Dr Predrag Petrović,
dipl. inž.
Industrija motora Rakovica,
Beograd

TEORIJSKO-EKSPERIMENTALNA ANALIZA KOEFICIJENATA ZAOSTAJANJA I PRETICANJA POGONSKIH TOČKOVA MOTORNIH VOZILA 4x4

UDC: 629.11.012.351.001.5

Rezime:

U toku eksploatacije uslovi prianjanja pogonskih točkova stalno se menjaju i utiču na promenu dinamičkih poluprečnika točkova pogonskih mostova pri pravolinijskom kretanju. Različite putanje točkova pojedinih pogonskih mostova pri kretanju u krivini i po neravnoj podlozi dovode do pojave zaostajanja i preticanja pogonskih točkova jednog mosta u odnosu na drugi. Takve pojave izazivaju cirkulaciju parazitske snage kroz transmisiju vozila, koja može imati negativne efekte. Teorijsko-eksperimentalnim putem izvršena je analiza koeficijentata zaostajanja i preticanja pogonskih točkova na vozilu TARA 4x4. Izvršena je i kompatibilna analiza koeficijentata zaostajanja i preticanja pri kretanju u krivini i pravolinijski sa različitim dinamičkim poluprečnikom kotrljanja.

Ključne reči: mobilna mašina, zaostajanje, preticanje, prianjanje, parazitska snaga, cirkulacija.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE LAG AND ADVANCE COEFFICIENTS IN MOTOR VEHICLE DRIVING WHEELS

Summary:

The conditions of driving wheels adherence to the ground change constantly during operation and cause the change of wheels dynamic radii on the axle during straightline motion. Different paths of wheels on different axles in curves and on uneven ground cause the lag and the advance of driving wheels on one axle when compared to the other. Such phenomena give rise to the circulation of parasite power through the vehicle transmission, which can lead to negative effects. The lag and advance coefficients of driving wheels on the TARA vehicle were analyzed both theoretically and experimentally. The compatible analysis of the lag and advance coefficients was done for motions in curves as well as for the straight — line motion with different rolling radii.

Key words: mobile machine, lag, advance, adherence, parasite power, circulation.

Uvod

Razvoj saobraćajnih sredstava sa pogonom na četiri točka postao je bitan faktor poboljšanja njihovih vučno-dinamičkih karakteristika.

Početak ovog veka pojavilo se više modela vozila sa pogonom 4x4,

kao preteča mnogim terenskim, vojnim, putničkim vozilima, traktorima i sl. Danas skoro da nema proizvođača motornih vozila koji nemaju bar jedan model sa pogonom 4x4.

U principu, kod dvoosovinskih vozila sa pogonom na sve točkove, razvod obrtnog momenta može se obaviti

na dva načina: prvi način je dovođenje obrtnog momenta na oba mosta, a veza između njih je blokirana i, drugi je, takođe, dovođenje obrtnog momenta na oba mosta, a veza između njih je diferencijalna.

Osnove kretanja motornih vozila 4x4

U otežanim uslovima eksploatacije, kao što je kretanje po podlozi sa smanjenim koeficijentom prijanjanja, povećanje otpora kretanju (savlađivanje uspona, povećanje sila otpora traktora pri različitim poljoprivrednim radovima i dr.) i primena pogona na sve točkove u znatnoj meri doprinosi eliminisanju delovanja negativnih efekata.

Kao što je već napomenuto, razvod obrtnog momenta od motora do pogonskih mostova može se vršiti preko tzv. blokirane veze (kada u prenosniku između pogonskih mostova postoji kruta kinematska veza) i preko diferencijalne veze (kada u prenosniku između pogonskih mostova ne postoji kruta kinematska veza već diferencijalna).

Pri proračunu prenosnih odnosa u razvodu snage polazi se od idealizovanog slučaja kada je obimna brzina pogonskih točkova oba mosta jednaka, polazeći od uslova da se vozilo kreće po idealno ravnoj podlozi bez klizanja, odnosno sa istim procentom klizanja i da se u toku kretanja ne menja rastojanje između pogonskih mostova, kao i dinamički poluprečnici pogonskih točkova, odnosno da se menjaju za istu relativnu vrednost [1].

