

UDK: 629.366.017.2

## ISTRAŽIVANJE OCENSKIH POKAZATELJA KOMFORTNOSTI UPRAVLJANJA TRANSPORTNIH VOZILA

### RESEARCHES JUDGMENTS INDICATORS COMFORT MANAGEMENT INDICATORS OF TRANSPORTATION VEHICLES

Zoran MAJKIĆ<sup>1</sup>

**Rezime:** Pri projektovanju vozila teško je precizirati koji je sistem najsloženiji ali jedno je sigurno sistem za upravljanje zajedno sa sistemom za kočenje nosi u sebi poseban stepen odgovornosti sa aspekta bezbednosti. Iz toga bi trebalo da proističe odgovarajući stepen važnosti pri projektovanju. Ovde se analiziraju otpori zakretanju upravljačkih točkova, prenosni odnosi, sila na volanu u zavisnosti od ugla obrtanja točka upravljača kao osnovni element komfortnosti upravljanja motornim vozilom. Prikazana analiza sa prikazom odgovarajućih rezultata ispitivanja i matematičkog modela izrađenog u modulu Simulink programskog paketa Matlab uz primenu odgovarajuće zakonske regulative dovodi do zaključka o izboru odgovarajućeg servomehanizma transportnog automobila formule pogona 6x6.

**Ključne riječi:** put, ugao, volan, servoupravljač, upravljanje.

**Abstract:** When designing the vehicles it is difficult to specify which system is the most complex but one thing is certain management system along with the braking system carries a special degree of responsibility in terms of security. It should be an appropriate level of importance arises in the design. Here are analyzed resistances apparent rotation of steering wheels, gear ratios, the steering effort depending on the angle of rotation of the steering wheel as the basic element of comfort driving a motor vehicle. The presented analysis showing the results of appropriate tests and mathematical model developed in Simulink module of Matlab with the application of appropriate legislation leads to the conclusion on the selection of appropriate powered mechanism in truck configuration axle 6x6.

**Keywords:** force, angle, steering wheel, power steering, steering.

#### 1. UVOD

Upravljački sistem služi za promenu ili održavanje izabranog pravca kretanja vozila i ostvarenja manevrisanja njime. U opštem slučaju upravljački sistem se sastoji iz tri dela: upravljačkog mehanizma, upravljačkog prenos i pojačivača. Servoupravljači se projektuju tako da omoguće lako zakretanje u mestu, ne dovodeći veliku silu upravljačkom točku. Do potrebnih dimenzija sistema za upravljanje, u početnoj fazi izrade projekta, obično se dolazi izvođenjem proračuna njihovog opterećenja pri zakretanju točkova u mestu, pri čemu se moment izračunava empirijski. Dakle, polazna osnova pri projektovanju hidrauličkog servoupravljača jeste određivanje momenta otpora zakretanju upravljačkih točkova, a na osnovu čega se određuje maksimalna vrednost sile, odnosno momenta na volanu.

#### 2. MOMENT OTPORA OKRETANJU TOČKOVA U MESTU

Na veličinu momenta, potrebnog za zaokretanje upravljačkih točkova u mestu utiču: opterećenje na točkovima; 2) koeficijent trenja pneumatika o podlogu; 3) dimenzija i oblik otiska pneumatika o podlogu, koji su određeni pritiskom u pneumatiku i njegovom konstrukcijom; 4) bočna krutost pneumatika; 5) radijus zaokretanja upravljačkih točkova; 6) uglovi nagiba osovinice rukavca i nagiba točka; 7) moment trenja u osovinicama rukavca i prenosnom mehanizmu (Gincburg, 1972). Da bi se ostvarile odgovarajuće vrednosti momenata otpora zakretanju upravljačkih točkova potrebno je voditi računa o svim navedenim relevantnim faktorima, jer time se obezbeđuje manje opterećenje elemenata u sistemu upravljanja, sa jedne strane, a sa druge strane omogućeno je olakšano upravljanje smanjenjem sile, odnosno sile na volanu. Postoji više različitih autora po čijim izrazima je moguće odrediti moment otpora zakretanja, a ovom prilikom biće izdvojeni neki od njih (Janković, 2005).

##### 2.1. Moment otpora zakretanja upravljačkih točkova u mestu prema Mintu

Ukupni moment otpora zakretanja u mestu na obrtnom rukavcu je:

---

<sup>1</sup> Zoran Majkić, Tehnički ispitni centar, Bograd, [majkicczoran@gmail.com](mailto:majkicczoran@gmail.com)

$$M_t = \frac{2}{3} G_t \cdot \mu \cdot q \cdot k_f \quad (1)$$

gde su:  $G_t$  - vertikalno opterećenje točka;

$\mu$  - koeficijent trenja okretanja pneumatika po podlozi;

$q = \sqrt{a \cdot b}$ , a, b- ose elipse otiska pneumatika;

$k_f$  - koeficijent, koji uzima u obzir uticaj oblika otiska, a određuje se pomoću specijalnog grafik.

Koeficijent  $M_{int}$  je dobio samo za jedan pneumatik, pa je korišćenje ove formule praktično nemoguće.

## 2.2. Moment otpora zakretanju upravljačkih točkova prema Taboreku

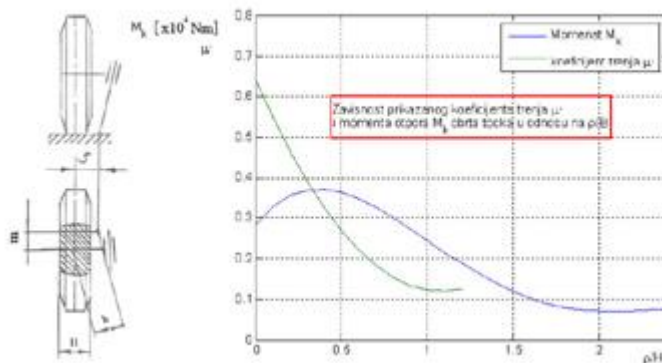
$$M_t = \mu' \cdot G_t \cdot h_r \quad (2)$$

gde je  $\mu'$  - redukovani koeficijent trenja, koji se određuje u zavisnosti od odnosa radijusa zaokretanja točka (e) i širine pneumatika (H) (slika 1)

$$h = \sqrt{\frac{I_0}{A_0} + \rho^2} \quad (3)$$

gde su:  $I_0$  - polarni moment inercije površine otiska pneumatika na podlozi;

$A_0$  - površina otiska pneumatika.



