

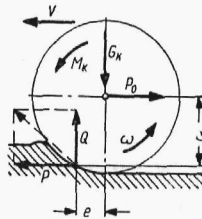
H. MECHANIKA POJAZDÓW

Prof. mgr 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 sił reakcji osi i drogi, działające 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.



Rys. 1. Siły działające na koło napędzane

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 G_k — obciążenie normalne koła.

Z zależności [3] wynika, że *współczynnik oporu toczenia* f 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.

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 $\text{kgm}^2/\text{sek}^2$,

m_k — masa koła w $\frac{\text{kg sek}^2}{\text{m}}$, $\frac{d\omega_k}{dt}$ — przyspieszenie kątowe 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

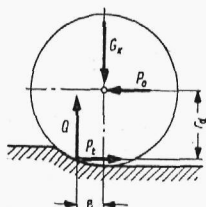
$$P = G_k f + I_k \frac{d\omega_k}{dt} \frac{1}{r_d} \quad [8]$$

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

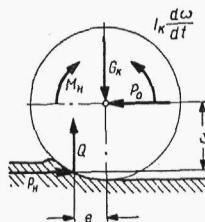
Układ sił i momentów koła hamowanego przedstawiony jest na rys. 3. Wartość momentu hamującego oblicza się według wzoru

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

gdzie P_H — siła hamująca.



Rys. 2. Siły działające na koło toczące



Rys. 3. Siły działające na koło hamowane

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.

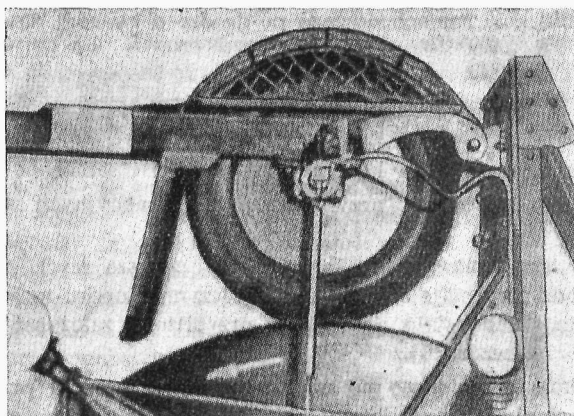
Wypadkowe przesunięcie opony względem powierzchni drogi powoduje stratę mocy na poślizg, nie wpływa ono jednak na wartość siły oporu toczenia.

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

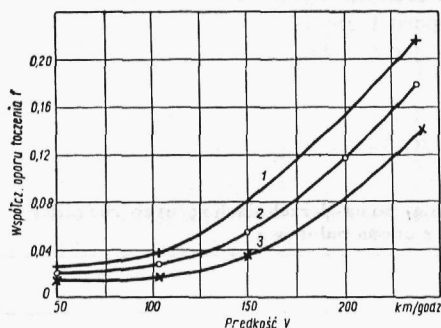
Omówione wyżej zjawisko dokładnie ilustruje fotografia pokazana na rys. 4, z której widać, że koło nie zdążyło się odprężyć i po przetoczeniu się o pewien kąt zachowuje jeszcze kształt nadany jej poprzednio. Wartość prędkości krytycznej wzrasta wraz z ciśnieniem w oponie. Dla niektórych rodzajów opon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

Na rys. 5 podane są wykresy ilustrujące zależność współczynnika oporu toczenia koła nienapędzanego z oponą 7,50—16" od prędkości ruchu i ciśnienia w oponie (9)¹⁾.

¹⁾ Liczby w () oznaczają numery pozycji literatury.

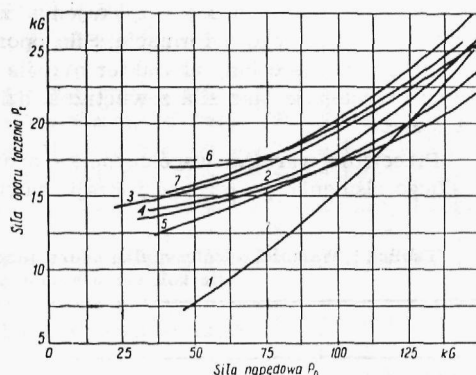


Rys. 4. Odształcenie opony przy prędkościach ponadkrytycznych



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 toczących się po twardej nawierzchni (4)

Dla koła napędzającego, tj. przenoszącego dodatnią siłę pędzącą, poruszającego się po drodze o twardej nawierzchni, współczynnik oporu toczenia jest większy niż dla koła toczącego i wzrasta dość znacznie wraz ze wzrostem siły napędowej. Jest to spowodowane podłużnym ściskaniem przedniej części bieżnika opony stykającej się z nawierzchnią i powstającą wskutek tego fałdą tworzącą 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 przenoszonej 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 współczyn-

nika oporu toczenia koła samochodowego po drodze o twardej nawierzchni, podany jest niżej

$$f = \frac{1}{p^{0,64}} \left(0,02 + \frac{V^{3,7}}{p^{1,44} 142 \cdot 10^7} \right) \quad [11]$$

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, np. wzór [91].

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.

Tablica 1. Wartości współczynnika oporu toczenia, 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 zablocona	0,035
Dobra droga polna — trakt	0,035 — 0,05
Droga błotnista lub piaszczysta	0,08 — 0,16
Sypki piasek	0,15 — 0,3

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.

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 ilczyby wykonanych przez koło obrotów i liczby 2π).

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 tocznego 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 zero (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. Do celów praktycznych wystarczy określić promień toczny koła napędzanego samochodu przy jego ruchu jednostajnym po drodze poziomej z niewielką prędkością.

W tabl. 2 podane są wartości promieni tocznych dla różnych wymiarów opon. Wartości promieni tocznych podane są dla kół napędzanych przy niewielkich prędkościach, 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

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

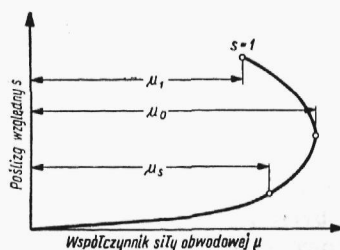
gdzie: s — poślizg względny, V_0 — prędkość liniowa osi koła przy jego ruchu bez poślizgu ($\omega_k r_d$), V — rzeczywista prędkość liniowa osi koła ($\omega_k r_t$).

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.

Tablica 2. Wartości promieni tocznych r_t dla opon o różnych wymiarach

Wymiar opony	Promień toczny r_t mm
5,60—13	283
5,90—13	289
6,40—13	307
5,60—15	307
5,90—15	315
6,40—15	324
6,00—16	338
6,50—16	360
7,00—20	420
7,50—20	440
8,25—20	460
9,00—20	488
10,00—20	507
11,00—20	521
12,00—20	543



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

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.

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 boczemu 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, wartości ciśnienia w oponie, od konstrukcji powłoki opony, kształtu bieżnika opony, od rodzaju nawierzchni drogi i od stanu tej nawierzchni oraz od warunków atmosferycznych.

Tablica 3. Średnie wartości współczynników przyczepności μ_0 dla opon samochodowych

Rodzaj nawierzchni drogi	Sucha	Mokra	Rodzaj nawierzchni drogi	Sucha	Mokra
Beton	0,8 – 1	0,5 – 0,6	Droga gruntowa	0,5 – 0,6	0,3 – 0,4
Asfalt	0,7 – 0,8	0,3 – 0,4	Piasek	0,5 – 0,6	0,4 – 0,5
Klinkier	0,7 – 0,8	0,4 – 0,5	Droga oblodzona	0,2 – 0,3	
Droga tłuczniowa	0,6 – 0,7	0,3 – 0,4	Droga pokryta śniegiem	0,2 – 0,4	

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.

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.

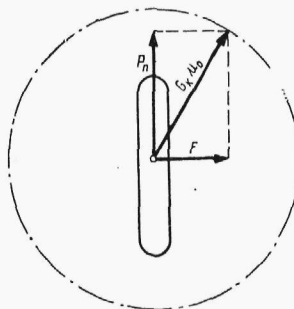
W przypadku, gdy w kierunku osi koła działa jakaś siła boczna F , graniczna siła napędowa będzie miała mniejszą wartość niż $G_k \mu_0$. Zakładając, że siła wypadkowa $R = G_k \mu_0$, na podstawie rys. 8 otrzymamy

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

Maksymalna siła boczna, wywołująca poślizg boczny koła, wyniesie

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

Ze wzoru [18] wynika, że w razie działania dużej siły obwodowej wystarczy niewielka siła boczna, aby wywołać ślizganie się koła w kierunku wypadkowej siły R .



Rys. 8. Zależność siły obwodowej od siły bocznej

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 napędowego koła samochodu

Moc doprowadzona do koła jest iloczynem momentu obrotowego i prędkości kątowej koła lub iloczynem siły napędowej i prędkości obwodowej koła v_0 . Prędkość v_0 oblicza się jako iloczyn prędkości kątowej koła ω i promienia dynamicznego koła r_d . Moc dostarczaną do koła N_k można określić wzorem

$$N_k = M_k \omega_k = P_n v_0 = P_n \omega r_d \quad [19]$$

Przy toczeniu się koła zachodzi strata części mocy doprowadzonej do koła, wywołana stratą siły napędowej zużytej na pokonanie oporów toczenia i stratą prędkości. Prędkość osi koła napędzanego jest mniejsza od prędkości obwodowej koła na promieniu dynamicznym ze względu na straty prędkości, zachodzące lub przez jednoczesne ślizganie się wszystkich stykających się z powierzchnią drogi elementów bieżnika opony, lub też wskutek częściowego poślizgu tylko niektórych elementów bieżnika, niewystępującego jednocześnie na całej powierzchni styku koła z drogą. Istotne znaczenie ma tu tylko ostateczny rezultat poślizgu, wyrażony przez zmniejszenie prędkości osi koła ($v < v_0$), a zatem przez zmniejszenie promienia tocznego koła ($r_t < r_d$).

Stratę mocy przy toczeniu się koła można wyrazić za pomocą zależności

$$\Delta N_k = G_k e \omega + P(r_d - r_t) \omega = P_t v + P_n v_0 s \quad [20]$$

Poślizg względny s określa się na podstawie wzoru [13].

Moc użyteczną, przekazywaną przez oś koła kadłubowi pojazdu, stanowi iloczyn siły pędzącej P i prędkości osi koła v . Jest ona mniejsza od mocy doprowadzonej do koła o wartość strat ΔN_k .

$$N_u = P v = N_k - P_t v - P_n v_0 s = N_k (1 - s) - G_k f v \quad [21]$$

Ze wzoru [21] można obliczyć wartość siły pędzącej P

$$P = \frac{N_k (1 - s)}{v} - G_k f \quad [22]$$

Pierwszy człon wzoru [22] przedstawia wartość siły napędowej P_n . W literaturze samochodowej wzór [22] jest zwykle podawany z pominięciem czynnika $(1 - s)$. Przy większych wartościach siły napędowej (to jest przy zwiększonych poślizgach), uproszczenie takie prowadzi do rozbieżności pomiędzy wynikami obliczeń i pomiarów doświadczalnych.

Przekształcając wzór [22] można otrzymać następującą zależność

$$P = \frac{N_k}{v} - G_k \left(\frac{e}{r_d} + \frac{N_k}{G_k v} s \right) \quad [23]$$

Na podstawie wzoru [23] niektórzy autorzy traktują iloraz $\frac{N_k}{v} = \frac{M_k}{r_t}$ jako „siłę napędową”, zaś iloczyn $G_k \left(\frac{e}{r_d} + \frac{N_k}{G_k v} s \right)$ — jako „siłę oporu toczenia”. Takie ujęcie oporu toczenia daje jednak zniekształcony obraz zjawisk zachodzących przy toczeniu się koła.

Koło samochodu może być także traktowane jako mechanizm o określonej sprawności przenoszący moc. Sprawność koła samochodowego η_k jest ilorazem mocy użytecznej i mocy doprowadzonej do koła, co określa następujący wzór

$$\eta_k = \frac{P v}{P_n v_0} = \frac{P r_t}{P_n r_d} = \left(1 - \frac{G_k}{P_n} f \right) (1 - s) \quad [24]$$

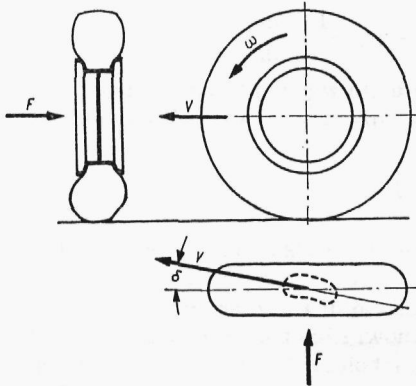
4. Boczne znoszenie koła samochodowego

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.

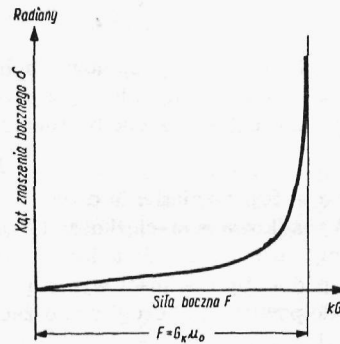
Ustalony doświadczalnie charakter przebiegu zależności pomiędzy wartością kąta znoszenia δ a wartością siły bocznej F przedstawiony jest za pomocą wykresu na rys. 10. Dla małych wartości siły bocznej zależność ta jest liniowa i wartość kąta znoszenia δ można określić ze wzoru

$$\delta = \zeta_k F \quad [25]$$

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



Rys. 9. Znoszenie koła samochodowego



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

Charakter przebiegu krzywej, przedstawionej na rys. 10, 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 boczego znoszenia dla opon samochodów osobowych osiąga wielkość rzędu $(3 \text{ do } 5) \cdot 10^{-4} \text{ rd/kg}$.

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

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

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

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

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 zachodzi równość

$$P_t = (G \cos \alpha) f \quad [26]$$

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 h_c nad powierzchnią drogi i jest równa

$$P_w = G \sin \alpha \quad [27]$$

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 .

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

$$P_d = P_w + P_t = G (\sin \alpha + f \cos \alpha) = G \psi \quad [28]$$

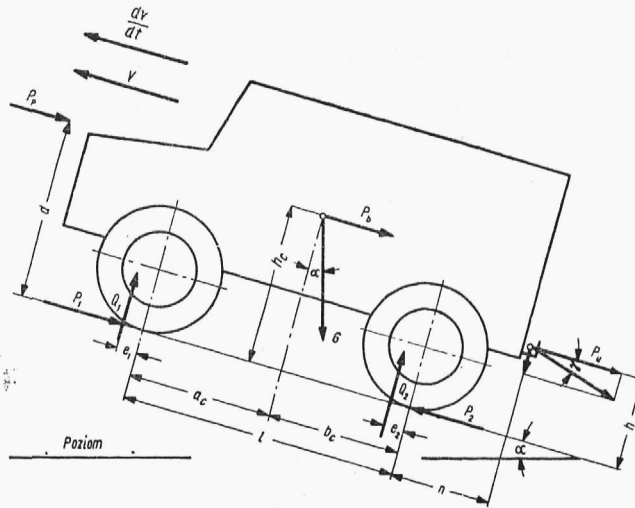
gdzie ψ oznacza *współczynnik oporu drogowego*.

Siłę oporu powietrza określa się za pomocą następującego wzoru

$$P_p = 0,0625 c_x F v^2 = 0,0048 c_x F V^2 \text{ kG} \quad [29]$$

gdzie: F — powierzchnia czołowa samochodu w m^2 (rzut powierzchni samochodu na płaszczyznę prostopadłą do kierunku 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.

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



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

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

$$P_b = -m \frac{dv}{dt} = -\frac{G}{g} \frac{dv}{dt} \quad [30]$$

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.

Przy ruchu przyspieszonym pojazdu siła bezwładności jest skierowana przeciwnie do kierunku i 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

Tablica 4. Wartości współczynnika oporu powietrza c_x ¹⁾

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

¹⁾ Średnie wartości, obliczone z wyników uzyskanych na podstawie badań pojazdów (np. SAE, Quarterly Transactions, Oktober 1950).