Takvi uslovi obezbeđuju jednakost obimnih brzina točkova oba pogonska mosta. Međutim, u eksploataciji svi ovi uslovi skoro nikada ne mogu jednovremeno da se pojave, a nedos-

tajanjem samo jednog uslova dolazi do pojave razlike u obimnim brzinama pogonskih točkova pojedinih mostova, što uslovljava pojavu zaostajanja pogonskih točkova jednog mosta za pogonskim točkovima drugog mosta. Zbog toga će se na točkovima koji zaostaju pojaviti »negativna« obimna sila, koja ne samo što ne doprinosi kretanju, nego mu se čak i suprotstavlja.

Pogonski točkovi koji preteču (imaju veću obimnu brzinu) razvijaju obimne sile koje savlađuju ne samo otpore kretanja čitavog vozila, nego i negativnu silu na pogonskim točkovima koji zaostaju.

Kao posledica ovakvog stanja kretanja, elementi prenosnika snage između dva pogonska mosta napregnuti su dodatnim obrtnim momentom, odnosno, osim korisne, prenose i tzv. parazitsku snagu koja cirkuliše u sistemu koji čine ti elementi i tlo između pogonskih točkova. Vrednost ove parazitne snage direktno zavisi od vrednosti »negativne« sile i brzine kretanja, a ta sila zavisi od normalne reakcije podloge i iskorišćenog koeficijenta prijanjanja. Koeficijent prijanjanja zavisi i od vrednosti zaostajanja pogonskih točkova jednog mosta u odnosu na drugi, tj. od razlike obimnih brzina pogonskih točkova pojedinih mostova. Ovakve pojave javljaju se samo u slučaju kada postoji tzv. blokirani razvod snage.

Pri dovođenju obrtnog momenta transmisiji sa blokiranim razvodom tangencijalne sile kod točkova koji zaostaju one deluju kao kočione (X_{t2}), kao što je prikazano na slici 1b. U slučaju da se obrtni momenti prenose ravnomerno na prednji i zadnji pogonski most, a pod uslovom da ne postoje drugi poremećaji, tangencijalne sile oba pogonska mosta deluju u pravcu kretanja (sl. 1a).

Sl. 1 — Grafik proklizavanja pogonskih točkova:
a — diferencijalna veza između točkova, b — blokiran razvod između točkova

Sprečavanje pojave parazitne snage postiže se eliminacijom opisanih stanja pogonskih točkova jednog mosta u odnosu na drugi diferencijalnim uređajima, odnosno međuosovinskim (međuosnim) i drugim diferencijalima.

Analiza preticanja i zaostajanja pogonskih točkova

Analitički pristup analizi koeficijenata zaostajanja i preticanja blokirane kinematske veze pogonskih mostova značajan je zbog utvrđivanja vrednosti sila na pogonskim točkovima pri različitim uslovima kretanja.

Koeficijente preticanja i zaostajanja i njihovu vrednost određuju:

ξ_k — odnos teorijskih obimnih brzina prednjih (V_{opt}) i zadnjih (V_{ozt}) točkova pri kretanju na pravcu i na ravnom tlu;

ξ_l — odnos dinamičkih poluprečnika kotrljanja prednjih (r_{dp}) i zadnjih (r_{dz}) točkova pri kretanju na pravcu i na ravnom tlu;

ξ_2 — odnos pređenih puteva, tj. odnos poluprečnika okretanja sredina pogonskih mostova R_z i R_p pri kretanju u krivinama na ravnom tlu;

ξ_3 — odnos trenutnih vrednosti obimnih brzina točkova koji su u kontaktu sa tlom V_z i V_p , tj. odnos poluprečnika točkova prema trenutnom polu obrtanja pogonskih mostova R_{zn} i R_{pn} , pri kretanju preko neravnina.

