1957 r.)
- Układy z rozgałęzieniem mocy na wejściu. Przykład: przekładnia cierna Beiera (Automobile Engineer Nr 8 1954 r.)
- Układy z rozgałęzieniem mocy na wyjściu. Przykład: przekładnia hydrostatyczna f-my

2

Cambi Idraulici Badalini (The Commercial Motor Nr 8 1957 r.)

Z przeprowadzonej przez autora wynalazku ogólnej analizy układów o zamkniętym obiegu mocy wynika, że powyższe trzy warianty wyczerpują wszystkie możliwe sposoby włączenia przekładni bezstopniowej w zamknięty obieg mocy niezależnie od stopnia skomplikowania układu. Prócz tego okazało się, że przebieg mocy przenoszony przez przekładnię bezstopniową (zamykającą) N_z w stosunku do mocy całego układu N jest (w układach pracujących bez strat) jednoznacznie funkcją przełożenia układu i , określoną za pomocą dwóch parametrów i_1 oraz i_2 , stanowiących szczególne wartości przełożenia i , przy których moc N_z osiąga wartość zero. Na rysunku fig 1 a), b), c) przedstawia przebieg zależności dla powyższych trzech wariantów oraz ich uproszczone schematy blokowe wraz z odpowiednimi wzorami. (Dla wariantu b) punkt $i_2 = \infty$ a dla wariantu c) punkt $i_1 = 0$ stanowią punkty nieciągłości funkcji).

W analogiczny sposób można wyrazić również momenty i obroty elementów przekładni bezstopniowej, co przedstawia fig. 2 dla wejścia, a fig. 3 dla wyjścia. Należy zaznaczyć, że w stosunku do przekładni bezstopniowej pracującej w zamkniętym obiegu mocy pojęcia „wejście” i „wyjście” są umowne, gdyż moc N_z , jak widać z fig. 1 przebiega zależnie od wartości przełożenia i w dwóch kierunkach. Momenty i obroty na wejściu i wyjściu prze-

kładni bezstopniowej są zależne oprócz parametrów i_1 i i_2 także od dwóch współczynników $k\alpha$ (dla wejścia) i $k\beta$ (dla wyjścia), które można dowolnie dobierać zmieniając parametry mechanizmu planetarnego.

Na rysunku fig. 1, fig. 2 i fig. 3 przedstawiają schematy blokowe i wykresy, w których przyjęto następujące oznaczenia:

- A** — mechanizm planetarny
- B** — przekładnia bezstopniowa
- N** — moc przenoszona przez układ
- N_z** — moc przenoszona przez przekładnię bezstopniową
- M₁, n₁** — moment i obroty na wejściu układu
- M₂, n₂** — moment i obroty na wyjściu układu
- Ma, na** — moment i obroty na wejściu przekładni bezstopniowej
- Mβ, nβ** — moment i obroty na wyjściu przekładni bezstopniowej
- kα, kβ** — współczynniki obrotów na wejściu i wyjściu przekładni bezstopniowej
- $i = \frac{n_2}{n_1}$ — przełożenie kinematyczne układu
- $i_r = \frac{M_{2max}}{M_{2min}}$ — rozpiętość przełożenia dynamicznego układu
- c** — współczynnik ograniczenia mocy przenoszonej przez układ; współczynnik ten zależy od rozpiętości przełożenia dynamicznego i_r .

