

# Istraživanja nekih eksploatacijskih parametara traktora pri privlačenju drva

---

**Sever, Stanislav**

*Source / Izvornik:* **Glasnik za šumske pokuse: Annales pro experimentis foresticis, 1984, 22, 183 - 303**

**Journal article, Published version**

**Rad u časopisu, Objavljena verzija rada (izdavačev PDF)**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:108:191352>

*Rights / Prava:* [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-10-21**



*Repository / Repozitorij:*

[University of Zagreb Faculty of Forestry and Wood Technology](#)



STANISLAV SEVER

## ISTRAŽIVANJA NEKIH EKSPLOATACIJSKIH PARAMETARA TRAKTORA PRI PRIVLAČENJU DRVA\*

### INVESTIGATIONS OF SOME TRACTOR'S EXPLOITATION PARAMETERS AT WOOD SKIDDING \*

U radu su prikazane sadašnje spoznaje o promjenljivosti tehničko-eksploatacijskih parametara pri privlačenju drva. Autor pristupa analizi sila pri privlačenju drva uz istovremeno ispitivanje zglobnog traktora kojim je obavljeno privlačenje. Pokusima su uz pomoć posebnih mjernih uređaja utvrđeni zakretni moment i klizanje na pogonjenim kotačima, horizontalna i vertikalna komponenta vučnog otpora itd. Promjene tih i mnogih drugih tehničkih parametara istražene su za privlačenje stabala, debala, duge oblovine i sortimenata, pri različitoj orijentaciji vučenog drva i težini tereta, visini podignutog kraja, brzini, broju istovremeno vučenih komada, karakteristikama tla itd. Poblježe je ispitan utjecaj tla na kome se obavljalo privlačenje. Istraživane su i morfološke karakteristike traktora u eksploataciji šuma.

**Ključne riječi:** eksploatacija šuma — privlačenje — zglobni traktor — adaptirani poljoprivredni traktor — koeficijent vuče — korisnost kotača i traktora — koeficijent privlačenja — koeficijent otpora — sile u vučnom užetu — morfologija traktora u eksploataciji šuma.

#### POPIS OZNAKA — LIST OF SYMBOLS

##### Geometrijske veličine — Geometrical parameters

- |                      |  |
|----------------------|--|
| <i>l</i>             | Razmak osovina traktora, duljina drva — Tractor axel distance, timber length                                   |
| <i>l<sub>1</sub></i> | Razmak težišta traktora od prednjeg mosta traktora — Distance between tractor center of gravity and front axle |
| <i>l<sub>2</sub></i> | Razmak težišta traktora od stražnjeg mosta traktora — Distance between tractor center of gravity and rear axle |

\* Rad je primljen za tisak 1980—10—06 — The article was received for publishing on 6th October, 1980.

|                                 |  |
|---------------------------------|--|
| $l_V$                           | Horizontalni razmak hvatišta tereta od stražnjeg mosta traktora tijekom privlačenja — Horizontal distance between point of application of load and tractor rear axle during skidding |
| $h_H$                           | Vertikalni razmak hvatišta tereta od tla — Vertical distance between point of application of load and ground   |
| $B$                             | Okvirna širina traktora — Maximum over-all width of tractor  |
| $L$                             | Okvirna duljina traktora — Maximum over-all length of tractor  |
| $H$                             | Maksimalna visina traktora — Maximum height of tractor   |
| $r_d$                           | Dinamički polumjer kotača traktora — Dynamic radius of tractor   |
| $r$                             | Teoretski polumjer kotača traktora — Theoretical radius of tractor wheel   |
| $r_k$                           | Kinematički polumjer kotača traktora — Kinematic radius of tractor wheel   |
| $r_{pred}$                      | Polumjer prednjeg kotača traktora — Front tractor wheel radius   |
| $r_{str}$                       | Polumjer stražnjeg kotača traktora — Rear tractor wheel radius   |
| $\lambda_r$                     | Omjer polumjera prednjeg i stražnjeg kotača — Radius ratio of front and rear wheels  |
| $R_s$                           | Polumjer okretanja standardnog traktora — Turning radius of standard tractor   |
| $R_a$                           | Polumjer okretanja zglobnog traktora — Turning radius of articulated tractor (frame steered skidder)   |
| $e_k$                           | Dubina penetriranja konusnog penetrometra — Penetration depth of cone-penetrometer   |
| $A_{im}$                        | Imaginarna tlocrtna površina traktora — Imaginary top view area of tractor   |
| $\alpha, \beta, \gamma, \theta$ | Kut nagiba terena, vučnog užeta i dr. — Angle of inclination of ground, angle of inclination of choker line etc  |
| $s$                             | Put privlačenja — Skidding distance  |
| $d_{1.1}$                       | Prsni promjer — Diameter at breast height (DBH)  |
| $d$                             | Promjer drva — Timber diameter   |
| $e$                             | Širina traga — Width of track  |

#### Vremenske veličine — Time parameters

|          |   |
|----------|---|
| $n$      | Broj okretaja kotača traktora, motora i dr.; indeksi: p — prednji, s — stražnji — Tractor wheel revolutions, engine revolutions etc; indexes: p — front, s — rear |
| $\omega$ | Kutna brzina kotača, zgloba pri okretanju i dr. — Angular velocity of wheel, of joint at turning etc  |
| $v$      | Linearna brzina traktora — Linear speed of tractor  |
| $i$      | Prijenosni odnos elemenata traktora — Ratio of tractor elements   |
| $t$      | Vrijeme privlačenja (trajanja pokusa) — Skidding time (Experiment duration)   |

Veličine mase — Parameters of mass

|       |  |
|-------|--|
| $m$   | Masa traktora — Tractor mass                         |
| $g_s$ | Specifična masa traktora — Specific mass of tractor  |
| $w_r$ | Relativna vlaga tla — Relative soil moisture content |

Veličine sila — Forces parameters

|                |  |
|----------------|--|
| $F_H$          | Horizontalni otpor vuče; horizontalna komponenta vučne sile — Horizontal tractive resistance; horizontal component of tractive force   |
| $F_V$          | Vertikalna komponenta vučnog otpora — Vertical component of tractive resistance  |
| $F_t$          | Otpor vuče drva — Resistance at wood skidding  |
| $F_N$          | Normalno opterećenje drva na tlo s jednim podignutim krajem — Vertical loading on ground with timber one end suspended   |
| $F_l$          | Sila otpora kotrljanja — Rolling resistance force  |
| $F_o$          | Obodna (tangencijalna) sila kotača traktora — Peripheral (tangential) force of tractor wheel   |
| $F$            | Rezultantna sila u vučnom užetu; sila utiskivanja penetrometra itd. — Resultant force at choker line; penetration force etc  |
| $F_s$          | Otpor trenja mirovanja pri vuči drva — Resistance of rest friction at wood skidding  |
| $Q$            | Težina vučenog tereta — Skidding load weight   |
| $Q_1$          | Dio tereta koji se prenese na traktor — Part of vertical load transfer on tractor, $k \cdot Q$   |
| $Q_2$          | Dio tereta koji se prenese na tlo — Part of vertical load transfer on ground   |
| $G_{adh}$      | Adhezijsko opterećenje traktora — Adhesive loading of tractor  |
| $G$            | Težina traktora bez tereta — Tractor weight without load   |
| $G_1$          | Dio težine traktora na prednjem mostu — Part of tractor weight at front axle   |
| $G_2$          | Dio težine traktora na stražnjem mostu — Part of weight at rear axle   |
| $G_1^d, G_2^d$ | Dinamičko opterećenje mostova — Dynamic loading of axles   |
| $M$            | Okretni moment kotača traktora; indeksi: PL prednji lijevi, PD prednji desni, SL stražnji lijevi, SD stražnji desni — Torque of tractor wheel; indexes: PL front left, PD front right, SL rear left, SD rear right |
| $M_l$          | Okretni moment za savladavanje otpora kotrljanja. — Torque for overcoming rolling resistance   |
| $M_H$          | Okretni moment za savladavanje horizontalnog vučnog otpora. — Torque for overcoming the horizontal tractive resistance   |
| $M_o$          | Okretni moment kotača (ukupni) — Torque of wheels (total)  |

|               |   |
|---------------|---|
| $\mu_t$       | Koeficijent trenja pri vuči drva po tlu — Friction coefficient at ground wood skidding  |
| $\mu_p$       | Koeficijent trenja pri vuči drva s jednim podignutim krajem — Friction coefficient at wood skidding with one end suspended  |
| $k$           | Koeficijent raspodjele opterećenja vučenog tereta — Coefficient of loading ratio of skidding load   |
| $k_v$         | Koeficijent privlačenja — Skidding coefficient  |
| $k_t$         | Transportni koeficijent — Transport coefficient   |
| $k$           | Bruto koeficijent privlačenja — Gross skidding coefficient  |
| $\kappa$      | Koeficijent vuče — Tractive coefficient   |
| $f$           | Otpor kotrljanja — Rolling resistance   |
| $\delta$      | Klizanje — Slip   |
| $\varepsilon$ | Iskorištenje horizontalne komponente vučnog otpora — Efficiency of horizontal component of tractive resistance $\varepsilon = F_V/F_H$ ( $= \operatorname{tga}$ ) |
| $\varphi$     | Koeficijent iskorištenja opterećenja tereta — Coefficient of efficiency of loading load $\varphi = F_V/Q$   |
| $\varphi'$    | Koeficijent uzdužne stabilnosti traktora — Coefficient of longitudinal stability of tractor $\varphi' = 1/G_I \cdot l (F_V \cdot l_V + F_H \cdot l_H)$            |
| $p$           | Tlak — Pressure   |
| $p_{im}$      | Specifični imaginarni tlak traktora — Specific imaginary pressure of tractor  |
| $g$           | Težno ubrzanje — Gravity acceleration   |

#### Energijske veličine — Energy parameters

|               |   |
|---------------|---|
| $P$           | Snaga pogonskog motora traktora — Tractor engine power  |
| $P_e$         | Efektivna snaga motora — Effective power of engine  |
| $P_H$         | Vučna snaga — Tractive power  |
| $P_o$         | Snaga na obodu kotača — Periphery wheel power   |
| $P_m$         | Gubici snage transmisije — Transmission power losses  |
| $P_{hp}$      | Snaga za pogon hidrauličkih i pneumatskih uređaja — Hydraulic and pneumatic devices driving power |
| $P_f$         | Snaga potrebna za savladavanje otpora kotrljanja — Rolling resistance overcome power              |
| $P_\delta$    | Snaga gubitaka na klizanje — Slip power losses  |
| $P_u$         | Snaga za savladavanje otpora uspona — Uphill overcome power                                       |
| $\eta$        | Stupanj korisnosti traktora — Efficiency of tractor   |
| $\eta_f$      | Stupanj korisnosti otpora kotrljanja — Efficiency of rolling resistance                           |
| $\eta_\delta$ | Stupanj korisnosti klizanja — Slip efficiency   |
| $\eta_k$      | Stupanj korisnosti kotača — Wheel efficiency  |

|                |  |
|----------------|--|
| $\eta_m$       | Stupanj korisnosti mehaničkih gubitaka traktora — Efficiency of tractor mechanical losses                              |
| $\eta_{trans}$ | Stupanj korisnosti transmisije traktora — Efficiency of tractor transmission losses                                    |
| $\eta_{hp}$    | Stupanj korisnosti hidrauličkih i pneumatskih gubitaka traktora — Efficiency of tractor hydraulic and pneumatic losses |

Statističke veličine, konstante, oznake — Statistical parameters, constants, symbols

|       |   |
|-------|---|
| $M_x$ | Aritmetička sredina — Arithmetic mean   |
| $s_x$ | Standardna greška od $x$ — Standard error of $x$                              |
| $R$   | Indeks korelacije — Correlation index   |
| $r$   | Koeficijent korelacije — Correlation coefficient                              |
| $c$   | Konstanta mjernih pretvornika — Measurement transducers constant              |
| »D«   | Deblji kraj naprijed — Butt end foremost                                      |
| »T«   | Tanji kraj naprijed — Top end foremost  |
| $T$   | Težište traktora, površina i dr. — Center of gravity of tractor, of area etc. |
| $S$   | Zglob traktora — Tractor joint  |

Ostale oznake u tekstu ili na slikama — Other symbols as defined in the text or on fig.

## 1. UVOD — INTRODUCTION

### 1.1. Eksploatacija šuma — Logging

U istraživanjima eksploatacije šuma sve više susrećemo tzv. sustavnu analizu, koja nam omogućuje razumijevanje kako ove čitave djelatnosti šumarstva, tako i upoznavanje s pojedinim njezinim podsistemima, te veza između istih. Za provedbu takve analize Höfle (1974) je izradio sustavni model eksploatacije šuma, prikazujući ju unutar šumarstva kao privredne grane i nadsustava okoliša, čiji je sastavni dio.

Istraživanje čitavog sustava eksploatacije šuma postaje uspješno zahvaljujući novim područjima znanosti kao što su studij vremena i rada, ergonomija, kompjuterska simulacija te posebno eksperimentalni rad na istraživanju efekta različitih načina privlačenja drva (Höfle, 1974).

Mnogi autori sustav eksploatacije šuma dalje razmatraju kao zbroj djelovanja mnogih komponenata, od kojih su bitne: sječa i izrada, izvlačenje, utovar i transport drvene mase (Conway, 1976). Isti autor u rad na eksploataciji šuma ubraja skup djelovanja koji čine sustav čovjek — stroj, te razmatra niz komponenata pri dobivanju drva.

Ugrenović i Benić (1957) pod iskorišćivanjem šuma definiraju sam rad, kojim čovjek nastoji da iskoristi materijalna dobra šume, a pod eksploatacijom šuma razumijevaju rad, koji obuhvaća prvu i drugu fazu iskorišćivanja, tj. izrađivanje i iznošenje drva, uključujući i prethodne radove. U šumarskoj stručnoj terminologiji eksploatacija je sinonim za gospodarenje, dakle za potpuno pravilno i ekonomsko postupanje.

Slično u potpunoj mehanizaciji eksploatacije šuma razni autori vide više bitnih faza. Tako Krivec (1979) izdvaja sječu i izradu, privlačenje, prijevoz i doradu drvene mase.

Dok su faze sječe i izrade kao i prijevoza sa utovarom i istovarom gotovo potpuno mehanizirane, privlačenje drva je tek dijelom mehanizirano i predstavlja najskuplju fazu u eksploataciji šuma. Zbog toga ono ostaje i nadalje izuzetnim predmetom istraživanja.

## 1.2. Definicija privlačenja drva — Definition of wood skidding

U definiranju tzv. druge faze eksploatacije šuma, različiti autori se donekle razlikuju u njezinom definiranju i smještaju unutar cjelokupnog transporta drvene mase od panja do mjesta prerade.

Ugrenović i Benić, 1957, Benić, 1963 drugu fazu u eksploataciji šuma zovu iznošenje i dijele ju u dvije podfaze: izvlačenje i transport. Jednako ovu fazu dijeli i Hafner (1964) i niz drugih autora. Pritom Hafner navodi da se oblo drvo izvlači na slijedeće načine: izvlačenje cijelih stabala s krošnjom, izvlačenje debala i izvlačenje sortimenata.

Pojam izvlačenje odnosi se na micanje izrađenih sortimenata ili cijelih debala, dijelova debala (duge oblovine) a ponegdje i stabala s krošnjama od mjesta izrade (od panja) do pomoćnog stovarišta (Bojanin, 1974).

Primarni transport je prema Conway-u (1976) primicanje drva od panja do mjesta utovara. On ga dalje dijeli na privlačenja (skidding), pod kojim podrazumijeva djelomičnu ili cjelokupnu vuču drvene mase po tlu, te vuču žičarom (yarding), kod čega razlikuje podvarijantu vuče dijela tereta po tlu (cable skidding). Isti autor navodi i korišćenje helikoptera i balona pri iznošenju drva. Pritom slaganje (uhrpavanje) smatra važnim elementom privlačenja. Ono se izvodi ručno ili mehanizirano. Ovo posljednje je posebno došlo do izražaja kod nas pri primjeni tehnologije izrade višemetarskog drva, tj. drva u dimenzijama većih dužina, tzv. industrijskog drva.

U privlačenju Conway (1976) razlikuje i način koji naziva izvoženje (forwarding, prehauling), koje se koristi pri radu sa sortimentima i njihovog izvoženja prikolicama ili poluprikolicama raznih tipova. Dalji transport autor naziva prijevozom kamionima, željeznicom ili vodenim tokovima.

Lovrić (1976) definira sakupljanje ili sabiranje kao prijenos drva od panja do sabirnog stovarišta. Ono se odvija po besputnom terenu. Prijenos, odnosno vuča je dio transporta od sabirnog do pomoćnog stovarišta.

Obavlja se rubovima sastojine, prosjekama i traktorskim putovima (vlakama). Ovo zapravo predstavlja izvlačenje. Prijevoz je dalji transport drva od pomoćnog do glavnog stovarišta.

I šumski transportni sustavi (prometnice) dijele se u dvije kategorije; na transportni sustav privlačenja i na transportni sustav prijevoza, a međusobno se razlikuju u načinu i nivou izgradnje. Kod transportnih sustava privlačenja, prijenos drvene mase se odvija na besputnom terenu, zatim po šumskim putovima niže kategorije, odnosno traktorskim putovima ili šumskim vlakama (traktorskim stazama) (Lovrić, 1979).

Razmatrajući sve navedeno, možemo zaključiti da je privlačenje mica-  
nje drva od mjesta sječe do sabirnog stovarišta i dalje do pomoćnog stovarišta, gdje započinje utovar drvene mase u vozila kojima se vrši prijevoz. Prema načinu primjenjene tehnologije, kako je rečeno, privlače se (izvlače) cijela stabla, debla, duga oblovinna ili sortimenti, a vuča se obavlja potpuno po tlu; zatim, prednji dio se podigne ili se drvena masa izvozi ili se iznosi.

### 1.3. Načini privlačenja — Skidding methods

Autori pristupaju podjeli sredstava za privlačenje na različite načine. Treba naglasiti da su sve podjele relativno kratkog vijeka, jer su nova saznanja i stvaranje novih specijalnih sredstava za privlačenje svakodnevna.

Zbog specifičnosti tehnološkog procesa privlačenja nije napredak sredstava tražen u povećanju snage pogonskog motora, već u drugim rješenjima, koja su i dovela do specijalnih vozila.

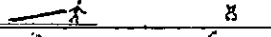

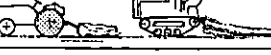
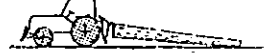





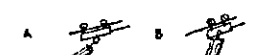

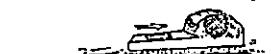

Jandel (1972) također dijeli traktore u šumarstvu na univerzalne s kotačima, gusjeničare i polugusjeničare s dodatnim uređajima (vitlo, sigurnosna kabina i dr.), te specijalne šumske traktore za privlačenje drva (zglobni i drugi traktori opremljeni za rad na izvlačenju drva).

Razvoj primjene traktora u šumarstvu može se promatrati u nekoliko etapa. Prvu generaciju čine uređaji uzeti iz velikoserijske poljoprivredne mehanizacije. Drugu generaciju tvore uređaji prilagođeni za primjenu u tehnološkim procesima šumarstva, dok treća generacija strojeva nastaje stvaranjem strogo specijaliziranih priključaka, isključivo namijenjenih za rad u šumi (Sever, 1979).

Sva tri razvojna puta smo prošli i pri stvaranju sredstava za mehaniziranje radova na privlačenju drva. U periodu zamjene životinjske sprege prihvatili smo traktor kao vučno oruđe te smo na isti način kao i sa zapregom vukli oblovinu po tlu. Tek neznatne preinake se pojavljuju na takvim traktorima. Dodavanjem vitla, prednje daske, sigurnosne kabine i drugih sklopova, takav traktor prestaje biti univerzalni; to je sada šumski traktor za privlačenje drva. Iza ove faze slijedi prije opisana faza stvaranja strogo specijaliziranog vučnog stroja namijenjenog samo za privlačenje drva, u koje spadaju zglobni traktori, forvarderi i dr.

Na slici 1 dan je shematski pregled nekih uobičajenih sredstava za privlačenje drva u šumarstvu svijeta (Abeels, 1971; Igrčić, 1978; Lovrić i Benić, 1952; Sever I. i S., 1966; Tomanić, 1974; Benić, 1950 i dr.).



| SREDSTVO - DEVICE  | ŠEMATSKI PRIKAZ -<br>SCHEMATIC REVIEW   | NAČIN RADA -<br>OPERATIONAL MODE   |
|--|---|--|
| <b>RUČNO I SA ŽIVOTINJSKOM SPREGOM - MANUALLY AND WITH ANIMAL YOKE</b>   |   |  |
| RUČNO - MANUALLY   |    | • SAKUPLJANJE -<br>HAUL BUNCHING   |
| ŽIVOTINJSKA SPREGA -<br>ANIMAL YOKE  |    | • VOŽA SKLTIŠENATA PD TLU -<br>GROUND SKIDDING BY LIMBED<br>• IZVOŽENJE PREGIBANJE DRVA -<br>TRANSPORTATION BY CANTWOOD  |
| <b>STANDARDNI TRAKTOR IZ VELIKE SERIJE - MASS PRODUCTION STANDARD TRACTOR</b>  |   |  |
| TRAKTOR S KOTAČIMA IJ GUSIENIČAR IZ VELIKE SERIJE BEZ DOGRADNJE - MASS PRODUCTION WHEELED OR TRACED TRACTOR UNADAPTED                                  |    | • VOŽA PD TLU -<br>GROUND SKIDDING   |
| ADAPTIRANI STANDARDNI TRAKTOR, DOGRADNJA VITLA, OŠKE, SIGURNOSNE KABINE I.T.D. - ADAPTED STANDARD TRACTOR, REBUILDING OF WINCH, BLADE, SAFETY CAB ETC. |    | • VOŽA S JEDNIM PODIGNUTIM KRAJEM -<br>HAUL OR TOP END SUSPENDED   |
| <b>SPECIJALNA VOZILA ZA PRIVLAČENJE - SPECIAL VEHICLES FOR SKIDDING</b>  |   |  |
| ZGLOBNI TRAKTOR - SKIDDER  |    | • VOŽA VITLON PD TLU -<br>WINCH GROUND SKIDDING<br>• VOŽA S JEDNIM PODIGNUTIM KRAJEM - ONE END LIFTED SKIDDING   |
| TRAKTOR GUSIENIČAR ZA PRIVLAČENJE - SKIDDING TRACED TRACTOR  |    | • PRIVLAČENJE VITLON OD PAMU DO TRAKTORA -<br>WINCH GROUND SKIDDING FROM STUMP TO TRACTOR<br>• VOŽA PD TLU S JEDNIM PODIGNUTIM KRAJEM -<br>GROUND SKIDDING WITH ONE END SUSPENDED                            |
| FORWARDER - FORWARDER  |    | • IZVOŽENJE SORTIRANATA -<br>FORWARDING OF SORTMENTS   |
| GRAPPLE SKIDDER  |    | • VOŽA PD TLU S JEDNIM PODIGNUTIM KRAJEM -<br>GROUND SKIDDING WITH ONE END SUSPENDED<br>• TRAKTOR PRLAZI PAMU -<br>TRACTOR APPROACHES STUMP  |
| CLAN BUNK SKIDDER  |  | • VOŽA PD TLU S JEDNIM PODIGNUTIM KRAJEM, TRAKTOR PRLAZI PAMU -<br>GROUND SKIDDING WITH ONE END SUSPENDED, TRACTOR APPROACHES STUMP  |
| <b>OSTALA SREDSTVA ZA PRIVLAČENJE - OTHER SKIDDING DEVICES</b>   |   |  |
| ŽIČARE - CABLE YARDING   |  | A - JEDAN KRAJ SE VOŽU PD TLU - VOŽA IČAROM -<br>GROUND SKIDDING OF ONE END, CABLE SKIDDING<br>B - VOŽMA UČETA PD NEKON UČETU, TRANSPORT IČAROM - TRANSPORT BY LIFTED LOAD ON CARRYING LING, CABLE TRANSPORT |
| HELIKOPTER - HELICOPTER  |  | IZNOŠENJE -<br>TRANSPORTATION  |
| LEBDELICA - HOVERCRAFT   |  | IZNOŠENJE -<br>TRANSPORTATION  |
| PRIRODNE SILE -<br>ELEMENTARY FORCES   |  | SANJANJE, RIŽANJE, SPLAVARENJE... -<br>SLIDING, PLOWING, SLIDING, PLOWING  |

Sl. — Fig. 1. Shematski prikaz nekih uobičajenih sredstava za privlačenje drva — Schematic review of some conventional wood skidding devices

#### 1.4. Područje istraživanja traktora pri privlačenju drva — Investigation field of tractor at wood skidding

Najveći broj radova se odnosi na studij rada i vremena pri radu traktora na privlačenju, ekonomičnosti njihove primjene, graničnim uvjetima korištenja, ergonomskim pokazateljima pri radu na privlačenju, štetama koje nastaju na pomlatku i tlu, primjenljivosti pri raznim tehnologijama, itd. Dakle, najčešće su istraživani sastojinski, terenski i klimatski faktori i njihov utjecaj na učinke postignute radom sredstava za mehaniziranje (Benić, 1975 A i B; Bojanin 1971; Bojanin et al, 1976; Bojanin i Sever, 1978; Tomičić, 1974; Schlaghamersky, 1976 i dr.).

Veoma se mali broj radova odnosi na istraživanja tehničko-eksploatacijskih parametara. Niz tehničkih činilaca koji su posljedica konstrukcije, ali i načina eksploatacije, bitno utječe na učinke postignute traktorima pri privlačenju. To je posebno naglašeno zbog kretanja takvih vozila izvan puteva, po tlu. Naravno da šumarski stručnjaci mogu utjecati samo na parametre koji se mijenjaju prilikom pripreme traktora za rad, a tek na dio njih i tijekom same eksploatacije. Dio nabrojanih radova je istraživao utjecaj drva na veličinu vučnih otpora, ali gotovo da nema rada koji bi se bavio razmatranjem prijenosa sila sa kotača na tlo tijekom privlačenja, te vučnom korisnošću traktora. Upravo se parametri koji utječu na navedeni tok sila odlikuju velikom kompleksnošću i heterogenošću. Tek nekoliko istraživača iz Kanade, Švedske, Norveške i SR Njemačke se bavilo proučavanjem vuče drva, a gotovo da nema primjera pokušaja definiranja i tehničkih parametara traktora tijekom privlačenja drva.

#### 2. PROBLEMATIKA I CILJ ISTRAŽIVANJA — SUBJECT AND AIM OF INVESTIGATION

Problematika privlačenja je ponajmanje izučena sa stanovišta utjecaja tehničko-eksploatacijskih parametara koji utječu na nju. Tu se prvenstveno misli na niz činilaca koji su posljedica pripreme traktora za rad, kao i onih koji se mijenjaju tijekom same eksploatacije.

Pri definiranju problema istraživanja prvenstveno se htjelo obuhvatiti one parametre koji se odnose na efikasnost prijenosa sila s kotača na tlo, dakle na mogućnost ostvarenja trakcije pri privlačenju drva. Uspješno rješavanje ovog problema znači uspješnije korištenje skupocjene traktorske energije.

Da bi se to ostvarilo, treba odrediti horizontalni vučni otpor pri vuči, te vertikalne sile na stražnjem mostu traktora koje su uzrokovane privlačenjem drvne mase. Uz ostale nepromijenjene činioce, povećanje opterećenja na pogonjene kotače omogućuje ostvarenje većih vučnih sila. Naravno da će to važiti za suho i do realne granice vlažno tlo.

S različito orijentiranim deblima, tj. s tanjim ili debljim krajem okrenutim u smjeru vuče, bitno se mijenjaju uvjeti vuče i dodatnog opterećenja traktora s teretom oblovine. Pritom se mijenja i koeficijent otpora vuče.

Prema naprijed iznesenom, cilj istraživanja je bio:

— Istražiti horizontalne vučne otpore te vertikalna dodatna opterećenja pojedinih mostova traktora, mijenjajući pritom:

brzinu kretanja traktora,  
orijentaciju debela,  
broj istovremeno privlačenih debala;

— S dovoljno pokazatelja opisati tlo na kojem se vrši privlačenje, te odrediti specifični tlak ispod kotača tijekom privlačenja;

— Ustanoviti tijekom vuče drvene mase zakretne momente na svim pogonjenim kotačima, kao i klizanje istih;

— Odrediti i ostale uvjete pod kojima se vrši istraživanje:

barometričko stanje okolnog zraka,  
stanje pokusne staze,  
masu i morfološke karakteristike vučene drvene mase,  
stanje i karakteristike traktorskih guma i dr.;

— Morfološke karakteristike traktora koji se u nas koriste na privlačenju drva.

Kao prilog upoznavanju navedenih eksploatacijskih parametara traktora pri privlačenju drva, rezultati takvih istraživanja dat će uvid u varijacije koeficijenta otpora kod vuče drva, te koeficijenta privlačenja za postavljene uvjete eksperimenta, bez obzira na tip primijenjenog traktora.

## 2.1. Istraživanje morfoloških karakteristika traktora za privlačenje drva — Investigation of skidding tractor's morphological characteristics

Bekker (1956) prvi primjenjuje metode morfološke studije kao specifični vid primjene dimenzijske analize, analize oblika i dimenzija i na terenska vozila, u kakve spadaju i traktori za privlačenje drva. Do tada se takva analiza uglavnom koristila za proučavanje motornih vozila za cestovni saobraćaj, te šinska vozila.

Križnar (1973) smatra da pri morfološkoj analizi traktora treba uvesti pokazatelje, koji nisu poznati pri analizi cestovnih i šinskih vozila. Isti autor iz morfološke analize dolazi do limitirajućih vrijednosti za dimenzije, masu i snagu pogonskog motora traktora.

Sever (1974 B) je izvršio prvu morfološku analizu traktora koji se koriste pri privlačenju drva u nas.

Bekker (1973) smatra da odluka o tome kakve će se koristiti gume, ovisi o određenim uvjetima (stanje tla) gdje će se traktor primijeniti, te pritisku koji traktor ostvaruje na tlo kod određenog koeficijenta vuče.

Uz osnovne dimenzijske karakteristike koje dobivamo od proizvođača guma, i niz drugih parametara utjecajni su činioci na njihova svojstva. Tu prvenstveno mislimo na progib, veličinu kontaktne površine, opterećenje i dr.

Niz autora upravo proučava kontaktnu površinu guma, te daje empirijske izraze za odnos osnovnih činilaca (Meggile, 1957; Mikkonen i Wuolijoki, 1975; Križnar, 1973; Bekker, 1956; Sever, 1974 A i dr.).

Za utvrđivanje manevarskih sposobnosti traktora pri privlačenju, minimalni polumjer okretanja traktora jedan je od bitnih pokazatelja primjenjivosti vozila, posebno pri izvlačenju drva u prebornim sastojinama i proredama.

## 2.2. Otpor vuče drva — Resistance at wood skidding

Problem određivanja otpora vuče drva istražen je više no ostali. Na slici 2 prikazani su neki mogući načini vuče i vožnje drva po tlu.

Za definiranje karakteristika vuče drva Samset (1979 i 1956), Arvesen (1970), Calvert i Garlicki (1968), Bennett (1962) i dr. koriste bezdimenzijske veličine.

— Koeficijent otpora (Friction coefficient; Coefficient of resistance, Drag coefficient) pri vuči drva po tlu (slučaj C);

$$\mu_t = \frac{F_H}{Q} \quad (1)$$

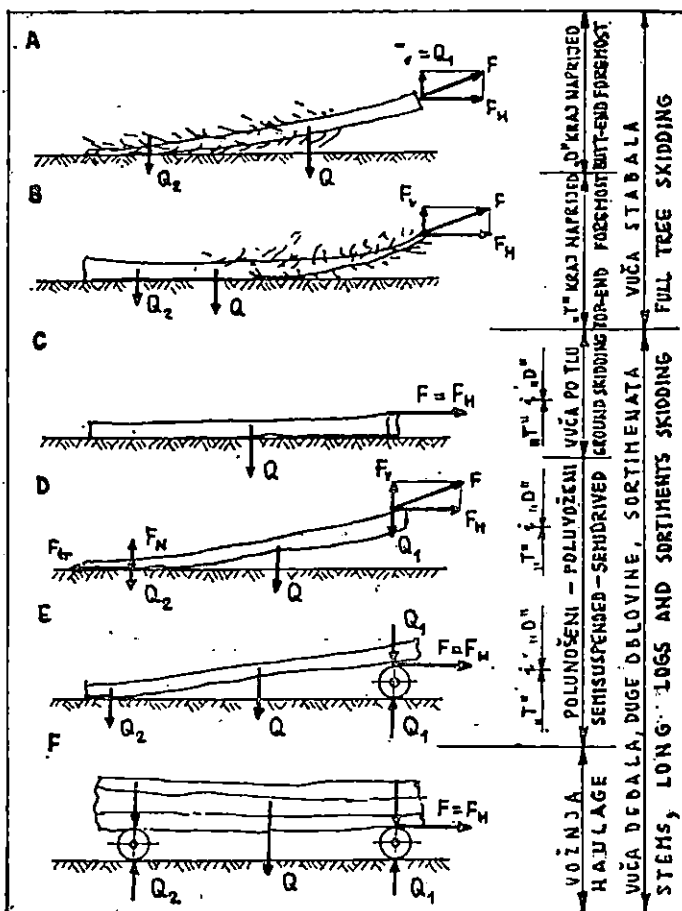
— Koeficijent otpora pri vuči drva s jednim podignutim krajem (slučaj A, B, D, E);

$$\mu_p = \frac{F_H}{Q_2} = \frac{F_H}{Q - F_V} = \frac{F_H}{Q - Q_1} \quad (2)$$

— Koeficijent privlačenja (Coefficient of skidding); prvi puta ga spominje Bennett (1962). Karakterizira privlačenje, uzimajući u obzir cjelokupno opterećenje uslijed djelovanja tereta vučenog drva. Ne smije se miješati s koeficijentima otpora, za koje je Lunzmann (1968) predlagao da se nazivaju koeficijenti otpora privlačenja;

$$k_v = \frac{F_H}{Q} \quad (3)$$

Za slučaj vuče drva po tlu, koeficijent privlačenja je jednak koeficijentu otpora pri vuči drva po tlu, budući da cijeli teret opterećuje tlo. U slučaju privlačenja drva s jednim podignutim krajem (tanjim ili debljim), ovaj koeficijent je različit od koeficijenta otpora, jer se dio tereta oslanja na traktor ili neku napravu, a tek dio sudjeluje u stvaranju normalnog opterećenja na tlo koje uzrokuje određene otpore klizanja. Treba naglasiti, da u nazivniku jednadžbe (3) svi autori pritom uzimaju čistu težinu stabla, debla ili sortimenta.



Sl. — Fig. 2. Neki načini vuče drva — Some ways of skidding

A — Vuča stabala s debljim krajem naprijed; B — Vuča stabala s tanjim krajem naprijed; C — Vuča debla po tlu; D — Vuča užetom pri radu traktora s vitlom; E — Poluvoženi teret, dio težine drva se prenosi na nezavisna kolica koja vuče traktor; F — Cijeli teret se oslanja na kotače i savladava se samo otpor kotrljanja.

A — Full tree skidding, butt end foremost; B — Full tree skidding, top end foremost; C — Ground skidding of stem; D — Choker line skidding by winching; E — Semidrive of load, part of wood weight is transferred on an independent carriage drawn by tractor; F — Full load is on wheels, only the force of rolling resistance to be overcome.

— Transportni koeficijent (Transport coefficient); u slučaju korištenja neke naprave prilikom vuče, transportni koeficijent uzima u obzir i njezinu težinu;

$$k_t = \frac{F_H}{Q_{tot}} \quad (4)$$

( $Q_{tot}$  — ukupna težina vučenog drva i naprave koja se koristi prilikom privlačenja)

U slučaju da prilikom privlačenja ne koristimo naprave ili je masa takvih dijelova zanemariva (čelično uže, chokeri i dr.), koeficijent privlačenja i transportni koeficijent poprimaju iste iznose.

Našim istraživanjima smo obuhvatili slučajeve A, B i D, s dvije varijante prema orijentaciji podignutog kraja; s tanjim i debljim krajem naprijed (butt and top end foremost).

Kako navodi Garlicki (1967), veći dio istraživanja eksploatacije šuma sastoji se u analizi sila. Dok je većina istraživača mjerila samo jednu komponentu sila, najčešće vodoravnu s podlogom, navedeni istraživač je jedan od prvih primijenio dvokomponentni sustav mjernih pretvornika. Autor naglašava da je to jedini mogući način određivanja momentanog kuta nagiba vučnog užeta. Naravno da pritom treba sve veličine istovremeno registrirati.

Calvert i Garlicki (1968) koriste za definiranje sila pri privlačenju tri parametra; horizontalnu vučnu silu  $F_H$ , koeficijent privlačenja  $k_v = F_H/Q$  i koeficijent otpora trenja  $\mu_p$ .

Uvođenjem sustava chokera za obuhvaćanje drva pri privlačenju, započela su i istraživanja sila u vučnom užetu (Anon., 1967 A).

