

D. MECHANIKA POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH

PROF INŻ. EDWARD HABICH

I. MECHANIKA KOŁA SAMOCHODOWEGO

1. Siły działające na koło i opór toczenia

Na rys. 1 pokazano prostopadłe i równoległe do powierzchni drogi składowe siły i reakcji osi i drogi działających na napędzane koło samochodowe. Oś przenosi na koło moment obrotowy M_k , zwany dalej *momentem napędowym*. Do wartości prostopadłej składowej siły oddziaływania osi włączono również prostopadłą składową ciężaru własnego koła. Rozpatrywany jest ruch koła samochodowego po drodze miękkiej jako przypadek najbardziej ogólny.

Odcinek e przedstawia odległość osi koła od linii działania prostopadłej składowej reakcji drogi Q , odległość tę nazwiemy *ramieniem momentu oporu toczenia* M_t

$$M_t = Q e \quad [1]$$

Odcinek r_d , stanowiący odległość osi koła będącego w ruchu pod działaniem sił od linii działania składowej równoległej reakcji drogi, nazywamy *promieniem dynamicznym koła samochodowego*.

Promień dynamiczny odgrywa ważną rolę w dynamice koła samochodowego. Bezpośredni pomiar promienia dynamicznego nie jest na ogół możliwy. Przy określaniu jego wartości korzystamy z faktu, że promień dynamiczny w przypadku braku siły na obwodzie koła jest równy promieniowi tocznemu. Wartość promienia dynamicznego zależy od odkształcenia podłoża i od ciśnienia w oponie, w pewnym stopniu zależy od prędkości ruchu (działanie siły odśrodkowej), a w bardzo małym stopniu od momentu obrotowego. Wartość ta z dostateczną dla celów praktycznych dokładnością może być przyjęta za stałą dla określonej opony.

Iloraz momentu napędowego M_k przez wartość promienia dynamicznego daje siłę, którą nazywamy *siłą napędową* P_n

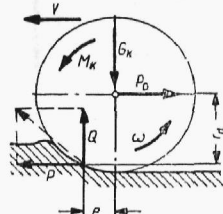
$$P_n = \frac{M_k}{r_d} \quad [2]$$

Iloraz momentu oporu toczenia przez wartość promienia dynamicznego stanowi *siłę oporu toczenia* P_t

$$P_t = \frac{M_t}{r_d} = Q \frac{e}{r_d} = G_k f \quad f = \frac{e}{r_d} \quad [3]$$

gdzie: f — współczynnik oporu toczenia koła, G_k — obciążenie normalne koła.

Współczynnik oporu toczenia jest to stosunek siły, jaką należy przyłożyć do osi koła, aby wywołać toczenie się koła ruchem jednostajnym po drodze poziomej, do prostopadłego nacisku koła na drogę.



Rys. 1. Siły działające na koło napędzane

Układając równanie momentów dla koła napędzanego momentem obrotowym M_k otrzymamy

$$M_k = P r_d + Q e \quad [4]$$

gdzie P — składowa wypadkowej reakcji drogi, równoległa do jej powierzchni.

Dzieląc równanie [4] przez wartość promienia dynamicznego otrzymamy

$$P_n = P + P_t \quad [5]$$

Z równania [5] wynika, że wartość siły P , którą będziemy nazywać *siłą pędzącą*, równa jest różnicy wartości siły napędowej i siły oporu toczenia.

Siła pędząca P działa na oś pojazdu powodując jego ruch.

Dla niejednostajnego ruchu napędzanego koła obowiązują równania

$$M_k = P r_d + Q e + I_k \frac{d\omega_k}{dt} \quad [6]$$

$$P_0 = P - m_k \frac{dv}{dt} \quad [7]$$

gdzie: I_k — moment bezwładności koła względem jego osi obrotu w kGm sek^2 ; m_k — masa koła w $\frac{\text{kG sek}^2}{\text{m}}$; $\frac{d\omega_k}{dt}$ — przyspieszenie katowe koła $\frac{1}{\text{sek}^2}$; $\frac{dv}{dt}$ — przyspieszenie liniowe osi koła w $\frac{\text{m}}{\text{sek}^2}$.

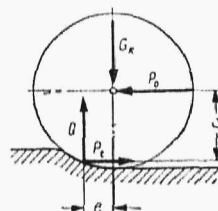
U w a g a: dla ruchu opóźnionego koła wartości przyspieszeń bierzemy ze znakiem ujemnym.

Dla koła nienapędzanego (toczonego), poruszającego się ze stałą prędkością, siła oddziaływania osi P_0 jest skierowana w kierunku ruchu, jak to pokazano na rys. 2. W kierunku przeciwnym do kierunku ruchu osi koła działa równa co do wartości siła P_t . W przypadku ruchu po drodze o twardej nawierzchni siła P_t jest w istocie siłą tarcia bieżnika opony o powierzchnię drogi. Moment tej siły o ramieniu r_d równoważy moment oporu toczenia.

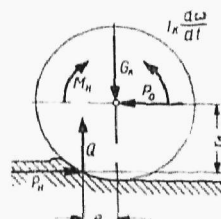
Dla ruchu niejednostajnego koła nienapędzanego (toczonego) otrzymujemy następujące wartości siły P i siły P_0

$$P = G_k f + I_k \frac{d\omega_k}{dt} \frac{1}{r_d} \quad [8]$$

$$P_0 = G_k f + I_k \frac{d\omega_k}{dt} \frac{1}{r_d} + m_k \frac{dv}{dt} \quad [9]$$



Rys. 2. Siły działające na koło toczone



Rys. 3. Siły działające na koło hamowane

Układ sił i momentów koła hamowanego przedstawiony jest na rys. 3. Wartość momentu hamującego oblicza się według wzoru

$$M_H = I_k \frac{d\omega_k}{dt} + P_H r_d - G_k f r_d \quad [10]$$

gdzie P_H — siła hamująca.

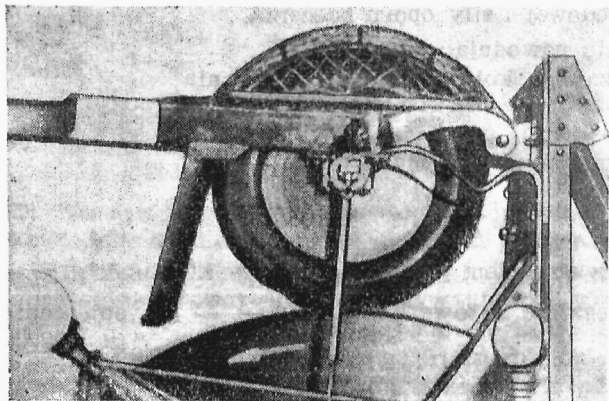
Straty siły napędowej na opór toczenia zależne są od konstrukcji opony i rodzaju nawierzchni drogi. Przy toczeniu się koła samochodowego po gładkiej i twardej nawierzchni, jaką mają nowoczesne drogi samochodowe, odkształcania się tej nawierzchni możemy nie brać pod uwagę i traktować nawierzchnię drogi jako idealnie sztywną. W tym przypadku opór toczenia spowodowany jest głównie tarciem wewnątrz opony (zjawisko histerezy sprężystej). Na opór toczenia wpływa też w niewielkim stopniu różnokierunkowe tarcie cząstek bieżnika o powierzchnię drogi (chodzi tu tylko o wzajemnie znoszące się przesunięcie cząstek opony, nie dające

w rezultacie ani wypadkowego przesunięcia, ani wypadkowej siły tarcia dla całej opony). Poza tym pewna drobna część strat powodowana jest przysysaniem się części bieżnika do drogi i uderzeniami bieżnika o powierzchnię drogi.

Wypadkowe przesunięcie opony względem powierzchni drogi powoduje stratę mocy na poślizg, nie wpływa ono jednak na wartość siły oporu toczenia.

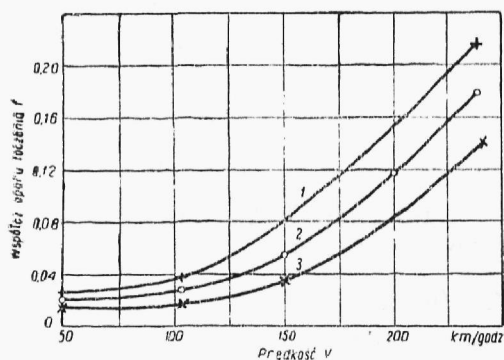
Wartość siły oporu toczenia zależy od konstrukcji powłoki opony, ciśnienia w oponie, wartości siły napędowej, profilu bieżnika i wartości współczynnika tarcia, występu-

jącego pomiędzy elementami bieżnika a powierzchnią drogi. Przy przekroczeniu krytycznej prędkości, określonej dla każdej konstrukcji opony i ciśnienia powietrza w oponie, straty energii w oponie zmieniają swój charakter, gdyż część pracy sprężystego odkształcenia opony przestaje być oddawana przy jej rozprężaniu się wskutek zachodzącego wtedy opóźnienia w rozprężaniu się opony. Energia ta jest tracona i zużywa się na wywołanie fal w oponie. Poczynając od prędkości krytycznej opór toczenia znacznie wzrasta wraz ze wzrostem prędkości ruchu.

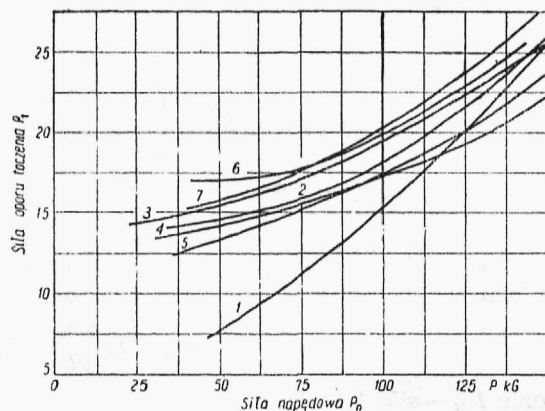


Rys. 4. Odkształcenie opony przy prędkościach ponadkrytycznych

Omówione wyżej zjawisko dokładnie ilustruje fotografia pokazana na rys. 4, z której widać, że koło nie zdążyło się odprężyć i po przetoczeniu się o pewien kąt zachowuje jeszcze kształt nadany jej poprzednio. Wartość prędkości krytycznej wzrasta wraz z ciśnieniem w oponie. Dla niektórych rodzajów opon prędkość krytyczna leży w granicach stosowanych prędkości samochodów osobowych, tj. ok. 120 km/godz.



Rys. 5. Zależność współczynnika oporu toczenia od prędkości jazdy: 1 - $p = 1,5 \text{ kg/cm}^2$; 2 - $p = 2,5 \text{ kg/cm}^2$; 3 - $p = 3,5 \text{ kg/cm}^2$



Rys. 6. Zależność siły oporu toczenia P_t od siły napędowej P_n dla opon 7,00-16" różnych typów tocących się po twardej nawierzchni: 1-US; 2-H-65; 3-H-66; 4-H-72; 5-H-77; 6-B-41; 7-B-42

Na rysunku 5 podane są wykresy ilustrujące zależność współczynnika oporu toczenia koła nienapędzanego z oponą 7,50-16" od prędkości ruchu i ciśnienia w oponie.

Dla koła napędzającego, tj. przenoszącego dodatnią siłę pędzącą, poruszającego się po drodze o twardej nawierzchni, współczynnik oporu toczenia jest większy niż

dla koła toczzonego i wzrasta dość znacznie wraz ze wzrostem siły napędowej. Jest to spowodowane podłużnym ściskaniem przedniej części bieżnika opony i powstająca wskutek tego fałda tworząca się z przodu opony, co wpływa na zwiększenie ramienia momentu oporu toczenia. Na rysunku 6 jest przedstawiony wykres ilustrujący zależność siły oporu toczenia od wartości przenoszanej przez koło siły napędowej. Do obliczeń praktycznych mogą być użyte wzory empiryczne, ilustrujące zależność współczynnika oporu toczenia od ciśnienia w oponie i prędkości ruchu pojazdu.

Jeden z takich empirycznych wzorów służących do obliczania wartości współczynnika oporu toczenia koła samochodowego po drodze o twardej nawierzchni podany jest niżej

$$f = \frac{1}{p^{0,64}} \left(0,02 + \frac{V^{3,7}}{p^{1,44} 135 \cdot 10^7} \right) \quad [11]$$

gdzie: p — ciśnienie powietrza w kg/cm^2 , V — prędkość samochodu w km/godz .

Wzór ten bywa stosowany przy obliczeniach trakcyjnych samochodów wyścigowych.

Przy obliczeniach trakcyjnych samochodów poruszających się z prędkością poniżej 120 km/godz przyjmuje się zwykle współczynnik oporu toczenia stały (niezależny od prędkości) lub ustala się liniową przybliżoną zależność tego współczynnika od prędkości (wzór [74]).

Przy ruchu koła ogumionego po miękkim gruncie główną przyczyną istnienia oporu toczenia jest plastyczne odkształcanie się i tarcie wewnątrz gruntu. Wpływ oporu toczenia samej opony jest stosunkowo nieznaczny w porównaniu z oporem gruntu. Aby zmniejszyć opór toczenia

koła poruszającego się po miękkim gruncie należy dążyć do uzyskania jak największej powierzchni nośnej opony, co uzyskuje się przez stosowanie opon niskiego ciśnienia o dużych rozmiarach. Przez zwiększenie powierzchni nośnej opony uzyskujemy zmniejszenie nacisku jednostkowego na grunt i mniejszą jego deformację. Siła oporu toczenia spowodowana odkształcaniem się gruntu ma nieco inny charakter niż siła oporu toczenia wynikająca z odkształceń opony i występuje jako siła zewnętrzna, działająca na koło niezależnie od siły przyczepności.

Przeciętne wartości współczynnika oporu toczenia kół, zaopatrzonych w opony niskiego ciśnienia po różnego rodzaju nawierzchniach, podane są w tablicy 1.

Zależność współczynnika oporu toczenia w miękkim gruncie od momentu napędowego na kole nie jest znana. Można wszakże przypuszczać, że współczynnik ten nie wzrasta wraz ze wzrostem momentu napędowego. W bardzo miękkim gruncie koło napędzane może też dawać mniejszy opór toczenia niż nienapędzane, ze względu na to że to ostatnie popycha przed sobą części gruntu znajdującego się w koleinie.

Tablica 1. Wartości współczynnika oporu toczenia f po nawierzchniach różnych rodzajów dla koła samochodowego z oponą balonową

Rodzaj i stan nawierzchni drogi	f
Droga o twardej nawierzchni — beton i asfalt w dobrym stanie	0,012 — 0,016
Droga tłuczniowa (szosa) w dobrym stanie	0,023
Droga tłuczniowa pokryta grubą warstwą kurzu	0,028
Droga tłuczniowa zniszczona, wybita i zabłocona	0,035
Dobra droga polna — trakt	0,035 — 0,05
Droga błotnista lub piaszczysta	0,08 — 0,16
Sypki piasek	0,15 — 0,3

2. Poślizg i siła przyczepności koła

Przy toczeniu się koła napędzanego występuje zawsze częściowy poślizg bieżnika względem drogi, spowodowany ściskaniem bieżnika wzdłuż obwodu koła przed miejscem styku koła z powierzchnią drogi i kolejnym rozprężaniem się ściśniętych części bieżnika zwolnionych od przenoszenia siły pędzącej na skutek obrotu koła

o pewien kąt. Rozprężające się do tyłu elementy powierzchni bieżnika opony ślizgają się po powierzchni drogi, podczas gdy siłę pędzącą przenoszą już następne elementy, które rozpoczęły pracę. Częściowy poślizg opony rośnie ze wzrostem siły napędowej, przy pewnej wartości tej siły następuje już jednoczesny poślizg wszystkich elementów bieżnika.

Przy jeździe po gruncie miękkim przesuwają się do tyłu cząstki gruntu stykające się z bieżnikiem opony, co w rezultacie powoduje częściowy poślizg koła. Przy pewnej granicznej wartości siły napędowej wytrzymałość gruntu okazuje się niedostateczna i koło zaczyna obracać się w miejscu, czyli następuje pełny poślizg koła.

Prędkość osi koła możemy zawsze przedstawić jako iloczyn prędkości kątowej koła i pewnego odcinka o określonej długości. Odcinek ten nazywamy *promieniem tocznym* i oznaczamy symbolem r_t

$$r_t = \frac{v}{\omega_k} \quad [12]$$

Promień toczny jest to wyobrażalny promień koła o sztywnej obręczy, toczącego się bez poślizgu z prędkością kątową ω_k , którego oś porusza się z prędkością liniową v . Promień toczny wyznacza się praktycznie przez podzielenie długości odcinka drogi przebytej przez oś koła w określonym czasie przez przebytą w tym czasie drogę kątową (iloczyn całkowitej liczby wykonanych przez koło obrotów i liczby 2π).

Tablica 2. Wartości promieni tocznych zmierzono przy ruchu pojazdu po drodze o twardej nawierzchni

Wymiar opony	Prędkość jazdy km/godz	Promień ¹⁾ swobodny opony mm	Promień ²⁾ statyczny mm	Promień toczny mm
4,50 — 16	40	320	301	303
6,00 — 16	58	351	336	344
7,50 — 16	60	391	362	382
7,50 — 20	60	—	441	447
8,25 — 20	60	—	457	463
9,00 — 20	45	504	481	489
10,00 — 20	60	—	502	507
12,00 — 20	50	—	538	552

¹⁾ Promień obwodu bieżnika napompowanej opony.
²⁾ Odległość osi koła od powierzchni jezdni w czasie postoju.

Przy toczeniu się koła po drodze o twardej nawierzchni, promień toczny koła napędzanego przy wartości siły pędzącej większej od zera ($P > 0$) jest zawsze mniejszy od promienia dynamicznego i zdąża do zera przy obracaniu się koła w miejscu. Dla koła toczonego i hamowanego promień toczny jest zawsze większy od promienia dynamicznego i dla koła hamowanego zdąża do nieskończoności przy ślizganiu się całkowicie zablokowanego koła. Przy wartości siły pędzącej równej zeru (moment napędowy równy momentowi oporu toczenia) promień toczny jest równy promieniowi dynamicznemu.

Na podstawie podanej zależności można wyznaczyć promień dynamiczny koła toczącego się po drodze o twardej nawierzchni przez pomiar promienia tocznego w warunkach równowagi momentów oporu toczenia i napędowego. Dla celów praktycznych wystarczy określić promień toczny koła napędzanego samochodu przy jego ruchu jednostajnym po drodze poziomej z niewielką prędkością, ok. 40 km/godz.

W tabl. 2 podane są wartości promieni tocznych dla różnych wymiarów opon. Wartości promieni tocznych podane są dla kół napędzanych dla niewielkich prędkości wobec czego można je przyjmować jako wartości promieni dynamicznych przy jeździe po drodze o twardej nawierzchni.

Poślizgiem względnym nazywamy stosunek prędkości poślizgu do prędkości osi koła przy jego ruchu bez poślizgu, to jest równej prędkości obwodowej koła na promieniu dynamicznym

$$s = \frac{V_0 - V}{V_0} = 1 - \frac{V}{V_0} = 1 - \frac{r_t}{r_d} \quad [13]$$

gdzie: s — poślizg względny; V_0 — prędkość liniowa osi koła przy jego ruchu bez poślizgu ($\omega_k r_d$); V — rzeczywista prędkość liniowa osi koła ($\omega_k r_t$).

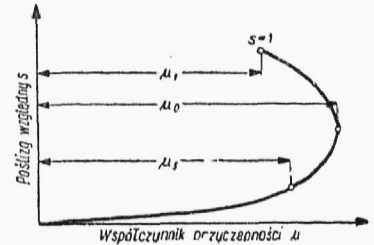
Pomiędzy wartością poślizgu względnego a stosunkiem siły obwodowej do normalnego nacisku koła na drogę istnieje pewna określona zależność dla każdego rodzaju koła i drogi. Charakter takiej zależności wskazuje wykres przedstawiony na rys. 7. Stosunek siły obwodowej do normalnego nacisku koła na drogę oznaczono symbolem μ . Przez pojęcie *siły obwodowej* będziemy tu rozumieć siłę napędową przy ruchu koła po miękkiej drodze i siłę pędzącą przy ruchu koła po drodze o sztywnej nawierzchni.

Na wykresie widzimy na osi odciętych trzy charakterystyczne wartości stosunku siły obwodowej do nacisku koła na drogę:

μ_0 — *współczynnik przyczepności* odpowiadający maksymalnej wartości stosunku siły obwodowej do normalnego nacisku koła na drogę;

μ_1 — *współczynnik przyczepności* odpowiadający wartości stosunku siły obwodowej do normalnego nacisku koła na drogę przy pełnym poślizgu koła ($s = 1$);

μ_s — *współczynnik przyczepności* odpowiadający wartości stosunku siły obwodowej do normalnego nacisku koła na drogę przy pewnej określonej wartości poślizgu względnego koła.