Fig. 1 przedstawia wykresy, na których widać, że przez odpowiedni dobór parametrów układu o zamkniętym obiegu mocy można w pewnym zakresie zmiany przełożenia znacznie zmniejszyć moc przenoszoną przez przekładnię bezstopniową w porównaniu do mocy przenoszonej przez układ. Jednakże nie oznacza to, że w takim samym stopniu ulegną zmniejszeniu momenty maksymalne na wejściu i wyjściu przekładni bezstopniowej ($M_{\alpha max}$ i $M_{\beta max}$) przy założeniu, że obroty maksymalne pozostaną bez zmiany. Dla małych rozpiętości przełożenia dynamicznego (i kinematycznego) stosowanie układów o zamkniętym obiegu mocy daje pod tym względem realne korzyści, jednakże wraz ze wzrostem rozpiętości i_r momenty maksymalne rosną szybciej, niż w przekładni nie włączonej w układ. Z tego powodu powyżej pewnej granicznej rozpiętości (określonej dla każdego z wariantów a), b) i c)) nie można drogą włączenia przekładni w zamknięty obieg mocy uzyskać zmniejszenia wymiarów i ciężaru układu napędowego. Równocześnie i wzrost sprawności układu nie będzie tak duży, jakby tego należało oczekiwać z przebiegu mocy N_z , gdyż część strat występujących w przekładni, która nie zależy od wielkości przenoszonej mocy, nie ulegnie zmniejszeniu.

W takim przypadku jedynym racjonalnym rozwiązaniem wydaje się podzielenie wymaganej rozpiętości i_r na mniejsze odcinki przez dodanie poza układem przełączalnego reduktora stopniowego, (co jest regułą w przekładniach hydrokinetycznych), lecz w ten sposób traci się jedną z najcenniejszych zalet przekładni bezstopniowych, jaką jest ciągłość zmiany przełożenia w całym zakresie rozpiętości.

Wynalazek niniejszy rozwiązuje zagadnienie połączenia w jednym układzie o zamkniętym obiegu mocy przekładni bezstopniowej i przełączalnego reduktora w ten sposób, że zostaje zachowana ciągłość zmiany przełożenia w całym zakresie rozpiętości i nie występują przerwy w przekazywaniu mocy. Istota wynalazku polega na zastosowaniu przełączenia wewnątrz układu w chwili, gdy moc przenoszona przez przekładnię bezstopniową jest równa zero, a obroty pomiędzy elementami podlegającymi przełączeniu są wyrównane. Przełączenie to nie powoduje zatem żadnej nieciągłości w pracy układu, a równocześnie obciążenie elementów przekładni bezstopniowej jest takie, jakby pracowały one w układzie o mniejszej rozpiętości przełożenia dynamicznego. Dla danej rozpiętości i_r przebieg mocy N_z może być w układzie według wynalazku korzystniejszy, niż warianty, które przedstawia fig. 1. Wykres zależności mocy N_z , momentów $M\alpha$ i $M\beta$ oraz obrotów $n\alpha$ i $n\beta$ w funkcji przełożenia i przedstawia fig. 4. Wykres ten odnosi się do przykładowego rozwiązania układu według wynalazku, który przedstawia schematycznie fig. 5. Fig. 7 i 8 przedstawiają uproszczone schematy niektórych z wielu możliwych odmian tego układu.

Fig. 5 przedstawia układ składający się z mechanizmu planetarnego **A** zestawionego z dwóch prostych mechanizmów o zazębieniu zewnętrznym i wewnętrznym oraz z hydrostatycznej przekładni bezstopniowej **B**, której element wejściowy (przyjmy umownie) nazwiemy pompą 10, a element wyjściowy — silnikiem 11.

Koło zębate 2 mechanizmu planetarnego **A** jest osadzone na wale wejściowym 5, natomiast wał wyjściowy 6 stanowi jedną całość z wozidłami satelitów 7 i 8. Pompa 10 przekładni bezstopniowej **B** jest połączona z kołem 1, natomiast silnik 11 jest połączony z kołem 3. Na kole 4 umieszczone jest przesuwne sprzęgło kłowe, 9, które umożliwia połączenie tego koła bądź z nieruchomą częścią obudowy 14 (jak to przedstawia górna połowa fig. 5), bądź też z kołem 1, (co przedstawia dolna połowa fig. 5). Łożyska oporowe 12 i 13 pompy i silnik są umieszczone wahlwie w obudowie przekładni, co nie jest uwidocznione na rysunku. Nie pokazano również organu sterującego przełączaniem sprzęgła 9, którego jedno z możliwych rozwiązań konstrukcyjnych przedstawia fig. 6.