### 2.3. Vučno vozilo — Tractive vehicle

Naziv traktor u ovom radu je korišten za samohodno vozilo na kotačima, snabdjeveno s najmanje dvije osovine ili na gusjenicama, predviđeno za vuču, guranje ili nošenje strojeva ili oruđa (računajući tegljenje) ili za opskrbu potrebnom snagom tih strojeva ili oruđa (u pokretu ili stalno na mjestu).

Pri privlačenju drva osnovni zadatak traktora je da vuče drvenu masu, na neki način pričvršćenu za traktor ili na traktoru. Takvo vozilo u pravilu služi i za potiskivanje (guranje) tereta na pomoćnom stovarištu, kod tzv. radova uhrpavanja, ili za eventualno popravljivanje puta, odnosno uklanjanje prepreka sa njega. Pogon se prvenstveno koristi za zagon vitla, bilo direktno preko mehaničkih sklopova, ili indirektno u slučaju hidrostatskog zagona. U slučaju da traktor nosi utovarnu napravu ili pak klijesta za prihvaćanje tereta (Grapple skidder, Clam bunk skidder i dr.), dio snage pogonskog motora koristi se za pogon elemenata hidrostatskog prijenosa, koji se najčešće koristi u šumarstvu.

### 2.31. Osnovni parametri vuče (trakcije). Polumjer kotača — Basic parameters of traction. Wheel radius

Vuča određenog traktorskog kotača ovisi prvenstveno o izvedbi kotača te stanju i karakteristikama tla. Budući da pri privlačenju koristimo traktore formule  $4 \times 2$  i  $4 \times 4$ , posebno ćemo razmotriti kotače koji prenose silu (zakretni moment) dovedenu od motora na tlo (tzv. pogonski, zagonski, prigonski, aktivni kotači), za razliku od kotača čija je zadaća da nose teret traktora, te služe za njegovo eventualno upravljanje (pogonjeni, pasivni kotači).

S problemom veličine polumjera kotrljanja bavili su se mnogi autori. Eksperimentalno su određivali polumjer za slučaj, ako je klizanje jednako nuli. Tako se iz prijednog puta i broja okretaja određuje stvarni polumjer kotrljanja. No treba naglasiti da svi pritom naglašavaju, da je učinjena pogreška neznatna, ako se umjesto tako određenog kinematičkog polumjera usvoji vrijednost statičkog polumjera, Steinkamf (1970), Brčić i Piria (1967) i dr.

### 2.32. Otpor kotrljanja kotača — Rolling resistance of the wheel

Problemom veličine otpora kotrljanja vozila koja se kreću izvan puteva, bavio se niz autora iz raznih područja znanosti. Zaključak svih je jedinstven u dijelu gdje tvrde da smanjenje veličine otpora kotrljanja znači mogućnost povećanja vučne sile. Utvrdilo se da sila za savladavanje otpora kotrljanja ovisi od opterećenja, parametara tla, dimenzija kotača te konstrukcijskih karakteristika pneumatika (Križnar, 1973; Bekker, 1956, 1960, 1973; Söhne, 1970; Simić, 1973, 1977 i dr.).

Svi autori naglašavaju da se ne smije vršiti generalizacija tokova zavisnosti i apsolutnih vrijednosti koeficijenata otpora kretanju. Karakteristike tla bitno utječu na veličinu ukupnog otpora kretanju. Sve vrijednosti moraju uvijek biti vezane uz oznaku vrste i karakteristike pneumatika, odnosno pritiska zraka u njemu, te vanjskog opterećenja.

Iz veličine otpora kotrljanja ( $f$ ) razlikujemo dvije tvorevine stupnja korisnosti otpora kotrljanja ( $\eta_l$ ), Piria (1973); Stupanj korisnosti otpora kotrljanja izražen iz sila koje djeluju na kotač traktora;

$$\eta_l = \frac{F_H}{F_H + F_f} = \frac{F_H}{F_o} = 1 + \frac{F_H}{F_f} = \frac{F_o - F_f}{F_o} = 1 - \frac{F_f}{F_o} \quad (5)$$

Otpor kotrljanja se može izraziti i na sljedeći način;

$$f = \frac{F_f}{G_{adh}} \quad (6)$$

Teoretski je ovisnost koeficijenta otpora kotrljanja i stupnja korisnosti otpora kotrljanja određena izrazom;

$$\eta_l = 1 - f \text{ ili } f = 1 - \eta_l \quad (7)$$

### 2.33. Klizanje kotača — Slip of the wheel

Prijenos snage s kotača traktora na tlo uzrokuje pojavu klizanja istih. Iako je ova pojava prisutna kod svih trakcijskih uređaja, izrazita je kod gumenog kotača. Pri primjeni traktora s kotačima u fazi privlačenja drva, klizanje je najčešće ograničavajući faktor u razvijanju potrebne vučne sile i snage u užetu.

Kod promatranja nominalne vučne sile traktora, Parfenov (1968) posebno naglašava ovisnost klizanja o vučnoj sili. To je stalna karakteristika adhezijskih svojstava traktora određenog tipa i klase za određeno tlo.

Kod privlačenja drva dolazi posebno do izražaja sva složenost pojava klizanja zagonskih kotača. Ponajčešće se navedeni radovi privlačenja obavljaju u periodu povećane vlažnosti tla, vozila se kreću izvan puteva, na tlak zraka u gumama ne možemo bitno utjecati. Povećano klizanje, odnosno korištenje guma, koje kod istog klizanja ostvaruju manju graničnu vučnu silu, znači veći utrošak goriva, kraći vijek trajanja guma, pad učinka, te konačno, onemogućuje dalji rad na izvlačenju.

### 2.34. Stupanj korisnosti kotača i traktora — Wheel and tractor efficiency

Stupanj korisnosti kotača (trakcijska korisnost) iznosi:

$$\eta_k = \eta_f \cdot \eta_s; \quad (8)$$

odnosno izraženo pomoću snage:

$$\eta_f = \frac{P_H}{P_o} \quad (9)$$

Navedeni vučni stupanj korisnosti zagonskog kotača može biti izražen i preko okretnog momenta, sl. 3.

Ovako izražena korisnost kotača iznosi (veličina koja pokazuje koji se dio dovedene energije na kotač pretvori u koristan rad, vuču traktora):

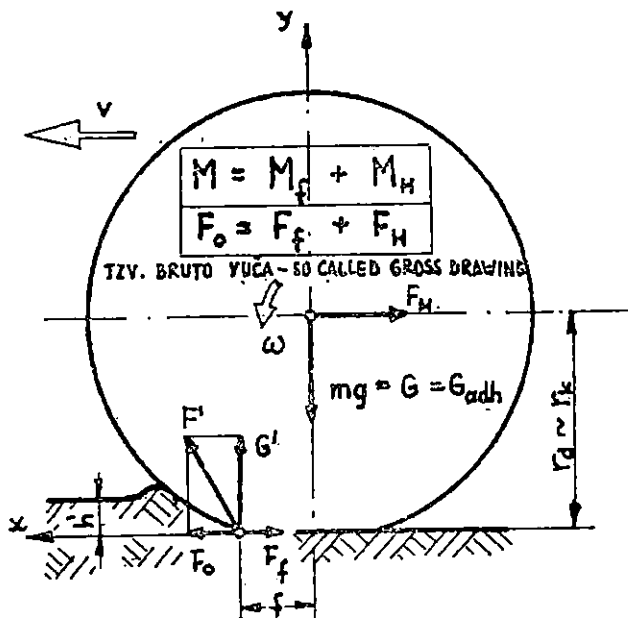
$$\eta_k = \frac{F_H \cdot r_d \cdot \omega}{(M_f + M_H)\omega} (1 - \delta) = \frac{F_H}{\frac{M_f + M_H}{r_d}} (1 - \delta) = \frac{F_H}{F_f + F_H} (1 - \delta) = \eta_f \cdot \eta_s$$

$$\frac{M_f}{r_d} = F_f \text{ i } \frac{M_H}{r_d} = F_H; \quad \frac{F_H}{F_f + F_H} = \eta_f$$

Vidimo da smo do stupnja vučne korisnosti kotača došli promatrajući zagonski kotač te tok sila i momenata na njemu.

Do sada izražena korisnost odnosila se na sustav kotač — tlo. Želimo li obuhvatiti ukupnu vučnu korisnost traktora, moramo uz navedene





Sl. — Fig. 3. Djelovanje sila i momenata zagonskog kotača prilikom kotrljanja i vuče — Forces and moments effect of driving wheel at rolling and drawing

gubitke prijenosa sila dodati i gubitke unutar samog traktora. Njih karakteriziramo gubicima u mehaničkim prijenosima od motora do kotača, te gubicima energije za pogon hidrauličkih i pneumatskih agregata, koji se redovno pojavljuju kao sastavni dijelovi šumskih traktora za privlačenje;

$$\eta_{trans} = \eta_m \cdot \eta_{hp} \quad (10)$$

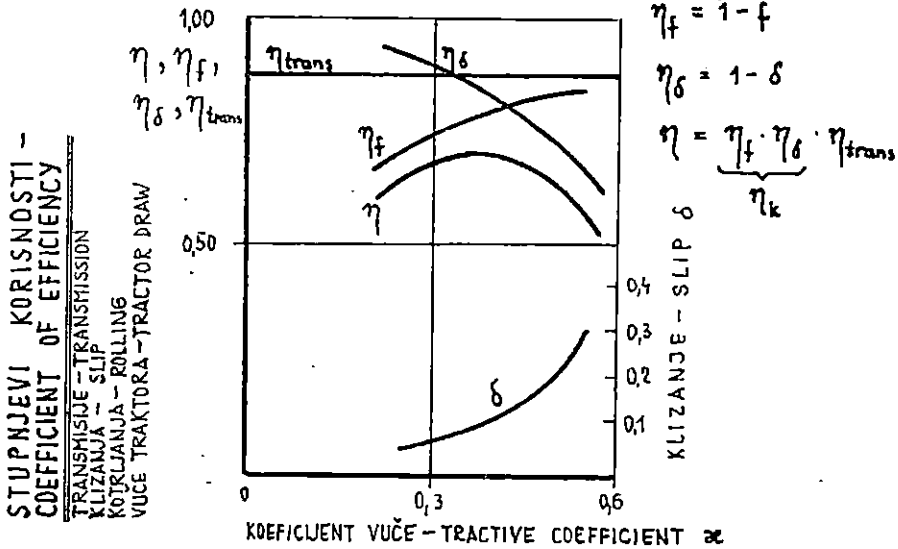
Sada izražena ukupna korisnost traktora iznosi:

$$\eta = \eta_{trans} \cdot \eta_l \cdot \eta_s = \eta_m \cdot \eta_{hp} \cdot \eta_l \cdot \eta_s \quad (11)$$

odnosno izraženo pomoću snage:

$$\eta = \frac{P_H}{P_e} \quad (12)$$

Popov i Anđelković (1980 A i B), Križnar (1973) i dr. definiraju vučnu korisnost traktora na isti način, te navode da ovisi u velikoj mjeri od konstrukcijskog rješenja transmisije i voznog sustava traktora, stanja tla i uvjeta rada, te od utjecaja vučenog tereta. Nazivaju ga vučni koeficijent korisnog djelovanja traktora. Na slici 4 je dan karakterističan tok funkcija stupnjeva korisnosti.



Sl. — Fig. 4. Karakteristični odnos između stupnjeva korisnosti i klizanja te koeficijenta vuče — Characteristics relationship between efficiency and slip as well as tractive coefficient

Jedan od osnovnih zadataka i ciljeva naših istraživanja je upravo utvrđivanje zavisnosti navedenih stupnjeva korisnosti za karakteristične slučajeve privlačenja drvene mase.

### 2.35. Koeficijent vuče — Tractive coefficient

U cilju jednostavnog definiranja odnosa vučne sile i adhezijskog opterećenja na zagonske kotače traktora, uveden je odnos tih dviju sila, koja je u stvari specifična sila vuče, te iznosi:

$$\alpha = \frac{F_H}{G_{adh}} \quad (13)$$

Ovakav parametar dobro definira proizvodnost traktorskog agregata. Posebno je primjenljiv pri privlačenju drva, koje ima ciklički karakter, Kavjarov et al. (1966).

Uvrstimo li u izraz za vučnu korisnost traktora (2.34.) ovisnost  $\alpha = F_H/G$  i  $f = F_f/G$  dobit ćemo vučnu korisnost kotača traktora izraženu pomoću koeficijenta vuče:

$$\eta_k = \frac{F_H}{F_f + F_H} (1 - \delta) = \frac{\frac{F_H}{G}}{\frac{F_f}{G} + \frac{F_H}{G}} (1 - \delta) = \frac{\alpha}{f + \alpha} (1 - \delta) \quad (14)$$

Mnogi su autori u svojim istraživanjima pokazali, da se maksimalne vrijednosti stupnja vučne korisnosti traktora postižu kod malih postotaka klizanja. Ova činjenica je veoma interesantna za traktore koji rade u fazi privlačenja drva sa stanovišta utroška energije za radnju klizanja. Interesantna je i činjenica, da je pri takvom manjem klizanju i sabijanje tla manje.

Treba naglasiti da ovako definirani *koeficijent vuče izražava samo horizontalnu vučnu silu u odnosu na adhezijsko opterećenje, a ne ukupnu obodnu silu kotača, koja u sebi sadrži i silu za savladavanje otpora kotrljanja* (katkada se ovakvo razmatranje zove *neto vuča*).

### 2.36. Adhezijsko opterećenje traktora pri privlačenju drva — *Tractor's adhesion load at wood skidding*

Opterećenje pojedinih mostova traktora pri privlačenju drva možemo promatrati statički i dinamički. Kako je već naglašeno, većina istraživača sila pri privlačenju drva, određivala je dodatno opterećenje uslijed tereta njegovim jednokratnim vaganjem, te tako određenu veličinu uzimalo kasnije kao konstantnu u proračun, Arvesen (1970), Samset (1979), Herrick (1955), Stajniak (1965) i dr.

*U toku ovih razmatranja smatrat ćemo adhezijskim opterećenjem traktora, vertikalno opterećenje zagonjskih kotača tijekom eksploatacije.* U cilju određivanja dinamičkog koeficijenta raspodjele adhezijskog opterećenja traktora, konstruiran je posebni pribor za mjerenje vertikalnih i horizontalnih sila tijekom privlačenja, kao što su to radili Calvert i Garlicki (1968).

U slučaju privlačenja drva traktorom sa 4 pogonjena kotača (4 × 4) istražujemo dinamički slučaj opterećenja traktora na horizontalnoj podlozi. Posebno je u privlačenju značajno dinamičko djelovanje zbog udara, njihanja, okretanja, zapinjanja, svladavanja mikroneravnina tla i dr. Osnovne sile prikazane su na sl. 5. Ovako složen sustav u slučaju kretanja na nagibu postaje još složeniji, što se odrazuje i na proračun značajki privlačenja.

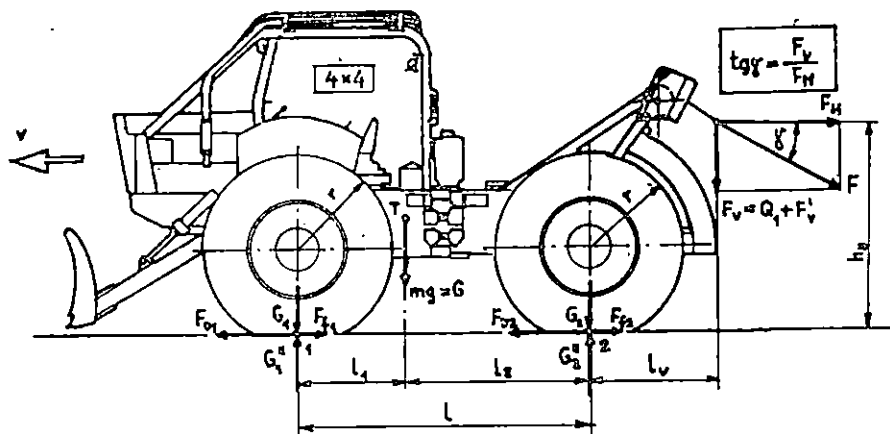
Horizontalne sile:

$$F_o = F_{o1} + F_{o2} = F_H + F_{f1} + F_{f2} = F_H + F_f \quad (15)$$

gdje je:  $F_o = F_{o1} + F_{o2}$ ;  $F_f = F_{f1} + F_{f2}$

Sila na obodu kotača jednaka je zbroju horizontalne vučne sile i sile potrebne za savladavanje otpora kotrljanja na prednjim i stražnjim kotačima.

$$\text{Iz: } F_o = F_H + F_f \quad \text{slijedi: } F_H = F_o - F_f$$



Sl. — Fig. 5. Raspored opterećenja na traktoru pri privlačenju (dinamički slučaj opterećenja) — Load patterns on tractor at skidding (dynamic case of loading)

### Vertikalne sile:

Kod razmatranja djelovanja vertikalnih sila, trebalo bi odvojeno promatrati veličinu opterećenja  $Q_1$  uslijed vučenog tereta i vertikalnu silu  $F_V$ , dinamičku silu uslijed promjenljivih otpora vuče. Budući da obje sile djeluju na istom kraju  $l_V$ , zamjenjujemo ih jednom silom  $F_V = Q_1 + F_V'$ , tzv. vertikalnom komponentom vučnog otpora. Tijekom osnovnih istraživanja upravo mjerena sila  $F_V$  sadrži u sebi i statički i dinamički utjecaj vertikalne komponente opterećenja vučenog tereta.

$$G_2'' + G_1'' = G + F_V$$

Reakcija (dinamičko opterećenje) prednjeg ( $G_1''$ ) i stražnjeg mosta ( $G_2''$ ) uzrokovana je uslijed opterećenja mase traktora ( $G$ ) i vertikalne komponente vučnog otpora ovješene drvene mase ( $F_V$ ).

Adhezijsko opterećenje zglobnog traktora s pogonom na sve kotače ( $4 \times 4$ ) čini zbroj reakcija prednjeg i stražnjeg mosta:

$$G_{adh} = G_1'' + G_2'' = G + F_V \quad (16)$$

Dakle, za ovaj slučaj zagona, adhezijsko opterećenje vozila može se odrediti direktno iz poznatog opterećenja mase traktora i stvarnog opterećenja vertikalnom silom vučnog otpora.

Alternativnim postavljanjem momentnih jednadžbi s obzirom na točke 1 i 2, te izdvajanjem reakcija tla, dobijemo:

$$G_2'' = \underbrace{\frac{G \cdot l_1}{l}}_A + \underbrace{\frac{F_H \cdot h_H}{l}}_B + \underbrace{\frac{F_V \cdot l_V}{l}}_C + \underbrace{F_V}_D \quad (17)$$

- A = Statičko opterećenje  $G_2$  — Static load  $G_2$   
 B = Preneseno opterećenje s 1 na 2 uslijed  $F_H$  — Transferred load from 1 to 2 because of  $F_H$   
 C = Preneseno opterećenje s 1 na 2 uslijed  $F_V$  — Transferred load from 1 to 2 because of  $F_V$   
 D = Vertikalna komponenta vučnog otpora — Vertical component of tractive resistance

$$G_1'' = \underbrace{\frac{G \cdot l_2}{l}}_A - \underbrace{\frac{F_H \cdot h_H}{l}}_B - \underbrace{\frac{F_V \cdot l_V}{l}}_C \quad (18)$$

- A = Statičko opterećenje  $G_1$  — Static load  $G_1$   
 B = Rasterećenje 1 uslijed  $F_H$  — Load relief 1 because of  $F_H$   
 C = Rasterećenje 1 uslijed  $F_V$  — Load relief 1 because of  $F_V$

Analiza gornjih jednažbi pokazuje da racionalnim prihvaćanjem i formiranjem tereta kod traktora za privlačenje drva, a napose zglobnih traktora, kod kojih je hvatište vučnog užeta relativno visoko, možemo bitno utjecati na opterećenje mostova preko ukupne vertikalne komponente vučnog otpora.

### 2.37. Ravnoteža snage pri privlačenju — Power balance at skidding

Izjednačimo li efektivnu snagu pogonskog motora traktora sa gubicima, dobit ćemo jednadžbu ravnoteže snage:

$$P_e = P_m + P_{hp} + P_f + P_\delta + P_u + P_H \quad (19)$$

Niz autora, npr. L ü n z m a n n (1968), navodi da se za normalne postupke transporta drva može zanemariti savladavanje otpora zraka i potreba snage za ubrzavanje. Za bilancu snage su bitni utjecaji otpora klizanja i kotrljanja, te snaga za kretanje na nagibu.

Uvažimo li navedene rezultate, za rad na horizontali bilanca snage glasi:

$$P_e = P_m + P_{hp} + P_f + P_\delta + P_H \quad (20)$$

Kako je dano u jednažbi (15), odbijemo li od sile stvorene na obodu kotača ostvarenu vučnu silu, dobijemo silu potrebnu za savladavanje otpora kotrljanja (konceptija tzv. bruto vuče):

$$F_f = F_o - F_H = F_o (1 - \eta_f) \quad (21)$$

Kod radova na privlačenju drva bitan gubitak snage je onaj na klizanju zagonjskih kotača.

Osim što klizanje ograničava vučnu silu, smanjuje i brzinu kretanja traktora. Samo kod rada bez klizanja, brzina je jednaka teorijskoj. Kod klizanja od 100 %, ona postaje jednaka nuli. Kako je navedeno u 2.3. korisnost s obzirom na klizanje iznosi:

$$\eta_{\delta} = 1 - \delta$$

Konačno možemo iskazati vučnu korisnu snagu na užetu kojom privlačimo drvenu masu, pomoću navedenih stupnjeva korisnosti:

$$P_H = P_e \cdot \eta_m \cdot \eta_{hp} \cdot \eta_l \cdot \eta_{\delta} \quad (22)$$

Cilj istraživanja radnje je utvrđivanje stupnjeva korisnosti otpora kotrljanja i klizanja, kao što navodi i A n o n., 1967 A.

$$\eta_k = \eta_l \cdot \eta_{\delta}$$

odnosno:  $\eta = \eta_k \cdot \eta_m \cdot \eta_{hp} = \frac{P_H}{P_e}$

$$P_H = P_e \cdot \eta \quad (23)$$

#### 2.4. Karakteristike tla — Soil characteristic

Znatna pažnja istraživača u svijetu i kod nas posvećena je proučavanju tla u pogledu preuzimanja sila sa kotača, promjeni svojstva tla pri djelovanju tih sila, te kako te promjene utječu na kasniji rad i razvoj pomladka.

Tlo kao »neidealna smjesa« kreće se u rasponu od čisto frikcijskog tla (suhi pijesak), pa do kohezijskog tla (glina), sa nizom prijelaznih oblika u vidu mješavina raznih postotaka i granulacija. Svi se oni različito ponašaju u realiziranju vučnih sila. Razlike su to veće, što su tipovi tla bliže gore spomenutim graničnim oblicima. Ovo je bitno da se naglasi zbog činjenice, da se vuča po tlu tijekom privlačenja ostvaruje i na osnovu trenja (frikcije) i na osnovu kohezije između kotača i tla.

Kao činitelji koji će karakterizirati stanje i svojstva podloge tijekom eksperimentalnog dijela istraživanja, izabrali smo slijedeće parametre: mehanički (granulometrijski) sastav čestica tla, vlažnost tla i stupanj razrahljenosti (sabijenosti) tla. Budući da su osnovna istraživanja i dio pripremnih obavljeni na pomoćnom stovarištu, nije bilo problema sa skeletom.

### 3. METODA RADA I OBJEKT ISTRAŽIVANJA — WORKING METHOD AND OBJECT OF STUDY

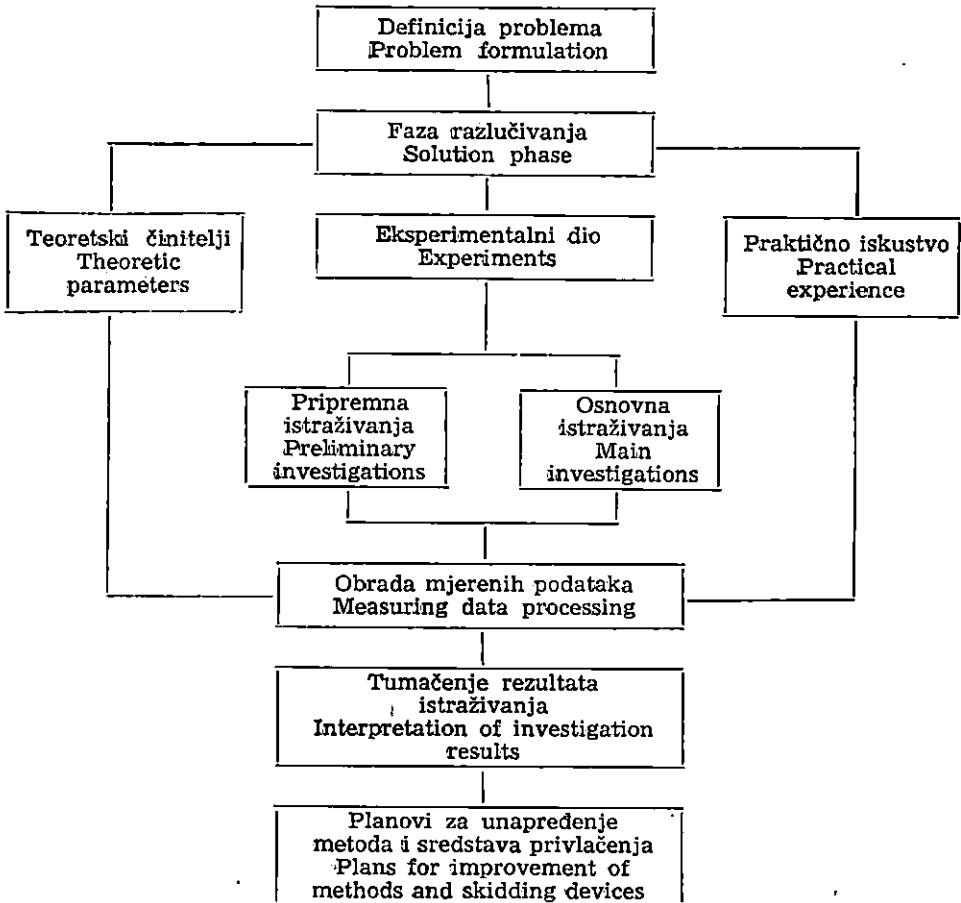
Sva naša istraživanja obavljena su na traktorima strogo specijaliziranim za radove na privlačenju drva, tzv. zglobnim traktorima. Po tipu ispitivanja ona spadaju u grupu laboratorijsko-eksploatacijskih, prema podjeli koju je izvršio K a r a d ž i ć et al. (1977/78).

Zajčik (1976) dijeli ispitivanja šumarske mehanizacije na tipsko, kontrolno i naučno-istraživačko. Ovo posljednje se dijeli na laboratorijska, šumska i eksploatacijska, s time da je razlika između posljednjih u tome, što se kod eksploatacijskih poštuje tehnološki proces proizvodnje, a ne samo uvjeti (npr. vuča po vlaci izvan tehnološkog procesa). Po toj podjeli, naša istraživanja spadaju u naučno-istraživačko-šumska.

Da bi zadovoljili svim navedenim ciljevima istraživanja, eksperimentalni dio rada smo podijelili u dvije faze, u pripremna i osnovna istraživanja. Tijek rada je prikazan u tablici 1.

Pripremna kao i osnovna istraživanja provedena su na karakterističnim podlogama za privlačenje drva, koja se odlikuju relativno velikom heterogenošću. Sa stanovišta privlačenja drva, trebalo bi istraživanje pro-

Tablica 1 — Table 1. Tijek rada na istraživanju eksploatacijskih parametara traktora pri privlačenju drva — Course of investigation on tractor's exploitation parameters at wood skidding



voditi na tipično šumskim tlima. Neki autori predlažu da se izbor tipa tla na kojem se vrše slični pokusi obavlja na osnovu krivulje dobivene iz granulometrijskog sastava tla, Križnar (1973, 1975, 1976). Pritom treba posebnu pažnju posvetiti proučavanju skeleta, koji na šumskim tlima u prvim prolazima, do njegovog razbijanja, bitno povećava nosivost tla.

Tijekom provođenja eksperimentalnog dijela osnovnog istraživanja, posebni zahtjevi su postavljeni na izabranu stazu s obzirom da smo morali traktor s ovješanim teretom, pripremljenim za mjerenje, povezati vodičima s pokretnim laboratorijem. Zbog navedenog je trebalo imati dovoljno mjesta i za kretanje terenskog laboratorija.

Na tlu staze po kojoj je obavljena vuča, određivani su penetracijskim pokusom mehanički otpor tla i njegova vlaga, te uzeti uzorci za određivanje granulometrijskog sastava čestica.

Pripremna istraživanja smo proveli na području Šumarije Draganić Šumskog gospodarstva Karlovac, Radilište Visoka i Odjel 11.

Eksperimentalni dio osnovnih istraživanja obavljen je na području ŠG Vrbovsko, pomoćno šumsko stovarište Stara Sušica, 790 m n. v.

Terenski radovi u okviru pripremnih istraživanja izvršeni su 1973 i 1975 godine, a oni osnovnih istraživanja 1976 godine.

### 3.1. Plan pokusa — Design of experiments

Na osnovu iznijetog cilja istraživanja, izradili smo plan eksperimentalnog dijela istraživanja, posebno za pripremni, a posebno za osnovni pokus. U tu svrhu izradili smo plan višefaktorijskog pokusa sa slučajnim rasporedom po blok metodi. Izrađen je i plan prepariranja pojedinih sklopova traktora, izrađeni nosači mjernih pretvornika, te načinjen plan snimanja na eksperimentalnoj stazi.

Sa sljedećim simbolima smo označili elemente plana pokusa:

- P — ponavljanje: 2 smjera vuče;
- O — orijentacija tereta: s tanjim i debljim krajem naprijed;
- B — brzina: II i III;
- K — broj komada u snopu: od 1 do 6;
- T — tlo: ilovača;
- V — visina ovjesa: konstantna;
- M — morfološke karakteristike tereta (stablo, deblovina, duga oblovina, sortiment).

Da bi realizirali cjelokupni plan pokusa, izvršili smo 48 pokusa privlačenja tijekom pripremnih istraživanja i 56 pokusa u okviru osnovnih istraživanja. U svrhu vođenja zacrtanog osnovnog pokusa, posječeno je 12 smrekovih i jelovih stabala. Kod takvih debala u pravilu na donjem dijelu nalaze se trupci, zatim rudničko drvo, a iza toga prostorno drvo, Bojanin (1968). Zato su osim stabala i debala tijekom pokusa vučeni trupci i rudničko drvo. Svi sortimenti su potjecali isključivo od debela, budući da su dimenzije grana bile manje od minimalno propisanih za naprijed navedene sortimente.



### 3.2. Opis ispitivanog traktora — Description of the tractor investigated

Kolobov i Parfenov (1972) navode da sva ispitivanja traktora treba provoditi kod maksimalnog ubrizgavanja goriva. Jednako iznose i mnogi drugi autori koji su istraživali vučnu snagu traktora, Piria (1975, 1978, 1980), Horvat (1976, 1979) i dr.

Križnar (1978) navodi, da zadržavajući sve ostale faktore nepromijenjene, sila vuče koja se može ostvariti pri nekom klizanju, zavisiće od toga kakav je korišten pneumatik. Za definiranje konstrukcija guma, kako smatra autor, uz parametre oblika rebara i gazeće površine, moraju se nadopuniti i podacima o konstrukciji karkasa.

Mi smo masu ispitivanog traktora u osnovnim istraživanjima utvrdili prema preporukama ISO (International Standard Organisation) i OECD, sa vozačem mase 75 kg, te pomoću mosne vage.

Utvrđena je slijedeća masa na mostovima traktora:

- prednji most 3 750 kg
- stražnji most 1 870 kg
- ukupna eksploatacijska masa traktora 5 620 kg.

Ostali tehnički podaci ispitivanog traktora Kockum 821 skidder;

#### Pogonski motor:

Tip 2711 E Ford Industrial Power Production

Date ser. No. S/804320

Build No. C 14/311/461/B34

Stapajni volumen 4,16 dm<sup>3</sup> (4 cilindra, 4-taktni, diesel)

Stapaj 115 mm;  $\varepsilon = 16 : 1$ ;  $\phi d = 107$  mm

Prema DIN 70020 76 KS, 2800 min<sup>-1</sup>

Maks. moment 25,9 kpm, 1600 min<sup>-1</sup>

Trajna snaga »B« maks. 65 KS, 2500 min<sup>-1</sup>

23,7 kpm, 1600 min<sup>-1</sup>

Trajna snaga »A« maks. 59 KS, 2500 min<sup>-1</sup>

21,5 kpm, 1600 min<sup>-1</sup>

Mjenjač: ZE S5 35

I brzina 8,02 : 1

II brzina 4,68 : 1

III brzina 2,74 : 1

IV brzina 1,61 : 1

V brzina 1 : 1

Hod unazad 7,20 : 1

Sve brzine za kretanje naprijed su sinhronizirane. Razvodnik snage 1,214 : 1

Ukupan prijenos u prednjoj i stražnjoj osovinu 20,46 : 1.

#### Tehnički podaci korištenih guma:

Rekord — Beograd

16,9 x 30/14 PR; sve četiri gume su jednakih dimenzija;

Tlak zraka u gumama:

prednje 1,2 bar; stražnje 1,4 bar

|                                    |                                |
|------------------------------------|--------------------------------|
| Broj rebara:                       | prednje i stražnje 2 x 21 kom. |
| Visina rebara u centralnom dijelu: | 33 mm                          |
| Visina rebara na boku:             | 50 mm                          |
| Duljina rebara:                    | 305 mm                         |
| Kut rebara u odnosu na uzdužnu os: | 45°                            |
| Širina rebara:                     | 55 do 40 mm                    |

### 3.3. Mjerni instrumenti i pribor — Measuring instruments and accessories

Kako je navedeno u poglavlju Cilj i problematika istraživanja, pripremna istraživanja su obavljena sa zadatkom, da dadu odgovor o veličinama sila na presjeku traktor — vučeni teret. Na temelju tako poznatih veličina, trebalo je za osnovna istraživanja izraditi mjerni pribor u cilju utvrđivanja bitnih parametara za proračun stupnja korisnosti kotača i vuče traktora, te preraspodjelu i veličinu adhezijskog opterećenja na mostovima traktora.

Naša mjerenja smo željeli izvršiti takvim mjernim priborom koji zadovoljava metrološke i dinamičke karakteristike pojava koje se zbivaju pri vuči drva.

Budući da gotovo sve veličine čije smo mjerenje predvidjeli tijekom vuče imaju slučajni i promjenljivi karakter, za osnovna istraživanja smo planirali istodobno mjerenje, točno određeno u ovisnosti od vremena.

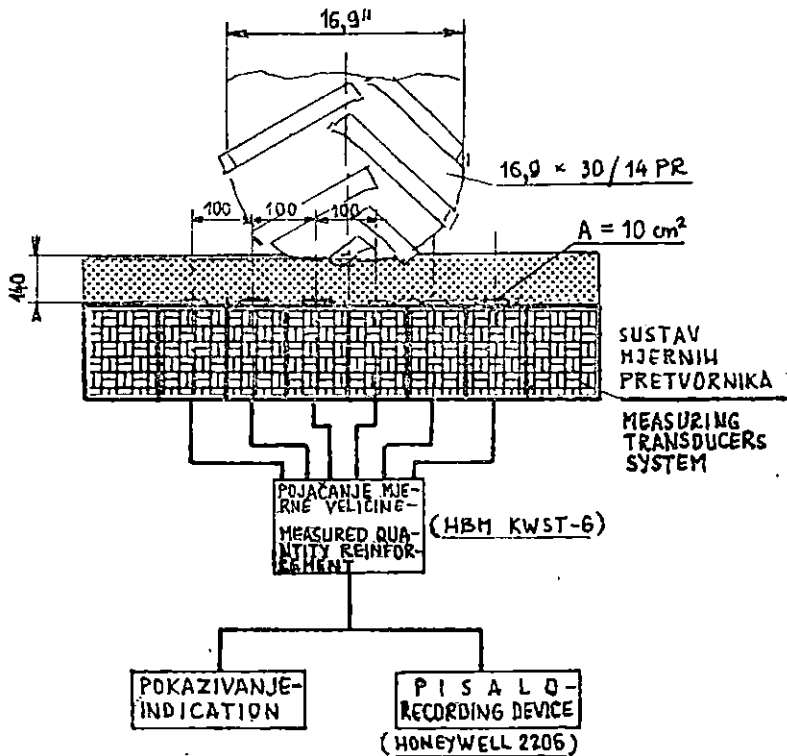
Kako je ranije navedeno, za definiranje svojstava tla na kojem je obavljen pokus privlačenja, odabrane su tri veličine: mehanički otpor tla, vlaga tla i mehanički sastav čestica tla određen granulometrijskim pokusom. Za vlagu tla i granulometrijski sastav uzimani su uzorci tla na terenu tijekom pokusa u skladu s propisima i standardima. Penetracijski pokus je obavljen pomoću penetrometra s utegom i mehaničkog penetrografa, koji za mjerenje sile utiskivanja koristi baždarenu oprugu.

