

UDK: 631.3

Originalni naučni rad

POSTUPAK ISPITIVANJA TRAKTORSKOG PNEUMATIKA U FUNKCIJI ODREĐIVANJA OSNOVNIH MEHANIČKIH PARAMETARA

Boris Stojic* ¹

¹Univerzitet u Novom Sadu, Fakultet tehničkih nauka, Departman za mehanizaciju i
konstrukciono mašinstvo, Trg Dositeja Obradovića 6, 21000 Novi Sad

Sažetak: U funkciji studije oscilatornih karakteristika vozila, ili samog pneumatika, potrebno je poznavati odgovarajuće uticajne parametre pneumatika. U ovom radu je prikazan univerzalni postupak određivanja krutosti i prigušenja, kao i geometrijskih karakteristika povezanih sa fluktuacijama opterećenja pneumatika - radijalne defleksije i dužine gazeće površine između pneumatika i podloge.

Cljučne reči: Poljoprivredni pneumatik, krutost, prigušenje, defleksija, gazeća površina

UVOD

Za savremene traktore karakterističan trend je porast brzine kretanja, usled čega problemi upravljivosti i stabilnosti samog traktora ili u kombinaciji sa prikolicom u novije vreme dobijaju na značaju, pre svega sa aspekta za bezbednost vožnje [3]. Tradicionalno usmerenje istraživanja iz oblasti poljoprivrenih pneumatika, vezano za raznovrsne karakteristike njihove eksploatacije na mekom poljoprivrednom zemljištu, stoga je u poslednje vreme upotpunjeno fokusom na performanse relevantne za kretanje na tvrdim podlogama pri vrednostima brzina kretanja većim u odnosu na prethodne periode razvoja traktora. Istovremeno, optimizacija oscilatornog ponašanja traktora je uvek bila i još uvek je jedan od najizazovnijih zadataka u razvoju i istraživanju traktora [2]. Da bi se zadaci koje nameću navedeni uslovi mogli rešavati pomoću računarnom podržanih simulacija dinamike vožnje, neophodno je raspolagati odgovarajućim model ponašanja pneumatika čija valjanost ima suštinski značaj za validnost rezultata simulacije. Cilj ovog rada je demonstracija pristupa pomoću kog je moguće izvršiti

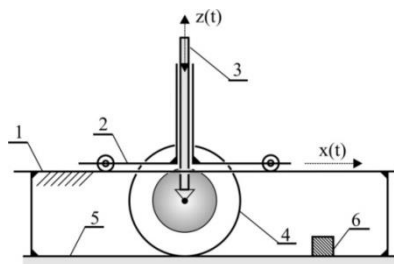
* bstojic@uns.ac.rs

parametrizaciju jednostavnijih modela pneumatika korišćenjem jednostavnog ispitnog postrojenja uz upotrebu univerzalne merne tehnike i pristupa akviziciji podataka. Osnovna ideja je da se, bez korišćenja specijalizovane merne tehnike visokog tehnološkog nivoa, razvije tehnika koja omogućava razvoj jednostavnijeg modela pneumatika za primenu u okviru simulacija dinamike vožnje traktora, u datom slučaju prvenstveno sa aspekta oscilatornih karakteristika. Rad obuhvata ispitivanje sledećih karakteristika:

- zavisnost između vertikalnog opterećenja, radijalne defleksije i dužine kontaktne površine pneumatika
- linearizovane koeficijente radijalne krutosti i prigušenja
- uticaj pritiska pumpanja gume na istraživane veličine i međuzavinosti.

ISPITNO POSTROJENJE

Primarna namena postrojenja korišćenog za eksperimentalna merenja je istraživanje odziva traktorskog pneumatika pri kotrljanju preko singularnih prepreka odnosno kratkotalasnih neravnina. Rezultati ovih istraživanja publikovani su u radovima [5], [6] i dr. u kojima je takođe dat i detaljniji opis postrojenja, kao i u radu [4], zbog čega će na ovom mestu biti dat samo sažeti prikaz. Uprošćen prikaz konfiguracije postrojenja dat je na slici 1, a stvarni izgled na slici 2.