U eksploataciji nastaju promene uslova kretanja, što se odražava i na koeficijente preticanja i zaostajanja pogonskih točkova. Odnos teorijskih obimnih brzina pogonskih točkova prednjeg (V_{opt}) i zadnjeg (V_{ozt}) mosta iznosi:

$$\xi_k = \frac{V_{opt}}{V_{ozt}} = \frac{n_{tp}}{n_{tz}} \cdot \frac{r_{kpn}}{r_{kzn}} \quad (1)$$

gde su n_{tp} , n_{tz} , r_{kpn} i r_{kzn} — brojevi obrtaja i projektovani poluprečnici kotrljanja točkova prednjeg i zadnjeg mosta.

Odnos stvarnih obimnih brzina pri kretanju na pravcu i na ravnoj podlo-

zi određen je preko dinamičkih poluprečnika kotrljanja točkova prednjeg (r_{dp}) i zadnjeg (r_{dz}) mosta:

$$\xi_1 = \frac{r_{dp}}{r_{dz}} \quad (2)$$

Pri kretanju u krivini na ravnoj podlozi, preticanje i zaostajanje određuje odnos poluprečnika okretanja sredina pogonskih mostova R_p i R_z pri uglu zaokretanja β upravljačkih točkova.

Takav slučaj kretanja prikazan je na slici 2.

Sl. 2 — Kretanje u krivini po ravnoj podlozi

$$\xi_2 = \frac{R_z}{R_p} = \cos \beta \quad (3)$$

Kretanje točkova na pravcu preko neravnina može se kinematski predstaviti kao obrtanje oko trenutnog pola, slično kao i pri kretanju u krivini na ravnoj podlozi [2, 3].

Pravolinijsko kretanje točkova po neravnoj podlozi prikazano je na slici 3.

Sl. 3 — Pravolinijsko kretanje po neravnoj podlozi

Pošto su komponente obimnih brzina pogonskih točkova V_p i V_z u trenutnoj ravni kretanja (A-A) jednake, biće:

$$V_p \cdot \cos(\gamma - \delta) = V_z \cos \delta,$$

$$\xi_3 = \frac{V_z}{V_p} = \frac{R_{zn}}{R_{pn}} = \frac{\cos(\gamma - \delta)}{\cos \delta}, \quad (4)$$

gde je:

γ — ugao neravnine podloge,

δ — ugao trenutne ravni kretanja točkova.

Ukupno preticanje i zaostajanje, pri kretanju točkova u krivini preko neravnina, iznosi:

$$\xi_{uk} = \xi_k \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 = \frac{i_z}{i_p} \cdot \frac{r_{kpm}}{r_{kzm}} \cdot \left(\frac{r_{dp}}{r_{dz}} \right) \cos \beta \frac{\cos(\gamma - \delta)}{\cos \delta} \quad (5)$$

Označavajući sa λ_p i λ_z koeficijente klizanja pogonskih točkova prednjeg i zadnjeg mosta, stvarne brzine kretanja biće:

$$V_{ps} = V_{pr}(1 - \lambda_p) \quad (6)$$

$$V_{zs} = V_{zr}(1 - \lambda_z)$$

Pošto ove dve brzine, zbog krute veze pogonskih točkova moraju biti jednake, dobija se:

$$\xi_{uk} = \frac{1 - \lambda_z}{1 - \lambda_p} = \frac{i_z}{i_p} \cdot \frac{r_{kpn}}{r_{kzn}} \cdot \frac{r_{dp}}{r_{dz}} \cdot \cos \beta \frac{\cos(\gamma - \delta)}{\cos \delta} \quad (7)$$

U odnosu na pravolinijsko kretanje po ravnom tlu, za iste uslove u krivini ($\xi_2 < 0$), linija krive biće pomerená za vrednost $\Delta \xi_2$.

$$\Delta \xi_2 = (\xi_k \cdot \xi_1)_{II} - (\xi_k \cdot \xi_1)_I \quad (8)$$

$$\xi_{ukI} = (\xi_k \cdot \xi_1)_I \quad (9)$$

$$\xi_{uk2} = (\xi_k \cdot \xi_1)_{II} \cdot \xi_2 \quad (10)$$

Sl. 4 — Zavisnost sile pogona i koeficijenata preticanja i zaostajanja pogonskih točkova pri kretanju u krivini po neravnoj podlozi

Analizom izraza (7) vidi se da može biti $\xi_{uk} \leq 1$ i da se u toku kretanja može stalno menjati, a time i smer i vrednost cirkulacije snage u toku kretanja, tj. da se »negativna« sila može pojaviti na točkovima i prednjeg i zadnjeg mosta.