Na slici 6 shematski je prikazan način spajanja uređaja za mjerenje pritiska u tlu.

Za ostala mjerenja, kao što je vrijeme za prevaljivanje staze određene duljine, stanje okolnog zraka, temperatura medija motora, potrošnja goriva i dr., koristili smo kronometar, barometar, vlagomjer, termometre raznih vrsta, tikvice i sl.

U cilju mjerenja horizontalne komponente vučnog otpora i broja okretaja zagonskih kotača tijekom pripremnih istraživanja, konstruirali smo posebne nosače mjernih pretvornika.

Kod pripreme osnovnih mjerenja izvršenih 1976. godine, na temelju rezultata pripremnih mjerenja i preliminarno dobivenih rezultata, morali smo se odlučiti za vrstu i tip mjernih pretvornika. U vrijeme iza priprem-



Sl. — Fig. 6. Shematski prikaz tijeka mjernih informacija specifičnog tlaka u tlu — Schematic review of the course of measurement information for specific pressure in soil

nih mjerenja, i u nas se kod ispitivanja vučnih karakteristika traktora počeo koristiti mjerni pribor, koji razne mehaničke veličine mjeri električnim putem.

Električne metode mjerenja imaju naročite prednosti pred drugim; brzina rada je velika, stalno su spremni za rad, signali se relativno jednostavno pojačavaju i registriraju, postiže se velika točnost mjerenja, a signal se može prenijeti na veće udaljenosti (K a r a d ž i ć, 1977, 1978, 1979).

Sušтина električnog mjerenja neelektričnih veličina je u pogodnom pretvaranju neke neelektrične veličine u električnu, korišćenjem određenih fizikalnih zakona, koji povezuju električnu sa ispitivanom neelektričnom veličinom.

Svi instrumenti su se nalazili u pokretnom laboratoriju — terenskom vozilu. Povezivanje mjernih pretvornika i ostalih elemenata sustava izvršeno je žičanom vezom. U cijeloj pripremi mjernog sustava prihvaćen je princip mjerenja jedne fizičke veličine različitim mjernim pretvornicima (v. sl. 7).

Da se istovremeno registriraju horizontalne i vertikalne sile tijekom privlačenja u eksploatacijskim uvjetima, a time, kako navodi *Garlicki* (1967), ostvari jedini mogući način i za određivanje kutu nagiba vučnog užeta, trebalo je konstruirati nosač mjernih pretvornika (sl. 8).

#### 4.3. Obrada podataka — Data processing

Slika 9 prikazuje zapis svih veličina istodobno registriranih pri osnovnom pokusu. Metodom ordinata i planimetriranja utvrđivali smo srednje, maksimalne i minimalne vrijednosti pojedinih mjerenih veličina.

Pri obradi rezultata naših mjerenja, koristili smo se metodama matematičke statistike; analizom varijance, regresijskom analizom (računate su pravolinijske i krivolinijske korelacijske veze) te testovima (*Brezinšćak*, 1970; *Dziubak i Starczewski*, 1965 i dr.).

Matematičko-statističku obradu snimljenih podataka izvršili smo pomoću stolnih računara. Iza određivanja obradu ovisnosti, koje smo željeli obračunati, izabrali smo tip korelacijske veze za regresijsku analizu, testirali podatke, te izračunali tražene parametre. Zatim smo odredili korelacijske koeficijente, odnosno indekse; analizom varijance uz primjenu F-testa provjerili smo signifikantnosti regresijskih jednadžbi te izračunali izjednačene vrijednosti i prikazali ih grafički. Regresijskom analizom smo izvršili oko 900 izjednačenja snimljenih podataka, od kojih smo za prikaz u ovoj radnji odabrali samo manji dio.

Analizom varijance i testovima izvršeno je utvrđivanje preko dvije tisuće signifikantnosti aritmetičkih sredina.

Katkada smo koristili i tzv. trend linije, koje predstavljaju osnovnu tendenciju kretanja pojave (*Serdar*, 1975). Češće smo koristili pravolinijski od krivolinijskog trenda.

### 4.0. REZULTATI ISTRAŽIVANJA — INVESTIGATION RESULTS

#### 4.1. Morfološka analiza traktora za privlačenje drva — Morphological analysis of wood skidding tractors

U poglavlju 2.0. je naglašeno da morfološka analiza može definirati karakteristike i zakonitosti postojećeg stanja, ali dati i trend razvoja. Takvu specifičnu dimenzijsku analizu smo primijenili i na traktore koji se koriste za privlačenje drva. Podijelili smo ih u dvije grupe; traktore nastale adaptacijom velikoserijskih traktora i zglobne traktore, strogo specijalizirane za radove na privlačenju drva. Gdje god se pokazalo opravdanim, primijenjene su pri analizi metode matematičke statistike, kako bi se utvrdila čvrstoća trenda ili pouzdanost neke pojave.

Posebno smo promatrali geometriju zglobnog upravljanja, bitnog za traktore pri privlačenju drva. Jedan od važnih uvjeta za uspješnu primjenu traktora koji se kreću po sastojini ili sječini je što manji polumjer okretanja.

Analizirana su 43 adaptirana šumska i 43 zglobna traktora.

#### 4.11. Indeks oblika traktora — *Form index of tractor*

Držimo li da je promatrani traktor prizma, za njezin grafički opis treba dva parametra; omjer visine i dužine  $H/L$ , te omjer širine i dužine  $B/L$ . Zavisnosti navedenih morfoloških indeksa prikazani su na slici 10.

Linija  $H = B$  odjeljuje dvije grupe vozila; iznad nje širina dominira nad visinom, ispod linije visina nad širinom. Vidljivo je da se za obje grupe traktora koje se koriste pri privlačenju drva vrijednosti nalaze ispod simetralne linije koordinatnog sustava, ali su im težišta relativno blizu pravca  $H = B$ . Tako ipak možemo govoriti o umjerenom prevlađivanju visine nad širinom.

#### 4.12. Ovisnost duljine i širine traktora o njegovoj masi — *Correlation between tractor's length and width and its mass*

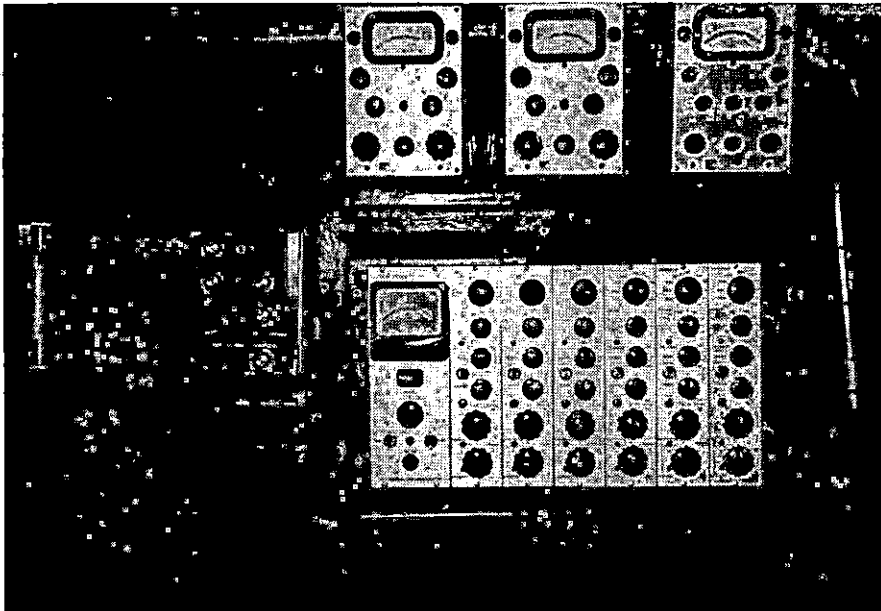
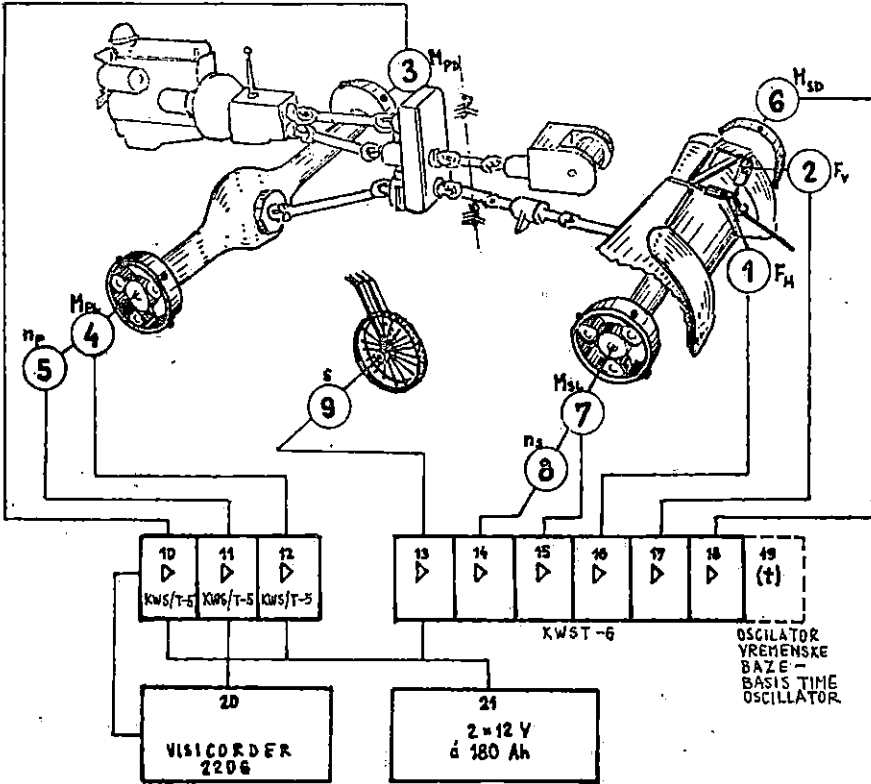
Rezultate prethodnih istraživanja nadopunjuje i analiza zavisnosti širine i duljine traktora od njegove mase. Na slici 11 prikazane su krivulje regresijske jednadžbe za »gabaritnu« širinu i duljinu adaptiranih šumskih traktora u ovisnosti o njihovoj masi. Parametri krivulja i indeksi korelacije dani su na dijagramu.

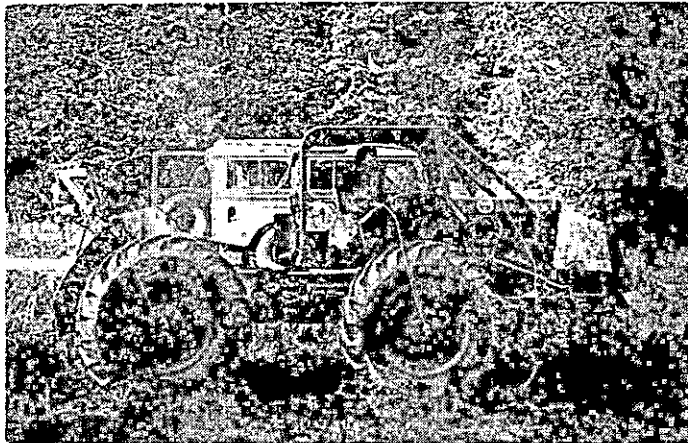
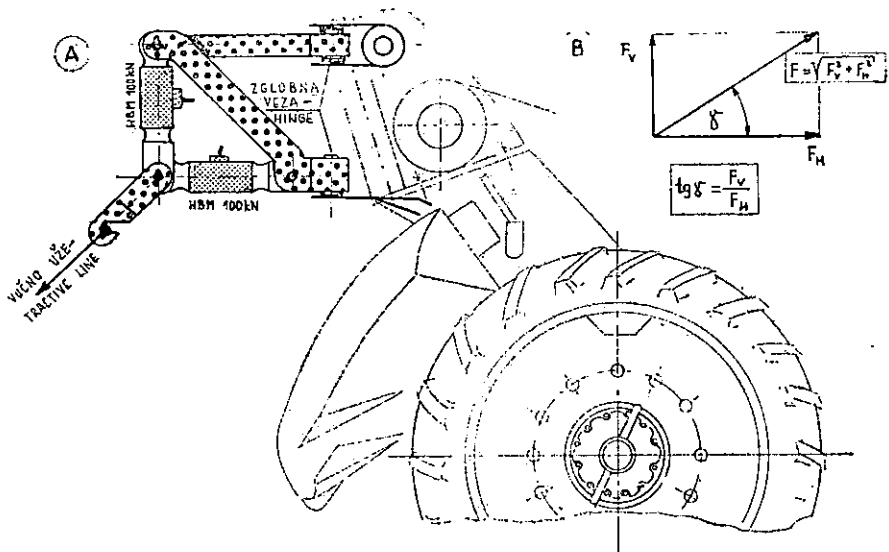
Na slikama 12 i 13 prikazane su krivulje regresijskih jednadžbi za širinu i duljinu zglobnih traktora. Između navedenih veličina  $B$  i  $L$  te mase traktora, korelacija je obračunata primjenom pravolinijskih veza, čiji su parametri i koeficijenti korelacije dani na dijagramu. Rezultati korelacijske analize »gabaritne« širine i mase vozila pokazuju, da kod zglobnih traktora namijenjenih za radove na privlačenju drva, širina nastavlja rasti s povećanjem mase, te se ne zaustavlja na zakonskom ograničenju od 2,5 m. To se može objasniti činjenicom da su zglobni traktori strogo specijalizirana vozila, namijenjena samo za radove na privlačenju drva, te se u pravilu ne kreću po javnim putovima. Duljina  $L$  zglobnih šumskih traktora nastavlja rasti s porastom mase za poznate traktore i kod većih masa. Usta-

Sl. — Fig. 7. Shema i fotografija mjernog pribora — Schematic review and photograph of measuring accessories

1. Mjerni pretvornik sile,  $F_H$  — Force measuring transducer,  $F_H$ ; 2. Mjerni pretvornik sile,  $F_V$  — Force measuring transducer,  $F_V$ ; 3. Mjerni pretvornik okretnog momenta,  $M_{PD}$  — Torque measuring transducer,  $M_{PD}$ ; 4. Mjerni pretvornik okretnog momenta,  $M_{PL}$  — Torque measuring transducer,  $M_{PL}$ ; 5. Impulsi vrtnje prednjeg mosta,  $n_P$  — Rotation impulses of front axle,  $n_P$ ; 6. Mjerni pretvornik okretnog momenta,  $M_{SD}$  — Torque measuring transducer,  $M_{SD}$ ; 7. Mjerni pretvornik okretnog momenta,  $M_{SL}$  — Torque measuring transducer  $M_{SL}$ ; 8. Impulsi vrtnje stražnjeg mosta,  $n_S$  — Rotation impulses of rear axle,  $n_S$ ; 9. Mjerni pretvornik puta,  $s$  — Path measuring transducer,  $s$ ; 10. ... 18. Pojačala — Amplifiers; 19. Oscilator vremenske baze — Basis time oscillator; 20. Pisalo — Recorder; 21. Izvor električne struje — Electrical supply

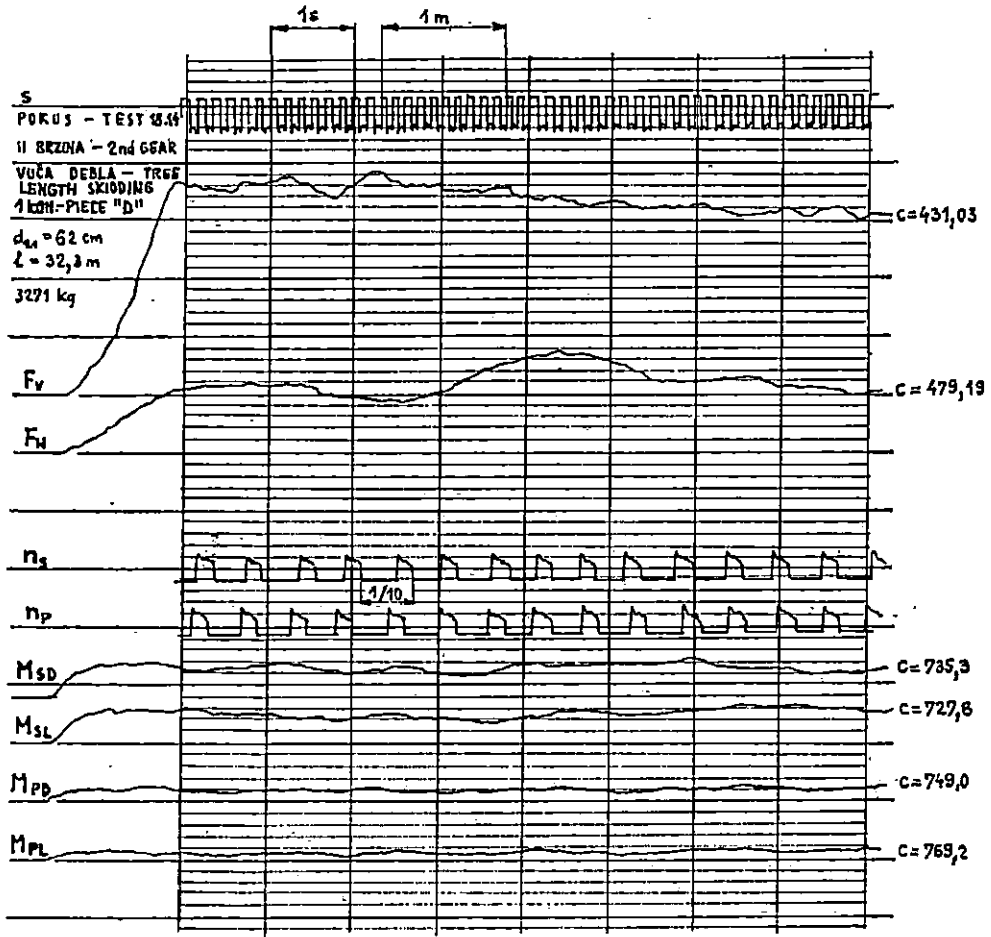
Sever S.: Istraživanja nekih eksploatacijskih parametara traktora pri privlačenju drva. Glasnik za šun. pokuse 22:183-303, 1984.





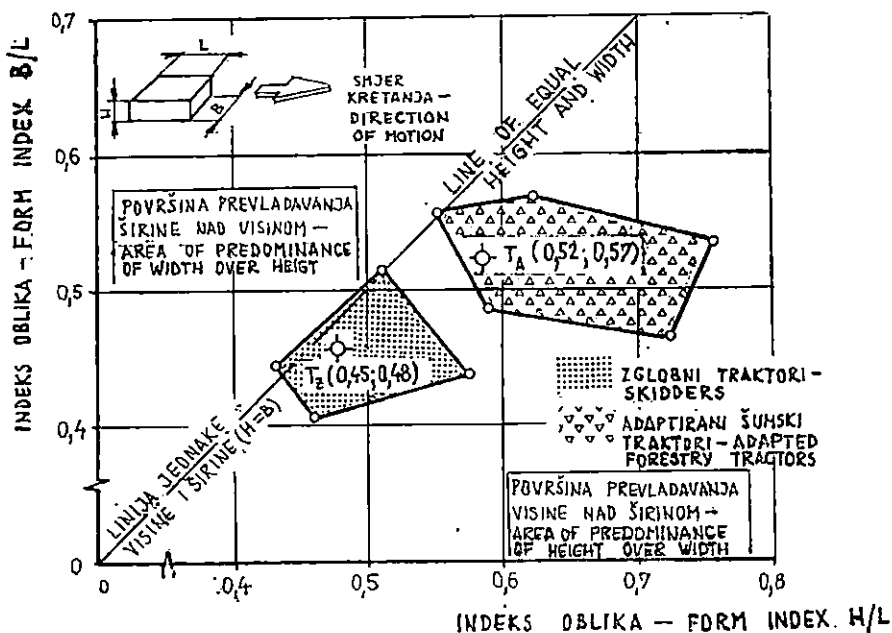
Sl. — Fig. 8. Mjerni uređaj (shema i fotografija) za mjerenje vertikalne i horizontalne komponente vučnog otpora — The measuring device (schematic review and photograph) for measurements of vertical and horizontal component of tractive resistance

A — Shema traktorske veze — Schema of tractor's bond  
 B — Plan sila — Forces diagram



Sl. — Fig. 9. Zapis oscillografa tijekom osnovnih istraživanja — Oscillograph record during main investigation.  $F_H$  — Horizontalna komponenta vučnog otpora — Horizontal component of tractive resistance;  $F_V$  — Vertikalna komponenta vučnog otpora — Vertical component of tractive resistance;  $M_{PL}$ ,  $M_{PD}$  — Zakretni moment prednje osovine — Front axle torque;  $s$  — Stvarno prevaljeni put — Real pass over path;  $n_p$ ,  $n_s$  — Broj okretaja prednje i stražnje osovine — Front and rear axle revolutions;  $1s$  — Vremenska baza — Basis time;  $M_{SL}$ ,  $M_{SD}$  — Zakretni moment stražnjeg mosta — Rear axle torque.





Sl. — Fig. 10. Ovisnost indeksa oblika  $B/L$  zglobnih i adaptiranih šumskih traktora za privlačenje drva o indeksu oblika  $H/L$  — Relationship between form index  $B/L$  and form index  $H/L$  of wheeled skidders and adapted forestry tractors for wood skidding.

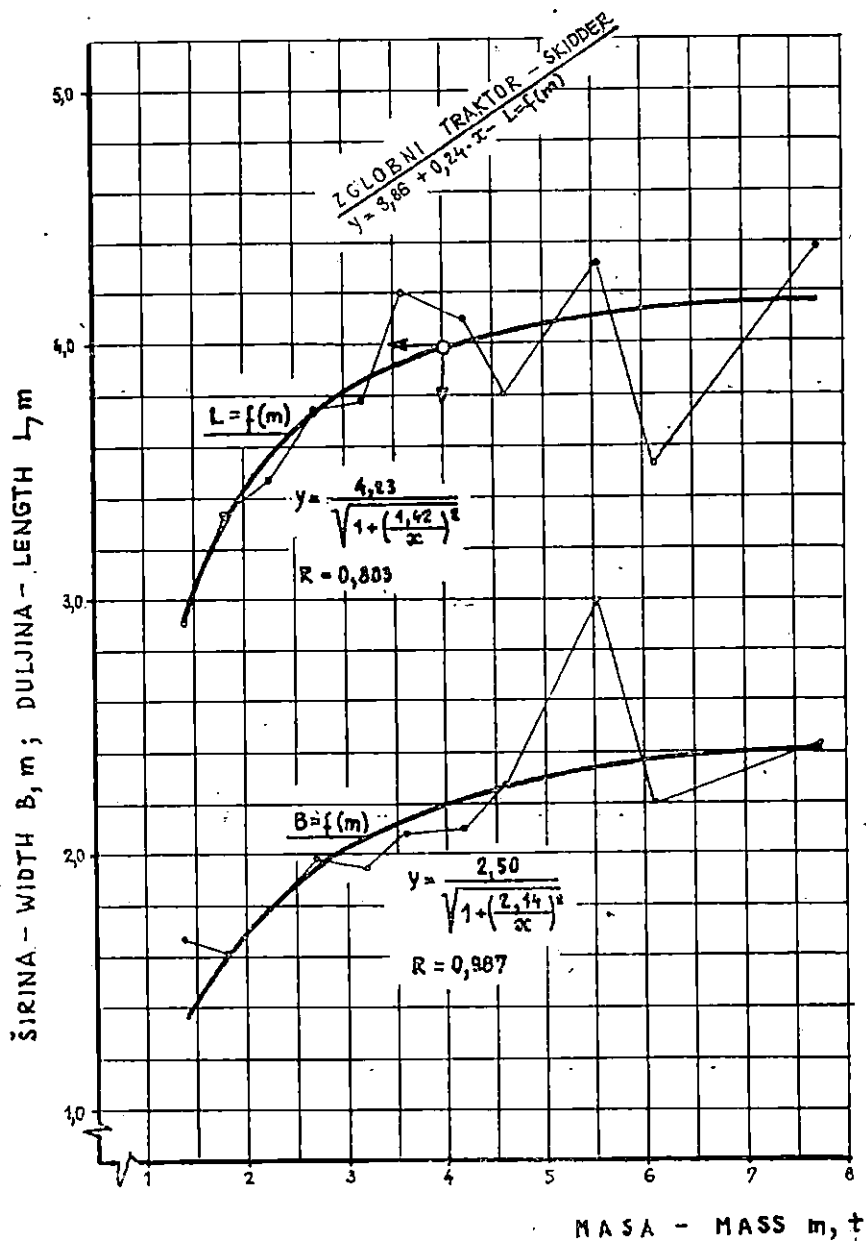
novljene veze su vrlo jake. Ovaj trend je moguć zbog kinematike sustava za upravljanje zglobnim traktorima, kod kojih i sa relativno velikim međuosovinskim razmacima ostvarujemo zadovoljavajuće polumjere okretanja.

Analiza širine adaptiranih traktora koji se koriste za privlačenje drva, rastu do veličine od ca. 2,50 m, vrijednosti koja je granična za vozila u cestovnom saobraćaju, *Wischof* (1978) i dr. Dakle, s daljim porastom mase takvih vozila, širina ostaje nepromijenjena. I duljina takvih traktora raste do neke granice, a potom se približuje veličini od 4,235 m. Duljinu od 4 m traktori postižu kod mase od ca. 4 t.

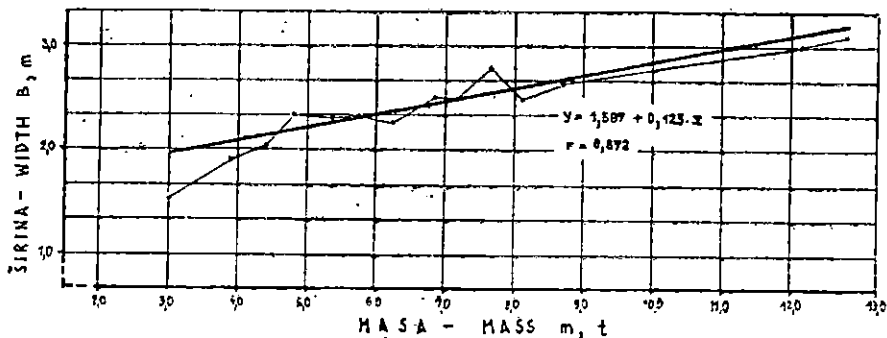
#### 4.13. Ovisnost kočene efektivne snage pogonskog motora o masi vozila — Correlation between brake effective power of driving engine and vehicle mass

U analizi morfoloških parametara traktora, interesantno je istraživanje snage pogonskog motora u ovisnosti od mase traktora.

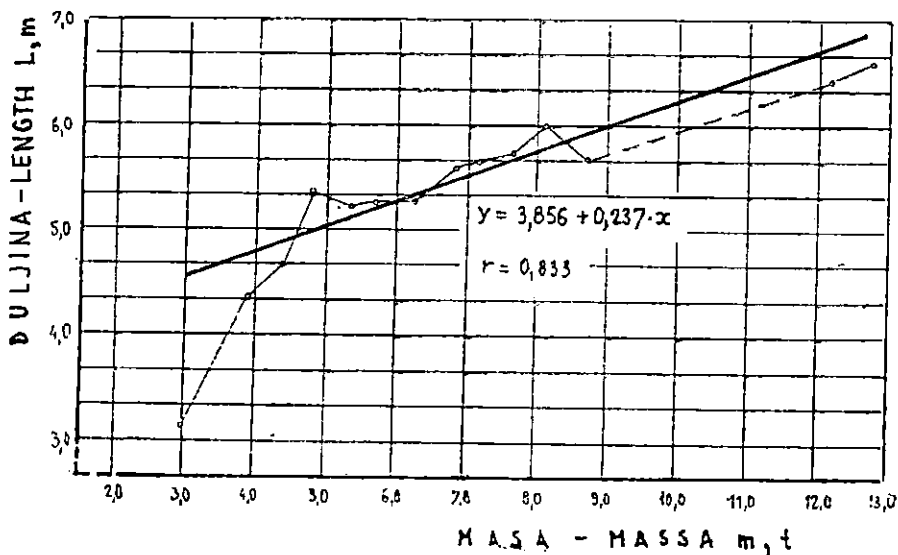
Na slici 14 prikazan je rezultat utvrđene veze za adaptirane šumske traktore, u ovom slučaju pravolinijske veze, s proračunatim koeficijentima korelacije. Možemo govoriti o vrlo uskoj vezi istraživanih činitelja.



Sl. — Fig. 11. Ovisnost širine i duljine adaptiranih traktora o njihovoj masi — Mass as a function of width and length of adapted forestry tractors

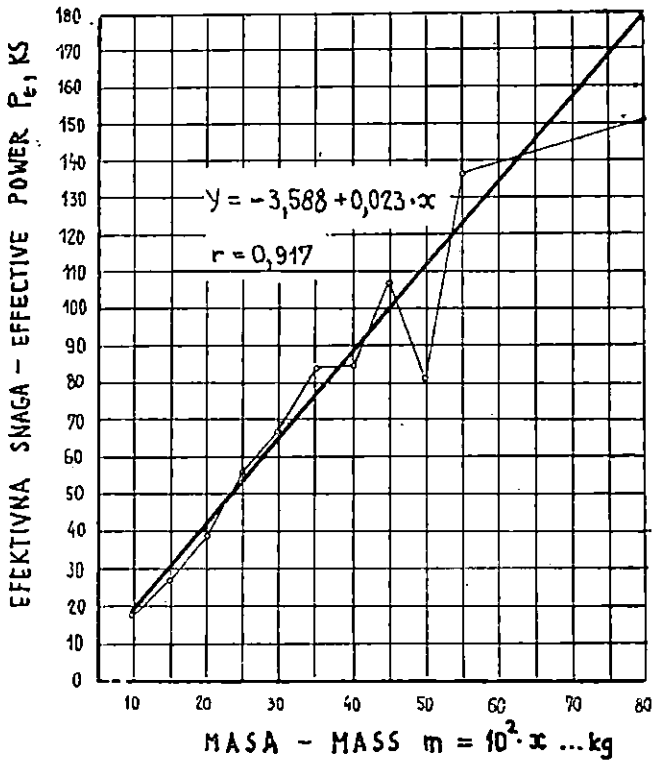


Sl. — Fig. 12. Ovisnost širine o masi zglobnih traktora — Relationship between width and mass of skidders



Sl. — Fig. 13. Ovisnost duljine o masi zglobnih traktora — Relationship between length and mass of skidders

Da bi mogli usporediti i ovisnosti tih dviju grupa traktora, na slici 15 je ucrtan i rezultat sa slike 14. Vidljivo je da regresijska jednadžba pravca dobivena izjednačavanjem veličina za adaptirane traktore leži iznad pravolinijske veze utvrđene za zglobne traktore. Ovo pokazuje da 1 kg mase zglobnih traktora nosi bitno manji iznos jedinične snage pogonskog motora. Dijelom se to može objasniti nesavršenošću njihove konstrukcije, a dijelom gradnjom s većim koeficijentima sigurnosti, zbog bitno otežanih



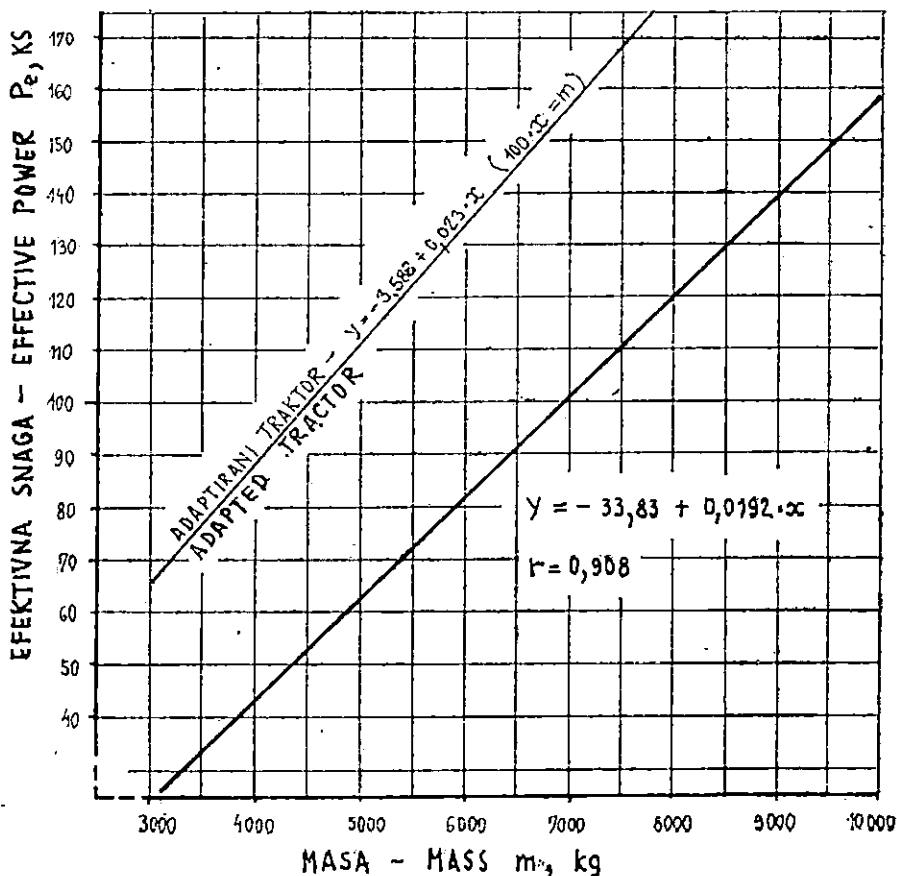
Sl. — Fig. 14. Ovisnost efektivne snage pogonskog motora o masi adaptiranih šumskih traktora — Relationship between engine effective power and mass of adapted forestry tractors

uvjeta rada na privlačenju drva. Tu se redovno radi uz nepovoljne koeficijente prijanjanja, pa se s povećanjem adhezijskog opterećenja osigurava rad i pod izričito nepovoljnim terenskim uvjetima.

#### 4.14. Ovisnost okvirnih (»gabaritnih«) dimenzija traktora o snazi motora — Correlation between the maximum over-all tractor dimensions and engine power

Rezultati analize efektivne snage motora od okvirnih dimenzija traktora prikazani su na slikama 16, 17, 18, 19, 20 i 21. Sve regresijske jednačbe s parametrima te indeksi korelacije dani su na dijagramima.

U tablici 2 su dane granične vrijednosti okvirnih geometrijskih veličina za dva razmatrana tipa traktora.



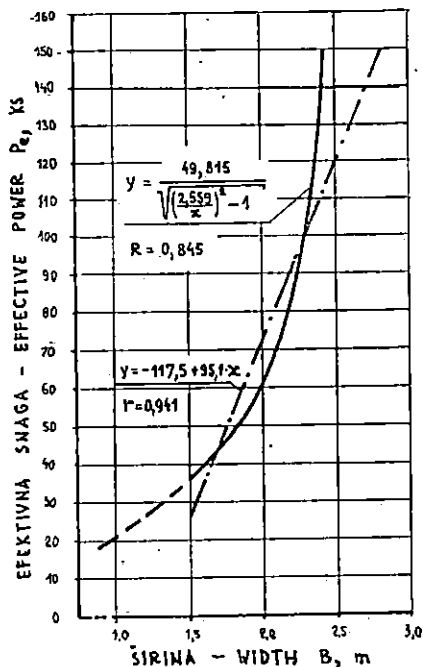
Sl. — Fig. 15. Ovisnost efektivne snage motora o masi zglobnog traktora — Relationship between engine effective power and mass of skidders

#### 4.15. Specifična masa traktora — Specific mass of tractor

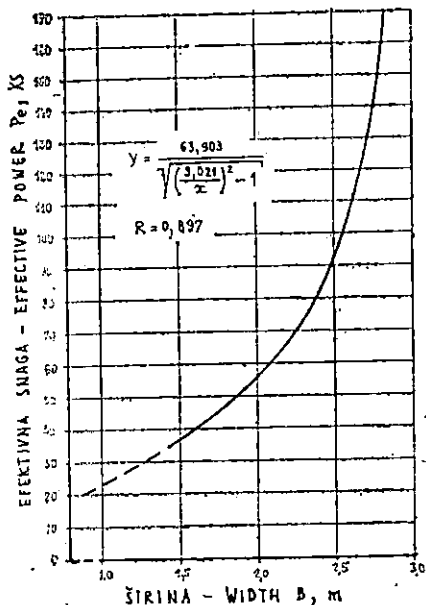
Da bi se produbila analiza o razmatranim veličinama, te dobile nove informacije o funkcijskim ovisnostima snage i mase traktora, analiziran je i parametar poznat kao specifična masa traktora, izražena odnosom  $g_s = m/P$  (kg/KS).

Izvršena je regresijska analiza posebno za adaptirane standardne i zglobne traktore. U oba slučaja su korištene regresijske jednadžbe drugog stupnja. Jednadžbe i korelacijski indeksi prikazani su na slikama 22 i 23.