Slika br. 1. Zavisnost prikazanog koeficijenta trenja i momenta otpora obrta točka u odnosu na  $\rho H$  (Gincburg, 1972)

Obično se  $I_0$  i  $A_0$  teško određuju pa i ovaj izraz nema nekog praktičnog značaja. U slučaju da je  $e^2 \gg I_0 / A_0$ , što biva kada se projekcija ose osovinice rukavca  $A_0$  na podlogu nalazi van granica otiska, radijusa inercije  $I_0 / A_0$  otiska može se zanemariti, pa proizilazi  $h = \rho$ . Podatci proračuna po ovoj formuli  $e^2 \gg I_0 / A_0$  potpuno se podudaraju sa eksperimentalnim podacima.

## 2.3. Moment otpora zakretanju upravljačkih točkova u mestu prema Lisovu

$$M_t = G_t (0,132 \cdot \mu \cdot R_t + f \cdot \rho) \quad (4)$$

gde su:  $f$  - koeficijent otpora kotrljanja točkova;

$R_t$  - spoljašnji radijus točka;

$\rho$  - krak zaokretanja centra otiska pneumatika, tj. radijus zaokretanja točka.

Ova formula uzima u obzir radijus pneumatika, ali ne uzima u obzir pritisak i elastične karakteristike pneumatika.

## 2.4. Moment otpora zakretanju upravljačkih točkova u mestu prema Litvinovu

$$M_t = (0,7 \div 0,75) G_t \cdot \mu \cdot \frac{\sqrt{A_0}}{2} \quad (5)$$

где је:  $0,7 \div 0,75$  емпиријски коефицијент.

За прораčун по овој формули неопходно је знати зависност површине отиска pneumatika од opterećenja на njemu.

Moment otpora zakretanju upravljačkih točkova u mestu prema Goughu

$$M_t = \frac{G_t^{3/2}}{k \cdot p^{1/2}} \quad (6)$$

где су:  $k$  - емпиријски коефицијент (за обичне pneumatike  $k=2,1$ );  
 $p$  - притисак у pneumaticима.

Експериментална истраживања су показала да је овај израз веома прихватљив. Пokušaćемо објаснити коју од приказаних formula треба користити у првом реду, неопходно је објаснити који од седам набројаних фактора, који утичу на величине момента, могу бити познати при прораčуну. На точковима који се заокрећу обично се unapred задају opterećenja и позната су са таčношћу  $\pm (5-10\%)$ . Коефицијент trenja pneumatika о подлогу (пријанјање) је познат и креће се од 0,7-0,9 за суву асфалтну или бетонску облогу. Величина отиска pneumatika зависи од конструкције pneumatika и притиска у njemu. Према податцима (Gincburg, 1972), при прораčунском opterećenju pneumatika путничких automobila притисак на oslonu површину близак је притиску у pneumatiku. Код pneumatika teretnih automobila површина отиска је већа а притисак на oslonu површину је мањи, него што је притисак у pneumatiku. При smanjenju притиска у pneumaticима та разлика се smanjuje, а при повећању – расте. При nominalном opterećenju krutost pneumatika се мало одражава на њихов притисак на oslonu површину. У nedostatku података о величини отиска pneumatika површина отиска се може приближно одредити као однос opterećenja и притиска у pneumatiku. Облик отиска pneumatika, који утиче на величину поларног момента инерције, може се одредити експериментално. Бочна krutost pneumatika и радијус заокретања тоčka ( $\rho$ ) показују у одређеним границама мали uticaj на moment otpora заокретању. При poklapanju centra отиска pneumatika са centrom заокретања тоčka, moment otpora заокретању одређује се изразом (7):

$$M_t = \mu \cdot \frac{G_t}{r_m} \cdot \frac{I_0}{A_0} \quad (7)$$

где је:  $r_m$  - максимално растојање од centra до границе отиска.

При помeреном centru заокретања у односу на centar kontakta (слика 1.) произилази не само okretanje pneumatika, него и valjanje тоčka и pomeranje njegove равни симетрије према осној линији отиска. Moment otpora заокретању тоčka у том случају одређује се по формули:

$$M_t = \mu \frac{G_t}{r_m} \cdot \frac{I_0'}{A_0} + G_t \cdot f \cdot \rho + \frac{c \cdot (1 - \cos \theta_p) \cdot (l_0 - \rho \theta_p) \cdot \rho \cdot m}{l_0} \quad (8)$$

где су:  $I_0'$  - поларни момент инерције површине отиска са узимањем у обзир njegovог smanjenja при заокретању тоčka за угao, при коме настаје proklizavanje;

$A_0'$  - површина отиска са узимањем у обзир njenог smanjenja при заокретању тоčka за угao;

$c$  - бочна krutost pneumatika, која dolazi на јединицу дужине отиска;

$l_0$  - дужина осне линије отиска;

$m$  - крак (слика 1.).