W tulei sprzęgłowej 9 jest umieszczony obrotowo pierścień 15, posiadający na obwodzie wewnętrznym kilka wystających równo rozmieszczonych sworzni 16. Na każdym sworzniu ułożyskowana jest mimośrodowo rolka 17 posiadająca na obwodzie płaskie ścięcie i dwa kątowe wgłębienia. W położeniach rolki, które przedstawia fig. 6, krawędź jednego z tych wgłębien opiera się o płaską sprężynkę 18 zamocowaną w pierścieniu 15. Sprężynka ta stara się obrócić rolkę 17 w kierunku zaznaczonym łukową strzałką.

W położeniu neutralnym układu według wynalazku ($n_2 = 0$) tuleja sprzęgłowa 9 jest połączona z nieruchomą częścią obudowy 14, a pompa 10 ustawiona jest na zerowy wydatek, to znaczy, że łożysko 12 znajduje się w położeniu prostopadłym do osi centralnej układu. Koło 1 wraz z korpusem

pompy 10 obraca się swobodnie w kierunku przeciwnym do kierunku obrotów wału wejściowego 5 i koła 2. Przechylając łożysko 12 w jednym lub w drugim kierunku powodujemy napęd silnika 11 w jedną lub w drugą stronę realizując w ten sposób zmienne przełożenie do przodu, lub do tyłu. Urządzenie pracuje obecnie w układzie z rozgałęzieniem mocy na wyjściu (wariant c), gdyż obroty silnika 11 są proporcjonalne do obrotów wału wyjściowego 6. Po ustawieniu pompy 10 na największy wydatek (przy przełożeniu do przodu) dalsza regulacja przełożenia odbywa się przez zmniejszanie wydatku silnika 11, które polega na przestawieniu łożyska 13 do kierunku prostopadłego względem osi centralnej. Z chwilą osiągnięcia tego położenia pompa zostaje zatrzymana, a dalsze przestawianie łożyska 13 zmienia kierunek obrotu pompy i wraz z nią koła 1.

Wówczas rolka 17 (fig 6b), po której dotychczas ślizgała się z niewielkim oporem powierzchnia czołowa koła 1, zostaje wkleszczona pomiędzy powierzchnie czołowe koła 1 i części stałej 14 i przetacza się między nimi do chwili uzyskania położenia, które przedstawia fig. 6c. Równocześnie tuleja sprzęgłowa 9 zostanie rozłączona z częścią 14 i łączy się z kołem zębatym 1. Od tej chwili przekładnia bezstopniowa pracuje w układzie równoległym (wariant a). Przełączenie sprzęgła 9 odbywa się zatem całkowicie samoczynnie w chwili, gdy — teoretycznie biorąc — nie przenosi ono żadnego momentu, a obroty między sprzęganymi elementami są zsynchronizowane.

Dalsza regulacja przełożenia układu odbywa się przez równoczesne zwiększanie wydatku silnika 11 i zmniejszanie wydatku pompy 10. Gdy wydatek pompy osiągnie wartość równą zeru, silnik 11 zostanie zatrzymany i w tym położeniu przewidziane jest osiągnięcie najwyższego przełożenia układu (i_{max}). Zwiększenie przełożenia ponad tę wartość — aczkolwiek możliwe — jest niecelowe, gdyż powoduje nadmierny wzrost obrotów pompy i pojawienie się mocy krążącej wewnątrz mechanizmu planetarnego A.

Zmniejszanie przełożenia układu odbywa się analogicznie w odwrotnym porządku.