Iz slike 24 je vidljivo da se pri snazi od ca. 40 do 50 KS za adaptirane traktore i kod snage od ca. 75 KS za zglobne traktore, linija specifične mase traktora lomi i s daljim porastom snage ostaje konstantnom.




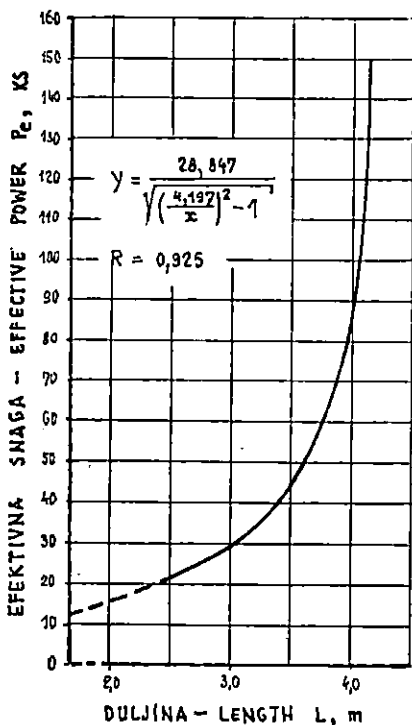
Sl. — Fig. 16. Ovisnost efektivne snage motora o širini adaptiranih šumskih traktora — Relationship between effective engine power and width of adapted forestry tractors



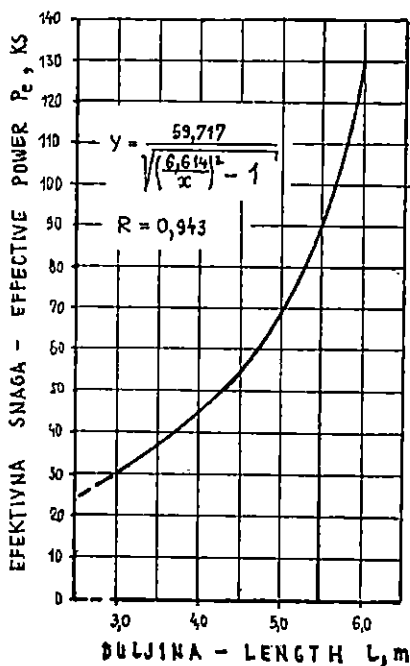
Sl. — Fig. 17. Ovisnost efektivne snage motora o širini zglobnih traktora — Relationship between effective engine power and width of skidders

Tablica 2 — Table 2. Granične vrijednosti geometrijskih veličina traktora — Limit values of tractor's geometrical dimensions

| Tip traktora<br>Tractor type  | Granična vrijednost kod koje prestaje rast dimenzija B, L ili H unatoč porasta efektivne snage<br>Limit values at which the dimension increase of B, L or H stops in of further increase of effective power |      |      |
|---|---|------|------|
|   | B   | L    | H    |
|  |   |      |      |
|   | m   |      |      |
| Adaptirani poljoprivredni traktor<br>Adapted farm tractor                           | 2.55  | 4.20 | 2.56 |
| Zglobni traktor<br>Skidder  | 3.02  | 6.61 | 3.06 |



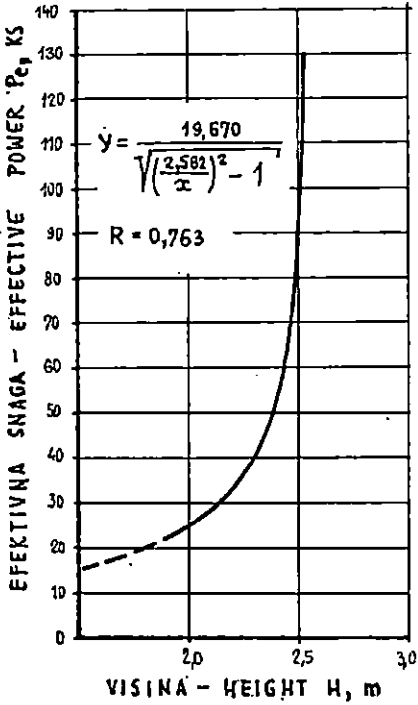
Sl. — Fig. 18. Ovisnost efektivne snage motora o duljini adaptiranih šumskih traktora — Relationship between engine power and length of adapted forestry tractors



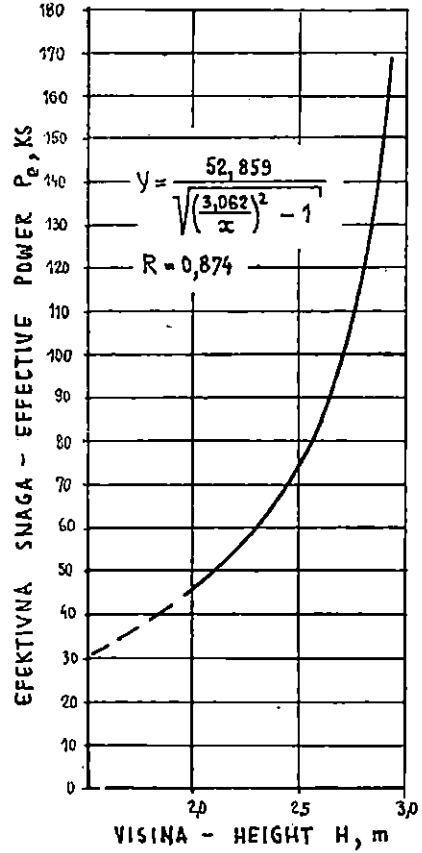
Sl. — Fig. 19. Ovisnost efektivne snage motora o duljini zglobnih traktora — Relationship between effective engine power and length of skidders

Iz slike 24 se vidi raspon specifičnih masa traktora koji se koriste u šumarstvu za radove na privlačenju drva; adaptirani traktori zadržavaju specifičnu masu u granicama od 35 do 60 kg/KS, a za zglobne traktore se kreće od 60 do 85 kg/KS. Ovi zaključci potvrđuju utvrđene zakonitosti između snage i mase traktora.

Značaj ovih razmatranja je to veći, ukoliko se podsjetimo da vučna sila, među ostalim, direktno zavisi i od opterećenja stvorenog masom traktora. Dakle, sa stanovišta vučne sile, mora postojati određena masa traktora, da bi se mogla iskoristiti snaga pogonskog motora. Tek u slučaju rada traktora s vitlom i mogućnosti sidrenja traktora uz panj, deblo ili pomoću vlastite podizne daske, moguće je koristiti i veću snagu traktora i pri smanjenoj specifičnoj masi. Kod vuče oblovine nošene jednim krajem od strane traktora, ne dolazi do mogućnosti smanjenja specifične mase traktora. Kako je jedino takav rad ekonomski opravdan tijekom privlačenja, ne treba u bliskoj budućnosti očekivati bitne promjene veličine specifičnih masa šumskih traktora.

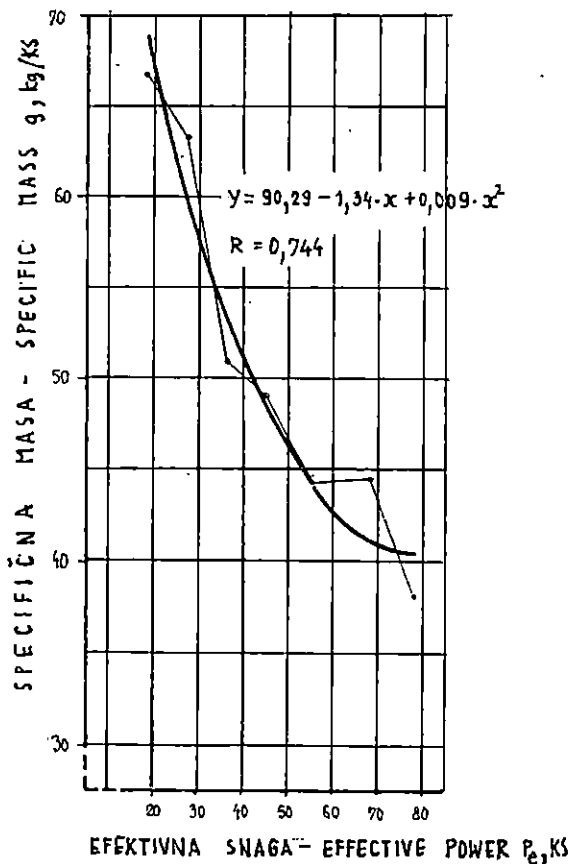


Sl. — Fig. 20. Ovisnost efektivne snage pogonskog motora o visini adaptiranih šumskih traktora — Relationship between effective engine power and height of adapted forestry tractor



Sl. — Fig. 21. Ovisnost efektivne snage pogonskog motora o visini zglobnih traktora — Relationship between effective engine power and height of skidders



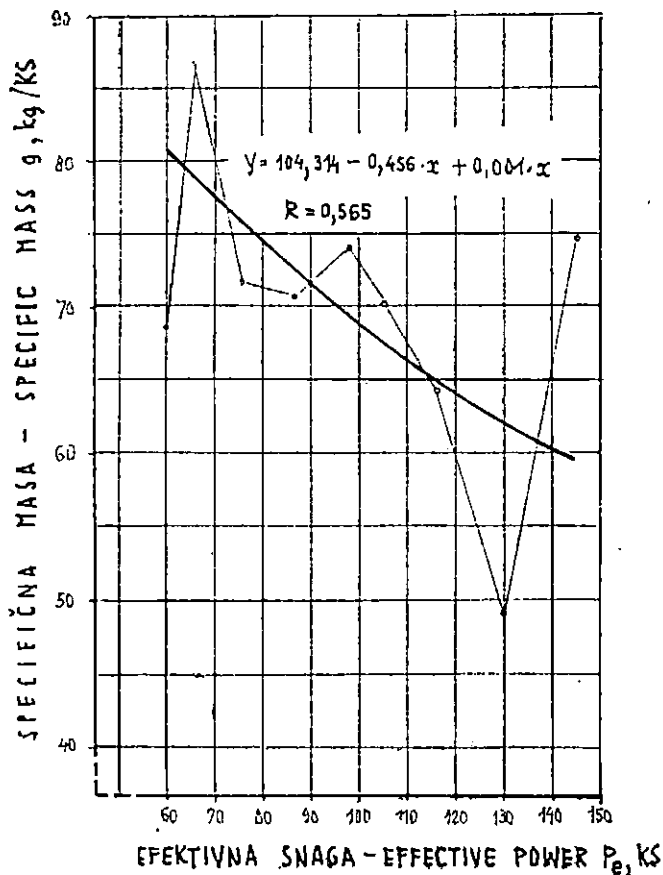


Sl. — Fig. 22. Ovisnost specifične mase o efektivnoj snazi pogonskog motora adaptiranih šumskih traktora — Relationship between specific mass and effective engine power of adapted forestry tractors

#### 4.16. Specifični imaginarni i stvarni tlak traktora — Specific imaginary and actual pressure of tractor

Kako je već naglašeno u poglavlju Cilj i problematika istraživanja, parametar specifičnog imaginarnog tlaka traktora, uveo je u morfološku analizu traktora Becker, 1956. Ovaj pokazatelj je definiran kao omjer mase vozila i površine imaginarnog pravokutnika, određenog okvirkom širinom i dužinom traktora,

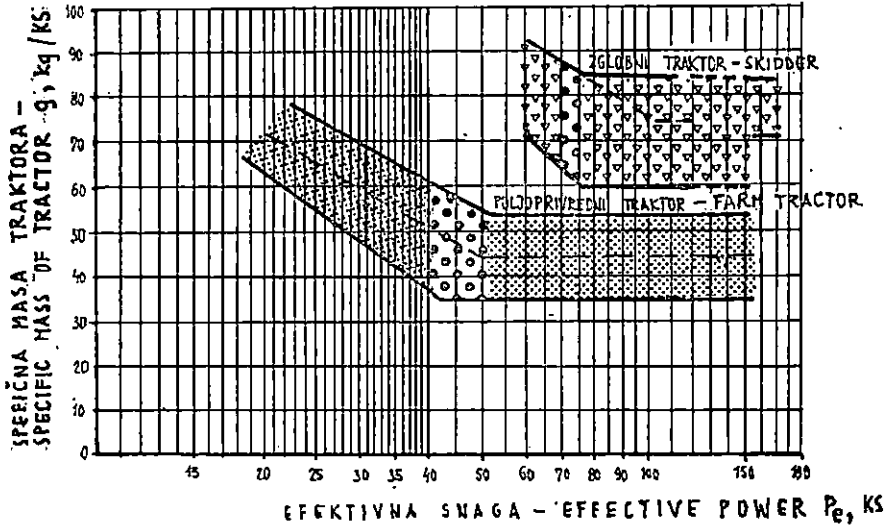
$$p_{im} = \frac{G}{B \cdot L} = \frac{G}{A_{im}} \dots \text{kp/m}^2 \quad (24)$$



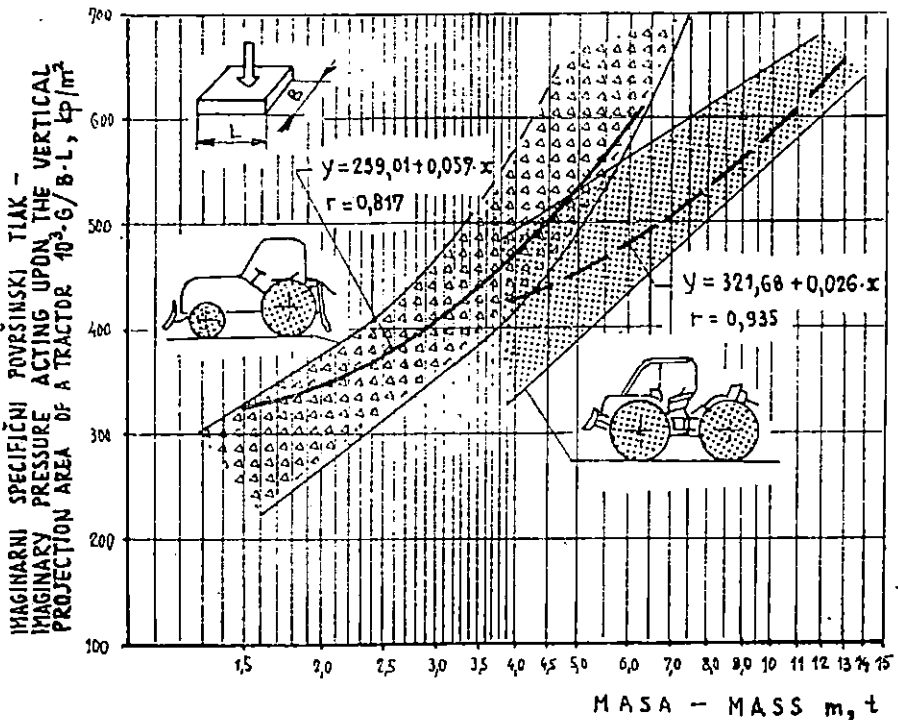
Sl. — Fig. 23. Ovisnost specifične mase o efektivnoj snazi pogonskog motora zglobnih traktora — Relationship between specific mass and effective engine power of skidders

Izvršena je korelacijska analiza imaginarnog specifičnog tlaka i mase traktora. Između veličina specifičnog imaginarnog tlaka i opterećenja uslijed mase traktora, korelacija je obračunata primjenom regresijskih jednadžbi pravca. Funkcije su ucrtane u polulogaritamskom koordinatnom sustavu (sl. 25) na kojem su unijeti podaci za parametre pravca i korelacijski koeficijenti.

Iz grafičkog prikaza je vidljivo da pri masi traktora od ca. 4 t dolazi do razdvajanja imaginarnog specifičnog tlaka za dvije promatrane vrste traktora. Specifični tlak adaptiranih traktora raste brže od tlaka zglobnih traktora što je i razumljivo, s obzirom na manje ograničenje duljine takvih traktora zbog zahtjeva zadovoljavajućeg polumjera okretanja.



Sl. — Fig. 24. Ovisnost specifične mase o efektivnoj snazi pogonskog motora zglobnih i adaptiranih šumskih traktora — Relationship between specific mass and effective engine power of adapted forestry tractors and skidders



Sl. — Fig. 25. Ovisnost imaginarnog tlaka o masi adaptiranih i zglobnih traktora — Relationship between imaginary pressure and mass of adapted forestry tractors and skidders

#### 4.17. Značaj polumjera okretanja traktora za privlačenje drva — Importance of wood skidding tractor's turning radius

Jedan od uvjeta da se neki traktor može uspješno koristiti kod privlačenja drva je da ima dovoljno mali polumjer okretanja. Samo u tom slučaju će s teretom uspješno obilaziti prepreke, dubeca stabla, stijene i drugo.

Sustav zglobnog upravljanja, koji se isključivo koristi za šumske traktore III generacije, bitno smanjuje polumjer okretanja u odnosu na polumjer okretanja koji se ostvaruje s kinematikom upravljanja preko prednjih kotača, kakvu koriste adaptirani traktori za privlačenje. Naravno, ova pretpostavka vrijedi uz sve ostale iste morfološke karakteristike vozila.

Približna analiza polumjera okretanja adaptiranog i zglobnog traktora pokazuje, da traktor s izvedenom kinematikom zglobnog upravljanja može biti ca. 2 puta duži od traktora sa sustavom upravljanja preko prednjih kotača, a da ima isti polumjer okretanja. Sve to objašnjava činjenicu da duljina zglobnih traktora nastavlja rasti s masom traktora, što nije slučaj kod traktora standardne građe s upravljanjem preko prednjih kotača.

No, osim izvedbe gdje se zglob nalazi u sredini baze traktora, isti može biti smješten bliže jednoj od osovina traktora.

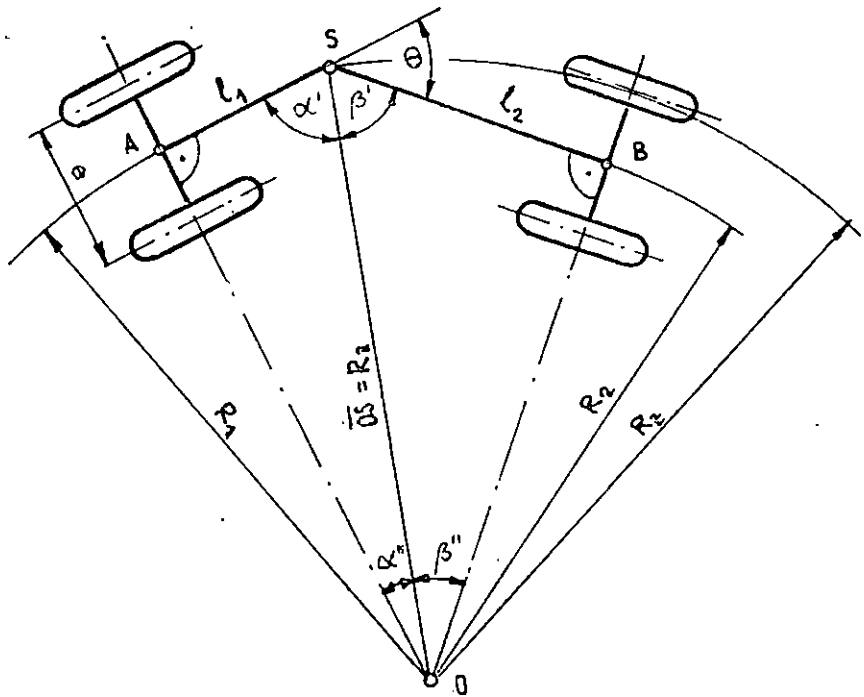
Za slučaj određivanja polumjera okretanja središta mostova A i B bez bočnog klizanja kotača zglobnog traktora, koji ima izveden stalni kut preklapanja prednje i stražnje sekcije, koristili smo oznake na slici 26.

Polumjer okretanja središta kraće sekcije;

$$\begin{aligned} \sin \alpha'' &= \frac{l_2}{R_2} \rightarrow R_2 = \frac{l_2}{\sin \alpha''} = \frac{l_1}{\sin \beta''} \\ \frac{l_2}{l_1} &= \frac{\sin \alpha''}{\sin \beta''} = \frac{\sin(\Theta - \beta'')}{\sin \beta''} = \frac{\sin \Theta \cos \beta'' - \cos \Theta \sin \beta''}{\sin \beta''} \\ \frac{l_2}{l_1} &= \sin \Theta \operatorname{ctg} \beta'' - \cos \Theta & \operatorname{ctg} \beta'' &= \frac{R_1}{l_1} \\ \frac{l_2}{l_1} &= \sin \Theta \cdot \frac{R_1}{l_1} - \cos \Theta \\ l_2 &= R_1 \sin \Theta - l_1 \cos \Theta \\ R_1 &= \frac{l_1 \cos \Theta + l_2}{\sin \Theta} \end{aligned} \quad (25)$$

Na identičan način smo izveli veličinu polumjera okretanja središta mosta duže sekcije vozila sa zglobnim upravljanjem;

$$R_2 = \frac{l_2 \cos \Theta + l_1}{\sin \Theta} \quad (26)$$



Sl. — Fig. 26. Shematski prikaz određivanja polumjera kretanja središta mostova traktora sa zglobnim upravljanjem bez bočnog klizanja kotača — Schematic review of the turning radius determination of vehicles axle center for tractors with articulated steering without side sliding of wheels.  $l_1, l_2$  — Udaljenost središta mostova od zgloba — Distance between axles center and joint;  $\theta = \alpha'' + \beta''$  — Kut okretanja sekcija oko zgloba — Turning angles of vehicle's section around the joint;  $R_1, R_2$  — Polumjeri okretanja središta prednjeg i stražnjeg mosta bez bočnog klizanja kotača — Turning radius of front and rear axles center without side sliding of wheels;  $R_z$  — Polumjer okretanja zgloba vozila — Turning radius of vehicle's joint

Specijalni slučaj ovakvog vozila je simetrično postavljen zglob, uz slijedeće uvjete:  $R_1 = R_2 = R$  i  $l_1 = l_2 = l$ ;  $\delta = \frac{\theta}{2}$

$$R = \frac{l + l \cos \theta}{\sin \theta} = l \frac{1 + \cos \theta}{\sin \theta}$$

$$1 + \cos \theta = 2 \cos^2 \frac{\theta}{2} \quad \sin \theta = 2 \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2}$$

$$R = l \frac{2 \cos^2 \frac{\theta}{2}}{2 \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2}} = l \operatorname{ctg} \frac{\theta}{2} \quad (27)$$

## 4.2. Priprema istraživanja — Preliminary investigations

Kao što je opisano u poglavlju Metoda rada i objekt istraživanja, pripremna istraživanja su provedena u dva dijela. Prvi dio se odvijao na području ŠG Karlovac, Šumarija Draganić, Radilište Visoka, tijekom srpnja 1973. godine, a drugi dio na području iste Šumarije tijekom prosinca 1975. godine u Odjelu 11. Dok su prva pripremna istraživanja provedena na pomoćnom stovarištu, nastavak pokusa obavljen je u sastojini. Vuča je obavljena zglobnim traktorom Timberjack 360 s gumama 28,1 x 26". Tlak zraka je držan u granicama propisanim od proizvođača (17 do 19 p. s. i.  $\sim$  1,195 do 1,335 at). Za cijelo vrijeme dinamometriranja radili smo na području do 5 000 kp, s brzinom registrirajuće trake od 10 cm/min, s konstantom 100 kp/mm. Sva snimanja su obavljena na horizontalnoj stazi, u dva smjera. Visina podignutog kraja je bila stalna te je iznosila 75 cm. Istovremeno je vučen samo jedan komad.

Uz penetracijske karakteristike tla istražene su i ovisnosti horizontalnog vučnog otpora, vučnog tereta, koeficijenta privlačenja, opterećenja tla uslijed vučnog tereta, koeficijenta otpora, klizanja zagonjskih kotača, horizontalne komponente vučne sile, vučne snage, stvarne brzine i dr. veličina bitnih za promatranje privlačenja drva zglobnim traktorima.

### *4.21. Smjernice za osnovna istraživanja na temelju rezultata pripremnih pokusa — Directions for main investigation based on results obtained in the preliminary experiments*

Na temelju rezultata pripremnih istraživanja te iskustva s vođenjem takvih pokusa, pripremljena su osnovna istraživanja. Evo nekih bitnih rezultata i preporuka za vođenje daljnjih istraživanja.

— Koeficijent otpora kod vuče s podignutim debljim krajem iznosio je ca. 563 kp/t tereta; s podignutim tanjim krajem utvrđena je prosječna vrijednost od 572 kp/t tereta. Koeficijent otpora je ca. 2% manji kod vuče s debljim krajem naprijed.

Najveću razliku smo utvrdili u jednom pokusu kod vuče duge oblovine, gdje je za vuču s tanjim krajem naprijed utvrđeno povećanje vučnog otpora za 12,8 %.

— Dio tereta prenijetog s vučenog drva na traktor mijenjao se s postavljenim tanjim ili debljim krajem naprijed, te duljinom vučene duge oblovine. Ustanovljeno je, da je za pojedine duljine hrastovih trupaca i duge oblovine prenijeto na stražnji most traktora slijedeći dio tereta: duljine od 4 do 5 m, srednjeg promjera  $\Phi$  65 cm, s debljim krajem naprijed 51,5 %, s tanjim krajem naprijed 48,5 %; duljine 15 do 16 m,  $\Phi$  65 cm, s debljim krajem naprijed 57,1 %, s tanjim krajem naprijed 39,3 %.

Sve ovo iznijeto ukazuje da pri privlačenju hrastovine, zbog nesavršenog oblika oblovine (pravnost, kvrgavost, perac, ostaci grana i dr.) nije utvrđena bitna razlika za vuču s tanjim ili debljim krajem naprijed. Vučena je duga oblovina i sortimenti duljine od 4 do 16 m, malog pada promjera.

— Iz literature je poznato više načina mjerenja vučnih otpora pri privlačenju drva. Glavni nedostatak izabranog načina, koji je povijesno gledano gotovo isključivo korišten u sličnim istraživanjima, je nemogućnost mjerenja vertikalne komponente vučnog otpora, a time i veličine i položaja rezultante sile. Budući da je primjenom zglobnih traktora i adaptiranjem standardnih, primjena vučnog užeta pogonjenog vitlom postalo dominantni način izvlačenja, dobivene informacije ne daju uvid u djelovanje tereta na vučno vozilo.

— Relativno jednostavni hidraulični dinamometar zbog veličine mjernog pretvornika i zahtjeva za spajanjem istoga sa registrirajućom napravom, ograničava postizanje uvjeta bliskim u eksploataciji.

Na osnovu gore iznesenog za osnovna istraživanja smo postavili slijedeće smjernice: — istodobno utvrđivati vertikalnu i horizontalnu komponentu vučnog otpora; — primijeniti metodu električnog mjerenja mehaničkih veličina, koja omogućuje fleksibilnije povezivanje mjernih pretvornika i pisala; — osigurati veće brzine pomaka registrirajućeg papira u cilju praćenja dinamičkih pojava; — povećati raspone tereta u cilju utvrđivanja graničnih veličina vuče; — izabrati dovoljno dugu i široku stazu s karakteristikama tla sličnim iz drugog pripremnog pokusa, ali bez skeleta; — proširiti istraživanja i na vuču stabala; — proširiti istraživanja i na zbivanja na zagonskim kotačima; — u cilju smanjenja rasipanja mjernih veličina uslijed morfoloških karakteristika tereta, pokus izvršiti s jelovinom; — prijeći s mjerenja na fiksnoj duljini staze na mjerenje do potrebnog broja registriranih podataka; — konstruirati uređaj kojim će se omogućiti istodobno privlačenje većeg broja komada drva, kako bi uvjeti odgovarali eksploatacijskim, a da istodobno možemo utvrditi i dinamičke promjene vertikalne i horizontalne komponente vučnog otpora. Uređaj dimenzionirati prema rezultatima pripremnih mjerenja.

### 1.3. Osnovna istraživanja — Main investigations

Osnovna istraživanja smo proširili na bitno nova područja u odnosu na ona kod pripremnih istraživanja. Što se tiče vučenog tereta, radili smo s jelovinom i smrekovinom; vukli smo stabla, debla, dugu oblovinu i sortimente. Istraživanje je prošireno i na ostale gubitke snage traktora, kako bi mogli odrediti stupanj korisnosti kotača traktora, te vučnu korisnost traktora.

U rezultatima je prikazan samo dio utvrđenih ovisnosti osnovnim istraživanjima, za koje smo smatrali da će ponajbolje ilustrirati bitne eksploatacijske parametre pri privlačenju drva.

U cilju lakšeg praćenja, rezultate smo svrstali prema naravi pojave u nekoliko poglavlja, iako će se često i oni iz različitih područja nadopunjavati i objašnjavati suštinu zbivanja.

### 4.31. Karakteristike tla — Soil characteristics

Cilj istraživanja karakteristika tla je bio ustanovljenje bitnih parametara za lokomociju i vuču drva opisanim traktorima. Izabrani su slijedeći pokazatelji svojstava tla: mehanički otpor tla, vlaga i granulometrijski sastav čestica tla. Na jednoj dubini utvrdili smo i srednji tlak po širini traga kotača.

#### 4.31.01. Mehanički otpor i vlaga tla — Mechanical resistance and soil moisture

Penetracijski pokus je obavljen penetrometrom i penetrografom. U prvom slučaju smo ustanovljivali radnju potrebnu za penetraciju konusa šipke u tlo, a u drugom silu potrebnu za istu svrhu. Istodobno je mjerena i vlaga tla u nekoliko horizonata. Penetrograf koristi protusilu opruge kao mjeru za silu utiskivanja konusa. Otpor tla ( $\text{kp/cm}^2$ ) u slučaju rada s penetrometrom je radnja po jedinici utisnutog volumena ( $\text{kp cm/cm}^3$ ), (J o u n g 1968 i dr.).

Na slici 27 prikazan je originalni snimak penetracijskog pokusa penetrografom. Vidljivo je da se radi o istovrsnom tlu, kako to navodi B e k k e r (1973).

Za računsko izjednačenje primijenjena je regresijska jednadžba drugog reda. Za svaki pojedini slučaj utvrđena je i granična sila utiskivanja penetrometra.

Slika 28 prikazuje zavisnost dubine penetriranja od radnje izvršene po jedinici utisnutog volumena tla.

Karakteristična penetracijska krivulja tla na kojem je obavljeno odnosno istraživanje, prikazana je na slici 29. Analiza pokazuje da se radi o istovrsnom tlu; korelacijska veza je potpuna. Srednja vrijednost granične sile utiskivanja iznosi 10,4 kp.

Testiranjem je utvrđeno da sadržaj vlage u tlu pripada jednom skupu te dajemo samo srednju vlagu:  $\bar{w}_r = 47,9 \pm 2,04 \%$ .

#### 4.31.02. Granulometrijski sastav tla — Grain size composition of soil

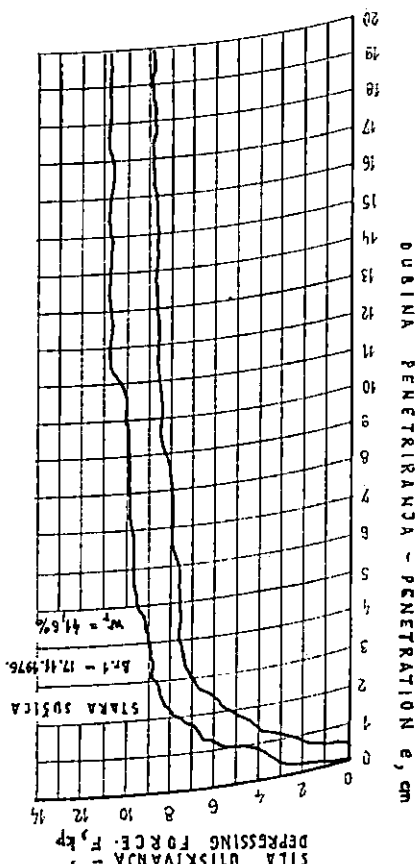
Granulometrijski sastav tla, ili sadržaj zrna različite veličine u određenoj količini tla, prikazali smo prema JUS U. B1. 018, gdje je u postocima izražena težina frakcije koja prolazi kroz sito u zavisnosti od zrnatosti. Ovakav granulometrijski dijagram je prikazan na slici 30.

Prema toku krivulje iz granulometrijskog dijagrama tla, možemo tlo okarakterizirati kao i l o v a č u. Iz polulogaritamskog dijagrama je vidljivo, da smo kao granice između šljunka i pijeska uzeli 2 mm, pijeska i praha 0,06 mm te između praha i gline 0,002 mm.

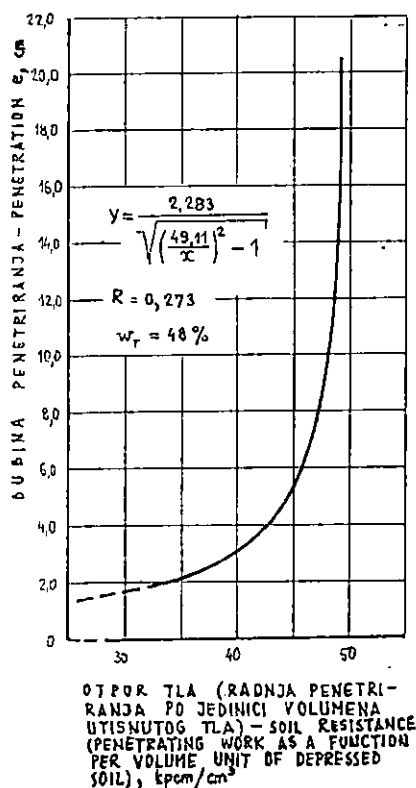
Oznaku tla smo odredili prema dijagramu za klasifikaciju tla ureda za tla USA (US Bureau of Soils), poznat kao trokutasti dijagram za klasifikaciju. Na slici 31 je prikazan navedeni dijagram i u njega ucrtano mjesto tla za koji je određen granulometrijski sastav (B e n n e t t, 1962).

Upravo za ilovaču se smatra da je nedovoljno određen pojam, te se stoga u mehanici tla izbjegava. B e n n e t t (1962) pod ilovačom podrazumijeva sastav od 30—50 % pijeska, 30—50 % praha i 0—20 % gline.





Sl. — Fig. 27. Zapis penetracijskog pokusa sa pisala — Transcript from recorder cone penetrometer test

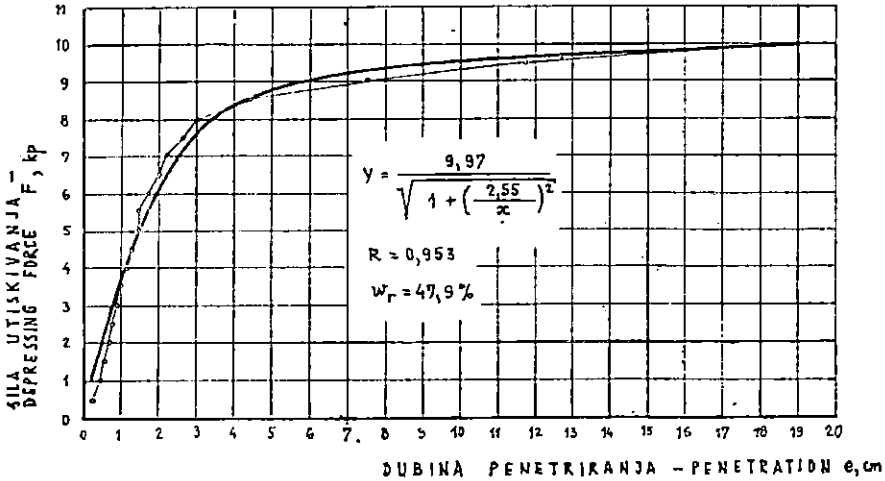


Sl. — Fig. 28. Ovisnost dubine penetracije o radnji po jedinici volumena utisnutog tla — Relationship between penetration and work per volume unit of depressed soil

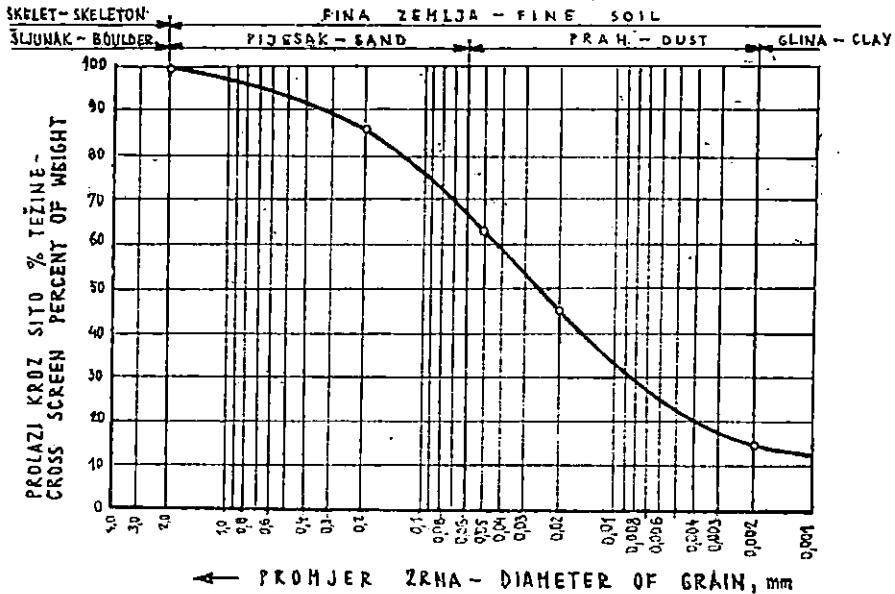
#### 4.31.03. Tlak u tlu po širini traga kotača — Underground pressure through the width of the track

Na dubini od 14 cm ustanovili smo srednji tlak uzrokovan prolazom kotača traktora po širini njegovog traga. Ovu dubinu smo odabrali zato, jer je na njoj prestao utjecaj rebara pneumatika. Mjerenja su obavljena za prolaz neopterećenog traktora, te istog s ovješanim teretom (1 komad duge oblovine), koji je tijekom vuče uzrokovao vertikalnu komponentu sile od 850 kp i vodoravnu vučnu silu od 325 kp.