Ако се узме да је облик отиска pravougaonik, онда при познатим карактеристикама pneumatika и параметрима ugrdnje тоčka nije teško израчунати зависност  $M = f(\rho/H)$ . За realne вредности параметара ова зависност има облик као на слици 1. При  $(\rho/H) > 1,4-1,6$  momenat се smanjuje скоро пропорцијално  $\rho$ . При промени односа

$\rho/H$  od 0 do 0,5–0,7 moment nešto se povećava (10–14%). Tok krive na delu od  $(\rho/H)=0$  do  $(\rho/H)=0,5$  zavisi od veličine kraka (m) i bočne krutosti pneumatika (c). Što su veličine (m) i (c) veće to više raste vrednost momenta.

### 3. REAKTIVNI I CENTRIRAJUĆI ELEMENTI SERVOUREĐAJA

Upravljački sistem bez servouređaja mora da poseduje jednu vrlo važnu osobinu a to je da razvije sposobnost osećaja kod vozača da oseti praćenje konfiguracije puta, naročito pri kretanju u krivinama (Majkić, 2013). Ovaj osećaj javlja se u tome što se pri povećanju otpora zakretanju upravljačkih točkova pojavljuje i potreba povećanja sile na upravljačkom točku tj. volanu. Ovu osobinu – osećaj puta, mora da poseduje i upravljački sistem sa servouređajem. Da bi se ovo ostvarilo u servouređaj se ugrađuje reaktivni element, čiji je zadatak da vrlo brzo priguše oscilovanje upravljačkih točkova pri povratnom uključenju servouređaja (od upravljačkih točkova ka upravljačkom točku – volanu). Vrednost reakcije određuje se na bazi povećanja sile koju treba ostvariti na upravljačkom točku – volanu pri povećanom otporu zakretanja točkova. Kao pokazatelj reaktivnog dejstva koristi se odnos prirasta sile  $F$  na volanu sa silama dejstva za svaki prirast sila  $F$  na volanu bez servo dejstva, tj.

$$\rho = \frac{\Delta F}{\Delta F'} \quad (9)$$

Danas su uglavnom poznata tri načina ostvarenja reakcije na upravljačkom točku – volanu i to pomoću:

- reaktivnog ventila;
- reaktivnim plugama;
- reaktivnim elementima.

Jedan od vrlo velikih nedostataka servouređaja jeste njihova sklonost lakog uključivanja pri dejstvu na njih malih sila koje se mogu pojaviti pri kretanju upravljačkih točkova po neravnom tlu. Povratno uključenje na primer kod hidrauličkog servouređaja praćeno je oscilovanjem upravljačkih točkova i “vijuganjem” vozila na drumu. Da bi se sprečila povratna uključivanja servouređaja u sistem se ugrađuje centrirajući element hidrauličnog ili opružnog tipa (jedna ili nekoliko prethodno napregnutih opruga). Dok se neprevaziđe sila kojoj je element za centriranje izložen servouređaj ne može da stupi u dejstvo i upravljački sistem radi kao sistem bez servouređaja. Na ovaj način je ostvarena jedna vrlo važna osobina sistema za upravljanje a to je obezbeđenje stabilnosti kretanja vozila na pravom putu a naročito pri većim brzinama. U cilju obezbeđenja vraćanja upravljačkih točkova elementi za centriranje moraju da budu prednapregnuti silama koje će po vrednosti da budu veće od sile povratnog trenja upravljačkog mehanizma redukovane na sponu razvodnika.

### 4. OCENSKI POKAZATELJ IZBORA ODGOVARAJUĆEG SERVOMECHANIZMA – SILA NA TOČKU UPRAVLJAČA

Komfornost upravljanja zavisi od sile  $F_v$  koju je potrebno dovesti od strane vozača na upravljački točak (volan) prečnika  $R_v$  da bi se zakrenuli upravljački točkovi. Ta sila ima maksimalnu vrednost pri zakretanju upravljačkih točkova u mestu. Stvarni moment na točku upravljača koji se troši za obrt točka mora da savlada moment otpora odupiranja točka kotrljanju  $M_2$ , moment odupiranja točka klizanju otiska pneumatika po oslonjoj površini i momentom izazvanog stabilizacijom upravljačkog točka  $M_3$  koji je moguće zanemariti pri određivanju maksimalne sile  $F_{v \max}$ .

Moment odupiranja točka kotrljanju jednak je (Лысов, 1972), (Majkić, 2012):

$$M_1 = G_t \cdot f \cdot a \quad (10)$$

gde su:  $G_t$  - vertikalno opterećenje točka;

$f$  - koeficijent otpora kotrljanju točka;

$a$  - krak zakretanja točka.

Moment odupiranja točka klizanju jednak je (Лысов, 1972), (Majkić, 2012):

$$M_2 = 0,14 \cdot G_t \cdot \varphi \cdot r \quad (11)$$

Uzimajući u obzir, da su na prednjoj osi dva upravljačka točka, moment na rukavcu povezan sa uzdužnom upravljačkom sponom iznosi:

$$M_R = 2G_T(f \cdot a + 0,14 \cdot \varphi \cdot r) \cdot \frac{1}{\eta_i} \quad (12)$$

gde je:  $\eta_i$  - koeficijent korisnog dejstva, koji uzima u obzir gubitke na trenje u obrtnim rukavcima i zglobovima upravljačkog prenosa. Pri proračunu preporučuje se vrednost za  $f = 0,015$  i  $\varphi = 0,85$ .

$$F_{vmax} = M_R \cdot \frac{1}{R \cdot i_{\omega}' \cdot i_{\omega}'' \cdot \eta_D} \quad (13)$$

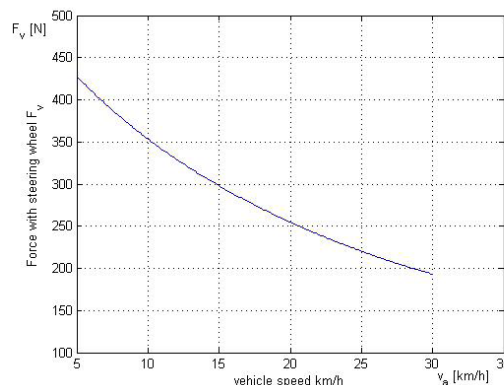
gde su:  $i_{\omega}'$  - prenosni odnos upravljačkog prenosa;

$i_{\omega}''$  - prenosni odnos upravljačkog mehanizma;

$R$  - radijus upravljačkog točka;

$\eta_D$  - direktni koeficijent korisnog dejstva (pri prenosu sile od upravljačkog točka ka upravljačkoj poluzi).