Zastosowanie układu według wynalazku umożliwia przeszło dwukrotne zmniejszenie momentu maksymalnego obciążającego silnik 11 przekładni w porównaniu do każdego z dotychczas stosowanych układów, które przedstawia fig. 1 przy zachowaniu tej samej rozpiętości przełożenia dynamicznego i tych samych obrotów maksymalnych elementów przekładni bezstopniowej. Zmniejszenie wskutek tego wymiarów silnika 11 oraz korzystny przebieg mocy N_z stwarza podstawę do uzyskania wysokiej sprawności układu w szerokim zakresie rozpiętości przełożenia przy niewielkim ciężarze i wymiarach układu napędowego. Regulacja prze-

łożenia w całym zakresie (nie wyłączając przełożenia do tyłu) sprowadza się w rozwiązaniu, które przedstawia fig. 5 do przestawiania dwóch łożysk oporowych 12 i 13 związanych z obudową układu, co upraszcza układ sterowania, jak również konstrukcję przekładni bezstopniowej (brak zaworu rozdzielczego stosowanego w przekładniach f-my Cambi Idraulici Badalini).

Moc przenoszona przez przekładnię bezstopniową, a także przez koła zębate mechanizmu planetarnego jest w całym zakresie przełożeń dodatnich ($0 \leq i \leq i_{max}$) nie większa, niż moc układu, jedynie na przełożeniach do tyłu pojawia się niewielka moc krążąca. Można tego uniknąć przez zastosowanie pomiędzy elementami mechanizmu planetarnego 4, 6 i 7, które przedstawia dolna część fig. 5 sprzęgła 19 o działaniu analogicznym do działania sprzęgła 9. Wówczas przekładnia bezstopniowa będzie na przełożeniach do tyłu (sprzęgło 19 łączy wózek 7 z kołem 4) włączona szeregowo w układ planetarny, przenosząc całą moc układu, co oznaczono na fig. 4 linią przerywaną (kreska — kropka).

Zastrzeżenia patentowe

1. Bezstopniowy układ napędowy o zamkniętym obiegu mocy zwłaszcza dla pojazdów mechanicznych składający się z mechanizmu planetarnego i połączonej z nim w sposób realizujący równoległy przepływ mocy przekładni bezstopniowej posiadający przynajmniej jeden element przełączalny w postaci sprzęgła kłowego, lub innego urządzenia o podobnym działaniu, jak np. układ wolnych kół, którego przełączenie powoduje zmianę sposobu sprzęgnięcia przekładni bezstopniowej z mechanizmem planetarnym, **znamienny tym**, że przenosi on przy jednej wartości przełożenia kinematycznego, moc przy niezmiennych prędkościach wszystkich swoich elementów, niezależnie od położenia elementu przełączalnego (9).
2. Bezstopniowy układ napędowy według zastrz. 1., **znamienny tym**, że przełączanie sprzęgła (9) (fig. 6) jest dokonywane za pośrednictwem rolek (17) posiadających na obwodzie płaskie ścięcia i utrzymywanych za pomocą sprężyn (18) w określonym położeniu między powierzchniami czołowymi elementów układu podlegających przełączeniu (1) i (14) tak, że każdorazowa zmiana kierunku obrotów względnych między tymi elementami powoduje przetoczenie się między nimi rolek (17) o kąt bliski 180° , co wskutek mimośrodowego ułożyskowania rolek (17) w związanym z tuleją sprzęgła (9) pierścieniu (15) powoduje przesuwanie tulei (9) w jedną lub drugą stronę.