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

lub

$$P_n - f G \cos \alpha - G \sin \alpha - 0,0048 c_x F V^2 - \left(\frac{G}{g} + 2 I_k \frac{1}{r_d r_k} \right) \frac{dv}{dt} - P_u = 0 \quad [31]$$

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

$$Q_1 = G \frac{(b_c - e_2) \cos \alpha - h_c \sin \alpha}{l} - \frac{(0,0048 c_x F V^2) d}{l} - \frac{G}{g} \frac{dv}{dt} \frac{h_c}{l} - P_u \frac{h + (n + e_2) \operatorname{tg} \gamma}{l} \quad [32]$$

$$Q_2 = G \frac{(a_c + e_1) \cos \alpha + h_c \sin \alpha}{l} + \frac{(0,0048 c_x F V^2) d}{l} + \frac{G h_c}{g l} \frac{dv}{dt} + P_u \frac{h + (l + n + e_1) \operatorname{tg} \gamma}{l} \quad [33]$$

przy czym

$$e_1 = f_1 r_{d1} \quad e_2 = f_2 r_{d2}$$

Zakładając, że całkowita siła oporu ruchu (równa co do wartości sile napędowej P_n) jest przyłożona na pewnej zastępczej wysokości z , możemy równania [31] i [32] przedstawić w zupełnie prostej postaci

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

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

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

$$G_1 = G \frac{b_c}{l} \quad [36]$$

$$G_2 = G \frac{a_c}{l} \quad [37]$$

W przypadku, gdy siła napędowa jest zużywana głównie na uzyskanie przyspieszenia pojazdu lub na pokonanie oporu wzniesienia, zastępczą wysokość z przyjmujemy równą wysokości położenia środka ciężkości h_c . Gdy zaś główną siłą oporu ruchu jest siła na haku, jak to ma miejsce w ciągnikach rolniczych, wówczas wysokość z zastępujemy przez wysokość położenie haka h . W przypadku hamowania pojazdu do wzorów [34] i [35] 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

$$\lambda_1 = \frac{Q_1}{G} = \frac{b_c}{l} \cos \alpha - \frac{P_n}{G} \frac{z}{l} \quad [38]$$

$$\lambda_2 = \frac{Q_2}{G} = \frac{a_c}{l} \cos \alpha + \frac{P_n}{G} \frac{z}{l} \quad [39]$$

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 zmiany obciążenia dla osi przedniej i tylnej, czyli

$$m_1 = \frac{Q_1}{G_1} = \cos \alpha - \frac{P_n}{G} \frac{z}{b_c} \quad [40]$$

$$m_2 = \frac{Q_2}{G_2} = \cos \alpha + \frac{P_n}{G} \frac{z}{a_c} \quad [41]$$

Uwagi dotyczące wzorów [34] i [35] odnoszą się również do wzorów [38], [39], [40] i [41].

Z równania [31] wynika, że siła napędowa musi być równa sumie sił oporów ruchu.

Aby w danych warunkach drogowych pojazd mógł się poruszać, wartość otrzymanej ze wzoru [31] 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 dla różnych rodzajów napędu za pomocą nierówności

$$\text{Przy napędzie na oś tylną} \quad P_n < Q_2 \mu_0 \quad [42]$$

$$\text{Przy napędzie na oś przednią} \quad P_n < Q_1 \mu_0 \quad [43]$$

$$\text{Przy napędzie na wszystkie osie} \quad P_n < \Sigma Q_n \mu_0 \quad [44]$$

Od wartości maksymalnej siły na kole zależą wartości współczynników obciążenia osi i współczynników odciążenia lub dociążenia. Wzory do obliczenia granicznych wartości tych współczynników podane są w tabl. 5. Wartość wysokości z wstawia się zgodnie z uwagą odnoszącą się do wzorów [34] i [35].

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	$\frac{b_c - \mu_0 z}{l - \mu_0 z} \cos \alpha$	$\frac{a_c}{l - \mu_0 z} \cos \alpha^*$	$\frac{b_c - \mu_0 z}{l - \mu_0 z} \cdot \frac{l}{b_c} \cos \alpha$	$\frac{l}{l - \mu_0 z} \cos \alpha^*$
Napęd przedniej osi	$\frac{b_c}{l + \mu_0 z} \cos \alpha^*$	$\frac{a_c + \mu_0 z}{l + \mu_0 z} \cos \alpha$	$\frac{l}{l + \mu_0 z} \cos \alpha^*$	$\frac{a_c + \mu_0 z}{l + \mu_0 z} \frac{l}{a_c} \cos \alpha$
Napęd wszystkich osi	$\frac{b_c - \mu_0 z}{l} \cos \alpha^*$	$\frac{a_c + \mu_0 z}{l} \cos \alpha^*$	$\frac{b_c - \mu_0 z}{b_c} \cos \alpha^*$	$\frac{a_c + \mu_0 z}{a_c} \cos \alpha^*$
Współczynniki odnoszące się do osi kół napędzających są oznaczone gwiazdką.				

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 do 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.

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	$\mu_0 \frac{a_c}{l - \mu_0 h_c}$	$\mu_0 \frac{a_c}{l - \mu_0 h_c} - f$	$\mu_0 \frac{1}{1 + \frac{G_p}{G}} \cdot \frac{a_c}{l - \mu_0 h} - f$	$\frac{1}{1 + \frac{G_p}{G}} \left[\frac{\mu_0 a_c}{l - \mu_0 h} - f \right] - f_p \frac{G_p/G}{1 + \frac{G_p}{G}}$
Napęd przedniej osi	$\mu_0 \frac{b_c}{l + \mu_0 h_c}$	$\mu_0 \frac{b_c}{l + \mu_0 h_c} - f$	$\mu_0 \frac{1}{1 + \frac{G_p}{G}} \cdot \frac{b_c}{l + \mu_0 h} - f$	$\frac{1}{1 + \frac{G_p}{G}} \left[\frac{\mu_0 b_c}{l + \mu_0 h} - f \right] - f_p \frac{G_p/G}{1 + \frac{G_p}{G}}$
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 uciągu 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	$\mu_0 \frac{a_c \cos \alpha}{l - \mu_0 h} - \sin \alpha$	$\mu_0 \frac{a_c}{l - \mu_0 h}$	$\mu_0 \frac{a_c \cos \alpha}{l - \mu_0 h} - \sin \alpha - f \cos \alpha$	$\mu_0 \frac{a_c}{l - \mu_0 h} - f$
Napęd przedniej osi	$\mu_0 \frac{b_c \cos \alpha}{l + \mu_0 h} - \sin \alpha$	$\mu_0 \frac{b_c}{l + \mu_0 h}$	$\mu_0 \frac{b_c \cos \alpha}{l + \mu_0 h} - \sin \alpha - f \cos \alpha$	$\mu_0 \frac{b_c}{l + \mu_0 h} - f$
Napęd wszystkich osi	$\mu_0 \cos \alpha - \sin \alpha$	μ_0	$(\mu_0 - f) \cos \alpha - \sin \alpha$	$\mu_0 - f$

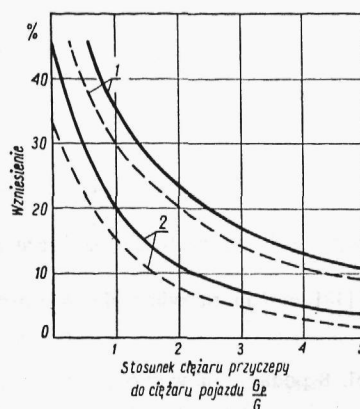
Wpływ rodzaju drogi dla pojazdu ciągnącego przyczepę został pominięty, gdyż na wartość kąta wzniesienia w dużym stopniu wpływa opór przyczepy. W ostatniej kolumnie tablicy 6 podane są wzory do obliczania tangensów kątów wzniesień dla przypadku, kiedy współczynnik oporu toczenia pojazdu ciągnącego i przyczepy 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 tga), jakie może pokonać ciągnik ciągnący przyczepę, od stosunku ciężaru przyczepy do ciężaru pojazdu. Dla ciągników z napędem tylnym stosunek odległości środka ciężkości od płaszczyzny normalnej do drogi i przechodzącej przez oś przednią do rozstawu osi jest przyjęty jako równy $0,65 \left(\frac{a_c}{l} = 0,65 \right)$, zaś stosunek wysokości haka do rozstawu $\left(\frac{h}{l} \right)$ wynosi 0,33.

W tabl. 7 podane są wartości stosunku siły uciągu 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 z tylnym wózkiem wyrównującym naciski na oś średnią i tylną. W tym przypadku należy wartości oznaczone wskaźnikiem 2 odnosić łącznie do obu osi — średniej i tylnej — zaś jako wielkość b_c wstawić odległość środka ciężkości od płaszczyzny normalnej do drogi i przechodzącej równolegle 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 % 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 , leżąca 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

$$P_n = \frac{M i_c \eta_m}{r_d} - \frac{1}{r_d r_t} \left(I_s i_c^2 \eta_m + \sum I_p i_p^2 \eta_p + \sum I_{kn} \right) \frac{dv}{dt} \quad [45]$$

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 prędkości obrotowej silnika do prędkości obrotowej 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 $\sum I_{kn}$ — 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

$$\frac{M i_c \eta_m}{r_d} = G (f \cos a + \sin a) + 0,0625 c_x F v^2 + \delta \frac{G}{g} \frac{dv}{dt} \quad [46]$$

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 $m_0 = \delta \frac{G}{g}$

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

Dla samochodów można przyjmować z dostateczną dokładnością

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

W powyższych wzorach $\sum I_k$ oznacza sumę momentów bezwładności wszystkich kół pojazdu.

Wzór [48] można przedstawić w uproszczonej postaci jako funkcję przełożenia

$$\delta = W_1 + W_2 i_c^2 \quad [49]$$

W tabl. 8 podane są wartości momentów bezwładności, ciężarów, promieni bezwładności i stosunków promienia bezwładności do promienia dynamicznego koła dla obracających się części różnych samochodów produkcji radzieckiej, a w tabl. 9 umieszczone są wartości wskaźników W_1 i W_2 ze wzoru [49] i współczynników mas wirujących dla różnych typów samochodów i różnych biegów.

Tablica 8. Wartości momentów bezwładności, ciężarów, promieni bezwładności i stosunków promienia bezwładności do dynamicznego promienia koła (7)

Typ samochodu	Masy obrotowe	Moment bezwładności kGmsek ²	Ciężar G kG	Promień bezwładności ρ m	$\frac{\rho}{r_d}$
Moskwicz 402	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, przedni bęben hamulcowy	0,1410	31,0	0,212	0,616
	Koło z oponą 6,00—16, tylny bęben hamulcowy	0,1410	31,0	0,212	0,616

Tablica 8 (cd.)

Typ samochodu	Masy obrotowe	Moment bezwładności kgm^2	CieŜar G kg	Promień bezwładności ρ m	$\frac{\rho}{r_d}$
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 bęb- nem hamulcowym i piastą	0,7750	96,0	0,281	0,630
	Koło bliźniacze z oponami 7,50-20 z tylnym bęb- nem 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	2,5620	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 i terenowymi 9,00-20 tylny bęben hamulcowy i pia- sta	2,6920	247,0	0,320	0,652
FAZ-200	Wał korbowy, koło zamachowe i sprzęgło	0,3100	157,5	0,138	—
	Koło z oponą terenową, 12,00-20, przed- ni 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 (7)

Typ samochodu	Obciążenie	Całkowity ciężar samochodu kg	Rodzaj i rozmiary opon	W_1	W_2	Współczynnik mas wirujących δ					Uwagi
						I bieg	II bieg	III bieg	IV bieg	V bieg	
Moskwiacz	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	—	—	$i_g = 5,125$ $i_f = 2,82$ $i_{ff} = 1,604$
ZIS-110	7 ludzi	2950	7,50-16	1,030	0,029	1,200	1,097	1,059	—	—	
Lublin 51	2,5 tony	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 tony	8125	9,00-20	1,039	0,033	2,33	1,405	1,159	1,073	1,061	
FAZ-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 ton	13725	12,00-20	1,037	0,042	2,625	1,519	1,171	1,079	1,063	opony terenowe

Wartość momentu obrotowego silnika w czasie rozbiegu pojazdu M_p , kiedy wał silnika posiada określone przyspieszenie kątowe $\frac{d\omega}{dt}$, różni się od wartości momentu obrotowego odpowiadającej tej samej prędkości obrotowej, lecz uzyskanej z pomiaru na hamowni w warunkach ustalonych (ustalona temperatura i stała prędkość obrotowa). Moment silnika uzyskiwany przy ruchu przyspieszonym silnika jest zwykle mniejszy od odpowiedniego momentu uzyskiwanego na hamowni. Na podstawie doświadczeń (15) może on być określony z następującego wzoru

$$M_p = M - I_T \frac{d\omega}{dt} \quad [50]$$

Współczynnik I_T ma wymiar momentu bezwładności (kgmsek^2). 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: wartość momentu bezwładności mas wirujących silnika I_s zwiększyć o wielkość I_T , a współczynnik mas wirujących pojazdu δ obliczyć wg wzorów

$$\delta = 1 + \frac{[(I_s + I_T) i_c^2 \eta_m + \sum I_p i_p^2 \eta_p + \sum I_k] g}{r_d r_i G} \quad [51]$$

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

$$\delta = 1 + \frac{[(I_s + I_T) i_c^2 \eta_m + \sum I_k] g}{r_d^2 G} \quad [52]$$

Współczynnik sprawności układu napędowego jest to stosunek mocy uzyskiwanej na kołach napędowych pojazdu do mocy efektywnej silnika przy ruchu jednostajnym, a więc

$$\eta_m = \frac{N_k}{N_e} \quad [53]$$

Gdy w układzie napędowym nie ma strat prędkości, to sprawność układu napędowego można przedstawić jako stosunek momentu obrotowego na kołach napędowych do momentu silnika pomnożonego przez przełożenie całkowite, to jest

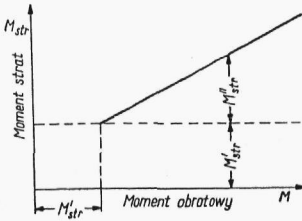
$$\eta_m = \frac{M_k}{M_e i_c} \quad [54]$$

Różnica $(M_e i_c - M_k)$ jest momentem strat na pokonanie oporów przekładni M_{str} . Moment ten składa się z dwóch części. Jedna część tego momentu M'_{str} idzie na pokonanie strat niezależnych od wartości przenoszonego momentu; są to straty wynikające z tarcia i uderzenia kół zębatych o olej, straty w uszczelnieniach i część strat w łożyskach i kołach zębatych. Wartość momentu idącego na pokonanie tej części strat zależy od rodzaju i temperatury oleju, od prędkości obrotowej przekładni, lecz nie zależy od przenoszonego momentu obrotowego.

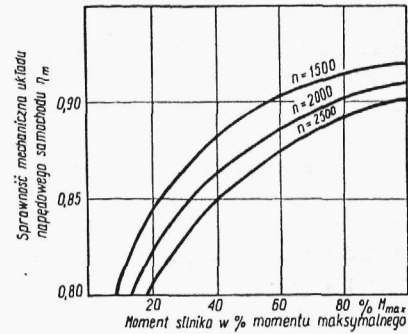
Wartość drugiej części momentu strat M''_{str} — to straty na pokonanie oporów tarcia w zazębieniu i łożyskach, które zależą od przenoszonego momentu obrotowego i są na ogół nieduże. Przebieg całkowitego momentu strat w funkcji przenoszonego przez przekładnię momentu obrotowego pokazany jest na rys. 13.