Tako dobijene krive mogu se koristiti za određivanje sile na točkovima prednjeg pogonskog mosta pri različitim uslovima kretanja. Za određeno stanje kretanja najpre se izračunava vrednost $\xi_{ukI} = \xi_k \xi_1$, a vrednostima na apscisi (slika 4) odgovara određena vrednost sile X_p na točkovima prednjeg pogonskog mosta.

Pri konstantnoj sili pogona X_p dobija se vrednost pomeranja linije krive pri kretanju u krivini:

$$\Delta \xi_2 = (\xi_k \cdot \xi_1)_I \cdot \left(\frac{1}{\xi_2} - 1 \right) \quad (11)$$

Sila pogona na obimu točkova prednjeg pogonskog mosta pri kretanju vozila u krivini iznosi:

$$X_p(\xi_2) = X_p - \Delta X_p(\xi_2) \quad (12)$$

Vidi se da pri kretanju u krivini dolazi do smanjenja sile pogona za dodatnu vrednost $\Delta X_p(\xi_2)$. Pri kretanju

u krivini po neravnoj podlozi pomera-
nje $\Delta\xi_3$ u odnosu na $\Delta\xi_2$ dobija se na
identičan način kao u prethodnom slu-
čaju, odnosno:

$$\Delta\xi_3 = (\xi_k \cdot \xi_1)_{III} - (\xi_k \cdot \xi_1)_{II} \quad (13)$$

$$\xi_{uk2} = (\xi_k \cdot \xi_1)_{II} \cdot \xi_2 \quad (14)$$

$$\xi_{uk3} = (\xi_k \cdot \xi_1)_{III} \cdot \xi_2 \cdot \xi_3 \quad (15)$$

Polazeći od pretpostavke da sila
pogona X_p zavisi od vrednosti ξ_{uk} , a
ne zavisi od pojedinih vrednosti od ko-
jih se sastoji ξ , dobija se da je:

$$\xi_{uk2} = \xi_{uk},$$

odnosno,

$$(\xi_k \cdot \xi_1)_{III} = \frac{1}{\xi_3} (\xi_k \cdot \xi_1)_{II}$$

$$\Delta\xi_3 = (\xi_k \cdot \xi_1)_{II} \left(\frac{1}{\xi_3} - 1 \right)$$

Pomoću jednačina (10) i (11) do-
lazi se do izraza odakle proizilazi da je:

$$(\xi_k \cdot \xi_1)_{II} = \frac{1}{\xi_2} (\xi_k \cdot \xi_1)_I \quad (16)$$

Prema tome, vrednost $\Delta\xi_3$ data je
izrazom:

$$\Delta\xi_3 = (\xi_k \cdot \xi_1)_I \frac{1}{\xi_2} \left(\frac{1}{\xi_3} - 1 \right) \quad (17)$$

Ukupno pomeranje linije krive iz-
nosi:

$$\Delta\xi_{uk} = \Delta\xi_2 + \Delta\xi_3 = (\xi_k \cdot \xi_1)_I \left(\frac{1}{\xi_2} \cdot \frac{1}{\xi_3} - 1 \right) \quad (18)$$

Sila pogona na obimu točkova pre-
dnjeg pogonskog mosta pri kretanju
vozila u krivini preko neravnina data
je izrazom:

$$X_p(\xi_{2,3}) = X_p + \Delta X_p(\xi_2) \pm \Delta X_p(\xi_3) \quad (19)$$

Na osnovu ovakvih analiza koefi-
cijenata zaostajanja i preticanja pogo-
nskih točkova mogu se izračunati stva-
rni koeficijenti različitih slučajeva kre-
tanja kada dolazi do pojave cirkulaci-
je parazitne snage, uz prethodno snim-
ljene obrtne momente na kardanskim
vratilima.