Pri kretanju vozila na krivini moment otpora pri klizanju otiska pneumatika mnogo puta je manji nego pri obrtu u mestu i zavisi od brzine kretanja vozila. Na slici 2. prikazana je zavisnost sile na točku upravljača od brzine kretanja vozila. Podatci su dobijeni eksperimentalnim ispitivanjem za transportno vozilo ZIL-585 (Гольд, 1962), (Majkić, 2012). Smanjenje sile  $F_v$  i olakšanje upravljanja moguće je povećanjem radijusa upravljačkog točka  $R$ , takodje povećanjem prenosnog odnosa upravljačkog mehanizma  $i_{\omega}'$  i prenosnog odnosa upravljačkog prenosa  $i_{\omega}''$ , smanjenjem do odredjenih granica kraka zakretanja točka i gubitaka na trenje u obrtnim rukavcima, zglobovima upravljačkog prenosa i u upravljačkom mehanizmu i postavljanjem pojačivača u upravljačkom sistemu. Radijus upravljačkog točka bira se u zavisnosti od morfoloških osobina vozača i preglednosti sa sedišta vozača. On se menja u granicama od 190 mm (za putnička vozila) do 275 mm (za teretna vozila veće nosivosti i za autobuse).

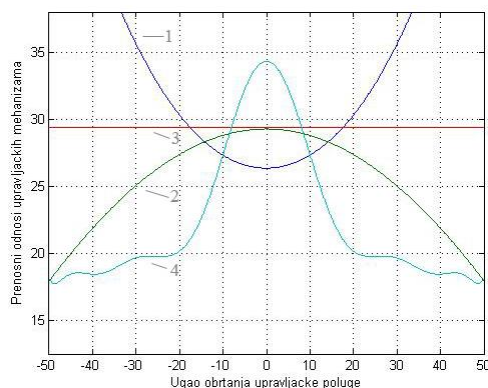


Slika br. 2. Zavisnost sile na točku upravljača od brzine kretanja vozila (Гольд, 1962), (Majkić, 2012)

Za meru smanjenja kraka zakretanja točka  $a$  otpornost kotrljanju se smanjuje, ali istovremeno raste površinsko trenje izmedju pneumatika i oslone površine. Za pneumatike datog profila, koji poseduju odredjenu elastičnost bitno je neko odredjeno rastojanje  $a_{min}$ , pri kome se dobija minimalna sila za obrt vozila. Veličina  $a_{min}$  za projektovano vozilo utvrđuje se opitnim putem. Uobičajno je  $a = 30 \div 60$  mm. Za teretna vozila veće nosivosti  $a = 60 \div 100$  mm. Prenosni broj upravljačkog mehanizma  $i_{\omega}'$  za putnička vozila menja se u granicama  $12 \div 20$ , za teretna vozila i autobuse u granicama  $16 \div 32$ . Pri povećanju prenosnog broja smanjuje se sila na upravljačkom točku, neophodna za obrt vozila, koja odgovara datom uglu obrta upravljačkog točka. Ako su brža vozila, brže se izvršava obrt njegovih točkova prema tome potreban je manji prenosni odnos upravljačkog mehanizma. Eksploataciona istraživanja su pokazala, da se dobro manevrisanje vozila obezbeđuje ako se obrt upravljačkih točkova za puni ugao nastaje za  $1,0 - 1,75$  (ali ne više od  $2,0$ ) obrta upravljačkih točkova u svaku stranu od srednjeg položaja koji odgovara pravolinijskom kretanju. Dakle povoljnija komfornost vozila se dobija variranjem prenosnih odnosa upravljačkog sistema (Гольд, 1962), (Majkić, 2012).