Wskutek znacznego wpływu momentu strat stałych na wartość sprawności zależy ona bardzo od stopnia obciążenia silnika. Na rys. 14 pokazany jest przykładowo prze-

bieg wartości sprawności całego układu napędowego, to jest skrzynki biegów, przekładni głównej i wałów napędowych, w zależności od stopnia obciążenia silnika. Z wykresu tego wynika, że przy niepełnym obciążeniu silnika sprawność mechanizmu układu napędowego przybiera bardzo niskie wartości. Każda z krzywych odpowiada

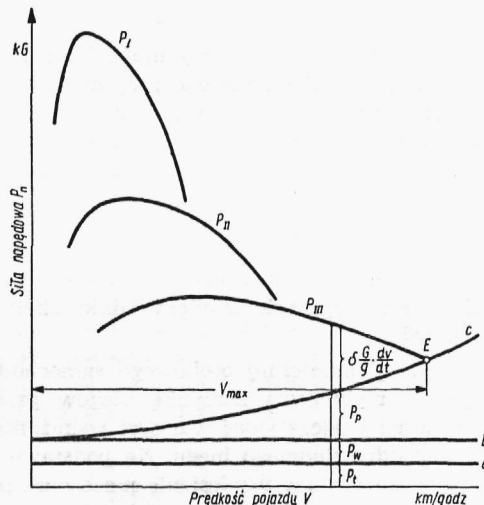


Rys. 13. Moment strat w funkcji przenoszonego przez przekładnię momentu obrotowego



Rys. 14. Zależność współczynnika sprawności mechanicznej układu napędowego samochodu od stopnia obciążenia silnika dla biegu bezpośredniego

określonej wartości prędkości obrotowej silnika. Przy większych prędkościach obrotowych silnika, to jest przy większej prędkości samochodu, wartość sprawności mechanicznej obniża się. Do wstępnych obliczeń przyjmuje się zwykle stałą wartość współczynnika sprawności mechanicznej leżącą w granicach od 0,8 do 0,9 mając na względzie fakt, że obliczenia te przeprowadza się dla pełnego obciążenia silnika.



Rys. 15. Wartości siły napędowej i sił oporów ruchu w zależności od prędkości pojazdu dla samochodu z 3-biegową skrzynką biegów

Na rys. 15 przedstawiono wykresy ilustrujące wartości poszczególnych składników równania ruchu [46] 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 odpowiadają podobnie jak krzywa momentu obrotowego silnika określonej prędkości obrotowej przy jego pełnym obciążeniu, gdyż wartość siły napędowej jest wprost proporcjonalna do wartości momentu obrotowego silnika.

Odcinki rzędnych omawianego wykresu, zawarte pomiędzy krzywą *c* i 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. 15 daje pełny obraz zmiany poszczególnych wartości, wchodzących w skład równania ruchu pojazdu w funkcji jego prędkości. Odcięta punktu *E* 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 [46], gdyż zawiera ono szereg danych konstrukcyjnych. Przegrupowując odpowiednie wartości tego równania i dzieląc je przez ciężar pojazdu, otrzymamy równanie

$$\frac{P_n - P_p}{G} = \psi + \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt} \quad [55]$$

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 [55], stanowiącą różnicę siły napędowej i oporu powietrza odniesioną do jednostki ciężaru pojazdu, przyjęto nazywać *wskaznikiem dynamicznym samochodu*¹⁾ i oznaczać przez *D*. Dla pojazdu poruszającego się ruchem jednostajnym wzór [55] przybiera postać

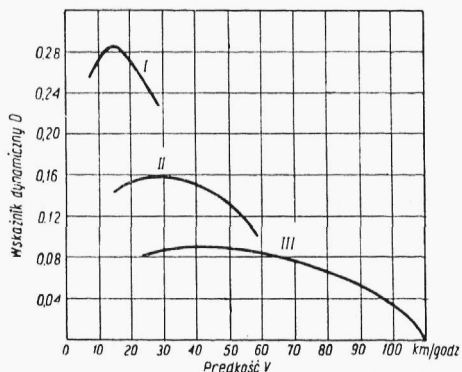
$$D = f + w \quad [56]$$

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

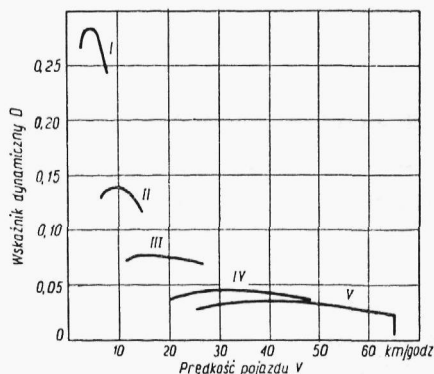
Przykład charakterystyki dynamicznej osobowego samochodu z silnikiem gaźnikowym, zaopatrzonego w trzybiegową skrzynkę biegów przedstawiony jest na rys. 16. Z wykresu tego możemy odczytywać wartości wskaźnika dynamicznego dla obranej prędkości pojazdu i odpowiedniego biegu. Na podstawie równania [55] możemy od razu określić, jakie największe wzniesienie może nasz pojazd pokonać przy obranej prędkości 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.

¹⁾ Pojęcie to wprowadził prof. E. A. Czudakow (4).

Na rys. 17 przedstawiono charakterystykę dynamiczną samochodu ciężarowego z silnikiem wysokoprężnym.



Rys. 16. Charakterystyka dynamiczna samochodu osobowego M-20 Warszawa z 3-biegową skrzynką biegów

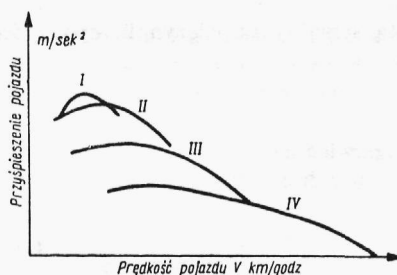


Rys. 17. Charakterystyka dynamiczna 7-tonowego samochodu ciężarowego z 5-biegową skrzynką biegów

4. Obliczanie przyspieszeń pojazdu

Na rys. 18 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

Rys. 18. Wykres przyspieszeń dla samochodu ciężarowego z 4-biegową skrzynką biegów



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

$$opt = \frac{G \psi r_t}{M \eta_m} + \sqrt{\left(\frac{G \psi r_t}{M \eta_m} \right)^2 + \frac{G r_t^2 + g \Sigma I_k}{(I_s + I_T) \eta_m g}} \quad [57]$$

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 przy ruchu jednostajnym (str. 650).

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

$$i_{opt} = \sqrt{\frac{G r_t^2 + g \Sigma I_k}{(I_s + I_T) \eta_m g}} \quad [58]$$

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

$$P_n = A + bv + Cv^2 \quad [59]$$

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

Na podstawie równania [59] można przedstawić równanie ruchu prostoliniowego pojazdu [46] w następującej postaci

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta G} (a + bv + cv^2) \quad [60]$$

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

Maksymalna prędkość samochodu wyniesie

$$v_{max} = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2c} \quad [61]$$

Maksymalny współczynnik oporu drogowego jaki pojazd może pokonać

$$\psi_{max} = \frac{1}{G} \left(a - \frac{b^2}{2c} \right) \quad [62]$$

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

$$v_\psi = -\frac{b}{2c} \quad [63]$$

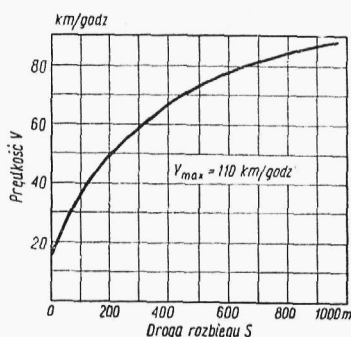
Wyrażony w sekundach czas rozbiegu pojazdu od prędkości v_1 do prędkości v_2 przy stałym przełożeniu układu napędowego

$$t = \frac{\delta G}{g} \frac{1}{\sqrt{b^2 - 4ac}} \left(\ln \frac{2c v_2 + b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2c v_1 + b - \sqrt{b^2 - 4ac}} - \ln \frac{2c v_2 + b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2c v_1 + b + \sqrt{b^2 - 4ac}} \right) \quad [64]$$

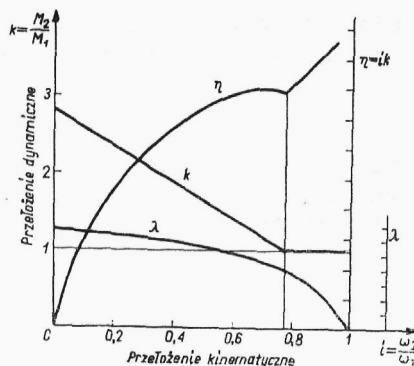
Wyrażona w metrach droga rozbiegu pojazdu od prędkości v_1 do prędkości v_2 przy stałym przełożeniu układu napędowego

$$S = \frac{\delta G}{g} \frac{1}{\sqrt{b^2 - 4ac}} \left(\frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2c} \cdot \ln \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac} - 2c v_2}{-b + \sqrt{b^2 - 4ac} - 2c v_1} - \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2c} \cdot \ln \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac} - 2c v_2}{-b - \sqrt{b^2 - 4ac} - 2c v_1} \right) \quad [65]$$

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. 19.



Rys. 19. Wykres drogi rozbiegu dla samochodu M-20 Warszawa



Rys. 20. Bezwymiarowa charakterystyka przekładni hydrokinetycznej o przełożeniu ciągłym

6. Dynamiczna charakterystyka samochodu z przekładnią o przełożeniu ciągłym

Do sporządzenia dynamicznej charakterystyki pojazdu zaopatrzonego w przekładnię o przełożeniu ciągłym (bezstopniową) potrzebne są charakterystyki silnika i tej przekładni. Na rysunku 20 pokazana jest bezwymiarowa charakterystyka przekładni hydrokinetycznej o przełożeniu ciągłym. Ten rodzaj przekładni uzyskał obecnie duże zastosowanie w różnych rodzajach pojazdów mechanicznych. Inne rodzaje przekładni o przełożeniu ciągłym, np. cierna lub hydrostatyczna, mają podobny charakter przebiegu podstawowych zależności.

Bezwymiarowa charakterystyka przekładni o przełożeniu ciągłym przedstawia zależność przełożenia dynamicznego od przełożenia kinematycznego. Przełożenie dynamiczne k jest to stosunek momentu obrotowego na wale wyjściowym przekładni M_2 do momentu obrotowego na wale wejściowym M_1 . Przełożenie kinematyczne jest to stosunek prędkości kątowych tych wałów. Iloczyn odpowiadających sobie przełożeń — dynamicznego i kinematycznego — daje wartość sprawności przekładni η . Krzywa przedstawiająca zależność sprawności przekładni o przełożeniu ciągłym od przełożenia kinematycznego pokazana jest na rys. 20. Ponadto na charakterystyce bezwymiarowej powinien być podany przebieg zależności współczynnika momentu wejściowego λ_1 od przełożenia kinematycznego. Współczynnik ten jest wielkością bezwymiarową i dla przekładni hydrokinetycznej jest określony zależnością

$$\lambda_1 = \frac{M_1 g}{\gamma \omega_1^2 d_1^3} \quad [66]$$

gdzie: γ — ciężar właściwy cieczy roboczej w kg/m^3 , M_1 — moment napędzający skrzynkę biegów (moment wirnika pompy) w kGm , ω_1 — prędkość kątową wału wejściowego w rd/sek , d_1 — wielkość charakteryzująca rozmiary przekładni — średnica zewnętrzna pierścienia cieczy w przekładni w m.

Z charakterystyki silnika otrzymujemy związek pomiędzy momentem obrotowym M_1 a prędkością kątową wału silnika ω_1 .

Dla zbudowania dynamicznej charakterystyki pojazdu zaopatrzonego w przekładnię hydrokinetyczną należy znaleźć odpowiadające sobie wartości prędkości pojazdu i siły napędowej. Wartości te obliczamy ze wzorów [67] i [68] lub [69].

$$V = \frac{3,6 r_t \omega_1 i}{i_c} \quad [67]$$

gdzie: V — prędkość pojazdu w km/godz, i — kinematyczne przełożenie przekładni hydrokinetycznej, i_c — przełożenie przekładni zębatych, r_t — promień toczny koła samochodu w m.

$$P_n = \frac{M_1 k i_c \eta_m}{r_d} \quad [68]$$

$$P_n = \frac{M_1 k i_c - M_{str}}{r_d} \quad [69]$$

gdzie: P_n — siła napędowa w kG, k — przełożenie dynamiczne przekładni hydrokinetycznej, η_m — sprawność mechaniczna przekładni zębatych, M_{str} — moment strat w przekładni w kGm, r_d — promień dynamiczny koła samochodu w m.

We wzorze [69] przyjęto stałą wartość momentu strat w przekładniach zębatych, zredukowanego do osi kół napędowych. Ten sposób daje rezultaty bardziej dokładne niż przyjęcie stałej wartości sprawności mechanicznej.

Wzór [67] zawiera dwie bezpośrednio niezależne od siebie wielkości: prędkość kątową wału silnika ω_1 i przełożenie kinematyczne przekładni hydrokinetycznej i . Wielkości te są ze sobą związane za pośrednictwem momentu obrotowego silnika i współczynnika momentu napędzającego przekładni hydrokinetycznej λ_1 .

W równaniach [68] i [69] występują również dwie zmienne i niezależne od siebie wielkości: moment obrotowy M_1 i przełożenie dynamiczne k . Związki pomiędzy tymi wielkościami najłatwiej można określić przez wprowadzenie nowej funkcji równej $\frac{M_1}{\omega_1^2}$. Wartości tej funkcji można niezależnie wyznaczyć dla przekładni hydrokinetycznej i dla silnika samochodu. Z porównania tych wielkości można uzyskać charakterystykę łączną dla współpracującego ze sobą zespołu silnika i przekładni hydrokinetycznej.

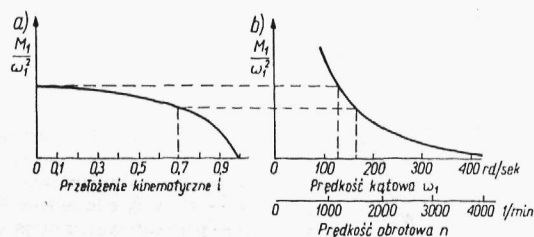
Z przekształconego wzoru [66] można otrzymać wartości obranej funkcji dla danej przekładni hydrokinetycznej

$$\frac{M_1}{\omega_1^2} = \frac{\lambda_1 \gamma d_1^5}{g}$$

Wartości te są proporcjonalne do wartości współczynnika λ_1 , które są podane na wykresie przekładni hydrokinetycznej w funkcji przełożenia kinematycznego (rys. 20). Wartości funkcji $\frac{M_1}{\omega_1^2}$ dla silnika samochodu obliczamy dla różnych wartości ω_1 na podstawie danej charakterystyki momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej.

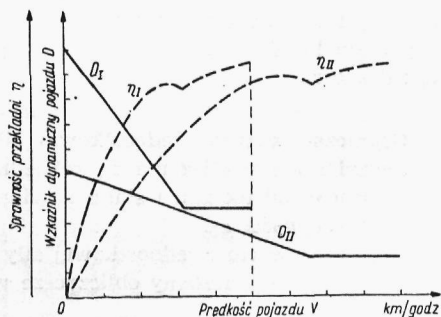
Porównanie ze sobą $\frac{M_1}{\omega_1^2}$ dla przekładni i silnika najdogodniej jest wykonać wykreślenie, jak to wskazuje rys. 21. Na rys. 21a podane są wartości funkcji $\frac{M_1}{\omega_1^2}$ w zależności od przełożenia kinematycznego przekładni hydrokinetycznej, a na rys. 21b podany jest wykres takiej samej funkcji $\frac{M_1}{\omega_1^2}$ wykonany dla silnika w zależności od prędkości kątowej wału silnika ω_1 .

Z porównania rzędnych obu wykresów umieszczonych na rys. 21 można odczytać odpowiadające sobie wartości przełożenia kinematycznego i i prędkości kątowych ω_1 dla współpracującego ze sobą zespołu silnika i przekładni hydrokinetycznej. Pozwoli to na wykorzystanie wzoru [67] do obliczenia prędkości pojazdu dla zadanych wartości przełożenia kinematycznego i przełożenia przekładni zębatych i_c . Dla tych samych wartości przełożeń i prędkości kątowej odczytujemy z charakterystyki przekładni rys. 20 odpowiednie wartości przełożenia dynamicznego k , zaś z charakterystyki silnika odpowiednie wartości momentu obrotowego. Znalezienie odpowiadających sobie wartości M_1 i k pozwoli na obliczenie wartości siły napędowej P_n ze wzoru [68] lub [69].



