

## ANALIZA CELOWOŚCI ZASTOSOWANIA SPRZĘGŁA HYDROKINETYCZNEGO DO SAMOCHODU TERENOWEGO

W nowych warunkach walki należy liczyć na znacznie mniejsze wyzyskanie sieci dróg bitych w zasięgu działań wojennych niż miało to miejsce podczas drugiej wojny światowej. W związku z tym będą zwiększone wymagania stawiane samochodom wojskowym, pod względem ich prędkości w terenie i własności terenowych. Należy przewidywać poważny wzrost mocy jednostkowej samochodów terenowych oraz związaną z tym konieczność wprowadzenia znacznych zmian konstrukcyjnych, a w szczególności zmian zawieszenia i układu napędowego, w stosunku do obecnie budowanych samochodów terenowych.

W artykule tym zostanie pokrótce rozpatrzone jedno z zagadnień dotyczących konstrukcji układu napędowego, a mianowicie kwestii celowości wprowadzenia do układu napędowego samochodu terenowego sprzęgła hydraulicznego. Omawiane sprzęgło będziemy nazywać zgodnie z polską terminologią sprzęgłem hydrokinetycznym w odróżnieniu od sprzęgła hydraulicznego działającego na zasadzie statycznego ciśnienia cieczy czyli sprzęgła hydrostatycznego.

Dla zbadania rozpatrywanego zagadnienia należy w pierwszym rzędzie zorientować się, w jakim stopniu stosowany obecnie układ napędowy odpowiada swemu przeznaczeniu i jakich zmian tego układu będzie wymagać zastosowanie większych mocy jednostkowych.

Konstrukcja samochodów terenowych obecnie u nas stosowanych oparta jest na elementach normalnych samochodów ciężarowych. Wprowadzony jest jedynie napęd wszystkich osi i skrzynka rozdzielcza z dodatkową przekładnią, pozwalającą zwiększyć przełożenie całkowite układu napędowego. (Pod pojęciem przełożenia całkowitego będziemy rozumieć stosunek liczby obrotów silnika do liczby obrotów kół napędowych). Wartości przełożeń całkowitych dla różnych ciężarowych samochodów terenowych zawierają się w granicach  $90 \div 160$ .

W praktyce niejednokrotnie stwierdzono, że samochody o większej wartości przełożenia całkowitego rozporządzają większymi możliwościami poruszania się w miękkim i pofałdowanym terenie niż samochody mające mniejszą wartość przełożenia układu napędowego, jakkolwiek jedno i drugie posiadają dostateczną wartość wskaźnika dynamicznego. Zjawisko to można wyjaśnić na podstawie rozpatrzenia równania ruchu pojazdu.

Dla ruchu jednostajnego z małą prędkością, równanie ruchu przyjmie postać podaną we wzorze (1).

$$\frac{M i_p \eta_m}{r_k} = \phi G \quad (1)$$

gdzie:  $M$  — moment silnika kGm,

$i_p = \frac{n}{n_k}$  — przełożenie całkowite,

$\eta_m$  — współczynnik sprawności mechanicznej,

$r_k$  — promień koła w m,

$\psi$  — współczynnik oporu drogi,

$G$  — ciężar samochodu w kG.

Przy wzroście momentu silnika o wartości  $M_1$ , pojazd uzyska przyspieszenie  $a$  m/sek<sup>2</sup> (wzór 2):

$$\frac{(M + M_1) i_p \cdot \eta_m}{r_k} = \psi G + \delta \frac{G}{g} \cdot a, \quad (2)$$

gdzie  $\delta$  jest to współczynnik masy pozornej samochodu, określony wg wzoru 3:

$$\delta = 1 + \frac{g \sum J_k}{G r_k^2} + \frac{(J_s + J_T) \cdot i_p^2 \cdot \eta_m \cdot g}{G r_k^2} \quad (3)$$

gdzie:  $J_s$  — moment bezwładności mas obrotowych związanych z wałem korbowym silnika w kGm sek.<sup>2</sup>,

$J_k$  — moment bezwładności kół napędowych pojazdu i związanych z nimi elementów w kGm sek.<sup>2</sup>,