$$i_{\omega} = i_{\omega}' \cdot i_{\omega}'' \quad (14)$$

Na slici 2. prikazana je promena prenosnih odnosa u zavisnosti od uglova zakretanja upravljačke poluge u levu i desnu stranu. Za putnička vozila različitih tipova upravljački mehanizam je sa konstantnim prenosnim odnosom prava 3 na slici 3, koja po istraživanjima (Гольд, 1962) zadovoljava eksploatacione zahteve. Kod vozila sa relativno malim brzinama sa većom težinom ponekad imaju prednost mehanizmi sa prenosnim odnosom, koji se menja po krivoj 2, pri blagom zaokretu točka upravljača. Kod vrlo brzih vozila ponekad se primenjuje upravljački mehanizam sa prenosnim odnosom koji se menja po krivoj 1. Za vreme kretanja vozila većim brzinama vozila brzo reaguju pri obrtu upravljačkog točka. Pri naglom zaokretu, koji se obično dešava pri umerenim brzinama kretanja vozila, sila na upravljačkom točku smanjuje se usled povećanja prenosnog odnosa. Smanjenjem gubitaka na trenje i povećanjem direktnog koeficijenta korisnog dejstva upravljačkog mehanizma, može se smanjiti rad na upravljačkom točku pri obrtu vozila. Isto značajno povećanje koeficijenta korisnog dejstva upravljačkog mehanizma pri kretanju vozila na neravnom putu može dovesti do toga, da se sve slučajne bočne sile, koje dejstvuju na upravljačke točkove mogu se preneti na upravljački točak što ima za posledicu stvaranja momenta koji treba da prime ruke vozača – rukovaoca što otežava upravljanje vozilom u datim uslovima kretanja. Te okolnosti dozvoljavaju smanjenje koeficijenta korisnog dejstva upravljačkog mehanizma samo do određene granice. Koeficijenti korisnog dejstva upravljačkog mehanizma, razlikuju se direktni (pri prenosu sile od upravljačkog točka do upravljačke poluge) i povratni pri prenosu sile od upravljačke poluge do točka upravljača. Čim je veći direktni koeficijent korisnog dejstva tim su manji gubici u upravljačkom mehanizmu pri obrtu upravljačkih točkova i samim tim više se smanjuje moment na upravljačkom točku pod dejstvom slučajnih bočnih sila koje dejstvuju na upravljačke točkove na neravnom putu. Direktni i povratni koeficijent korisnog dejstva uzajamno su povezani. Povratnost upravljačkog mehanizma, koju je moguće oceniti brzinom povratka upravljačkih točkova u položaj koji odgovara pravolinijskom kretanju pri otpuštanju upravljačkog točka i datom zakonu promene stabilizirajućeg momenta biće tim veće čim su manji gubici na trenje u obrtnim rukavcima i zglobovima upravljačkog prenosa. Primenom hidrauličkog servomehanizma olakšavaju se uslovi i povećava se produktivnost rada vozača pored toga poboljšava se i upravljivost, stabilnost vozila pa prema tome povećava se i bezbednost kretanja i brzina manevrisanja u različitim putnim uslovima. Široko su rasprostranjeni hidraulički servomehanizmi kod kojih se zahtevana sila na upravljačkom poluzi obezbeđuje na račun korišćene energije tečnosti. Pred upravljački sistem sa hidroservomehanizmom postavljaju se sledeći zahtevi: visoka brzina dejstva i dobro prateće dejstvo, značajna izlazna snaga neophodna za izvršenje obrta vozila, pouzdanost, stabilnost radnih karakteristika i dr. Maksimalna sila  $F_{vmax}$  na točku upravljača u otežanim uslovima, sa upravljačkim sistemom sa servo pojačanjem obično se zadaje. Za putnička vozila primenjena sila iznosi  $30 \div 50$  N a ponekad i 70 N, za teretna vozila  $150 \div 180$  N i za autobuse  $140 \div 160$  N. (Гольд, 1962).

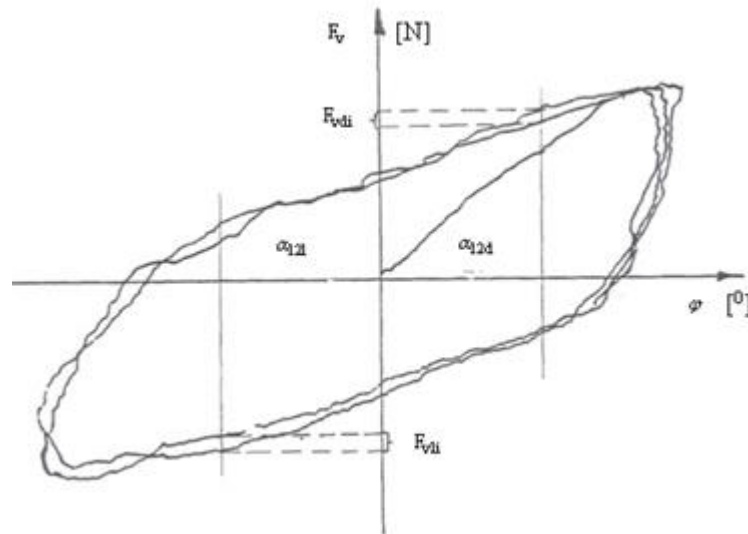


Slika br. 3. Zavisnost prenosnog odnosa različitih upravljačkih mehanizama u zavisnosti od uglova obrtanja upravljačke poluge. (Гольд, 1962), (Majkić, 2012).

## 5. OPŠTI TEHNIČKI ZAHTEVI ZA SILU NA UPRAVLJAČKOM TOČKU METODA ISPITIVANJA

Zahtevi za maksimalnu silu koja se može dovesti na točak upravljača definisani su u ECE Pravilniku br. 79. Pored navedenog ECE pravilnika postoje i sledeći standardi: Upravlјivost i stabilnost vozila opšti tehnički zahtevi Otreslovoj standard OST 37.001.487-89 i standardu GOST R 52302-20004. Metode ispitivanja definisane su Otreslovim standardom OST 37.001.471-88. Ispitivanje se sprovodi na nepokretnom i pokretnom vozilu. Pri kretanju vozila vozilo se kreće brzinom od  $10 \text{ km/h}$ . Pri postojanju pojačivača ispitivanje se vrši na minimalnom broju obrtaja motora, pri odsustvu pojačivača sa isključenim motorom. Ugaona brzina obrta upravljačkog točka

ne treba da prelazi  $60 \text{ }^\circ/\text{s}$ . U postupku ispitivanja zapisuju se sledeće vličine: ugao obrta upravljačkog točka  $\varphi$ , sila na upravljačkom točku  $F_v$  i vreme obrta  $t$ .