Rys. 7. Zależność poślizgu względnego od wartości stosunku siły obwodowej do nacisku normalnego na koło napędzające

Poza tym należy jeszcze odróżniać dwa pojęcia współczynnika przyczepności, odpowiadające ruchowi koła w kierunku bocznym, a mianowicie:

wartość stosunku siły bocznej do prostopadłego nacisku koła na drogę odpowiadającą bocznemu przesuwaniu koła (poślizg boczny bez toczenia się koła), wartość stosunku siły bocznej (działającej w kierunku osi koła) do prostopadłego nacisku koła na drogę, odpowiadającą przesuwaniu się koła w bok przy jednoczesnym jego toczeniu się.

Orientacyjne wartości współczynników przyczepności dla kół ogumionych w różnych warunkach drogowych podane są w tabl. 3.

Wartość współczynnika przyczepności zależy od szeregu czynników, a mianowicie od rozmiarów koła, od wartości ciśnienia w oponie, od konstrukcji powłoki opony od kształtu bieżnika opony, od rodzaju nawierzchni drogi i od stanu tej nawierzchni oraz od warunków atmosferycznych.

Pomiędzy maksymalną wartością siły napędowej, a współczynnikiem przyczepności istnieje następująca zależność

$$P_{n \max} = G_k (\mu_0 + f_w) \quad [14]$$

gdzie f_w — wartość współczynnika oporu toczenia przy ruchu koła samochodowego po drodze o twardej nawierzchni.

Wzorem tym należy się posługiwać tylko w przypadku ruchu pojazdu po nawierzchni twardej z bardzo dużymi szybkościami (ponad 200 km/godz.). W normalnych warunkach ruchu wartość f_w jest bardzo mała i w stosunku do wartości μ_0 może być pominięta.

Tablica 3. Średnie wartości współczynników przyczepności dla opon samochodowych

Rodzaj nawierzchni drogi	Sucha	Mokra	Rodzaj nawierzchni drogi	Sucha	Mokra
Asfalt, beton	0,7 — 0,8	0,3 — 0,4	Gлина	0,5 — 0,6	0,3 — 0,4
Klinkier	0,7 — 0,8	0,4 — 0,5	Піasek	0,5 — 0,6	0,4 — 0,5
Droga tłuczniowa	0,6 — 0,7	0,3 — 0,4	Droga oblodzona	0,2 — 0,3	
Droga gruntowa	0,5 — 0,6	0,3 — 0,4	Droga pokryta śniegiem	0,2 — 0,4	

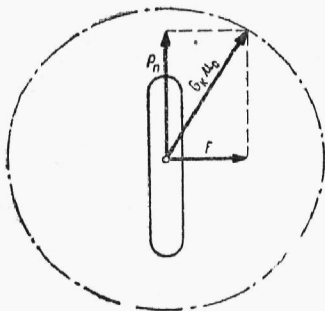
Dla ruchu koła samochodowego po drodze miękkiej obowiązuje zależność

$$P_{n \max} = G_k \mu_0 \quad [15]$$

W tym przypadku graniczna wartość siły pędzącej, działającej na oś koła napędzanego, wyniesie

$$P_{\max} = P_{n \max} - P_t = G_k (\mu_0 - f) \quad [16]$$

Na podstawie wzoru [16] można uzasadnić zjawisko ugrzęźnięcia pojazdu w miękkim terenie, gdy przy napędzie na jedną oś różnica współczynników przyczepności i oporu toczenia jest niewielka lub przy napędzie na wszystkie osie — bliska zeru.



Rys. 8. Zależność maksymalnej siły bocznej od siły obwodowej

W przypadku gdy w kierunku osi koła działa jakaś siła boczna F , graniczna siła napędowa będzie miała mniejszą wartość niż $G_k \mu_0$. Zakładając, że siła wypadkowa $R = G_k \mu_0$, na podstawie rys. 8 otrzymamy

$$P_{n \max} = \sqrt{(G_k \mu_0)^2 - F^2} \quad [17]$$

Maksymalna siła boczna, wywołująca poślizg boczny koła, wyniesie

$$F_{\max} = \sqrt{(G_k \mu_0)^2 - P_n^2} \quad [18]$$

Ze wzoru [17] wynika, że w razie działania dużej siły obwodowej wystarczy niewielka siła boczna, aby wywołać ślizganie się koła w kierunku wypadkowej siły R .

U w a g a: wzory [17] i [18] ułożone są przy założeniu izotropii przyczepności; w rzeczywistości obserwujemy pewne różnice sił przyczepności w kierunku podłużnym i poprzecznym; w takim przypadku wzory te nie będą zupełnie ścisłe, zachowają jednak wartość użytkową jako wzory przybliżone.

3. Bilans mocy koła napędzanego przy ruchu jednostajnym

Moc dostarczana do koła

$$M_k \omega_k = P_0 V + G_k f V + P_n (V_0 - V) \quad [19]$$

gdzie: $P_0 V$ — moc odbierana od koła; $P_n (V_0 - V) = P_n \omega_k (r_d - r_t)$ — moc tracona na poślizg koła.

Sprawność koła napędzanego, poruszającego się ruchem jednostajnym, wynosi

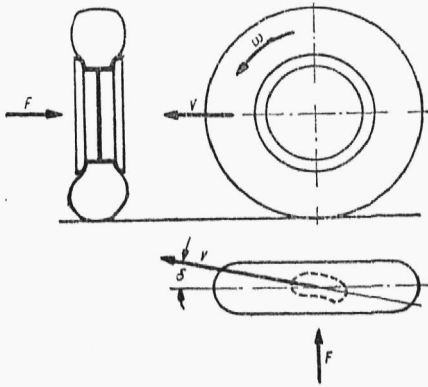
$$\eta_k = \frac{P_0 V}{M_k \omega_k} = \frac{P_0 r_t}{P_n r_d} = \frac{P_0}{P_n} (1 - s) = \left(1 - \frac{M_t}{M_k}\right) (1 - s) = \left(1 - \frac{G_k}{P_n} f\right) (1 - s) \quad [20]$$

4. Boczne znoszenie koła samochodowego

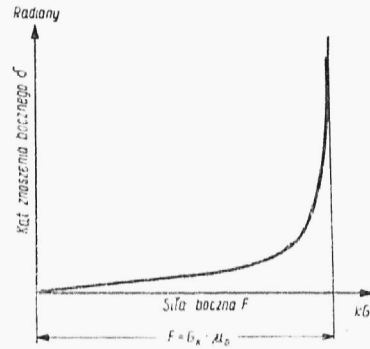
Gdy na toczące się koło samochodowe działa siła boczna, skierowana wzdłuż jego osi, a jednocześnie istnieje moment utrzymujący stały kierunek płaszczyzny koła to pod wpływem działania siły bocznej wektor prędkości środka koła odchyli się w kierunku działania siły o kąt *znoszenia opony* δ (rys. 9). Zjawisko to spowodowane jest odkształcaniem się wskutek działania siły bocznej części opony wchodzących w styczność z drogą, co równoznaczne jest ze stałym przesuwaniem się koła w bok.

Ustalony doświadczalnie charakter przebiegu zależności pomiędzy wartością kąta znoszenia δ a wartością siły bocznej F , przedstawiony jest przy pomocy wykresu na rys. 10. Dla małych wartości siły bocznej zależność ta jest liniowa i wartość kąta znoszenia δ można określić ze wzoru

$$\delta = \zeta_k \cdot F \quad [21]$$



Rys. 9. Znoszenie koła samochodowego



Rys. 10. Zależność pomiędzy kątem znoszenia a wartością siły bocznej działającej na koło

gdzie ζ_k — współczynnik bocznego znoszenia opony, charakteryzujący odporność opony na odkształcenia boczne w rd/kg.

Charakter przebiegu krzywej przedstawionej na rys. 11 przy większych wartościach siły F można wytłumaczyć występowaniem częściowego poślizgu bocznego niektórych elementów bieżnika. Przy wartości siły F równej maksymalnej sile przyczepności $F = \mu_0 G_k$ następuje całkowity poślizg boczny opony, co na wykresie przedstawiono odcinkiem linii pionowej.

Kąt znoszenia opon obecnie stosowanych jest dość znaczny i może dochodzić do kilku stopni (do 6°). Współczynnik bocznego znoszenia dla opon samochodów osobowych osiąga wielkość rzędu $(3 \text{ do } 5) \cdot 10^{-4}$ rd/kg.

II. MECHANIKA PROSTOLINIOWEGO RUCHU POJAZDU

1. Siły działające na samochód poruszający się ruchem prostoliniowym

Na rys. 11 przedstawiono siły działające na pojazd poruszający się ruchem prostoliniowym przyspieszonym po drodze o kącie wzniesienia α . Rozpatrujemy pojazd z napędzaną tylną osią. Wektor P_1 oznacza styczną reakcję drogi działającą na koła przedniej nienapędzanej osi w kierunku równoległym do osi podłużnej pojazdu. Stosownie do wzoru [8] reakcja ta jest równa

$$P_1 = Q_1 f_1 + 2 I_k \frac{1}{r_d r_l} \frac{dv}{dt}$$

gdzie: Q_1 — obciążenie kół osi przedniej pojazdu podczas ruchu; f_1 — współczynnik oporu toczenia kół osi przedniej; $\frac{dv}{dt}$ — przyspieszenie liniowe pojazdu. Wektor P_2 oznacza styczną reakcję drogi działającą na koła tylnej napędzanej osi pojazdu (siła pędząca). Stosownie do wzoru [5] siła ta jest równa

$$P_2 = P_n - P_{t2}$$

Przez symbol P_n będziemy w tym rozdziale rozumieli pełną siłę napędową to jest sumę sił napędowych wszystkich kół napędzanych pojazdu. P_{t2} jest siłą oporu toczenia obu kół osi tylnej równą $Q_2 f_2$.

Suma sił, działających na koła pojazdu, leżących w płaszczyźnie drogi i równoległych do osi podłużnej pojazdu wynosi

$$\Sigma P_x = P_n - Q_2 f_2 - Q_1 f_1 - 2 I_k \frac{1}{r_d r_l} \frac{dv}{dt}$$

Suma sił P_{t1} i P_{t2} stanowi pełną siłę oporu toczenia pojazdu. Przy $f_1 = f_2$, $P_t = (Q_1 + Q_2) f$. Gdy nie występuje żadna siła zmieniająca wartość wypadkowego nacisku normalnego

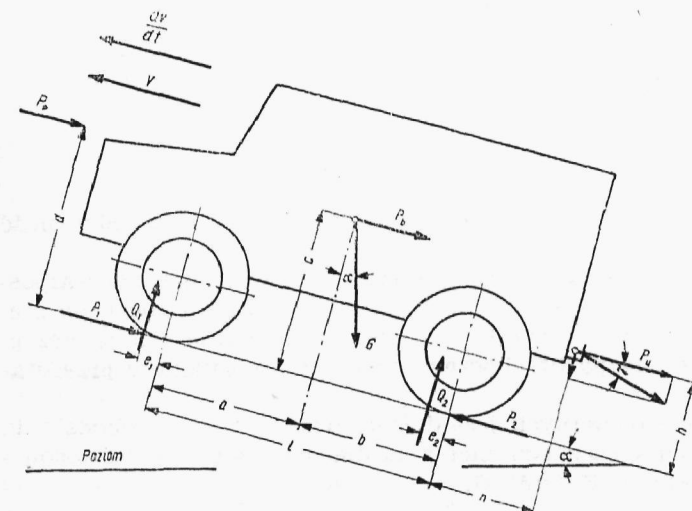
$$P_t = G \cos \alpha \cdot f \quad [22]$$

gdzie α — kąt wzniesienia drogi.

Wypadkowa siła ciężkości G przyłożona jest do środka masy pojazdu. Siłę tę możemy rozłożyć na dwa kierunki: prostopadły i równoległy do drogi. Składowa prostopadła siły ciężkości wywołuje normalne reakcje drogi Q , składowa zaś równoległa do powierzchni drogi wynosząca $G \sin \alpha$ stanowi siłę oporu ruchu przy wjeździe pojazdu na wzniesienie. Siłę tę oznaczamy symbolem P_w i traktujemy jako *opór wzniesienia*. Siła oporu wzniesienia jest przyłożona w środku ciężkości pojazdu na wysokości c nad powierzchnią drogi i jest równa

$$P_w = G \sin \alpha \quad [23]$$

Wynika stąd, że siła oporu wzniesienia jest proporcjonalna do ciężaru pojazdu i do sinusa kąta wzniesienia drogi; $\sin \alpha$ możemy traktować więc jako *współczynnik oporu wzniesienia*; współczynnik ten oznaczamy symbolem w .



Rys. 11. Siły działające na pojazd 4-kołowy, poruszający się ruchem przyspieszonym na wzniesieniu

Całkowita siła oporu drogowego (to jest zależnego od rodzaju i pochylenia drogi) wyniesie

$$P_d = P_w + P_t = G (\sin \alpha + f \cos \alpha) = G \psi \quad [24]$$

gdzie ψ oznacza *współczynnik oporu drogowego*.

Siłę oporu powietrza określa się przy pomocy następującego wzoru

$$P_p = 0,0625 c_x F v^2 = 0,0048 c_x F V^2 \quad [25]$$

gdzie: F — powierzchnia czołowa samochodu w m^2 (rzut powierzchni samochodu na płaszczyznę prostopadłą do kierunku ruchu pojazdu); $V^{1)}$ — prędkość samochodu względem otaczającego powietrza w km/godz., $v^{1)}$ — prędkość samochodu względem otaczającego powietrza w m/sek; c_x — bezwymiarowy *współczynnik oporu powietrza*, zależny od kształtu pojazdu i gładkości jego powierzchni.

Wartości współczynników c_x dla różnych typów samochodów podano w tabl. 4

Przy ruchu niejednostajnym pojazdu, do jego środka ciężkości przykładamy jeszcze umownie siłę bezwładności, której wartość wyraża następujący wzór

$$P_b = -m \frac{dv}{dt} = -\frac{G}{g} \frac{dv}{dt} \quad [26]$$

gdzie: G — ciężar pojazdu w kG; m — masa pojazdu w kGsek²/m, g — przyspieszenie ziemskie (9,81 m/sek²); $\frac{dv}{dt}$ — przyspieszenie pojazdu w m/sek².

¹⁾ Do obliczeń trakcyjnych prędkość tę przyjmuje się równą prędkości ruchu pojazdu względem drogi.

Przy ruchu przyspieszonym pojazdu siła bezwładności jest skierowana przeciwnie do kierunku ruchu i powinna być traktowana jako siła oporu ruchu.

Składową siłę na haku, równoległą do płaszczyzny drogi i do podłużnej pionowej płaszczyzny symetrii pojazdu oznaczamy przez P_u . Kąt pochylenia siły na haku działającej w płaszczyźnie równoległej do pionowej podłużnej płaszczyzny symetrii ciągnika oznaczamy przez γ .

Na podstawie zasady d'Alemberta możemy napisać trzy równania równowagi (pochodna krętu wirujących mas pojazdu wokół osi prostopadłych do płaszczyzny rysunku w niniejszym rozważaniu została pominięta jako czynnik prawie nie wpływający na rezultat obliczeń). Równanie pierwsze obejmuje siły działające w kierunku ruchu pojazdu

$$P_n - P_t - P_w - P_p - P_b - 2I_k \frac{1}{r_d r_t} \frac{dv}{dt} - P_u = 0$$

$$\text{lub } P_n - f \cdot G \cos \alpha - G \sin \alpha - 0,0048 c_x F V^2 -$$

$$- \left(\frac{G}{g} + 2I_k \frac{1}{r_d r_t} \right) \frac{dv}{dt} - P_u = 0 \quad [27]$$

Tablica 4. Wartości współczynnika oporu powietrza c_x

Rodzaj pojazdu	c_x
Nowoczesne samochody osobowe	0,43 — 0,52
Autobusy i furgony	0,6 — 0,8
Samochody ciężarowe	1 — 1,4
Samochody wyścigowe i samochody osobowe specjalnie oprofilowane	0,2 — 0,4

Z pozostałych równań określamy reakcję Q_1 i Q_2 , to jest reakcje normalne, działające w czasie ruchu pojazdu na koła przedniej osi i koła tylnej osi

$$Q_1 = G \frac{(b - e_2) \cos \alpha - c \sin \alpha}{l} - \frac{(0,0048 c_x F V^2) d}{l} - \frac{G}{g} \frac{dv}{dt} \frac{c}{l} - P_u \frac{h + n \operatorname{tg} \gamma}{l} \quad [28]$$

$$Q_2 = G \frac{(a + e_1) \cos \alpha + c \sin \alpha}{l} + \frac{(0,0048 c_x F V^2) d}{l} + \frac{G}{g} \frac{c}{l} \frac{dv}{dt} + P_u \frac{h + (l + n) \operatorname{tg} \gamma}{l} \quad [29]$$

przy czym

$$e_1 = f_1 r_{d1}$$

$$e_2 = f_2 r_{d2}$$

Zakładając, że całkowita siła oporu ruchu (równa co do wartości sile napędowej P_n) jest przyłożona na pewnej zastępczej wysokości z , możemy równania [28] i [29] przedstawić w zupełnie prostej postaci

$$Q_1 = G \frac{b}{l} \cos \alpha - P_n \frac{z}{l} \quad [30]$$

$$Q_2 = G \frac{a}{l} \cos \alpha + P_n \frac{z}{l} \quad [31]$$

Statyczne wartości reakcji Q_1 i Q_2 działające na drodze poziomej otrzymamy dla $P_n = 0$ i $\alpha = 0$; oznaczamy je przez G_1 i G_2 , przy czym

$$G_1 = G \frac{b}{l} \quad [32]$$

$$G_2 = G \frac{a}{l} \quad [33]$$

W przypadku gdy siła napędowa jest zużywana głównie na uzyskanie przyspieszenia pojazdu lub na pokonanie oporu wzniesienia, zastępczą wysokość z przyjmujemy równą wysokości środka ciężkości c . Gdy zaś główną siłą oporu ruchu jest siła na haku, jak to ma miejsce w ciągnikach rolniczych, wówczas wysokość z zastępujemy przez wysokość położenia haka h . W przypadku hamowania pojazdu do wzorów [30] i [31] należy wstawić zamiast siły napędowej siłę hamującą z odwrotnym znakiem ($-P_H$).

Wprowadzamy pojęcia *współczynników obciążenia osi pojazdu*, które oznaczamy symbolem λ , i pojęcie *współczynników dociążenia lub odciążenia osi* w stosunku do ich obciążenia statycznego, które będziemy oznaczać literą m . Dla osi przedniej i tylnej otrzymamy

$$\lambda_1 = \frac{Q_1}{G} = \frac{b}{l} \cos \alpha - \frac{P_n}{G} \frac{z}{l} \quad [34]$$

$$\lambda_2 = \frac{Q_2}{G} = \frac{a}{l} \cos \alpha + \frac{P_n}{G} \frac{z}{l} \quad [35]$$

Współczynnik λ_1 jest to stosunek obciążenia kół osi przedniej w ruchu do ciężaru pojazdu, a współczynnik λ_2 — stosunek obciążenia kół osi tylnej do ciężaru pojazdu. Tak samo przy pomocy wskaźników 1 i 2 oznaczamy współczynniki odciążenia i dociążenia dla osi przedniej i tylnej, czyli

$$m_1 = \frac{Q_1}{G_1} = \cos \alpha - \frac{P_n}{G} \frac{z}{b} \quad [36]$$

$$m_2 = \frac{Q_2}{G_2} = \cos \alpha + \frac{P_n}{G} \frac{z}{a} \quad [37]$$

Uwagi dotyczące wzorów [30] i [31] odnoszą się również do wzorów [34], [35], [36] i [37].

Z równania [27] wynika, że siła napędowa musi być równa sumie sił oporów ruchu.

Aby w danych warunkach drogowych pojazd mógł się poruszać, wartość otrzymanej ze wzoru [27] siły napędowej musi być mniejsza od pewnej maksymalnej wartości, uzależnionej od wartości nacisku kół napędzanych na drogę i od wartości współczynnika przyczepności. W przeciwnym razie nastąpi poślizg kół i ich obrót w miejscu. Wspomniany warunek można przedstawić za pomocą nierówności dla różnych rodzajów napędu

$$\text{Przy napędzie na oś tylną} \quad P_n < Q_2 \mu_0 \quad [38]$$

$$\text{Przy napędzie na oś przednią} \quad P_n < Q_1 \mu_0 \quad [39]$$

$$\text{Przy napędzie na wszystkie osie} \quad P_n < \sum Q_n \mu_0 \quad [40]$$

Od wartości maksymalnej siły na kole zależą wartości współczynników obciążenia osi i współczynników odciążenia lub dociążenia. Wzory dla obliczenia granicznych wartości tych współczynników podane są w tabl. 5. Wartość wysokości z wstawia się zgodnie z uwagą odnoszącą się do wzorów [30] i [31].