Slika 1 Uprošćen šematski prikaz mernog postrojenja

Figure 1 Simplified schematic view of the test facility

Točak sa ispitivanim pneumatikom (4) kruto je preko prirubnice spojen sa pogonskim vratilom uležištenim preko ležajeva na nosećem ramu, koji može slobodno da se pomera u vertikalnom pravcu u odnosu na vodeća kolica (2) putem sistema vertikalnih vodica (3). Vođenje točka u uzdužnom pravcu realizovano je putem vodećih kolica (2) vođenih po šinskoj stazi (1). Pogonski sistem točka (nije prikazan na slici) zasniva se na elektromotoru sa reduktorom i varijatorom montiranim na noseći ram, sa prenosom snage na točak putem lančanog prenosioca. Upravljanje motorom vrši se pomoću frekvencijskog pretvarača. Vertikalno opterećenje točka podešava se postavljanjem ili uklanjanjem određenog broja tegova za balast koji se mogu postaviti na noseći ram. Točak se kotrlja po ravnoj čvrstoj podlozi (5) na kojoj mogu u različitim konfiguracijama biti montirane neravnine profila podloge ili singularne prepreke (6), što omogućava upotrebu postrojenja za ispitivanje svojstava traktorskog pneumatika pri kotrljanju po neravnoj podlozi.



Slika 2 Izgled postrojenja

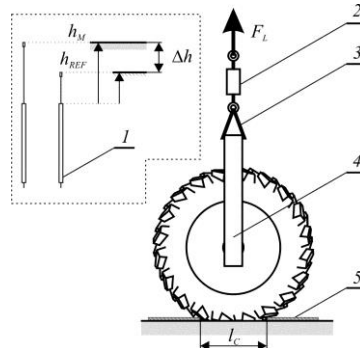
Figure 2 Test facility appearance

OPIS POSTUPKA ISPITIVANJA

Opšte karakteristike postupka

Merenja u okviru ovog rada vršena su na točku koji miruje. Sa druge strane, režim kotrljanja ima izražen uticaj na karakteristike krutosti i prigušenja traktorskog pneumatika, koje, posmatrane u širem dijapazonu vrednosti, ispoljavaju nelinearni i/ili frekventno zavisni karakter [1] što je između ostalog posledica viskoelastičnog karaktera fizičke strukture pneumatika. Imajući ovo u vidu, potrebno je posebno voditi računa o uslovima u kojima je validno koristiti model pneumatika parametrizovan na osnovu postupka koji je predmet ovog rada. Sva merenja su izvršena sa ispitnim pneumatikom dimenzija 12.4R28.

Vertikalna reakcija u okviru postupka ispitivanja podešava se tako što se gornji kraj vertikalno pokretnog rama (4) u koji je uležišten točak poveže sa kukom hidraulične dizalice, na način da je između njih serijski postavljen davač sile (2) na način šematski prikazan na slici 3 levo. Dejstvom dizalice odnosno saopštavanjem sile F_L postupno se vrši odizanje točka u odnosu na podlogu pri čemu dolazi do odgovarajućeg smanjenja vertikalne reakcije između točka i podloge, s obzirom na to da se deo težine prenosi na dizalicu. Određivanje vertikalne reakcije između pneumatika i podloge se vrši oduzimanjem izmerene sile od prethodno izmerene težine sklopa rama sa točkom i pripadajućim komponentama. Istovremeno se davačem pomeranja (1), određuje smanjenje defleksije pneumatika koje prati smanjenje vertikalnog opterećenja.