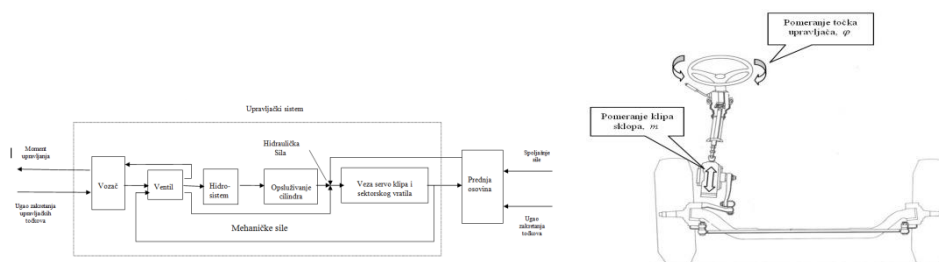


Slika br. 4. Obrazac zapisa zavisnosti sile na upravljačkom točku od ugla njegovog obrta. (OST 37.001.471-88, 1989) (Majkić, 2012)

Obrada rezultata predstavlja se dijagramom zavisnosti sile  $F_v$  na upravljačkom točku od ugla obrta upravljačkog točka koji se dobija putem transformacije zapisa u vremenu dva navedena parametra. Na slici 4. prikazan je obrazac zapisa zavisnosti sile na upravljačkom točku od ugla njegovog obrta. Na dijagramu su prikazani uglovi obrta upravljačkog točka, koji odgovaraju kretanju prednjeg spoljnog točka po krugu desno i levo  $\varphi_{12d}$  i  $\varphi_{12l}$ . U intervalu od  $\alpha = 0$  do  $\alpha = \alpha_{12}$ , za svaki -ti opit nalazi se maksimalna vrednost sile  $F_{vd}$  i  $F_{vl}$ , koja se uzima za ocenski pokazatelj. U slučaju da je minimalni radijus obrta vozila na prednjem spolnjem točku veći od 12 m, vrednost  $F_{vdi}$  ili  $F_{vli}$  prelazi 20%, ispitivanja se ponavljaju

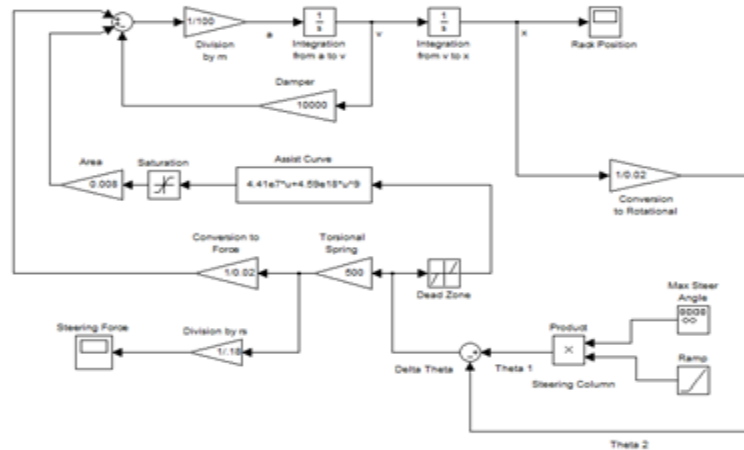
## 6. MATEMATIČKI MODEL UPRAVLJAČKOG SISTEMA

Na slici 5. predstavljen je regulacioni sistem „Vozač – Vozilo (sa servo pojačanjem) – Okolina“ (Ulrich, et al,1998). Pošto su međusobne relacije na slici 5. očigledne nema potrebe za daljim detaljnim objašnjenjima.



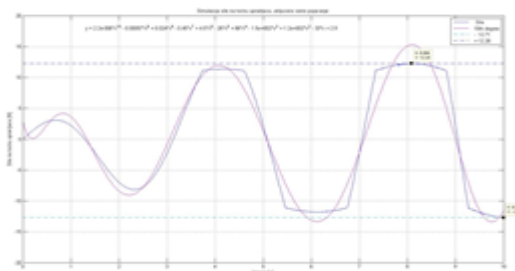
Slika br. 5. Blok šema: Vozač – Vozilo (sa servopojačanjem) – Okolina (Ulrich, et al,1998), mehanički deo sistema za upravljanje

Matematički model upravljačkog sistema koji je predstavljen na slici 6. izrađen je u specijalizovanom modulu Simulink programskog paketa Matlab koji je namenjen za simulaciju dinamike sistema u grafičkom okruženju. Svaki element upravljačkog sistema predstavljen je odredjenim blokom koji sadrži matematički odnos između ulaza i izlaza tog elementa. Promenljive ulaza i izlaza posmatraju se kao signali, a blokovi su povezani orijentisanim linijama koje označavaju tok signala od jednog bloka ka drugom (Ulrich, et al,1998), (Čalasan, et al, 1996).

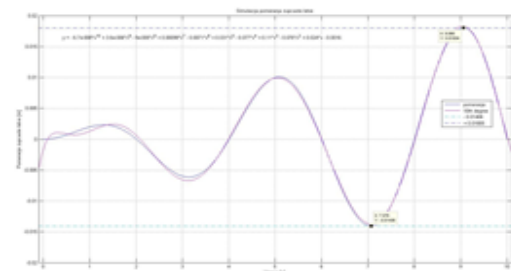


Slika br. 6. Model hidrauličkog upravljačkog sistema

Model upravljačkog sistema, sa konstrukcijom upravljačkog mehanizma zupčanik-zupčasta letva sa servopojačanjem, obezbeđuje dobijanje podataka, izlaza pomeranja zupčaste letve u zavisnosti od simuliranog ulaza, zakretanja upravljačkog točka (volana), koji je generisan u obliku jedne sinusoide za 4 s. Pomeranje se dobija izvođenjem dvostruke integracije ubrzanja pomeranja zupčaste letve. U vezi zupčanika – zupčaste letve deluju tri sile: sila trenja stvorena od momenta otpora zakretanju upravljačkih točkova i od momenata trenja u prenosnom mehanizmu, pobudna sila dobivena od momenta generisanog od strane vozača na točku upravljača i sila dobivena od servopojačanja, sa slike 6. se vidi koje su sile pozitivnog a koje negativnog znaka. Ponašanje servopojačanja opisano je matematičkom formulom. Modelu ovog sistema dat je period od 4 sec za ulazno upravljanje sa sve većom magnitudom koja je 0 kada je  $t=0$ , i postiže 1 radijan za  $t=10$  sec. Pri uključenoj hidraulici maksimalna sila na točku upravljača je 12,28 N. Sa isključenom hidraulikom maksimalna sila na točku upravljača iznosi 35 N.