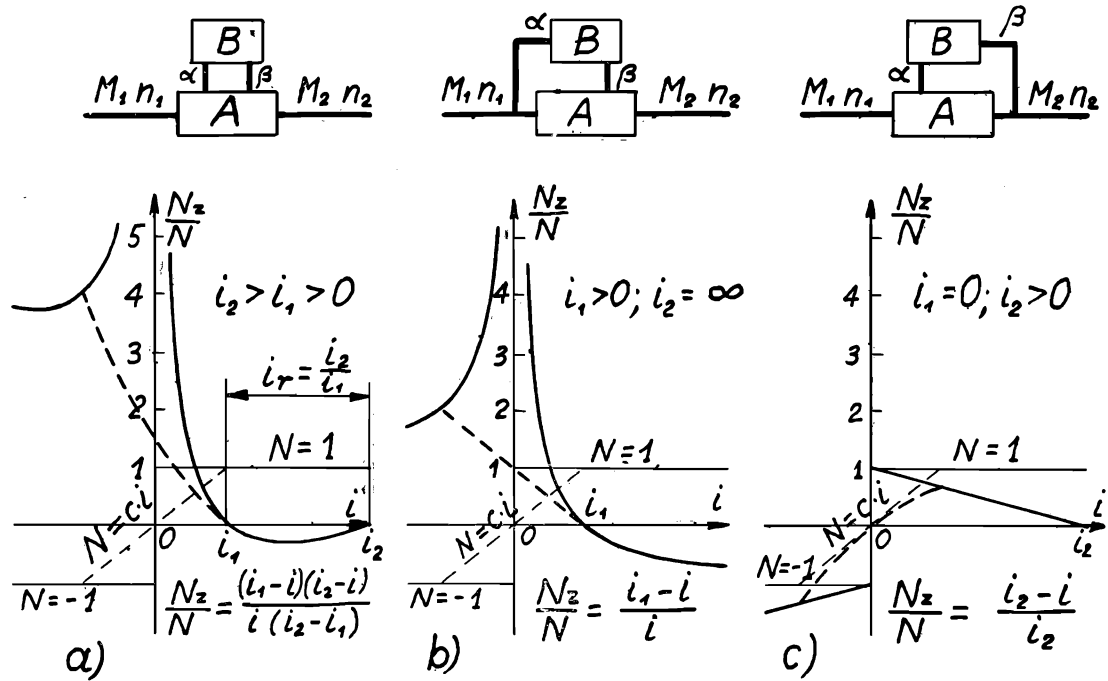


Fig. 1.

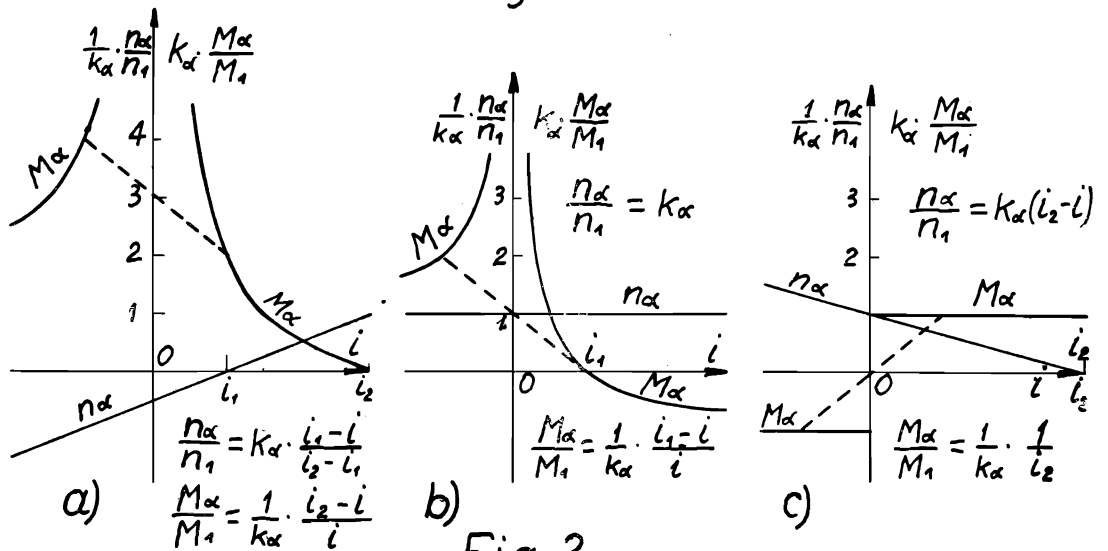


Fig. 2.