Poznato je da između koeficijenta
klizanja λ i koeficijenta prijanjanja φ ,
za određeni kontakt pneumatik-podloga
pri određenoj brzini kretanja i odre-
đenoj vertikalnoj reakciji, postoji me-
đusobna zavisnost.

Na osnovu toga je:

$$X_p = f_1(\lambda + \varphi) \quad (20)$$

$$\xi_{UK} = f_2(\lambda_p, \lambda_z), \text{ pa je } X_p = f(\xi_{UK}, \varphi) \quad (21)$$

Na osnovu eksperimentalnih istra-
živanja [1] zavisnost koeficijenata pria-
njanja φ i klizanja λ može se prikaza-
ti odnosom:

$$\varphi_{\max} = \frac{1}{A + B \cdot V \cdot \lambda_{\varphi_{\max}}}, \quad (22)$$

gde je:

A, B — koeficijenti dobijeni ekspe-
rimentalnim putem ($A=1,33$
i $B=0,0254$);

V — brzina kretanja vozila;

$\lambda_{\varphi_{\max}}$ — koeficijent klizanja pri ma-
ksimalnom prijanjanju (pri
maksimalnoj sili pogona).

Za oblast stabilnog područja, kada
je odnos koeficijenta prijanjanja i kli-
zanja približno linearan, postoji zavis-
nost da je [1]:

$$\varphi = \varphi_{\max} \frac{\lambda}{\lambda_{\varphi_{\max}}} \quad (23)$$

Za svaki odnos sile pogona, odnos-
no sile kočenja i opterećenja točka iz-
računavaju se stvarne vrednosti koefi-
cijenata prijanjanja točkova zadnjeg
($\varphi_z = X_z/G_{tz}$) i prednjeg ($\varphi_p = X_p/G_{tp}$) po-
gonskog mosta. Na osnovu tih vred-

nosti izračunava se stvarno maksimalno prijanjanje točkova prednjeg i zadnjeg pogonskog mosta, kao i koeficijenata klizanja (λ_p i λ_z). Prema izračunatim vrednostima mogu se odrediti sile pogona, odnosno sile kočenja na pogonskim točkovima kada dolazi do naizmeničnih promena preticanja i zaostajanja.

Eksperimentalno određivanje koeficijenata preticanja i zaostajanja

Merni sistem postavljen na vozilu omogućavao je, pored merenja obrtnih momenata na kardanskim vratilima prednjeg i zadnjeg pogonskog mosta i izlaznom kardanskom vratilu menjačkog prenosnika, i kontinualno merenje brojeva obrtaja: motora, izlaznog kardanskog vratila i levog točka zadnjeg pogonskog mosta. Na osnovu broja obrtaja točka moguće je izračunavanje pređenog puta i brzi-

ne kretanja u određenim vremenskim intervalima.

Identifikacija stepena prenosa obavlja se preko specijalnog mernog sistema, koji se sastoji od selektora postavljenog na biraču stepena prenosa povezanog preko određenih prekidača sa različitim otpornicima koji propuštaju jednosmernu struju određenog napona za svaki stepen prenosa.

Blok-šema mernog sistema prikazana je na slici 5.

Obrtni momenti su mereni pomoću mernih traka (torzionih roze-
ta) tipa 6/120 XY21 koje su vezane u pun Winstonov most.

Brojevi obrtaja motora, kardanskog vratila i točka mereni su pomoću induktivnih davača postavljenih na oko 1 mm od odgovarajuće rotirajuće površine. Svi merni signali snimljeni su na magnetofonskoj traci, i zatim, odgovarajućom obradom, zapisani na foto-papir Visicordera, a mogu se voditi i na računaru i posebno obrađivati.