Wzory do obliczania granicznych wartości tangensów kątów wzniesienia, na jakie pojazd bez przyczepy lub z przyczepą będzie w stanie wjechać ruchem jednostajnym, podane są w tabl. 6. W tablicy tej podane są oddzielnie wzory dla obliczenia tangensów kątów wzniesień, dla dwóch przypadków, a mianowicie dla ruchu pojazdu po drodze o nawierzchni twardej i miękkiej. Dla obu omawianych przypadków wzory te są różne.

Wpływ rodzaju drogi dla pojazdu ciągnącego przyczepę został pominięty, gdyż na wartość kąta wzniesienia w dużym stopniu wpływa opór przyczepy. W ostatniej kolumnie tablicy 6 podane są wzory do obliczania tangensów kątów wzniesień dla przypadku, kiedy współczynnik oporu toczenia pojazdu ciągnącego i przyczepy znacznie się od siebie różnią; f_p oznacza tu współczynnik oporu toczenia przyczepy.

Na rys. 12 podane są wykresy ilustrujące zależność wyrażonego w procentach wzniesienia ($100 \tan \alpha$), jakie może pokonać ciągnik ciągnący przyczepę od stosunku ciężaru przyczepy do ciężaru pojazdu. Dla ciągników z napędem tylnym stosunek odległości

Tablica 5. Graniczne wartości współczynników obciążenia kół przedniej i tylnej osi pojazdu oraz współczynników zmiany obciążenia

Rodzaj napędu	λ_1	λ_2	m_1	m_2
Napęd tylnej osi	$\frac{b - \mu_0 z}{l - \mu_0 z} \cos \alpha$	$\frac{a}{l - \mu_0 z} \cos \alpha^*$	$\frac{b - \mu_0 z}{l - \mu_0 z} \cdot \frac{l}{b} \cos \alpha$	$\frac{l}{l - \mu_0 z} \cos \alpha^*$
Napęd przedniej osi	$\frac{b}{l + \mu_0 z} \cos \alpha^*$	$\frac{a + \mu_0 z}{l + \mu_0 z} \cos \alpha$	$\frac{l}{l + \mu_0 z} \cos \alpha^*$	$\frac{a + \mu_0 z}{l + \mu_0 z} \cdot \frac{l}{a} \cos \alpha$
Napęd wszystkich osi	$\frac{b - \mu_0 z}{l} \cos \alpha^*$	$\frac{a + \mu_0 z}{l} \cos \alpha^*$	$\frac{b - \mu_0 z}{b} \cos \alpha^*$	$\frac{a + \mu_0 z}{a} \cos \alpha^*$

Współczynniki odnoszące się do osi kół napędzających są oznaczone gwiazdką.

Tablica 6. Wartości tangensów kątów granicznych wzniesień, które pojazd może pokonać

Rodzaj napędu	Pojazd bez przyczepy		Pojazd z przyczepą o ciężarze G_p	
	droga o twardej nawierzchni	droga miękka	$f_p = f$	$f_p \neq f$
Napęd tylnej osi	$\mu_0 \frac{a}{l - \mu_0 c}$	$\mu_0 \frac{a}{l - \mu_0 c} - f$	$\mu_0 \frac{1}{1 + \frac{G_p}{G}} \cdot \frac{a}{l - \mu_0 h} - f$	$\frac{1}{1 + \frac{G_p}{G}} \left[\frac{\mu_0 a}{l - \mu_0 h} - f \right] - f_p \frac{G_p/G}{1 + \frac{G_p}{G}}$
Napęd przedniej osi	$\mu_0 \frac{b}{l + \mu_0 c}$	$\mu_0 \frac{b}{l + \mu_0 c} - f$	$\mu_0 \frac{1}{1 + \frac{G_p}{G}} \cdot \frac{b}{l + \mu_0 h} - f$	$\frac{1}{1 + \frac{G_p}{G}} \left[\frac{\mu_0 b}{l + \mu_0 h} - f \right] - f_p \frac{G_p/G}{1 + \frac{G_p}{G}}$
Napęd wszystkich osi	μ_0	$\mu_0 - f$	$\mu_0 \frac{1}{1 + \frac{G_p}{G}} - f$	$\frac{1}{1 + \frac{G_p}{G}} [\mu_0 - f] - f_p \frac{G_p/G}{1 + \frac{G_p}{G}}$

Tablica 7. Wartości stosunku granicznej siły uciążu do ciężaru pojazdu $\left(\frac{P_{u \max}}{G} \right)$

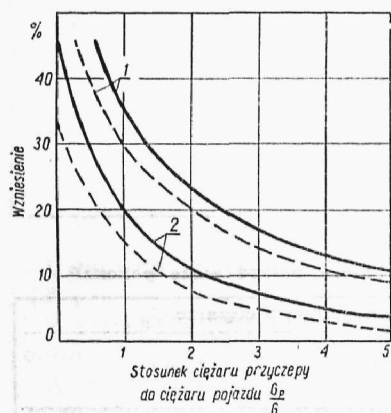
Rodzaj napędu	Droga o twardej nawierzchni		Droga miękka	
	o wzniesieniu α	pozioma	o wzniesieniu α	pozioma
Napęd tylnej osi	$\mu_0 \frac{a \cos \alpha}{l - \mu_0 h} - \sin \alpha$	$\mu_0 \frac{a}{l - \mu_0 h}$	$\mu_0 \frac{a \cos \alpha}{l - \mu_0 h} - \sin \alpha - f \cos \alpha$	$\mu_0 \frac{a}{l - \mu_0 h} - f$
Napęd przedniej osi	$\mu_0 \frac{b \cos \alpha}{l + \mu_0 h} - \sin \alpha$	$\mu_0 \frac{b}{l + \mu_0 h}$	$\mu_0 \frac{b \cos \alpha}{l + \mu_0 h} - \sin \alpha - f \cos \alpha$	$\mu_0 \frac{b}{l + \mu_0 h} - f$
Napęd wszystkich osi	$\mu_0 \cos \alpha - \sin \alpha$	μ_0	$(\mu_0 - f) \cos \alpha - \sin \alpha$	$\mu_0 - f$

środku ciężkości od płaszczyzny normalnej do drogi i przechodzącej przez oś przednią do rozstawu osi jest przyjęty jako równy $0,65 \left(\frac{a}{l} = 0,65 \right)$, zaś stosunek wysokości hałki do rozstawu $\left(\frac{h}{l} \right)$ wynosi 0,33.

W tabl. 7 podane są wartości stosunku siły uciagu pojazdu do ciężaru $\left(\frac{P_u}{G} \right)$ dla różnych rodzajów napędu i różnych warunków drogowych.

Tablice 5, 6 i 7 oraz wykresy na rysunku 12 mają zastosowanie również i do pojazdów trzyosiowych. W tym przypadku należy wartości oznaczone wskaźnikiem 2 odnosić łącznie do obu osi, średniej i tylnej, zaś jako wielkość b wstawić odległość środka

ciężkości od płaszczyzny normalnej do drogi i przechodzącej równoległe do osi pojazdu przez punkt leżący na środku odległości pomiędzy osiami średnią i tylną. Odległość przedniej osi od wspomnianej wyżej płaszczyzny należy wtedy traktować jako rozstaw osi l .



Rys. 12. Zależność wyrażonego w procentach kąta wzniesienia, które może pokonać ciągnik z przyczepą, od wartości stosunku ciężaru przyczepy do ciężaru pojazdu: linia ciągła — napęd na wszystkie osie; linia przerywana — napęd wyłącznie na tylną oś; 1 — droga o twardej nawierzchni ($\mu_0 = 0,75$; $f = 0,02$); 2 — jazda w terenie ($\mu_0 = 0,5$; $f = 0,05$)

2. Równanie ruchu pojazdu

Wartość siły napędowej P_n , leżącą poniżej wartości granicznej, ustalonej przez warunek przyczepności kół napędzanych, zależy od wartości momentu obrotowego silnika oraz od wartości całkowitego przełożenia, współczynnika sprawności mechanicznej przekładni i momentów stycznych sił bezwładności mas wirujących. Przy ruchu niejednostajnym pojazdu wartość siły napędowej może być wyrażona za pomocą następującego wzoru

$$P_n = \frac{M i_c \eta_m}{r_d} - \frac{1}{r_d r_t} (I_s i_c^2 \eta_m + \Sigma I_p i_p^2 \eta_p + \Sigma I_{kn}) \frac{dv}{dt} \quad [41]$$

gdzie: I_s — moment bezwładności mas obrotowych silnika zredukowany do osi wału korbowego w kGmsek^2 ; i_c — całkowite przełożenie pomiędzy wałem silnika a kołami, równe stosunkowi liczby obrotów silnika do liczby obrotów kół napędowych pojazdu; η_m — sprawność mechaniczna układu napędowego pojazdu; I_p — moment bezwładności wirujących mas pośrednich (leżących pomiędzy kołem zamachowym a osią kół napędowych); i_p — przełożenie pomiędzy wałem pośrednim, to jest wałem, do którego osi został sprowadzony moment I_p , a kołami; η_p — sprawność mechaniczna przekładni leżących pomiędzy wałem pośrednim a kołami; ΣI_{kn} — suma momentów bezwładności kół napędzanych.

Dla ruchu opóźnionego przyspieszenie $\frac{dv}{dt}$ należy traktować jako ujemne, wobec czego wartość siły napędowej wypadnie większa niż dla ruchu jednostajnego.

Przyrównując wartości siły napędowej pojazdu do wartości wszystkich sił przeciwdziałających ruchowi (opory ruchu) otrzymujemy równanie ruchu prostoliniowego pojazdu

$$\frac{M i_c \eta_m}{r_d} = G (f \cos \alpha + \sin \alpha) + 0,0625 c_x F v^2 + \delta \frac{G}{g} \frac{dv}{dt} \quad [42]$$

gdzie prędkość jest wyrażona w m/sek, a δ jest to współczynnik uwzględniający wpływ

mas wirujących pojazdu, który wyraża pozorne zwiększenie masy pojazdu poruszającej się ruchem prostoliniowym; masa pozorną $m_0 = \delta \frac{G}{g}$

$$\delta = 1 + \frac{(I_s i_c^2 \eta_m + \Sigma I_v i_p^2 \eta_p + \Sigma I_k) g}{r_d r_t G} \quad [43]$$

Dla samochodów można przyjmować z dostateczną dokładnością

$$\delta = 1 + \frac{(I_s i_c^2 \eta_m + \Sigma I_k) g}{r_d^2 G} \quad [44]$$

W powyższych wzorach ΣI_k oznacza sumę momentów bezwładności wszystkich kół pojazdu.

Wzór [44] można przedstawić w uproszczonej postaci jako funkcję przełożenia

$$\delta = W_1 + W_2 i_c^2 \quad [45]$$

W tabl. 8 podane są wartości momentów bezwładności, ciężarów, promieni bezwładności i stosunków promienia bezwładności do promienia dynamicznego koła dla obra-

Tablica 8. Wartości momentów bezwładności, ciężarów, promieni bezwładności i stosunków promienia bezwładności do dynamicznego promienia koła

Typ samochodu	Masy obrotowe	Moment bezwładności kGm sek ²	Ciężar kG	Promień bezwładności ρ m	$\frac{\rho}{r_d}$
Moskwicz	Wał korbowy, koło zamachowe i sprzęgło	0,0179	26,5	0,081	—
	Koło z oponą 4,50-16, przedni bęben hamulcowy i piasta	0,0842	20,3	0,202	0,666
	Koło z oponą 4,50-16, tylny bęben hamulcowy i piasta	0,0813	19,3	0,204	0,672
	Koło z oponą 5,00-16, przedni bęben hamulcowy i piasta	0,1210	23,3	0,225	0,716
	Koło z oponą 5,00-16, tylny bęben hamulcowy i piasta	0,1190	22,4	0,228	0,725
Warszawa M-20	Wał korbowy, koło zamachowe i sprzęgło	0,0422	44,5	0,096	—
	Koło z oponą 6,00-16 i przedni bęben hamulcowy	0,1410	31,0	0,212	0,616
	Koło z oponą 6,00-16 i tylny bęben hamulcowy	0,1410	31,0	0,212	0,616
ZIS-110	Wał korbowy, koło zamachowe i sprzęgło	0,0720	85,0	0,091	—
	Koło z oponą 7,50-16, przedni bęben hamulcowy i piasta	0,3350	44,5	0,272	0,710
	Koło z oponą 7,50-16, tylny bęben hamulcowy i piasta	0,3300	43,2	0,274	0,718
Lublin 51	Wał korbowy, koło zamachowe i sprzęgło	0,0480	56,0	0,092	—
	Koło z oponą 7,50-20 z przednim bębniem hamulcowym i piastą	0,7750	96,0	0,281	0,630
	Koło bliźniacze z oponami 7,50-20 z tylnym bębniem hamulcowym i piastą	1,42	171,2	0,284	0,638
ZIS-150	Wał korbowy, koło zamachowe i sprzęgło	0,1300	88,4	0,120	—
	Koło z oponą 9,00-20, przedni bęben hamulcowy i piasta	1,2650	138,2	0,300	0,615
	Koło bliźniacze z oponami 9,00-20, tylny bęben hamulcowy i piasta	2,5820	256,4	0,313	0,640
	Koło z oponą terenową 9,00-20, przedni bęben hamulcowy i piasta	1,3300	133,5	0,313	0,640
	Koło bliźniacze z oponami terenowymi 9,00-20, tylny bęben hamulcowy i piasta	2,6920	247,0	0,320	0,652

Tablica 8 (cd.)

Typ samochodu	Masy obrotowe	Moment bezwładności kGm sek ²	Ciężar kG	Promień bezwładności ρ m	$\frac{\rho}{r_d}$
JAZ-200	Wał korbowy, koło zamachowe i sprzęgło	0,3100	157,5	0,138	—
	Koło z oponą terenową, 12,00-20, przedni bęben hamulcowy i piasta	2,6790	215,0	0,350	0,635
	Koło bliźniacze z oponami terenowymi 12,00-20 tylny bęben hamulcowy i piasta	5,2880	419,0	0,352	0,640

Tablica 9. Wartości współczynników mas obrotowych

Typ samochodu	Obciążenie	Całkowity ciężar samochodu	Rodzaj i rozmiary opon	W_1	W_2	Współczynnik mas obrotowych					Uwagi
						I bieg	II bieg	III bieg	IV bieg	V bieg	
Moskwicz	4 ludzi	1145	5,00-16	1,041	0,037	1,511	1,152	1,078	—	—	
Warszawa M-20	5 ludzi	1835	6,00-16	1,025	0,046	1,392	1,144	1,072	—	—	$i_0=5,125$ $i_1=2,82$ $i_{II}=1,604$
ZIS-110	7 ludzi	2950	7,50-16	1,030	0,029	1,200	1,097	1,059	—	—	
Lublin 51	2,5 tonny	5360	7,50-20	1,041	0,017	1,738	1,203	1,090	1,058	—	
ZIS-150	bez ładunku	4125	9,00-20	1,078	0,065	3,621	1,797	1,313	1,143	1,121	w kabinie 3 ludzi
"	4 tonny	8125	9,00-20	1,039	0,033	2,33	1,405	1,159	1,073	1,061	
JAZ-200	bez ładunku	6725	12,00-20	1,076	0,085	4,316	2,060	1,349	1,161	1,128	w kabinie 3 ludzi
	7 tonn	13725	12,00-20	1,037	0,042	2,625	1,519	1,171	1,079	1,063	opony terenowe

cających się części różnych samochodów produkcji radzieckiej, a w tabl. 9 umieszczone są wartości wskaźników W_1 i W_2 ze wzoru [45] i współczynników mas wirujących dla różnych typów samochodów i różnych biegów.

Wartość momentu obrotowego silnika w czasie rozbiegu pojazdu, kiedy wał silnika posiada określone przyspieszenie kątowe $\frac{d\omega}{dt}$, różni się od wartości momentu obrotowego odpowiadającej tej samej liczbie obrotów, lecz uzyskanej z pomiaru na hamowni w warunkach ustalonych (ustalona temperatura i stała liczba obrotów). Moment silnika uzyskiwany przy ruchu przyspieszonym silnika jest zwykle mniejszy od odpowiedniego momentu uzyskiwanego na hamowni. Na podstawie doświadczeń może on być określony z następującego wzoru

$$M_p = M - I_T \frac{d\omega}{dt} \quad [46]$$

Współczynnik I_T ma wymiar momentu bezwładności (kGmsek²). Jest on funkcją temperatury silnika i współczynnika nadmiaru powietrza. Wartość tego współczynnika dla silników gaźnikowych waha się w granicach od 0,1 do 0,25.

W celu uwzględnienia w równaniu ruchu prostoliniowego pojazdu rzeczywistej wartości momentu obrotowego przy rozbiegu pojazdu należy powiększyć odpowiednio współczynnik mas wirujących pojazdu δ i obliczać go według wzorów

$$\delta = 1 + \frac{[(I_s + I_T) i_c^2 \eta_m + \Sigma I_p i_p^2 \eta_p + \Sigma I_k] g}{r_a r_t G} \quad [47]$$

lub dla samochodu drogowego bez przyczepy, gdy poślizg kół jest nieznaczny

$$\delta = 1 + \frac{[(I_s + I_T) i_c^2 \eta_m + \Sigma I_k] g}{r_d^2 G} \quad [48]$$

Współczynnik sprawności układu napędowego określa się przez stosunek mocy uzyskiwanej na kołach napędowych pojazdu do mocy silnika mierzonej na kole zamachowym, przy ruchu jednostajnym, a więc

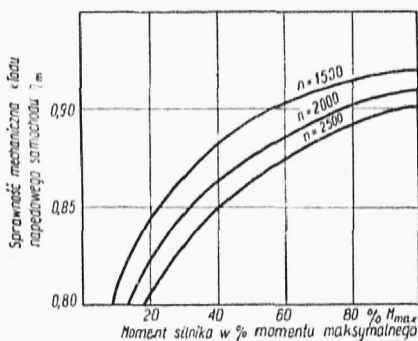
$$\eta_m = \frac{N_k}{N_e} \quad [49]$$

Współczynnik sprawności układu napędowego jest iloczynem współczynników sprawności poszczególnych zespołów układu napędowego pojazdu

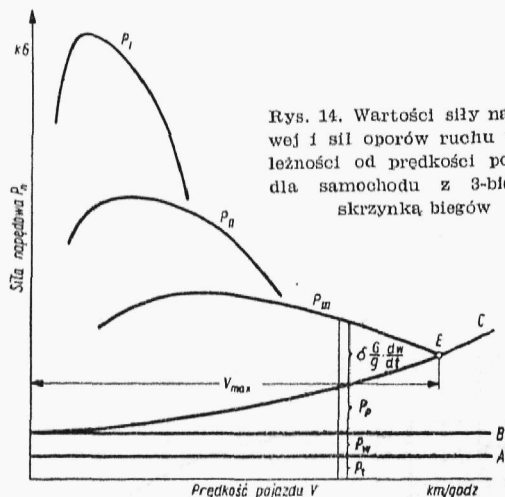
$$\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \quad [50]$$

Wartość współczynnika sprawności układu napędowego zależy od ilości i konstrukcji przekładni, dokładności ich wykonania, od gatunku zastosowanego oleju oraz od czynników zmiennych, to jest temperatury oleju, szybkości ruchu pojazdu i wartości przenoszonego momentu. Dla samochodów osobowych i ciężarowych wartość współczynnika sprawności mechanicznej η_m waha się w granicach od 0,75 do 0,92.

Na rysunku 13 przedstawiono wykresy ilustrujące zależność wartości współczynnika sprawności mechanicznej od wartości przenoszonego momentu i od prędkości obrotów silnika. Głównymi składnikami mocy straconej w przekładniach pojazdu są straty mocy na tarcie międzyzębne w kołach zębatych i straty na tarcie i uderzenia kół zębatych o olej.