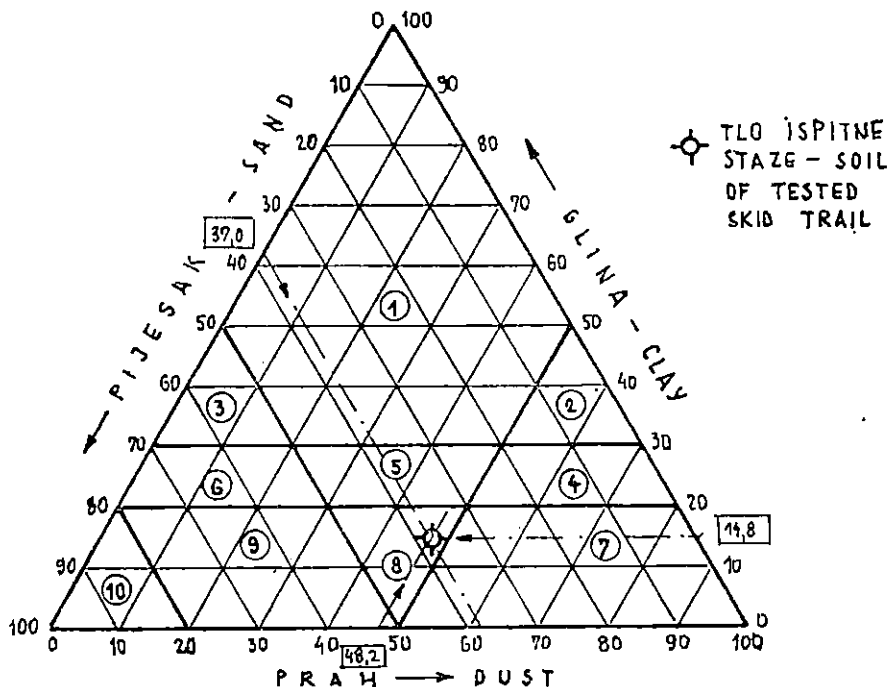
Rezultati mjerenja su prikazani na slici 32, posebno za prednji i stražnji most. U histogram su unijeti srednji rezultati utvrđenih tlakova. Kod kretanja praznog traktora opterećenje je bilo koncentrirano u uskoj zoni oko središnjeg pojasa gume, te je tu i ustanovljen izričiti maksimum. Do-



Sl. — Fig. 29. Ovisnost sile utiskivanja koničnog penetrometra o dubini penetriranja — Relationship between depressed force of cone penetrometer and penetration



Sl. — Fig. 30. Granulometrijski sastav tla — Grain size composition of soil



Sl. — Fig. 31. Dijagram klasifikacije tla prema Uredu za tla USA — Soil classification diagram in accordance with Office of soil of USA. ○ Ispitivano tlo u dijagramu — Tested soil in diagram (1) Glina — Clay; (2) Prašnasta glina — Dusty clay; (3) Pjeskovita glina — Sandy clay; (4) Prašnasto glinovita ilovača — Dusty clay loam; (5) Glinasta ilovača — Clay loam; (6) Pjeskovito glinovita ilovača — Sandy clay loam; (7) Prašnasta ilovača — Dust loam; (8) Ilovača — Loam; (9) Pjeskovita ilovača — Sandy loam; (10) Pijesak — Sand

datnim opterećenjem uslijed obješenog tereta došlo je i do prijenosa pritiska na većoj širini gume. Pritom nije bitno povećan maksimalni srednji tlak. Dok smo na stražnjem mostu u zoni uz centralnu nedvojbenu ustanovili povećanje tlaka, na prednjem mostu je došlo do rasterećenja i smanjenja srednjih tlakova tik uz ekvatorijalni središnji pojas gume.

#### 4.32. Tehničko-eksploatacijski parametri traktora pri privlačenju drva — Technical-exploitation parameters at wood skidding

U ovom poglavlju ćemo obuhvatiti rezultate istraživanja više parametara koji se mijenjaju tijekom privlačenja drva. Da bi mogli pristupiti matematičko-statističkoj obradi rezultata istraživanja, izvršili smo prethodne proračune i testove. Iznijet ćemo najvažnije.

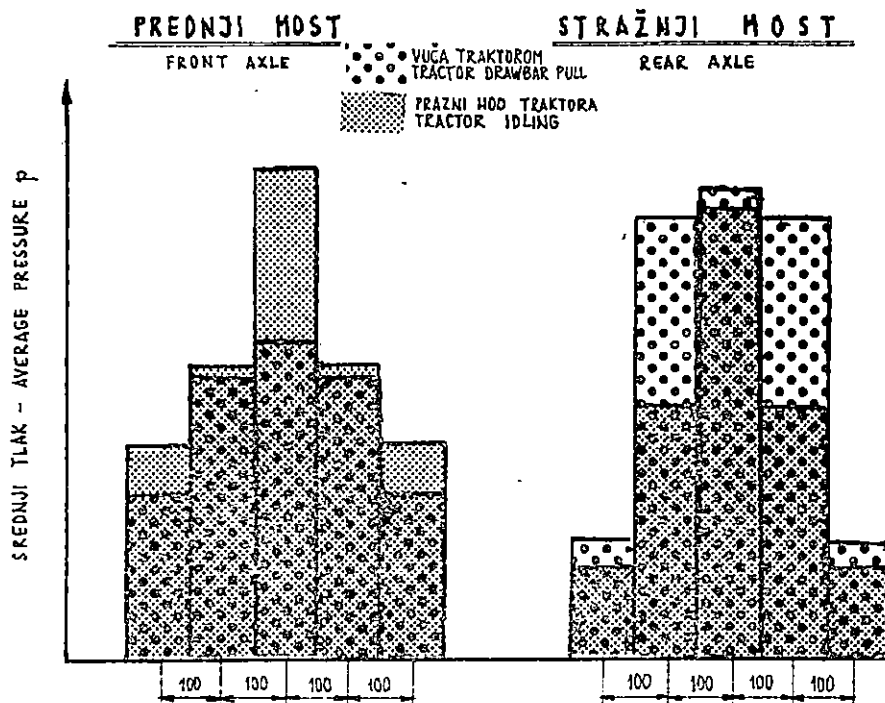
Budući da ispitivani traktor raspolaže diferencijalom koji se u času nastupanja određene razlike broja okretaja blokira (tzv. No - spin diffe-

rential), provjerili smo da li se brzine vrtnje prednjeg i stražnjeg mosta bitno razlikuju. Dakle, za navedeni slučaj smo utvrdili signifikantnost razlika dviju aritmetičkih sredina. U svim testiranim slučajevima se radilo o velikim uzorcima s različitim frekvencijama.

Između aritmetičkih sredina broja okretaja prednjeg i stražnjeg mosta određena je signifikantnost, pa je dobiveno za vožnju u II stupnju prijenosa  $t = 0,25$ , a u III stupnju prijenosa  $t = 0,21$ . Za broj stupnjeva slobode  $n = 280$ , odnosno  $n = 254$ , uz koeficijent rizika 0,05 vidimo, da je granična vrijednost  $t_0 = 1,97$ . Prema tome, aritmetičke sredine nisu signifikantno različite, te su u daljoj obradi rezultata istraživanja uzimane kao jedan skup.

Budući da smo gotovo isključivo sve pokuse privlačenja obavljali u II i III stupnju prijenosa, prije obrade su sve mjerene i obračunate veličine testirane s obzirom na uključeni stupanj prijenosa. Samo u slučaju signifikantne razlike, dalju obradu smo obavili odvojeno. U tu svrhu izvršeno je ca. 500 testova signifikantnosti aritmetičkih sredina. Zbog opsega materijala nećemo iznositi navedene rezultate testiranja.

Nakon utvrđivanja stohastičke veze između pojedinih pokazatelja, a prije računskog izjednačenja regresijskim jednadžbama, analizom vari-

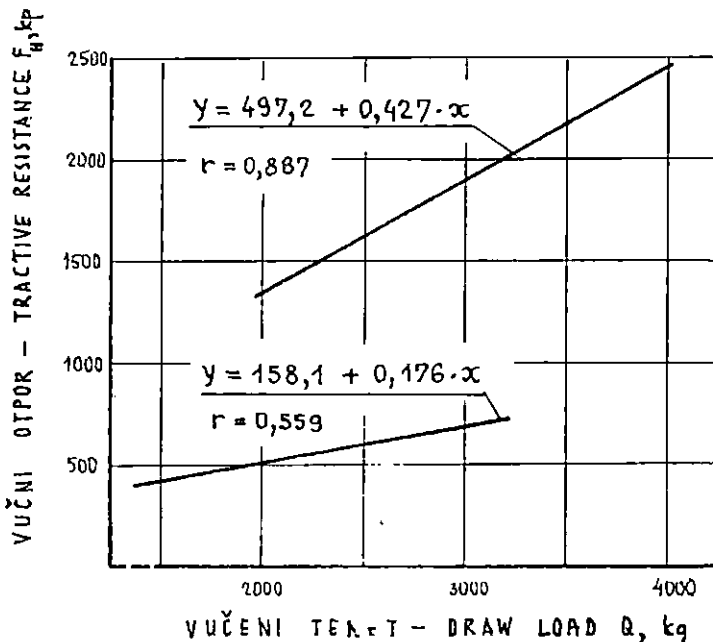


Sl. — Fig. 32. Prikaz rezultata mjerenja srednjeg tlaka po širini traga kotača — Presentation of measurement results of average pressure upon the width of track

jance je utvrđeno, da li postoji signifikantna razlika vrijednosti zavisne varijable. Tek nakon toga smo pristupili izračunavanju korelacija proučavanih činilaca. I ove rezultate nećemo prikazivati zbog velikog broja obavljenih analiza (oko 800).

4.32.01. Vodoravna komponenta vučnog otpora (vodoravna komponenta vučne sile) — Horizontal component of the tractive resistance (Horizontal component of the tractive force)

Dok je koeficijent pravolinijske korelacije za vuču stabala ( $r = 0,887$ ) pokazao vrlo jaku vezu, za vuču debala, duge oblovine i trupaca utvrđena je jaka veza (sl. 33). Zbog navedenog smo kasnije ispitali zakonitosti koje

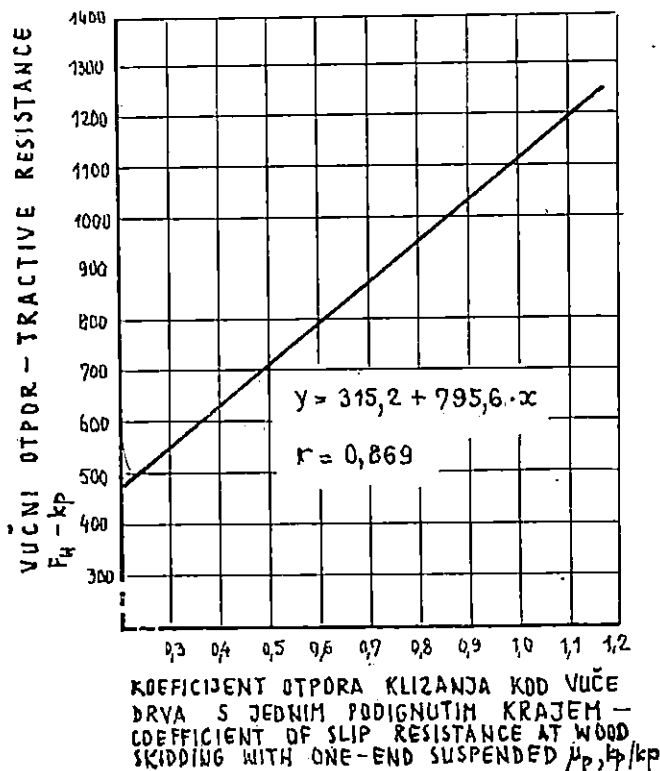


Sl. — Fig. 33. Ovisnost vučnog otpora o vučenom teretu — Relationship between tractive resistance and draw load

vladaju kod vuče različitih tereta, prema njihovim morfološkim osobinama, orijentaciji i dr. Količine tereta se kreću u granicama od 1,5 t do ca. 4,0 t, što je iznosilo oko 72 % adhezijske mase traktora (masa traktora koja sudjeluje u stvaranju adhezijskog opterećenja).

Vučna sila traktora koristi se za savladavanje horizontalne komponente vučnog otpora stvorenog na mjestu dodira vučenog tereta s tlom. Taj otpor je proporcionalan s normalnom komponentom opterećenja uzrokovanog drvom i koeficijentom otpora klizanja između tereta i tla.

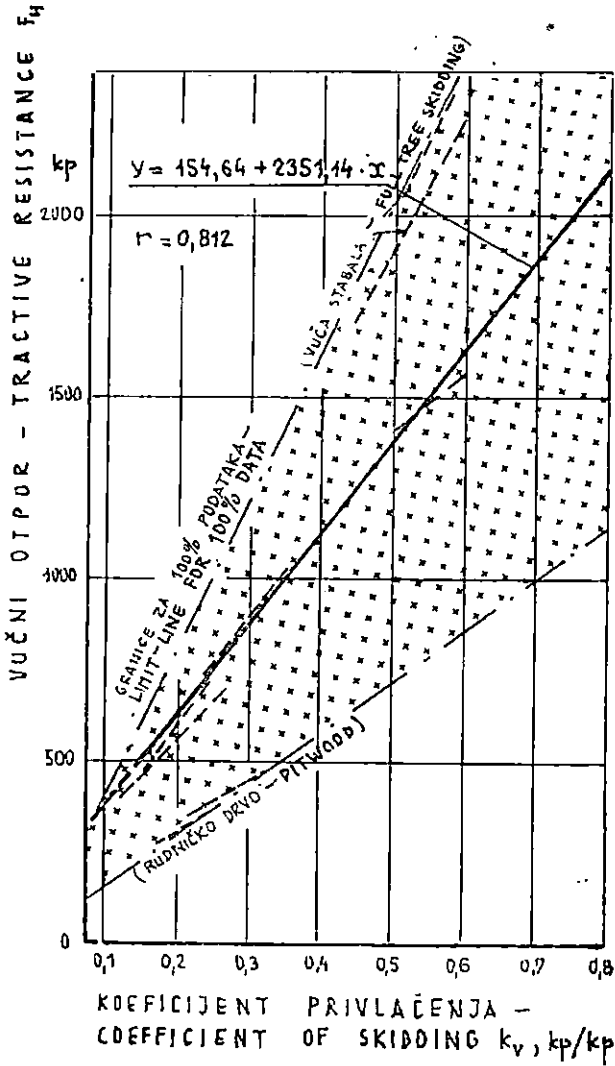
Istraživanja (sl. 34) su potvrdila da postoji vrlo jaka veza između proučavanih pokazatelja. U proučavanom slučaju vuče s porastom koeficijenta otpora nedvojbeno raste i horizontalna komponenta vučnog otpora, te kod sile od ca. 1 100 kp iznosi 1,0 kp/kp.



Sl. — Fig. 34. Ovisnost vučnog otpora o koeficijentu otpora — Relationship between tractive resistance and coefficient of resistance

Posebnu smo pažnju posvetili proučavanju zavisnosti vučne sile od koeficijenta privlačenja. Jednadžba pravca i koeficijenta korelacije prikazani su na slici 35. Regresijska analiza je pokazala da se za sortimente manjih dimenzija, kao što je rudničko drvo, nalaze pravci regresije ispod, a za vučena stabla iznad linijske veze uvrđene za sve podatke pokusa. Na dijagramu su ucrtane i granice za 100 % podataka.

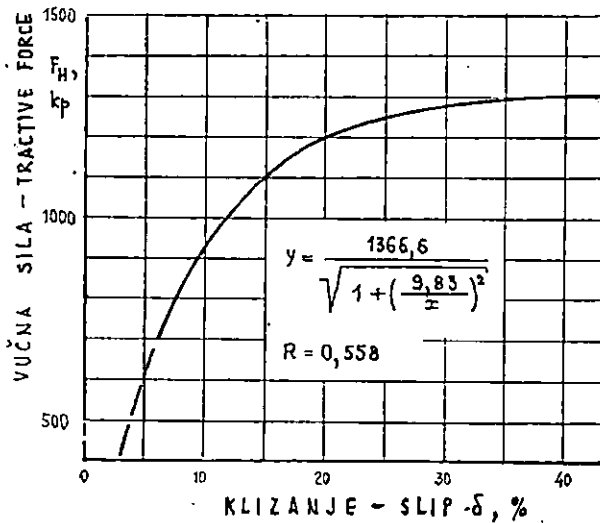
Rezultati osnovnih istraživanja su pokazali da postoji granična vučna sila koja se može ostvariti određenim traktorom u eksploatacijskim uvjetima, određenim sa stanjem podloge i voznog sustava. Na slici 36 prikazana je zavisnost veličine vučne sile od klizanja prigranskih kotača. Tzv. peti kotač za registriranje stvarno prevaljenog puta kod privlačenja



Sl. — Fig. 35. Ovisnost vučnog otpora o koeficijentu privlačenja — Relationship between tractive resistance and coefficient of skidding

drva veoma teško prati mikroneravnine stvorene uslijed klizanja traktora i vuče tereta. Dijelom smo ublažili navedeni problem, prebacivanjem mje-rača puta uz pokretni laboratorij, koji se kretao paralelno s traktorom, ali po tvrdom putu.

Već su pripremljena istraživanja pokazala, da koeficijent vuče predstavlja bitni pokazatelj vučnih karakteristika traktora. Jedan od načina mogućeg povećanja vučne sile je povećanje adhezijskog opterećenja traktora. Kod ispitivanih traktora sa zagonom na sve kotače, veličina vertikalne komponente tereta se u punom iznosu dodaje masi traktora, te zajedno tvore adhezijsko opterećenje traktora. Produkt koeficijenta vuče i adhezijskog opterećenja daje veličinu moguće vučne sile. Naravno, i drugi faktori utječu na navedene pojave, o čemu će se govoriti u daljim razmatranjima.



Sl. — Fig. 36. Ovisnost sile vuče o klizanju — Relationship between draw pull (tractive force) and slip

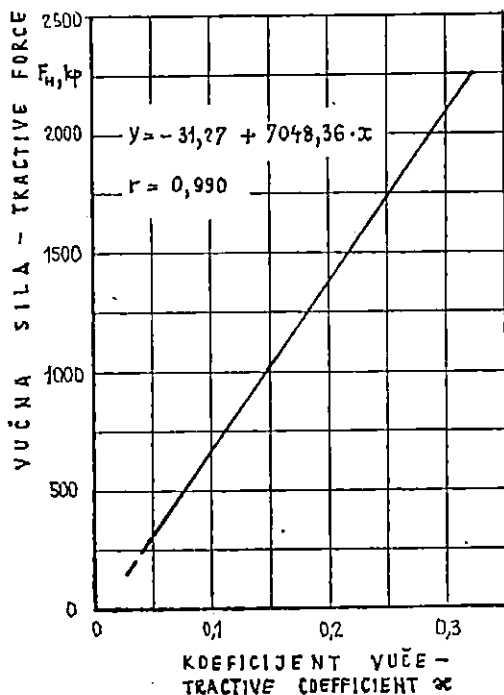
Treba naglasiti, da su maksimalni iznosi koeficijenta vuče za promatrani traktor tijekom pokusa privlačenja, relativno niski ( $\alpha \sim 0,3$ ), sl. 37. Isti su ostvareni na граничном klizanju od oko 40 %. To ukazuje na potrebu daljeg proučavanja navedenih činilaca, posebno načina za povećanje faktora u cilju porasta vučne sile, npr. koeficijenta prijanjanja (adhezije); npr. sa korištenjem lanaca, dodatnim utezima i dr. Svi promjenljivi elementi mjereni su tijekom pokusa mjernim sustavom kojim su registrirane dinamičke promjene horizontalne i vertikalne komponente vučnog otpora.

Nakon određivanja signifikantnosti razlika (analizom varijance) aritmetičkih sredina vučne sile za rezultate pokusa, prišli smo utvrđivanju korelacijskih veza za pojedine grupe, u cilju utvrđivanja njihove ovisnosti



o brzini kretanja vozila. Utvrđena veza pokazuje, da se ne može utvrditi zakonitost o rastu ili padu vučenih otpora u promatranom dijapazonu brzina.

Mnogi autori iznose slične rezultate istraživanja vučnih otpora pri privlačenju drva. Najčešće koriste bezdimenzijske parametre — koeficijent otpora i privlačenja, kao pokazatelje uvjeta i karakteristika tereta, tla i traktora. Gotovo da nema radova koji bi opisivali zavisnost vučnog otpora od gubitka klizanja, koeficijenta vuče i brzine kretanja.



Sl. — Fig. 37. Ovisnost horizontalne komponente sile vuče o koeficijentu vuče — Relationship between horizontal component of tractive force and tractive coefficient

Calvert i Garlicki 1968 navode rezultate istraživanja faktora koji utječu na horizontalnu silu pri privlačenju drva s jednim podignutim krajem. Svi faktori, osim tipa tla, signifikantno su utjecali na veličinu vučnog otpora. Prema ovim autorima, temeljni utjecaj imaju masa tereta i njegova orijentacija tijekom privlačenja. Dok je masa označena kao značajan faktor, orijentacija je određena kao bitan parametar za uvjete istraživanja pod kojima su radili istraživači. Koeficijent privlačenja ( $k_v$ ) se smatra korisnom i interesantnom veličinom. Na njegov iznos utječe tip tla, visina hvatanja tereta, orijentacija tereta i brzina kretanja. Na šljun-

čanom terenu autori su ustanovili niže vrijednosti koeficijenta privlačenja nego na pjeskovitom tlu. Za vuču 12 stabala smreke ustanovljena je maksimalna sila vuče od 720 kp. Koeficijent privlačenja se kretao od 0,32 do 0,39, dok su naše mjerene sile iznosile u osnovnom pokusu i do 3 puta veće od gore spomenutih. Maksimalni koeficijenti privlačenja utvrđeni tijekom pokusa iznosili su 0,8 kp/kp. Koeficijent otpora se izražava iz stvarnih mjerenja vertikalne i horizontalne komponente vučnog otpora. Autori su mišljenja, da se cjelokupna sila otpora ne može objasniti samo trenjem klizanja između tereta i tla, već se njezin iznos utvrđen u granicama od 0,66 do 0,85 kp/kp, tumači efektom »oranja« (»plowing«) i »guranja tla« (»gouging«) od strane vučenog tereta. Uzrok tome je nesavršenost oblika tereta, neokresane grane i dr. U našem slučaju vuče smrekovine i jelovine, maksimalno utvrđeni iznosi koeficijenta otpora iznosili su 1,2 kp/kp, dakle u određenom broju slučajeva sila vuče je iznosila i do 20 % više nego bi iznosio normalni pritisak na tlo. Treba naglasiti da navedeni iznosi nisu postignuti kod maksimalnih tereta od ca. 4,0 t. Tada je utvrđen koeficijent otpora od 1,0 kp/kp. Ovo potvrđuje rezultate Calverta i Garlickog (1968) da niz nemjerljivih činilaca utječe na bitno povećanje otpora tijekom privlačenja drva.

Horizontalni vučni otpor su proučavali i Pampel (1978), Steinlin i Zehntner (1953 A i B), Stajniak (1965), Arvesen (1970), Bennett (1962), Lünzmann (1954, 1964), Dahl (1973), X. de Mégille (1957) i dr.

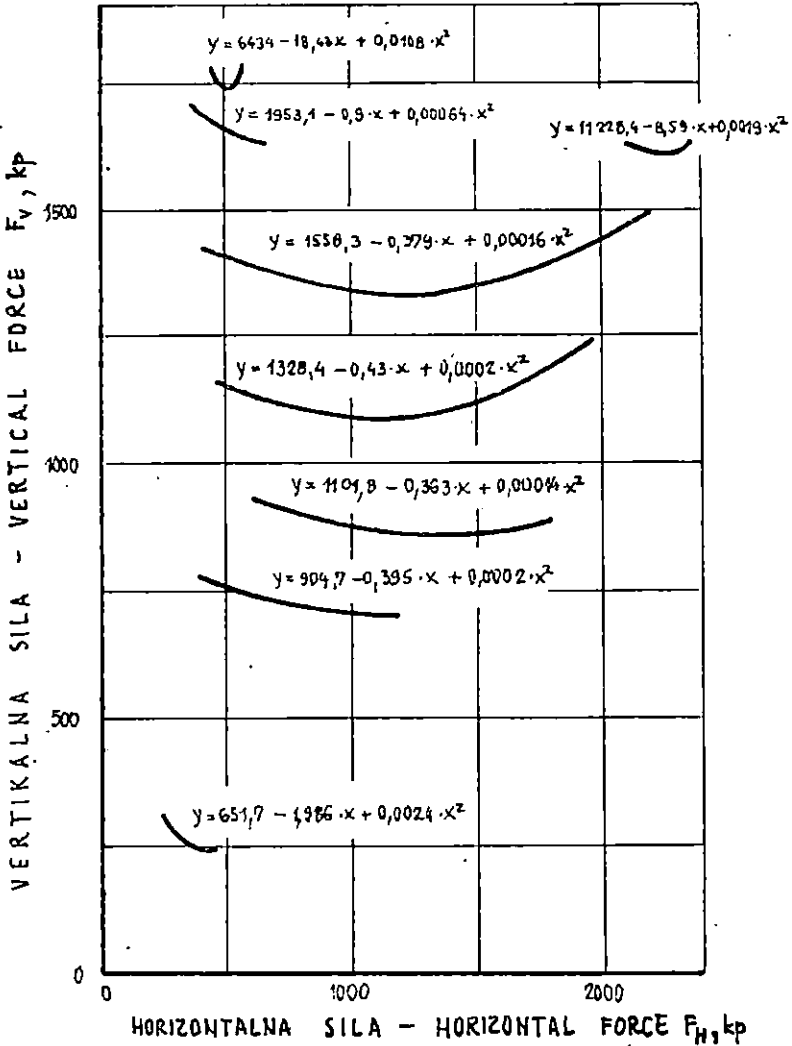
#### 4.32.02 Vertikalna komponenta vučnog otpora — Vertical component of the tractive resistance

Nisu poznata istraživanja pri privlačenju drva, gdje bi se promatrala zavisnost vertikalne od horizontalne komponente vučnog otpora. Sličnim problemima se bave znanstvenici pri proučavanju vuče poljoprivrednih oruđa, koja se mogu s izvjesnom rezervom usporediti s našim rezultatima.. Naime, pri radu nekih poljoprivrednih oruđa, slično kao pri vuči drva, nastaju vertikalne sile, Brčić 1970, Pirić 1973. i dr.

Stvarnu ovisnost vertikalnih sila o horizontalnom otporu moglo se izvršiti tek nakon analize varijance vertikalne sile u cilju utvrđivanja signifikantnosti razlika njihovih aritmetičkih sredina. Sve to smo uradili za pojedine stupnjeve prijenosa. Na taj način smo dobili raspone vertikalnih opterećenja traktora uslijed oslanjanja tereta na stražnji most. Takve grupe koje pripadaju jednom statističkom skupu, izjednačili smo regresijskim krivuljama drugog stupnja, slika 38.

Svaka iduća krivulja, koja se nalazi iznad prethodne, označuje mogućnost za povećanje adhezijskog opterećenja traktora. U većini slučajeva je vidljiv blagi pad, a zatim trend porasta vertikalnog opterećenja u zavisnosti od porasta horizontalne sile.

Pri razmatranju treba imati u vidu da je vertikalna sila pri privlačenju drva posljedica kako statičkog opterećenja tereta na traktor tako i dinamičkog utjecaja vučenog otpora.



Sl. — Fig. 38. Ovisnost vertikalne komponente vučnog otpora o horizontalnoj komponenti — Relationship between horizontal and vertical component of tractive resistance

Osnovni uvjet za usporedbu rezultata je taj, da su istim traktorom vučeni različiti tereti, te istovremeno mjerene obje komponente vučnog otpora.

Objašnjenje toka krivulje treba tražiti u nemjerljivim činiteljima eksperimentalnog utvrđivanja sila, npr. u malim promjenama hvatišta sila uslijed istezanja užeta i dr.

Da bi upotpunili sliku o vertikalnom opterećenju koja se pojavljuju kao dodatno opterećenje traktora, razmotrili smo utjecaj brzine kretanja traktora na njegove promjene. I ovdje je potvrđena tvrdnja Calverta i Garlickog (1968), da se pri istraživanju privlačenja drva može govoriti samo o približnim rezultatima zbog niza nemjerljivih veličina, a koje bitno utječu na fizikalne pojave. I ovdje smo proveli postupak obrade podataka kao i u prethodnim slučajevima.

Čitava analiza pokazuje velike razlike zavisnosti vertikalne sile vučnog otpora od brzine kretanja, te se ne mogu donijeti generalni zaključci.

#### 4.32.03. Rezultantna sila u vučnom užetu — Choker Line Force

Istodobno mjerenje dinamičkih promjena horizontalne i vertikalne komponente, omogućile su izračunavanje rezultantne sile u vučnom užetu. To je važna činjenica pri privlačenju drva, jer na adhezijsko opterećenje traktora uz veličinu vertikalne sile, bitno utječe i veličina, kut i udaljenost rezultantne sile otpora, ostvarene vučnom silom u užetu. Ovdje je bitno spomenuti da pod krakom sile podrazumijevamo udaljenost rezultante otpora od uporišnih točaka traktora, oslonih točaka kotača na tlo. Horizontalnu i vertikalnu udaljenost hvatišta rezultante kod našeg istraživanja zglobnih traktora držali smo približno konstantnom. Moguća su odstupanja tek uslijed istezanja užeta.

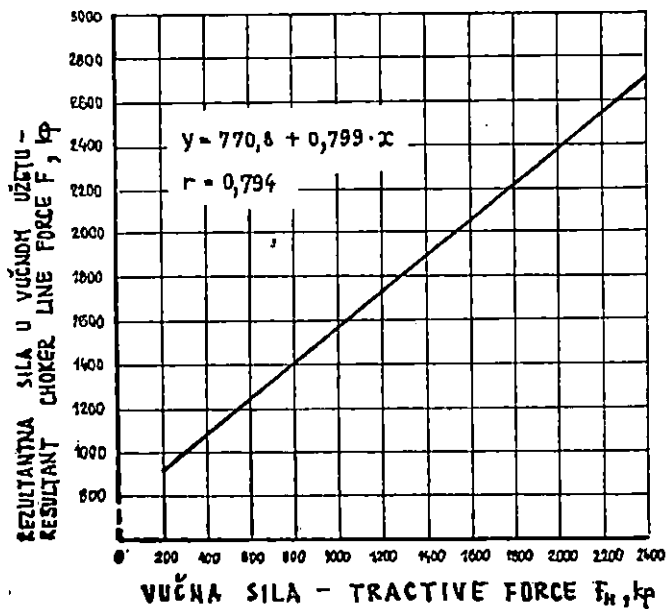
Rezultati su prikazani na sl. 39. Interesantno je visoko presjecište regresijskog pravca s osi y, na ca. 770 kp. To je posljedica utjecaja vertikalne sile u rezultanti.

Bennett (1962) navodi da je za vodoravnu komponentu vuče stabala potrebno ca. 60 %, a za vuču debala 49 % rezultantne sile u vučnom užetu. Između rezultantne vučne sile i veličine vučenog tereta, uspostavljena je jaka veza (v. sl. 40). Iz rezultata je vidljivo da kod uspostavljanja veze odrezak na osi y postaje zanemariv (ca. 78 kp).

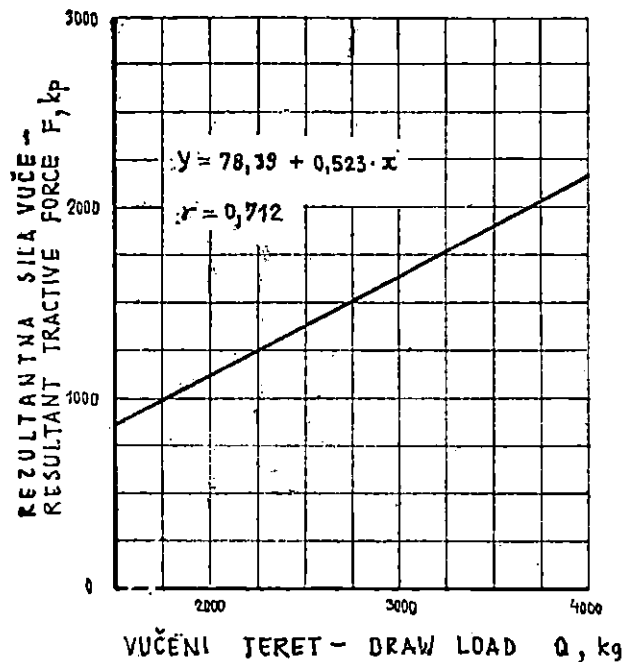
Trebalo bi svakako istražiti ponašanja parametra bruto koeficijenta privlačenja drva, definiranog kako slijedi:

$$k_v' = \frac{F}{Q} \text{ gdje je } F = \sqrt{F_H^2 + F_V^2}$$

Autori koji su istraživali privlačenje drva nisu uveli takav parametar, budući da je tek u nekoliko slučajeva mjerena i dinamička promjena vertikalnog iznosa otpora vuče. U našem slučaju se takav bruto koeficijent privlačenja kretao od 0,525 do 0,563 kp/kp.



Sl. — Fig. 39. Ovisnost rezultantne vučne sile o horizontalnoj komponenti vučnog otpora — Relationship between resultant tractive force and horizontal component of tractive resistance



Sl. — Fig. 40. Ovisnost rezultantne vučne sile o vučenom otporu — Relationship between resultant tractive force and drawing load

#### 4.32.04. Koeficijent vuče — Tractive coefficient

Kod istraživanja traktora u eksploataciji šuma, rijetko susrećemo i proučavanje klizanja i koeficijenta vuče. Kako je iznijeto u »Cilju i problematici istraživanja«, klizanje se proučavalo tek pri utvrđivanju učinaka traktora, Bojanin et al. (1976), Sever i Bojanin (1976), i dr. No, nitko od istraživača koji su proučavali privlačenje određenim traktorom, nije obuhvatio razmatranje utjecaja vertikalne komponente vučne sile na formiranje adhezijskog opterećenja, i time omogućio praćenje specifične vučne sile, tzv. koeficijenta vuče, pokazatelja, koji nam utvrđuje koji se dio opterećenja zagonjskih kotača koristi kao korisna vučna sila.

Na slici 41 prikazani su rezultati regresijske analize zavisnosti koeficijenta vuče od klizanja. Nakon završenog testiranja rezultata mjerenja, stvorili smo niz grupa elemenata koji pripadaju jednom skupu te ih izjednačili regresijskim jednadžbama drugog reda. Kao što se to često radi u takvim prilikama, orijentacijski smo izjednačili i sve mjerene podatke. Vidi se da je uspon krivulje veoma strm, što je karakteristika tla slabe mogućnosti prihvaćanja sila sa kotača.

