

# Vučne značajke skidera pri privlačenju drva niz nagib

Marijan Šušnjar, Andreja Bosner, Tomislav Poršinsky

## Nacrtač – Abstract

Kretnost je vozila određena: 1) dimenzijskim značajkama, 2) sposobnošću soladavanja terenskih čimbenika pri kretanju, 3) vučnim značajkama, 4) okolišnom pogodnošću. Vučna se značajka vozila najčešće prikazuje krivuljom klizanja ( $\kappa - \delta$ ) te ona ovisi o stanju podloge (nosivosti tla) i ukupnom djelovanju svih sila na vozilo. S obzirom na način prihvata tereta vučna je značajka skidera vrlo kompleksna. Cilj je ovoga rada istražiti: 1) vučnu značajku skidera – faktore bruto i neto vuče, 2) klizanje kotača te 3) korisnost kotača pri kretanju niz nagibe od 15 % i 30 %. Poznavanjem vučnih značajki skidera omogućilo bi se modeliranje njegove kretnosti pri privlačenju drva.

Pri kretanju skidera niz nagib uočene su negativne vrijednosti vučnih sila zato što skider vuče teret svojom masom te se i prijenos snage s motora na kotače vozila ne koristi za vuču tereta (drva) već radi stalnoga kočenja vozila motorom. Faktori bruto i neto vuče iz istoga su razloga negativnoga predznaka kao i klizanje kotača. Pri privlačenju drva niz nagib najvažnije je izbjegavanje blokiranja kotača, što dovodi do potpunoga proklizavanja vozila uz narušavanje upravljivosti, o čemu vozač mora stalno voditi računa.

Ključne riječi: skider, vučne značajke, krivulja klizanja, sila kočenja, privlačenje drva niz nagib

## 1. Uvod – Introduction

Skideri su specijalizirana šumska vozila koja služe za privlačenje drva po šumskim putovima i vlakama te šumskom bespuću. Mnogi parametri opisuju kretnost vozila, od kojih se mogu izdvojiti četiri najvažnija: 1) dimenzijske značajke, 2) sposobnost svladavanja terenskih čimbenika pri kretanju, 3) vučne značajke, 4) okolišna pogodnost.

Vučna značajka vozila ovisi o stanju podloge (nosivosti tla) i ukupnom djelovanju svih sila na vozilo. Nosivost je tla mehaničko svojstvo tla koja je uz posmičnu čvrstoću tla jedna od najvažnijih značajki uporabne kakvoće podloge. Nosivost tla ovisi o geološkoj podlozi tla, njegovoj pedogenezi, morfologiji, uvjetima vlaženja, kemijskim, fizičkim i mehaničkim svojstvima (Poršinsky 2005). U šumarstvu nosivost tla određuje najveći dopušteni dodirni tlak kotača vozila na tlo, a da ono ne bude oštećeno (Saarilahti 2002a). Vučna značajka vozila pokazuje ovisnost klizanja, vučne snage i stvarne brzine o vučnoj sili te će se, ovisno o stanju podloge, ostvariti i različita trakcija kotača sa šumskim tlom (Šušnjar 2005). Slika 1

prikazuje dinamičku raspodjelu opterećenja skidera pri privlačenju niz nagib.

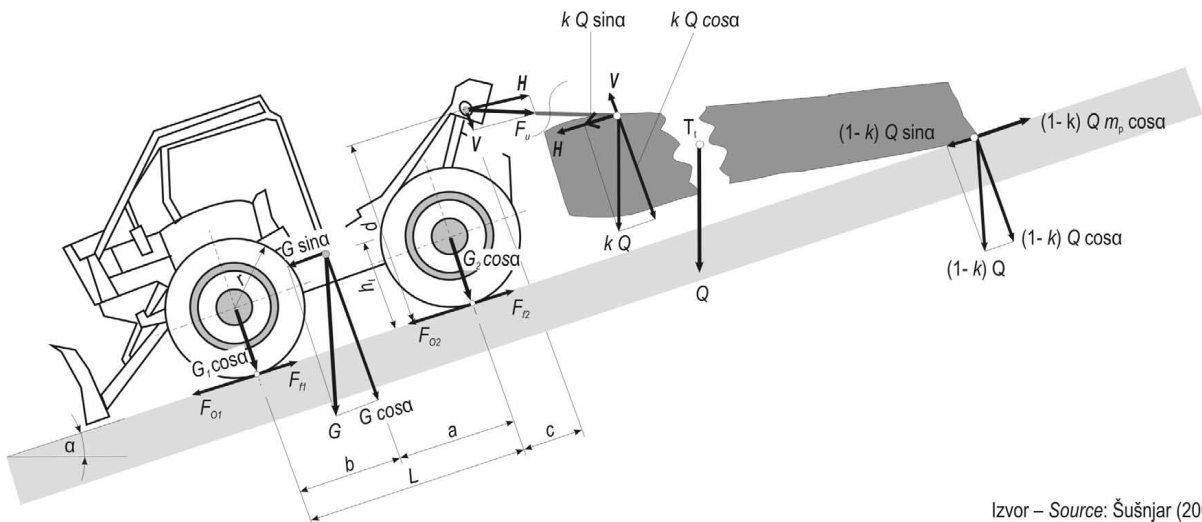
Značajan utjecaj na vučne značajke skidera ima i adhezijska težina vozila (izraz 1) koja predstavlja zbroj okomitih opterećenja na kotačima pri privlačenju drva (Tomašić i dr. 2007).

$$G_a = G \cdot \cos \alpha + V \quad (1)$$

gdje su:

$G_a$	adhezijska težina vozila
$G \cdot \cos \alpha$	okomita sastavnica težine vozila
$V$	okomita sastavnica sile u užetu
$a$	kut nagiba terena

Prilikom privlačenja drva po nagibu mijenja se raspodjela opterećenja po kotačima vozila. Adhezijska je težina veća od statičke težine vozila jer se stražnji most skidera dodatno opterećuje pod utjecajem tereta djelovanjem okomite sastavnice sile u užetu ( $V$ ). Kretanjem uz nagib dodatno se opterećuje stražnji most skidera zbog djelovanja usporedne sastavnice težine skidera ( $G \sin \alpha$ ) i zbog djelovanja usporedne sastavnice sile u užetu ( $H$ ).



Izvor – Source: Šušnjar (2005)

**Slika 1.** Raspodjela sila pri privlačenju drva niz nagib  
**Fig. 1** Forces affecting downhill skidding

Pri kretanju vozila niz nagib opterećenje se skidera prenosi na prednji most (Šušnjar 2005). Vučne se značajke vozila opisuju preko faktora bruto ( $\kappa$ ) i neto vuče ( $\mu$ ) te faktora otpora kotrljanja vozila ( $f$ ). Faktor bruto vuče opisuje se kvocjentom obodne sile na kotaču i adhezijske težine vozila (izraz 2), faktor neto vuče kvocjentom vučne sile i adhezijske težine vozila (izraz 3), a faktor otpora kotrljanja kvocijentom otpora sile kotrljanja i adhezijske težine vozila (izraz 4). Faktor bruto vuče je zbroj vrijednosti faktora neto vuče i faktora otpora kotrljanja (izraz 5).