Rys. 21. Wykres funkcji $\frac{M_1}{\omega_1^2}$: a) dla przekładni hydrokinetycznej w funkcji przełożenia kinematycznego, b) dla silnika w funkcji jego prędkości obrotowej ω_1

Rozporządzając już znanymi wartościami sił napędowych i prędkości pojazdu, można sporządzić dynamiczną charakterystykę pojazdu zaopatrzonego w przekładnię hydrokinetyczną na podstawie wiadomości podanych w rozdz. 3. Na rys. 22 pokazana jest charakterystyka dynamiczna samochodu z przekładnią hydrokinetyczną i dwubiegową przekładnią zębatą. Na rysunku tym podane są także wartości sprawności

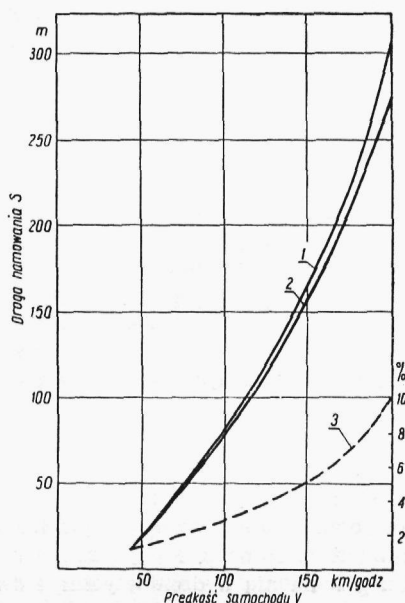


Rys. 22. Charakterystyka dynamiczna samochodu z przekładnią hydrokinetyczną i dwubiegową przekładnią zębatą: D_I i D_{II} — wskaźniki dynamiczne, odnoszące się do przełożeń I i II

przekładni hydrokinetycznej. Wykres ten pozwala ocenić czy wartości przełożeń przekładni zębatych zostały prawidłowo dobrane. Zaś na podstawie wykresu z rys. 21 można łatwo ocenić prawidłowość doboru średnicy przekładni hydrokinetycznej. Przy za dużej średnicy przekładni prędkość obrotowa silnika przy ruszaniu pojazdu ($i=0$) będzie zbyt mała i silnik nie będzie się mógł rozpędzić. Przy za małej średnicy uzyskamy zbyt duży poślizg (mała wartość i) przy maksymalnych prędkościach obrotowych silnika. W celu zobrazowania wpływu średnicy można na rys. 21a nanieść kilka wykresów dla różnych wartości średnicy przekładni hydrokinetycznej.

7. 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. 23).



Rys. 23. Wielkość drogi hamowania samochodu:

1 — bez uwzględnienia oporu powietrza,
2 — z uwzględnieniem oporu powietrza,
3 — procentowe zmniejszenie drogi hamowania na skutek działania oporu powietrza

Jednostkową siłę hamującą, to jest siłę hamującą przypadającą na jeden kG ciężaru pojazdu, oznaczamy przez γ_h . Wartość opóźnienia przy hamowaniu pojazdu jest proporcjonalna do wartości jednostkowej siły hamującej, określa się ją z następującej zależności

$$a_h = g \gamma_h \quad [70]$$

Graniczne wartości jednostkowej siły hamującej γ_h , przy osiągnięciu których nie zachodzi jeszcze ślizganie się kół jednej z hamowanych osi, zależą dla określonego samochodu od rodzaju i stanu nawierzchni drogi, to jest od wartości współczynnika przyczepności μ_0 .

Graniczną wartość jednostkowej siły hamującej dla pojazdu dwuosowego z hamowaną tylną osią możemy obliczyć ze wzoru

$$\gamma_h = \frac{\mu_0 \frac{a_c}{l}}{1 + \mu \frac{h_c}{l}} \quad [71]$$

Dla pojazdu dwuosowego z hamowaną tylko przednią osią graniczną wartość γ_h określa wzór

$$\gamma_h = \frac{\mu_0 \frac{b_c}{l}}{1 - \mu_0 \frac{h_c}{l}} \quad [72]$$

gdzie: a_c — współrzędna środka ciężkości względem przedniej osi w m, l — rozstaw osi w m, $b_c = l - a_c$ w m, h_c — wysokość położenia środka ciężkości pojazdu w m.

Dla pojazdu dwuosiowego z hamulcami działającymi na koła obu osi wartość graniczna jednostkowej siły hamującej zależy także od rozdziału momentu hamującego na poszczególne osie.

Stosunek momentów hamujących kół przedniej osi i tylnej osi oznaczamy przez α .

$$\alpha = \frac{M_{h1}}{M_{h2}} \quad [73]$$

W większości samochodów wartość stosunku momentów hamujących koła osi przedniej i tylnej jest stała i określona przez konstrukcję i wymiary hamulców oraz mechanizmu uruchamiającego hamulce. Wartość α nie może być zmieniana w zależności od warunków ruchu pojazdu.

Dla różnych rodzajów i stanów nawierzchni drogowej, co charakteryzuje się za pomocą odpowiednich wartości współczynnika przyczepności μ_0 ($\mu_0 = 0,15 - 0,9$ dla różnych nawierzchni), uzyskamy odpowiednie wartości graniczne jednostkowej siły hamującej. Po przekroczeniu tych granicznych wartości nastąpi poślizg jednej z osi pojazdu — przedniej lub tylnej. Dla samochodów o stałej wartości współczynnika rozdziału momentów hamujących α może istnieć tylko jedna wartość współczynnika przyczepności μ_0 charakteryzująca drogę, na której podczas hamowania pojazdu nastąpi jednoczesne przekroczenie granicznej siły przyczepności i jednoczesne zablokowanie kół obu osi. Tym samym obie osie zaczną jednocześnie się ślizgać, z czego wynika, że dla tej wartości współczynnika przyczepności μ_0 jednostkowa siła hamująca będzie równa współczynnikowi przyczepności $\gamma_h = \mu_0$. Tę wartość współczynnika przyczepności charakteryzującą drogę, na której nastąpi pełne wyzyskanie zdolności hamujących samochodu, będziemy nazywać *optymalną wartością współczynnika przyczepności* dla danego pojazdu. Ta optymalna wartość współczynnika przyczepności oraz równa jej wartość jednostkowej siły hamującej zależą od rozstawu osi i współrzędnych środka ciężkości oraz od wyboru wartości α . Oblicza się je według wzoru

$$\mu_{opt} = \frac{\frac{a}{\alpha + 1} - \frac{b_c}{l}}{\frac{h_c}{l}} \quad [74]$$

Podczas jazdy po drogach o współczynniku przyczepności mniejszym od μ_{opt} przy przekroczeniu granicznej wartości jednostkowej siły hamującej nastąpi poślizg przedniej osi, zaś na osi tylnej będzie jeszcze wtedy pewien zapas siły przyczepności, lecz spadnie wartość współczynnika przyczepności dla ślizgających się kół przedniej osi i dalsze hamowanie będzie ryzykowne ze względu na utracenie możliwości kierowania samochodem (zarzucanie).

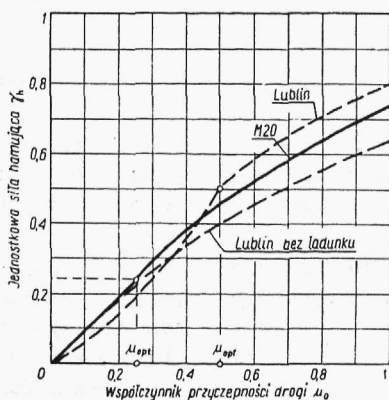
Graniczną wartość jednostkowej siły hamującej dla wartości μ_0 mniejszych od μ_{opt} obliczamy według wzoru

$$\gamma_h = \frac{\mu_0 \frac{b_c}{l}}{\frac{a}{1 + \alpha} - \mu_0 \frac{h_c}{l}} \quad [75]$$

Przy przekroczeniu granicznej wartości jednostkowej siły hamującej na drodze o współczynniku przyczepności większej od μ_{opt} nastąpi zablokowanie kół tylnej osi i ich ślizganie się po drodze.

Graniczną wartość jednostkowej siły hamującej dla wartości μ_0 większym od μ_{opt} obliczamy według nieco odmiennego wzoru

$$\gamma_h = \frac{\mu_0 \frac{a_c}{l}}{\frac{1}{1+a} + \mu_0 \frac{h_c}{l}} \quad [76]$$



Rys. 24. Zależność jednostkowej siły hamującej od współczynnika przyczepności drogi

Na rys. 24 zbudowane są wykresy granicznych wartości jednostkowej siły hamującej w zależności od współczynnika przyczepności dla samochodu osobowego Warszawa i ciężarowego Lublin (lub GAZ 51). Wykresy te zostały wykonane na podstawie wzorów [75] i [76].

Z podanego wykresu widzimy, że dla samochodu Warszawa pełne wyzyskanie zdolności hamowania występuje na drodze o współczynniku przyczepności $\mu_{opt} = 0,25$. Dla tej wartości μ_{opt} wartość γ_h jest także równa 0,25. Zaś dla drogi o współczynniku przyczepności równym 0,9 można wykorzystać jednostkową siłę hamującą jedynie równą 0,7.

Dla samochodu ciężarowego mamy dwie graniczne wartości μ_{opt} . Dla samochodu bez ładunku wartość μ_{opt} jest mniejsza od zera, zaś dla samochodu z pełnym ładunkiem μ_{opt} jest równa 0,5. W ostatnim przypadku wykres wskazuje na lepsze wykorzystanie siły hamującej na drogach o dużej przyczepności w porównaniu z samochodem Warszawa.

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

Typ samochodu	$\alpha = \frac{M_{H1}}{M_{H2}}$	$\frac{b_c}{l}$	$\frac{h_c}{l}$	μ_{opt}	Uwagi
Moskwiacz	1,17	0,509 0,474	0,238 0,273	0,126 0,238	bez pasażera 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 0,189	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 a 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

Tablice 10 i 11 zawierają dane liczbowe dotyczące układu hamowania niektórych samochodów. Dane te mogą być pomocne przy projektowaniu układu hamulcowego.

Aby dla wszystkich warunków jazdy można było wykorzystać w pełni cały ciężar samochodu do uzyskania siły hamującej, należy uzyskać zmienną wartość wskaźnika α zależną od przyspieszenia hamowania. W takim przypadku wartość wskaźnika α musiałaby zmieniać się tak, jak się zmienia stosunek obciążeń osi przedniej i tylnej, czyli według wzoru

$$\alpha = \frac{\frac{b_c}{h_c} + \frac{a_h}{g}}{\frac{a_c}{h_c} + \frac{a_h}{g}} \quad [77]$$

gdzie: $\frac{a_h}{g} = \gamma_h$ — jest to w tym przypadku bieżąca wartość jednostkowej siły hamowania zmieniająca się w granicach od 0 do 1.

Wartości normalnych reakcji drogi działających na osie przednie i tylne oblicza się według wzoru

$$Q_1 = G \left(\frac{b_c}{l} + \frac{a_h}{g} \frac{h_c}{l} \right) \quad [78]$$

$$Q_2 = G \left(\frac{a_c}{l} - \frac{a_h}{g} \frac{h_c}{l} \right) \quad [79]$$

Przy zmieniającej się według zależności [77] wartości wskaźnika α we wszystkich przypadkach hamowania, graniczna wartość jednostkowej siły hamującej γ_h staje się równa wartości współczynnika przyczepności μ_0 i po przekroczeniu tej wartości następuje jednoczesne ślizganie się kół obu osi.

Konstrukcja układu uruchamiającego, umożliwiającą uzyskanie zmiennej wartości wskaźnika α , zaczyna się rozpowszechniać. Jest ona wprowadzona do kilku typów obecnie produkowanych samochodów osobowych.

Przy projektowaniu układu hamulcowego określamy moment hamujący, na jaki powinniśmy obliczać hamulec. W tym celu znajdujemy maksymalną siłę hamującą, przypadającą na jedno koło, i uzyskaną wartość mnożymy przez wartość promienia dynamicznego koła

$$M_{h1k} = \frac{Q_1}{2} \mu_0 r_d \quad [80]$$

$$M_{h2k} = \frac{Q_2}{2} \mu_0 r_d \quad [81]$$

Wstawiając do wzorów [80] i [81] zamiast sił Q_1 i Q_2 określające je zależności [78] i [79] oraz uwzględniając w nich wzór [76] otrzymujemy

$$M_{h1k} = \frac{G \mu_0 r_d}{2} \left(\frac{b_c}{l} + \frac{\mu_0 \frac{a_c}{l} \frac{h_c}{l}}{\frac{1}{1+\alpha} + \mu_0 \frac{h_c}{l}} \right) \quad [82]$$

$$M_{h2k} = \frac{G \mu_0 r_d}{2} \left(\frac{a_c}{l} - \frac{\mu_0 \frac{a_c}{l} \frac{h_c}{l}}{\frac{1}{1+\alpha} + \mu_0 \frac{h_c}{l}} \right) \quad [83]$$

W przypadku kiedy wartość α jest zmienna i tak dobrana, że $\gamma_h = \mu_0$ otrzymamy bardziej proste wzory na obliczanie momentów hamujących.

$$M_{h1k} = \frac{G \mu_0 r_d}{2} \left(\frac{b_c}{l} + \mu_0 \frac{h_c}{l} \right) \quad [84]$$

$$M_{h2k} = \frac{G \mu_0 r_d}{2} \left(\frac{a_c}{l} - \mu_0 \frac{h_c}{l} \right) \quad [85]$$

W konwencjonalnych układach hamulcowych o ustalonym z góry rozdziale siły hamującej na osie, wartość wskaźnika α obliczamy na podstawie wzoru

$$\alpha = \frac{\mu_{opt} \frac{h_c}{l} + \frac{b_c}{l}}{1 - \mu_{opt} \frac{h_c}{l} - \frac{b_c}{l}} \quad [86]$$

Z wykresu podanego na rys. 24 widać, że przy większych wartościach μ_{opt} uzyskujemy większe graniczne wartości jednostkowej siły hamującej. Ujemną stroną przyjmowania dużych wartości μ_{opt} jest większe prawdopodobieństwo zablokowania przednich kół na śliskiej drodze. We współczesnych samochodach wartości μ_{opt} dla samochodu załadowanego przyjmuje się w granicach od 0,25 do 0,5. W większości samochodów około 0,5. Po ustaleniu wartości momentu hamującego i wartości wskaźnika α , przeprowadza się obliczenie hamulców na podstawie danych zawartych w dziale pt. „Podwozia samochodów — Układ hamulcowy”.

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

$$S = (t_1 + t_2) \frac{V}{3,6} + \frac{V^2}{255 \gamma_h} \quad [87]$$

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 hamulców; 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. 25 przedstawiono wykres pozwalający określić drogę hamowania pojazdu dla różnych wartości prędkości ruchu i dla różnych wartości współczynników γ_h i czasów $t_1 + t_2$.

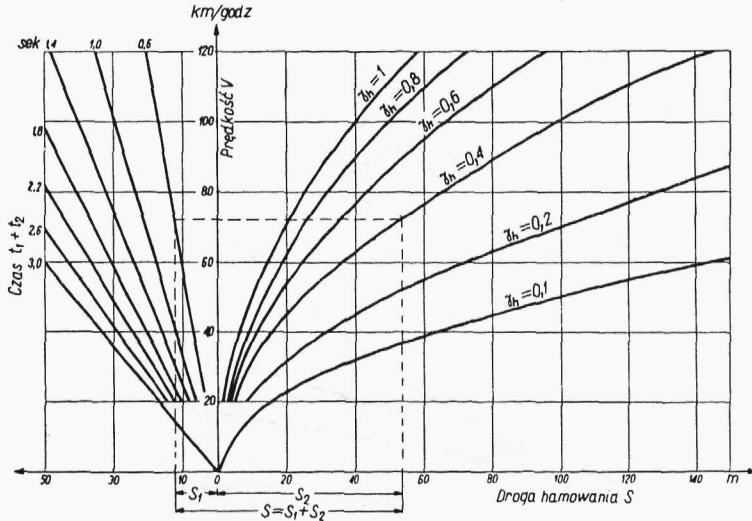
Całkowitą wartość drogi hamowania uzyskuje się jako sumę wartości S_1 i S_2 . Drogę S_1 określa się dla przyjętej prędkości samochodu i założonych wartości czasów t_1 i t_2 . Każda z prostych po lewej stronie wykresu odpowiada określonej wartości sumy t_1 i t_2 . Drogę S_2 określa się za pomocą krzywych zbudowanych dla określonej wartości jednostkowych sił hamujących γ_h . Odpowiednią wartość γ_h dobiera się w zależności od wartości współczynnika przyczepności dla danej drogi (wzory [75] i [76] i wykres 24).