Sl. 5 — Blok-šema mernog sistema:

1 — merna glava izlaznog kardanskog vratila menjača, 2 — merna glava kardanskog vratila prednjeg mosta, 3 — merna glava kardanskog vratila zadnjeg mosta, 4 — davač pređenog puta, 5 — davač broja obrtaja izlaznog kardanskog vratila menjača, 6 — davač broja obrtaja motora, 7 — indikator sistema prenosa, 8 — razdelnik napona, 9 — merna jedinica DV 2550, 10 — digitalni čitač 3418, 11 — pretvarač jedinice broja obrtaja 3556 A, 12 — merni most HPSC 3102, 13 — magnetofon HP 3968 A, 14 — generator naizmenične struje, 15 — akumulator

Rezultati ispitivanja i analiza

Za navedene karakteristične slučajeve kretanja na slikama 6 i 7 prikazani su obrtni momenti sva tri kardanska vratila i brojevi obrtaja motora, kardanskog vratila i zadnjeg levog točka. Na slici 6a prikazani su navedeni parametri pri kretanju u levoj, a na slici 6b pri kretanju u desnoj krivini. Podloga je bila asfaltna a nominalni pritisak u pneumaticima $p_p/p_z=1,7/1,6$ bar. Na slici 7 prikazani su isti parametri pri ravnomernom kretanju u I, II, III, IV i R stepenu prenosa, takođe na asfaltu i sa smanjenim pritiskom pneumatika prednjeg mosta $p_p/p_z=0,9/1,6$ bar.

Na osnovu snimljenih parametara u tabeli prikazane su vrednosti momenata, stvarnih obimnih sila i stvarnih koeficijenata prijanjanja i klizanja pogonskih točkova.

Za izračunavanje stvarnih vrednosti koeficijenata preticanja i zaostajanja potrebno je, za određeni kontakt pneumatik-podloga, određenu brzinu kretanja i vertikalnu reakciju točka, uspostaviti međusobnu zavisnost koeficijenata prijanjanja ϕ i λ .

Sl. 6 — Pogon prednjeg i zadnjeg mosta po asfaltnoj podlozi i pritisku u pneumaticima $p_p/p_z=1,7/1,6$ bar:

a — krivina u levo, b — krivina u desno

Sl. 7 — Pogon prednjeg i zadnjeg mosta po asfaltnoj podlozi i pritisku u pneumaticima $p_p/p_z=0,9/1,6$ bar

Tabela

Red- ni broj	Uslovi kretanja		Zadnji pogonski most				Prednji pogonski most									
			Mz(t)	Xz(t)	φ_z	λ_z	Mp(-)	Xp(-)	φ_p	λ_p	V	φ_{max}	ξ_{uk}	$\xi_{uk}=\xi_1$	$\xi_{uk}=\xi_2$	14/15 (16)
			Nm	N	—	%	Nm	N	—	%						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1.	Asfalt 1,7/ 1,6 bar	L.K.	363	2720	0,52	12,7	187	1401	0,184	4,5	5,4	0,738	1,09	—	1,069	1,96
2.		D.K.	415	3110	0,598	14,46	250	1873	0,246	5,95	3,19	0,744	1,1	—	1,069	2,9
3.	Asfalt 0,9/ 1,6 bar	I	345	3585	0,497	12,02	20	154	0,02	0,48	3,0	0,744	1,13	1,03	—	9,7
4.		II	340	2548	0,49	12	54	417	0,05	1,2	6,74	0,735	1,12	1,03	—	8,7
5.		III	312	2388	0,45	11,12	52	402	0,05	1,2	9,24	0,728	1,112	1,03	—	7,96
6.		IV	2295	1761	0,339	8,4	105	811	0,107	2,66	11,33	0,724	1,062	1,03	—	3,1

Koeficijent klizanja pri maksimalnom prijanjanju $\lambda_{\varphi \max}$ (maksimalnoj vučnoj sili) kreće se u granicama od 15 do 20%, a u ovom slučaju usvojeno je 18%.

Za oblast stabilnog područja, kada je odnos koeficijenata prijanjanja i klizanja približno linearan, njihova zavisnost definisana je jednačinom (23). Za svaki karakteristični slučaj kretanja, na osnovu odnosa vučne, odnosno kočione sile i opterećenja točka, izračunavaju se stvarne vrednosti koeficijenata prijanjanja točkova zadnjeg ($\varphi_z = X_z/G_{tz}$) i prednjeg ($\varphi_p = X_p/G_{tp}$) mosta, čije su vrednosti prikazane u kolonama 6 i 10 tabele 1. Na osnovu tih vrednosti izračunava se stvarno maksimalno prijanjanje točkova prednjeg i zadnjeg pogonskog mosta za svaki karakteristični slučaj kretanja (kolona 13). Dobijeni rezultati u potpunosti odgovaraju preporučenoj teorijskoj vrednosti koeficijenata prijanjanja, koja na asfaltu iznosi 0,7 do 0,8.