$$\kappa = \frac{F_o}{G_a} \tag{2}$$

$$\mu = \frac{F_v}{G_a} \tag{3}$$

$$f = \frac{F_f}{G_a} \tag{4}$$

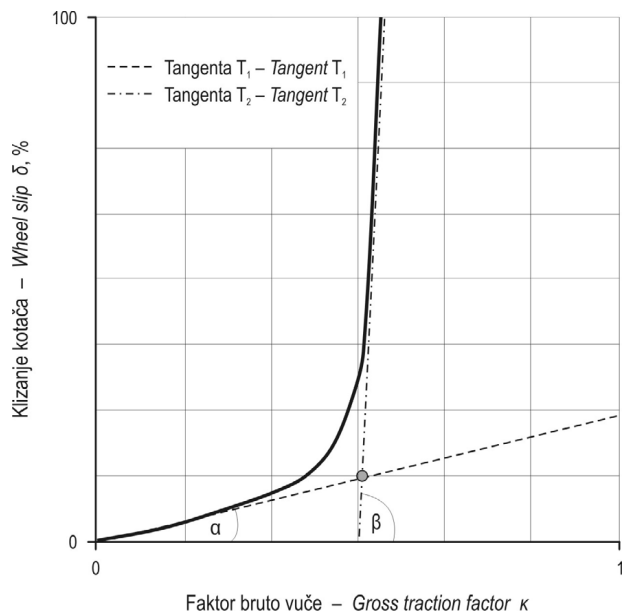
$$\kappa = \mu + f \tag{5}$$

gdje su:

- $\kappa$  faktor bruto vuče
- $F_o$  obodna sila na kotaču
- $G_a$  adhezijska težina vozila
- $\mu$  faktor neto vuče
- $F_v$  vučna sila
- $f$  faktor otpora kotrljanja
- $F_f$  otpor sile kotrljanja

Faktor neto vuče pokazuje koliko se adhezijska težina skidera pretvara u vučnu silu skidera (Sever 1980). Sever navodi da ne postoji vučna sila bez

određenoga klizanja kotača i da ne postoji pozitivno klizanje kotača bez postojanja vučne sile. Ostvarena vučna sila ovisi o adhezijskoj težini skidera i faktoru neto vuče pa je za ostvarivanje što veće vučne sile potrebna što veća adhezijska težina vozila odnosno što povoljnije značajke tla te oblika orebrenja gaznoga sloja (»dizajna«) guma. Povećanje se adhezijske težine skidera ostvaruje odizanjem debljega kraja tereta (oblovine) od tla, što povećava vrijednost okomite sastavnice sile u užetu ( $V$ ) te smanjuje vrijednost usporedne sastavnice sile u užetu ( $H$ ).



**Slika 2.** Krivulja klizanja kotača  
**Fig. 2** Wheel slip curve

Krivulja klizanja kotača (slika 2) pokazuje ovisnost klizanja i faktora bruto vuče. S povećanjem faktora bruto vuče raste i postotak klizanja kotača. Ako bi se krivulja klizanja ( $\kappa - \delta$ ) pojednostavljeno zamijenila dvjema tangentama  $T_1$  i  $T_2$ , u njihovu se sjecištu zapaža prijelomna točka nakon koje slijedi nagli porast klizanja kotača s vrlo malim povećanjem faktora bruto vuče. Horvat (1993) navodi da nakon nekoga graničnoga postotka klizanja naglo pada efektivna energija na kotaču, ali se i više oštećuje tlo.

Zbog klizanja se smanjuje stvarna brzina kretanja vozila (izraz 6). Bojanin i dr. (1988) mjere brzinu kretanja neopterećenoga i opterećenoga skidera uz/niz nagib. Isti autori zaključuju da brzina kretanja opterećenoga skidera ovisi o nagibu sekundarnih šumskih prometnica te da se pri kretanju opterećenoga skidera niz nagib povećanjem nagiba smanjuje brzina kretanja skidera.

$$\delta = \frac{v_t - v_s}{v_t} = 1 - \frac{v_s}{v_t} \quad (6)$$

gdje su:

- $\delta$  klizanje
- $v_s$  stvarna brzina kretanja vozila
- $v_t$  teorijska brzina kretanja vozila

U općem smislu bilanca snage kotača kazuje da je obodna snaga ( $P_o$ ) na kotaču pod utjecajem: 1) energijskoga gubitka snage zbog klizanja, 2) snage otpora kotrljanja, 3) ostvarene vučne snage, 4) snage otpora strujanja zraka i 5) snage svladavanja nagiba. Snaga se otpora strujanja zraka u slučaju kretanja skidera obično zanemaruje jer je njegova prosječna brzina pri privlačenju drva oko 1 – 1,5 m/s pa je i otpor strujanja zraka zanemariv.

Bilancu snage kotača pri kretanju vozila uz nagib prikazuje izraz 7, a niz nagib izraz 8.

$$P_o = P_f + P_v + P_\delta + P_n + P_z \quad (7)$$

$$P_o = P_f \pm P_v \pm P_\delta - P_n + P_z \quad (8)$$

gdje su:

- $P_o$  obodna snaga na kotaču
- $P_f$  snaga otpora kotrljanja
- $P_v$  ostvarena vučna snaga
- $P_\delta$  energijski gubitak snage zbog klizanja
- $P_n$  snaga svladavanja nagiba
- $P_z$  snaga otpora strujanja zraka

Ukupna se korisnost kotača ( $\eta_k$ ) izražava odnosom snage vuče i uložene snage na obodu kotača (izraz 9).

$$\eta_k = \frac{P_v}{P_o} = \frac{F_v \cdot v_s}{(F_v + F_f) \cdot v_t} = \frac{F_v}{F_v + F_f} \cdot \frac{v_s}{v_t} = \eta_f \cdot \eta_\delta \quad (9)$$

gdje su:

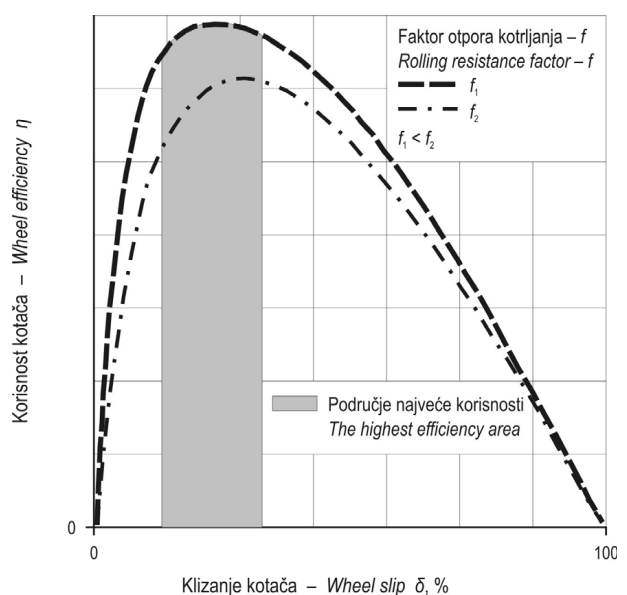
- $\eta_k$  korisnost kotača
- $\eta_f$  korisnost kotrljanja
- $\eta_\delta$  korisnost klizanja

Navedena se vučna korisnost odnosi samo na prijenos parametara vučne značajke s kotača na tlo, a da bi se dobila ukupna korisnost skidera, treba dodati gubitke u prijenosu od pogonskoga motora do kotača i gubitke u motoru. Na slici 3 prikazana je ovisnost vučne korisnosti kotača o klizanju i faktoru otpora kotrljanja. Tijek ovisnosti pokazuje da je kod malih vrijednosti klizanja kotača i korisnost mala. Najveća se korisnost (pri privlačenju drva) postiže kod veličine klizanja od oko 20 % s tim da veličina klizanja ovisi o značajkama tla i »dizajnu« guma. Kod tala s malom nosivošću dolazi do većega klizanja kotača (i nastanka dubljih kolotruga) te faktor otpora kotrljanja raste.