Slika 3 Princip postupka merenja i glavne komponente mernog sistema: 1 – davač pomeranja, 2 – davač sile, 3 – čelično užje, 4 – noseći ram točka, 5 – krute ploče male debljine

Figure 3 Measuring principle and main components: 1-displacement transducer, 2-force transducer, 3- lifting cable, 4-wheel carrying frame, 5-rigid plates of small thickness

Ispitivanje je vršeno inkrementalnom promenom sile izdizanja F_L uz memorisanje vrednosti sile i defleksije koja odgovara datom vertikalnom opterećenju točka. Za svaku od niza utvrđenih diskretnih vrednosti sile i defleksije, vršeno je merenje odgovarajuće vrednosti dužine kontaktne površine prema postupku takođe prikazanom na slici 3. Ovo merenje je vršeno tako što su dve tanke pravougaone ploče (debljine < 1 mm) priljubljene uz suprotne ivice kontaktne zone i manuelno izmerena i evidentirana vrednost dužine.

Postupak određivanja zavisnosti između vertikalnog opterećenja, radijalne defleksije i dužine kontaktne površine pneumatika

U početnoj poziciji, davač sile je bio rasterećen ($F_L = 0$), tako da je celokupna težina sistema prenošena na podlogu preko pneumatika. Pneumatik je u tom režimu dakle opterećen maksimalnom vertikalnom silom za datu konfiguraciju sistema. Potom je, postepenim angažovanjem ručne dizalice, vršeno izdizanje konstrukcije tj. smanjenje defleksije pneumatika, povećavajući udeo težine sistema koji se prenosi na davač, odnosno u istoj meri smanjujući statičku reakciju između točka i podloge. Izdizanje konstrukcije vršeno je do trenutka kada je davač opterećen ukupnom težinom sistema, što znači da u tim uslovima vertikalna reakcija podloge postaje jednaka nuli. Pri tome je očitana vrednost signala pomeranja koja predstavlja referentnu vrednost položaja za nultu defleksiju. Nakon toga vršeno je postupno rasterećivanje sistema u nizu sukcesivnih koraka, pri čemu je nakon svakog koraka vertikalno opterećenje točka izračunavano na osnovu izraza:

$$G_T = G_{TMAX} - F_L \quad (1)$$

gde je: G_T [N] – aktuelna vrednost statičkog vertikalnog opterećenja pneumatika; G_{TMAX} [N] – maksimalno opterećenje pneumatika odn. težina koja se prenosi na podlogu pri potpuno rasterećenom davaču; F_L [N] – sila izdizanja odnosno opterećenje davača sile.

Defleksija je pri svakom koraku izračunavana iz jednakosti:

$$f_z = z_0 - z \quad (2)$$

gde je: f_z [m] – aktuelna vrednost vertikalne defleksije pneumatika; z_0 [m] – referentna vrednost položaja pri nultoj defleksiji; z [m] – aktuelna vrednost položaja sistema.

Postupak je sproveden pri vrednostima pritiska od 0.8, 1.1, 1.4, 1.7 i 2.0 bar. Da bi se merenjem mogao obuhvatiti što širi spektar vertikalnih opterećenja, a usled ograničene nosivosti hidraulične dizalice, merenja su vršena za tri vrednosti težine sklopa rama i točka, i to 660 daN (bez dodatnog balasta), 960 daN (balast sa 10 traktorskih tegova) i 1440 daN (balast sa 10 traktorskih i jednim dizaličkim tegom.)

Postupak utvrđivanja linearizovanog prigušenja pneumatika metodom logaritamskog dekrementa

Prigušne karakteristike pneumatika predstavljaju jedan od ključnih parametara dinamičkog ponašanja fizičke viskoelastične strukture. One ispoljavaju kompleksne forme ponašanja uključujući nelinearnost i frekventnu zavisnost. Eksperimentalna ispitivanja takođe pokazuju da prigušenje pneumatika zavisi i od brzine kotrljanja [1]. Ukoliko se, međutim, ponašanje pneumatika razmatra u dovoljno ograničenom spektru eksploatacionih uslova, prigušenje se može sa zadovoljavajućom tačnošću aproksimirati modelom viskoznog prigušenja kod koga je prigušna sila linearno proporcionalna prvom izvodu defleksije u vremenu odnosno brzini radijalne deformacije pneumatika. Kako detaljnije izučavanje i modeliranje fenomena koji uslovljavaju prigušenje pneumatika nije u fokusu ovog rada, to će i ovde biti usvojen ovaj pojednostavljeni pristup. S obzirom na to, za određivanje koeficijenta prigušenja odabran je metod logaritamskog dekrementa. Ispitivanja su vršena tako da je pneumatik pomoću hidraulične dizalice izdignut na određenu visinu u odnosu na podlogu a potom mu je naglim otpuštanjem ventila hidraulične dizalice saopštena početna brzina čime je doveden u oscilatorno kretanje. Kvalitativni prikaz dijagrama slobodnih prigušenih oscilacija pneumatika nakon početne pobude prikazan je na slici 4.