Rys. 13. Zależność współczynnika sprawności mechanicznej układu napędowego samochodu od stopnia obciążenia silnika



Rys. 14. Wartości siły napędowej i sił oporów ruchu w zależności od prędkości pojazdu dla samochodu z 3-biegową skrzynką biegów

Na rys. 14 przedstawiono wykresy ilustrujące wartości poszczególnych składników równania ruchu w funkcji prędkości pojazdu. Prosta A przedstawia siłę oporu toczenia, przy czym współczynnik oporu toczenia przyjęto za stały, niezależny od prędkości. Prosta B przedstawia sumę sił oporu toczenia i oporu wzniesienia, krzywa C zaś przedstawia sumę sił oporu wzniesienia, toczenia i powietrza, czyli całkowitą siłę oporu przy ruchu pojazdu. Krzywe P_I , P_{II} i P_{III} przedstawiają wartości największych sił napędowych dla odpowiednich biegów pojazdu zaopatrzonego w stopniową trzybiegową skrzynkę biegów. Krzywe te przebiegają podobnie jak krzywa momentu obrotowego silnika w funkcji obrotów przy jego pełnym obciążeniu, gdyż wartość siły napędowej jest wprost proporcjonalna do wartości momentu obrotowego silnika.

Odcinki rzędnych omawianego wykresu, zawarte pomiędzy krzywą C a odpowiednią krzywą P , przedstawiają w odpowiedniej skali największe możliwe wartości sił, które mogą być użyte do pokonania oporu bezwładności lub oporu wzniesienia przy założeniu, że podane na wykresie wartości sił napędowych nie są większe od sił dopuszczalnych ze względu na przyczepność kół do drogi.

Wykres przedstawiony na rys. 14 daje pełny obraz zmiany poszczególnych wartości wchodzących w skład równania ruchu pojazdu w funkcji jego prędkości. Odcięta punktu przecięcia się krzywej P_{III} z krzywą C określa maksymalną wartość prędkości pojazdu.

3. Charakterystyka dynamiczna samochodu

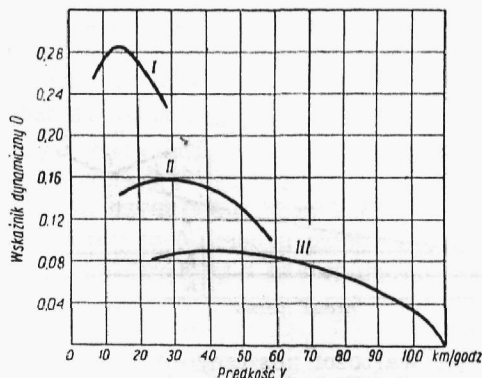
Przy analizie i porównywaniu własności trakcyjnych samochodów nie jest wygodne posługiwanie się równaniem ruchu [42], gdyż zawiera ono szereg danych konstrukcyjnych. Przegrupowując odpowiednie wartości tego równania i dzieląc je przez ciężar pojazdu, otrzymamy równanie

$$\frac{P_n - P_p}{G} = \psi + \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt} \quad [51]$$

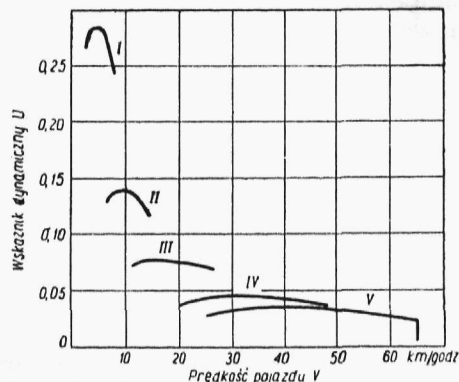
W równaniu tym $\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha$. Przy niewielkich kątach wzniesień (poniżej 10°) możemy z dostateczną dokładnością przyjmować $\psi = f + w$. Wartość umieszczoną po lewej stronie wzoru [51], stanowiącą różnicę siły napędowej i oporu powietrza, odniesioną do jednostki ciężaru pojazdu przyjęto nazywać *wskaźnikiem dynamicznym samochodu* i oznaczać przez D . Dla pojazdu poruszającego się ruchem jednostajnym wzór [51] przybiera postać

$$D = f + w \quad [52]$$

Obliczone wartości wskaźnika dynamicznego danego pojazdu dla różnych biegów i prędkości ruchu, naniesione na wykresie w odpowiedniej skali, nazywamy *charakterystyką dynamiczną pojazdu*.



Rys. 15. Charakterystyka dynamiczna samochodu osobowego M-20 Warszawa z 3-biegową skrzynką biegów



Rys. 16. Charakterystyka dynamiczna 7-tonowego samochodu ciężarowego z 5-biegową skrzynką biegów

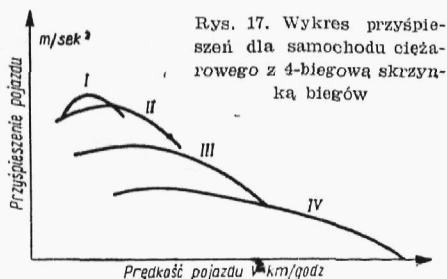
Przykład charakterystyki dynamicznej osobowego samochodu z silnikiem gaźnikowym, zaopatrzonego w trzybiegową skrzynkę biegów przedstawiony jest na rys. 15. Z wykresu tego możemy odczytywać wartości wskaźnika dynamicznego dla obranej prędkości pojazdu i odpowiedniego biegu. Na podstawie równania [51] możemy od razu określić, jakie największe wzniesienie może nasz pojazd pokonać przy obranej prędko-

ści ruchu i danym współczynniku f lub jakie największe przyspieszenie może on osiągnąć na danej drodze. W ostatnim wypadku musimy mieć na uwadze zastrzeżenie podane wyżej w stosunku do wartości momentu obrotowego przy niejednostajnym ruchu silnika.

Na rys. 16 przedstawiono charakterystykę dynamiczną samochodu ciężarowego z silnikiem wysokoprężnym.

4. Obliczanie przyspieszeń pojazdu

Na rys. 17 przedstawiono wykres przyspieszeń dla samochodu ciężarowego z czterobiegową skrzynką biegów. Ze względu na to, że współczynnik δ dla niższych biegów jest znacznie większy niż dla biegów wyższych, wartości przyspieszenia nie rosną w tym samym stopniu co wskaźnik dynamiczny. Przy przekroczeniu wartości przełożenia ponad pewną granicę otrzymamy zmniejszenie wartości przyspieszeń. Krańcową wartość przełożenia, po przekroczeniu której nie można uzyskać wzrostu przyspieszenia pojazdu, możemy otrzymać przez zróżniczkowanie równania ruchu względem przełożenia i przyrównanie znalezionej pochodnej przyspieszenia pojazdu do zera. Wielkość tego przełożenia podaje wzór



Rys. 17. Wykres przyspieszeń dla samochodu ciężarowego z 4-biegową skrzynką biegów

$$i_{opt} = \frac{G \psi r_t}{M \eta_m} + \sqrt{\left(\frac{G \psi r_t}{M \eta_m} \right)^2 + \frac{G r_t^2 + g \Sigma I_k}{(I_s + I_T) \eta_m g}} \quad [53]$$

gdzie: I_s — moment bezwładności obracających się części silnika zredukowany do osi wału korbowego (tabl. 8); I_T — współczynnik o takim samym wymiarze jak moment bezwładności, charakteryzujący spadek momentu obrotowego przy rozbiegu silnika w porównaniu z momentem obrotowym tego silnika mierzonym przy ruchu jednostajnym.

Dla celów praktycznych można używać wzoru uproszczonego, zapewniającego zupełnie dostateczne przybliżenie, przyjmując, że $\psi = 0$

$$i_{opt} = \sqrt{\frac{G r_t^2 + g \Sigma I_k}{(I_s + I_T) \eta_m g}} \quad [54]$$

5. Rachunkowa metoda analizy równania ruchu prostoliniowego pojazdu

Z analizy doświadczalnych krzywych zależności siły napędowej od prędkości ruchu pojazdu wynika, że siłę napędową można przedstawić w postaci następującej funkcji prędkości ruchu pojazdu

$$P_n = A + bv + Cv^2 \quad [55]$$

gdzie: v — prędkość pojazdu w m/sec; A, b, C — współczynniki równania. Wartość współczynników występujących w tym równaniu znajduje się przez zanalizowanie krzywych momentu obrotowego silnika uzyskanych doświadczalnie.

Na podstawie równania [55] można przedstawić równanie ruchu prostoliniowego pojazdu [42] w następującej postaci

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta G} (a + bv + cv^2) \quad [56]$$

gdzie: $a = A - G\psi$; $c = C - 0,0625 c_x F$; c_x — współczynnik oporu powietrza.

Maksymalna prędkość samochodu wyniesie

$$v_{max} = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2c} \quad [57]$$

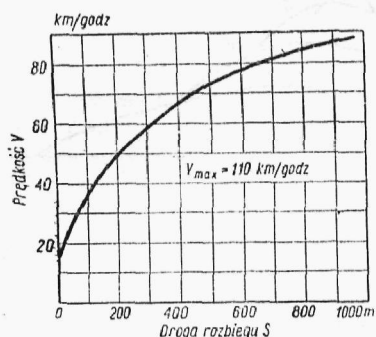
Maksymalny współczynnik oporu drogowego jaki pojazd może pokonać

$$\varphi_{max} = \frac{1}{G} \left(a - \frac{b^2}{2c} \right) \quad [58]$$

Odpowiednia prędkość ruchu pojazdu, przy której może on pokonywać maksymalny opór drogowy

$$v_{\psi} = -\frac{b}{2c} \quad [59]$$

Wyrażony w sekundach czas rozbiegu pojazdu od prędkości v_1 do prędkości v_2 przy stałym przełożeniu układu napędowego



Rys. 18. Wykres drogi rozbiegu dla samochodu M-20 Warszawa

$$t = \frac{\delta G}{g} \frac{1}{\sqrt{b^2 - 4ac}} \left(\ln \frac{2cv_2 + b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2cv_1 + b - \sqrt{b^2 - 4ac}} - \ln \frac{2cv_2 + b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2cv_1 + b + \sqrt{b^2 - 4ac}} \right) \quad [60]$$

Wyrażona w metrach droga rozbiegu pojazdu od prędkości v_1 do prędkości v_2 przy stałym przełożeniu układu napędowego

$$S = \frac{\delta G}{g} \frac{1}{\sqrt{b^2 - 4ac}} \left(\frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2c} \cdot \ln \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac} - 2cv_2}{-b + \sqrt{b^2 - 4ac} - 2cv_1} - \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2c} \cdot \ln \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac} - 2cv_2}{-b - \sqrt{b^2 - 4ac} - 2cv_1} \right) \quad [61]$$

Wykres drogi rozbiegu na trzecim biegu od prędkości 15 km/godz do prędkości 90 km/godz dla samochodu M-20 Warszawa przedstawiony jest na rys. 18.

6. Hamowanie samochodu

Główną siłą hamującą jest siła tarcia (przyczepności), skierowana przeciwnie do kierunku ruchu pojazdu. Jest to reakcja drogi przyłożona do kół samochodu w płaszczyźnie jezdni i wywołana przez moment hamujący M_H przyłożony do kół. Wpływ oporu powietrza na długość drogi hamowania pojazdu przy normalnie stosowanych prędkościach ruchu samochodów jest nieznaczny (rys. 19.) Wartość całkowitej siły hamującej, działającej na samochód poruszający się po drodze poziomej, można przedstawić w następujący sposób

$$P_H = G \gamma_H \quad [62]$$

Współczynnik γ_H (jednostkowa siła hamująca) jest zwykle mniejszy od współczynnika przyczepności μ_0 nawet przy hamulcach działających na wszystkie koła.

Opóźnienie hamowania można określić z następującej zależności

$$\frac{dv}{dt} = g \gamma_H \quad [63]$$

Maksymalną wartość współczynnika γ_H oblicza się na podstawie dalej przytoczonych wzorów w zależności od wartości współczynnika przyczepności μ_0 . Dla pojazdu dwuosowego z hamowaną tylko tylną osią

$$\gamma_{H \max} = \frac{\mu_0 \frac{a}{l}}{1 - \mu_0 \frac{c}{l}} \quad [64]$$

Dla pojazdu dwuosowego z hamowaną tylko przednią osią

$$\gamma_{H \max} = \frac{\mu_0 \frac{b}{l}}{1 - \mu_0 \frac{c}{l}} \quad [65]$$

Dla pojazdu dwuosowego z hamulcami działającymi na koła obu osi wartość maksymalna współczynnika γ_H może być równa współczynnikowi przyczepności tylko przy jednej szczególnej wartości tego współczynnika. Wartość tę nazywamy optymalną wartością współczynnika przyczepności dla danego pojazdu; oblicza się ją ze wzoru

$$\mu_{opt} = \frac{\frac{\alpha}{\alpha + 1} - \frac{b}{l}}{\frac{c}{l}} \quad [66]$$

gdzie: b — odległość środka ciężkości od płaszczyzny prostopadłej do drogi przechodzącej przez tylną oś; l — rozstaw osi; c — wysokość środka ciężkości pojazdu; $\alpha = \frac{M_{H1}}{M_{H2}}$ — stosunek momentu hamującego kół przedniej osi pojazdu do momentu hamującego kół tylnej osi.

W obecnie stosowanych samochodach wartość wskaźnika α jest ustalona przez wymiary i konstrukcję hamulców osi przedniej i tylnej oraz mechanizmu uruchamiającego hamulce i nie może być zmieniana w zależności od warunków ruchu pojazdu.

Maksymalne wartości współczynnika γ_H dla samochodu o obu osiach hamowanych oblicza się w zależności od wartości współczynnika przyczepności na podstawie wzoru

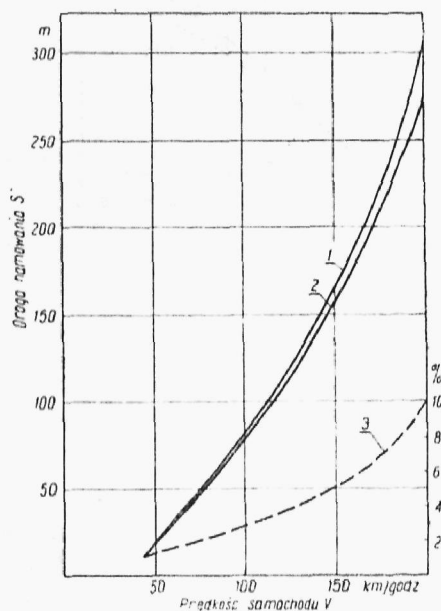
$$\gamma_{H \max} = \frac{\mu_0 \frac{b}{l}}{\frac{\alpha}{1 + \alpha} - \mu_0 \frac{c}{l}} \quad [67]$$

Wzór [67] jest ważny dla wartości $\gamma_H < \mu_{opt}$. Dla wartości $\gamma_H > \mu_{opt}$ należy stosować wzór [68]

$$\gamma_{H \max} = \frac{\mu_0 \frac{a}{l}}{\frac{1}{1 + \alpha} + \mu_0 \frac{c}{l}} \quad [68]$$

W tabl. 10 i 11 podano szereg danych liczbowych dotyczących układu hamowania dla niektórych samochodów osobowych i ciężarowych. Na rys. 20 podano wykresy ilustrujące zależność współczynnika γ_H od współczynnika przyczepności.

Na drogach o współczynniku przyczepności mniejszym od μ_{opt} , w przypadku nagłego zahamowania, następuje ślizganie się kół przednich, a na drogach o współczynni-



Rys. 19. Wielkości drogi hamowania samochodu: 1 — bez uwzględnienia oporu powietrza; 2 — z uwzględnieniem oporu powietrza; 3 — procentowe zmniejszenie drogi hamowania na skutek działania oporu powietrza

ku przyczepności większym od μ_{opt} nastąpi najpierw ślizganie się kół tylnej osi. Tylko w przypadku, gdy wartość współczynnika przyczepności kół samochodu do drogi równa jest wartości optymalnej dla danego samochodu, graniczna siła przyczepności zostanie osiągnięta jednocześnie na obwodzie kół obu osi. W razie przekroczenia tej siły nastąpi równoczesne ślizganie się kół obu osi pojazdu.

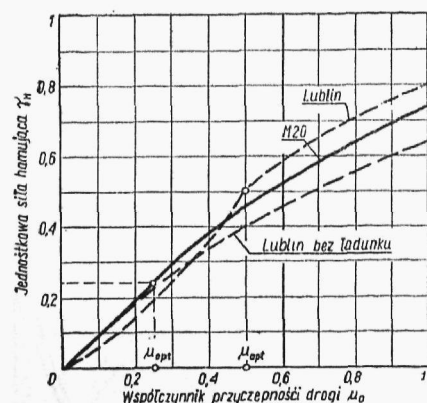
Aby przy wszystkich spotykanych wartościach współczynnika przyczepności można było uzyskać $\gamma_H = \mu_0$, należałoby zastosować zmienne przełożenie pomiędzy hamulcami na poszczególnych osiach; każdorazowa wartość tego przełożenia musiałaby zależeć od wartości opóźnienia pojazdu wg poniższego wzoru

$$a_{opt} = \frac{\frac{b}{c} + \gamma_H}{\frac{a}{c} - \gamma_H} = \frac{\frac{b}{c} + \frac{dv}{dt} \frac{1}{g}}{\frac{a}{c} - \frac{dv}{dt} \frac{1}{g}} \quad [69]$$

Drogę hamowania samochodu w metrach można w przybliżeniu określić z następującego równania

$$S = (t_1 + t_2) \frac{V}{3,6} + \frac{V^2}{255 \gamma_H} \quad [70]$$

gdzie: V — prędkość ruchu pojazdu w km/godz; t_1 — czas reakcji kierowcy w sek (czas ten zawiera się w granicach od 0,4 do 1 sek); t_2 — czas opóźnienia działania mechanizmu uruchamiającego hamulce i czas uruchamiania działania ha-



Rys. 20. Zależność jednostkowej siły hamującej od współczynnika przyczepności drogi

mulców; czas t_2 można przyjmować dla hydraulicznego układu uruchamiającego hamulce jako równy 0,2 sek, a dla pneumatycznego układu uruchamiającego hamulce — jako równy ok. 0,8 sek.

Na rys. 21 przedstawiono wykres pozwalający określić drogę hamowania pojazdu dla różnych wartości prędkości ruchu i dla różnych wartości współczynników γ_H i czasów $t_1 + t_2$.

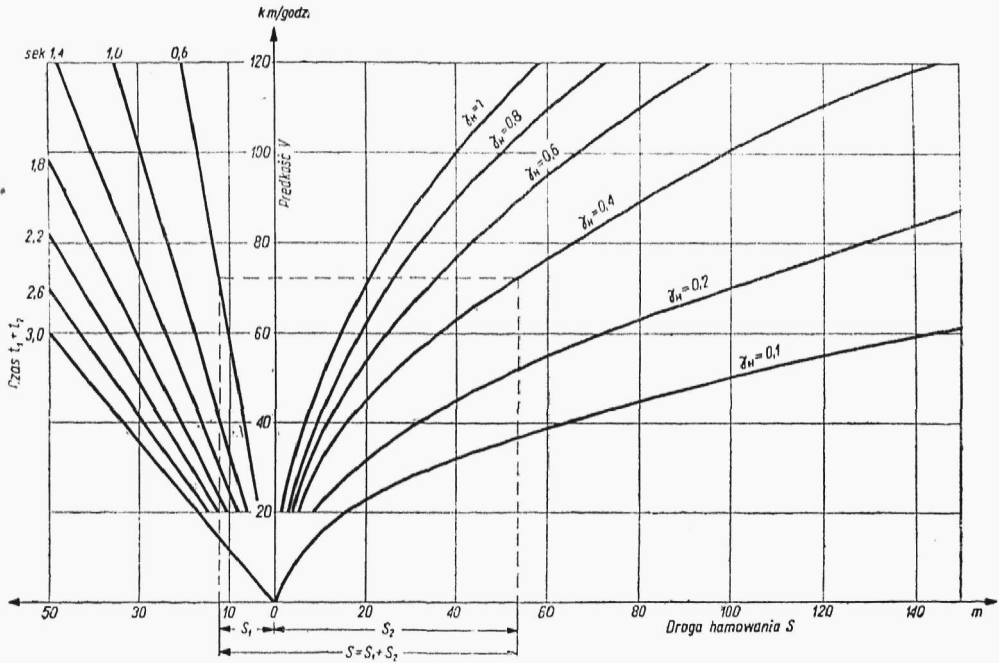
Całkowitą wartość drogi hamowania uzyskuje się jako sumę wartości S_1 i S_2 . Drogę S_1 określa się dla przyjętej prędkości samochodu i założonych wartości czasów t_1 i t_2 . Każda z prostych po lewej stronie wykresu odpowiada określonej wartości sumy t_1 i t_2 . Drogę S_2 określa się przy pomocy krzywych zbudowanych dla określonych wartości jednostkowych sił hamujących γ_H . Odpowiednią wartość γ_H dobiera się w zależności od wartości współczynnika przyczepności dla danej drogi (wzory 64 do 68 i wykres 20).