8. 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

$$N_e = N_m + N_t + N_w + N_p + N_b + N_u + N_s \quad [88]$$



Rys. 25. Wykres do obliczenia wartości drogi hamowania

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; $N_p = \frac{c_x F V^3}{56250}$ — 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); $N_s = (N_t + N_w + N_p + N_b + N_u) \left(\frac{V_* - V}{V} \right) = (N_t + N_w + N_p + N_b + N_u) \frac{s}{1-s}$ — moc strat tarcia wskutek poślizgu.

Przy zastosowaniu przyczep moc uciągu wyniesie

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

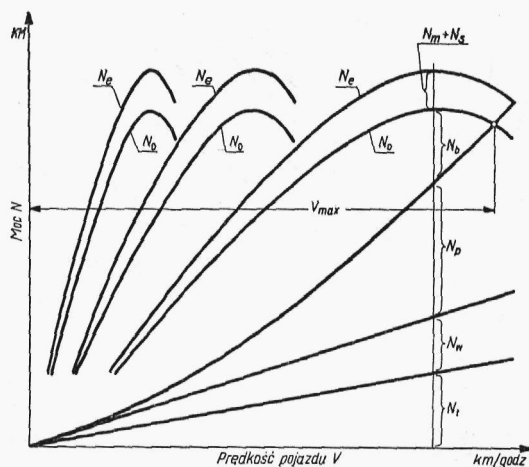
Po wstawieniu do równania [88] wartości poszczególnych składników otrzymamy

$$N_e \eta_m (1-s) = \left(f G \cos \alpha + G \sin \alpha + 0,0048 c_x F V^3 + \delta \frac{G}{g} \frac{dv}{dt} + P_u \right) \frac{V}{270} \quad [89]$$

Na rys. 26 przedstawiono wykres ilustrujący przebieg zmian poszczególnych składowych bilansu mocy w funkcji prędkości ruchu pojazdu. Wartości mocy N_t , N_w , N_p i N_b na tym wykresie są obliczone łącznie dla pojazdu i dla przyczep.

Symbolem N_0 oznaczono moc, jaką pojazd dysponuje do pokonania oporów ruchu. $N_0 = N_e \eta_m \eta_s$, gdzie $\eta_s = 1 - s$ jest sprawnością kinematyczną, czyli współczynnikiem wykazującym straty na poślizg.

Wartość współczynnika η_s dla samochodów bez przyczepy, poruszających się po drodze o twardej powierzchni, 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_0 równa jest mocy na kołach $N_k = N_e \eta_m$.



Rys. 26. Bilans mocy pojazdu z 3-biegową skrzynką biegów w zależności od prędkości pojazdu

9. Obliczenie trakcyjne samochodu

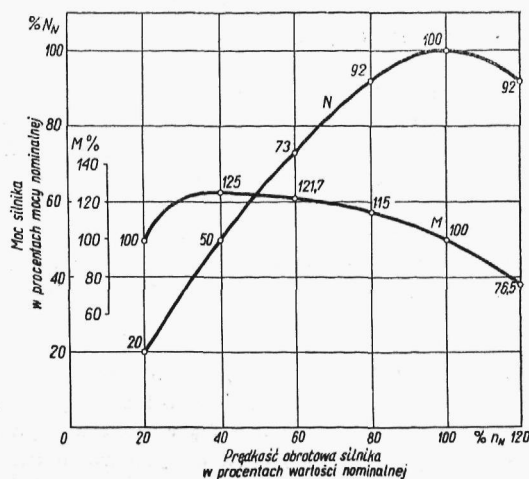
Moc maksymalną silnika dla projektowanego samochodu o określonych danych oblicza się wg wzoru

$$N_e = \left[\frac{\psi G V_{max}}{270} + \frac{c_x F V_{max}^3}{56250} \right] \frac{1}{\kappa \eta_m \eta_s} \text{ KM} \quad [90]$$

gdzie: ψ — współczynnik całkowitego oporu drogowego dla drogi, na której pojazd ma osiągnąć żądaną 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 obliczeniu trakcyjnym przyjmuje się jako zadane charakterystyki silnika i pojazdu (ciężar pojazdu, rodzaj i wymiary opon, kształt i wymiary nadwozia).

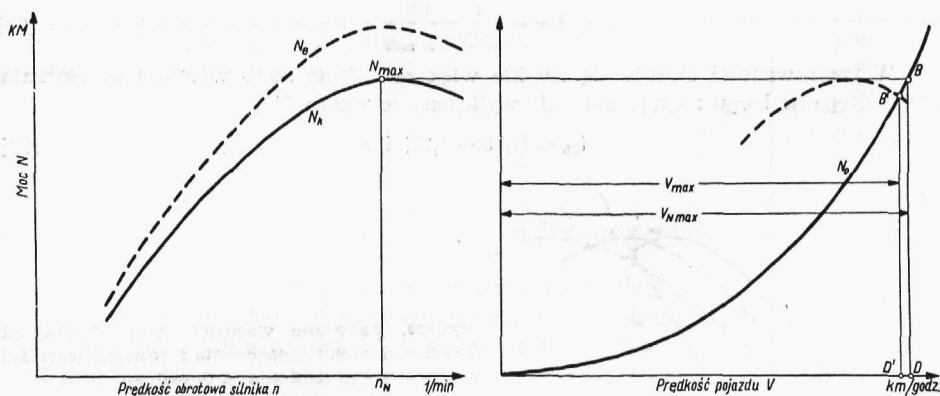
Na rys. 27 przedstawiono względną (bezwymiarową) charakterystykę graniczną nowoczesnych silników gaźnikowych. Charakterystyką tą można się posługiwać w przypadku, gdy obliczający nie rozporządza rzeczywistą charakterystyką danego silnika, lecz zna jedynie wartość mocy maksymalnej i prędkość obrotową odpowiadającą tej wartości



Rys. 27. Względna graniczna charakterystyka silnika gaźnikowego (16)

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

Przełożeniem układu napędowego albo przełożeniem całkowitym pojazdu i_c będziemy nazywać stosunek prędkości obrotowej silnika do prędkości obrotowej kół napędowych pojazdu. Dla obliczenia wartości przełożenia całkowitego na biegu najwyższym można polecić metodę wykreślną jako najbardziej prostą i pogładową (rys. 28).



Rys. 28. Wykreślna metoda wyznaczania prędkości maksymalnej samochodu

Po lewej stronie budujemy graniczną charakterystykę mocy silnika w funkcji prędkości obrotowej. 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.

Po prawej stronie rysunku budujemy wykres mocy zapotrzebowanej N_0 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 powierzchni twardej można obliczać według niżej podanego wzoru opracowanego na podstawie danych doświadczalnych, uzyskanych przez jedną z firm amerykańskich.

$$f = 0,0165 [1 + 0,0062 (V - 48)] \quad [91]$$

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 N_0 wyznacza największą możliwą do uzyskania wartość prędkości pojazdu $V_{N \max}$ (w danych warunkach drogowych). Odcięta punktu styczności po lewej stronie wykresu wyznacza wartość prędkości obrotowej n_N , odpowiadającą mocy nominalnej.

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

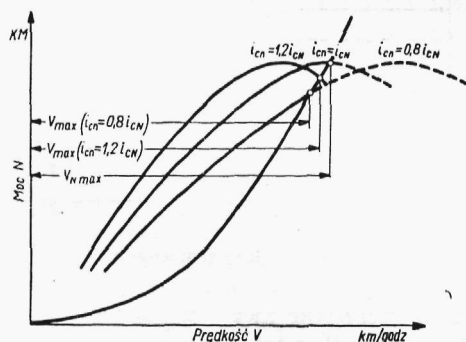
$$V = \frac{r_t}{2,65} \frac{n}{i_c} \quad [92]$$

Na podstawie uzyskanych z wykresu wartości n_N i $V_{N \max}$ otrzymany z wzoru [92] wartość całkowitego przełożenia na najwyższym biegu, zapewniającą uzyskanie największej możliwej dla danych warunków prędkości

$$i_{cN} = \frac{r_t}{2,65} \frac{n_N}{V_{N \max}} \quad [93]$$

W rzeczywistości stosuje się zwykle większe o 5 do 20 % wartości przełożenia całkowitego na biegu najwyższym niż wyliczone ze wzoru [92]

$$i_{cN} = (1,05 - 1,20) i_{cN} \quad [94]$$



Rys. 29. Zależność wartości mocy silnika od prędkości ruchu pojazdu dla 3 różnych wartości przełożenia całkowitego

W ten sposób uzyskujemy znacznie podwyższone wartości mocy rozbiegu samochodu. Na rys. 29 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, która może być użyta na rozbieg samochodu. Widzimy więc, że przy zastosowaniu większego przełożenia poprawiają się znacznie własności dynamiczne pojazdu.

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 28. 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 N_k i N_0 da nam szukaną wartość maksymalnej prędkości V_{max} .

Niekorzystną stronę 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 tablicy tej umieszczone są również wartości *współczynnika szybkobieżności silnika*, czyli stosunku prędkości obrotowej silnika do prędkości pojazdu na biegu bezpośrednim w km/godz. Nadmierne zwiększenie wartości przełożenia układu napędowego wpływa też niekorzystnie na wielkość zużycia paliwa przez pojazd, gdyż zwiększenie wartości przełożenia zmniejsza stopień obciążenia silnika przy tej samej prędkości pojazdu.

Tablica 12. Wartości współczynnika szybkobieżności silnika i liczba obrotów wału korbowego silnika na 1 kilometr przebytej drogi dla różnych samochodów produkcji radzieckiej (4)

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

Zasady doboru przełożenia układu napędowego zależą też od rodzaju zastosowanej skrzynki biegów. Wzór [94] obowiązuje dla układu napędowego ze skrzynką biegów o przełożeniu stopniowym, w której najwyższy bieg jest biegiem bezpośrednim, czyli przy przełożeniu najwyższego biegu skrzynki biegów równym jednoci. Przełożenie to powinno w tym przypadku zapewnić dostateczne własności dynamiczne pojazdu, aby możliwie unikać 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 jednoci. 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

$$i_{cn} = (0,8 - 1) i_{cN} \quad [95]$$

z zachowaniem warunku

$$1,05 < \frac{i_{cn}}{i_n i_{cN}} < 1,20$$

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 o przełożeniu ciągłym, 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

$$i_{c1} = \frac{D_{1 \max} G r_d}{M_{\max} \eta_m} \quad [96]$$

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, $D_{1 \max}$ — maksymalna wartość współczynnika dynamicznego na najniższym biegu. Wartość $D_{1 \max}$ przyjmuje się dla samochodów drogowych osobowych i ciężarowych w granicach od 0,26 do 0,40. Dla samochodów terenowych z napędem na wszystkie osie należy przyjmować $D_{1 \max}$ 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 $D_{1 \max}$ uzasadniona potrzebą zapewnienia maksymalnej zdolności poruszania się samochodu w ciężkich warunkach drogowych wynosi

$$D_{1 \max} = \lambda_n \mu_0 \quad [97]$$

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.

Dla samochodu wartość i_{c1} można przyjmować równą wartości i_{opt} , obliczonej według wzoru [58]. Tak obliczone przełożenie będzie zapewniać uzyskanie przez samochód największego przyspieszenia przy rozbiegu, możliwego do osiągnięcia przy danym silniku.

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 jednakowej prędkości obrotowej silnika

$$i_r = \frac{i_{c1}}{i_{cn}} = \frac{V_{max}}{V_1} \quad [98]$$

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

$$i_r = \frac{i_1}{i_n} \frac{i_{d1}}{i_{d2}} = i_b i_d \quad [99]$$

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 rozbudować nadmiernie skrzynki biegów. Wybrawszy jedną z tych wartości i_b lub i_d , pozostałą wyliczamy ze wzoru [99]. 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 $i_{sx} i_{bx} = \text{const}$.

Dla skrzynek biegów o najwyższym biegu bezpośrednim ($i_n = 1$), wskaźnik rozpiętości przełożeń równy jest co do wartości przełożeniu pierwszego biegu $i_r = i_1$. 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 $i_1 = i_b i_n$; 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 stosunkowi prędkości obrotowej wału wejściowego od prędkości obrotowej wału wyjściowego, licząc w kierunku przenoszenia mocy). Symbolem i_n oznaczmy naj-

niższą wartość przełożenia. Wobec tego przełożenia poszczególnych biegów otrzymają oznaczenia

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

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

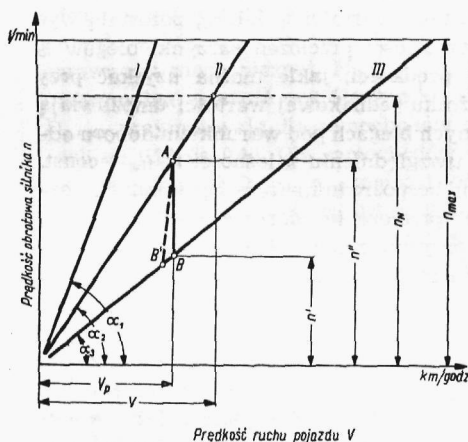
$$a_{n-1} = \frac{i_{n-1}}{i_n}, \quad a_{n-2} = \frac{i_{n-2}}{i_{n-1}}, \quad \dots, \quad a_2 = \frac{i_2}{i_3}, \quad a_1 = \frac{i_1}{i_2}$$

Wielkość a będziemy nazywać *wykładnikiem przełożeń*. Z pomnożenia przez siebie stronami wypisanych wartości a otrzymamy

$$a_{n-1} a_{n-2} \dots a_2 a_1 = \frac{i_1}{i_n} = i_b \quad [100]$$

Ze wzoru [100] wynika, że iloczyn wykładników przełożeń równy jest wartości wskaźnika rozpiętości przełożeń. Wielkość wykładnika przełożenia stanowi jednocześnie wskaźnik wymaganej rozpiętości prędkości obrotowej silnika, co łatwo jest udowodnić na podstawie wykresu (rys. 30), wykonanego przy zachowaniu jednakowej podziałki dla prędkości obrotowej silnika i prędkości ruchu pojazdu (na osiach współrzędnych). Proste pokazane na tym wykresie, odnoszące się do poszczególnych biegów oznaczone są odpowiednimi cyframi rzymskimi. Wartości tangensów kątów nachylenia tych prostych w stosunku do osi odciętych można obliczyć ze wzoru [92].

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{2,65}{r_t} i_{c1} \quad \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{2,65}{r_t} i_{c2} \quad \operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{2,65}{r_t} i_{c3}$$



Rys. 30. Zależność pomiędzy prędkością obrotową silnika a prędkością ruchu pojazdu z 3-biegową skrzynką biegów; krzywe I, II i III odnoszą się do poszczególnych biegów

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. 30). Prędkość obrotowa silnika na biegu drugim w chwili rozpoczęcia przełączania była równa n'' ; w czasie przełączenia zmniejszyła się ona do wartości n' , odpowiadającej prędkości V_p na biegu trzecim. Przyjmujemy,

że w czasie przełączania prędkość pojazdu pozostała stała. Na wykresie (rys. 30) zmianę prędkości obrotowej 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 obrotowej silnika na początku i w końcu przełączania biegu, a mianowicie

$$a_2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_3} = \frac{n''}{n'} \quad [101]$$

Ze wzoru [101] możemy wyciągnąć wniosek, że maksymalna wartość wykładnika przełożenia a może być równa wartości stosunku maksymalnej prędkości obrotowej silnika do prędkości obrotowej, przy której ten silnik może jeszcze należycie pracować przy danym obciążeniu, czyli

$$a_{\max} = \frac{n_{\max}}{n'} \quad [102]$$

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

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

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

Na podstawie wzoru [100] otrzymamy więc

$$a^{n-1} = i_b \quad \text{czyli} \quad a = \sqrt[n-1]{i_b} \quad [103]$$

Po wyznaczeniu wartości a otrzymujemy wartości poszczególnych przełożeń wg następującego szeregu

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

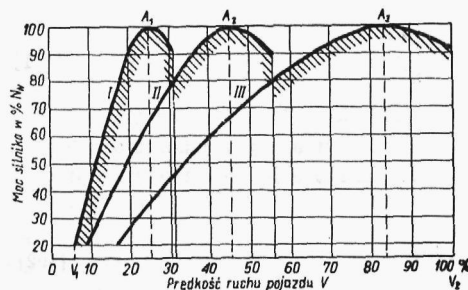
Dla skrzynek biegów z najwyższym biegiem przyspieszonym otrzymujemy $i_n < 1$. Dla uzyskania następnego biegu bezpośredniego wartość iloczynu $a i_n$ powinna być równa jedności.