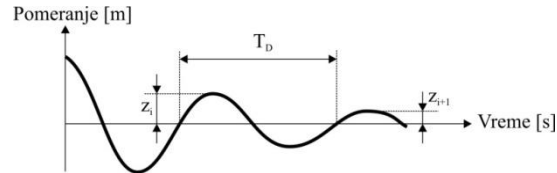
Logaritamski dekrement se na osnovu veličina očitanih sa dijagrama izračunava na osnovu izraza:

$$\delta = \frac{1}{T_D} \cdot \ln \frac{z_i}{z_{i+1}} \quad (3)$$

gde je: δ [s^{-1}] – logaritamski dekrement, z_i i z_{i+1} [m] – dva susedna maksimuma položaja nakon isteka jednog kvaziperioda (slika 4)

Nakon određivanja logaritamskog dekrementa δ , koeficijent prigušenja k [N·s/m] se može izračunati iz izraza:

$$k = 2 \cdot \delta \cdot m \quad (4)$$



Slika 4 Dijagram prigušenih oscilacija: T_D – kvaziperiod prigušenih oscilacija, z_i i z_{i+1} – dva susedna maksimuma

Figure 4 Damped vibration chart: T_D – damped vibration period, z_i and z_{i+1} – two adjacent peaks

Postupak utvrđivanja linearizovane krutosti

Ukoliko se promene statičkog vertikalnog opterećenja točka posmatraju u dovoljno širokim granicama, kriva zavisnosti defleksije od opterećenja pneumatika ispoljava nelinearni karakter. Međutim, u zoni nazivnog opterećenja pneumatika pri ograničenim fluktuacijama dinamičke reakcije podloge, nelinearnost je obično relativno slabo izražena pa se odnos između priraštaja vertikalne sile i odgovarajućeg priraštaja radijalne defleksije može tretirati kao konstanta jednaka koeficijentu krutosti. Ovaj pristup je često korišćen u modeliranju elastične strukture pneumatika. U okviru predmetnog istraživanja konstatovano je da pri vertikalnim opterećenjima većim od približno 400 daN zavisnost između vertikalnog opterećenja i defleksije ima tok koji se može smatrati linearnim, što je usvojeno kao jedan od kriterijuma za izračunavanje koeficijenta krutosti, prema izrazu:

$$c = \frac{G_T}{f} \quad (5)$$

gde je: c [N/m] – linearizovana krutost pneumatika, G_T [N] – vertikalno opterećenje, f [m] – radijalna defleksija

Osim na osnovu snimljene statičke zavisnosti između vertikalnog opterećenja i defleksije, linearizovana krutost se takođe može izračunati na osnovu dijagrama sopstvenih prigušenih oscilacija u vremenu (slika 4). Naime nakon određivanja vrednosti logaritamskog dekrementa δ i koristeći veličinu kvaziperioda prigušenih oscilacija T_D očitano sa predmetnog dijagrama, sopstvena frekvencija slobodnih oscilacija sistema dobija se iz izraza:

$$\omega_0 = \sqrt{\left(\frac{2\pi}{T_D}\right)^2 + \delta^2} \quad (6)$$

gde je: ω_0 [s^{-1}] – sopstvena kružna frekvencija slobodnih oscilacija, T_D [s] – kvaziperiod prigušenih oscilacija, δ [s^{-1}] – logaritamski dekrement