Na osnovu izračunatih vrednosti stvarnog i maksimalnog prijanjanja dobijaju se vrednosti koeficijenata klizanja točkova prednjeg i zadnjeg pogonskog mosta (λ_p, λ_z) (kolone 7 i 11). Vrednosti dobijene eksperimentalno-analičkim putem omogućavaju grafičku interpretaciju stabilnog područja koeficijenata prijanjanja i klizanja, pri čemu relativno male brzine kretanja ne utiču na tu zavisnost u stabilnom području (sl. 8).

Na osnovu izračunate zavisnosti $\varphi = f(\lambda)$ mogu se odrediti vučne, odnosno kočione sile na pogonskim točkovima $X = Cf(\lambda)$ prednjeg i zadnjeg mosta u slučajevima kada dolazi do izmeničnih promena preticanja i zaostajanja. Međutim, pošto u razmatranim karakterističnim slučajevima kretanja uvek zaostaju prednji, odnosno pretiču zadnji točkovi, zavisnost vučne sile i ukupnih stvarnih koeficijenata zaostajanja i preticanja može se prikazati samo za takav slučaj (sl. 9).

Kriva 1 predstavlja kretanje u levim i desnim krivinama sa uslovno istim, a kriva 2 pravolinijsko kretanje sa različitim dinamičkim poluprečnici-

Sl. 8 — Teorijsko-eksperimentalna zavisnost obimnih sila i koeficijenata prijanjanja i klizanja

Sl. 9 — Teorijsko-eksperimentalna zavisnost sila vuče i ukupnog koeficijenta preticanja i zaostajanja:
1 — kretanje u krivini, 2 — pravolinijsko kretanje

ma kotrljanja točkova prednjeg i zadnjeg pogonskog mosta.

Za karakteristične slučajeve kretanja grafoanalitičkom metodom su izračunati koeficijenti zaostajanja i preticanja, pri čemu je:

$$\xi_{uk} = \xi_2 = R_z/R_p = 6,5/6,95 = 1,069$$

$$\xi_{uk} = \xi_1 = r_{dz}/r_{dp} = 0,3910/0,3794 = 1,030$$

Analizom dobijenih vrednosti stvarnih i teorijskih koeficijenata zaostajanja i preticanja može se konstatovati da su njihova odstupanja neznatna, a pri kretanju u levoj krivini manja za oko 1,96%, a u desnoj za oko 2,9%.

U pravolinijskom kretanju, sa različitim dinamičkim poluprečnicima kotrljanja točkova zadnjeg i prednjeg mosta te razlike su nešto veće. Teorijski koeficijenti su manji u I stepenu prenosa za oko 9,7%, II-8,7%, III-7,96%, IV-3,1%.

Primećuje se da pri povećanju brzine kretanja dolazi do smanjenja stvarnog ukupnog koeficijenta zaostajanja i preticanja u odnosu na teorijski. Povećanjem obimne sile na točkovima koji zaostaju dolazi do povećanja dinamičkog poluprečnika kotrljanja točkova prednjeg mosta, pa time i smanjenja razlike Δr_d točkova prednjeg i zadnjeg pogonskog mosta.

Analiza teorijskih i stvarnih koeficijenata preticanja i zaostajanja, dobijenih eksperimentalno-analitičkim putem, u potpunosti potvrđuje rezultate dobijene eksperimentalnim ispitivanjem.

Razlika stvarnih i teorijskih vrednosti je neznatna pri kretanju u krivinama ($< 3\%$), a pri pravolinijskom kretanju ($r_{dz} > r_{dp}$) $< 10\%$, što je na sasvim zadovoljavajućem nivou.