Tablica 10. Wartości stosunku momentu hamującego kół osi przedniej do momentu hamującego kół osi tylnej dla samochodów produkcji radzieckiej i polskiej

Typ samochodu	$\alpha = \frac{M_{H1}}{M_{H2}}$	$\frac{b}{l}$	$\frac{c}{l}$	μ_{opt}	Uwagi
Moskwicz	1,17	0,509 0,474	0,238 0,273	0,126 0,238	bez pasaż. z pełnym obciążeniem
Warszawa M-20	1,14	0,506 0,470	0,229 0,234	0,140 0,256	bez pasaż. z pełnym obciążeniem
ZIS-110	1,27	0,494 0,461	0,173 0,129	0,376 0,520	bez pasaż. z pełnym obciążeniem
Lublin 51	0,85	0,480 0,299	0,253 0,318	< 0 0,503	bez ładunku z ładunkiem

Tablica 11. Wartości współczynnika α dla samochodów osobowych produkcji amerykańskiej 1952 roku

Buick	1,18
Cadillac, Chevrolet, Kaiser, Mercury	1,27
Oldsmobil	1,38
Chrysler, De Soto, Dodge, Nash, Packard, Plymouth, Pontiac	1,5
Ford, Studebaker	1,63
Willys	1,85



Rys. 21 Wykres wartości drogi hamowania

7. Bilans mocy pojazdu

Moc efektywną, którą dostarcza silnik pojazdu można przedstawić w postaci sumy mocy oporów ruchu pojazdu, mocy oporów bezwładności pojazdu i jego obracających się elementów, mocy traconej na pokonanie oporów tarcia w mechanizmach napędowych, mocy traconej na tarcie wskutek poślizgu elementów napędowych oraz mocy uciągu. Równanie takie przedstawia bilans mocy pojazdu wyrażonej w KM

$$N_e = N_m + N_t + N_w + N_p + N_b + N_u + N_s \quad [71]$$

gdzie: $N_m = (1 - \eta_m) N_e$ — moc tracona na tarcie w układzie napędowym;

$N_t = f G \cos \alpha \frac{v}{270}$ — moc oporów toczenia;

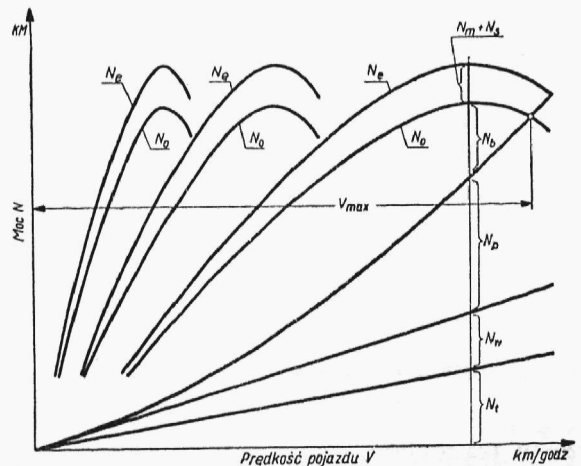
$N_w = G \sin \alpha \frac{v}{270}$ — moc oporów wzniesienia;

$N_p = \frac{c_x F v^3}{68250}$ — moc oporów powietrza;

$N_b = \delta \frac{G}{g} \frac{dv}{dt} \frac{v}{270}$ — moc oporów bezwładności;

$N_u = \frac{P_u v}{270}$ — moc uciągu (moc mierzona na haku pojazdu);

$N_s = (N_t + N_w + N_p + N_b + N_u) \left(\frac{v_0 - v}{v} \right) = (N_t + N_w + N_p + N_b + N_u) \frac{s}{1-s}$ — moc strat tarcia wskutek poślizgu.



Rys. 22. Bilans mocy pojazdu z 3-biegową skrzynką biegów w zależności od prędkości pojazdu

Przy zastosowaniu przyczep moc uciagu wyniesie

$$N_u = \left[G_p (f_p \cos \alpha + \sin \alpha) + \delta_p \frac{G_p}{g} \frac{dv}{dt} + 0,3 \cdot c_x \cdot 0,0048 F V^2 \right] \frac{V}{270}$$

Po wprowadzeniu do równania [71] wartości poszczególnych składowych otrzymamy

$$N_e \eta_m (1 - s) = \left(f G \cos \alpha + G \sin \alpha + 0,0048 c_x F V^2 + \delta \frac{G}{g} \frac{dv}{dt} + P_u \right) \frac{V}{270} \quad [72]$$

Na rysunku 22 przedstawiono wykres ilustrujący przebieg zmian poszczególnych składowych bilansu mocy w funkcji prędkości ruchu pojazdu. Wartości mocy N_e , N_w , N_p i N_b na tym wykresie są obliczone łącznie dla pojazdu i dla przyczep.

Symbolem N_o oznaczono moc, jaką pojazd dysponuje do pokonania oporów ruchu. $N_o = N_e \eta_m \eta_s$, gdzie $\eta_s = 1 - s$ — *sprawność kinematyczna*, czyli współczynnik wykazujący straty na poślizg.

Wartość współczynnika η_s dla samochodów bez przyczepy poruszających się po drodze o twardej nawierzchni jest bliska jedności, a mianowicie wynosi 0,97 — 0,98, dla pojazdu zaś ciągnącego ciężką przyczepę po miękkim terenie wartość tego współczynnika wynosi 0,7 — 0,9, a w niektórych przypadkach nawet jeszcze mniej. Przy braku poślizgu, to jest przy $\eta_s = 1$, moc N_o równa jest mocy na kołach $N_k = N_e \eta_m$.

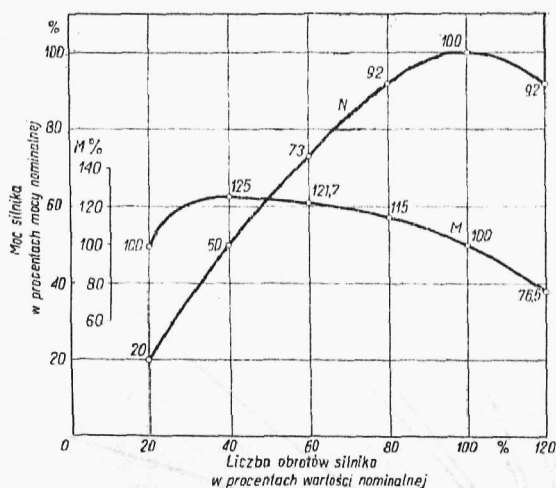
8. Obliczenie trakcyjne samochodu

Moc maksymalną silnika dla projektowanego samochodu o określonych danych oblicza się wg wzoru

$$N_e = \left[\frac{\psi G V_{max}}{270} + \frac{c_x F V_{max}^3}{56250} \right] \frac{1}{\kappa \eta_m \eta_s} \text{ KM} \quad [73]$$

gdzie: ψ — współczynnik całkowitego oporu drogowego dla drogi, na której pojazd ma osiągnąć żadaną maksymalną prędkość V_{max} ; κ — współczynnik równy stosunkowi wartości mocy silnika przy maksymalnej prędkości pojazdu, do wartości maksymalnej mocy silnika; współczynnik ten przy obliczeniach wstępnych można przyjmować jako równy 0,9. Wartość η_s można przyjmować dla samochodów drogowych w granicach 0,97 — 0,98 (bez uwzględnienia ewentualnych strat poślizgu w mechanizmach napędowych).

W praktyce najczęściej wykonuje się obliczenia trakcyjne, mające na celu dobranie przełożeń w mechanizmach napędowych pojazdu. W tego rodzaju obli-



Rys. 23. Względna graniczna charakterystyka silnika gaźnikowego

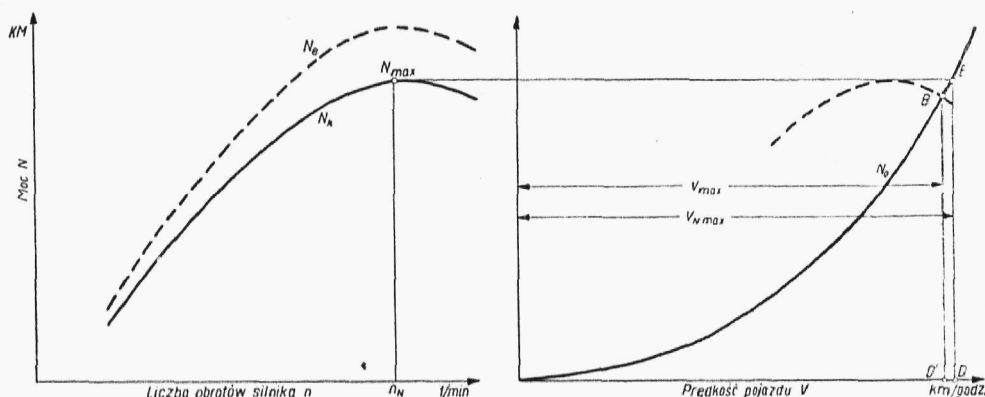
czeniu trakcyjnym przyjmuje się jako zadane charakterystyki silnika i pojazdu (ciężar pojazdu, rodzaj i wymiary opon, kształt i wymiary nadwozia).

Na rysunku 23 przedstawiono względną (bezwymiarową) charakterystykę graniczną nowoczesnych silników gaźnikowych. Charakterystyką tą można się posługiwać w przypadku, gdy obliczający nie rozporządza rzeczywistą charakterystyką danego silnika, lecz zna jedynie wartość mocy maksymalnej i liczbę obrotów odpowiadającą tej wartości.

a. Obliczenie wartości przełożenia układu napędowego na biegu najwyższym oraz maksymalnej prędkości pojazdu

Przełożeniem układu napędowego albo przełożeniem całkowitym pojazdu będziemy nazywać stosunek liczby obrotów silnika do liczby obrotów kół napędowych pojazdu. Dla obliczenia wartości przełożenia całkowitego na biegu najwyższym można polecić metodę wykreślną jako najbardziej prostą i poglądową (rys. 24).

Po lewej stronie budujemy graniczną charakterystykę mocy silnika w funkcji liczby obrotów. Po przemnożeniu wartości mocy N_e z tej charakterystyki przez wartości współczynnika sprawności mechanicznej układu napędowego pojazdu, otrzymamy wartości odpowiednich rzędnych krzywej mocy granicznej na kołach napędowych pojazdu (przy jego ruchu jednostajnym). Na podstawie otrzymanych wartości budujemy tę krzywą oznaczoną symbolem N_k . Wartość współczynnika sprawności mechanicznej układu napędowego pojazdu dla obliczeń trakcyjnych przyjmuje się równą 0,85 dla samochodów drogowych i 0,8 dla samochodów terenowych. Wpływ strat poślizgu został pominięty.



Rys. 24. Wykreślna metoda wyznaczania prędkości maksymalnej samochodu

Po prawej stronie rysunku budujemy wykres mocy zapotrzebowanej N_o przez pojazd przy ruchu jednostajnym na drodze poziomej. Moc ta składa się z mocy oporów toczenia i z mocy traconej na pokonanie oporów powietrza. Wartość współczynnika oporu powietrza c_x przyjmuje się w zależności od kształtu i konstrukcji nadwozia pojazdu.

Wartość współczynnika oporu toczenia przy ruchu samochodu na nawierzchni twardej można obliczać według niżej podanego wzoru opracowanego na podstawie danych doświadczalnych

$$f = 0,0165 [1 + 0,0062 (V - 48)] \quad [74]$$

gdzie V — prędkość w km/godz. Przyjmuje się często stałą wartość $f = 0,02$.

Odcięta punktu przecięcia linii równoległej do osi odciętych i stycznej do krzywej mocy N_k z krzywą mocy zapotrzebowanej wyznacza największą możliwą do uzyskania wartość prędkości pojazdu V_{Nmax} (w danych warunkach drogowych). Odcięta punktu styczności po lewej stronie wykresu wyznacza wartość liczby obrotów n_N odpowiadającą mocy nominalnej.

Do obliczenia szukanej wartości przełożenia całkowitego posłużymy się zależnością pomiędzy prędkością pojazdu a liczbą obrotów silnika

$$V = \frac{r_t}{2,65} \frac{n}{i_c} \quad [75]$$

Na podstawie uzyskanych z wykresu wartości n_N i V_{Nmax} otrzymamy z wzoru [75] wartość całkowitego przełożenia na najwyższym biegu, zapewniającą uzyskanie największej możliwej dla danych warunków prędkości

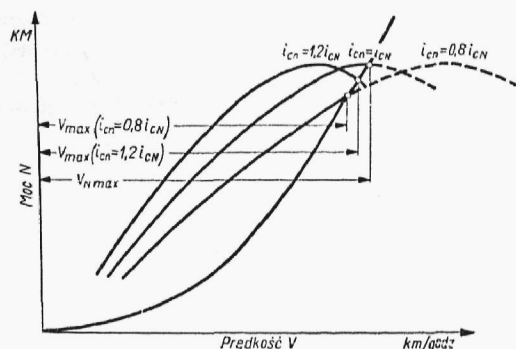
$$i_{cN} = \frac{r_t}{2,65} \frac{n_N}{V_{Nmax}} \quad [76]$$

W rzeczywistości stosuje się zwykle większe o 15 do 25% wartości przełożenia całkowitego na biegu najwyższym niż wyliczone ze wzoru [75]

$$i_{cn} = (1,15 \div 1,25) i_{cN} \quad [77]$$

W ten sposób uzyskujemy znacznie podwyższone wartości mocy rozbiegu samochodu.

Na rys. 25 pokazane są graniczne krzywe mocy na kołach napędowych w funkcji prędkości pojazdu dla trzech różnych wartości przełożenia: $i_{cn} = i_{cN}$, $i_{cn} = 1,20 i_{cN}$, $i_{cn} = 0,8 i_{cN}$. Różnice rzędnych tych krzywych i rzędnych mocy zapotrzebowanej dla ruchu jednostajnego pojazdu wskazują wartości mocy, którą może być użyta na rozbieg samochodu. Widzimy więc, że przy zastosowaniu większego przełożenia poprawiają się znacznie własności dynamiczne pojazdu.



Rys. 25. Zależność wartości mocy silnika od prędkości ruchu pojazdu dla 3 różnych wartości przełożenia całkowitego

Wartości rzeczywistej prędkości maksymalnej pojazdu V_{max} przy zastosowaniu przełożenia i_c można wyznaczyć przenosząc odpowiednią część wykresu mocy maksymalnej na kołach napędowych na prawą stronę wykresu 24. Rzędne wykresu pozostają bez zmiany zaś odpowiednie odcięte należy przeliczyć według wzoru

$$V = \frac{r_t}{2,65} \frac{n}{i_{cn}}$$

Odcięta punktu przecięcia się krzywych mocy da nam szukaną wartość maksymalnej prędkości V_{max} .

Niekorzystną stroną zwiększenia wartości przełożenia układu napędowego stanowi wzrost liczby obrotów wału silnika na jeden kilometr drogi przebytej przez samochód. Odpowiednie liczby obrotów dla samochodów produkcji radzieckiej podane są w tabl. 12. W tabelicy tej umieszczone są również wartości współczynnika szybkobieżności silnika, czyli stosunku liczby obrotów silnika do prędkości pojazdu na biegu bezpośrednim w km/godz. Nadmierne zwiększenie wartości przełożenia układu napędowego wpływa

Tablica 12. Wartości współczynnika szybkobieżności silnika i liczba obrotów wału korbowego silnika na 1 kilometr przebytej drogi, dla różnych samochodów produkcji radzieckiej

Rodzaj samochodu	Typ samochodu	i_s	Wymiary opon	$\frac{n}{V}$	Liczba obrotów silnika na 1 km
Osobowy	Moskwicz	5,14	4,50-16	45,4	2730
	M-20	5,125	6,00-16	40,4	2420
	ZIS-110	4,36	7,50-16	31,0	1870
Ciężarowy	GAZ-51	6,67	7,50-20	40,2	2538
	ZIS-5	6,41	34×7	41,1	2478
	ZIS-150	7,63	9,00-20	44,3	2660
	JAZ-200	8,21	12,00-20	45,1	2718

też niekorzystnie na wielkość zużycia paliwa przez pojazd, gdyż zwiększenie wartości przełożenia zmniejsza stopień obciążenia silnika przy tej samej prędkości pojazdu.

Zasady doboru przełożenia układu napędowego zależą też od rodzaju zastosowanej skrzynki biegów. Wzór [77] obowiązuje dla układu napędowego ze stopniową skrzynką biegów, w której najwyższy bieg jest biegiem bezpośrednim, czyli przy przełożeniu najwyższego biegu skrzynki biegów równym jedności. Przełożenie to powinno w tym przypadku zapewnić dostateczne własności dynamiczne pojazdu, aby możliwie uniknąć jazdy na biegach pośrednich.

W niektórych samochodach stosuje się przekładnię najwyższą o tak zwanym *biegu przyspieszonym* to jest o przełożeniu skrzynki biegów na biegu najwyższym mającym wartość mniejszą od jedności. W tym przypadku dostateczne własności dynamiczne pojazdu są zapewnione na biegu bezpośrednim. Bieg zaś najwyższy umożliwia jazdę po dobrych drogach przy małej prędkości obrotowej silnika i dość znacznym jego obciążeniu. Daje to zwiększenie trwałości silnika i oszczędność w zużyciu paliwa. Przy zastosowaniu najwyższego biegu w skrzynce biegów o wartości przełożenia mniejszej od jedności, przełożenie całkowite należy obliczać wg następującego wzoru

$$i_{cn} = (0,8 - 1) i_{cN} \quad [78]$$

z zachowaniem warunku

$$1,15 < \frac{i_{cn}}{i_n i_{cN}} < 1,25$$

gdzie i_n — przełożenie skrzynki biegów na biegu najwyższym.

Warunek ten ma na celu zapewnienie dostatecznych własności dynamicznych pojazdu na biegu bezpośrednim.

W przypadku zastosowania automatycznej przekładni ciągłej, sprzęganej na biegu bezpośrednim, np. przekładni hydrokinetycznej, należy przyjmować

$$i_{cn} = i_{cN}$$

gdyż w tym przypadku dostateczne własności dynamiczne pojazdu zapewni automatycznie działająca przekładnia.

b. Obliczanie wartości przełożenia całkowitego na biegu najniższym

Wartość przełożenia całkowitego układu napędowego pojazdu na najniższym biegu obliczamy z następującego wzoru

$$i_{c1} = \frac{D_{1max} G r_d}{M_{max} \eta_m} \quad [79]$$

gdzie: i_{c1} — przełożenie całkowite układu napędowego na pierwszym biegu; G — ciężar pojazdu w kG; r_d — promień dynamiczny kół napędowych w m; η_m — współczynnik sprawności mechanicznej; M_{max} — maksymalny moment silnika w kGm; D_{1max} — maksymalna wartość współczynnika dynamicznego na najniższym biegu. Wartość D_{1max} przyjmuje się dla samochodów drogowych osobowych i ciężarowych w granicach od 0,26 do 0,33. Dla samochodów terenowych z napędem na wszystkie osie należy przyjmować D_{1max} w granicach od 0,45 do 0,65, a dla ciągników kołowych z napędem na wszystkie osie od 0,6 do 0,8.

Największa wartość D_{1max} uzasadniona potrzebą zapewnienia maksymalnej zdolności poruszania się samochodu w ciężkich warunkach drogowych wynosi

$$D_{1max} = \lambda_n \mu_0 \quad [80]$$

gdzie λ_n — stosunek w czasie ruchu pojazdu obciążenia kół napędzających do całkowitego ciężaru pojazdu. Wartość λ_n oblicza się według wzorów podanych w tabl. 5.

c. Wskaźnik rozpiętości przełożeń układu napędowego i obliczanie wartości oraz ilości przełożeń skrzynki biegów

Stosunek wartości przełożeń układu napędowego pojazdu na biegach najniższym i najwyższym daje wskaźnik rozpiętości przełożeń. Wskaźnik rozpiętości przełożeń i_r jest zarazem stosunkiem najwyższej i najniższej prędkości pojazdu przy jednakowych obrotach silnika

$$i_r = \frac{i_{c1}}{i_{cn}} = \frac{V_{max}}{V_1} \quad [81]$$

Przełożenie i_{c1} i i_{cn} możemy przedstawić jako iloczyny przełożeń poszczególnych mechanizmów napędowych

$$i_{c1} = i_1 i_{d1} i_s \quad i_{cn} = i_n i_{d2} i_s$$

gdzie: i_1 — przełożenie skrzynki biegów na pierwszym biegu; i_n — przełożenie skrzynki biegów na najwyższym biegu; i_{d1} — przełożenie przekładni dodatkowej na pierwszym biegu (niższym); i_{d2} — przełożenie przekładni dodatkowej na drugim biegu (wyższym); i_s — przełożenie stałe pozostałych przekładni.