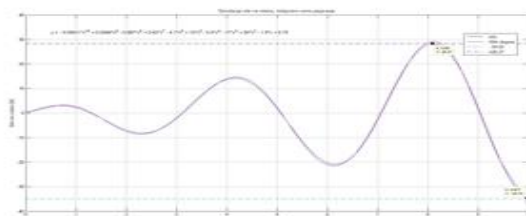


Slika br. 7. Sila na volanu sa uključenim servo pojačanjem

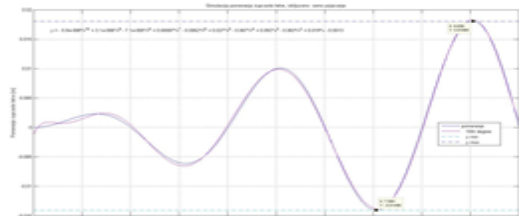


Slika br. 8. Pomeranje zupčaste letve sa pojačivačem

Isključenje servo – pojačanja, ono se dobija na taj način što se u izradjeni model unosi da je površina klipa jednaka nuli.



Slika br. 9. Simulacija sile na volanu, isključeno servo pojačanje



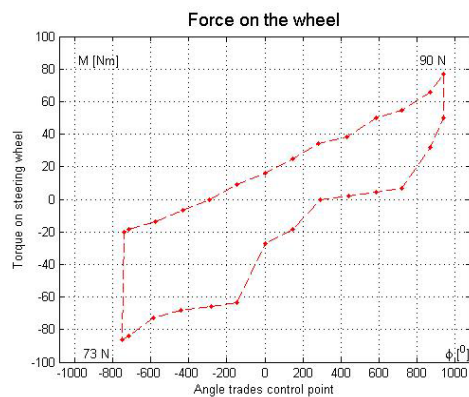
Slika br. 10. Simulacija pomeranja zupčaste letve, isključeno servo pojačanje



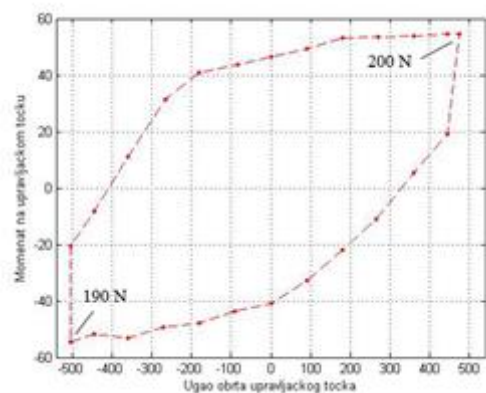
Iz dobivenih rezultata pomeranja zupčaste letve, vidi se da u prikazanim pomeranjima nema razlike sa i bez servopojačanja, što odgovara stvarnom stanju, razlika je u momentu zakretanja upravljačkih točkova odnosno uloženoj sili na točku upravljača.

## 7. VERIFIKACIJA IZBORA ODGOVARAJUĆEG SERVOPRAVLJAČA

Verifikacija izbora odgovarajućeg servoupravljača obavljena je na konstrukciji terenskog automobila formule pogona 6x6. Korišćen je hidraulički servoupravljač sa otklonom upravljačke poluge od 960 pri 6,1 obrta točka upravljača, i sa prenosnim odnosom 22,7:1. Po kriterijumu ECE 79 za vozilo kategorije N2 predviđena je maksimalna sila od 250 N na obimu točka upravljača pri ulasku vozila brzinom 10 km/h iz pravca u krivninu radijusa 20 m u vremenu od 4 sec., u slučaju havarije servosistema sila na obimu točka upravljača ne treba da bude veća od 350 N. Za nepokretno vozilo maksimalna sila na točku upravljača sa uključenim servopojačivačem iznosi 180 N dok sa isključenim servopojačivačem iznosi 350 N. Rezultati ispitivanja predstavljeni su na slikama 11, 12 i 13. Sa slike 11 se vidi da je maksimalna momenat na točku upravljača 327 Nm što odgovara sili od 90 N a što je manje od gornje dozvoljene granice od 250 N. Iz prikazanih rezultata vide se da je sila pri obrtanju točka upravljača u levu stranu 73 N.

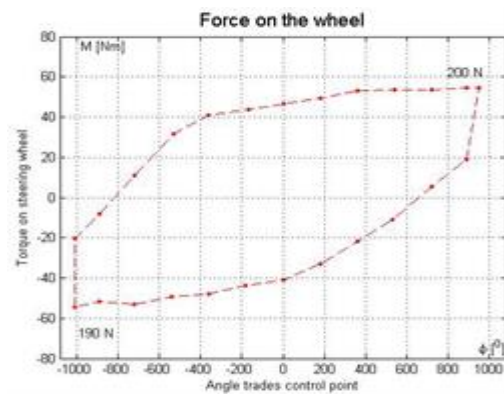


Slika br. 11. Promena momenta na točku upravljača)  
(brzina 8-10 km/h)(Minić, 1992), (Majkić,  
2012)



Slika br. 12. Promena momenta na točku upravljača (brzina 8 -10 km/h)(Minić, 1992), (Majkić, 2012)

Na slici 11 predstavljeni su podatci dobijeni pri ispitivanju sile na točku upravljača, upravljanje u mestu. Sa slike 12 vidi se da je pri kretanju bez uključenog servomehanizma maksimalni moment na točku upravljača 320 N koji se ostvaruje pri 2,1 obrta točka upravljača, što je manje od 350 N. Na slici 13 predstavljeni su podatci dobijeni pri ispitivanju sile na točku upravljača (vožnja bez hidraulike).