Cilj je ovoga rada istražiti: 1) vučnu značajku skidera – faktore bruto i neto vuče, 2) klizanje kotača te 3) korisnost kotača pri kretanju niz nagibe od 15 % i 30 %.

Inoue i Tsuji (2003) navode pogodnost privlačenja drva skiderom <30 % uz nagib te <45 % niz nagib terena. Za područje kretnosti kotačnih šumskih vozila, bez obzira na njihovu namjenu, Kühmaier i Stampfer (2010) navode nagib terena <30 % (bez obzira na smjer kretanja) te da je navedeno ograničenje prosječna vrijednost koja ovisi o površinskim preprekama te uvjetima nosivosti podloge.

Poznavanje vučnih značajki vozila omogućuje modeliranje kretnosti vozila koje rabimo u procesu



Slika 3. Ovisnost korisnosti o klizanju kotača i faktoru kotrljanja  
Fig. 3 Dependence of efficiency on wheel slip and rolling resistance factor

pridobivanja drva. Eichrodt (2003) i Lubello (2008) na sličan su način izradili modele kretnosti šumskih vozila povežavši ovisnost nagiba terena, smjera kretanja vozila te nosivosti tla (konusnoga indeksa) te prikazali područje primjene nekih vrsta vozila za privlačenje drva ovisno o smjeru privlačenja drva (uz/niz nagib), nagibu terena i uvjetima nosivosti tla.

## 2. Materijal i metode – *Material and methods*

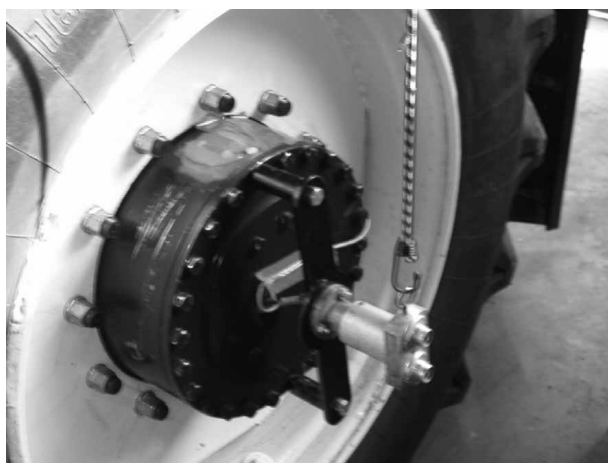
Istraživanje vučnih značajki skidera ECOTRAC 120V pri privlačenju drva niz nagib provedeno je u odsjeku 11a, u GJ Dotrščina kojom gospodari Šumarski fakultet Sveučilišta u Zagrebu. Teren je odjela 11a (6,14 ha) brežuljkast i ispresijecan jarcima, nagiba 15–30%. U istraživanom se odjelu razvilo smeđe kiselo tlo na škriljcima i pješčenjacima, koje po granulometrijskom sastavu pripada ilovači, a tijekom istraživanja trenutačna se vlaga kretala u rasponu od 34 do 38 vol. %. Nosivost je tla izmjerena digitalnim penetrometrom Eijkelkamp, pri čemu je korišten konus s površinom presjeka 2 cm<sup>2</sup> i vršnim kutom od 30°, koji se utiskivao u tlo brzinom od 1 cm/s. Konusni je indeks tla iznosio 1,17 MPa.

Skider ECOTRACK 120 V je četverokotačno vozilo (pogona 4 × 4) opremljeno dvobubanjnim šumskim vitlom Hittner 2 × 80, nazivne vučne sile od 80 kN. Vozilo je mase 7 257 kg, od čega je 59 % mase raspoređeno na prednjoj osovini vozila, a 41 % mase na stražnjoj osovini vozila. Skider je pogonjen šestocilindričnim dizelskim motorom DEUTZ, nazivne snage 84 kW pri 2300 min<sup>-1</sup> te najvećega zakretnoga momenta od 400 Nm pri 1500 min<sup>-1</sup>. Dimenzije su guma, proizvođača Rumaguma, 16,9 – 30, broj vlakana 14 PR te je izmjeren tlak u gumama iznosio 2,5 bara.

Za određivanje vučne značajke skidera ECOTRACK 120 V izmjerene su veličine koje se mogu svrstati u 3 osnovne grupe: 1) mjerenje sile, 2) mjerenje zakretnih momenata, 3) mjerenje pomaka.

Za mjerenja okomitih dinamičkih opterećenja na kotačima korištene su mjerne trake postavljene u Wheatestoneov<sup>1</sup> polumost pri čemu su dvije mjerne trake postavljene pod kutom od 90° međusobno i s obzirom na uzdužnu i poprečnu os kućišta vratila. Pri mjerenju zakretnih momenata trake su postavljene na obodu kućišta završnih planetarnih reduktora (slika 4).

Za određivanje usporedne i okomite sastavnice sile u užetu korišteni su vlačno-tlačni dinamometri HBM 50 kN i HBM 20 kN postavljani točno u okomi-



Slika 4. Planetarni reduktor  
Fig.4 Planetary reductor



Slika 5. Skider s postavljenom mjernom opremom  
Fig. 5 Skidder with measuring equipment

toj i usporednoj ravnini s obzirom na podlogu pri potpuno podignutoj zadnjoj prihvatno-zaštitnoj dasci skidera. Mjeren je broj okretaja kotača skidera, a pomoću postavljenoga petoga kotača izmjeren je stvarno prevaljeni put. Usporedbom izmjenenoga puta petoga i teorijski prijeđenoga puta pogonskih kotača skidera, s vremenskom bazom u pojačalu, određila se brzina kretanja skidera i klizanje kotača. Prilagođenim prijenosnim vagama TELUB mjerena je vlastita masa skidera, opterećenje po mostovima te masa drvnih sortimenata. Uza svu mjernu opremu korištena su i pojačala (HBM Spider 8), radijski modem (ELPRO 805U) te osobno računalo s programskim paketom Catman 4.0. Postavljanjem mjerne opreme na vozilo (slika 5) masa se skidera povećala za

<sup>1</sup> Wheatestoneov most – četiri mjerne trake međusobno postavljene pod kutom od 90° i povezane u mjerni krug.

194 kg u odnosu na osnovnu masu te su veće dodatno opterećenje pretrpjeli stražnji kotači (113 kg) zbog samoga postavljanja vlačno-tlačnih dinamometara na stražnjem kraju vozila za mjerenja usporedne i okomite sastavnice sile u užetu.

### 3. Rezultati – Results

Određivanjem vučne značajke skidera utvrđuju se tehničke veličine i parametri radi raščlambе njihove međusobne ovisnosti, određuje se prikladnost vozila ovisno o terenskim uvjetima, metodi izradbe drva (ovisno o duljini vučenoga tereta), ali posredno i proizvodnost vozila u sustavu pridobivanja drva.

Kao što je prije spomenuto, velik utjecaj na vučnu značajku skidera ima adhezijska težina vozila koja predstavlja zbroj okomitih opterećenja na kotačima skidera. Adhezijska težina (izraz 1) pod neposrednim je utjecajem načina prihvata tereta, gdje je jedan kraj tereta (obloga drva) vezan i skopčan za vučno uže vitla te je odignut od tla pa se i dio težine tereta prenosi na stražnji most skidera. Zbog odmaka hvatišta užeta od simetrale stražnjega mosta dolazi do dodatne preraspodjele mase među mostovima skidera. Sila koja služi za nošenje tereta naziva se okomita sastavnica sile užeta ( $V$ ), dok je sila koja svladava otpor vuče tereta oslonjenoga na tlo usporedna sastavnica sile užeta ( $H$ ). One se međusobno nalaze pod pravim kutom u usporednoj i okomitoj ravnini s obzirom na podlogu.