Z podanych zależności otrzymujemy

$$i_r = \frac{i_1}{i_n} \frac{i_{d1}}{i_{d2}} = i_b i_d \quad [82]$$

gdzie: i_b — wskaźnik rozpiętości przełożeń skrzynki biegów; i_d — wskaźnik rozpiętości przełożeń przekładni dodatkowej.

Przekładnię dodatkową stosuje się w tych przypadkach, gdy wartość i_r jest bardzo duża i ze względów konstrukcyjnych nie opłaca się budować skrzynki biegów o tak znacznej rozpiętości przełożeń. Na przykład w samochodach terenowych stosuje się przekładnię dodatkową w skrzyni rozdzielczej.

Mając wartość wskaźnika rozpiętości przełożeń otrzymaną na podstawie poprzednich obliczeń, wartości i_b i i_d wybieramy, kierując się względami konstrukcyjnymi. Na przykład ograniczamy zwykle wartość i_b do 7, aby nie rozbudowywać nadmiernie skrzynki biegów. Wybrawszy jedną z tych wartości i_b lub i_d , pozostałą wyliczamy ze wzoru [82]. Wartość wskaźnika rozpiętości przełożeń skrzynki biegów i_b charakteryzuje ją pod względem rozpiętości prędkości, jakie można uzyskać przy użyciu tej skrzynki. Skrzynki biegów o wskaźniku jednakowej wartości umożliwiają uzyskiwanie takich samych prędkości na skrajnych biegach pod warunkiem doboru odpowiedniego przełożenia stałego pojazdu przy uwzględnieniu zależności $i_{sx} \cdot i_{bx} = \text{const}$.

Dla skrzynek biegów o najwyższym biegu bezpośrednim ($i_n = 1$) wskaźnik rozpiętości przełożeń równy jest co do wartości przełożeniu pierwszego biegu. Dla skrzynek biegów o najwyższym biegu przyspieszonym ($i_n < 1$) wartość przełożenia pierwszego biegu znajduje się przez pomnożenie wskaźnika rozpiętości przełożeń przez wartość przełożenia biegu najwyższego, a więc $i_1 = i_b \cdot i_n$; wartość i_n zawiera się w granicach 0,65 do 0,85. Wyższe z podanych wartości i_n należy przyjmować dla samochodów o małej mocy jednostkowej, tj. małym stosunku mocy silnika do ciężaru pojazdu. Według obranej wartości i_n należy dobrać wartości przełożenia całkowitego zgodnie z podanymi poprzednio wskazówkami. Następnie należy sprawdzić prawidłowość obranych wartości i_n i i_{cn} przez opracowanie i przeanalizowanie charakterystyki dynamicznej projektowanego pojazdu.

Przy zadanej wartości wskaźnika rozpiętości przełożeń skrzynki biegów należy dobrać odpowiednią liczbę biegów i wartości przełożeń poszczególnych biegów.

Wypisujemy na początku szereg wartości poszczególnych przełożeń. Zgodnie z przyjętym w odniesieniu do samochodów zwyczajem przez i_1 oznaczmy najwyższą wartość przełożenia danej skrzynki biegów (tzn. wartość odpowiadającą największemu sto-

sunkowi prędkości obrotowej wału wejściowego do prędkości obrotowej wału wyjściowego, licząc w kierunku przenoszenia mocy). Symbolem i_n oznaczmy najniższą wartość przełożenia. Wobec tego przełożenia poszczególnych biegów otrzymają oznaczenia

$$i_n, i_{n-1}, i_{n-2} \dots i_3, i_2, i_1$$

Oznaczmy stosunki kolejnych przełożeń symbolem a z odpowiednim wskaźnikiem. Otrzymamy $n-1$ wartości a

$$a_{n-1} = \frac{i_{n-1}}{i_n}; \quad a_{n-2} = \frac{i_{n-2}}{i_{n-1}} \dots; \quad a_2 = \frac{i_2}{i_3}; \quad a_1 = \frac{i_1}{i_2}$$

Wielkość a będziemy nazywać wykładnikiem przełożeń.

Z pomnożenia przez siebie stronami wypisanych wartości a otrzymamy

$$a_{n-1} \cdot a_{n-2} \dots a_2 \cdot a_1 = \frac{i_1}{i_n} = i_b \quad [83]$$

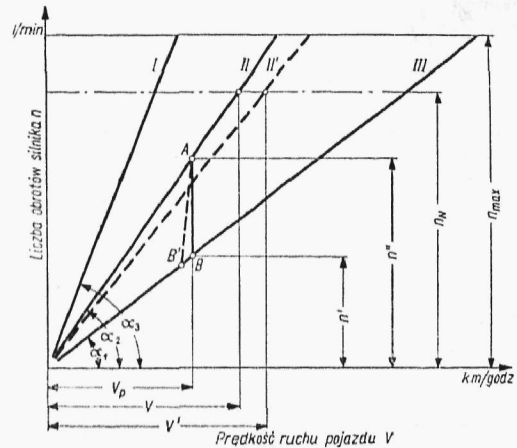
Ze wzoru [83] wynika, że iloczyn wykładników przełożeń równy jest wartości wskaźnika rozpiętości przełożeń. Wielkość wykładnika przełożenia stanowi jednocześnie wskaźnik wymaganej rozpiętości obrotów silnika (rys. 26). Proste pokazane na tym wykresie przedstawiające podaną zależność dla poszczególnych biegów oznaczone są odpowiednimi cyframi rzymskimi. Wartości tangensów kątów nachylenia tych prostych w stosunku do osi odciętych można obliczyć ze wzoru [75]

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} a_1 &= \frac{2,65}{r_t} i_{c1} & \operatorname{tg} a_2 &= \frac{2,65}{r_t} i_{c2} \\ \operatorname{tg} a_3 &= \frac{2,65}{r_t} i_{c3} \end{aligned}$$

Przełączenie biegów może nastąpić przy dowolnej wartości prędkości z tym zastrzeżeniem, żeby prędkość obrotowa silnika dla biegu wyższego (n') nie była mniejsza od wartości zapewniającej możliwość pracy silnika przy danym obciążeniu.

Zakładamy przykładowo, że przełączenie z biegu drugiego na trzeci następuje przy wartości prędkości V_p (rys. 26). Liczba obrotów silnika na biegu drugim w chwili rozpoczęcia przełożenia była równa n'' ; w czasie przełączenia zmniejszyła się ona do wartości n' , odpowiadającej prędkości V_p na biegu trzecim. Przyjmujemy, że w czasie przełączenia prędkość pojazdu pozostaje stała. Na wykresie (rys. 26) zmianę prędkości obrotów silnika wskazuje prosta AB . W rzeczywistości zachodzi pewien spadek prędkości pojazdu w czasie przełączenia. Dla pojazdów kołowych poruszających się po dobrych drogach zmniejszenie prędkości jest tak nieznaczne, że może być w rozważaniach pominięte. Dla pojazdów zaś poruszających się w ciężkich warunkach może zachodzić pewien spadek prędkości ruchu pojazdu, co jest pokazane na wykresie w postaci prostej AB' . Z wykresu wynika, że wartość a , czyli stosunek wartości tangensów odpowiednich kątów, można wyrazić przez stosunek prędkości obrotów silnika na początku i w końcu przełączania biegu, a mianowicie

$$a_2 = \frac{\operatorname{tg} a_2}{\operatorname{tg} a_3} = \frac{n''}{n'} \quad [84]$$

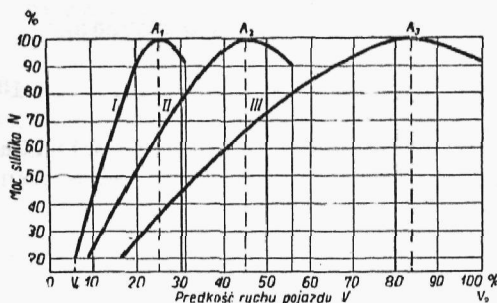


Rys. 26. Zależność pomiędzy liczbą obrotów silnika a prędkością ruchu pojazdu z 3-biegową skrzynką biegów

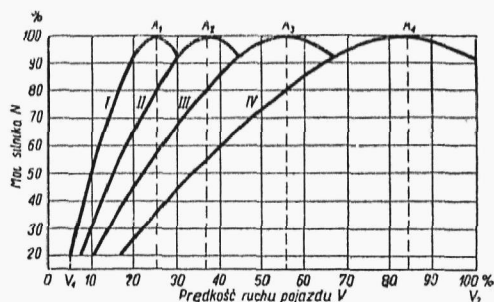
Ze wzoru [84] możemy wyciągnąć wniosek, że maksymalna wartość wykładnika przełożenia a może być równa wartości stosunku maksymalnej liczby obrotów silnika do liczby obrotów, przy której ten silnik może jeszcze należycie pracować przy danym obciążeniu, czyli

$$a_{max} = \frac{n_{max}}{n'} \quad [85]$$

Pożądane jest jednak wartość a przyjmować znacznie mniejszą od a_{max} , aby umożliwić zmianę biegów przy prędkości obrotów mniejszej od maksymalnej. W wykonanych skrzynkach biegów największa wartość a na ogół nie przekracza 2.



Rys. 27. Wykres mocy silnika w zależności od prędkości ruchu pojazdu z 3-biegową skrzynką biegów o wskaźniku rozpiętości przełożeń $i_r = 3,375$ i jednakowej wartości wykładnika przełożeń $a = 1,835$



Rys. 28. Wykres mocy silnika w zależności od prędkości ruchu pojazdu z 4-biegową skrzynką biegów o wskaźniku rozpiętości przełożeń $i_r = 3,375$ i jednakowej wartości wykładnika przełożeń $a = 1,5$

Przy założeniu jednakowej wartości wykładników przełożeń skrzynki biegów (co odpowiada jednakowej rozpiętości obrotów silnika) wymaganej dla przełączenia biegów otrzymamy wartości przełożeń poszczególnych biegów uszeregowane według postępu geometrycznego, a mianowicie:

$$a_{n-1} = a_{n-2} \cdot \dots \cdot a_2 = a_1 = a$$

Na podstawie wzoru [83] otrzymamy więc

$$a^{n-1} = i_b \quad \text{czyli} \quad a = \sqrt[n-1]{i_b} \quad [86]$$

Po wyznaczeniu wartości a otrzymujemy wartości poszczególnych przełożeń wg następującego szeregu

$$i_n, a i_n, a^2 i_n, a^3 i_n, \dots, a^{n-2} i_n, a^{n-1} i_n$$

Dla skrzynek biegów z najwyższym biegiem przyspieszonym otrzymujemy $i_n < 1$. Dla uzyskania następnego biegu bezpośredniego wartość iloczynu $a i_n$ powinna być równa jedności.

Wartość a dla szeregu geometrycznego powinna się mieścić w granicach $1,5 \div 1,7$. Przy założeniu wartości a i przy danym wskaźniku rozpiętości przełożeń, można obliczyć potrzebną liczbę biegów ze wzoru

$$n = \frac{\lg i_b}{\lg a} + 1 \quad [87]$$

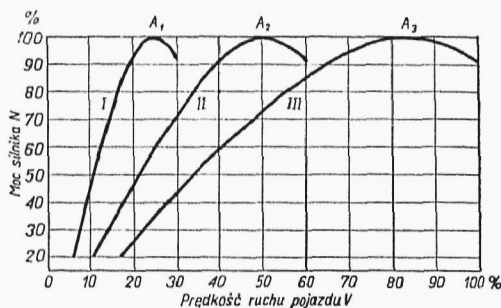
Na rys. 27 przedstawiono wykres mocy silnika w funkcji prędkości ruchu pojazdu dla trzybiegowej skrzynki biegów o jednakowej wartości wykładnika dla wszystkich przełożeń (wartości przełożeń są uszeregowane według postępu geometrycznego). Z rysunku tego widzimy, że wartość mocy silnika, jaką samochód może zużytkować przy zastosowaniu stopniowej skrzynki biegów, uzależniona jest od prędkości

ruchu pojazdu i tylko przy wartościach prędkości odpowiadających nominalnej liczbie obrotów silnika (n_N) uzyskujemy maksymalną wartość mocy. Na podanym wykresie dla skrzynki trzybiegowej mamy trzy takie wartości prędkości pojazdu odpowiadające punktom A_1 , A_2 i A_3 . Średnia wartość mocy, jaką dysponujemy dla całej skali stosowanych prędkości, jest mniejsza od mocy maksymalnej; wartość tę można otrzymać przez splanimetrowanie pola wykresu ograniczonego zakreskowymi odcinkami krzywej mocy, osią odciętych i rzędnymi prędkości V_1 i V_2 .

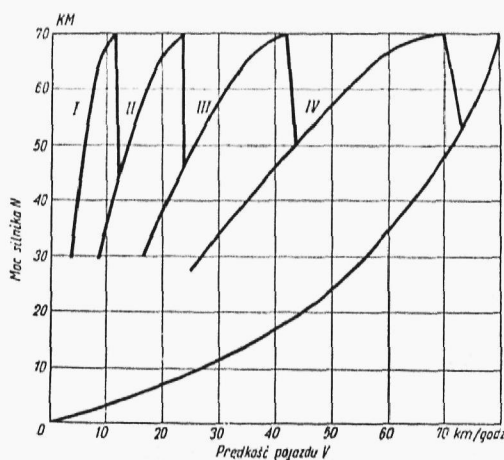
Przy przyjęciu większej liczby biegów uzyskujemy zwiększenie średniej wartości mocy dla danej rozpiętości prędkości. Wykres (rys. 28) przedstawia zależność mocy silnika od prędkości pojazdu dla czterobiegowej skrzynki biegów o tej samej rozpiętości jak poprzednia.

Należy tu zauważyć, że dalsze zwiększanie liczby biegów prowadziłoby w danym przypadku do stosunkowo niewielkiego wzrostu wartości średniej mocy użytkowanej i nie byłoby opłacalne. Przy zastosowaniu większej liczby biegów konstrukcja skrzynki biegów staje się bardziej skomplikowana oraz wzrasta ogólny czas tracony na przełączanie.

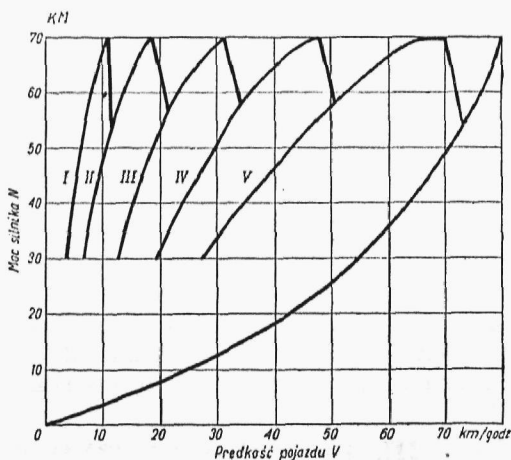
Dla samochodów i wszelkich pojazdów transportowych ważne jest jak najpełniejsze wykorzystanie mocy silnika przy większych prędkościach ruchu pojazdu, gdyż wpływa



Rys. 29. Wykres mocy silnika w zależności od prędkości ruchu pojazdu z 3-biegową skrzynką biegów o wskaźniku rozpiętości przełożeń $i_T = 3,375$ i niejednakowej wartości wykładnika przełożeń — $a_2 = 1,67$; $a_1 = 2,02$



Rys. 30. Wykres mocy silnika w zależności od prędkości ruchu samochodu ciężarowego z 4-biegową skrzynką biegów: $i_b = 6,40$; $a_1 = 2,07$; $a_2 = 1,83$; $a_3 = 1,69$



Rys. 31. Wykres mocy silnika w zależności od prędkości ruchu samochodu ciężarowego z 5-biegową skrzynką biegów: $i_b = 6,40$; $a_1 = 1,75$; $a_2 = 1,65$; $a_3 = 1,55$; $a_4 = 1,45$

to w znacznie większym stopniu na wartość średniej prędkości pojazdu. Stopień wyzyskania mocy silnika przy małych prędkościach ruchu ma nieznaczny wpływ na średnią prędkość pojazdu. Wobec tego pożądaną jest stosowanie mniejszych wartości wykładnika przełożeń dla wyższych biegów. Na rys. 29, 30 i 31 przedstawione są wykresy ilustrujące zależność pomiędzy mocą silnika a prędkością ruchu pojazdu dla pojazdów ze skrzynkami biegów trzybiegową, czterobiegową i pięciobiegową, przy zmniejszo-

nych wartościach wykładników przełożeń dla wyższych biegów. Wykresy na rys. 30 i 31 sporządzone są dla silnika zaopatrzonego w ogranicznik maksymalnej liczby obrotów (samochód Lublin).

Do obliczeń wartości przełożeń skrzynek biegów o zmiennej wartości wykładnika a można przyjmować wartości tego wykładnika uszeregowane według postępu geometrycznego (o stałym wykładniku b), a mianowicie

$$\frac{a_{n-2}}{a_{n-1}} = b \quad \frac{a_{n-3}}{a_{n-2}} = b \dots \frac{a_2}{a_3} = b \quad \frac{a_1}{a_2} = b$$

stad

$$b = \sqrt[n-2]{\frac{a_1}{a_{n-1}}} \quad [88]$$

Na podstawie zależności [83] otrzymamy wówczas

$$(a_{n-1}) (a_{n-1} b) (a_{n-1} b^2) (a_{n-1} b^3) \dots (a_{n-1} b^{n-3}) (a_{n-1} b^{n-2}) = i_b$$

Stąd otrzymamy wzór na wartość wykładnika a_{n-1}

$$a_{n-1} = i_b^{\frac{1}{n-1}} b^{\frac{2-n}{2}} \quad [89]$$

Dla samochodów i pojazdów transportowych można polecić stosowanie wartości b obliczonej z następującego wzoru

$$b = \sqrt[n-2]{1,12} \quad [90]$$

W tym przypadku wartość wykładnika a_{n-1} należy obliczać ze wzoru

$$a_{n-1} = \frac{\sqrt[n-1]{i_b}}{1,06} \quad [91]$$

Dla pojazdów roboczych, w których dążymy do uprzywilejowania zakresu większych sił uciagu, np. dla ciągników rolniczych, stosuje się wartość wykładnika b mniejszą od jedności.

Wartość przełożenia dowolnego biegu i_x obliczamy z równania

$$i_x = i_n (a_{n-1})^{x-1} b^{0,5(x-1)(x-2)}$$

gdzie x — bieżący numer biegu poczynając od biegu i_n , dla którego $x = 1$.

Powyżej zostały podane ogólne zasady, którymi należy się kierować przy obliczeniu przełożeń, jednak ostateczny dobór liczby biegów i wartości ich przełożeń powinien odbywać się na podstawie dokładnej analizy własności dynamicznych i ekonomicznych pojazdu w danych warunkach eksploatacyjnych.

III. MECHANIKA KRZYWOLINIOWEGO RUCHU POJAZDU

1. Zależności geometryczne i kinematyczne występujące w ruchu krzywoliniowym pojazdu kołowego

Na rys. 32 przedstawiony jest w rzucie poziomym schematyczny obraz pojazdu czterokołowego poruszającego się po torze krzywoliniowym, z uwzględnieniem wpływu bocznego znoszenia opon. Rozpatrywany pojazd obraca się wokół chwilowego środka obrotu O z prędkością kątową ω w kierunku wskazanym strzałką. Prędkość pojazdu $v = R\omega$, gdzie R jest to promień skrętu pojazdu równy odległości chwilowego środka obrotu od podłużnej osi symetrii pojazdu. W ogólnym przypadku ruchu wielkości v , R i ω są zmienne w czasie; v_A i v_B są to wielkości prędkości punktów A i B , leżą-

cych w środku przedniej i tylnej osi. Wektory prędkości punktów, leżących na przecięciu osi geometrycznych kół z ich płaszczyznami, odchylone są o odpowiednie kąty znoszenia, δ'_1 i δ''_1 są to kąty znoszenia koła wewnętrznego i zewnętrznego przedniej osi, a δ'_2 i δ''_2 — kąty znoszenia koła wewnętrznego i zewnętrznego tylnej osi. Kąty znoszenia środków osi przedniej i tylnej oznaczamy przez δ_1 i δ_2 . Wartości kątów znoszenia zmieniają się w zależności od warunków ruchu pojazdu.