Nakon određivanja veličine ω_0 , krutost c se može izračunati iz izraza:

$$c = m \cdot \omega_0^2 \quad (7)$$

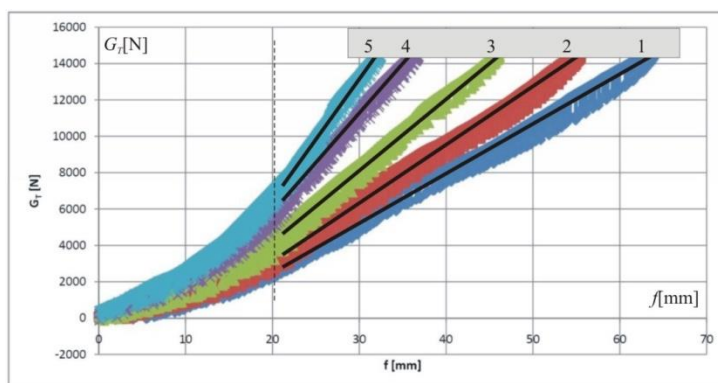
gde je m [kg] – oscilatorna masa (tekuća masa sistema).

REZULTATI MERENJA

Vertikalna sila, defleksija i kontaktna dužina

Na slici 5 su prikazani rezultati ispitivanja zavisnosti između vertikalne sile i radijalne defleksije pneumatika za 5 različitih vrednosti pritiska. Posmatrajući ceo dijapazon mernih vrednosti, lako se uočava nelinearni karakter zavisnosti. Međutim, ako se razmatranje ograniči na uži dijapazon vrednosti (desno od vertikalne isprekidane linije na dijagramu koja odgovara defleksiji od približno 20 mm), bliže nazivnim opterećenjima a izvan opsega vrlo malih opterećenja tj. malih defleksija, sa dijagrama se vidi da unutar ovakvih uslova linearna aproksimacija predstavlja zadovoljavajuće tačan pristup.

Na slici 6 je prikazana zavisnost između defleksije i kontaktne dužine pneumatika. Dijagram ukazuje na očekivani zaključak da je priroda ove zavisnosti čisto geometrijska, odnosno promena pritiska u pneumatiku ne utiče na oblik dobijene krive.



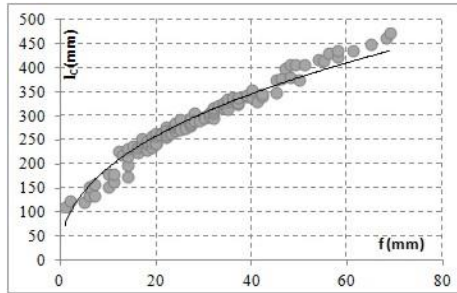
Slika 5 Zavisnost između defleksije pneumatika f i vertikalnog opterećenja G_T za različite vrednosti pritiska: 1-0.8 bar, 2-1.1 bar, 3-1.4 bar, 4-1.7 bar, 5-2.0 bar

Figure 5 Dependence between tyre deflection f and the vertical load G_T for different pressure values: 1-0.8 bar, 2-1.1 bar, 3-1.4 bar, 4-1.7 bar, 5-2.0 bar

Radijalna krutost i prigušenje pneumatika

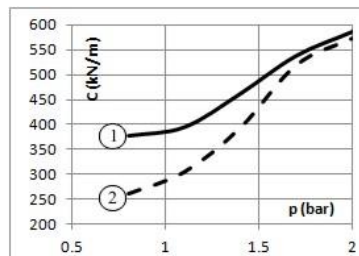
Rezultati izračunavanja krutosti i prigušenja sumirani su u tabeli 1. Vidi se da postoje značajne razlike u rezultatima izračunavanja krutosti sa statičkog i dinamičkog aspekta. Takođe, utvrđene su i značajne razlike u izračunavanju krutosti dinamičkim postupkom pri različitim vrednostima sopstvene mase sistema. Pri tome je u ovom slučaju jasno izražen trend ka većim krutostima sa porastom mase sistema. Ovo se može tumačiti nelinearnom zavisnošću između opterećenja i defleksije (slika 5), pri čemu

većim opterećenjima odgovaraju veći nagibi krive pa se usled toga opisanom metodom dobijaju veće vrednosti krutosti pri većoj masi sistema.