$J_T$  — współczynnik bezwładności termicznej silnika w kGm sek.<sup>2</sup>,

Ze wzoru 1 i 2 możemy określić wartość przyspieszenia  $a$  (wzór 4).

$$a = \frac{M_1 \cdot i_p \cdot \eta_m \cdot g}{r_k \cdot G} \quad (4)$$

Wartość przyspieszenia  $a$  można traktować jako miarę wielkości przyrostu siły napędowej na kołkach pojazdu, przy wzroście momentu o wartości  $M_1$ . Siłę tę można obliczyć na podstawie wzoru (5).

$$P_d = \frac{G}{g} a \quad (5)$$

W granicznym przypadku, zakładając raptowne przyłożenie maksymalnego momentu obrotowego silnika, na przykład przy ruszaniu samochodu z miejsca, otrzymamy wartość przyspieszenia  $a$  wg wzoru (6):

$$a = \frac{M_{\max} \cdot i_p \cdot \eta_m \cdot g}{r_k \cdot G \cdot \delta} \quad (6)$$

Wstawiając do wzoru (6) wartość  $\delta$  ze wzoru (3), możemy przedstawić przyspieszenie  $a$  jako funkcję  $i_p$  (wzór 7):

$$a = \frac{M_{\max} \cdot W_3 \cdot i_p}{W_1 + W_2 \cdot i_p} \cdot g; \quad (7)$$

gdzie:

$$W_1 = 1 + \frac{g \cdot \sum J_k}{G r_k^2};$$

$$W_2 = \frac{(J_s + J_T) \cdot \eta_m \cdot g}{G \cdot r_k^2}$$

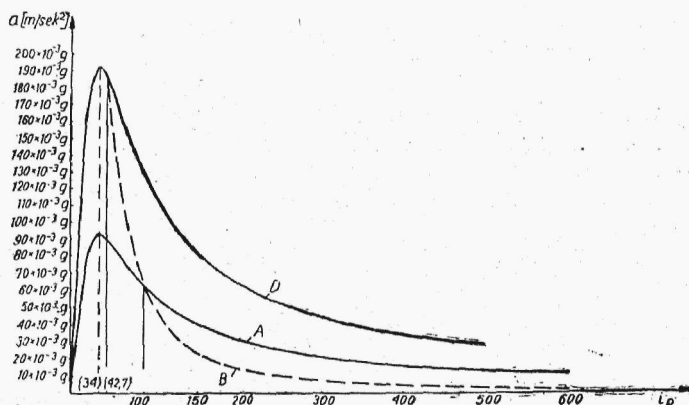
$$W_3 = \frac{\eta_m}{G \cdot r_k}$$

Rozpatrując funkcję (7) widzimy, że przy pewnej wartości  $i_p$ , przyspieszenie  $a$  osiąga maksimum.

Odpowiednią wartość  $i_p$  znajdziemy przez zróżniczkowanie funkcji (7) i przyrównanie wartości pierwszej pochodnej do zera.

Wartość całkowitego przełożenia, przy której przyspieszenie  $a$  osiąga maksimum, można określić ze wzoru (8):

$$i_{po} = \sqrt{\frac{G r_k^2 + g \sum J_k}{(J_s + J_T) \cdot g \cdot \eta_m}} \quad (8)$$



Rys. 1. Wykres zależności największego stycznego przyspieszenia kół napędowych od wartości całkowitego przełożenia, dla samochodu terenowego o ciężarze 10 ton i mocy 90 KM (9 KM/tona) — krzywe A, B. Krzywa D — dla samochodów o ciężarze 10 ton i mocy 200 KM.

Na rysunku 1 przedstawione są wartości  $a$  w tysięcznych częściach przyspieszenia ziemskiego  $g$ . Wykresy są wykonane w funkcji całkowitego przełożenia  $i_p$  układu napędowego samochodu. Podane na osi rzędnych liczby określają jednocześnie wartości sił dynamicznych obliczonych ze wzoru (5):

Krzywa A przedstawia wartość przyspieszenia, wyliczoną ze wzoru (7) dla samochodu o następujących danych:

Moc jednostkowa 9 KM/tonę.

Ciężar samochodu  $G = 10\,000$  KG.

Maksymalny moment  $M_{max} = 30$  kGm.

Promień koła  $r_k = 0,45$  m.