Wartość promienia skrętu pojazdu R zależy od rozstawu osi l , kąta skrętu kół α i kątów znoszenia δ_1 i δ_2 . Wartość tę wyznacza się z następującego wzoru

$$R = \frac{l}{\operatorname{tg}(\alpha - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2} \approx \frac{l}{\operatorname{tg} \alpha + \delta_2 - \delta_1} \quad [92]$$

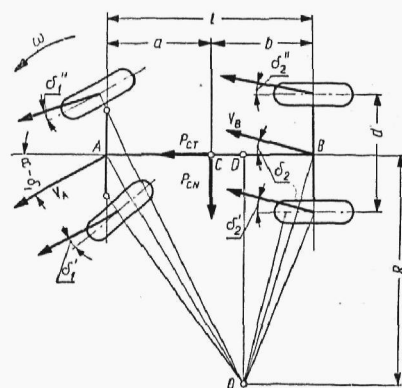
Wartości kątów δ_1 i δ_2 zależą od wielkości sił poprzecznych działających na pojazd i zmieniających się wraz z jego prędkością, wobec czego wartość promienia skrętu zależy od prędkości pojazdu.

Dla kół sztywnych w kierunku poprzecznym wartość promienia skrętu zależy od stosunku wielkości geometrycznych

$$R = \frac{l}{\operatorname{tg} \alpha} \quad [93]$$

Ze wzorów [92] i [93] wynika, że zależnie od tego, czy wartość różnicy kątów znoszenia jest dodatnia czy też ujemna, otrzymujemy mniejsze lub większe wartości promienia skrętu dla samochodu z kołami elastycznymi niż dla samochodu z kołami sztywnymi.

W przypadku, gdy $\delta_2 - \delta_1 > 0$, otrzymujemy zmniejszoną wartość promienia skrętu w porównaniu do pojazdu z kołami sztywnymi. Samochody o takiej własności nazywamy *samochodami o nadmiernej zwrotności*. W przypadku zaś, gdy $\delta_2 - \delta_1 < 0$, otrzymujemy zwiększoną wartość promienia skrętu w porównaniu do samochodu o kołach sztywnych i samochód taki nazywamy *samochodem o zwrotności zmniejszonej* (wszystkie nowoczesne samochody osobowe budowane są o zwrotności zmniejszonej).



Rys. 32. Pojazd poruszający się po torze krzywoliniowym

Składowe przyspieszenia środka ciężkości pojazdu skierowane prostopadłe do osi pojazdu p_{CN} i wzdłuż tej osi p_{CT} oblicza się z odpowiednich wzorów. Przyspieszenie prostopadłe do osi pojazdu

$$p_{CN} = v\omega + \frac{d(\omega \cdot \overline{CD})}{dt} \quad [94]$$

gdzie odcinek $\overline{CD} = b - \delta_2 R$ (rys. 32). Po przekształceniu otrzymujemy następującą zależność ogólną

$$p_{CN} = \frac{v^2}{R} - \left(\delta_2 - \frac{b}{R} \right) \frac{dv}{dt} - \frac{vb}{R^2} \frac{dR}{dt} - v \frac{d\delta_2}{dt} \quad [95]$$

lub w funkcji kąta α

$$p_{CN} = \frac{v^2 (\operatorname{tg} \alpha + \delta_2 - \delta_1)}{l} + \frac{vb}{l} \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) - v \frac{d\delta_2}{dt} - \left[\delta_2 - \frac{b}{l} (\operatorname{tg} \alpha + \delta_2 - \delta_1) \right] \frac{dv}{dt} \quad [96]$$

Przyspieszenie wzdłuż osi pojazdu

$$p_{CT} = \frac{dv}{dt} - \overline{CD} \omega^2 = \frac{dv}{dt} + v \omega \delta_2 - b \omega^2 \quad [97]$$

Dla pojazdu o kołach sztywnych otrzymamy następujące wartości składowych p_{CN} i p_{CT} przyspieszenia środka ciężkości pojazdu

$$p_{CN} = v \omega + b \frac{d\omega}{dt} \quad [98]$$

lub w funkcji kąta skrętu kół

$$p_{CN} = \frac{v^2}{l} \operatorname{tg} \alpha - \frac{v b}{l} \frac{1}{\cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{b}{l} \operatorname{tg} \alpha \frac{dv}{dt} \quad [99]$$

$$p_{CT} = \frac{dv}{dt} - b \omega^2 \quad [100]$$

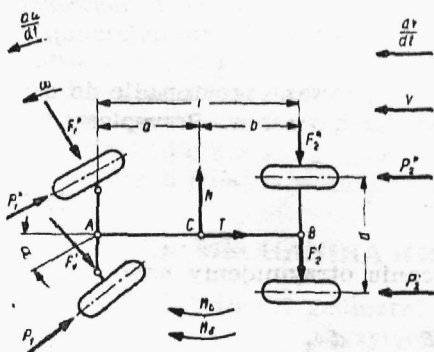
Dla ruchu po łuku koła przy stałej wartości prędkości ($v = \text{const}$, $R = \text{const}$) otrzymamy we wszystkich przypadkach dla kół elastycznych i nieelastycznych jednakową wartość poprzecznej składowej przyspieszenia punktu C, a mianowicie

$$p_{CN} = v \omega = \frac{v^2}{R} \quad [101]$$

Stosowanie wzorów dokładnych [95], [96] i [97] jest uniemożliwione przez brak dostatecznych danych doświadczalnych. Wobec tego do obliczeń praktycznych stosuje się obecnie jeszcze wzory dla kół sztywnych [98], [99] i [100] lub wzory dla ruchu jednostajnego po łuku koła [101].

2. Siły i momenty działające na pojazd poruszający się po torze krzywoliniowym

Na rys. 33 przedstawiono układ sił i momentów działających na samochód w ogólnym przypadku jego ruchu na płaszczyźnie poziomej. Siły P z odpowiednimi wskaźnikami są to reakcje styczne drogi: siły pędzące $P_n - P_t$ lub siły oporu toczenia się koła (jeśli są skierowane przeciwnie do zwrotu prędkości). Siły F są to reakcje drogi (siły tarcia) działające prostopadle do płaszczyzny koła. Siły N i T są to podłużne i poprzeczne składowe siły bezwładności, przyłożone w środku ciężkości pojazdu (na wysokości c od powierzchni drogi), przy czym



Rys. 33. Siły i momenty działające na pojazd poruszający się po torze krzywoliniowym

$$N = -p_{CN} \frac{G}{g} \quad T = -p_{CT} \frac{G}{g} \quad [102]$$

Moment M_b jest to moment stycznych sił bezwładności pojazdu

$$M_b = -I_z \frac{d\omega}{dt} \quad [103]$$

We wzorze tym I_z oznacza moment bezwładności pojazdu względem osi pionowej, przechodzącej przez środek ciężkości pojazdu. Moment oznaczony symbolem M_b jest to suma momentów tarcia działających w płaszczyźnie drogi na poszczególne koła i umożliwiających powstanie bocznego znoszenia opon. Wartość tego mo-

mentu jest stosunkowo niewielka, jednak przy szczegółowych dociekaniaach należy działanie jego uwzględnić.

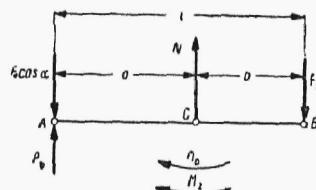
Na rysunku 34 przedstawiono uproszczony schemat sił i momentów służących do obliczenia poprzecznych reakcji drogi $F_1 \cos \alpha$ i F_2 . Siła P_y jest to poprzeczna składowa sił P'_1 i P''_1 sprowadzona do punktu A, a M_x jest to suma momentu równego $(P'_2 - P''_2) \frac{d}{2}$ i M_b , gdzie d — rozstaw kół. Dodatkowo w wartości tego momentu może być uwzględniony wynik redukcji do punktu A sił działających na koła przednie.

Na podstawie schematu przedstawionego na rys. 34 obliczamy reakcje poprzeczne jezdni

$$F_2 = \frac{Na - M_b - M_x}{l} \quad [104]$$

$$F_1 \cos \alpha = \frac{Nb + M_b + M_x}{l} + P_y \quad [105]$$

Moment M_x przy zastosowaniu zwykłego mechanizmu różnicowego, powodującego mniej więcej jednakowy rozdział momentu obrotowego na obie półosie (współczynnik rozdziału momentu równa się 0,5 do 0,6), może być pominięty. Tak samo przy przedniej osi nienapędzanej można pominąć siłę P_y . Przy zastosowaniu natomiast przedniej osi napędzanej siłą P_y może przybierać dość znaczne wartości i ma przeciwny zwrot. W takim razie siłę P_y należy wstawić do równania [105] ze znakiem minus z czego wynika, że przy przednim napędzie pojazdu uzyskujemy nieco zmniejszoną poprzeczną reakcję drogi, działającą na koła przednie.



Rys. 34. Uproszczony schemat sił i momentów działających na pojazd poruszający się po torze krzywoliniowym

3. Reakcje normalne działające na koła pojazdu poruszającego się po torze krzywoliniowym

Poprzeczna składowa siły bezwładności daje moment względem płaszczyzny drogi o wartości Nc . Moment ten zmienia rozkład obciążeń normalnych obciążając koła znajdujące się od wewnątrz zakrętu i odpowiednio dociażając koła zewnętrzne.

Na rys. 35 przedstawiony jest schematycznie pojazd w rzucie poprzecznym. Q' jest to normalna reakcja drogi, działająca na wszystkie wewnętrzne koła pojazdu, Q'' na wszystkie zewnętrzne koła pojazdu. Wartości tych reakcji obliczamy z następujących wzorów

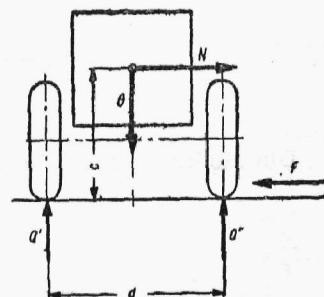
$$Q' = \frac{G}{2} - N \frac{c}{d} \quad [106]$$

$$Q'' = \frac{G}{2} + N \frac{c}{d} \quad [107]$$

Przy wartości $Q' = 0$ nastąpi początek wywracania się pojazdu na bok. Odpowiednią wartość siły N wyznaczmy z równania [106] zakładając $Q' = 0$, a więc

$$N_{wyw} = \frac{Gd}{2c} \quad [108]$$

Przy wartości siły N równej $N_{s1} = G\mu_0$ nastąpi ślizganie się pojazdu w bok. Dążymy zwykle do tego, aby siła wywracająca pojazd musiała być większa od siły wywo-



Rys. 35. Siły działające na pojazd poruszający się po torze krzywoliniowym

łującej boczne ślizganie się pojazdu. Warunek ten jest spełniony, gdy

$$\frac{d}{2c} > \mu_0 \quad [109]$$

a przy założeniu $\mu_0 = 1$ otrzymujemy zależność $c < \frac{d}{2}$.

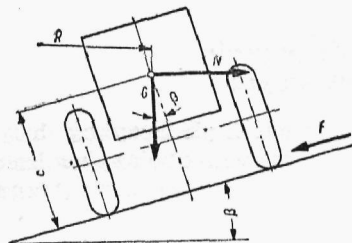
Dla określenia warunków, w jakich nastąpi poślizg pojedynczego koła pojazdu, potrzebna jest znajomość wartości reakcji normalnych działających na poszczególne koła pojazdu. Rozkład obciążeń na poszczególne koła pojazdu przy ich liczbie większej od trzech jest statycznie niewyznaczalny i zależy od właściwości konstrukcyjnych pojazdu, stopnia sprężystości ramy, sprężystości zawieszenia itp.

Z pewnym przybliżeniem można wyliczyć reakcje normalne, działające na koła czterokołowego samochodu z następujących wzorów

$$\begin{aligned} Q'_1 &= G \frac{b}{l} \cos \alpha - P_n \frac{z}{l} - N \frac{c}{d} & Q''_1 &= G \frac{b}{l} \cos \alpha - P_n \frac{z}{l} + N \frac{c}{d} \\ Q'_2 &= G \frac{b}{l} \cos \alpha + P_n \frac{z}{l} - N \frac{c}{d} & Q''_2 &= G \frac{b}{l} \cos \alpha + P_n \frac{z}{l} + N \frac{c}{d} \end{aligned} \quad [110]$$

4. Ruch pojazdu po drodze o bocznym pochyleniu

Rozpatrujemy pojazd jako całość bez uwzględnienia oddziaływania sił stycznych, a więc siły napędowej lub hamującej (rys. 36). Zakładamy, że po przekroczeniu pewnej wartości siły N obie osie pojazdu zaczną się jednocześnie ślizgać w kierunku bocznym. Przyjmujemy, że zachowany jest warunek, iż siła wywracająca jest większa od siły wywołującej ślizganie boczne pojazdu.



Aby pojazd poruszający się po drodze pochylonej w bok pod kątem β nie miał poślizgu bocznego, musi być spełniony warunek

$$N < G \frac{\mu + \operatorname{tg} \beta}{1 - \mu \operatorname{tg} \beta} \quad [111]$$

Zakładając ruch jednostajny po łuku koła na drodze o bocznym pochyleniu, otrzymamy

$$V < 11,3 \sqrt{R \frac{\mu + \operatorname{tg} \beta}{1 - \mu \operatorname{tg} \beta}} \quad [112]$$

gdzie: V — prędkość pojazdu w km/godz; R — promień skreću w m.

Dla ruchu po łuku koła na drodze poziomej otrzymamy

$$V < 11,3 \sqrt{\mu R} \quad [113]$$

IV. STATECZNOŚĆ RUCHU POJAZDU

1. Pojęcia ogólne o stateczności ruchu

Ruchem statecznym nazywamy taki ruch, przy którym w razie przypadkowego odchylenia lub przesunięcia poruszającego się ciała, ciało to będzie poruszać się po torze zbliżonym do pierwotnego i odchylenie nie będzie się z biegiem czasu samoczynnie powiększać. *Statecznością samochodu podczas ruchu* nazywamy zatem zdolność zachowywania nadanego przez kierowcę kierunku.

Utrata stateczności ruchu samochodu może być w pewnych warunkach wywołana omawianym już poprzednio zjawiskiem znoszenia opon. W tym przypadku zjawisko utraty stateczności samochodu można zaliczyć do kategorii zjawisk wywołanych utratą równowagi sprężystej (takich jak np. wyboczenie wałów przy obrotach krytycznych).

Drugi wypadek utraty stateczności ruchu samochodu zachodzi przy bocznym ślizganiu się jego tylnej osi (zarzucenie tylnej osi). Jest to znacznie trudniejszy do opanowania i bardziej niebezpieczny wypadek utraty stateczności ruchu, który przy większych prędkościach jazdy często powoduje katastrofy.

2. Utrata stateczności ruchu pojazdu wywołana bocznym znoszeniem opon

Na rys. 37 pokazany jest schematycznie samochód poruszający się ruchem prostoliniowym. Zakładamy, że samochód ten posiada nadmierną zwrotność, to jest wartość kąta znoszenia tylnej osi wywołanego siłą poprzeczną przyłożoną w środku ciężkości pojazdu jest większa niż odpowiednia wartość kąta znoszenia osi przedniej.

W takim przypadku, przy chwilowym zakłóceniu ruchu prostoliniowego pojazdu wywołanym przypadkowo działającą siłą boczną (np. nagłym podmuchem wiatru) wskutek różnicy kątów znoszenia nastąpi obrót pojazdu w stronę, z której działa przypadkowa siła.

Promień skrętu pojazdu wyznacza się wtedy ze wzoru $R = \frac{l}{\delta_2 - \delta_1}$. W wyniku obrotu pojazdu powstanie siła bezwładności N działająca od strony, po której leży środek obrotu. W rezultacie działania siły N pierwotne wartości kątów δ_2 i δ_1 nadane przez siłę zakłócającą mogą wzrosnąć, co z kolei powodowałoby wzrost wartości siły N . Takie wzajemne oddziaływanie na siebie wskazanych czynników prowadzi do powiększenia się odchylenia od pierwotnego toru prostoliniowego, wzrastającego w czasie, czyli do utraty stateczności ruchu.

Wartość siły N jest zależna od prędkości ruchu pojazdu. Jeżeli założymy, że ruch jest stateczny, to po ustaniu działania siły zakłócającej będzie taka chwila, kiedy pojazd będzie się poruszał po łuku koła. Przy stałej prędkości samochodu siła N może być wyrażona wzorem

$$N = \frac{G v^2}{g R} = \frac{G v^2}{g l} (\delta_2 - \delta_1) \quad [114]$$

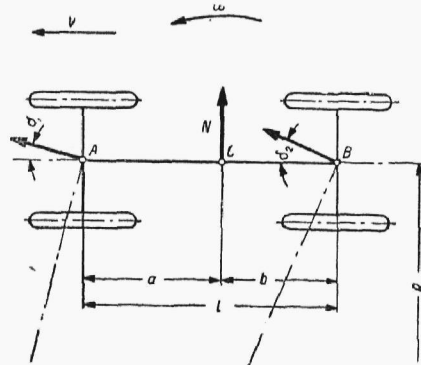
Dla spełnienia założenia o stateczności ruchu siła ta musi być mniejsza albo równa wypadkowej Y sprężystych reakcji opon, czyli

$$\frac{G v^2 (\delta_2 - \delta_1)}{g l} \leq Y \quad [115]$$

Po wyznaczeniu wartości kątów znoszenia za pośrednictwem sprężystych reakcji opon otrzymamy

$$V \leq 11,3 \sqrt{\frac{l^2}{G(a\zeta_2 - b\zeta_1)}} \quad [116]$$

gdzie: V — prędkość w km/godz; l — rozstaw osi w metrach; G — ciężar pojazdu w kG; a i b — współrzędne położenia środka ciężkości w m. Wielkości ζ_1 i ζ_2 są to współczynniki bocznego znoszenia osi przedniej i osi tylnej. Wartości tych współczynników są równe 0,5 ζ_x (patrz wzór [21]).



Rys. 37. Ruch samochodu o nadmiernej zwrotności

Ze wzoru [116] wynika, że dla uzyskania statecznego ruchu pojazdu prędkość jego powinna być mniejsza od pewnej wartości określonej przez parametry konstrukcyjne samochodu. Prędkość taką nazywamy prędkością krytyczną samochodu.

Aby uniknąć konieczności ograniczenia prędkości ruchu pojazdu, należy dążyć do podwyższenia wartości prędkości krytycznej. Przy spełnieniu warunku $\zeta_1 b > \zeta_2 a$ prędkość krytyczna staje się wartością urojoną. Odpowiada to warunkowi $\delta_1 > \delta_2$, czyli zmniejszonej zwrotności samochodu.

Wartości kątów δ i współczynników ζ zależą od konstrukcji opony, ciśnienia w oponie i ustawienia płaszczyzny koła w stosunku do powierzchni drogi. Dla jednakowych wartości współczynników ζ_1 i ζ_2 należałoby zachować warunek $b > a$, czyli przesunąć środek ciężkości pojazdu do przodu. W nowoczesnych samochodach przez odpowiednią konstrukcję zawieszenia i przez stosowanie nieco mniejszego ciśnienia w oponach kół przednich udaje się uzyskać dostateczną wartość zmniejszonej zwrotności samochodu, nawet przy wartości b nieco mniejszej od a .

Warunek stateczności pojazdu można również przedstawić w nieco odmienny sposób, a mianowicie przez spełnienie wymagania, aby środek bocznych reakcji sprężystych¹⁾ opon był nieco przesunięty w kierunku tylnej osi pojazdu poza środek ciężkości, co matematycznie można wyrazić w postaci nierówności

$$l_1 > a$$

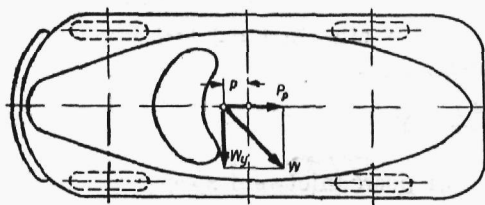
gdzie l_1 — odległość środka reakcji sprężystych od płaszczyzny prostopadłej do powierzchni jezdni i przechodzącej przez przednią oś pojazdu; odległość ta jest równa

$$l_1 = l \frac{\zeta_1}{\zeta_1 + \zeta_2} \quad [117]$$

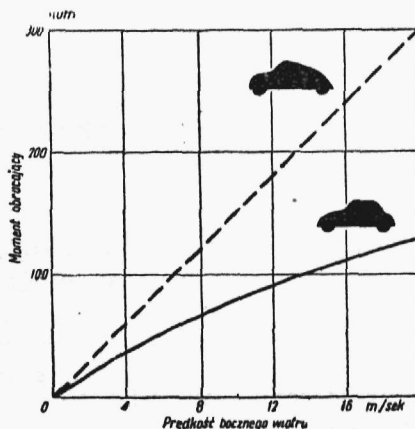
3. Wpływ bocznego wiatru na stateczność ruchu samochodu

W przypadku bocznego wiatru na pojazd działa wypadkowa siła ciśnienia powietrza, przyłożona w środku wyporu samochodu. Boczna składowa tej siły daje pewien moment w stosunku do środka ciężkości pojazdu. Środek wyporu w samochodach osobowych leży zwykle bliżej przedniej osi niż środek ciężkości (odległość p na rys. 38).