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

$$n = \frac{\lg i_b}{\lg a} + 1 \quad [104]$$

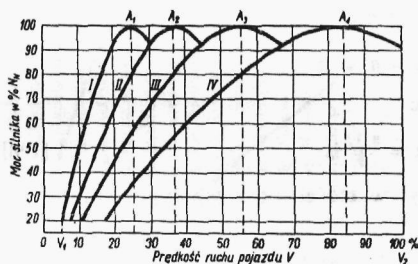
Na rys. 31 przedstawiono wykres mocy silnika w funkcji prędkości ruchu pojazdu dla trzybiegowej skrzynki biegów o jednakowej wartości wykładnika dla wszystkich przełożeń (wartości przełożeń są uszeregowane według postępu geometrycznego). Z rysunku tego widzimy, że wartość mocy silnika, jaką samochód może zużytkować przy zastosowaniu skrzynki biegów o przełożeniu stopniowym uzależnio-

na jest od prędkości ruchu pojazdu i tylko przy wartościach prędkości odpowiadających nominalnej prędkości obrotowej 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 zakreskowanymi odcinkami krzywej mocy, osią odciętych i rzędnymi prędkościami V_1 i V_2 .

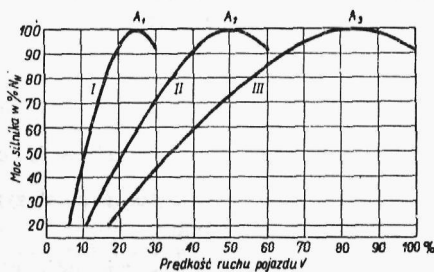


Rys. 31. Wykres mocy silnika w zależności od prędkości ruchu pojazdu z 3-biegową skrzynką biegów o wskaźniku rozpiętości przełożeń $i_r = 3,375$ i jednakowej wartości wykładnika przełożeń $a = 1,835$

Przy przyjęciu większej liczby biegów uzyskujemy zwiększenie średniej wartości mocy dla danej rozpiętości prędkości. Wykres (rys. 32) przedstawia zależność mocy silnika od prędkości pojazdu dla czterobiegowej skrzynki biegów o tej samej rozpiętości jak poprzednia.



Rys. 32. 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 $a = 1,5$

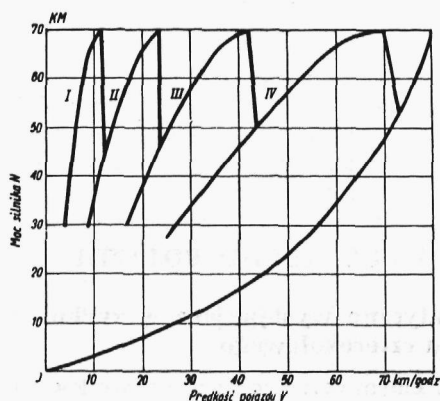


Rys. 33. Wykres mocy silnika w zależności od prędkości ruchu pojazdu z 3-biegową skrzynką biegów o wskaźniku rozpiętości przełożeń $i_r = 3,375$ i niejednakowej wartości wykładnika przełożeń: $a_2 = 1,67$, $a_1 = 2,02$

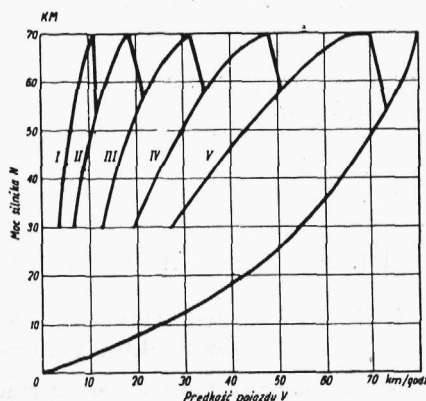
Należy tu zauważyć, że dalsze zwiększanie liczby biegów prowadziłoby w danym przypadku do stosunkowo niewielkiego wzrostu wartości średniej mocy użytkowanej i nie byłoby opłacalne. Przy zastosowaniu większej liczby biegów konstrukcja skrzynki biegów staje się bardziej skomplikowana oraz wzrasta ogólny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

Dla samochodów i wszelkich pojazdów transportowych ważne jest jak najpełniejsze wykorzystanie mocy silnika przy większych prędkościach ruchu pojazdu, gdyż wpływa 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 pożądane jest stosowanie mniejszych wartości wykładnika przełożenia dla wyższych biegów. Na rys. 33, 34 i 35 przedstawione są wykresy ilustrujące zależność pomiędzy mocą silnika a prędkością ruchu pojazdu dla pojazdów ze skrzynkami biegów: trzybiegową, czterobiegową i pięciobiegową, przy zmniejszonych wartościach wykładników przełożeń dla wyższych biegów. Wykresy na rys. 34 i 35 sporządzone są dla silnika zaopatrzonego w ogranicznik maksymalnej prędkości obrotowej.



Rys. 34. 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. 35. Wykres mocy silnika w zależności od prędkości ruchu samochodu ciężarowego z 5-biegową skrzynką biegów: $i_b = 6,40$, $a_1 = 1,75$, $a_2 = 1,65$, $a_3 = 1,55$, $a_4 = 1,45$

Do obliczeń wartości przełożeń skrzynek biegów o zmiennej wartości wykładnika a można przyjmować wartości tego wykładnika uszeregowane według postępu geometrycznego o stałym ilorazie b (2), a mianowicie

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

stąd

$$b = \sqrt[n-2]{\frac{a_1}{a_{n-1}}} \quad [105]$$

Na podstawie zależności [100] 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}

$$a_{n-1} = i_b^{\frac{1}{n-1}} \frac{2-n}{b^{\frac{2-n}{2}}} \quad [106]$$

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

$$b = \sqrt[n-2]{1,12} \quad [107]$$

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

$$a_{n-1} = \frac{n^{-1} \sqrt[n]{i_b}}{1,06} \quad [108]$$

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

Wartość przełożenia dowolnego biegu i_x obliczamy z równania

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

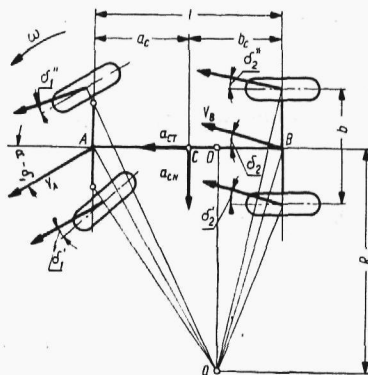
gdzie x — bieżący numer biegu poczynając od biegu i_n , dla którego $x = 1$.

Powyżej zostały podane ogólne zasady, którymi należy się kierować przy obliczaniu 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 czterokołowego

Na rys. 36 przedstawiony jest w rzucie poziomym obraz pojazdu czterokołowego, poruszającego się po torze krzywoliniowym z uwzględnieniem wpływu bocznego znoszenia opon. Rozpatrywany pojazd obraca się wokół chwilowego środka obrotu



Rys. 36. Pojazd poruszający się po torze krzywoliniowym

Oz 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 , leżących 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''_2 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

$$R = \frac{l}{\operatorname{tg}(\alpha - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2} \approx \frac{l}{\operatorname{tg} \alpha + \delta_2 - \delta_1} \quad [109]$$

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 (bez znoszenia) wartość promienia skrętu zależy od stosunku wielkości geometrycznych.

$$R = \frac{l}{\operatorname{tg} \alpha} \quad [110]$$

Ze wzorów [109] i [110] 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).

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

$$a_{CN} = v \omega + \frac{d(\omega \overline{CD})}{dt} \quad [111]$$

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

$$a_{CN} = \frac{v^2}{R} - \left(\delta_2 - \frac{b_c}{R} \right) \frac{dv}{dt} - \frac{vb_c}{R^2} \frac{dR}{dt} - v \frac{d\delta_2}{dt} \quad [112]$$

lub w funkcji kąta α

$$a_{CN} = \frac{v^2 (\operatorname{tg} \alpha + \delta_2 - \delta_1)}{l} + \frac{vb_c}{l} \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt} \right) - v \frac{d\delta_2}{dt} - \left[\delta_2 - \frac{b_c}{l} (\operatorname{tg} \alpha + \delta_2 - \delta_1) \right] \frac{dv}{dt} \quad [113]$$

Przyspieszenie wzdłuż osi pojazdu

$$a_{CT} = \frac{dv}{dt} - \overline{CD} \omega^2 = \frac{dv}{dt} + v \omega \delta_2 - b_c \omega^2 \quad [114]$$

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

$$a_{CN} = v \omega + b_c \frac{d\omega}{dt} \quad [115]$$

lub w funkcji kąta skrętu kół

$$a_{CN} = \frac{v^2}{l} \operatorname{tg} \alpha - \frac{vb_c}{l} \frac{1}{\cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{b_c}{l} \operatorname{tg} \alpha \frac{dv}{dt} \quad [116]$$

$$a_{CT} = \frac{dv}{dt} - b_c \omega^2 \quad [117]$$

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

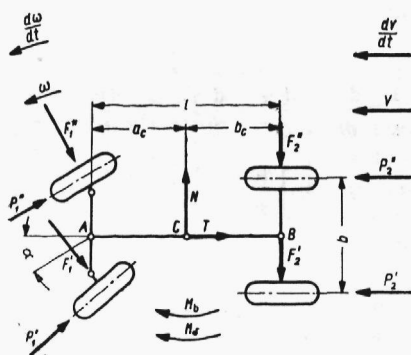
$$a_{CN} = v \omega = \frac{v^2}{R} \quad [118]$$

Stosowanie wzorów dokładnych [112], [113] i [114] jest uniemożliwione przez brak dostatecznych danych doświadczalnych. Wobec tego do obliczeń praktycznych stosuje się obecnie jeszcze wzory dla kół sztywnych [115], [116] i [117] lub wzory dla ruchu jednostajnego po łuku koła [118].

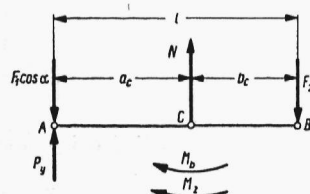
2. Siły i momenty działające na pojazd poruszający się po torze krzywoliniowym

Na rys. 37 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 oporu toczenia oblicza się ze wzoru [8]. 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 h_c od powierzchni drogi), przy czym

$$N = -a_{CN} \frac{G}{g} \quad T = -a_{CT} \frac{G}{g} \quad [119]$$



Rys. 37. Siły i momenty działające na pojazd poruszający się po torze krzywoliniowym



Rys. 38. Uproszczony schemat sił i momentów działających na pojazd poruszający się po torze krzywoliniowym

Moment M_b jest to moment stychnych sił bezwładności pojazdu

$$M_b = -I_z \frac{d\omega}{dt} \quad [120]$$

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 momentu jest

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

Na rysunku 38 przedstawiono uproszczony schemat sił i momentów, służący do obliczenia poprzecznych reakcji drogi $F_1 \cos \sigma$ i F_2 . Siła P_y jest to poprzeczna składowa sił P'_1 i P''_1 sprowadzona do punktu A, a M_z jest to suma momentów $(P'_2 - P''_2) \frac{b}{2}$, i M_δ gdzie b — 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. 38 obliczamy reakcje poprzeczne jezdni

$$F_2 = \frac{Na_c - M_b - M_z}{l} \quad [121]$$

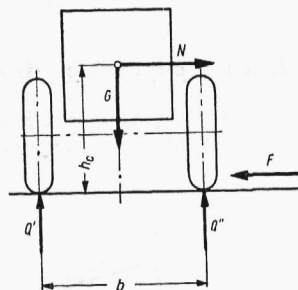
$$F_1 \cos \alpha = \frac{Nb_c + M_b + M_z}{l} + P_y \quad [122]$$

Moment M_z 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 siła P_y może przybierać dość znaczne wartości i ma przeciwny zwrot. W takim razie siłę P_y należy wstawić do równania [122] ze znakiem minus z czego wynika, że przy przednim napędzie pojazdu uzyskujemy nieco zmniejszoną poprzeczną reakcję drogi, działającą na koła przednie.

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

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

Rys. 39. Siły działające na pojazd poruszający się po torze krzywoliniowym



Na rys. 39 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

$$Q' = \frac{G}{2} - N \frac{h_c}{b} \quad [123]$$

$$Q'' = \frac{G}{2} + N \frac{h_c}{b} \quad [124]$$

Przy wartości $Q' = 0$ nastąpi początek wywracania się pojazdu na bok. Odpowiednią wartość siły N wyznaczymy z równania [123] zakładając $Q' = 0$, a więc

$$N_{wyw} = \frac{G b}{2 h_c} \quad [125]$$

Przy wartości siły N równej $N_{sl} = G \mu_0$ nastąpi ślizganie się pojazdu w bok. Dążymy zwykle do tego, aby siła wywracająca pojazd musiała być większa od siły wywołującej boczne ślizganie się pojazdu. Warunek ten jest spełniony, gdy

$$\frac{b}{2 h_c} > \mu_0 \quad [126]$$

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

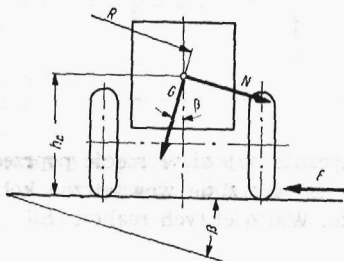
Dla określenia warunków, w jakich nastąpi poślizg pojedynczego koła pojazdu, potrzebna jest znajomość wartości reakcji normalnych, działających na poszczególne koła pojazdu. Rozkład obciążeń na poszczególne koła pojazdu przy ich liczbie większej od trzech jest statycznie niewyznaczalny i zależy od właściwości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

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

$$\begin{aligned} Q'_1 &= 0,5 \left(G \frac{b_c}{l} \cos \alpha - P_n \frac{z}{l} \right) - N \frac{h_c}{b} \frac{b_c}{l} \\ Q''_1 &= 0,5 \left(G \frac{b_c}{l} \cos \alpha - P_n \frac{z}{l} \right) + N \frac{h_c}{b} \frac{b_c}{l} \\ Q'_2 &= 0,5 \left(G \frac{a_c}{l} \cos \alpha + P_n \frac{z}{l} \right) - N \frac{h_c}{b} \frac{a_c}{l} \\ Q''_2 &= 0,5 \left(G \frac{a_c}{l} \cos \alpha + P_n \frac{z}{l} \right) + N \frac{h_c}{b} \frac{a_c}{l} \end{aligned} \quad [127]$$

4. Ruch pojazdu po drodze o bocznym pochyleniu

Rozpatrujemy pojazd jako całość bez uwzględnienia oddziaływania sił stycznych, a więc siły napędowej lub hamującej (rys. 40). Zakładamy, że po przekroczeniu pew-



Rys. 40. Pojazd na pochyłości bocznej

nej 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

$$N < G \frac{\mu + \operatorname{tg} \beta}{1 - \mu \operatorname{tg} \beta} \quad [128]$$

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

$$V < 11,3 \sqrt{R \frac{\mu + \operatorname{tg} \beta}{1 - \mu \operatorname{tg} \beta}} \quad [129]$$

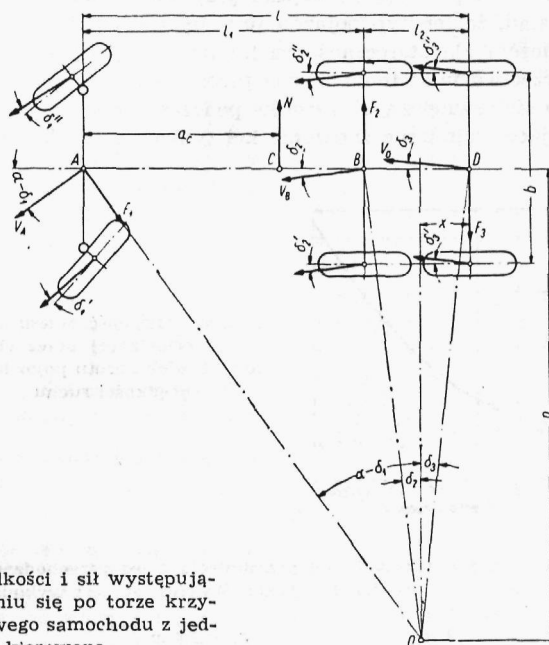
gdzie: V — prędkość pojazdu w km/godz, R — promień skreśu w m.