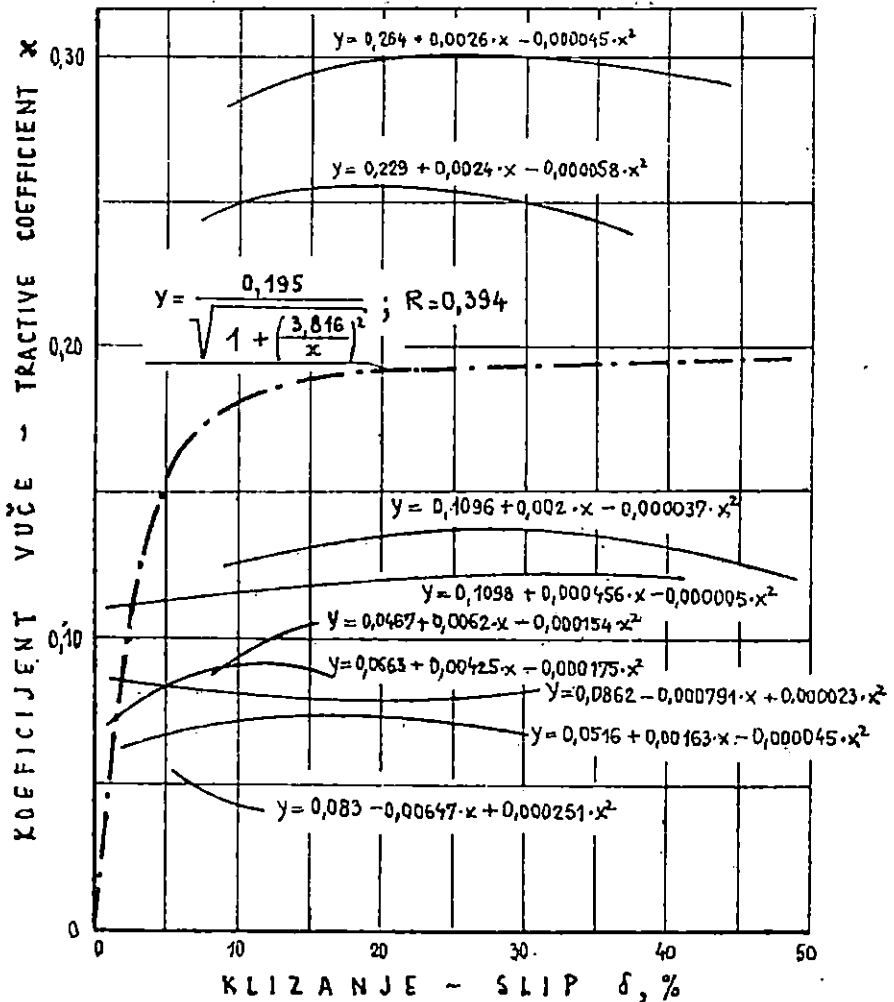
Vidi se da smo postigli maksimalne vrijednosti koeficijenta vuče od 0,3. Naglašavamo, da je i u ovom slučaju utvrđena veza između slabe i srednje. Razloge treba tražiti jedino u mjerenim elementima za određivanje stvarnog i teoretskog puta kotača traktora, a ne u veličinama sila. Da je to tako, potvrđuju potpune zavisnosti utvrđene između koeficijenta vuče i vučne sile, gdje je određena zavisnost istih energetskih veličina, ali bez gubitaka klizanja.

Kolobov i Parfenov (1972) bezdimenzijsku veličinu koeficijenta vuče nazivaju koeficijent iskorišćenja adhezijske težine. Zavisnost tog parametra od klizanja, može se prema mišljenju autora koristiti za ocjenu vučne karakteristike traktora.

Jednaku tvrdnju iznosi i niz drugih autora, Mininzon (1965), Coolman (1970), Križnar (1970 i 1980), Križnar et al. (1980) i mnogi drugi.

Za radove na eksploataciji šuma je važna činjenica, da u slučaju rada na raskvašenim tlima s porastom klizanja vučna sila i koeficijent vuče teže nekoj graničnoj vrijednosti. U tom slučaju rebra guma ne mogu prodrijeti do osnovnog nosivog sloja tla. Kada bi mogli koristiti gume s dovoljno visokim rebrima, koja bi prodrle do takvog nosivog sloja, s porastom klizanja bi i dalje rasla vučna sila.

Kolobov i Parfenov (1972) navode da veliko praktično značenje ima ostvarivanje prosječnih zavisnosti  $\mu = f(\delta)$  za teoretske vučne karakteristike projektiranog traktora. Isti autori daju zbroj eksperimentalno određenih rezultata navedenih veličina. Navode da do rasipanja podataka dolazi zbog različitih uvjeta ispitivanja. Autori smatraju da za svaki tip tla i različitu vlažnost treba izvršiti ispitivanja navedenih parametara. Za traktore formule  $4 \times 4$  s istim promjerom kotača, kakvi su šumski zglobni traktori, navodi se da postižu veće koeficijente vuče od traktora  $4 \times 4$ , ali s različitim promjerima kotača, kakve adaptiramo za radove na privlačenju drva.



Sl. — Fig. 41. Ovisnost koeficijenta vuče o klizanju zagonskih kotača traktora — Relationship between tractive coefficient and slip of driving wheels of tractor

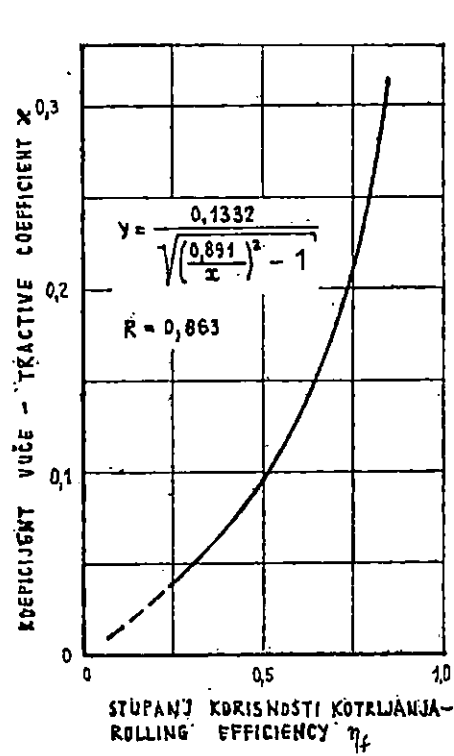
Parfenov (1968) daje rezultate istraživanja koeficijenta vuče za traktore  $4 \times 4$  s istim promjerom kotača, kod postizavanja nominalne vučne sile uz klizanje 17 do 18 %, u iznosu od 0,4.

Mali koeficijent vuče ustanovljen kod šumskih zglobnih traktora, može se objasniti relativno velikom masom takvih traktora (60 do 80 kg/KS), te uvjetima i stanjem tla tijekom pokusa.

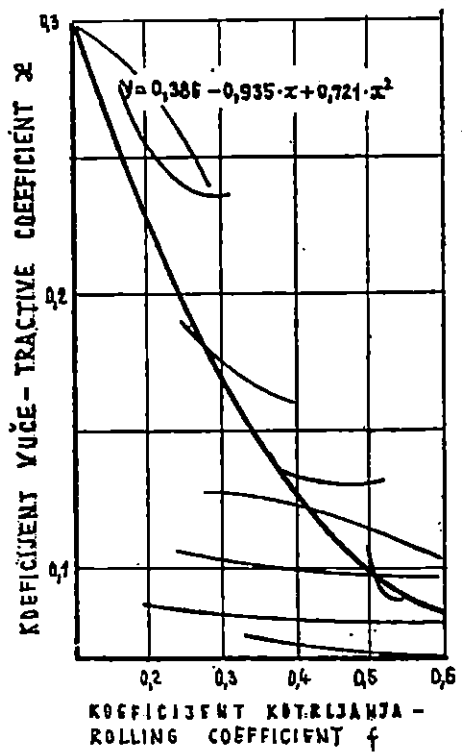
Da bi provjerili pretpostavke u vezi niskih korelacijskih indeksa pri utvrđivanju veza koeficijenta vuče i klizanja, podvrgnuli smo regresijskoj

analizi koeficijent vuče u ovisnosti o stupnju korisnosti koeficijenta kotrljanja. I ovdje je potvrđeno, da navedena korisnost poprima granične vrijednosti za  $\eta_f \sim 0,9$ . Uspostavljena korelacijska veza je vrlo jaka (v. sl. 42).

Postoje različiti putovi za određivanje koeficijenta kotrljanja  $f$ . Iz mjerenih energetske veličine izračunali smo za osnovni pokus navedeni parametar ( $f = 1 - \eta_f$ ), te podvrgli regresijskoj analizi ovisnost koeficijenta vuče o koeficijentu kotrljanja.



Sl. — Fig. 42. Ovisnost koeficijenta vuče o stupnju korisnosti kotrljanja — Relationship between tractive coefficient and rolling efficiency



Sl. — Fig. 43. Ovisnost koeficijenta vuče o koeficijentu kotrljanja traktora — Relationship between tractive coefficient and tractor's rolling coefficient

Slika 43 pokazuje rezultat provedene analize. U intervalu vrijednosti koeficijenta kotrljanja od 0,1 do 0,6 izjednačili smo rezultate regresijskom jednadžbom drugog reda sve mjerene veličine. U svim slučajevima je konstatirani pad koeficijenta vuče s porastom koeficijenta kotrljanja. U dijagramu su ucrtane i krivulje obračunate za pojedine statističke uzorke utvrđene analizom varijance.



#### 4.32.05. Iskorištenje horizontalne komponente vučnog otpora — Efficiency of horizontal component of tractive resistance

U cilju utvrđivanja utjecaja horizontalne komponente sile otpora na povećanje vertikalne sile, analiziran je odnos  $\varepsilon = f(F_H)$ , sl. 44.

Za najveće terete kod vučnih sila preko 1800 kp primjećuje se da rastom vučnog otpora pada iskorištenje horizontalne komponente vučnog otpora. Ovo ne bi trebalo smatrati generalnim zaključkom, već više posljedicom djelovanja niza drugih činitelja, koji nisu obuhvaćeni planom pokusa. Kod vučnih otpora od oko 1800 kp, iskorištenje horizontalne komponente vučnog otpora iznosi oko 0,5. Dakle, za najveće terete, oko 50 % njihove mase sudjeluje tijekom privlačenja kao vertikalna sila u stvaranju adhezijskog opterećenja. U slučaju manjih tereta s vučnim otporom od oko 500 kp, daleko je veći postotak iskorištenja horizontalne komponente vučnog otpora. U graničnim slučajevima je prešao vrijednost  $\varepsilon = 4,5$ .

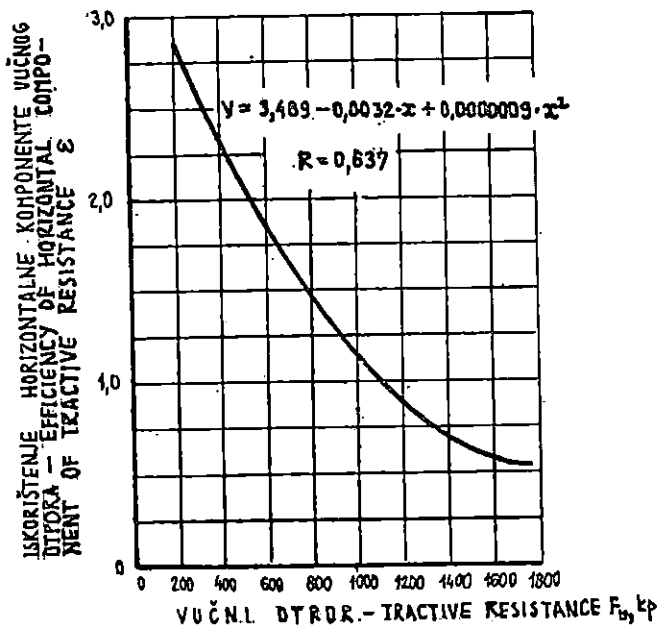
#### 4.32.06. Kut nagiba vučnog užeta — Angle of inclination of choker line

Istodobnim mjerenjem obih komponenta vučnog otpora, mogle su se za cijeli tok pokusa odrediti promjene kuta nagiba vučnog užeta. Najinteresantnija je zavisnost nagiba vučnog otpora od horizontalne komponente sile vuče. Uz iznos i kut djelovanja resultantnog otpora bitno utječe na adhezijsko opterećenje traktora. Treći faktor, vertikalnu udaljenost i horizontalnu udaljenost resultantnog vučnog otpora, možemo smatrati konstantnim. Mnogi autori su naglasili značaj promjene kuta nagiba resultantne sile vuče, Calvert i Garlicki (1968), Bennett (1962), Samset (1979) i dr. Budući da resultantna vučna sila djeluje uvijek u smjeru vučnog užeta, katkada se naziva i »linijom djelovanja sila choke-ra«. Ovaj parametar je bitan za razmatranje raznih tehnoloških sustava vuče drva.

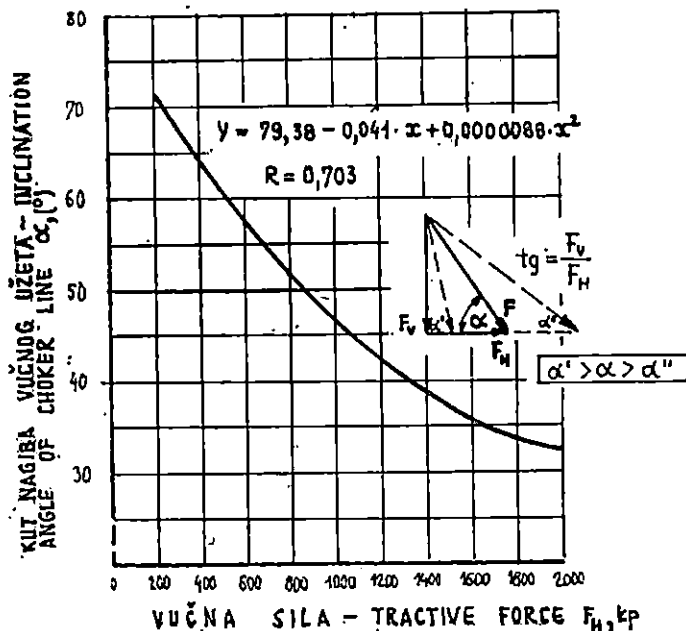
Na slici 45 prikazali smo zavisnost kuta nagiba ukupnog vučnog otpora od horizontalne komponente vučnog otpora. S porastom vodoravne sile vuče, kut nagiba resultantne vučne sile pada. Jaka veza nam potvrđuje, da je kod sile vuče od oko 2000 kp kut nagiba iznosio oko 30°, a kod malih vučnih sila od 400 do 600 kp, od 50 do 75°.

Istražujući veze između kuta nagiba vučnog užeta i resultantne vučne sile u užetu, analiza varijance je pokazala da prilikom regresijske analize moramo odvojeno promatrati nekoliko grupa mjernih veličina. Grupu A na slici 46 predstavljaju vučena stabla. To je grupa kod koje smo konstatairali bitno smanjenje kuta nagiba vučnog užeta. U grupi B su rezultati vuče debala i duge oblovine. U prvoj grupi se s porastom resultantne vučne sile može govoriti o malom padu kuta nagiba (veza je veoma slaba), a u drugoj o rastu kuta nagiba užeta s porastom vučne sile. U ovom slučaju se granične vrijednosti porasta postižu kod sila od oko 2 000 kp.

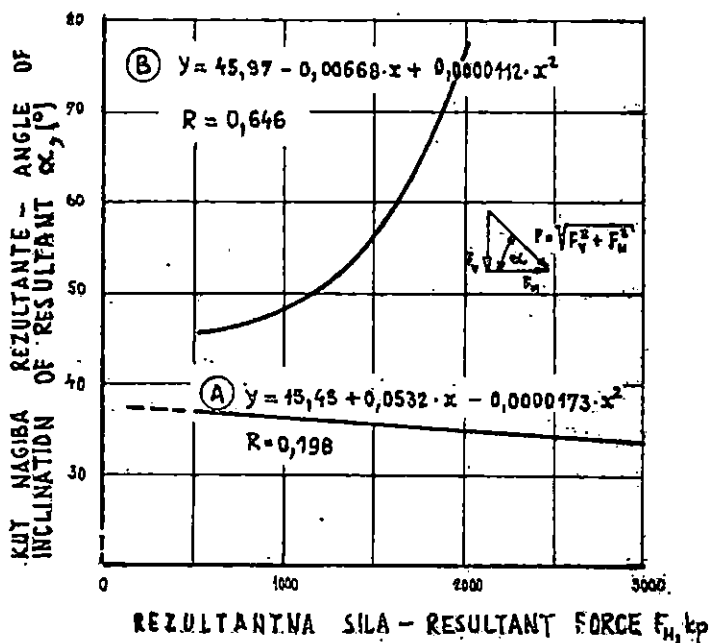
Posljednju analizu kuta nagiba vučnog užeta obavili smo za zavisnost od adhezijskog opterećenja traktora. Na slici 47 prikazani su rezultati utvrđenih zavisnosti. Primijenili smo jednadžbu pravca. Uspostavljena korelacijska veza je jaka, pa možemo tvrditi da s porastom adhezijskog



Sl. — Fig. 44. Ovisnost iskoristivosti horizontalne komponente vučnog otpora o vučnom otporu — Relationship between efficiency of horizontal component of tractive resistance and tractive resistance



Sl. — Fig. 45. Ovisnost kuta nagiba vučnog užeta o horizontalnoj komponenti vučnog otpora — Relationship between inclination angle of choker line and horizontal component of tractive resistance



Sl. — Fig. 46. Ovisnost kuta nagiba vučnog užeta o rezultantnoj sili vuče — Relationship between inclination angle of choker line and resultant tractive force

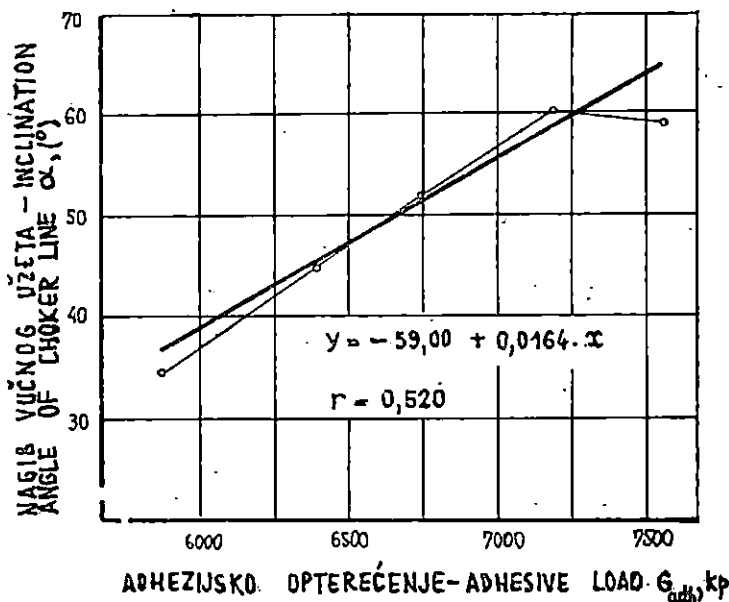
opterećenja raste i kut nagiba vučnog užeta. Ovaj zaključak je naizgled u suprotnosti s prethodnim, no treba imati na umu da u adhezijsko opterećenje u svom punom iznosu sudjeluje i opterećenje uzrokovano masom traktora, te da ono prevladava nad veličinom vertikalnog opterećenja uslijed vučenog tereta.

#### 4.32.07. Opterećenje vučenog tereta na tlo — Load of skidding wood on ground

U cilju ispitivanja veličine koeficijenta otpora vuče drva s jednim podignutim krajem, izvršili smo korelacijsku analizu opterećenja vučenog tereta na tlo u zavisnosti od koeficijenta otpora. Rezultat potvrđuje tvrdnju mnogih istraživača — Bennett (1962), Arvesen (1970), Calvert (1968), Garlicki (1967) i dr., da velik broj nemjerljivih pokazatelja utječe na promatranu zavisnost.

Slika 48 pokazuje utvrđenu vezu promatranih veličina jednadžbom krivulje regresije te indeksom korelacije.

Smatramo da bitnu ulogu na iznos koeficijenta otpora ima veličina kontaktne površine, koja ne utječe na koeficijent trenja. To je već ranije navelo neke istraživače da govore o koeficijentu otpora pri privlačenju drva, a ne o koeficijentu trenja klizanja. Problem se samo spominje u



Sl. — Fig. 47. Ovisnost kuta nagiba vučnog užeta o adhezijskom opterećenju traktora — Relationship between inclination angle of choker line and adhesive load of tractor

radovima Calverta i Garlickog 1968. Navodi se da veličina dodirne površine koju opterećuje vučeni teret zavisi o orijentaciji vuče, visini kopčanja tereta, modulu elastičnosti drva (utječe na veličinu progiba tereta), a svakako moramo dodati i broj komada koji se istodobno vuče, te njihov položaj tijekom privlačenja.

Općenito možemo tvrditi da postoji slaba korelacijska veza vertikalnog opterećenja vučenog tereta na tlo i koeficijenta otpora. S porastom koeficijenta otpora pada opterećenje na tlo, što proizlazi i iz definicije koeficijenta otpora; isti je obrnuto proporcionalan s veličinom vertikalnog opterećenja na tlo. U pojedinim slučajevima utvrdili smo upravo obrnuti trend promatranih veličina, što potvrđuje prethodna razmatranja da kontaktna površina, kao promjenljivi faktor u stvarnim uvjetima vuče, uzrokuje pri vuči drva takve promjene potrebne vučne sile, da se pojavljuje obrnuti trend. U pojedinim slučajevima našeg pokusa, tek smo kvalitativno opisivali dodirnu površinu tereta i tla.

#### 4.32.08. Koeficijent iskorištenja opterećenja tereta — Coefficient of efficiency of load loading

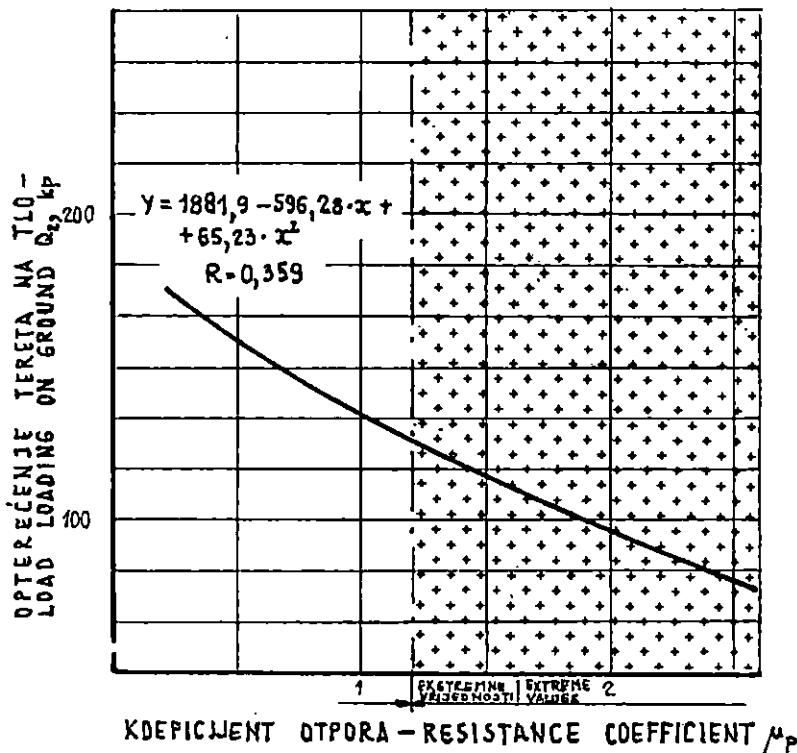
Kod vrste transporta poznatog kao »polunošeno«, gdje se dio tereta u obliku vertikalne komponentne sile oslanja na traktor, a preostali dio na tlo, kako je to bilo pri proučavanom tipu privlačenja, interesantan je po-

datak o iskorištenju opterećenja uzrokovanog teretom. I u ovom slučaju smo testirali sve rezultate mjerenja, te provedli regresijsku analizu. U gotovo svim slučajevima mogli smo konstatirati da s porastom vučne sile koeficijent iskorištenja težine tereta pada. To važi i za korelacijskom analizom utvrđenu vezu promatranih parametara, uzevši u obzir sve mjerne podatke. Jedino objašnjenje za to je da s povećanjem vučnog otpora raste i dio tereta koji se oslanja na tlo, a time smanjuje preneseni dio na traktor u obliku vertikalnog opterećenja  $F_v$ .

#### 4.32.05. Vučna snaga — Traction power

U području realnih brzina pri privlačenju otpor gibanja vozila se relativno malo mijenja, te će povećanje brzine kretanja uzrokovati mali porast sile potrebne za savladavanje otpora. Zbog toga treba očekivati da porast snage kod promijenjene brzine relativno malo raste zbog povećanja sile, ali će bitno više rasti zbog utjecaja porasta brzine.

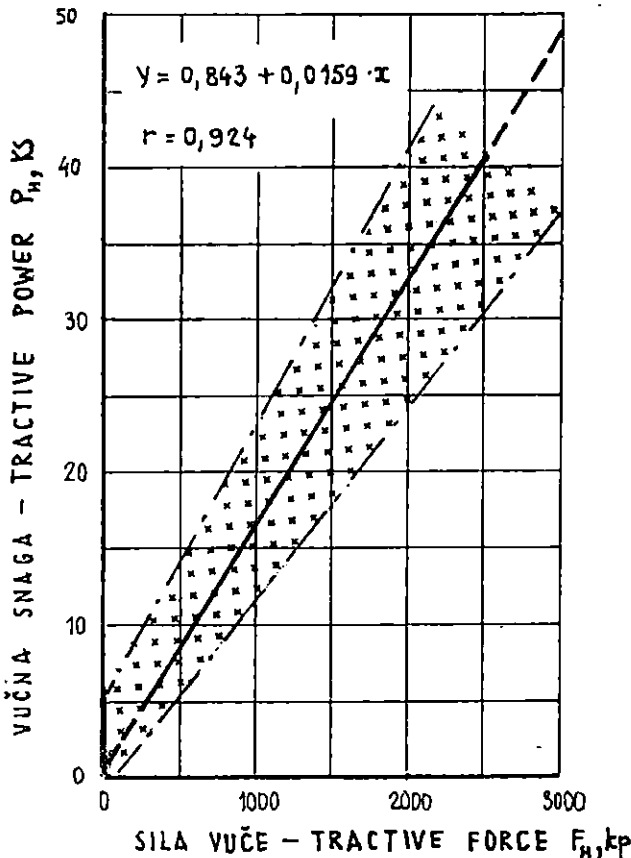
U gotovo svim definiranim skupovima, s porastom sile na obodu kotača rasla je i vučna snaga. Granične vrijednosti obodne sile za promatrani



Sl. — Fig. 48. Ovisnost vertikalnog opterećenja tereta na tlo o koeficijentu otpora — Relationship between vertical loading on ground and resistance coefficient

traktor iznose oko 2 200 kp. Obodna sila je određivana iz zakretnih momenata mjerenih na svim kotačima i polumjera kotača ( $F_o = M_o/r_d$ ). Objašnjenje za lagani pad veze je prema Beckeru (1956), u eventualnom porastu koeficijenta otpora gibanja, a time i veličine sile potrebne za savladavanje otpora kotrljanja, sa čime je ista brže rasla od utjecaja brzine privlačenja.

Kod istraživanja vučnih karakteristika traktora ispituje se zavisnost vučne snage od vučne sile. Ostvarena snaga bitno ovisi o snazi pogonskog motora i adhezije između voznog sustava i tla. Dakle, tu snagu možemo definirati kao stvarnu brzinu djelovanja vučne sile. Parametar vučne snage spada u važnije pokazatelje traktora, jer predstavlja korisnu snagu koja se može realizirati prilikom obavljanja korisnog rada. Ona je ograničena pogonskom snagom motora i adhezijom voznog sustava. Slika 49 pokazuje jače rasipanje mjernih podataka kod većih vučnih sila (vuča stabala). Korelacijska veza utvrđena za sve mjerne podatke je potpuna. Budući da



Sl. — Fig. 49. Ovisnost vučne snage o sili vuče — Relationship between tractive power and tractive force

rezultati istraživanja za eksploatacijske uvjete pri privlačenju drva nisu poznati, možemo konstatirati da je utjecaj faktora koji djeluju na kolebanja mjernih veličina na području eksploatacije šuma, bitno veći od onih u poljoprivredi.

Zavisnost vučne snage od vertikalne komponente vučnog otpora, pokazala je, da se sa sitnim sortimentima može malo utjecati na porast vertikalne komponente sile; a time i na adhezijsko opterećenje i vučnu snagu. Tek pri vuči većih tereta dolazi do porasta ostvarene vučne snage, vjerojatno s povećanjem adhezijskog opterećenja, a time i moguće vučne sile.

Za uvjete našeg pokusa i primijenjenog traktora, mogla se ustanoviti granična vrijednost vertikalnog opterećenja od 1 270 kp, iako je utvrđena veza veoma slaba. Dio zavisnosti do oko 1 000 kp, pokazuje gotovo proporcijski porast vučne snage s porastom vertikalnog opterećenja.

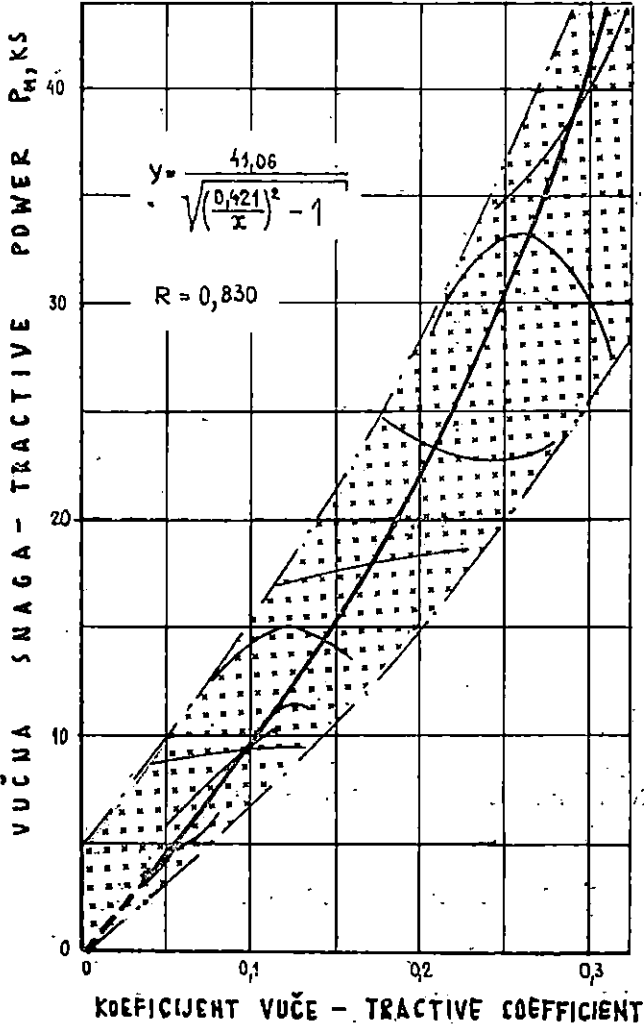
S porastom koeficijenta vuče ustanovili smo i porast vučne snage. Vrlo jaka veza analiziranih parametara, kako se vidi iz slike 50, potvrđuje da je u promatranom rasponu brzina, stohastička veza izražena krivolinijskom jednadžbom strma, te je i ovisnost vučne snage o koeficijentu vuče izrazita. U slučaju manjih tereta, za vrijednost koeficijenta vuče do 0,1, utvrđene zavisnosti se gotovo poklapaju s regresijskom krivuljom. Poslije toga, s većim vučenim teretom, te znatnijim brojem utjecajnih nemjerljivih pokazatelja, pojavljuje se veće rasipanje elemenata, da bi ipak pri razmatranju svih pokusa vuče zajedno utvrdili usku vezu.

Dalje proučavanje vučne snage bilo je usmjereno na utvrđivanje njezine zavisnosti od brzine kretanja traktora. Raspon brzina se kretao od ca. 2 do 7 km/h, što odgovara brzinama koje su ustanovljene u nizu znanstvenih istraživanja pri proučavanju rada zglobnih traktora. U gotovo svim slučajevima ustanovljen je s porastom brzine i porast snage vuče.

#### 4.32.10. Masa vučenog tereta — Mass of traction load

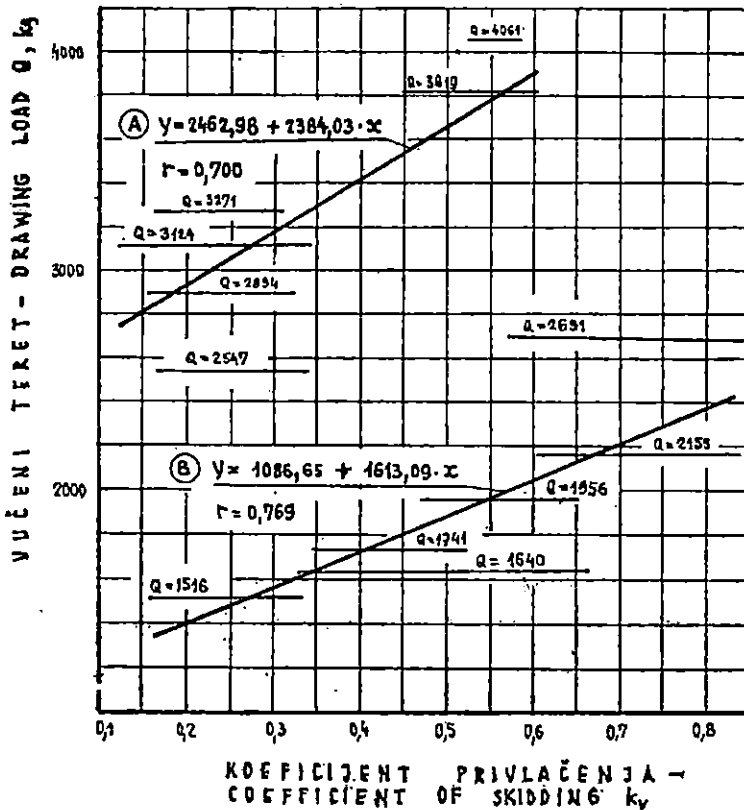
Istraživanja veličine mase vučenog tereta usmjerili smo na utvrđivanje eventualnih veza s koeficijentom privlačenja i koeficijentom otpora. I u ovom slučaju smo sve uzorke utvrđene i provjerene analizom varijance izjednačili pravcima regresije tipa  $Q = A$ , gdje je  $A$  relativni broj — masa tereta utvrđena vaganjem. Dalju analizu smo usmjerili na ispitivanje i utvrđivanje eventualnih veza promatranih čimilaca za stabla, debela i dugu oblovinu. Određene stohastičke veze prikazane su na slici 51. Za obje spomenute grupe utvrdili smo usku vezu, te možemo govoriti da s porastom koeficijenta privlačenja raste i veličina vučenog tereta. Koeficijent smjera pravca regresije za vučena stabla poprma veće vrijednosti nego u slučaju vuče debala, te je taj pravac strmiji, a veza izrazitija. Obrazloženje treba tražiti u različitim intenzitetima rasta horizontalne sile vuče za dva promatrana slučaja.

Na identičan način je proučena veza mase vučenog tereta i koeficijenta otpora. I u ovom slučaju možemo govoriti o izrazitoj zavisnosti mase i koeficijenta otpora (sl. 52).



Sl. — Fig. 50. Ovisnost vučne snage o koeficijentu vuče — Relationship between tractive power and tractive coefficient





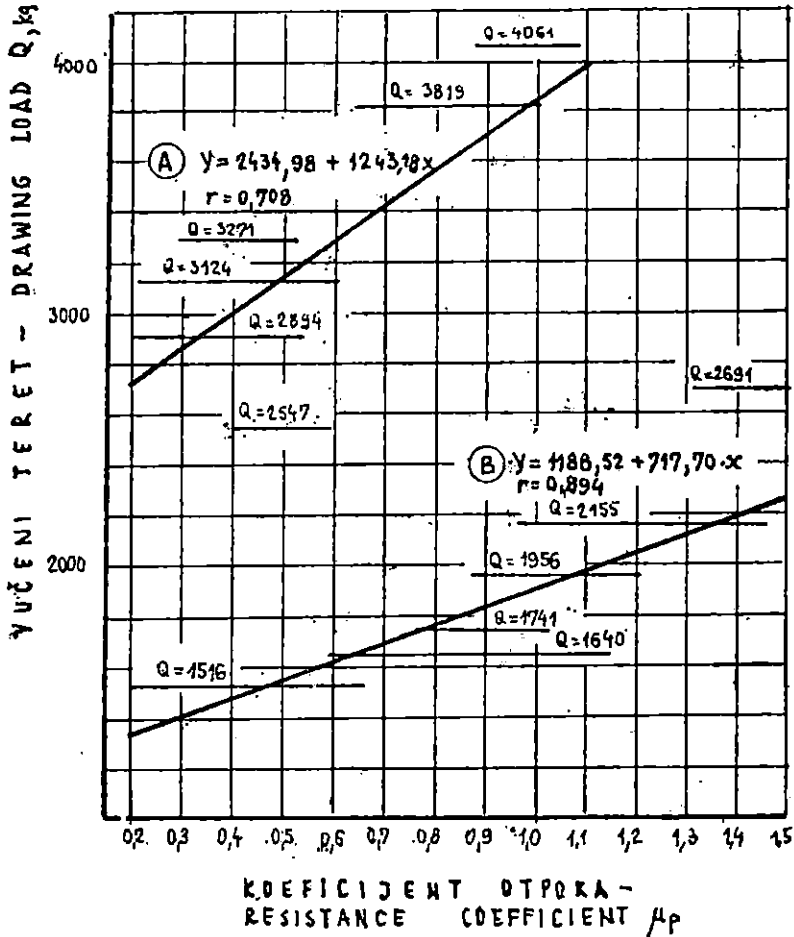
Sl. — Fig. 51. Ovisnost mase tereta o koeficijentu privlačenja — Relationship between load mass and coefficient of skidding

4.32.11. Obodna (tangencijalna) sila — Peripheral (tangential) force

Cilj korelacijske analize bio je da se utvrdi granična veličina obodne sile ostvarene na kotaču traktora. Stohastička veza promatranih parametara prikazana je krivolinijskom regresijskom jednačbom (sl. 53). Pokazala se jaka korelacijska veza. Do klizanja od ca. 10 % raste obodna sila gotovo proporcionalno s klizanjem, a dalje se približava graničnoj vrijednosti od oko 1 900 kp. I ovdje važe razmatranja o točnosti mjerenja veličine klizanja u specifičnim uvjetima privlačenja drva te značaju navedenog parametra pri utvrđivanju učinka traktora tijekom radova na privlačenju drva.