Współczynnik sprawności mechanicznej  $\eta_m = 0,85$ .

Moment bezwładności obracających się części silnika  $J_s = 0,12$  kGm sek.<sup>2</sup>.

Moment bezwładności kół samochodu i związanych z nimi elementów  $\sum J_k = 8$  kGm sek.<sup>2</sup>.

Współczynnik bezwładności termicznej silnika  $J_T = 0,1$  kGm sek.<sup>2</sup>.

Wyliczone na podstawie tych danych wartości współczynników równania (7) wyniosą:

$$W_1 = 1,04; \quad W_2 = 9 \cdot 10^{-4}; \quad W_3 = 1,89 \cdot 10^{-4} \text{ m}^{-1} \text{ kG}^{-1}.$$

Wartość przełożenia  $i_{po}$ , przy którym przyspieszenie  $a$  osiąga maksimum wyliczone ze wzoru (8), wyniesie dla zadanego samochodu 34. Krzywa B przedstawia wartości przyspieszenia  $a$  wyliczone na podstawie założenia, że po osiągnięciu wartości wskaźnika dynamicznego samochodu równej 0,5 (co odpowiada wartości przełożenia  $i_p = 88$ ), wartość momentu odpowiednio maleje, aby zachować stałą wartość wskaźnika dynamicznego.

Krzywa  $D$  przedstawia wartości przyspieszenia  $a$  wyliczone dla samochodu o mocy jednostkowej 20 KM/tonę.  $M_{\max} = 62$  kGm. Pozostałe dane bez zmiany. W tym przypadku wartość maksymalna  $i_p$ , zapewniająca otrzymanie wskaźnika dynamicznego o wartości 0.5, wyniesie 42,7. Z podanego wykresu widać, że osiągamy wtedy znacznie większe przyspieszenie niż w przypadku pierwszym. Możliwość przyłożenia na obwodzie kół napędowych dużych sił dynamicznych wpływa niekorzystnie na własności terenowe samochodu. W miękkim terenie zachodzi wtedy obawa zerwania górnej nośnej warstwy gruntu, co może nastąpić przy nagłym dodaniu gazu przez kierowcę w trudnym do przebycia terenie. Należy tutaj zauważyć, że także nie jest bez znaczenia prędkość narastania siły dynamicznej, co wyraża się wartością pierwszej pochodnej przyspieszenia względem czasu. Wartość tej pochodnej zależy od prędkości narastania momentu silnika  $M$ , i od podatności mechanizmów przenoszących napęd.

Z przytoczonej części rozważań można wyciągnąć wniosek, że zwiększenie wartości całkowitego przełożenia układu napędowego ponad wartość niezbędną dla osiągnięcia potrzebnej siły napędowej wpływa bardzo korzystnie na właściwości terenowe, ograniczając wartości siły dynamicznej na kołach pojazdu; z drugiej strony należy tu podkreślić, że zwiększenie przełożenia ogólnego dla samochodów terenowych o dużej mocy jednostkowej prowadzi do bardziej skomplikowanej i cięższej konstrukcji układu napędowego, czego należy unikać.

\* \* \*

Rozpatrzmy obecnie własności dynamiczne układu napędowego zaopatrzonego w sprzęgło pracujące z poślizgiem. W szczególnym przypadku będzie to sprzęgło hydrokinetyczne. Równanie sił dynamicznych przedstawia się wtedy w postaci podanej we wzorze (9).

$$\frac{M_1 \cdot i_p \cdot \eta_m}{r_k} = \frac{G}{g} \frac{dv}{dt} + (J_1 + J_T) \frac{i_p \cdot \eta_m}{r_k} \frac{d\omega_1}{dt} + J_2 \frac{i_p \cdot \eta_m}{r_p} \frac{d\omega_2}{dt} + \sum J_k \frac{d\omega_k}{dt} \quad (9)$$

Na podstawie wzoru (9) możemy określić wyrażenie dla współczynnika  $\delta$ , które jest przedstawione wzorem (10):

$$\delta = 1 + g \frac{\sum J_k}{Gr_k^2} + \frac{g \cdot \eta_m \cdot i_p^2}{G \cdot r_k^2} \left[ (J_1 + J_T) \frac{d\omega_1}{d\omega_2} + J_2 \right] \quad (10)$$