Na rys. 39 przedstawiono wykres wartości momentów bocznej składowej siły wiatru dla dwóch kształtów nadwozia. Przy kierunku



Rys. 38. Działanie bocznego wiatru na samochód



Rys. 39. Wartości momentów sił bocznego wiatru

skreću zgodnym z kierunkiem wiatru, wskutek działania momentu bocznej składowej siły wiatru nastąpi zmniejszenie bocznej reakcji działającej na przednią oś i zwię-

¹⁾ Środkiem reakcji sprężystych nazywamy punkt charakteryzujący się tym, że przyłożona do niego siła wywołuje równoległe przesunięcie się ciała, spowodowane odkształceniem się elementów sprężystych.

kszenie reakcji działającej na tylną oś, a więc zmaleje kąt znoszenia δ_1 , a wzrośnie kąt znoszenia δ_2 .

W ostatecznym wyniku, wskutek działania bocznego wiatru ruch pojazdu może okazać się niestateczny ($\delta_2 - \delta_1 > 0$). Przy stałej prędkości wiatru taka niestateczność nie jest groźna i działanie wiatru może być skompensowane przez pewne niewielkie skręcenie kół. Narastanie prędkości katowej skrętu pojazdu przy wietrze o stałej prędkości następuje bardzo wolno i nie stwarza niebezpieczeństwa. Inaczej rzecz się przedstawia przy nagłych porywach wiatru, gdyż wtedy pojazd o normalnie zapewnionej stateczności ruchu nagle może ją utracić, co często staje się przyczyną wypadków. Dla uniknięcia utraty stateczności ruchu należy tak budować nadwozia, aby środek wyporu znajdował się ponad środkiem sprężystych reakcji opon w takiej samej odległości od osi kół przednich i tylnych jak środek reakcji sprężystych.

Normalne nadwozia o kształcie opływowym nie odpowiadają tym wymaganiom, czym tłumaczy się fakt, że obecnie budowane samochody mają kształty nadwozi odmienne od kształtów dyktowanych jedynie troską o zmniejszenie oporu czołowego samochodu.

4. Zarzucenie tylnej osi samochodu

Poślizg boczny przedniej osi samochodu nie jest na ogół niebezpieczny, gdyż powstający w wyniku tego poślizgu układ sił zmierza do zlikwidowania poślizgu i przywrócenia pierwotnego stanu ruchu.

Przy poślizgu bocznym tylnej osi następuje zawsze przy normalnych prędkościach ruchu utrata stateczności ruchu pojazdu. W wyniku działania powstałych wskutek poślizgu tylnej osi sił następuje dalszy wzrost poślizgu, czyli tzw. *zarzucenie tylnej osi*.

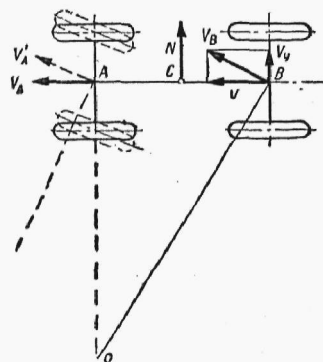
Na rys. 40 przedstawiono schemat samochodu przy poślizgu bocznym tylnej osi. Przy poślizgu osi w kierunku bocznym, pojazd zaczyna się obracać wokół chwilowego środka obrotu O . Powstaje siła bezwładności, której poprzeczna składowa N działa w kierunku prędkości poślizgu V_y , wywołując wzrost tej prędkości. Wzrost prędkości V_y przyczynia się z kolei do zmniejszenia chwilowego promienia obrotu i do wzrostu siły N . Oba te czynniki wzajemnie na siebie oddziałują, zwiększając zarzucenie.

Poślizg boczny tylnej osi może nastąpić na śliskiej drodze przy ruchu prostoliniowym lub na zakręcie przy zahamowaniu samochodu albo zwiększeniu siły napędowej. Niebezpieczeństwo utraty stateczności rozpoczyna się w chwili:

- rozpoczęcia poślizgu i bocznego ślizgania się koła wewnętrznego,
- rozpoczęcia bocznego ślizgania się tylnej osi przy jednoczesnym poślizgu koła wewnętrznego.

Poślizg koła wewnętrznego następuje w chwili, gdy wypadkowa siła działająca na koło w płaszczyźnie drogi przekracza dopuszczalną siłę przyczepności. Następuje przy tym zmniejszanie się odkształceń bocznych opony i ślizganie się boczne bieżnika. Siła poprzeczna, jaką może wtedy przenosić opona znacznie maleje, co z kolei sprzyja rozpoczęciu się poślizgu bocznego całej osi.

Przy zwykłym mechanizmie różnicowym oba koła jednej osi przenoszą mniej więcej równą siłę napędową. Przy mechanizmie zaś różnicowym ze zwiększonym tarciem koło wewnętrzne przenosić będzie większą siłę. Całkowita siła boczna jest przenoszona



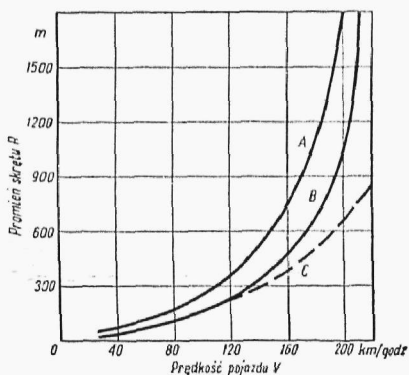
Rys. 40. Ruch samochodu przy poślizgu bocznym tylnej osi

na mniej więcej w równym stosunku przez oba koła (jeśli nie ma poślizgu jednego z kół). Siła przyczepności natomiast dla koła wewnętrznego jest mniejsza, gdyż koło to jest przy skręcie odciążane, wobec czego najpierw nastąpi poślizg koła wewnętrznego.

Dla chwili poślizgu koła wewnętrznego tylnej osi obowiązuje następujące równanie sił

$$(F'_2)^2 + (P'_2)^2 = (\mu Q'_2)^2 \quad [118]$$

Na podstawie tego równania możemy znaleźć wartość siły bocznej, działającej na koło wewnętrzne, przy której nastąpi początek poślizgu, a zatem możemy znaleźć i odpowiednią siłę boczną działającą na tylną oś; siła ta jest około dwa razy większa od siły działającej na koło. Następnie posługując się równaniem [104] i ewentualnie równaniem [87] lub [100] można ustalić warunki ruchu przy jakich poślizg tylnej osi może nastąpić.



Rys. 41. Zależność minimalnego dopuszczalnego promienia skrętu od prędkości ruchu samochodu

Na podstawie tych rozważań został sporządzony wykres (rys. 41) przedstawiający związek pomiędzy prędkością pojazdu a promieniem skrętu w przypadku rozpoczęcia poślizgu koła (krzywa A) i początku poślizgu tylnej osi (krzywa B) dla samochodu o parametrach $l = 3$ m, $a = 0,5 l$, $c = 0,3 l$, poruszającego się po drodze o współczynnikach $\mu = 0,5$ i $f = 0,015$. Krzywa C przedstawia zależność uzyskaną ze wzoru [113]. Jak widać, poniżej prędkości 120 km/godz wzór ten daje zadowalającą dokładność.

Przeciwdziałanie zarzuceniu pojazdu przy rozpoczętym poślizgu tylnej osi wymaga dość dużej wprawy w prowadzeniu samochodu. Należy w tym celu

przede wszystkim zmniejszyć siłę, która spowodowała poślizg osi, tj. przerwać hamowanie lub zmniejszyć siłę napędową. Na ogół proces zarzucania nie zostanie wskutek tego przerwany i będzie postępować dalej samoczynnie. Wobec czego należy dość energicznie skrócić przednie koła w stronę, w którą nastąpiło zarzucenie tylnej osi.

Na rys. 40 pokazano linią przerywaną właściwy kierunek skrętu kół. Z rysunku tego widać, że w tym przypadku nastąpi zwiększenie się promienia skrętu, a zatem i zmniejszenie się siły bezwładności N . Przy dużym skręcie kół można uzyskać nawet ujemną wartość promienia skrętu i siły N .

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

D	— wskaźnik dynamiczny w kg/kg
F	— powierzchnia czołowa samochodu w m^2
F	— siła boczna w kg
F_1	— wypadkowa boczna reakcja jezdni, działająca na koła przedniej osi w kg
F_2	— wypadkowa boczna reakcja jezdni, działająca na koła tylnej osi w kg
G	— ciężar pojazdu w kg
G_p	— ciężar przyczepy w kg
G_1	— część ciężaru pojazdu przypadająca na koła przedniej osi na drodze poziomej w kg
G_2	— część ciężaru pojazdu przypadająca na koła tylnej osi na drodze poziomej w kg
G_k	— obciążenie koła, prostopadłe do powierzchni drogi w kg
J_k	— moment bezwładności koła względem jego osi w $kgm \cdot sek^2$
J_s	— moment bezwładności mas obrotowych silnika, zredukowany do osi wału korbowego w $kgm \cdot sek^2$
J_p	— moment bezwładności pośrednich mas wirujących w $kgm \cdot sek^2$
I_z	— moment bezwładności pojazdu względem osi pionowej, przechodzącej przez środek ciężkości
I_T	— współczynnik przedstawiający wpływ bezwładności termicznej silnika, występujący przy jego rozpędzaniu
M	— moment obrotowy silnika w kgm
M_t	— moment oporu toczenia w kgm

M_k	— moment napędowy na obwodzie koła pędzącego w kGm
M_H	— moment hamujący w kGm
M_p	— moment przekazywany przez silnik przy ruchu przyspieszonym w kGm
M_b	— moment stycznych sił bezwładności w kGm
M_δ	— suma momentów tarcia, działających na koła w płaszczyźnie jezdni w kGm
M_z	— wypadkowy moment, powstały na skutek redukcji układu sił działających na pojazd
N	— składowa poprzeczna siły bezwładności w kG
N_e	— moc efektywna silnika w KM
N_k	— moc uzyskiwana na obwodzie kół napędowych pojazdu w KM
N_m	— moc strat mechanicznych w KM
N_b	— moc strat na opór bezwładności
N_t	— moc strat na opór toczenia
N_w	— moc strat na opór wzniesienia
N_p	— moc strat na opór powietrza
N_u	— moc uciążu
N_s	— moc stracona na poślizg
N_o	— moc pozostająca do dyspozycji na pokonanie oporów ruchu pojazdu
P	— siła pędząca w kG
P_n	— siła napędowa w kG
P_t	— siła oporu toczenia w kG
P_H	— siła hamująca
$P_n \max$	— maksymalna wartość siły napędowej przy danych warunkach drogowych
P_{max}	— maksymalne wartości siły pędzącej przy danych warunkach drogowych
P_0	— równoległa do powierzchni jezdni składowa oddziaływania pojazdu na oś koła w kG
P_1	— wypadkowa siła równoległa do powierzchni jezdni, oddziałująca na koła przedniej osi pojazdu — styczne reakcje drogi na koła przedniej osi pojazdu
P_2	— styczna reakcja drogi oddziałująca na koła tylnej osi pojazdu
P_{t1}	— siła oporu toczenia kół przedniej osi pojazdu
P_{t2}	— siła oporu toczenia tylnej osi pojazdu
P_w	— siła oporu wzniesienia
P_d	— siła oporu drogowego (toczenia i wzniesienia)
P_p	— siła oporu powietrza
P_b	— siła oporu bezwładności
P_u	— siła uciążu na haku
P_y	— poprzeczna składowa sił stycznych, działających na koła przedniej osi przy skręcie pojazdu
R	— promień skrętu w m
S	— droga rozbiegu lub hamowania pojazdu w m
T	— składowa podłużna siły bezwładności w kG
V	— prędkość pojazdu w km/godz
V_{max}	— maksymalna prędkość pojazdu w km/godz
V_0	— prędkość obwodowa koła na promieniu dynamicznym
$V_{N \max}$	— maksymalna prędkość możliwa do uzyskania przy wykorzystaniu maksymalnej mocy silnika
Y	— wypadkowa bocznych reakcji sprężystych opon w kG
Q	— prostopadła składowa reakcji drogi (reakcja normalna drogi) w kG
Q_1	— wypadkowa reakcja normalna drogi, działająca na koła przedniej osi pojazdu w kG
Q_2	— wypadkowa reakcja normalna drogi, działająca na koła tylnej osi pojazdu w kG
Q'	— wypadkowa normalna reakcja drogi, działająca na koła wewnętrzne (przy skręcie pojazdu)
Q''	— wypadkowa normalna reakcja drogi, działająca na koła zewnętrzne (przy skręcie pojazdu)
a	— odległość środka ciężkości pojazdu od płaszczyzny prostopadłej do powierzchni jezdni i przechodzącej przez przednią oś pojazdu w m lub wykładnik przełożeń
b	— odległość środka ciężkości pojazdu od płaszczyzny prostopadłej do powierzchni jezdni i przechodzącej przez przednią oś pojazdu w m lub stosunek dwóch kolejnych wartości wykładników przełożeń
c	— odległość środka ciężkości pojazdu od powierzchni jezdni w m
c_x	— współczynnik oporu powietrza
d	— rozstaw kół pojazdu w m lub odległość poziomej składowej siły oporu powietrza od powierzchni jezdni w m
e	— ramię momentu oporu toczenia
f	— współczynnik oporu toczenia
f_p	— współczynnik oporu toczenia przyczepy
g	— przyspieszenie ziemskie (9,81 m/sek ²)
h	— wysokość położenia haka w m
i_c	— całkowite przełożenie pomiędzy wałem silnika a kołami pędzącymi pojazdu
i_{cN}	— wartość całkowitego przełożenia, przy którym dany pojazd w danych warunkach drogowych może uzyskać największą prędkość
i_{c1}	— wartość przełożenia całkowitego na biegu najniższym
i_{cn}	— wartość przełożenia całkowitego na biegu najwyższym
i_r	— wskaźnik rozpiętości przełożeń

- i_n — przełożenie skrzyni biegów na biegu najwyższym
 i_1 — przełożenie skrzynki biegów na biegu pierwszym, najniższym
 i_s — przełożenie stałe
 i_b — wskaźnik rozpiętości przełożeń skrzynki biegów
 i_d — wskaźnik rozpiętości przełożeń przekładni dodatkowej
 i_x — przełożenie na biegu x
 l — rozstaw osi pojazdu w m
 l_1 — odległość środka reakcji sprężystych od płaszczyzny prostopadłej do powierzchni jezdni i przechodzącej przez przednią oś pojazdu
 m — masa pojazdu w $\frac{\text{kg sek}^2}{\text{m}}$
 m_0 — masa pozorna pojazdu w $\frac{\text{kg sek}^2}{\text{m}}$
 m_1 — współczynnik zmiany obciążenia osi przedniej
 m_2 — współczynnik zmiany obciążenia osi tylnej
 m_k — masa koła samochodowego w $\frac{\text{kg sek}^2}{\text{m}}$
 n — prędkość obrotów silnika w $\frac{1}{\text{min}}$
 n_k — prędkość obrotów koła pędzącego pojazdu w $\frac{1}{\text{min}}$
 n_N — wartość prędkości obrotów silnika przy maksymalnej wartości mocy efektywnej w $\frac{1}{\text{min}}$
 p — ciśnienie powietrza w oponie w kg/cm^2 lub odległość środka wyporu od płaszczyzny poprzecznej przechodzącej przez środek ciężkości pojazdu
 p_{GN} — przyspieszenie środka ciężkości pojazdu w kierunku prostopadłym do podłużnej osi symetrii w m/sek^2
 p_{GT} — przyspieszenie środka ciężkości pojazdu w kierunku równoległym do podłużnej osi symetrii w m/sek^2
 r_d — promień dynamiczny koła samochodu w m
 r_t — promień toczny koła samochodu w m
 s — poślizg względny
 t — czas w sek
 v — prędkość pojazdu w m/sek
 $\frac{dv}{dt}$ — przyspieszenie pojazdu w m/sek^2
 z — zastępcza wysokość, na której jest przyłożona wypadkowa sił oporu ruchu, równa co do wartości sile napędowej
 α — kąt wzniesienia drogi lub stosunek momentów hamujących osi przedniej i tylnej albo kąt skrętu kół
 β — kąt bocznego pochylenia drogi
 γ — kąt mierzony w podłużnej płaszczyźnie symetrii pojazdu, prostopadłej do powierzchni jezdni, zawarty pomiędzy płaszczyzną prostopadłą do płaszczyzny kąta i przechodzącą przez wektor siły uciągu a płaszczyzną jezdni
 γ_H — jednostkowa siła hamująca
 δ — kąt bocznego znoszenia koła samochodowego lub współczynnik uwzględniający wpływ mas wirujących przy niejednostajnym ruchu pojazdu
 δ_1 — kąt bocznego znoszenia środka osi przedniej
 δ_2 — kąt bocznego znoszenia środka osi tylnej
 ζ_k — współczynnik bocznego znoszenia koła w $\frac{\text{rd}}{\text{kg}}$
 ζ_1 — współczynnik bocznego znoszenia środka osi przedniej w $\frac{\text{rd}}{\text{kg}}$
 ζ_2 — współczynnik bocznego znoszenia środka osi tylnej w $\frac{\text{rd}}{\text{kg}}$
 η_m — współczynnik sprawności mechanicznej układu napędowego pojazdu
 η_k — współczynnik sprawności napędzającego koła pojazdu
 η_s — współczynnik sprawności kinematycznej (uwzględniający stratę prędkości wskutek poślizgu kół pędzących)
 κ — współczynnik obciążenia silnika
 λ_1 — współczynnik obciążenia kół przedniej osi
 λ_2 — współczynnik obciążenia kół tylnej osi
 λ_n — współczynnik obciążenia kół napędzających pojazdu
 μ — stosunek siły obwodowej do normalnego (prostopadłego do powierzchni jezdni) nacisku koła na drogę
 μ_0 — maksymalna wartość wielkości μ w danych warunkach drogowych, czyli współczynnik przyczepności

- μ_s — wartość współczynnika μ przy pewnej określonej wartości poślizgu względnego
 μ_1 — wartość współczynnika μ przy pełnym poślizgu koła
 ψ — współczynnik oporu drogowego (oporu toczenia i wzniesienia razem)
 ω — prędkość kątowna skrętu pojazdu w $\frac{1}{\text{sek}}$
 ω_k — prędkość kątowna obrotu koła w $\frac{1}{\text{sek}}$
 $\frac{d\omega}{dt}$ — przyspieszenie kątowe obrotu koła w $\frac{1}{\text{sek}^2}$

L I T E R A T U R A

- Bosch R.*: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. 11 Auflage, 1952.
Bussien R.: Automobiltechnisches Handbuch. Band I. Verl. Cramm, Berlin 1953.
Czernyszew J. N.: Niedostatki w issledowaniu awtomobilnych szin, „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyszlennost'”, Moskwa, Nr 4, 1953.
Czudakow E. A.: Teoria samochodu (tłumaczenie polskie). Wyd. Komunik., Warszawa 1954.
Czudakow E. A.: Trudy po teorii awtomobila. Akad. Nauk SSSR. 1945–1948, wypusk 1–13. Moskwa.
Czudakow E. A.: Kaczenje awtomobilnowo koleasa. Maszgiz, Moskwa 1947.
Zapiew S. A.: Opriedielenje radiusa kaczenja awtomobilnowo koleasa. „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyszlennost'”, Nr 10, Moskwa 1950.
Zapiew S. A.: *Krestownikow G. A.*: Opriedielenje koefficjenta wraszczajuszczichsia mas awtomobila. „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyszlennost'”, Nr 7, Moskwa 1951.
Nagler L. H. and Kenneth Razak: The Automobile ... Moving People Through Air (Aerodynamic Characteristics of American Passenger Cars). SAE Quarterly Transactions, New York, October 1950, Vol. 4.
Nowopolskij W. I.: Eksperimentalnoje issledowanie potieri na kaczenje awtomobilnowo koleasa. „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyszlennost'”, Nr 1, Moskwa 1954.
Nowosielow I. W.: Wybor konstrukcji tormoza dla legkowowo malolitrażnowo awtomobila. „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyszlennost'”, Nr 7, Moskwa 1954.
Pizwzner I. M.: Problemy ustojczivosti i usprawlaemosti awtomobila. „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyszlennost'”, Nr 1, Moskwa 1951.
Piewzner I. M.: Teoria ustojczivosti awtomobila. Maszgiz, Moskwa 1947.
Zimielew G. W.: Teoria awtomobila. Maszgiz, Moskwa 1951.
Praca zbiorowa: Maszynostrojenje. Tom 11. Maszgiz, Moskwa 1948.