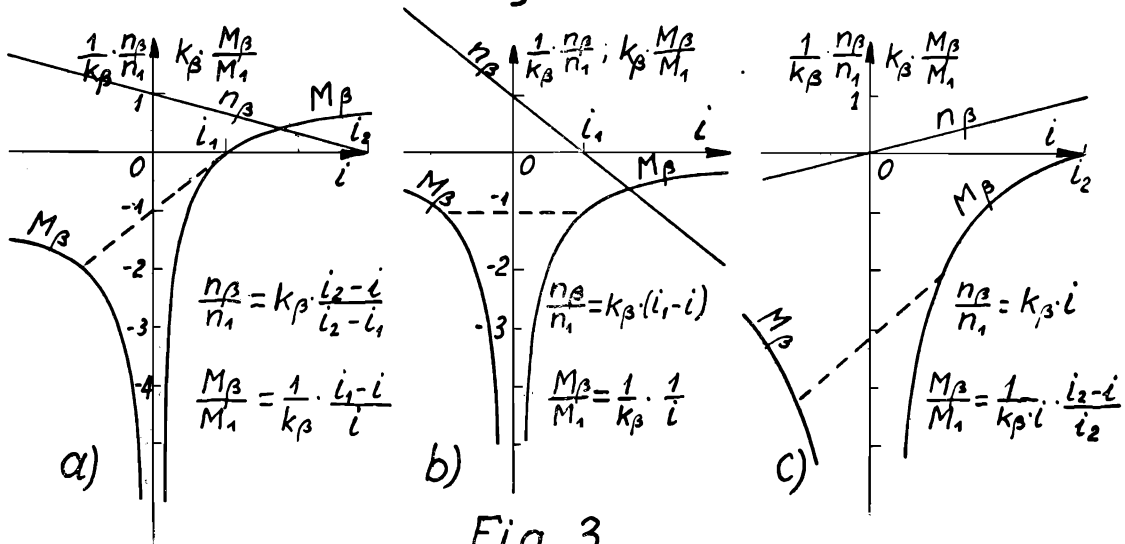


Fig. 3.