We wzorach tych zostały przyjęte następujące oznaczenia:

- $J_1^*$ ) — moment bezwładności obracających się części związanych z silnikiem, zredukowany do osi wału korbowego w kGm sek.<sup>2</sup>,
- $J_2^*$ ) — moment bezwładności części sprzęgła związanych z wałem napędowym samochodu w kGm sek.<sup>2</sup>,

\*) Uwaga: Dla zachowania ogólności rozważań w przypadku istnienia przyrostu momentu ilości ruchu (krętu) będziemy uważać, że moment bezwładności  $J_1$  został powiększony o odpowiednią wartość  $J'$ , zaś moment bezwładności  $J_2$  zmniejszony o tę samą wartość. Ma to miejsce właśnie przy sprzęgle hydrokinetycznym. Uzasadnienie tego założenia można znaleźć w książce W. N. Prokofiewa Awtomobilnyje Gidropieredaczy, str. 331.

$\omega_1$  — prędkość kątowna części napędzającej sprzęgła w  $\frac{1}{\text{sek.}}$

$\omega_2$  — prędkość kątowna części napędzanej sprzęgła  $\frac{1}{\text{sek.}}$

Z równania 10 możemy wyciągnąć wniosek, że dla rozpatrywanego przypadku wartość współczynnika masy pozornej  $\delta$  nie jest stała. Wartość ta zmienia się w czasie i zależy w dużym stopniu od wartości pochodnej  $\frac{d\omega_1}{d\omega_2}$ , która to pochodna może przybierać rozmaite wartości od nieskończoności do zera, a nawet w niektórych przypadkach wartości ujemne.

W związku z niestalą wartością  $\delta$  konieczne jest zbadanie zjawiska przyspieszenia pojazdu w funkcji czasu. Dla dalszej analizy posłużę się równaniem (9), które przekształcam grupując czynniki przy  $\frac{d\omega_1}{dt}$  i  $\frac{d\omega_2}{dt}$ . W wyniku otrzymamy wzór (11)

$$M_1 = A \frac{d\omega_1}{dt} + B \frac{d\omega_2}{dt}, \quad (11)$$

gdzie:

$$A = J_1 + J_T;$$

$$B = J_2 + \frac{\sum J_k}{i_p \cdot \eta_m} + \frac{G \cdot r_k^2}{g \cdot i_p^2 \cdot \eta_m}.$$

Z analizy równania (11) wynika, że drugi składnik jego prawej części jest to moment sprzęgła, który oznaczam przez  $M_2$ . Na podstawie tego równania określam wartości przyspieszeń:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_1}{dt} &= \frac{M_1 - M_2}{A}; \\ \frac{d\omega_2}{dt} &= \frac{M_2}{B} \end{aligned} \quad (12)$$

Zakładam, że moment  $M_1$  zmienia się skokami i w jednej chwili  $dt$  przybiera wartość  $M_1$ .

Przechodzę obecnie do rozpatrzenia sprzęgła hydrokinetycznego. Moment  $M_2$  traktuję jako funkcję  $\omega_1$  i  $\omega_2$ :

$$M_2 = f(\omega_1, \omega_2) \quad (13)$$

Różniczkując równanie (13), otrzymam równanie (14):

$$\frac{dM_2}{dt} = \frac{\partial M_2}{\partial \omega_1} \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{\partial M_2}{\partial \omega_2} \frac{d\omega_2}{dt} \quad (14)$$

Rozkładając funkcję (13) w szereg Taylora i ograniczywszy się do pierwszych pochodnych, uzyskamy liniowe równanie różniczkowe, zapewnia-

jące dostateczną dokładność w otoczeniu punktu. Wstawiając do tego równania poprzednio znalezione wartości  $\frac{d\omega_1}{dt}$  i  $\frac{d\omega_2}{dt}$ , otrzymamy równanie (15):

$$\frac{dM_2}{dt} + D M_2 = E, \quad (15)$$

gdzie:

$$D = \frac{\left(\frac{\partial M_2}{\partial \omega_1}\right)_0}{A} - \frac{\left(\frac{\partial M_2}{\partial \omega_2}\right)_0}{B}$$