*Slika br. 13. Sila na točku upravljača, sa servopojačanjem, obrtanje u mestu*

Slika br. 14. (Minić, 1992), (Majkić, 2012)

Sa slike 13 se vidi da je maksimalna sila pri obrtanju točka upravljača u mestu sa uključenom hidraulikom iznosi 200 N, što odgovara 2,63 obrta točka upravljača. Po kriterijumu dobijena vrednost izlazi izvan dopuštene vrednosti za 20 N.

## 8. ZAKLJUČAK

Projektovanjem upravljačkog sistema motornih vozila određuju se osnovni parametri njegovih elemenata i sklopova, obezbeđujući ostvarenje postavljenih zahteva upravljanja vozilom. Osnovni ulazni podatak pri projektovanju servomehanizma je određivanje momenta otpora zakretanju upravljačkih točkova. Da bi se ostvarile odgovarajuće vrednosti momenta otpora zakretanju upravljačkih točkova potrebno je voditi računa o navedenim uticajnim faktorima, jer time se obezbeđuje manje opterećenje elemenata u sistemu upravljanja sa jedne strane, a sa druge strane omogućeno je olakšano upravljanje smanjenjem momenta odnosno sile na volanu. U ECE Pravilniku br.79 definisana je maksimalna sila koja se može dovesti na točak upravljača, o ovom parametru sistema za upravljanje prilikom razvoja vozila treba vodi računa. Hod klipa i dužina hidrocilindra određuju se za maksimalne uglove obrta upravljačkih točkova i za komponovanu šemu hidrocilindra u okviru upravljačkog sistema vozila, nakon toga određuje se prečnik klipa hidrocilindra. Sklonost povratnom uključenju hidropojačivača, bio bi narušen osnovni zahtev koji se postavlja pred upravljački sistem a to je vraćanje upravljačkih točkova po izlasku iz krivolinijskog u položaj pravolinijskog kretanja pod dejstvom stabilizirajućeg momenta. Da bi se sprečilo povratno uključenje u servopojačivač se ugrađuje reaktivni i centrirajući element. Prednapregnutošću centralnih opruga obezbeđuje se vraćanje volana i upravljačkih točkova, pod dejstvom stabilizacionog momenta bez uključenja pojačivača. Sila trenja u upravljačkom mehanizmu mora biti manja od sile prednaprezanja centralnih opruga. Pravilno projektovani pojačivač mora da obezbedi da zbirni momenat od izvršnog cilindra i vozača premaši moment otpora u čitavom dijapazonu uglova zakretanja točkova. Prikazana analiza je pokazala da do smanjenja sile na točku upravljača moguće je doći povećanjem ugaonog prenosnog odnosa upravljačkog mehanizma, smanjenjem nepotrebnih gubitaka na trenje u njemu i povećanjem njegovog koeficijenta korisnog dejstva smanjenjem kraka obrta upravljačkih točkova i primenom pojačivača. Dovoljno veliki ugaoni prenosni odnos upravljačkog mehanizma je faktor koji dozvoljava u značajnom stepenu smanjenje sile na točku upravljača za vreme obrta vozila. Obzirom na prikazane rezultate ispitivanja sile na točku upravljača u zavisnosti od njegovog ugla obrta može se izvući zaključak da odabrani hidraulički servomehanizam odgovara datom transportnom vozilu formule pogona 6X6.

## 9. LITERATURA

- Gincburg, L., (1972), Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей, Машиностроение (Mašinstroenie), Moskva.
- Janković, D., (2005), Momenti otpora zakretanju upravljanih točkova, Monografija povodom 30 godina (1975.-2005), pp. 87-96, Mašinski fakultet, Kragujevac,
- Majkić, Z., (2013), Projektni proračun hidrauličkog servoupravljača upravljačkog mehanizma motornih vozila, Vojnotehnički glasnik, vol.61, br.3, pp.141-158, DOI:10.5937/vojtehg61-2017
- Лысов, И.М., (1972), Рулевые управления автомобилей, Машиностроение (Mašinstroenie), Moskva.
- Гольд, Б. В., (1962), Конструирование и расчет автомобиля, Машгиз, Moskva
- Majkić, Z., (2012), Analysis of judgmentsf indicators for comfort management of transportation vehicles, Proceedings of the 5th International Scientific Conference on Defensive Technologies OTEH 2012
- Regulation No 79. , (2005), Uniform Provisions Concerning the Approval of Vehicles with regard to Steering Equipment, United Nations
- OST 37.001.487-89 (1991), Управляемость и устойчивость автомобилей. Общие технические требования. Москва.
- ГОСТ P52302-2004 (2005), Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. Москва.
- OST 37.001.471-88 (1989), Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Метод испытаний. Москва
- Ulrich, H., Boeker, M., Ketl, R. (1998), Simulationen zur optimierung von servolenkungen. Internationales Fluid – technisches Kolloquium, Aachen.
- Latinka, Č., Petkovska, M. (1996), MATLAB i dodatni moduli Control System Toolbox i SIMULINK. Mikro knjiga Beograd. ISBN 86-7555-043-3.
- Mathworks (2012), <http://www.mathworks.com>, accessed on 2012-04-07.
- Minić, M. (1992), SISTEMI ZA UPRAVLEOJANJE TERETNIH VOZILA, Teorija – proračun – konstrukcija – ispitivanje, ABC GLAS, BEOGRAD
- Janković, D. (2012), Personal communication, Beograd.
- Reimpell, J., Stoll, H., Betzler, J. ( 2001), The Automotive Chassis. Second edition published by Butterwoeth-Heinemann
- Heisler, H., (2002), Advanced Vehicle Technology. Second edition published by Butterwoeth-Heinemann
- Бухарин, Н. А., Прозоров В. С., Щукин. (1973), АВТОМОБИЛИ Конструкция, Нагрузочные режимы, Рабочие процессы, Прочность агрегатов автомобиля, Машиностроение, Ленингра