U tablici 1 prikazane su izmjerene adhezijske težine prednjega i stražnjega mosta skidera (s mjerom opremom) u vučnim pokusima niz nagib radi

**Tablica 1.** Adhezijska težina

**Table 1** Adhesive weight

Nagib Slope	Težina tereta Load weight	Adhezijska težina – Adhesive weight		
		Prednji most Front axle	Stražnji most Rear axle	Ukupno Total
	$Q$	$G_a$		
%		kN		
0	0	49,329	23,760	73,089
15	24,711	36,688	47,955	84,643
	37,945	36,504	58,566	95,070
	37,945	32,456	67,365	99,821
	29,155	37,280	49,218	86,498
30	0	56,133	16,970	73,104
	24,711	46,583	34,966	81,549
	37,945	44,319	39,343	83,662
	47,059	44,963	42,117	87,080
	15,961	47,942	32,732	80,674
	25,182	45,124	36,249	81,373
	29,155	44,815	37,548	82,363

analize utjecaja težine tereta i nagiba terena na raspodjelu opterećenja po mostovima skidera. Rezultati mjerenja pokazuju da porastom težine tereta ( $Q$ ) raste opterećenje stražnje osovine skidera, odnosno porastom pada nagiba terena (privlačenje drva niz nagib) opterećenje sa stražnje premješta se na prednju osovinu vozila.

U tablici 2 prikazane su vrijednosti izmjerene sile u užetu, pomoću koje se mogu izračunati faktor

**Tablica 2.** Sile u užetu

**Table 2** Rope forces

Nagib Slope	Težina tereta Load weight	Sile u užetu – Rope forces			Faktor raspodjele mase tereta Load mass distribution factor	Faktor privlačenja Skidding factor
		Okomita Vertical	Usporedna Horizontal	Rezultanta Resultant		
	$Q$	$V$	$H$	$F_u$	$k$	$\mu_p$
%		kN				
15	24,711	13,738	3,440	14,163	0,56	0,66
	37,945	19,350	3,905	19,740	0,52	0,52
	37,945	21,598	4,136	21,990	0,58	0,61
	29,155	13,404	3,792	13,930	0,46	0,53
30	24,711	9,421	1,118	9,660	0,40	0,58
	37,945	13,490	2,379	13,698	0,37	0,58
	47,059	14,176	-0,247	14,178	0,31	0,43
	15,961	8,746	0,305	8,571	0,57	0,75
	25,182	10,908	1,533	11,015	0,45	0,66
	29,155	11,942	2,538	12,208	0,43	0,68

raspodjele mase tereta (izraz 10) i faktor privlačenja (izraz 11).

$$k = \frac{V}{Q \cdot \cos \alpha} \quad (10)$$

$$\mu_p = \frac{H + Q \cdot \sin \alpha}{Q \cdot (1 - k) \cdot \cos \alpha} \quad (11)$$

gdje su:

$k$  faktor raspodjele mase tereta

$\mu_p$  faktor privlačenja

Faktor raspodjele mase tereta pokazuje kolika je masa tereta odignuta od tla, odnosno ovješena na užu, a kolika se vuče po tlu. Ako faktor raspodjele mase tereta iznosi 0,5, to znači da je jednak dio mase odignut od tla i istodobno oslonjen na tlo, odnosno da teret ima oblik geometrijskoga tijela valjka. Dosadašnja su istraživanja (Hassan i Gustafson 1983, Horvat 1987) pokazala da faktor raspodjele mase tereta ne ovisi samo o dimenzijama tereta već i o visini hvatišta sile u užetu kojim je teret pričvršćen za skider. Pri privlačenju drva, kako po šumskom bespuću, tako i po sekundarnim šumskim prometnicama, nastoji se što veći dio tereta (vučene oblovine) odignuti od tla kako bi se povećala adhezijska težina vozila, smanjila oštećenja na tlu, ali i smanjila vučna sila ( $F_v$ ) potrebna za svladavanje otpora privlačenja.

Faktor privlačenja ovisi o masi tereta, obliku tereta, dodirnoj površini tereta s tlom i neravninama tla (Šušnjarić 2005). Horvat i dr. (2005) dokazuju da su otpori privlačenja manji (kao i oštećenja tla) kada je tanji kraj oblovine okrenut prema skideru.

Prilikom privlačenja drva uzbrdo vozilo, među ostalim, svladava nagib terena i otpor vuče koji nastaje

na mjestu gdje teret dodiruje tlo. Pri kretanjima niz nagib usporedna sastavnica težine skidera ( $G \sin \alpha$ ) djeluje u smjeru kretanja vozila, dok usporedna sastavnica sile u užetu ( $H$ ) djeluje u suprotnom smjeru.

Ako se usporedna sastavnica sile u užetu izjednači s nulom ( $H = 0$ ), tj. trenutak kada su težina tereta ( $Q \sin \alpha$ ) i otpor vuče u ravnoteži, kut nagiba  $\alpha$  je, prema slici 1, funkcija faktora raspodjele mase tereta ( $k$ ) i faktora privlačenja ( $\mu_p$ ). To je »prijelomna točka« u privlačenju drva skiderom, tj. onaj nagib kada teret počne gurati vozilo niz nagib. Takav je slučaj vidljiv u tablici 2 kada je usporedna sastavnica sile u užetu bila negativna ( $H = -0,247$  kN).

$$H = (1 - k) \cdot Q \cdot \mu_p \cdot \cos \alpha - Q \cdot \sin \alpha \quad (12)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = (1 - k) \mu_p$$

$$\alpha = f(k, \mu_p)$$

Pri privlačenju drva niz nagib, u određenim uvjetima, javlja se i druga »prijelomna točka nagiba« kod koje vozilo više ne ostvaruje pozitivnu vučnu silu, već se javlja sila kočenja ( $F_o = 0$ ). Kut nagiba  $\alpha$  je tada pod utjecajem mnogih čimbenika kako je i prikazano u izrazu 13 (slika 1).

$$F_o + G \sin \alpha = G_a \cdot f + H$$

$$G \sin \alpha =$$

$$(G \cos \alpha + V)f - Q \sin \alpha + (1 - k) \cdot Q \cdot \mu_p \cos \alpha$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{G \cdot f + Q \cdot k \cdot f + (1 - k) \cdot Q \cdot \mu_p}{G + Q} \quad (13)$$