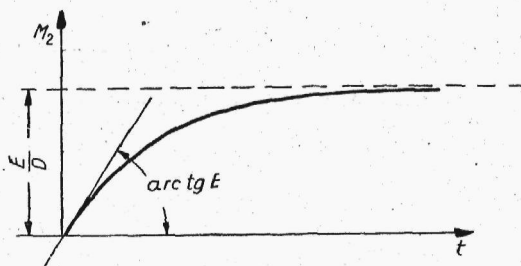
$$E = \frac{\left(\frac{\partial M_2}{\partial \omega_1}\right)_0}{A} \cdot M_1$$

Rozwiązanie równania (15) uzyskamy w postaci podanej we wzorze (16), zakładając warunki brzegowe  $t=0$ ,  $M_2=0$

$$M_2 = \frac{E}{D} (1 - e^{-Dt}) \quad (16)$$

Z równania tego wynika, że przy momentalnym przyroście momentu silnika  $M_1$ , moment przenoszony przez sprzęgło hydrokinetyczne  $M_2$  wzrasta stopniowo według krzywej wykładniczej asymptotycznie, zbliżając się do pewnej wartości równej  $\frac{E}{D}$  i na ogół mniejszej od momentu  $M_1$ , jak to wynika z rozpatrzenia szczegółowych wartości symboli  $E$  i  $D$ .

Przebieg krzywej narastania momentu  $M_2$  w czasie podany jest na rysunku 2.



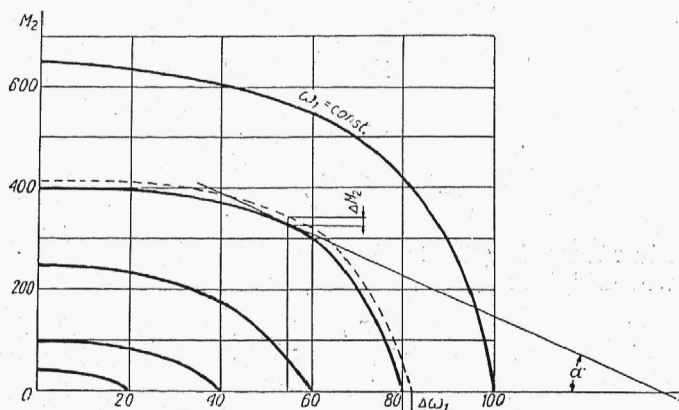
Rys. 2

Z rysunku 2 wynika, że ważne znaczenie ma wartość pochodnej funkcji dla  $t=0$ . Z równania (15) widzimy, że szukana wartość jest równa  $E$ :

$$\frac{dM_2}{dt}_{(t=0)} = E = \frac{M_1}{J_1 + J_T} \cdot \left(\frac{\partial M_2}{\partial \omega_1}\right)_0 \quad (17)$$

Na podstawie równania (17) możemy wywnioskować, że wartość  $E$  jest proporcjonalna do wartości pierwszej pochodnej przyspieszenia pojazdu  $\frac{d^2 V}{dt^2}$ .

Wartość momentu  $M_1$  jest nieokreślona, z czego wynika, że wartość  $\left(\frac{\partial M_2}{\partial \omega_1}\right)_0$  możemy traktować jako miarę sztywności sprzęgła. Wartości pochodnych cząstkowych możemy określić w pierwszym przybliżeniu z charakterystyki sprzęgła hydrokinetycznego.



Rys. 3.