4.32.12. Snaga na obodu kotača — Power on wheel periphery

Pri radu traktorom na vodoravnoj podlozi, snaga dovedena na obod kotača jednaka je zbroju snage za savladavanje otpora kotrljanja i ostva-

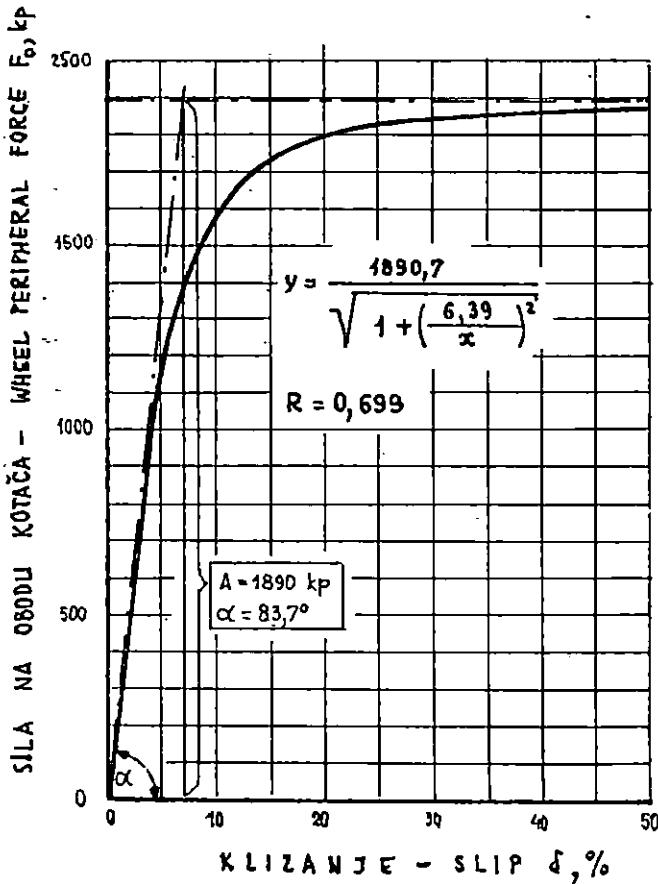


Sl. — Fig. 52. Ovisnost mase tereta o koeficijentu otpora — Relationship between load mass and resistance coefficient

rene snage za vuču,  $P_o = P_H + P_f$ . Ta snaga je proporcionalna s ostvarenom obodnom silom, ali i brzinom njezinog djelovanja. U pojedinim slučajevima, zbog klizanja, koje dovodi do smanjenja stvarne brzine, došli smo do graničnih vrijednosti. Cilj ove analize nije bio da se utvrde vučne karakteristike traktora, jer to spada u rutinske radove prilikom postupka atestiranja, već da se utvrdi ponašanje promatranih veličina tijekom tehnološkog procesa privlačenja.

#### 4.32.13. Adhezijsko opterećenje traktora — Tractor adhesiv load

Utjecaj vertikalnog opterećenja na ostvarenje veće moguće vučne sile, računski je obradio Lünzmann 1968. Razmatrao je 3 načina vuče drva; vuča po tlu, drvo oslonjeno na pomoćna kolica i drvo oslonjeno na traktor. Oslonimo li drva na traktor, dio njegova tereta povećava adhezij-



Sl. — Fig. 53. Ovisnost obodne sile kotača o klizanju — Relationship between peripheral force of wheel and slip

sko opterećenje, pa se granica polovičnog tereta od vlastite mase povećava za 20 %, a teret jednak masi traktora može se vući na usponu od 14 %. Iz ovog računskog primjera, vidljiv je pri formiranju stvarnog adhezijskog opterećenja, utjecaj vertikalnih sila uslijed oslanjanja tereta na traktor.

Svi naši pokusi odvijali su se s teretom ovješanim na traktor. Adhezijsko opterećenje traktora određeno je na osnovu statičkog mjerenja mase traktora i dinamičkog mjerenja vertikalnog opterećenja tereta. U radovima pri privlačenju drva, statički ustanovljena ravnoteža opterećenja mostova se narušava. Stražnji se most, kako je to pokazano u »Problematici i cilju istraživanja«, dodatno opterećuje punim iznosom vertikalnih sila koje djeluju na traktor preko vučnog užeta vitla, kao i prijenosom dijela opterećenja s prednjeg mosta uslijed djelovanja momenta vertikalnih i horizontalnih komponenti rezultantne vučne sile.

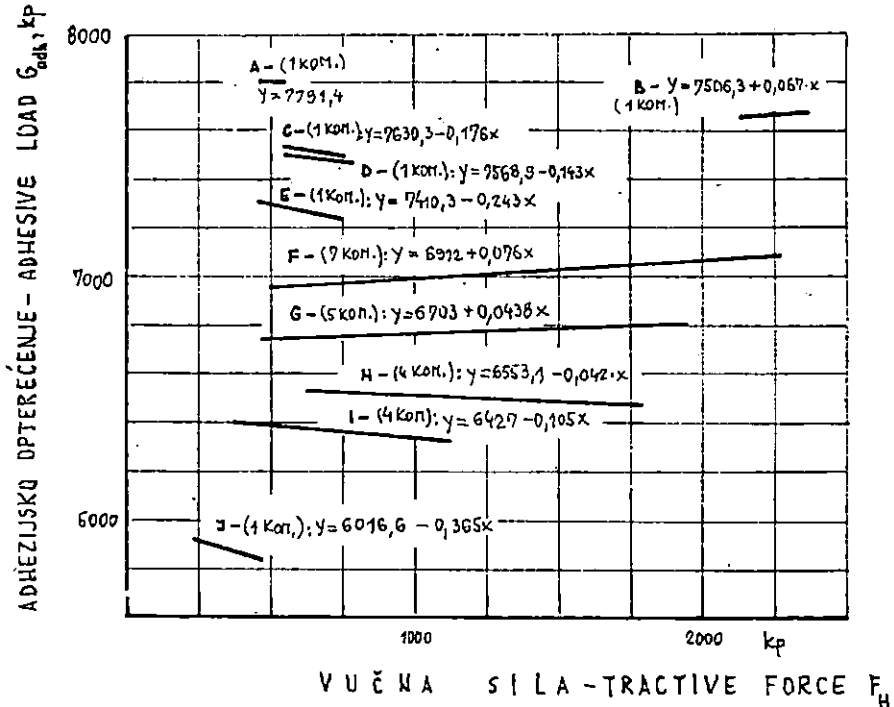
Di bi smo utvrdili postoji li zavisnost adhezijskog opterećenja od horizontalne komponente vučne sile, nakon utvrđivanja statističkih uzoraka, proveli smo regresijsku analizu. Stohastičku smo vezu uspostavili pomoću pravolinijske korelacije, da bi smo vidjeli postoji li trend rasta ili pada adhezijskog opterećenja uslijed porasta vučne sile. Otprilike u polovini slučajeva utvrdili smo neznatan porast, a u drugoj polovini pad adhezijskog opterećenja s porastom vučne sile. Izuzmemo li pojedinačne terete u grupama A, B, C, D i E (v. slika 54), može se vidjeti da pri vući većih tereta u slučajevima F i G, postoji blagi trend rasta adhezijskog opterećenja s porastom vučne sile, a u slučajevima H i I, kada smo vukli manje terete koje i nije racionalno privlačiti, blagi pad. Specifična težina traktora bez ovješeno tereta od 74 kp/KS, u krajnjem je slučaju povećana tijekom eksploatacije na ca. 103 kp/KS, što znači da je povećano opterećenje zagonjskih kotača za ca. 28 %. Ovog časa ne razmatramo problem uzdužne stabilnosti traktora. Iz navedenog razmatranja možemo zaključiti da je u promatranom slučaju bio veći utjecaj vertikalnih sila u formiranju veličine adhezijskog opterećenja. Nisu poznata slična istraživanja za radove na privlačenju drva.

Parfenov (1968) smatra da je uz snagu pogonskog motora, adhezija traktora s tlom drugi bitni limitirajući faktor vučne snage.

#### 4.32.14. Omjer dinamičkog opterećenja stražnjeg i prednjeg mosta traktora — Dynamic front and rear axle loading ratio

U statičkom rasporedu opterećenja mostova istraživanog traktora na prednji je otpadalo 66,7 %, a na stražnji 33,3 % opterećenja. Uslijed djelovanja sile vuče tijekom privlačenja, dolazi do dodatnog opterećenja traktora, ali i do preraspodjele opterećenja s prednjeg na stražnji most, kako je to objašnjeno u »Problematici i cilju istraživanja«. Omjer opterećenja stražnjeg i prednjeg mosta spremnog za privlačenje iznosi ca. 0,5. Cilj istraživanja u ovom dijelu radnje je bio da se utvrdi navedeni omjer tijekom privlačenja u zavisnosti od dviju komponenti rezultantne vučne sile.

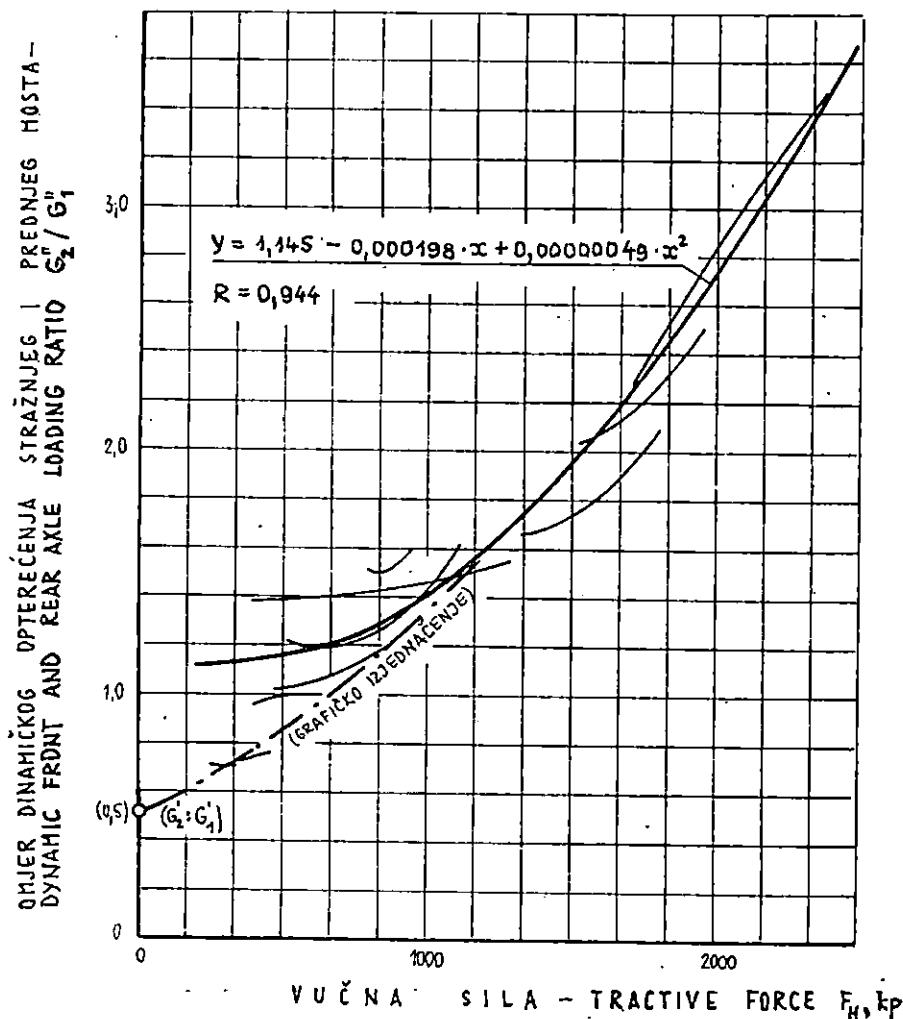
I ovom prilikom smo odredili statističke skupove, a potom proveli regresijsku analizu. Funkcijska veza u svim slučajevima je pokazala, da



Sl. — Fig. 54. Ovisnost adhezijskog opterećenja traktora o sili vuče — Relationship between adhesive load of tractor and tractive force

s porastom vučne sile raste i omjer dinamičkog opterećenja stražnjeg i prednjeg mosta traktora. Veličina korelacijskog indeksa potvrđuje da postoji potpuna veza navedenih parametara ( $K$  u m p i sur., 1970). Analiza vuče manjih tereta, s potrebnom vodoravnom komponentom sile vuče do oko 1 000 kp, pokazuje nešto veće rasipanje elemenata nego u slučaju vuče većih tereta. Već kod horizontalne vučne sile od oko 1 500 kp u eksploatacijskim uvjetima, stražnja osovina postaje dvostruko opterećenija od prednje. Kod najvećih tereta je navedeni omjer dosegao vrijednost od 3,5, kada dolazi u pitanje uzdužna stabilnost traktora. Sve to znači bitno veće opterećenje stražnjeg mosta, kao i bitno veću mogućnost ostvarenja prijenosa vuče preko istog. Veći broj sličnih istraživanja morao bi dati odgovor o realnoj potrebi stalnog pogona preko svih kotača traktora. Trebalo bi vjerojatno mijenjati koncepciju navedene kategorije, odlučivši se za alternativni prednji zagon. Na dijagramima slike 55 dani su parametri regresijske jednadžbe i indeks korelacije za sve elemente. Grafičkim izjednačenjem samo minimalnih tereta, te ustanovljenjem presjecišta s osi y, dolazimo do točke omjera statičkog opterećenja mostova traktora (ca. 0,5).

Da bi utvrdili stohastičku vezu između omjera dinamičkog opterećenja stražnjeg i prednjeg mosta traktora tijekom privlačenja i vertikalne



Sl. — Fig. 55. Ovisnost omjera dinamičkog opterećenja stražnjeg i prednjeg mosta traktora o vučnoj sili — Relationship between dynamic front and rear axle loading ratio of tractor and tractive force

komponente vučne sile, podvrgnuli smo elemente navedenih parametara regresijskoj analizi. Za sve utvrđene skupove smo ustanovili da porastom vertikalne sile raste i omjer opterećenja mostova. Intenzivniji rast (strmija regresijska krivulja) utvrđen je za vuču stabla, gdje je bitno veći statički dio vertikalne sile. Iako nešto manje od horizontalne sile, i vertikalna sila bitno utječe kod zglobnih traktora na preraspodjelu opterećenja s prednjeg mosta na stražnji most. Razlog nešto manjeg utjecaja treba tražiti

u manjem kraku hvatišta vertikalne sile od kraka vodoravne (komponente vučne sile. U našem slučaju je omjer krakova horizontalne i vertikalne sile iznosio oko 3,9. Razmotrimo li razloge tako velikoj razlici, vidjet ćemo da se ovdje radi o suprotnim zahtjevima; s jedne strane želimo podići teret što više i time smanjiti kontaktnu površinu s tlom, s druge pak prihvatiti ga što bliže tlu, kako bi krak bio manji, čime se na neki način približavamo vuči po tlu. Što se tiče kraka vertikalne sile, ograničavajući faktor je jedino konstrukcijske prirode. Teret nastojimo prihvatiti što bliže simetrali stražnjeg mosta.

Mnogi autori navode da navedeni koeficijent utječe na uzdužnu stabilnost, manevarsku sposobnost, klizanje zagonskih kotača, nosivost guma i dr.

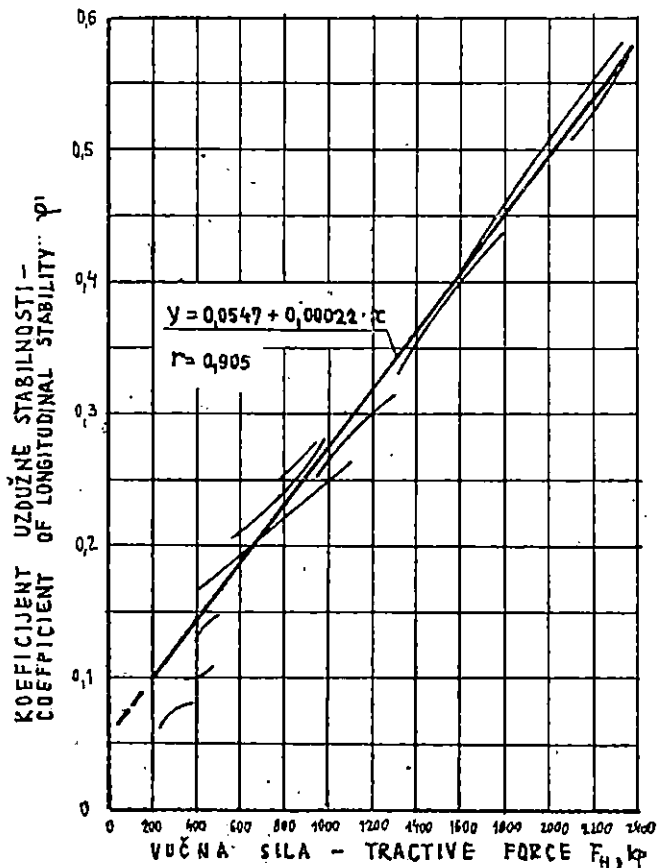
Popov i Anđelković (1980 B) navode za zglobne traktore jednakih polumjera kotača za koje je  $0,9 < \lambda_r \leq 1,0$  ( $\lambda_r = r_{\text{pred.}}/r_{\text{str.}}$ ), odgovarajući dinamički koeficijent raspodjele eksploatacijske težine traktora, kako slijedi:  $0,85 < \lambda_d \leq 1,0$ , gdje je  $\lambda_d$  omjer dinamičkog opterećenja prednjeg i stražnjeg mosta. Vidimo da se uvjeti rada poljoprivrednih traktora bitno razlikuju od onih u šumarstvu, što treba imati uvijek na umu kada koristimo takve traktore kao osnovne agregate koje adaptiramo za radove na privlačenju drva. Posebno se moramo složiti s tvrdnjom autora, da prije svakog novog agregatiranja treba prekontrolirati odgovarajuću statičku raspodjelu eksploatacijskog opterećenja prednjeg i stražnjeg mosta. U šumarstvu moramo dodati da treba kontrolirati dinamička opterećenja mostova, jer jedino ona pokazuju stvarnu situaciju tijekom privlačenja.

#### 4.32.15. Koeficijent uzdužne stabilnosti — Coefficient of longitudinal stability

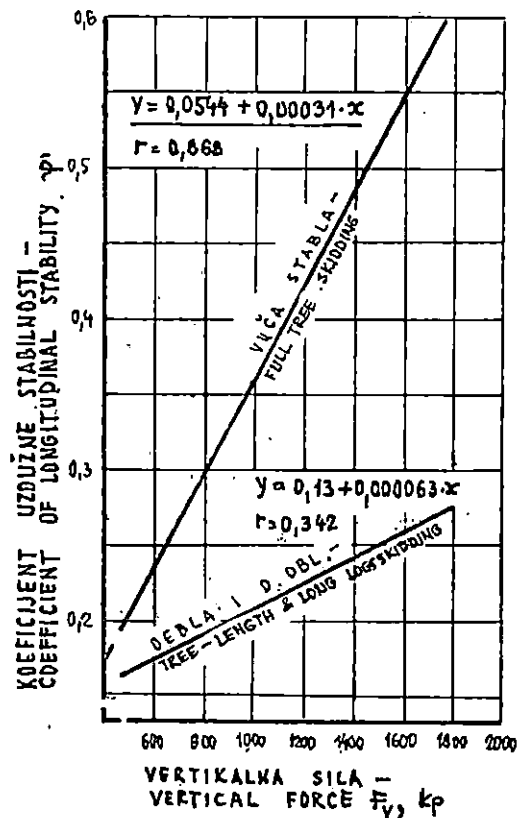
Kao što je već naglašeno, tijekom privlačenja dolazi do prenošenja opterećenja s prednjeg na stražnji most traktora. Uslijed tog prenošenja dolazi do rasterećenja prednjeg mosta traktora, a time i do narušavanja uzdužne stabilnosti. Koeficijentom uzdužne stabilnosti izrazili smo omjer prenesenog tereta i statičkog opterećenja prednjeg mosta.

Regresijskom analizom izjednačeni su svi statistički uzorci određeni analizom varijance, te svi podaci zajedno. S porastom horizontalne komponente vučne sile raste i koeficijent uzdužne stabilnosti; korelacijska veza je potpuna. Vidi se da se kod maksimalnih vučnih sila, preko 55 % statičkog tereta prednjeg mosta prenese na stražnje kotače. Na slici 56 prikazani su dijagrami utvrđenih korelacijskih veza za pojedine statističke uzorke, te za sve zajedno.

I za slučaj vertikalnih sila utvrđenih prilikom vuče stabla regresijskom smo analizom konstatairali vrlo jaku vezu s koeficijentom uzdužne stabilnosti (sl. 57). Pri vuči debala s porastom vertikalne sile utvrdili smo rast koeficijenta uzdužne stabilnosti, ali koeficijent smjera jednadžbe pravca poprima manje vrijednosti no u prethodnom slučaju; veza je manje izrazitija. Veće rasipanje mjernih vrijednosti uzrokovalo je utvrđivanje slabe veze proučavanih pokazatelja.



Sl. — Fig. 56. Ovisnost koeficijenta uzdužne stabilnosti o vučnoj sili — Relationship between coefficient of longitudinal stability and tractive force



Sl. — Fig. 57. Ovisnost koeficijenta uzdužne stabilnosti o vertikalnoj sili — Relationship between coefficient of longitudinal stability and vertical force



Slijedeću informaciju o rasterećenju prednje osovine i poremećaju uzdužne stabilnosti nastojali smo dobiti utvrđivanjem korelacijske zavisnosti koeficijenta ( $1 - \varphi'$ ) te horizontalne i vertikalne komponente vučne sile. Ova analiza je trebala potvrditi već prije utvrđene činjenice o zavisnosti koeficijenta uzdužne stabilnosti i komponenata vučne sile.

Ovakva istraživanja bila bi od posebnog značenja za traktore formule 4 x 2 koje često koristimo u fazi privlačenja drva, jer kod njih osim što dolazi do promjene uzdužne stabilnosti, s rasterećenjem prednje osovine postaje otežano upravljanje traktorom.

#### 4.32.16. Klizanje — Slip

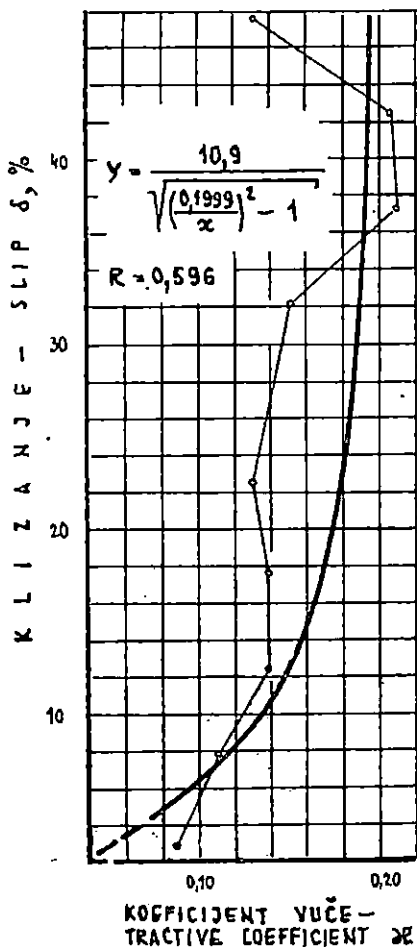
Kao što je navedeno u »Cilju i problematici istraživanja«, krivulja funkcije  $\delta = f(F_H)$  i sličnih parametara vuče, ima linearni tok, a zatim se asimptotski približava vrijednosti koja odgovara maksimalnoj vučnoj sili. Teoretski je to kod 100 %-tnog klizanja, a u stvari pri nekom nižem postotku klizanja, ovisno o vrsti i stanju tla i karakteristikama voznog sustava. U biti su za suho i vlažno tlo zakonitosti iste, samo će na vlažnom tlu biti manje ostvarene sile.

Regresijska analiza klizanja i vertikalnog opterećenja traktora uslijed veličine vučenog tereta izvršena je odvojeno za uzorke utvrđene testiranjem, ali i za sve vrijednosti zajedno. U pojedinim slučajevima možemo govoriti o padu klizanja s porastom vertikalnog opterećenja. U stvari, porast vertikalne komponente vučnog otpora znači za traktor formule 4 x 4 porast adhezijskog opterećenja, a time i mogućnost ostvarenja veće vučne sile uz ostale nepromijenjene parametre. Pri razmatranju svih mjerenih rezultata, možemo govoriti o prestanku rasta klizanja kod postizavanja određenog iznosa vertikalnog opterećenja, za određene uvjete pod kojima je izveden eksperiment.

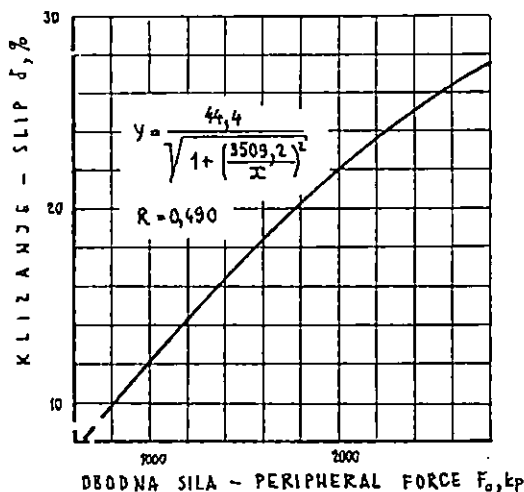
Ovisnost klizanja o koeficijentu vuče je utvrđena u cilju provjere inverzne korelacije iznijete u 4.32.04. Na slici 58 se vidi, da se granična vrijednost koeficijenta vuče za sve izvršene pokuse, približava vrijednosti 0,2, što je ca. upola manje od vrijednosti utvrđenih kod poljoprivrednih radova, (P a r f e n o v, 1968).

Zavisnost klizanja i sile na obodu kotača pokazuje, da s porastom sile dovedene na obod kotača raste gotovo proporcionalno i klizanje zagonjskih kotača, slika 59. Iako je za sve podatke jačina korelacijske veze prema K u m p i suradnici (1970) srednja, primijenjena je krivolinijska veza, da bi utvrdili graničnu vrijednost klizanja za uvjete tla i voznog sustava tijekom pokusa. Utvrđena vrijednost od ca. 44 % pada izvan mjernog područja, te se takva ekstrapolirana veličina ne bi mogla uzeti kao mjerodavna za uvjete ostvarene u našem pokusu.

Treba naglasiti da razni autori navode različiti postotak klizanja za ekonomičan rad traktora.



Sl. — Fig. 58. Ovisnost klizanja za-gonskih kotača o koeficijentu vuče — Relationship between slip of driving wheels and tractive coefficient



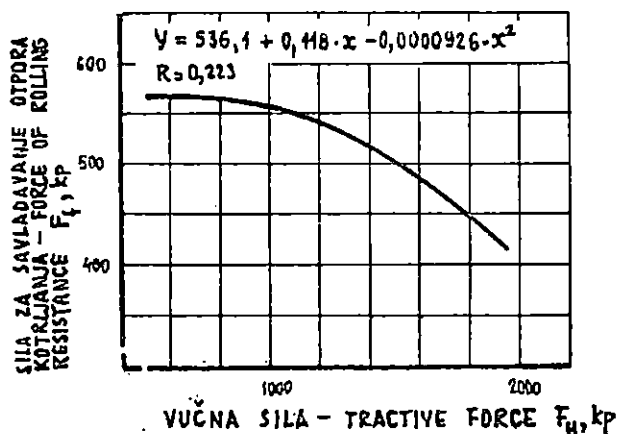
Sl. — Fig. 59. Ovisnost klizanja o obodnoj sili kotača — Relationship between slip and peripheral force of wheel

#### 4.32.17. Sila za savladavanje otpora kotrljanja — Rolling resistance force

Za proučavano područje vučnih sila utvrdili smo ovisnost sile otpora kotrljanja o ostvarenoj vučnoj sili. U cijelom području eksploatacije uočljive su promjene od 0,041 do 0,084 kp/kp. Nakon definiranja statističkih skupova, izvršili smo regresijsku analizu. Na slici 60 je prikazan dijagram za jednu grupu sa 116 mjernih podataka. Uočljivo je, da s porastom vučne sile postoji trend pada sile potrebne za savladavanje otpora kotrljanja traktora. Utvrđena veza je veoma slaba, što je i razumljivo, jer su takve promjene posljedica promjene brzina, povećanja klizanja, adhezijskog opterećenja i dr.

Ovisnost veličine sile otpora kotrljanja o brzini kretanja traktora, istražena je za raspon brzine od 2 do 7 km/h. Porast i pad sile otpora ko-

trljanja s porastom brzine pokazuje i ovom prilikom da je rad na privlačenju drva podložan utjecaju daleko većeg broja činitelja, nego je to slučaj pri korištenju traktora kao vučnog stroja u drugim područjima privrede. Jedan od razloga velikog rasipanja rezultata mjerenja je i način provedbe eksperimenta u eksploatacijskim uvjetima, gdje je traktor opterećen velikim brojem promjenljivih veličina.



Sl. — Fig. 60. Ovisnost sile otpora kotrljanja o horizontalnoj komponenti vučne sile — Relationship between force of rolling resistance and horizontal component of tractive force

#### 4.32.18. Stupanj korisnosti otpora kotrljanja — Efficiency of rolling resistance

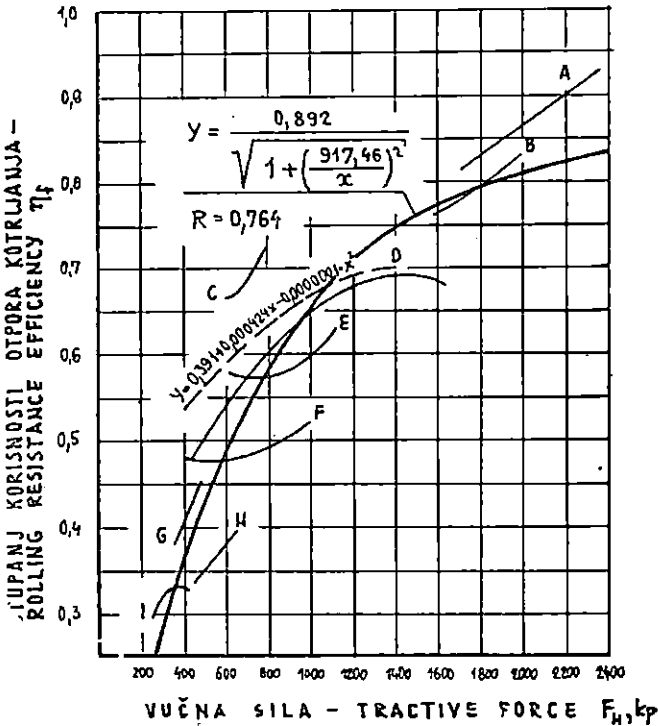
U čitavom proučavanom području (sl. 61) s porastom vučne sile utvrdili smo i rast stupnja korisnosti otpora kotrljanja. I regresijska jednadžba za sve rezultate mjerenja pokazuje vrlo jaku vezu pokazatelja. Granične vrijednosti stupnja korisnosti otpora kotrljanja za sve rezultate mjerenja približavaju se vrijednosti od 0,89. Utvrđene krivulje F, G, H i I ukazuju na neopravdanost vuče malih tereta zglobnim traktorom. U ovom slučaju se radilo o rudničkom drvu. Tu su postignute vrijednosti stupnja korisnosti otpora kotrljanja ispod 0,5.

Računsko izjednačenje stupnja korisnosti otpora kotrljanja i koeficijenta vuče izvršili smo jednadžbom pravca regresije, čiji je dijagram prikazan na slici 62.

Utvrđena korelacijska veza je vrlo jaka, pa se može reći da s porastom koeficijenta vuče raste i stupanj korisnosti otpora kotrljanja.

#### 4.32.19. Stupanj korisnosti klizanja — Slip efficiency

Stupanj korisnosti klizanja je jednostavna veličina dobivena na osnovu klizanja. Za razliku od nje, stupanj korisnosti otpora kotrljanja



Sl. — Fig. 61. Ovisnost stupnja korisnosti otpora kotrljanja o vučnoj sili — Relationship between rolling resistance efficiency and tractive force

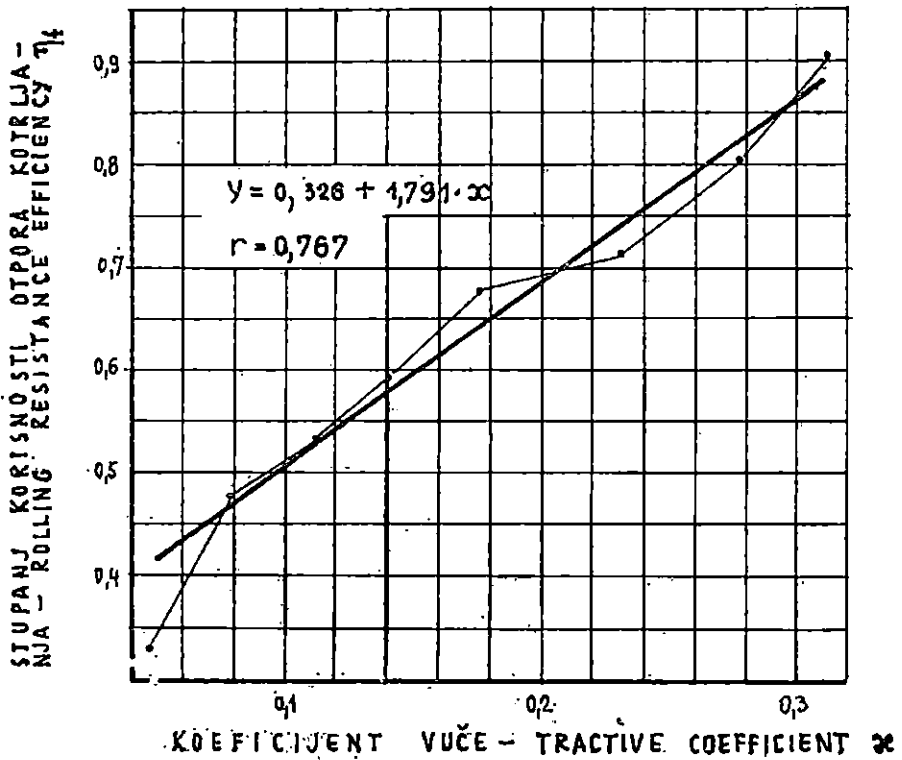
uzrokovan je složenijim fizikalnim zbivanjima; određuje se iz veličine sile otpora kotrljanja i vučnih sila te sile na obodu kotača. Na njega utječu brzina kretanja, klizanje pogonskih kotača, adhezijsko opterećenje i dr.

Za sve rezultate mjerenja utvrdili smo jednadžbu pravca regresije u cilju utvrđivanja zavisnosti stupnja korisnosti klizanja od koeficijenta vuče. Linijska korelacija je prikazana na slici 63. Slabi korelacijski koeficijent potvrđuje prije iznijete pojave oko utvrđivanja veličine klizanja zagonskih kotača i složenost utvrđivanja energetske veličine pri privlačenju drva.

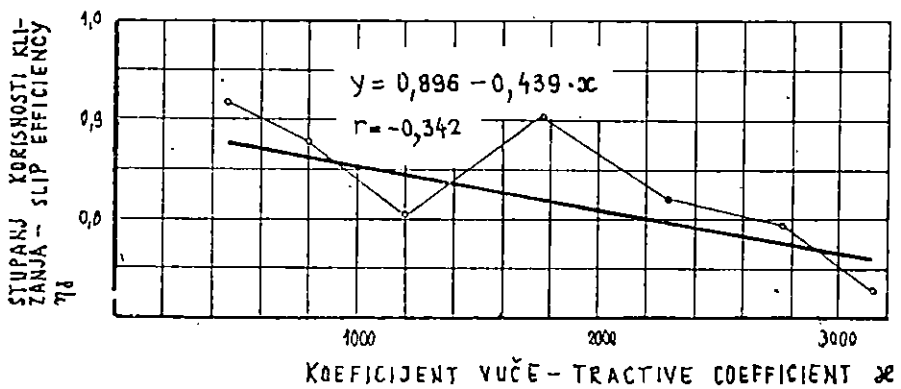
#### 4.32.20. Stupanj korisnosti kotača (voznog sustava) — Efficiency of wheel (driving system)

Tijekom osnovnih istraživanja, kad su i mjereni parametri za određivanje stupnja korisnosti kotača, traktor je radio bez lanaca.