$$\alpha = f(G, f, Q, k, \mu_p)$$

**Tablica 3.** Vučna sila

**Table 3** Traction force

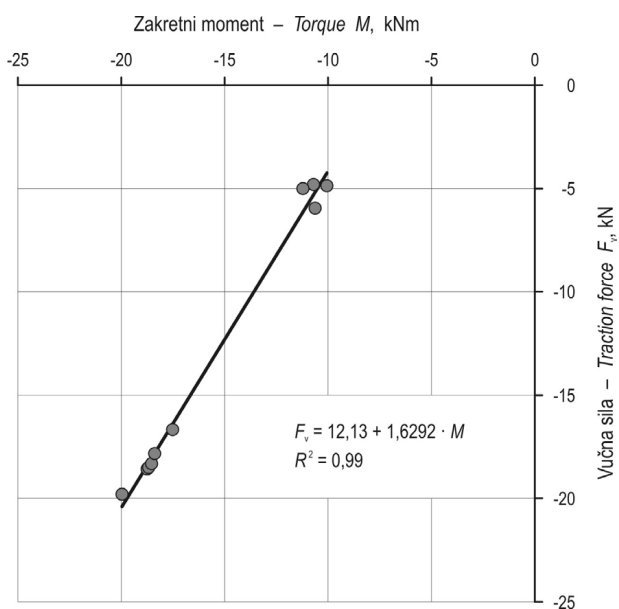
Nagib Slope	Težina tereta Load weight	Ukupni zakretni moment Total torque	Usporedna sastavnica - Horizontal component		Vučna sila Traction force
			sile u užetu of rope force	težine skidera of skidder weight	
	$Q$	$M_{uk}$	$H$	$G \sin \alpha$	$F_v$
%	kN	kNm	kN		
15	24,711	-10,628	3,440	10,843	-7,403
	37,945	-10,704	3,905		-6,938
	37,945	-11,213	4,136		-6,707
	29,155	-10,060	3,792		-7,051
30	24,711	-18,674	1,118	21,003	-19,886
	37,945	-18,389	2,379		-18,625
	47,059	-19,961	-0,247		-21,251
	15,961	-18,648	0,305		-20,698
	25,182	-18,532	1,533		-19,471
	29,155	-17,521	2,538		-18,465

U tablici 3 prikazani su izmjereni momenti te izračunate vrijednosti vučne sile za kretanje skidera niz nagibe od 15 % i 30 %. Težina praznoga skidera s mjernom opremom ( $G$ ) iznosi 73,094 kN te je izmjerena na ravnoj podlozi. Vučom tereta niz nagib javljaju se negativni zakretni momenti i vučne sile. Porast težine tereta unutar istoga nagiba terena nije značajno utjecao na promjenu vrijednosti zakretnoga momenta, ali je zabilježen blagi pad vučne sile. Povećanjem nagiba terena (30 % u odnosu na 15 %) značajno se smanjuju vrijednosti zakretnoga momenta i vučne sile. Negativna vrijednost usporedne sastavnice sile u užetu ( $-0,247$  kN) zabilježena je pri vuči najveće težine tereta (47,059 kN) niz nagib od 30 % zbog udaranja tereta u stražnju prihvatno-zaštitnu dasku skidera.

Marenče (2005) navodi da pri privlačenju drva skiderom niz nagib zakretni momenti ne služe za ostvarivanje vučne sile, već za kočenje vozila zbog djelovanja usporedne sastavnice težine skidera ( $G \sin \alpha$ ) koja »gura« vozilo prema dolje.

Ovisnost vučne sile ( $F_v$ ) o zakretnom momentu ( $M$ ) prikazana je na slici 6 uz potpunu združenost podataka.

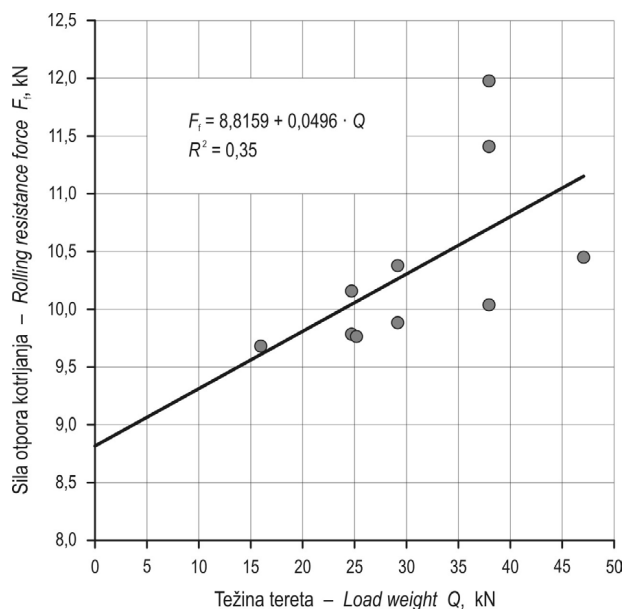
Na temelju izmjerenih momenata te određenoga dinamičkoga polumjera kotača izračunata je i obodna sila. Prije izračuna obodne sile treba spomenuti da je izračunata i sila otpora kotrljanja ( $F_f$ ) putem faktora kotrljanja ( $f$ ) prema izrazu 4. Faktor kotrljanja ( $f$ ) izračunat je pri kretanju praznoga skidera pomoću izmjerene adhezijske težine vozila, radijusa kotača i zakretnoga momenta ( $M$ ) na ravnoj podlozi



Slika 6. Krivulja kočenja  
Fig. 6 Braking curve

Tablica 4. Faktor kotrljanja  
Table 4 Rolling coefficient

Adhezijska težina Adhesive weight	Zakretni moment Torque	Radius kotača Wheel adius	Faktor otpora kotrljanja Rolling coefficient	Sila otpora kotrljanja Rolling resistance force
$G_a$	$M$	$r$	$f$	$F_f$
kN	kNm	m	-	kN
73,083	6,189	0,71	0,12	8,77
73,108	6,123		0,12	8,77
73,115	6,194		0,12	8,77
73,113	6,191		0,12	8,77



Slika 7. Odnos sile otpora kotrljanja o težini tereta  
Fig. 7 Dependence of rolling resistance force on load weight

(tablica 4). Odnos sile otpora kotrljanja i težine tereta je prikazan na slici 7 (Šušnjar 2005).

Za izračun obodne sile putem odnosa zakretnoga momenta ( $M$ ) i dinamičkoga polumjera kotača ( $r_d$ ) korištena je srednja vrijednost svih izmjerenih vrijednosti dinamičkih polumjera kotača (0,66 m). Izračunate vrijednosti obodne sile prikazane su u tablici 5.

Faktori bruto ( $\kappa$ ) i neto ( $\mu$ ) vuče su bezdimenzijske veličine koje služe za opis vučne značajke skidera. Brojni autori opisuju analitičke/poluempirijske izraze za faktore bruto i neto vuče te faktor otpora kotrljanja (Turnage 1972, Rowland 1972, Wismer i Luth 1973, Gee-Clough 1978, Brixius 1987, Ashmore i dr. 1987, Dwyer 1987, Maclaurin 1990, Vechinski i dr. 1993, Sharma i Pandley 1998, Suvinen 2002). Sa-

**Tablica 5.** Obodna sila  
**Table 5** Thrust force

Nagib Slope	Težina tereta Load weight	Zakretni moment Torque	Usporedna sastavnica težine skidera Horizontal component of skidder weight	Obodna sila Thrust force
	Q	$M_{uk}$	$G \sin \alpha$	$F_o$
%	kN	kNm	kN	kN
15	24,711	-10,628	10,843	-16,103
	37,945	-10,704		-16,218
	37,945	-11,213		-16,989
	29,155	-10,060		-15,242
30	24,711	-18,674	21,003	-28,294
	37,945	-18,389		-27,862
	47,059	-19,961		-30,245
	15,961	-18,648		-28,254
	25,182	-18,532		-28,079
	29,155	-17,521		-26,547

arilahti (2002b) navodi da su mjerenja vučnih značajki vozila na terenu dugotrajna i skupa te analizira čimbenike u brojnim računskim izrazima za faktor bruto vuče i faktor otpora kotrljanja i dolazi do ovih zaključaka:

- ⇒ porastom nosivosti tla smanjuje se faktor otpora kotrljanja, a faktor bruto vuče raste
- ⇒ porastom promjera i širine kotača smanjuje se faktor otpora kotrljanja, a faktor bruto vuče raste
- ⇒ porastom opterećenja i progiba gume raste faktor otpora kotrljanja, a faktor bruto vuče se smanjuje
- ⇒ porastom tlaka u gumama (do određene mjere i u određenim uvjetima tla) raste faktor otpora kotrljanja, a faktor bruto vuče se smanjuje.