Slika 6 Zavisnost između kontaktne dužine IC i radijalne defleksije pneumatika f ,
Figure 6 Dependence between contact length IC and tyre deflection f

Razlike između statičke i dinamičke krutosti uočljive na osnovu podataka iz tabele 1 ilustrovane su grafikonom prikazanim na slici 7, na osnovu kog se uočava i jasan trend pretpostavci o uticaju nelinearnosti sistema na izračunate krutosti pri različitim eksploatacionim režimima. Naime, jasno se uočava da se sa porastom pritiska razlike u dobijenim rezultatima značajno umanjuju. Kako više vrednosti pritiska odgovaraju manjim amplitudama oscilovanja, to se i uticaj nelinearnosti krive u takvom slučaju smanjuje.



Slika 7 Zavisnost krutosti od pritiska za statički (2) i dinamički (1) način izračunavanja
Figure 7 Dependence of statically (2) and dynamically (1) determined stiffness coefficients on pressure

Pri korišćenju dobijenih vrednosti za parametrizaciju jednostavnog viskoelastičnog modela strukture pneumatika kao što je npr. Voigt-Kelvinov model (paralelno spregnuti elastični i prigušni element), svrsishodno je usvojiti srednju vrednost koeficijenata krutosti dobijene statičkim odnosno dinamičkim postupom.

Dijagram sa slike 7 ukazuje na intenzivnije gradijente krutosti u zonama srednjih pritisaka nego u slučaju veoma niskih li veoma visokih vrednosti pritiska. Objašnjenje ove pojave zasniva se na činjenici da u nošenju vertikalne sile učestvuje kako struktura pneumatika tako i vazduh pod pritiskom. U slučaju veoma niskih pritisaka, uticaj pritiska u prenosu opterećenja se gubi odnosno dominira udeo koji se prenosi putem strukture. Na drugoj strani, kada je pritisak veoma visok, pneumatska krutost podstaje veoma

visoka pa je ekvivalentna krutost sistema određena ponašanjem orebrenog gazećeg sloja. Iz ovih razloga uticaj pritiska na gradijent krutosti opada pri veoma malim i veoma velikim vrednostima.

Tabela 1 Rezultati proračuna krutosti i prigušenja
Table 1 Results of the stiffness and damping calculations

Pritisak Pressure	Krutost [kN/m] Stiffness					Prigušenje [kNs/m] Stiffness
	Statička Static	Dinamička Dynamic				
		m=660kg	m=960kg	m=1440kg	Srednja Average	
0,8 bar	261,1	339,2	377,2	415,7	377,4	5,0
1,1 bar	305,0	355,1	398,0	431,0	394,7	3,8
1,4 bar	364,0	403,6	512,0	470,2	461,9	3,6
1,7 bar	520,1	462,6	619,4	531,5	537,8	3,4
2,0 bar	573,6	486,4	683,7	587,0	585,7	3,4

Rezultati dobijeni za koeficijent prigušenja su, kao i u slučaju krutosti, utvrđeni na osnovu sopstvenih oscilacija za tri nivoa sopstvene mase sistema. Takođe su konstatovane razlike u rezultatima, ali bez janog trenda tako da su u tabeli 1 prikazani samo osrednjeni rezultati. Rezultati nedvosmisleno ukazuju na trend smanjenja prigušenja sa povećanjem pritiska, što se može objasniti porastom udela pneumatske krutosti u prenosu sile, na račun udela fizičke strukture koja je i osnovni nosilac unutrašnjeg trenja odnosno prigušenja.

ZAKLJUČAK

U radu je opisan postupak za određivanje nekih osnovnih parametara traktorskih pneumatika pomoću jednostavnog ispitnog postrojenja i univerzalne merne tehnike. Ispitivane su zavisnosti između vertikalnog opterećenja, statičke radijalne deformacije i dužine kontakta pneumatika i podloge, kao i krutosti i prigušenja. Sve opisane merne procedure ponovljene su za različite vrednosti pritiska pneumatika i vertikalnog opterećenja, što je omogućilo ispitivanje uticaja ova dva važna eksploataciona parametra pneumatika na njihovo ponašanje sa posmatranih tačaka gledišta.