Dla ruchu po łuku koła na drodze poziomej otrzymamy

$$V < 11,3 \sqrt{\mu R} \quad [130]$$

5 Zjawiska występujące przy krzywoliniowym ruchu samochodów trzyosiowych i czteroosiowych

Na rys. 41 pokazany jest układ prędkości i sił występujących przy poruszaniu się trzyosiowego samochodu z jedną osią kierowaną po torze krzywoliniowym. W przypadku trzyosiowego samochodu z jedną osią kierowaną istnieje zawsze boczne zno-



Rys. 41. Układ prędkości i sił występujących przy poruszaniu się po torze krzywoliniowym 3-osiowego samochodu z jedną osią kierowaną

szenie opon przy skręcie, nawet przy bardzo wolnym ruchu i opony są zawsze napięte wskutek działania na koła osi drugiej i trzeciej przeciwnie skierowanych sił bocznych F_2 i F_3 . Oś, przechodząca przez chwilowe środki obrotu, jest przesunięta zawsze do przodu od osi tylnej. W czasie ruchu pojazdu wartość przesunięcia x zmienia się

w zależności od prędkości. Przyczyną zmiany wartości x jest zmiana warunków równowagi pojazdu przy działaniu siły odśrodkowej.

Przesunięcie to nie zależy od promienia skrętu i wyraża się wzorem

$$x = \frac{l_1 l_2}{l + l_1} + \frac{G a_c v^2 \zeta}{2g(l + l_1)} \quad [131]$$

gdzie: $v = R\omega$ — prędkość pojazdu w m/sek ζ — współczynnik boczno znoszenia w rd/kg.

Pozostałe oznaczenia wg rys. 41. Dla opon terenowych 12.00—18 współczynnik ζ przy normalnym ciśnieniu powietrza w oponie wynosi około $\zeta = \frac{1}{7000} \frac{\text{rd}}{\text{kg}}$

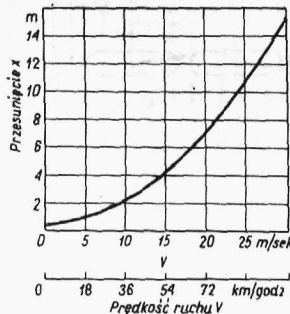
Przy małej prędkości pojazdu wartość przesunięcia osi przechodzącej przez chwilowy środek obrotu można obliczyć według wzoru

$$x = \frac{l_1 l_2}{l + l_1} \quad [132]$$

Promień skrętu pojazdu trzyosiowego z jedną osią kierowaną można obliczać według wzoru

$$R = \frac{l - l_2 \frac{l_1 - l_2}{l + l_1}}{\text{tg } \alpha} \quad [133]$$

Wzór ten jest dokładny przy małej prędkości samochodu, przy wzroście prędkości ruchu promień R będzie się zmniejszał przy stałym kącie skrętu kół kierowanych. Wynika to stąd, że ten typ pojazdu przy oponach pojedynczych ma z reguły nadmierną zwrotność i złą stateczność ruchu przy większych prędkościach (patrz rozdz. IV p. 2). Przeciwdziałać temu można przez taką konstrukcję zawieszenia kół, aby przy uginaniu się zewnętrznych resorów podczas skrętu następowało odchylenie się kół, kompensujące nadmierne znoszenie kół tylnych i zwiększające znoszenie kół osi środkowej.



Rys. 42. Zależność przesunięcia osi przechodzącej przez chwilowy środek obrotu pojazdu od prędkości ruchu

Rys. 42 wskazuje szybkość zwiększania się przesunięcia x osi przechodzącej przez chwilowy środek obrotu wraz ze wzrostem prędkości pojazdu. Wykres ten jest wykonany dla samochodu trzyosiowego o następujących danych:

$$l = 4,8 \text{ m}$$

$$a_c = 2,8 \text{ m}$$

$$l_1 = 3,6 \text{ m}$$

$$G = 7000 \text{ kg}$$

$$l_2 = 1,2 \text{ m}$$

opony pojedyncze 12.00 — 18

Minimalny promień skrętu dla tego pojazdu przy kącie skrętu $\alpha = 25^\circ$ wyniesie

$$R = \frac{4,8 - 1,2 \frac{3,6 - 1,2}{4,8 + 3,6}}{0,466} = 9,55 \text{ m}$$

Zaś minimalna wartość przesunięcia x wg wzoru [132] wyniesie

$$x_0 = \frac{3,6 \cdot 1,2}{4,8 + 3,6} = 0,515 \text{ m}$$

Kąt znoszenia opon tylnej osi wyniesie wtedy

$$\delta_3 \approx \frac{x}{R} = \frac{0,515}{9,55} = 0,054 \text{ rd} \approx 3^\circ$$

Wartość bocznej siły działającej na tylną oś przy ruchu pojazdu z małą prędkością po łuku o minimalnym promieniu wyniesie

$$F_3 = \frac{2 \delta_3}{\zeta} = 2 \cdot 7000 \cdot 0,054 = 756 \text{ kG}$$

W podobny sposób można obliczyć siłę F_2 działającą na oś średnią

$$F_2 = \frac{l_2 - x}{R} \cdot \frac{2}{\zeta} = \frac{1,2 - 0,515}{9,55} \cdot 2 \cdot 7000 = 0,0716 \cdot 14000 \approx 1000 \text{ kG}$$

$$\delta_2 = 0,0716 \text{ rd} \approx 4^\circ$$

Składową poprzeczną sił działających na oś przednią obliczymy jako różnicę sił F_2 i F_3 . Różnica ta jest równa rzutowi siły F_1 na kierunek prostopadły do podłużnej osi samochodu.

$$F_{1y} = 1000 - 756 = 246 \text{ kG}$$

Z chwilą wzrostu prędkości i pojawienia się siły odśrodkowej wartości kąta δ_2 i siły F_2 maleją. Z wykresu podanego na rys. 42 wynika, że dla obliczanego samochodu już przy prędkości ok. 20 km/godz przesunięcie x staje się równe l_2 i kąt $\delta_2 = 0^\circ$, a tym samym i siła F_2 maleje do zera. Przy dalszym wzroście prędkości siła F_2 zmienia zwrot i działa w tym samym kierunku co siła F_3 . Natomiast wartości kąta δ_3 i siły F_3 stale wzrastają wraz ze wzrostem prędkości i przy przekroczeniu pewnej dopuszczalnej wartości kąta δ_3 nastąpi boczny poślizg tylnej osi. Zatem dopuszczalna wartość kąta δ_3 stanowi o ograniczeniu prędkości ruchu samochodu na zakręcie. Orientacyjnie za maksymalną wartość kąta δ_3 można przyjąć 0,1 rd. Gdyby przyjąć stałą wartość współczynnika znoszenia opon dla kątów od 0 do 0,1 rd, to dla obliczanego przykładu siła boczna działająca na oś tylną dla kąta $\delta_3 = 0,1$ rd wyniosłaby 1400 kG, co z kolei odpowiadałoby wartości współczynnika poprzecznej przyczepności opon $\mu = 0,6$.

Przy przyjętym założeniu minimalne wartości promienia skrętu wynosiłyby 10 x ($R \geq 10 x$) i byłyby one zależne od prędkości pojazdu, jak to wskazuje wykres podany na rys. 42.

Ciekawe jest porównanie ograniczenia prędkości pojazdu ze względu na jego całkowity poślizg boczny wg wzoru [130] z ograniczeniem obecnie sformułowanym.

Dla obliczanego samochodu przyjmując wartość współczynnika przyczepności $\mu = 0,6$, otrzymamy ze wzoru [130]

$$V^2 \leq 76,6 R$$

Przy założeniu $R \geq 10 x$ otrzymamy ze wzoru [131]

$$V^2 \leq 76,6 R - 395$$

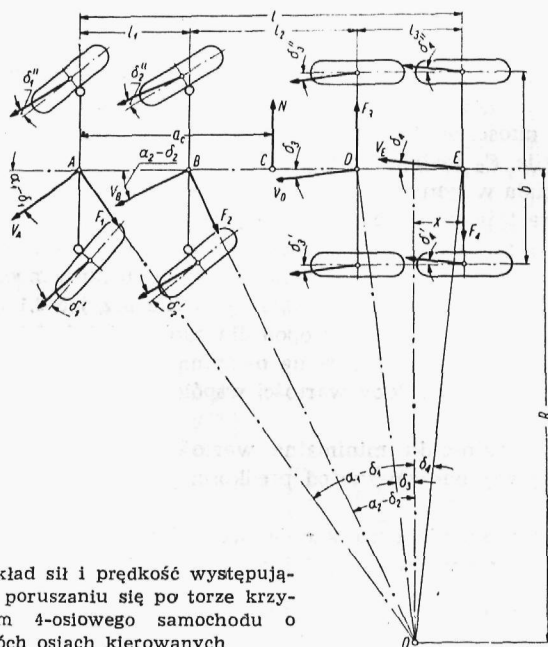
Widzimy więc, że poślizg tylnej osi w większym stopniu ogranicza prędkość samochodu trzyosiowego z jedną osią kierowaną, niż poślizg całego pojazdu. W obu przypadkach nie uwzględniono wpływu siły napędowej i oddziaływania mechanizmu różnicowego. Z przeliczenia wynika, że dla obu porównywanych przypadków przyjęto jednakową maksymalną wartość siły bocznej, równą 1400 kG.

Występowanie poślizgu tylnej osi przy ruchu po torze krzywoliniowym stanowi poważną wadę trzyosiowego samochodu z jedną osią kierowaną. Poślizg boczny po-

woduje znaczne zwiększenie oporów toczenia kół i zwiększa w poważnym stopniu zużycie opon.

Układ jezdny trzyosiowego pojazdu z jedną osią kierowaną jest z zasady układem niestatecznym przy dużych prędkościach ruchu (przy zastosowaniu opon pojedynczych), wynika to z faktu zmniejszenia się promienia skrętu przy wzroście prędkości pojazdu. Zastosowanie dwóch osi kierowanych usuwa wszystkie wymienione wady. Oszczędności opon, wzrost sprawności i stateczności samochodu rekompensują — zdaniem wielu konstruktorów — pewną komplikację konstrukcji związaną z zastosowaniem dwóch osi kierowanych.

Na rys. 43 pokazany jest układ sił i prędkości występujących przy ruchu pojazdu 4-osiowego o dwóch osiach kierowanych. W tym przypadku układ sił nie może być rozwiązany bez znajomości związku pomiędzy kątami skrętu kół pierwszej i drugiej osi kierowanej. Związek ten wynika z kinematyki układu kierowniczego. Dla orientacyjnych przeliczeń można założyć jednakowe wartości kątów znoszenia kół pierwszej i drugiej osi kierowanej. Zrealizowanie praktyczne takiego założenia wymaga



Rys. 43. Układ sił i prędkości występujących przy poruszaniu się po torze krzywoliniowym 4-osiowego samochodu o dwóch osiach kierowanych

znalezienia odpowiedniego stosunku pomiędzy kątami skrętu kół obu osi kierowanych. Przy podanym założeniu przybliżone wzory na wartość przesunięcia osi przechodzącej przez chwilowy środek obrotu i promienia skrętu $v = 0$ są następujące

$$x = \frac{l_3 (l_3 + 2 l_2)}{4 (l_2 + l_3)} + \frac{G \zeta v^2}{8 g} \quad [134]$$

$$R = \frac{l - \frac{l_2 l_3}{2 (l_2 + l_3)}}{\operatorname{tg} \alpha_1} \quad [135]$$

Wzory te wyprowadzone są przy założeniu, że

$$l_1 = l_3$$

W ogólnym przypadku wartość przesunięcia x jest dla pojazdu czteroosiowego funkcją promienia skrętu. Tok analizowania warunków skrętu jest podobny do przytoczonego poprzednio dla samochodu trzyosiowego.

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 prędkości obrotowej krytycznej).

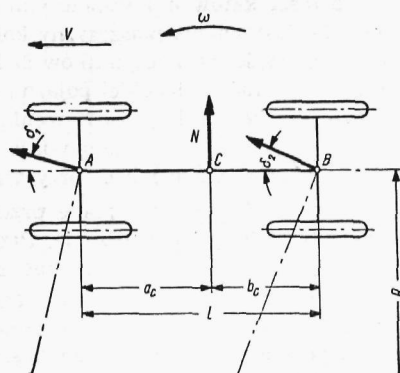
Drugi wypadek utraty stateczności ruchu samochodu zachodzi przy bocznym ślizganiu się jego tylnej osi (zarzucenie tylnej osi). Jest to znacznie trudniejszy do opanowania i bardziej niebezpieczny wypadek utraty stateczności ruchu, który przy większych prędkościach jazdy często powoduje katastrofy.

2. Utrata stateczności ruchu pojazdu wywołana bocznym znoszeniem opon

Na rys. 44 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 wska-



Rys. 44. Ruch samochodu o nadmiernej zwrotności

zanych 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

$$N = \frac{G v^2}{g R} = \frac{G v^2}{g l} (\delta_2 - \delta_1) \quad [136]$$

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

$$\frac{G v^2 (\delta_2 - \delta_1)}{g l} \leq Y \quad [137]$$

Po wyznaczeniu wartości kątów znoszenia za pośrednictwem sprężystych reakcji opon otrzymamy

$$V \leq 11,3 \sqrt{\frac{l^2}{G (a_c \zeta_2 - b_c \zeta_1)}} \quad [138]$$

gdzie: V — prędkość w km/godz, l — rozstaw osi w m, G — ciężar pojazdu w kG, a_c i b_c — 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_k (patrz wzór [25]).

Ze wzoru [138] 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 $\zeta_1 b_c > \zeta_2 a_c$ 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 $b_c > a_c$, czyli przesunąć środek ciężkości pojazdu do przodu. W nowoczesnych samochodach przez odpowiednią konstrukcję zawieszenia i przez zastosowanie nieco mniejszego ciśnienia w oponach kół przednich udaje się uzyskać dostateczną wartość zmniejszonej zwrotności samochodu nawet przy wartości b_c nieco mniejszy od a_c .

Mniejsze ciśnienie w oponie przedniej powoduje większą jej elastyczność i odpowiednio większy kąt znoszenia. Przy większym obciążeniu tylnej osi niż przedniej ($a_c > b_c$) można również uzyskać zmniejszoną zwrotność samochodu przez takie skonstruowanie zawieszenia, aby przy pewnym pochyleniu pojazdu pod działaniem siły odśrodkowej następowało wychylenie kół z płaszczyzny równoległej do podłużnej osi pojazdu. W tym celu zawieszenie przednie powinno powodować wychylenie kół przednich zgodnie z kątem znoszenia opon, zaś zawieszenie tylne — odwrotnie — powinno zmniejszać kąt odchylenia wektora prędkości środka osi tylnej od kierunku osi podłużnej pojazdu.