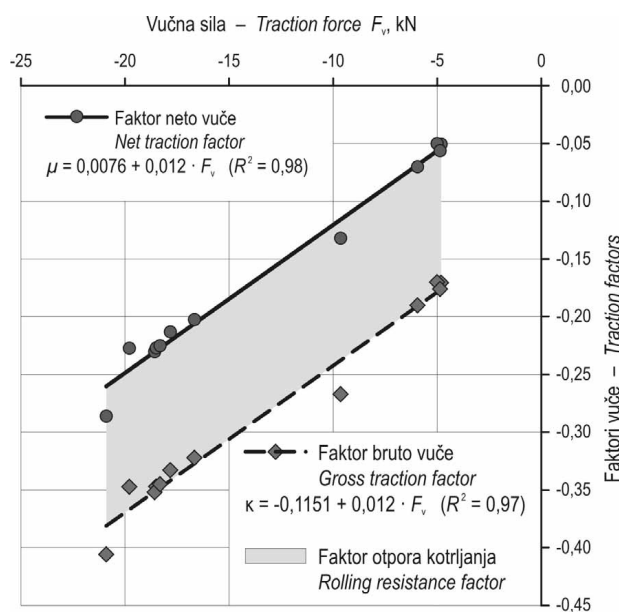
Zbog negativnih vrijednosti zakretnoga momenta obodne te vučne sile pri vuči drva skiderom niz nagib i vrijednosti faktora bruto i neto vuče su negativni (slika 8). Povećanjem nagiba terena pri privlačenju nizbrdo padaju faktori vuče s padom zakretnoga momenta.

Klizanje je kotača ( $\delta$ ) energijski gubitak koji ne ograničava vučnu, odnosno obodnu silu, već smanjuje brzinu kretanja vozila (Horvat 1993). Klizanje je kotača određeno na temelju broja okretaja kotača, dok je tzv. nulto klizanje određeno u vučnom pokusu kada se nije koristio sustav transmisije skidera,

već se skider vukao drugim vozilom. Broj okretaja kotača mjereno je na sva 4 kotača (PL, PD, SL, SD). Signal se promjene otpora traka s utičnice na rotoru prenosio preko prstena i grafitnih četkica na utičnice na kućištu kliznoga prijenosnika. Od četiriju kliznih prijenosnika prednji desni kotač (PD) i stražnji lijevi kotač (SL) imali su prsten podijeljen na 10 segmenata, dakle za jedan puni okret kotača bilježeno je 10 impulsa (tablica 6). Na prednjem lijevom kotaču (PL) i stražnjem desnom kotaču (SD) za jedan okret kotača bilježen je jedan impuls te su oni služili za kontrolu mjerenja PD i SL kotača skidera. Na osnovi broja okretaja petoga kotača i njegova opsega od 1,855 m izračunat je i ukupno prijeđen put.

Izražena je ovisnost klizanja i faktora bruto vuče (slika 9) preko krivulje klizanja kotača ( $\kappa - \delta$ ). Pri kretanju skidera niz nagib će se s malim porastom faktora bruto vuče i klizanje kotača postupno povećavati sve do granične vrijednosti od  $\kappa \approx -0,33$ , nakon čega klizanje kotača naglo raste s vrlo malim povećanjem faktora bruto vuče. Pri kretanju skidera uz nagib, s porastom faktora bruto vuče do granične vrijednosti od  $\kappa \approx 0,39$ , i klizanje kotača postupno i sporo raste (<10 %). S faktorom bruto vuče većim od 0,41 klizanje kotača naglo raste s vrlo malim povećanjem faktora bruto vuče, pa krivulja poprima gotovo okomit oblik na os x. Pri kretanju nizbrdo došlo je do ranijega prijelomnoga povećanja klizanja nego pri kretanju uzbrdo.

Na slici 10 prikazana je ovisnost vučne sile (sile kočenja) i klizanja kotača. Pri silama do 20 kN klizanje kotača se povećava do vrijednosti od 10 %, nakon



**Slika 8.** Ovisnost faktora vuče o vučnoj sili  
**Fig. 8** Dependence of gross traction factor on traction force



**Tablica 6.** Broj okretaja i klizanje kotača  
**Table 6** Number of wheel rounds and wheel slip

Nagib Slope	Težina tereta Load weight	Broj okretaja kotača Number of wheel rounds		Prijeđeni put Travelled path	Broj okretaja kotača po metru Number of wheel rounds per meter		Klizanje Slip
	Q	PD - FR	SL - RL	s	PD - FR	SL - RL	$\delta$
%	kN			m	okr/m		%
15	24,711	10,2	10,4	43,2	0,236	0,241	-1,8
	37,945	7,4	7,5	30,8	0,240	0,244	-0,3
	37,945	8,0	8,2	33,6	0,238	0,244	-0,6
	29,155	8,2	8,4	34,3	0,239	0,245	-0,3
30	24,711	7,2	6,9	30,61	0,235	0,225	-5,1
	37,945	6,8	6,2	27,64	0,246	0,224	-3,1
	47,059	6,4	6,3	26,90	0,238	0,234	-2,7
	15,961	6,2	6,3	28,01	0,221	0,225	-8,0
	25,182	6,3	6,4	28,01	0,225	0,228	-6,5
	29,155	6,4	6,6	28,20	0,227	0,234	-5,0

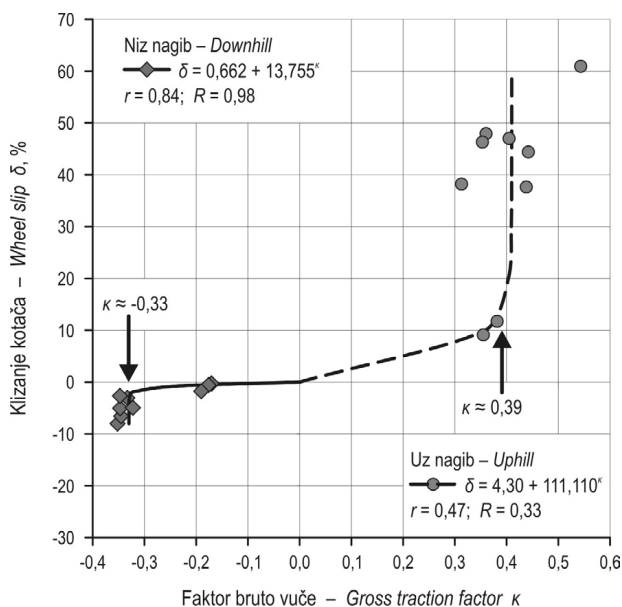
toga će se uz mali porast vučne (kočione) sile klizanje kotača naglo povećati sve do trenutka blokiranja kotača i potpunoga proklizavanja vozila.