Rezultati merenja pokazali su prihvatljiv nivo rasipanja, tako da su bili jednostavni za analizu i tumačenje. Utvrđeno je da zavisnost između deformacije i opterećenja ispoljava nelinearnost, iako se linearno ponašanje može koristiti kao dobra aproksimacija u području nominalnog opterećenja guma. Uočeno je da je zavisnost između deformacije pneumatika i dužine kontakta čisto geometrijske prirode, tj. nije uslovljena vrednostima pritiska i vertikalnog opterećenja. Konstatovano je odstupanje između statički i dinamički dobijenih rezultata za koeficijent linearizovane krutosti, što je u najvećoj meri pripisano nelinearnoj prirodi ponašanja pneumatika.

Linearizovani koeficijenti krutosti i prigušenja mogu se koristiti u određenim aplikacijama modeliranja viskoelastične strukture pneumatika, pre svega u slučaju

jednostavnih modela tipa Voigt-Kelvinovog. Imajući u vidu da u realnim uslovima, kada se posmatra širi dijapazon eksploatacionih uslova, krutost i prigušenje imaju nelinearni karakter, a takođe podležu i značajnom uticaju frekvencije pobude i brzine kotrljanja točka, potrebno je posebno voditi računa o uslovima u kojima je validno koristiti model pneumatika parametrizovan na osnovu postupka prikazanog u ovom radu.

LITERATURA

- [1] Kissing A., Göhlich H. (1988). Ackerschlepper-Reifendynamik, Teil 1: Fahrbahn- und Prüfstandsergebnisse, *Grundlagen Landtechnik* 38 (1988) 3, 78-87, ISSN 0017-4920
- [2] Scarlett, A.J. et al (2005). *Whole-body vibration on agricultural vehicles*, Research report, Silsoe Research Institute and RMS Vibration Test Laboratory for the Health and Safety Executive, HSE Books, ISBN 0 7176 2970 8, Silsoe
- [3] Schlotter V. (2005). *Einfluss dynamischer Radlastschwankungen und Schräglaufwinkeländerungen auf die horizontale Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen*, Doctoral thesis, Universität Stuttgart, Shaker Verlag 2006, ISSN 0931-6264.
- [4] Stojic B., Poznanovic N., Poznic A.: Test Facility for Investigations of Quasistatic Enveloping Behavior of Tractor Tire, *8th International Symposium "Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering"*, 2014, Balatonfüred, HU, ISBN 978-86-7892-615-0 pp. 89-92, Faculty of Technical Sciences Novi Sad, Serbia
- [5] Stojic B. (2014). *Modeliranje oscilatornog ponašanja traktorskih pneumatika veštačkim neuronskim mrežama*, doktorska disertacija, FTN Novi Sad
- [6] Stojic B., Poznanovic N., Poznic A. (2015). Research and Modeling of the Tractor Tire Enveloping Behavior, *Journal of Vibration and Control*, DOI: 10.1177/1077546315576302, ISSN: 1741-2986

TRACTOR TYRE EXAMINATION PROCEDURE FOR DETERMINATION OF BASIC MECHANICAL PARAMETERS

Boris Stojic¹

¹ *University of Novi Sad – Faculty of Technical Sciences, Trg Dositeja Obradovića 6, 21000 Novi Sad - Serbia*

Abstract: In the scope of studying vibration properties of the vehicle, or the tire itself, it is necessary to know the appropriate influential parameters of the tire. This paper presents the universal procedure for determining the stiffness and damping, as well as the geometric characteristics associated with the fluctuations of tire load - radial deflection and the tread length between the tire and the ground.

Key words: *Agricultural tyre, stiffness, damping, deflection, contact area*

Prijavljen: 25.11.2018.
Ispravljen: /
Prihvaćen: 20.12.2018.