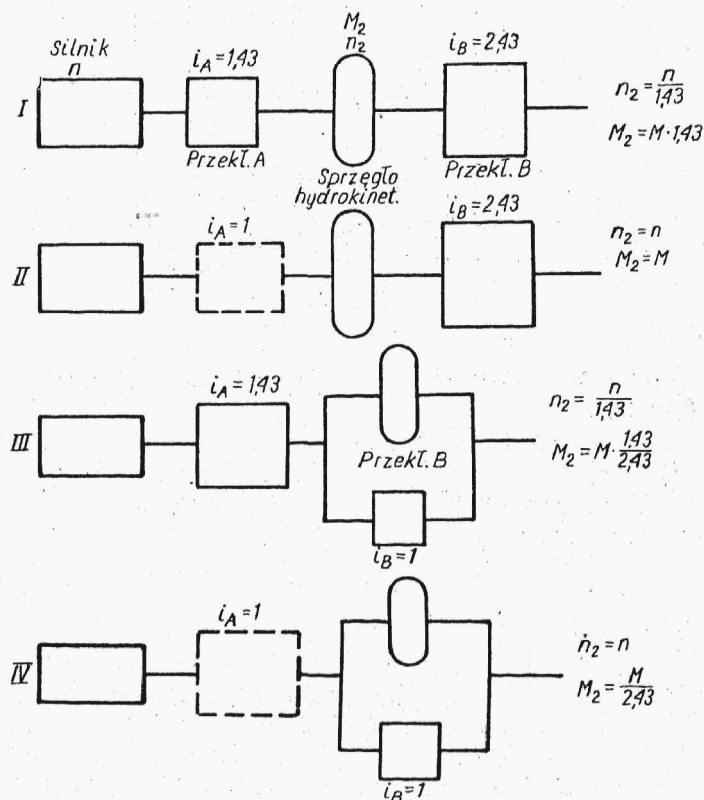
Z rysunku 3 widzimy, że zadając przyrost momentu  $\Delta M_2$  przy stałej wartości  $\omega_2$ , otrzymamy dla określonego punktu charakterystyki przyrost prędkości  $\omega_1$  i przechodzimy na inną krzywą  $\omega_1 = \text{const.}$  oznaczoną na rysunku linią przerywaną. Wartość przyrostu prędkości  $\Delta \omega_1$  otrzymamy na osi prędkości kątowych (oś odciętych).

Stosunek wartości  $\Delta M_2$  i  $\Delta \omega_1$  daje z dostatecznym przybliżeniem wartość pochodnej cząstkowej  $\left(\frac{\partial M_2}{\partial \omega_1}\right)_0$ .

Wartość pochodnej cząstkowej  $\left(\frac{\partial M_2}{\partial \omega_1}\right)_0$  otrzymamy jako tangens kąta, jaki tworzy styczna do krzywej w rozpatrywanym punkcie z osią odciętych. Dla przedstawionej charakterystyki wartość  $\left(\frac{\partial M_2}{\partial \omega_2}\right)_0$  jest we wszystkich punktach ujemna. W takim przypadku wartość współczynnika  $D$  równania (16) jest zawsze dodatnia. Spotykamy jednak często charakterystyki sprzęgieł hydrokinetycznych, dla których przy dużych poślizgach wartość pochodnej  $\left(\frac{\partial M_2}{\partial \omega_2}\right)$  jest dodatnia; nie przesądza to jednak definitywnie kwestii znaku współczynnika  $D$ , gdyż znak ten będzie także zależał od wartości pochodnej  $\left(\frac{\partial M_2}{\partial \omega_1}\right)$  i od wartości momentów bezwładności.

Przedstawiona metoda pozwala — moim zdaniem — na wyciągnięcie pewnych wniosków ogólnych i może posłużyć jako punkt wyjścia do dalszych bardziej szczegółowych opracowań.

Należy przy tym mieć na uwadze, że przy rozpatrywaniu charakterystyki statycznej sprzęgła hydrokinetycznego nie uwzględnimy bezwładności obiegu (cyrkulacji) cieczy. W rzeczywistości przy sprzęgle niewypelnionym całkowicie cieczą przyrost prędkości  $\omega_1$  nie wywoła natychmiastowego przyrostu prędkości cyrkulacji i może tu następować pewne opóźnienie. Zjawisko to w chwili początkowej będzie wpływać na zmniejszenie sztywności sprzęgła, a zatem będzie oddziaływać w pożądanym kierunku. Bez uwzględnienia omawianego zjawiska wydaje się słuszne na razie zatrzymać się na jakościowym rozpatrzeniu tej sprawy, odkładając ilościowe ujęcie do dalszych opracowań.

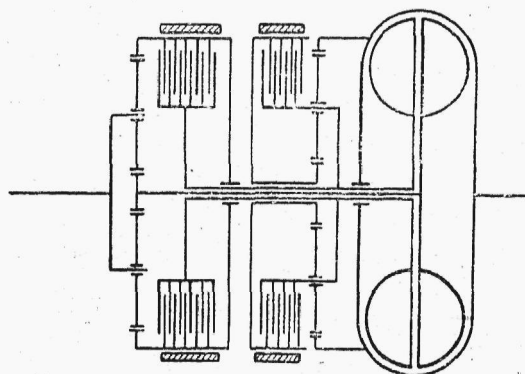


Rys. 4.