Korisnost kotača ( $\eta_k$ ) izražava se odnosom vučne i obodne snage na kotaču. Pri klizanju kotača od 60 % korisnost kotača iznosi tek 0,3, dok pri klizanju kotača od 9 % korisnost kotača iznosi 0,6 (Šušnjar 2005). Pri kretanju vozila niz nagib najveća korisnost kotača od 0,7 postiže se pri najvećem zabilježenom klizanju od -8 % (slika 11). Razlog tomu je manjak pozitivne vučne sile i blokiranje kotača pri vožnji optereće-

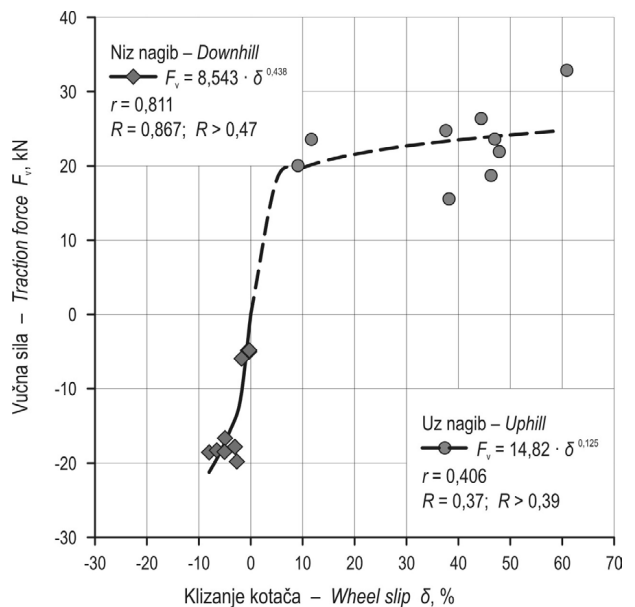
noga skidera niz nagib. Tijek ovisnosti pokazuje da je kod malih vrijednosti klizanja kotača i korisnost mala (slika 3).

#### 4. Zaključak – Conclusion

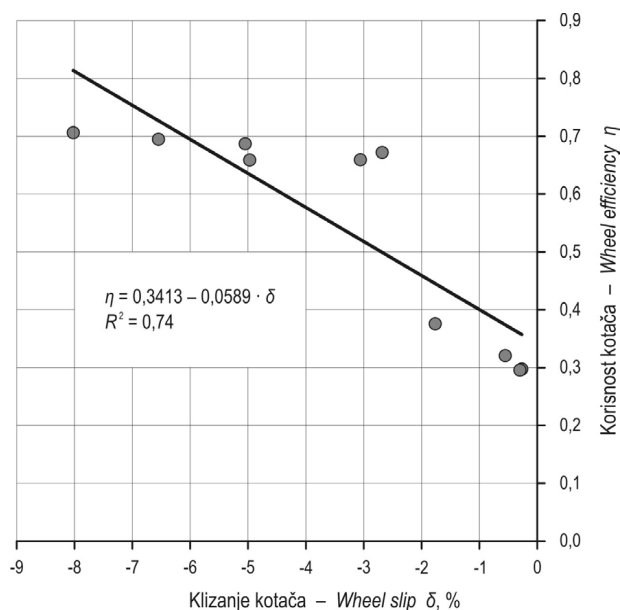
Pri kretanju vozila niz nagib ono je pod utjecajem usporedne sastavnice težine ( $G \sin \alpha$ ), adhezijske težine stroja ( $G_a$ ) te samoga nagiba pa dolazi do ostvarenja negativne vučne sile odnosno do javljanja sile kočenja.



**Slika 9.** Krivulja klizanja kotača  
**Fig. 9** Wheel slip curve



**Slika 10.** Ovisnost vučne (kočione) sile i klizanja kotača  
**Fig. 10** Dependence of traction (braking) force and wheel slip



**Slika 11.** Ovisnost korisnosti kotača o klizanju  
**Fig. 11** Dependence of wheel efficiency on slip

Pri kretanju vozila niz nagib od 15 % glavina je opterećenja na stražnjem mostu vozila, dok s povećanjem nagiba do 30 % raste opterećenje na prednjem mostu vozila.

Okomita sastavnica sile u užetu je uvijek veća od usporedne sastavnice sile u užetu koja je čak u jednom slučaju imala i negativan predznak zbog same činjenice da je tada teret gurao skider niz teren. Kada teret gura vozilo niz nagib, zbog stalnih udaraca tereta u zadnju prihvatno-zaštitnu dasku skidera, može se zaključiti da će za neko vrijeme nastupiti zamor materijala i da će doći do prijevremenoga oštećenja vozila, odnosno do skraćivanja normalnoga vremena uporabe skidera. Okomita sastavnica sile u užetu ( $V$ ) uvijek je veća od usporedne sastavnice sile u užetu ( $H$ ). Faktori bruto i neto vuče su negativnoga predznaka jer nije ostvarena pozitivna vučna sila. Klizanje je kotača također negativno s tim da su manje vrijednosti klizanja s povećanjem mase tereta. Pri kretanju vozila niz nagibe od 15 i 30 % ne ostvaruje se pozitivna vučna sila, već motor stalno koči.

Pri privlačenju drva niz nagib najvažnije je izbjegavanje blokiranja kotača, što dovodi do potpunoga proklizavanja vozila, o čemu vozač mora stalno voditi računa. Zbog takvih uvjeta rada potrebno je još dodatno istražiti njihovo djelovanje na psiho-fizičko stanje vozača te koliko se tijekom vremena smanjuje tehnička ispravnost vozila zbog stalnoga kočenja motora i zbog toga što teret gura vozilo. Također je potrebno detaljnije istražiti prijelomne kutove nagiba

terena ( $\alpha$ ), a s tim u svezi i korigirati općeprihvaćeno područje graničnih nagiba rada skidera pri privlačenju drva uz nagib i niz njega.

## 6. Literatura – References

- Ashmore, C., C. Burt, J. Turner, 1987: An empirical equation for predicting tractive performance of log-skidders tires. *Transaction of the ASAE*, 30(5): 1231–1236.
- Bojanin, S., A. Krpan, J. Beber, 1988: Komparativno istraživanje privlačenja drva zglobnim traktorima u jelovim prebornim sastojinama sa sekundarnim otvaranjem i bez sekundarnog otvaranja. *Mehanizacija šumarstva*, 13(1–2): 3–13.
- Brixius, W. W., 1987: Traction prediction equations for bias ply tires. *ASAE Paper No 87-1622*: 31p.
- Dwyer, M. J., 1987: Tractive performance of a wide, low-pressure tire compared with conventional tractor drive tires. *Journal of Terramechanics*, 24(3): 227–234.
- Eichrodt, A. W., 2003: Development of a spatial trafficability evaluation system. *Dissertation, ETH, Zürich, Switzerland*, str. 1–165.
- Gee-Clough, D., 1978: A comparison of the mobility number and Bekker approaches to traction mechanics and recent advances in both methods at the N.I.A.E. *Proceedings of the 6th international conference of ISTVS*, August 22–25, 1978, Vienna, Austria, II: 735–756.
- Hassan, A. E., M. L. Gustafson, 1983: Factors Affecting Tree Skidding Forces. *Transaction of the ASAE*, 26(1): 47–53.
- Horvat, D., 1987: Skidder Wheel Torque Measuring. *Proceedings of 9th ISTVS International Conference, Barcelona, Vol II*: 531–541.
- Horvat, D., 1993: Prilog proučavanju prohodnosti vozila na šumskome tlu. *Disertacija. Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb*, str. 1–234.
- Horvat, D., R. Spinelli, M. Šušnjarić, 2005: Resistance Coefficients on Ground-based Winching of Timber. *Croatian Journal of Forest Engineering*, 26(1): 3–11.
- Inoue, M., T. Tsujii, 2003: Management, technology and system design of mechanized forestry in Japan. *Textbook of forestry mechanization technology, Forestry Mechanization Society, Akasaka, Minato-ku, Tokyo, Japan, Forestry Machine Series*, 92: 1–122.
- Kühmaier, M., K. Stampfer, 2010: Development of a Multi-Attribute Spatial Decision Support System in Selecting Timber Harvesting Systems. *Croatian Journal of Forest Engineering*, 32(2): 75–88.
- Luibello, D., 2008: A rule based SDSS for integrated forest harvesting planning. *Dissertation, Università degli studi di Padova, Padova, Italia*, 1–213.
- Maclaurin, E. B., 1990: The use of mobility numbers to describe the in-field tractive performance of pneumatic tyres. *Proceedings of the 10th International ISTVS Conference, Kobe, Japan, August 20–24, 1990*, I: 177–186.