Warunek stateczności pojazdu można również przedstawić w nieco odmienny sposób, a mianowicie przez spełnienie wymagania, aby środek bocznych reakcji sprę-

zystych¹⁾ opon był nieco przesunięty w kierunku tylnej osi pojazdu poza środek ciężkości, co matematycznie można wyrazić w postaci nierówności

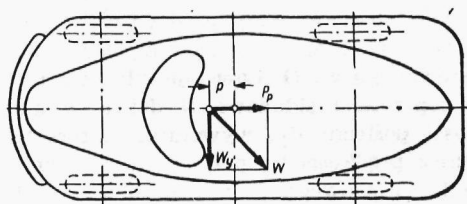
$$l_1 > a_c$$

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

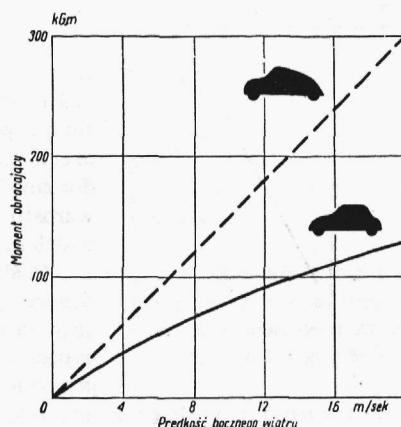
$$l_1 = l \frac{\zeta_1}{\zeta_1 + \zeta_2} \quad [139]$$

3. Wpływ bocznego wiatru na stateczność ruchu samochodu

W przypadku bocznego wiatru na pojazd działa wypadkowa siła ciśnienia powietrza, przyłożona w środku naporu. Boczna składowa tej siły W_y daje pewien moment w stosunku do środka ciężkości pojazdu. Środek naporu w samochodach osobowych leży zwykle bliżej przedniej osi niż środek ciężkości (odległość p na rys. 45).



Rys. 45. Działanie bocznego wiatru na samochód



Rys. 46. Wartości momentu bocznej składowej siły wiatru (l)

Na rys. 46 przedstawiono wykres wartości momentów bocznej składowej siły wiatru dla dwóch kształtów nadwozia. Przy kierunku skrętu zgodnym z kierunkiem wiatru, wskutek działania momentu bocznej składowej siły wiatru nastąpi zmniejszenie bocznej reakcji działającej na przednią oś i zwiększenie 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 skrócenie kół. Narastanie prędkości kątowej 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 naporu, leżący wyżej niż środek sprężystych reakcji opon, znajdował się w takiej samej odległości od płaszczyzn prostopadłych przechodzących przez osie kół przednich i tylnych jak środek reakcji sprężystych.

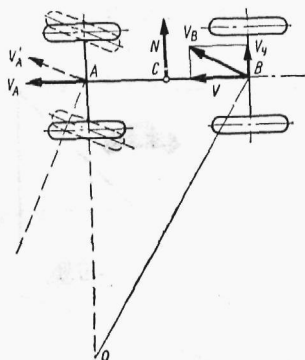
¹⁾ Środkiem reakcji sprężystych nazywamy punkt charakteryzujący się tym, że przyłożona do niego siła wykonuje równoległe przesunięcie ciała, spowodowane odkształceniem się elementów sprężystych.

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. Zarzucanie 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.



Rys. 47. Ruch samochodu przy poślizgu bocznym tylnej osi

Na rys. 47 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 boczego ślizgania się koła wewnętrznego,
- rozpoczęcia boczego 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 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 rozpoczęcia poślizgu koła wewnętrznego tylnej osi obowiązuje następujące równanie sił

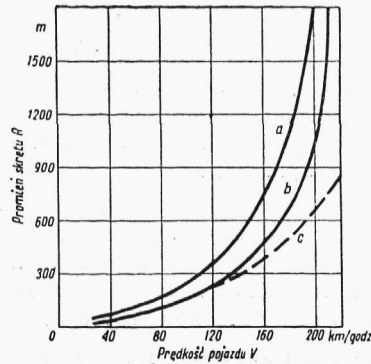
$$(F'_2)^2 + (P'_2)^2 = (\mu Q'_2)^2 \quad [140]$$

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 można ustalić warunki ruchu, przy jakich poślizg tylnej osi może nastąpić.

Na podstawie tych założeń został sporządzony wykres (rys. 48), 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, $a_c = 0,5$ l, $h_c = 0,3$ l, poruszającego się po drodze o współczynnikach $\mu = 0,5$ i $f = 0,015$. Krzywa *c* przedstawia zależność uzyskaną ze wzoru [130]. Jak widać, poniżej prędkości 120 km/godz wzór ten daje zadowalającą dokładność.

Rys. 48. Zależność minimalnego dopuszczalnego promienia skrętu od prędkości ruchu samochodu z uwagi na wystąpienie poślizgu



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 postępował dalej samoczynnie. Wobec tego należy dość energicznie skrócić przednie koła w stronę, w którą nastąpiło zarzucenie tylnej osi.

Na rys. 47 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 skrócie kół można uzyskać nawet ujemną wartość promienia skrętu i siły N .

V. EKONOMIA ZUŻYCIA PALIWA

Przyjęto określać zużycie paliwa przez samochód ilością litrów paliwa zużytych na przejechanie drogi o długości 100 km. Zależność tę ujmuje następujący wzór

$$Q = 100 \frac{G_e}{V \gamma} \quad 1/100 \text{ km} \quad [141]$$

gdzie: γ — ciężar właściwy paliwa w kG/litr, G_e — zużycie paliwa przez silnik w kG na godzinę pracy (kG/godz), V — prędkość samochodu w km/godz.

Godzinowe zużycie paliwa G_e przez silnik zależy od sprawności silnika, to jest od jego jednostkowego zużycia paliwa, i od mocy pobieranej od silnika na napęd samochodu

$$G_e = \frac{g_e N}{1000} = \frac{g_e (\psi G V + 0,0048 c_x F V^3)}{2,7 \cdot 10^5 \eta_m \eta_s} \quad \text{kG/godz} \quad [142]$$

gdzie: g_e — jednostkowe zużycie paliwa w g/KM godz, ψ — współczynnik całkowitego oporu drogi, G — ciężar pojazdu w kG, V — prędkość pojazdu w km/godz, c_x — współczynnik oporu powietrza, F — powierzchnia czołowa pojazdu w m², η_m — sprawność mechaniczna układu napędowego, $\eta_s = (1 - s)$ sprawność kinematyczna.

Sprawność kinematyczna uwzględnia straty poślizgu kół samochodu oraz straty na poślizg, jakie mogą występować w układzie napędowym samochodu, np. przy użyciu sprzęgła hydrokinetycznego.

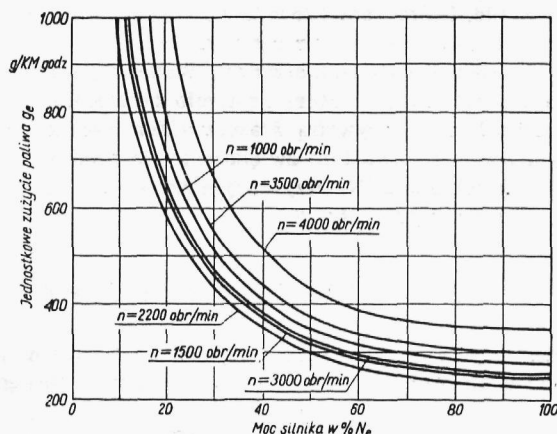
Przy uwzględnieniu wzoru [142] zależność [141] określającą zużycie paliwa przez samochód można przedstawić w postaci

$$Q = \frac{g_e (\psi G + 0,0048 c_x F V^2)}{2,7 \cdot 10^3 \eta_m \eta_s \gamma} \quad 1/100 \text{ km} \quad [143]$$

Ze wzoru [143] wynika, że zużycie paliwa przez samochód zależy od siły oporu ruchu samochodu (jest to wielkość zawarta w nawiasie), od sprawności i jednostkowego zużycia paliwa przez silnik, które nie jest stałe i z kolei zależy od wyżej wymienionych czynników.

Wartość jednostkowego zużycia paliwa w nowoczesnych silnikach samochodowych zależy w bardzo niewielkim stopniu od prędkości obrotowej i zmienia się znacznie wraz ze zmianą stopnia obciążenia silnika. Stopniem obciążenia silnika α będziemy nazywać stosunek momentu pobieranego od silnika do maksymalnego momentu silnika przy danej prędkości obrotowej.

Na rys. 49 i 50 podany jest dla przykładu przebieg krzywych jednostkowego zużycia paliwa w zależności od stopnia obciążenia silnika dla jednego z silników gaźnikowych.

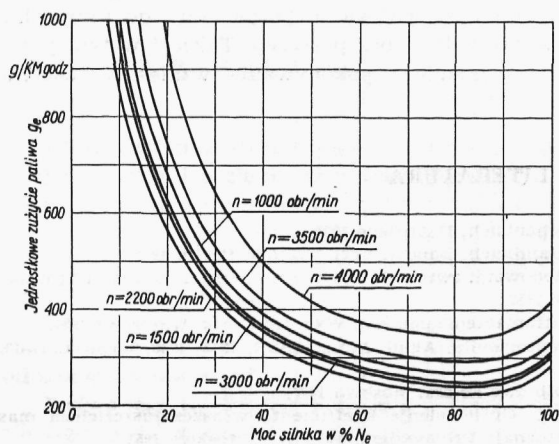


Rys. 49. Zależność jednostkowego zużycia paliwa od stopnia obciążenia silnika z gaźnikiem bez przyspieszacza (17)

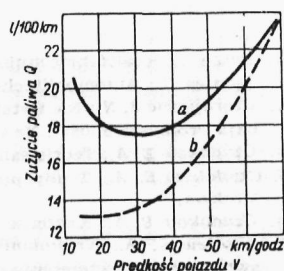
Na rys. 49 przedstawiony jest wykres dla silnika zaopatrzonego w gaźnik bez przyspieszacza, zaś na rys. 50 podany jest wykres dla gaźnika zaopatrzonego w przyspieszacz. Przyspieszacz jest to urządzenie pozwalające na dodatkowe wzbogacenie mieszanki paliwowej podczas zwiększonego obciążenia silnika. Umożliwia to regulowanie gaźnika na bardziej ubogą mieszankę paliwową niż przy gaźniku bez przy-

spieszcza i tym samym przy mniejszym obciążeniu silnika zużycie paliwa jest niższe niż w poprzednim przypadku.

Przy normalnej eksploatacji samochodu silnik jego pracuje przy częściowym obciążeniu, zmieniającym się zależnie od prędkości jazdy od 20 do 80 % pełnego obciążenia. Jest to charakterystyczna cecha odróżniająca sposób pracy silnika samochodowego od sposobu pracy silników stałych. Na ekonomię zużycia paliwa przez silnik samochodu ma znacznie większy wpływ jednostkowe zużycie paliwa przy niepełnym obciążeniu niż przy obciążeniu maksymalnym. W silniku wysokoprężnym jednostkowe zużycie paliwa przy niepełnym obciążeniu zmienia się bardziej korzystnie niż dla silnika gaźnikowego. Wskutek tego oszczędność zużycia paliwa przez samochód zaopatrzony w silnik wysokoprężny jest znacznie większa, niżby to wynikało z porównania najmniejszych wartości jednostkowego zużycia paliwa g_e dla silników gaźnikowych i wysokoprężnych przy całkowitym ich obciążeniu.



Rys. 50. Zależność jednostkowego zużycia paliwa od stopnia obciążenia silnika z gaźnikiem z przyspieszaczem (17)



Rys. 51. Wykres zużycia paliwa w zależności od prędkości jazdy

Na rys. 51 podany jest wykres zużycia paliwa na dobrej drodze o twardej nawierzchni przez 2,5-tonowy samochód ciężarowy z silnikiem gaźnikowym. Krzywa *a* przedstawia rzeczywiste zużycie paliwa w zależności od prędkości samochodu. Zaś krzywa *b* wskazuje zużycie paliwa, jakie byłoby w przypadku, gdyby można było zachować stałą wartość jednostkowego zużycia paliwa wynoszącą 280 g/KM godz. Rzędne krzywej *b* zmieniają się proporcjonalnie do zmiany siły oporów ruchu.

Różnica w przebiegu krzywych *a* i *b* tłumaczy się tym, że przy mniejszych prędkościach ruchu spada znacznie opór ruchu, a tym samym i stopień obciążenia silnika, i wskutek tego poważnie wzrasta jednostkowe zużycie paliwa. Rzeczywista krzywa zużycia paliwa osiąga minimum przy określonej wartości prędkości. Tę prędkość przyjęto nazywać *ekonomiczną prędkością samochodu*. Rzeczywista ekonomiczna prędkość samochodu (prędkość, przy której przewóz najtaniej kosztuje) zależy nie tylko od wielkości kosztów zużytego paliwa, a także od wielu innych czynników, np. od wydatków związanych z czasem eksploatacji pojazdu. Wobec tego wartość rzeczywiste ekonomicznej prędkości samochodu jest znacznie wyższa od prędkości ustalonej przy uwzględnieniu tylko zużycia paliwa.

Przytoczone dane pozwalają całkowicie zorientować się, że oszczędność zużycia paliwa w samochodzie, biorąc pod uwagę sam silnik, można uzyskać dbając o możliwie duże jego obciążenie. To znaczy, że przy małych oporach ruchu samochód powinien pracować przy najmniejszym przełożeniu (na najwyższym biegu). Wtedy silnik będzie pracował przy małej prędkości obrotowej, lecz przy stosunkowo dużym momencie obrotowym. Względny ekonomii zużycia paliwa wymagają stosowania małego nadmiaru momentu obrotowego, co jest sprzeczne z wymaganiami dobrej dynamiki samochodu. Te przeciwstawne wymagania przyjęto godzić w ten sposób, że dla uzyskania dobrej dynamiki buduje się odpowiednio dobrane skrzynki biegów i przekładnię główną, zaś dla umożliwienia oszczędzania paliwa stosuje się dodatkowe, łatwo wyłączalne w przypadku konieczności przyspieszenia samochodu przekładnie zmniejszające ogólne przełożenie samochodu. Są to tak zwane przekładnie przyspieszające.

Zastosowanie przyczepy do samochodu ciężarowego zwiększa średni stopień obciążenia silnika i tym samym daje oszczędność paliwa w porównaniu do przypadku przewożenia tego samego ładunku samochodami bez przyczep. Także i w tym przypadku zdolność samochodu do przyspieszania i pokonywania wzniesień znacznie maleje.

LITERATURA

1. Bosch R.: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 11 Auflage 1952.
2. Bussten R.: Automobiltechnisches Handbuch. Band I. Verl. Cramm, Berlin 1953.
3. Czernyszew J. N.: Niedostatki w issledowaniu awtomobilnych szin, „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyslnennost”, Nr 4. Moskwa 1953.
4. Czudakow E. A.: Teoria samochodu (tłumaczenie polskie). Wyd. Komunik. Warszawa 1954.
5. Czudakow E. A.: Trudy po teoriji awtomobila. Akad. Nauk. SSSR. 1945—1948, wypusk. 1—13. Moskwa.
6. Czudakow E. A.: Kaczenje awtomobilnowo kolesa. Moskwa 1947.
7. Łaptiew S. A., Krestownikow G. A.: Opriedielenje koefficjenta wraszczajuszczichsia mas awtomobila. „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyslnennost”, Nr 7. Moskwa 1951.
8. Nagler L. H., and Kenneth Razak: The Automobile... Moving People Thorough Air (Aerodynamic Characteristics of American Passenger Cars). SAE Quarterly Transactions, New York. October 1950. Vol. 4.
9. Nowopolski W. I.: Eksperimientalnoje issledowanje potieri na kaczenje awtomobilnowo kolesa. „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyslnennost”, Nr 1. Moskwa 1954.
10. Nowosieltow I. W.: Wybor konstrukcji tormoza dla legkowowo maolitrażnowo awtomobila. „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyslnennost”, Nr 7. Moskwa 1954.
11. Plewzner I. M.: Problemy ustrojczivosti i usprawiajemosti awtomobila. „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyslnennost”, Nr 1. Moskwa 1951.
12. Plewzner I. M.: Teoria ustrojczivosti awtomobila. Maszgiz. Moskwa 1947.
13. Zimielew G. W.: Teoria awtomobila. Maszgiz. Moskwa 1951.
14. Praca zbiorowa: Maszynostrojenje. Tom 11. Maszgiz 1948.
15. Falkiewicz B. S.: Tiagowyje kacstwa awtomobila pri nieustanowiwszemsja režimie raboty dwigatiela. Woprosy Maszynowiedienija. Wyd. Akademii Nauk ZSRR. Moskwa 1950.
16. Lenin J. M.: Wiesowoje napolnienije i skorostnaja charakteristika awtomobilnowo, karbiuratornowo dwigatiela. Woprosy Maszynowiedienija. Wyd. Akademii Nauk ZSRR. Moskwa 1950.
17. Czudakow E. A.: Puti powyszenija ekonomicznosti karbiuratornowo awtomobilnowo dwigatiela. Wyd. Akademii Nauk ZSRR. Moskwa 1948.