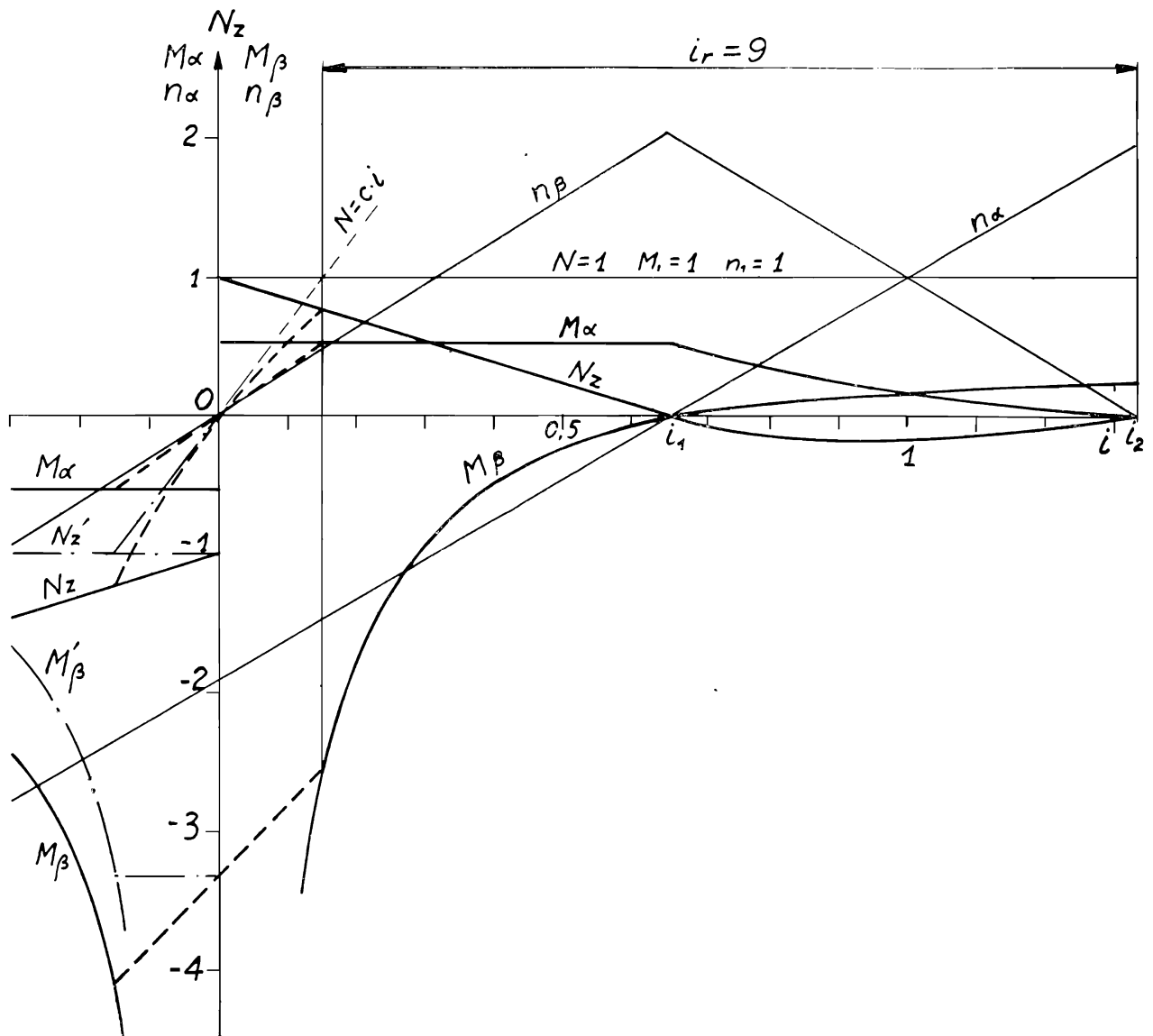


Fig. 4

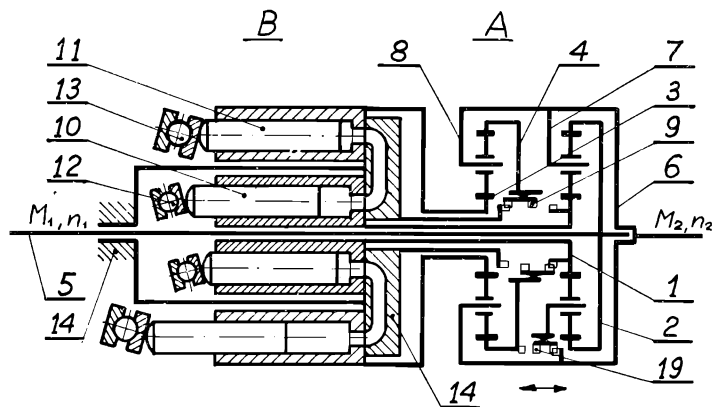


Fig. 5.

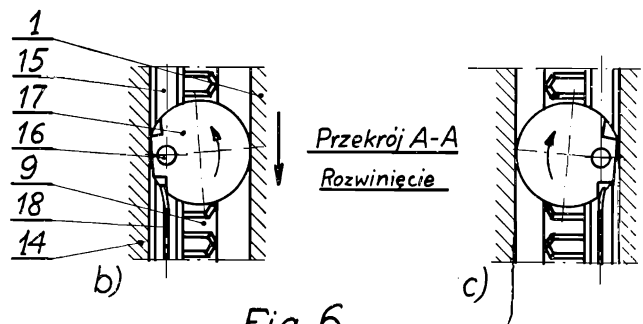
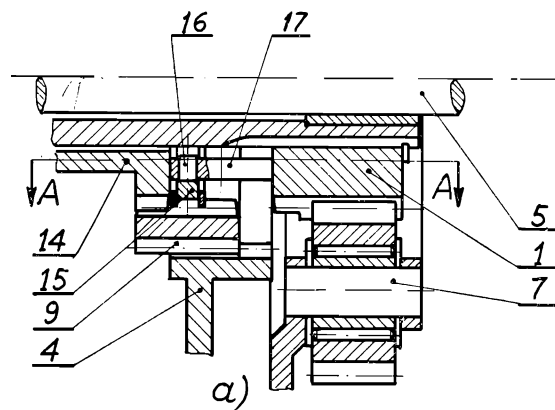


Fig. 6.