Rozpatrując wartości wskaźnika sztywności sprzęgła z wykresu podanego na rysunku 3, widzimy, że wartości przyrostu  $\Delta M_2$  dla  $\omega_1 = \text{const.}$ , maleje przy większych poślizgach (mniejszej wartości  $\omega_2$ ). Wynika stąd, że przy jeździe w bardzo ciężkim terenie pożądanym byłby dość znaczny poślizg sprzęgła hydrokinetycznego. Wymaganie takie stoi w sprzeczności z dążeniem do uzyskania dużej sprawności oraz wprowadza konieczność wydajnego chłodzenia sprzęgła. Przy jeździe na biegu najwolniejszym, używanym w szczególnie ciężkim terenie, możemy się pogodzić ze spadkiem sprawności. Nie powinno to jednak mieć miejsca przy jeździe na biegach wyższych. Sprzeczność tę można rozwiązać przez zastosowanie takiej przekładni, która by pozwalała na zwiększenie obciążenia sprzęgła i zmniejszenie jego obrotów na najniższym biegu, dając możliwość uzyska-

nia większych prędkości obrotowych sprzęgła i zmniejszenia działającego nań momentu na biegach wyższych. Wymaganie takie spełnia skrzynka biegów systemu „Hydromatic“, dająca możliwość włączenia sprzęgła szeregowo, bądź równoległe.

Na rysunku 4 podany jest schemat przenoszenia mocy na poszczególnych biegach przez sprzęgło typu „Hydromatic“.



Rys. 5.

Na rysunku 5 pokazany jest uproszczony schemat tej przekładni z pominięciem tylnego biegu.

Należy także zauważyć, że na biegach III i IV ogólna wartość poślizgu względnego jest 2,43 razy mniejsza od wartości poślizgu sprzęgła hydrokinetycznego. Wynika stąd duża sprawność omawianej przekładni na biegach trzecim i czwartym.

Przechodząc do omówienia wniosków końcowych, muszę podkreślić, że przytoczone rozważania stanowią jedynie pewien etap analizy, która powinna zostać dokonana w celu doboru właściwych rozwiązań konstrukcyjnych układu napędowego dla naszych samochodów terenowych.

Wydaje się także, że zapoczątkowana metoda może mieć nieco szersze zastosowanie przy analizie różnych typów sprzęgieł podatnych i przekładni.

Z podanych rozważań można zaryzykować wyciągnięcie wniosku o niewątpliwiej celowości sprawdzenia doświadczalnego pracy sprzęgła hydrokinetycznego w podanym układzie, w celu zastosowania go do naszych samochodów terenowych. Na poparcie tej tezy można przytoczyć szereg zalet sprzęgła hydrokinetycznego znanych z praktyki, a mianowicie przy użyciu sprzęgła hydrokinetycznego:

- 1) Nie jest możliwe zduszenie silnika nawet przy niewprawnej obsłudze.
- 2) Pełna siła napędowa może być uzyskana na kołach pojazdu będącego w spoczynku (np. przy zahamowaniu po jeździe): wskutek tego nie jest niebezpieczne ruszanie pod górę nawet z ciężką przyczepą, jak również można użyć kilku pojazdów do wyciągnięcia jakiejś przyczepy, nie wymagając specjalnej wprawy i zręczności od kierowców.
- 3) Liczba przełączeń biegów zmniejsza się przy użyciu sprzęgła hydrokinetycznego.

- 4) Można ruszać z miejsca na wyższych biegach bez obawy przegrzania sprzęgła.
- 5) Uzyskuje się miękką jazdę bez szarpnięć i mniejsze zużycie kół zębatach układu napędzanego oraz elementów ciernych włączanych przy zmianie biegów, gdyż praca poślizgu przyjmowana jest przez sprzęgło hydrokinetyczne.

Zalety podane w ostatnim punkcie znalazły jeszcze potwierdzenie w przytoczonych wywodach teoretycznych.