- Marenče, J., 2005: Spreminjanje tehnički parametrov traktorja pri vlačanju lesa – kriterij pri izbiri delovnega sredstva. Disertacija, Biotehniška fakulteta Univerze u Ljubljani, Slovenija, str. 1–271.
- Poršinsky, T., 2005: Djelotvornost i ekološka pogodnost forvardera Timberjack 1710 pri izvoženju oblovine iz nizinskih šuma Hrvatske. Disertacija, Šumarski fakultet Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, str. 1–170.
- Rowland, D., 1972: Tracked vehicle ground pressure and its effect on soft ground performance. Proceedings of the 4th ISTVS Conference, Stockholm-Kiruna, April 24–28, 1972, I: 353–384.
- Saarilahti, M., 2002a: Dynamic Terrain Classification – Modeling of the Seasonal Variation of the Trafficability on Forest Sites. Soil interaction model. Appendix Report, 1: 1–22.
- Saarilahti, M., 2002b: Evaluation of the WES Method in Assessing the Trafficability of Terrain and the Mobility of Forest Tractors – part 2: Comparison of different WES models. Soil interaction model, Appendix Report, 3: 1–28.
- Sever, S., 1980: Istraživanje nekih eksploatacijskih parametara traktora kod privlačenja drva. Disertacija, Šumarski fakultet Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, 1–301.
- Sharma, K. A., K. P. Pandey, 1998: Traction data analysis in reference to a unique zero condition. Journal of Terramechanics, 35(3): 179–188.
- Suvinen, A., 2002: Terrain mobility model and determination of optimal off-road route. Department of forest resource management, University of Helsinki, Finland, Publications, 30: 1–33.
- Šušnjar, M., 2005: Istraživanje međusobne ovisnosti značajki tla traktorske vlake i vučne značajke skidera. Disertacija, Šumarski fakultet Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, str. 1–146.
- Vechinski, C. R., E. E. Johnson, R. L. Raper, 1993: Evaluation of an empirical traction equation for forestry tires. Proceedings of the 11th International ISTVS Conference, Lake Tahoe, Nevada, USA, September 27–30, 1993, I: 265–273.
- Tomašić, Ž., 1994: Najveći uzdužni nagib traktorskih prometnica u svezi s projektiranjem i načinom njihove izgradnje te svojstvima traktora za privlačenje drva. Magistarski rad, Šumarski fakultet Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, str. 1–119.
- Tomašić, Ž., D. Horvat, M. Šušnjar, 2007: Raspodjela opterećenja kotača skidera pri privlačenju drva. Nova mehanizacija šumarstva, 28(2007): 27–36.
- Turnage, G. W., 1972: Using dimensionless prediction terms to describe off-road wheel vehicle performance. American Society of Agricultural Engineers, St. Joseph, MI, USA., ASAE Paper No. 72–634.
- Wismer, R. D., H. J. Luth, 1973: Off-road traction prediction for wheeled vehicles. Transaction ASAE, 17(1): 8–10, 14.
- Wong, J. Y., 2001: Theory of Ground Vehicles. Third Edition, John Wiley and sons, inc., Ottawa, Canada, str. 18–43.

---

## Abstract

---

### Skidder Traction Performance in Downhill Timber Extraction

Vehicle movement in forestry is described by: 1) the basic dimensional features of the vehicle, 2) the ability to overcome obstacles during movement, 3) traction performance, and 4) environmental suitability. Traction performance depends on the ground conditions (soil bearing capacity) and the total effect of all forces on the vehicle. In this article, skidder traction performance is described with gross ( $\kappa$ ) and net ( $\mu$ ) traction factors, wheel slip ( $\delta$ ) and wheel efficiency ( $\eta$ ) in downhill timber skidding in order to create a gradeability model for skidders in terms of wood harvesting. In downhill skidding (slope of 15 % and 30 %), the skidder is under great influence of parallel force component ( $G \sin \alpha$ ), adhesion weight ( $G_a$ ) and slope, which combined resulted in a negative traction force ( $F_v$ ). Along with the negative traction force, torque ( $M$ ) and thrust force ( $F_s$ ) were also negative. The vertical component of the rope force ( $V$ ) was always greater than the horizontal component of the rope force ( $H$ ). If the horizontal component of the rope force is equal to zero ( $H = 0$ ), i.e. the moment when the weight of the load ( $Q \sin \alpha$ ) and resistance to traction are in equilibrium, the slope angle  $\alpha$ , shown in Figure 1, is a function of load mass distribution factor ( $k$ ) and skidding factor ( $\mu_p$ ). This is a »turning point« because the loads start to push the vehicle down the slope, which results in a negative horizontal component of the rope force ( $H = -0.247$  kN). The load mass distribution factor ranged from 0.31 to 0.58. The factors of gross and net traction were also negative because positive traction force could not be achieved. The net traction factor ( $\mu$ ) ranged from  $-0.15$  to  $-0.29$ , and gross traction factor ranged from  $-0.17$  to  $-0.41$ . The wheel slip was also negative, but lower in value when load mass was increased. The wheel efficiency ranged from 0.30 to 0.71. In downhill skidding (on slopes of 15 and 30 %) there is no positive traction force because of the constantly present engine braking ( $F_o=0$ ), and this is the second »breaking point« (crit-

ical slope). The slope angle  $\alpha$  (as shown in Figure 1) is now a function of many factors:

$$F_o + G \sin \alpha = G_a \cdot f + H$$

$$G \sin \alpha = (G \cos \alpha + V)f - Q \sin \alpha + (1 - k) \cdot Q \cdot \mu_p \cos \alpha$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{G \cdot f + Q \cdot k \cdot f + (1 - k) \cdot Q \cdot \mu_p}{G + Q}$$

$$\alpha = f(G, f, Q, k, \mu_p)$$

In downhill skidding, the most important is to avoid blocking of the wheels, which would lead to a complete vehicle slippage. The driver must be constantly aware of that fact. When the load pushes the vehicle down the slope, due to the constant thrust of timber at the back end of the skidder, it can be concluded that, in a due time, such performance will result in fatigue of the material and premature damage to the vehicle. It is necessary to additionally explore the effect of downhill timber skidding on the psychophysical state of the driver, and establish how technical soundness of the vehicle is reduced, over time, due to engine braking and pushing of the vehicle by the load. Due to a generally accepted fact that skidders should operate in uphill motion up to 30 % and in downhill motion up to 45 % of terrain slope, further studies should be done.

*Keywords: skidder, traction performance, slip curve, braking force, downhill skidding.*

---

Adresa autorâ – Authors' addresses:

Doc. dr. sc. Marijan Šušnjar

e-pošta: susnjar@sumfak.hr

Andreja Bosner, dipl. inž.

e-pošta: bosner@sumfak.hr

Izv. prof. dr. sc. Tomislav Poršinsky

e-pošta: porsinsky@sumfak.hr

Zavod za šumarske tehnike i tehnologije  
Šumarski fakultet Sveučilišta u Zagrebu

Svetošimunska 25

HR-10 000 Zagreb