Zaključak

Na osnovu analitičke analize može se konstatovati da do cirkulacije parazitske snage kod vozila sa pogonom 4x4 dolazi pri preticanju i zaostajanju točkova jednog pogonskog mosta u odnosu na drugi, odnosno pri postojanju negativne sile na točkovima koji zaostaju. Vrednost te sile zavisi od otpora kretanju, koeficijenta prijanjanja, odnosa dinamičkih poluprečnika kotrljanja točkova jednog pogonskog mosta u odnosu na drugi, tangencijalne elastičnosti pneumatika, stepena korisnog dejstva, i dr.

Na osnovu sprovedene eksperimentalno-teorijske analize teorijskih i stvarnih ukupnih koeficijenata zaostajanja i preticanja pogonskih točkova motornih vozila 4x4, pri kretanju u krivini sa uslovno istim i pravolinijskom kretanju sa različitim dinamičkim poluprečnicima kotrljanja i upoređenjem njihovih vrednosti može se konstatovati da su odstupanja stvarnih od teorijskih neznatna. Pri kretanju u krivini teorijski koeficijent je manji za oko 3%, a pri pravolinijskom kretanju za oko 10%.

Postignuta je zadovoljavajuća tačnost eksperimentalnog dela istraživanja i mogućnost da se postojeća teorija u ovoj oblasti može sa dovoljnom tačnošću koristiti u razvoju vozila sa dva i više pogonskih mostova još u fazi projektovanja.

Pri kretanju u krivini sa različitim koeficijentima prijanjanja, točkovi imaju različite trajektorije, a samim tim i različite ugaone i translatorne brzine, koje utiču na povećanje razlike dinamičkih poluprečnika točkova, a time i na pojavu cirkulacije parazitne snage. Radi eliminacije pojave cirkulacije parazitne snage, na vozila se ugrađuju međuosovinski mehanizmi za raspodelu snage, kao što su to automatske jednosmerne spojnice, samoblokirajući diferencijali, diferencijali malog trenja, viskozne spojnice i dr.

Literatura:

- [1] Petrović, P.: Istraživanje uticaja cirkulacije parazitne snage na opterećenje transmisije lakih terenskih vozila, Magistarski rad, Mašinski fakultet, Beograd, 1989.
- [2] Stegenšek, M.: Kraftwirkungen beim Schlepper mit einachsigen Triebachsanhängern, doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Stuttgart 1971.
- [3] Stegenšek, M.: Prilog dinamici motornih vozila sa dva pogonska mosta, Saopštenje Nauka i motorna vozila, Beograd, 1972.
- [4] Petrović, P., Borak, Đ.: Prilog istraživanju cirkulacije snage kod motornih vozila sa pogonom 4x4, V simpozijum Motorna vozila i motori, '89. Beograd.
- [5] Petrović, P.: Eksperimentalno-teorijska analiza koeficijenata zaostajanja i preticanja točkova motornih vozila sa pogonom 4x4, VI simpozijum Motorna vozila i motori, '90. Kragujevac.
- [6] Petrović, P., Janković, S.: Istraživanje uticaja dinamičkog poluprečnika kotrljanja točka na pojavu cirkulacije parazitne snage kod motornih vozila sa pogonom 4x4, VII simpozijum Motorna vozila i motori, '92. Kragujevac.
- [7] Janković, S., Petrović, P.: Wind up off and off road vehicle with controlcep axes locking transmission, International society for terrainvehicle systems, Asia-Pacific Okinawa, Japan, Novembar, 1995.
- [8] Janković, D., Todorović, J.: Teorija kretanja motornih vozila, Mašinski fakultet, Beograd, 1983.
- [9] Simić, D.: Motorna vozila, Naučna knjiga, Beograd, 1988.
- [10] Milidrag, S.: Projektovanje sistema prenosa snage, 1983.
- [11] Janković, D., Jančićević, N.: Priključna drum-ska vozila i specijalni uređaji, Mašinski fakultet, Beograd, 1985.
- [12] Čudakov, E. A.: Cirkulacija moćnosti v sisteme bezdiferencijalnoj teleški s elastičnimi kolesami.