Razmatranja se nadovezuju na ona prethodna o stupnju korisnosti otpora kotrljanja i klizanja, čiji produkt tvori upravo ovdje proučavani stupanj korisnosti kotača (vuče kotača, trakcije, trakcijskog uređaja, voz-



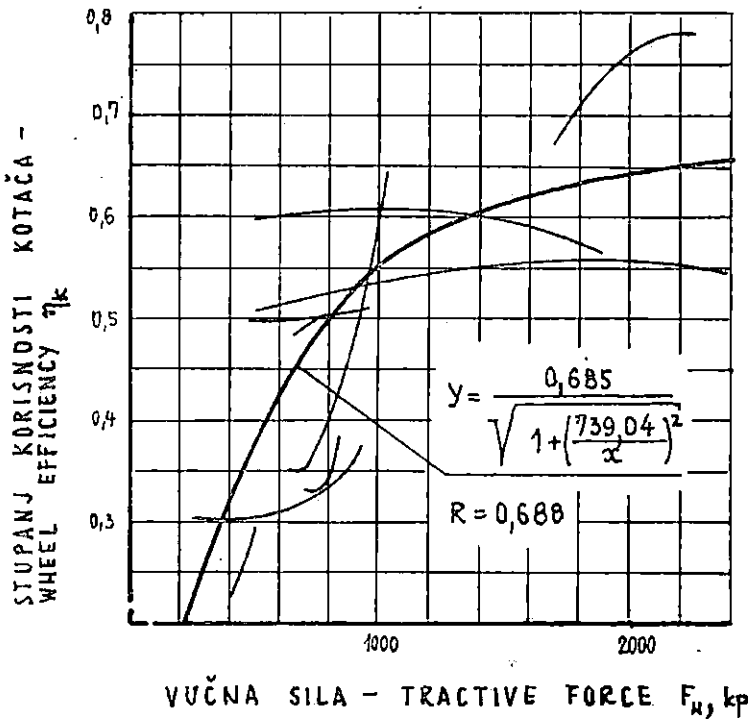
Sl. — Fig. 62. Ovisnost stupnja korisnosti otpora kotrljanja o koeficijentu vuče — Relationship between rolling resistance efficiency and tractive coefficient



Sl. — Fig. 63. Ovisnost stupnja klizanja o koeficijentu vuče — Relationship between slip efficiency and tractive coefficient

nog sustava i dr.),  $\eta_k = \eta_t \cdot \eta_s$ . Prije iznošenja vlastitih rezultata istraživanja, moramo naglasiti da povećanje obodne i vučne sile traktora, ima za posljedicu smanjenje stupnja korisnosti klizanja, uzimajući u obzir njegove gubitke klizanja. Gubici klizanja se mogu smatrati proporcionalnim obodnoj sili ovisno od mehaničkih svojstava tla, konstrukcije voznog sustava i adhezijskog opterećenja. Istovremeno dolazi do povećanja stupnja korisnosti otpora kotrljanja, uzimajući u obzir gubitke uslijed kotrljanja. Dakle, karakterističan tok elemenata stupnja korisnosti kotača  $\eta_t$  i  $\eta_s$ , određuju i tok pokazatelja  $\eta_k$ .

Nakon provedenog testiranja svih 264 rezultata mjerenja, za pojedine statističke uzorke izvršili smo regresijsku analizu. Za neke grupe nismo mogli donijeti generalni zaključak. U većem broju slučajeva s porastom vučne sile stupanj korisnosti voznog sustava (kotača) u prvom dijelu je rastao, a zatim je došlo do njegovog pada. Primijenili smo i sličnu obradu na sve podatke; koristili smo krivolinijsku vezu koja pokazuje eventualnu graničnu vrijednost promatranog parametra. Dijagrami su prikazani na slici 64 s parametrima i indeksom korelacije tako utvrđene veze. Vidi se da uzimajući u obzir sve slučajeve vuče kao jedan skup, postoji



Sl. — Fig. 64. Ovisnost stupnja korisnosti kotača o horizontalnoj komponenti vučne sile — Relationship between wheel efficiency and horizontal component of tractive force

porast stupnja korisnosti vuče kotača traktora do neke granice, a potom se asimptotski približava graničnoj vrijednosti. U našem slučaju je takva proračunska vrijednost stupnja korisnosti 0,685. Maksimalnu vrijednost postignutu u jednom pokusu postigli smo u iznosu od  $\eta_k = 0,76$ .

Iz dosadašnjeg razmatranja stupnja korisnosti kotača traktora, vidi se stalni utjecaj vertikalnih sila. S obzirom na plan pokusa, traktor je ispitivan u rasponu od minimalnog opterećenja, pa sve do blizu granice narušavanja njegove uzdužne stabilnosti.

Generalno se može govoriti o rastu stupnja korisnosti voznog sustava s porastom vertikalnog opterećenja. Veliko rasipanje rezultata potvrđuje i mišljenja niza drugih autora da kod privlačenja drva postoje specifični uvjeti rada i opterećenja voznog sustava. Principijelno treba kod najvećih gubitaka snage na klizanje i kotrljanje očekivati najmanji stupanj korisnosti kotača.

Za čitavo promatrano područje koeficijenata vuče, utvrdili smo porast stupnja korisnosti kotača traktora s porastom koeficijenta vuče, kako je to prikazano na slici 65. I ovo je razlog da pri privlačenju drva radimo u području što viših koeficijenata vuče, jer ćemo time povećati stupanj korisnosti prijenosa sila s kotača na tlo.

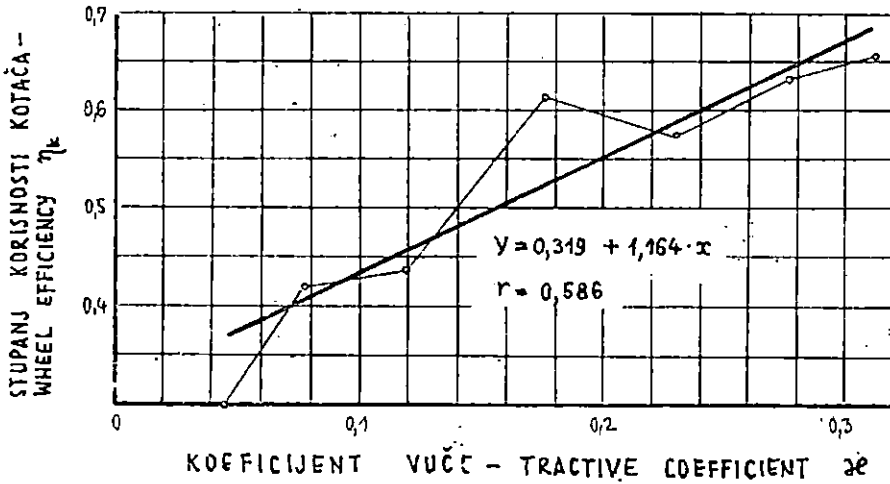
Regresijska analiza zavisnosti stupnja korisnosti vuče kotača i sile dovedene na obod kotača, pokazuje međusobnu vrlo jaku vezu, slika 66. Za određeni vozni sustav koji je ispitivan, pod određenim uvjetima podloge po kojoj su se kretali kotači, utvrđen je trend funkcije prema graničnoj vrijednosti od oko  $\eta_k = 0,58$ . Naravno, navedeni rezultati važe samo pod uvjetima odvijanja pokusa i u promatranom području veličina istraživanih parametara.

Veličina klizanja na zagonskim kotačima direktno utječe na veličinu stupnja korisnosti kotača. Načelno bi se moglo tvrditi, da je povoljniji što veći teret koji ostvaruje velike vertikalne sile u području malih horizontalnih vučnih otpora.

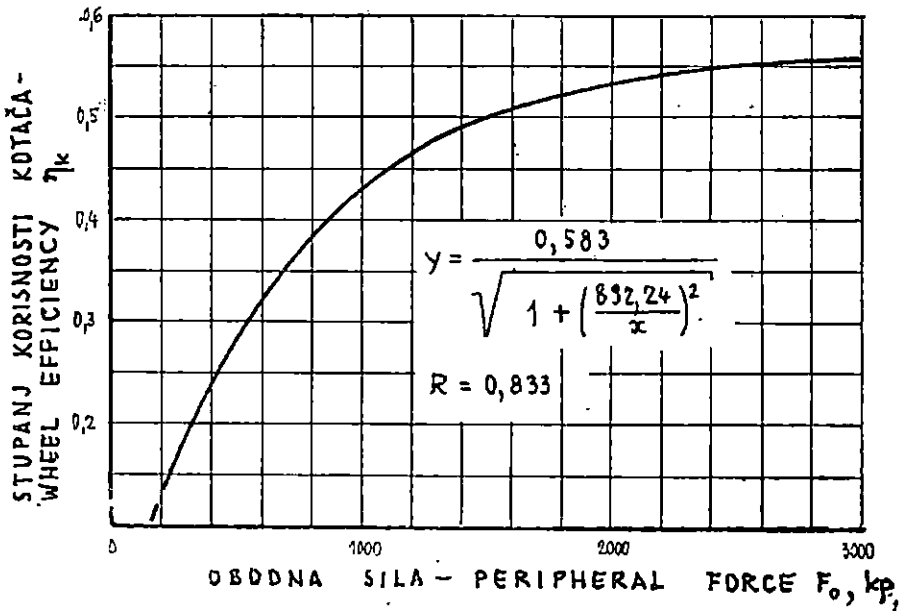
Preraspodjela opterećenja s prednjeg mosta na stražnji u uvjetima eksploatacije utječe na veličinu stupnja korisnosti kotača. Za sve utvrđene skupove izračunate su krivolinijske veze. U većini slučajeva možemo govoriti o malom porastu  $\eta_k$  s porastom prijenosa opterećenja s prednjeg na stražnji most traktora. Rezultati su prikazani na slici 67. Izvršeno je i izjednačenje svih rezultata mjerenja. Parametri utvrđene funkcije i korelacijski indeks dani su uz dijagram krivulje. Ovaj rezultat se nikako ne može generalno primjenjivati za pojedine stvarne slučajeve.

#### 4.32.21. Vučna korisnost traktora — Tractive efficiency of tractor

I mi ćemo kao i Kolobov i Parfenov (1972) ukupnu korisnost vuče traktora promatrati uključivši samo mehaničke gubitke transmisije, ne uzimajući u obzir i gubitke snage ostalih potrošača, koji se pojavljuju i kod traktora za privlačenje drva. Nećemo razmatrati i sveukupnu korisnost traktorskog agregata, koji bi u sebi sadržavao i korisnost pogonskog motora. Tako razmatra stupanj korisnosti vuče traktora Jandel (1972), te navedeni parametar smatra bitnom karakteristikom rada vozila.

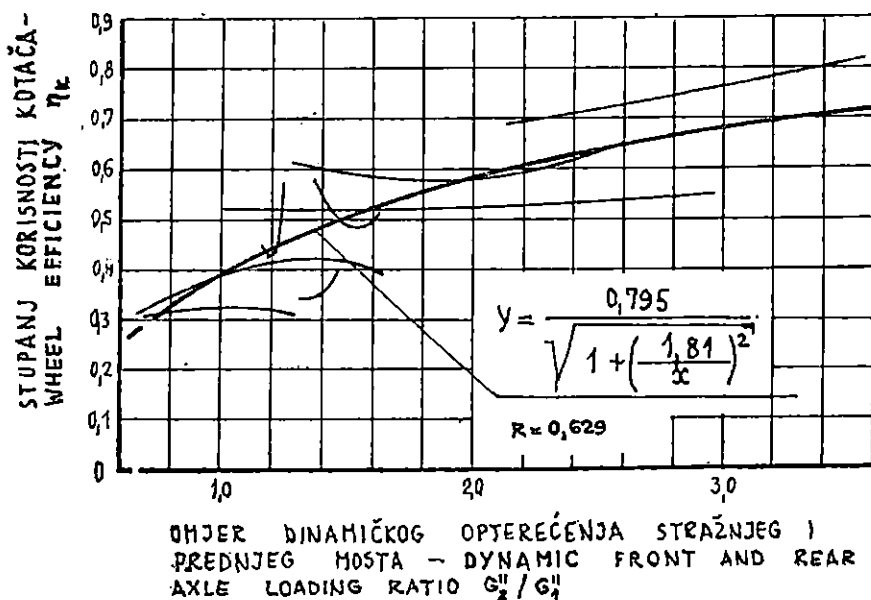


Sl. — Fig. 65. Ovisnost stupnja korisnosti kotača o koeficijentu vuče — Relationship between wheel efficiency and tractive coefficient



Sl. — Fig. 66. Ovisnost stupnja korisnosti kotača o obodnoj (tangencijalnoj) sili — Relationship between wheel efficiency and peripheral (tangential) force





Sl. — Fig. 67. Ovisnost stupnja korisnosti kotača o omjeru dinamičkog opterećenja stražnjeg i prednjeg mosta traktora — Relationship between wheel efficiency and dynamic ratio of front and rear axle of tractor

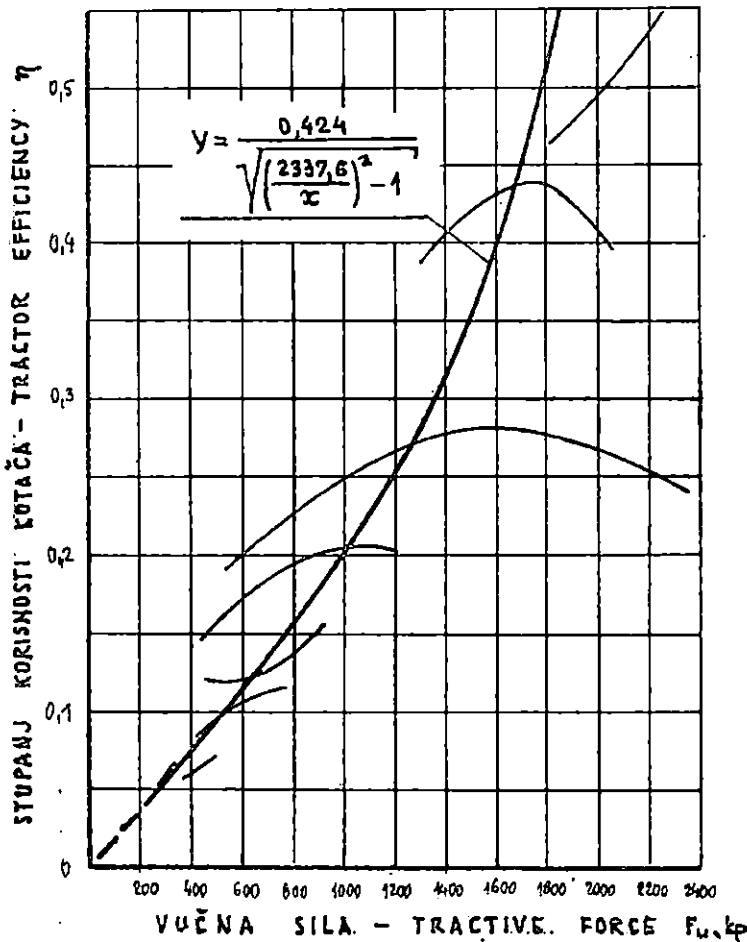
I u ovom slučaju smo postupili kao kod dosadašnje obrade rezultata mjerenja. Nakon testiranja svih mjerenih veličina, regresijskom analizom utvrdili smo funkcijske ovisnosti korisnosti vuče traktora i vučne sile. Na dijagramima prikazanim na slici 68 prikazane su ovisnosti. Za svaki uzorak se kod određene veličine vučne sile može utvrditi eventualno postignuti maksimalni stupanj korisnosti vuče traktora. Vršne točke krivulje predstavljaju najmanju sumu gubitaka traktorske energije te određuju optimalno područje rada s obzirom na vučnu silu.

Kod manjih veličina vučenih tereta, gdje je i manja vertikalna sila, stupanj korisnosti vuče traktora ne mijenja se bitno; s porastom tereta za određenu vrijednost vertikalnog opterećenja poprima neku vršnu vrijednost. Kod vuče stabala, pokušali smo odrediti graničnu vrijednost vertikalne sile koju smo ostvarili tijekom pokusa. Granična vrijednost vertikalnog opterećenja izračunata je za naš slučaj privlačenja ca. 1 800 kp. Maksimalni stupanj korisnosti vuče traktora utvrđen je ca. 0,55. Pokušaj utvrđivanja sličnih graničnih vrijednosti za vuču debala i duge oblovine, nije dao zadovoljavajuće elemente jačine uspostavljene korelacije. Rezultat regresijske analize svih mjerenih rezultata u cilju utvrđivanja zavisnosti stupnja korisnosti vuče traktora i klizanja, dan je na slici 69. Iako je jačina utvrđene korelacije veoma slaba, vidi se da je pri klizanju od oko 24 % postignuta maksimalna srednja vrijednost stupnja korisnosti vuče traktora za cjelokupno osnovno istraživanje.

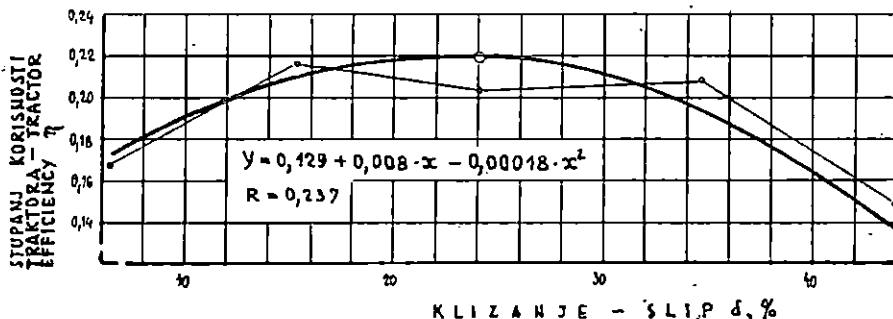
I preraspodjela tereta u stvarnim uvjetima privlačenja utječe na stupanj ukupne korisnosti vuče traktora. Za razne slučajeve vuče postignut je kod raznih vrijednosti odnosa opterećenja prednjeg i stražnjeg mosta optimalni stupanj korisnosti.

4.32.22. Koeficijent otpora kotrljanja — Coefficient of rolling resistance

Parametar koeficijenta otpora kotrljanja izračunavali smo jedino iz energetski mjerenih veličina na kotaču traktora i presjeku traktora — vučni teret,  $f = 1 - \eta = 1 - F_H/F_o$ . Za sve mjerene podatke stohastičku smo vezu prikazali jednadžbom pravca regresije, slika 70. Apsolutna vri-



Sl. — Fig. 68. Ovisnost stupnja vučne korisnosti traktora o horizontalnoj komponenti vučne sile — Relationship between tractive efficiency of tractor and horizontal component of tractive force



Sl. — Fig. 69. Ovisnost stupnja vučne korisnosti traktora o klizanju zagonskih kotača — Relationship between tractive efficiency of tractor and slip of driving wheels

jednost koeficijenta smjera je znatna, pravac regresije je strm, što znači da je veza parametara koeficijenta otpora kotrljanja i koeficijenta vuče izrazita. Dakle, s porastom koeficijenta vuče, pada veličina koeficijenta otpora kotrljanja, što je lako objašnjivo iz definicije veličine oba parametra. Koeficijent otpora kotrljanja izračunan iz veličine sile otpora kotrljanja i opterećenja traktora na tlo nije pokazao čvrstu vezu s koeficijentom otpora kotrljanja izraženom na gornji način.

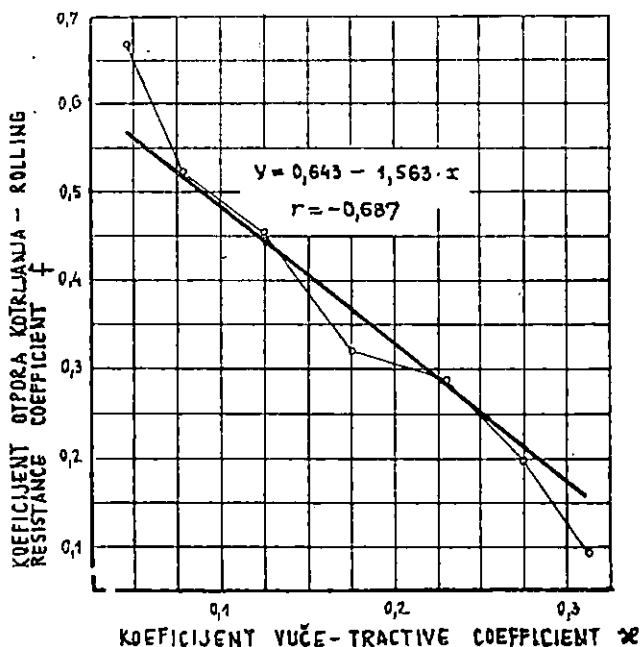
#### 4.32.23. Brzina privlačenja — Skidding speed

Osim u jednom slučaju, u svim pokusima privlačenja, kako je bilo već prije naglašeno, koristili smo II i III stupanj prijenosa brzina. Odvojeno za II i III brzinu analizirali smo zavisnost brzine privlačenja od sile (momenta) dovedenog na kotače. Na dijagramu slike 71 prikazane su utvrđene krivolinijske veze. Na osnovu rezultata istraživanja možemo govoriti tek o trendu pada brzine s povećanjem obodne sile na kotačima traktora. I utvrđeni padovi brzina (nešto je veći u III brzini) utvrđena jačine korelacije ne dozvoljavaju da za privlačenje drva donosimo generalne zaključke.

Pokušaj analize svih podataka za utvrđivanje ovisnosti brzine privlačenja o veličini vučne sile, potvrdio je tek s nešto jačom vjerojatnošću, da s porastom vučne sile opada brzina traktora, slika 72.

#### 4.32.24. Specifična masa traktora — Specific mass of tractor

U cilju potvrde već prije iznijetih činjenica da pri privlačenju bitno raste veličina specifične mase traktora, koja je bitan element u ostvarenju određene adhezije vozila, proveli smo obradu statističkih uzoraka određenih analizom varijance. Regresijska analiza je potvrdila potpunu korelacijsku vezu stvarne specifične mase traktora i adhezijskog optere-



Sl. — Fig. 70. Ovisnost koeficijenta otpora kotrljanja o koeficijentu vuče — Relationship between rolling resistance coefficient and tractive coefficient

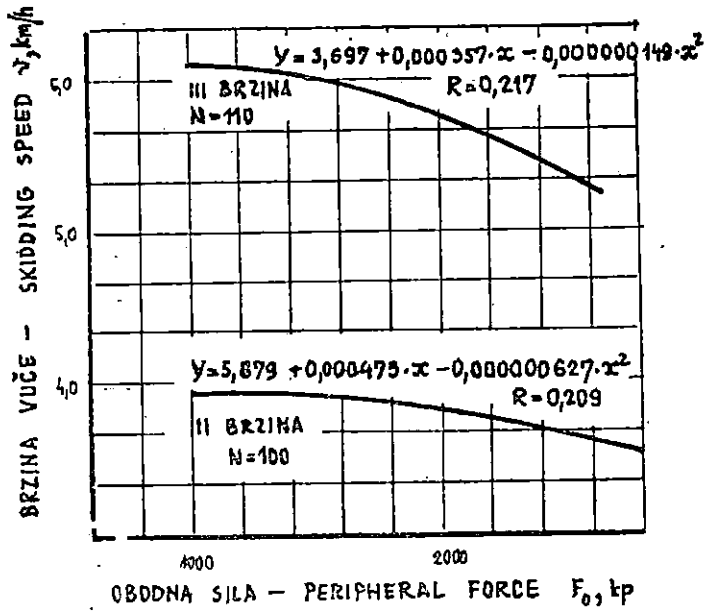
ćenja. Za jednadžbu pravca regresije smo utvrdili parametre, kao i koeficijent korelacije, slika 73. Analiza je potvrdila prije iznijetu činjenicu da se tijekom privlačenja u ekstremnom slučaju povećala specifična masa traktora za ca. 28 %.

#### 4.33. Tehničko-eksploatacijski parametri privlačenja drva pri povećanoj vlažnosti tla — Technical-exploitation parameters of wood skidding at increased soil moisture

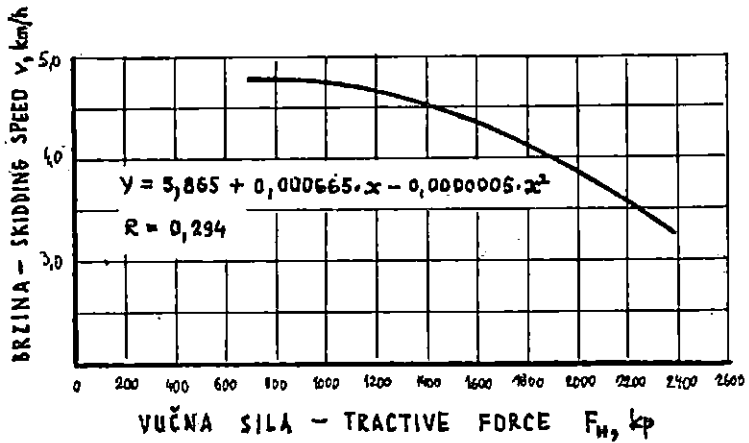
U prvom dijelu osnovnih istraživanja prikazani su osnovni pokazatelji karakteristika tla na kojem je obavljen eksperimentalni dio istraživanja. Dio pokusa smo ponovili pod inače istim uvjetima, ali pri povećanoj vlažnosti tla. U ovom poglavlju ćemo dati rezultate istraživanja, kako bi utvrdili eventualne promjene parametara vuče drva. U tu svrhu smo odabrali nekoliko pokazatelja i statistički ih obradili; to su: vlaga tla, mehanički otpor tla, sila vuče, klizanje zagonskih kotača, brzina privlačenja, zakretni moment kotača.

##### 4.33.01. Karakteristike tla — Soil characteristics

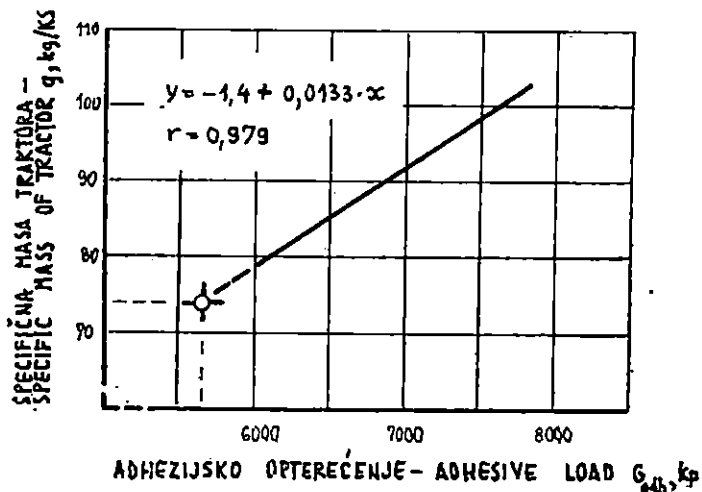
Vlaga tla u stanju povećane vlažnosti iznosila je 64,4 % (kod normalne vlažnosti za vrijeme ostalih osnovnih pokusa ustanovljena je srednja vlažnost od 47,9 %).



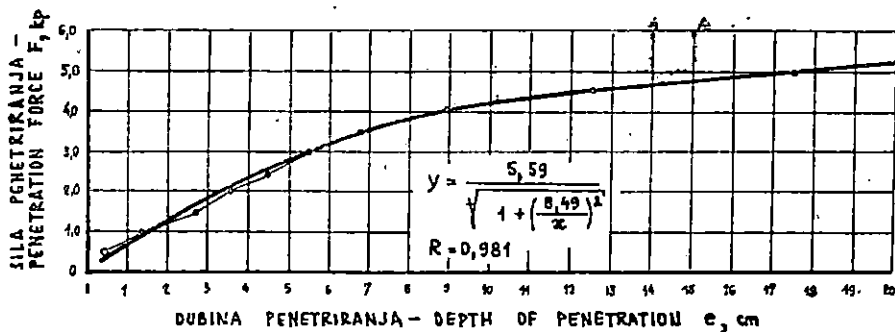
Sl. — Fig. 71. Ovisnost brzine privlačenja o obodnoj sili — Relationship between skidding and peripheral force



Sl. — Fig. 72. Ovisnost brzine privlačenja o vučnoj sili — Relationship between skidding speed and tractive force



Sl. — Fig. 73. Ovisnost specifične mase traktora o adhezijskom opterećenju — Relationship between specific mass of tractor and adhesive load



Sl. — Fig. 74. Ovisnost sile penetracije o dubini prodiranja — Relationship between penetration force and depth of penetration

Penetracijskim pokusom pomoću penetrografa ustanovljen je mehanički otpor tla. Regresijska jednadžba i dijagram funkcije prikazani su na slici 74. Sila potrebna za penetriranje konusa šipke iznosila je 5,59 kp (do dubine od 20 cm). Penetracijskim pokusom kod ostalih osnovnih istraživanja utvrđena je srednja vrijednost sile potrebne za penetriranje u tlo od 10,37 kp.

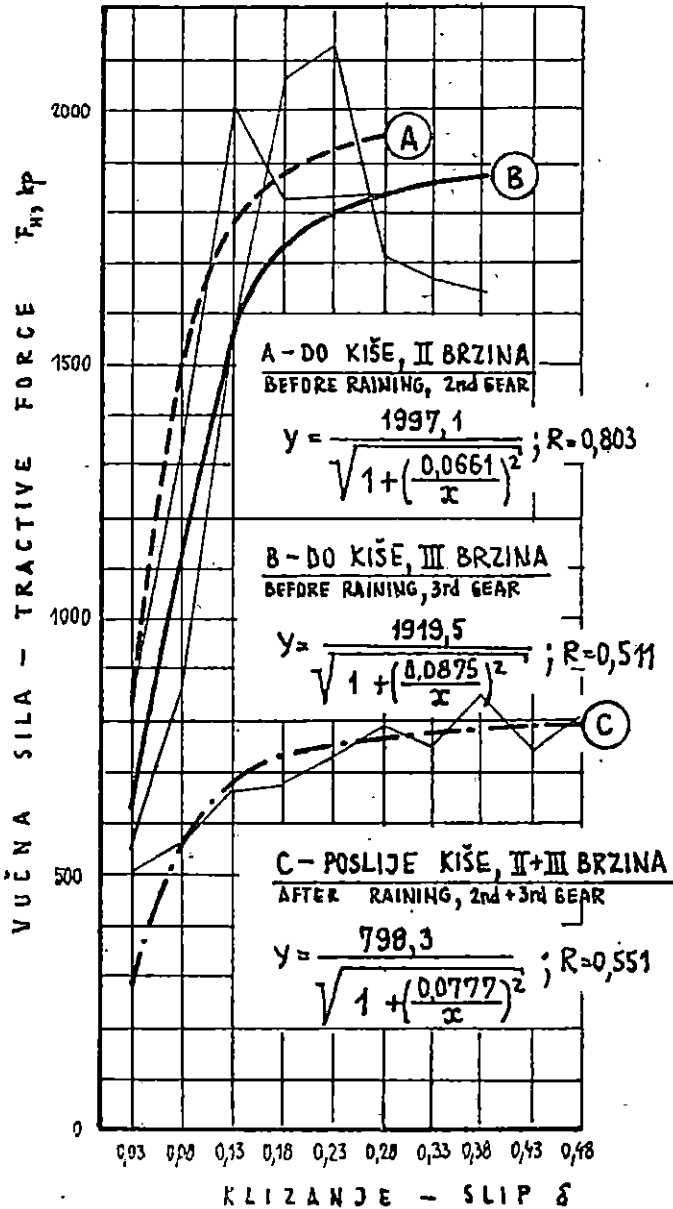
4.33.02. Zavisnost vučne sile i zakretnog momenta od klizanja — Relationship between both tractive force and torsional moment and slip

Nakon određivanja statističkih uzoraka regresijskom analizom smo izračunali krivolinijske veze ovisnosti vučne sile o veličini klizanja zagonjskih kotača. Za veličinu vučne sile u raznim stupnjevima prijenosa izmjereno prije, a isto tako i poslije kiše, utvrđena je signifikantnost razlika aritmetičkih sredina. Između aritmetičke sredine veličine vučne sile ostvarene u II i III stupnju prijenosa, kod tla s normalnom vlažnosti dobiveno je  $t = 2,01$ . Za broj stupnjeva slobode 47, uz koeficijent rizika 0,05, granična je vrijednost iz tabele  $t_0 = 2,01$ . Prema tome, aritmetičke sredine vučnih sila nisu signifikantno različite, te dalje računamo s jednim statističkim skupom. Sličan rezultat je utvrđen i za vučnu silu poslije kiše ( $t = 1,127$ ;  $t_0 = 1,976$ ).

Testiranje aritmetičkih sredina veličine klizanja, pokazalo je da pri normalnoj vlažnosti postoji bitna razlika aritmetičkih sredina klizanja u II i III stupnju prijenosa ( $t = 2,54$ ;  $t_0 = 2,00$ ). Pri povećanoj vlažnosti tla, razlika iznosa klizanja nije pokazala signifikantnu razliku aritmetičkih sredina ( $t = 0,905$ ;  $t_0 = 1,975$ ). U daljoj regresijskoj analizi pri normalnoj vlažnosti tla, izračunavali smo korelaciju za pojedine prijenose odvojeno, a poslije kiše zajedno za oba stupnja prijenosa. Na slici 75 ucrtani su dijagrami jednadžbi krivulja regresije sa svim izračunatim parametrima i korelacijskim indeksima. Vidljivo je, da je pri povećanoj vlažnosti tla granična vučna sila pala na oko 40 % od one koja je postignuta pri normalnoj vlažnosti tla. U iznosima sila potrebnim za privlačenje u II i III stupnju prijenosa pri normalnoj vlažnosti tla nije bilo signifikantne razlike, ali je u III stupnju prijenosa ona ostvarena pri povećanom klizanju od 23 %, dok je u II stupnju prijenosa to granična sila vuče.

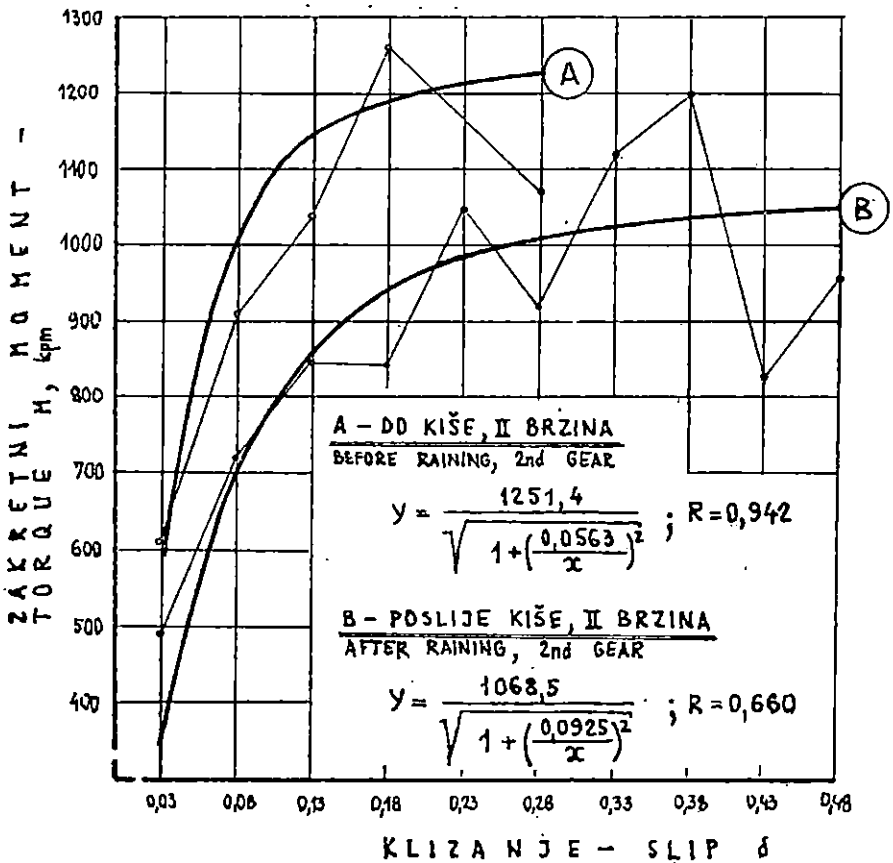
Stohastičku vezu između zakretnog momenta kotača i veličine klizanja odredili smo istim postupkom kao i u prethodnom slučaju. U ovom slučaju su utvrđene za sve slučajeve signifikantne razlike aritmetičkih sredina, pa smo korelacijsku vezu utvrdili zasebno za vuču u II i III stupnju prijenosa brzina.

Slika 76 pokazuje utvrđenu korelacijsku vezu zakretnog momenta i klizanja u II stupnju prijenosa, za vuču na tlu normalne vlažnosti, a također uz ostale iste uvjete, na tlu povećane vlažnosti. Za ca. 15 % je smanjen moment doveden kotačima traktora tijekom privlačenja po tlu povećane vlažnosti. Sve se to odvijalo pri povećanim gubicima klizanja,



Sl. — Fig. 75. Ovisnost vučne sile o klizanju — Relationship between tractive force and slip



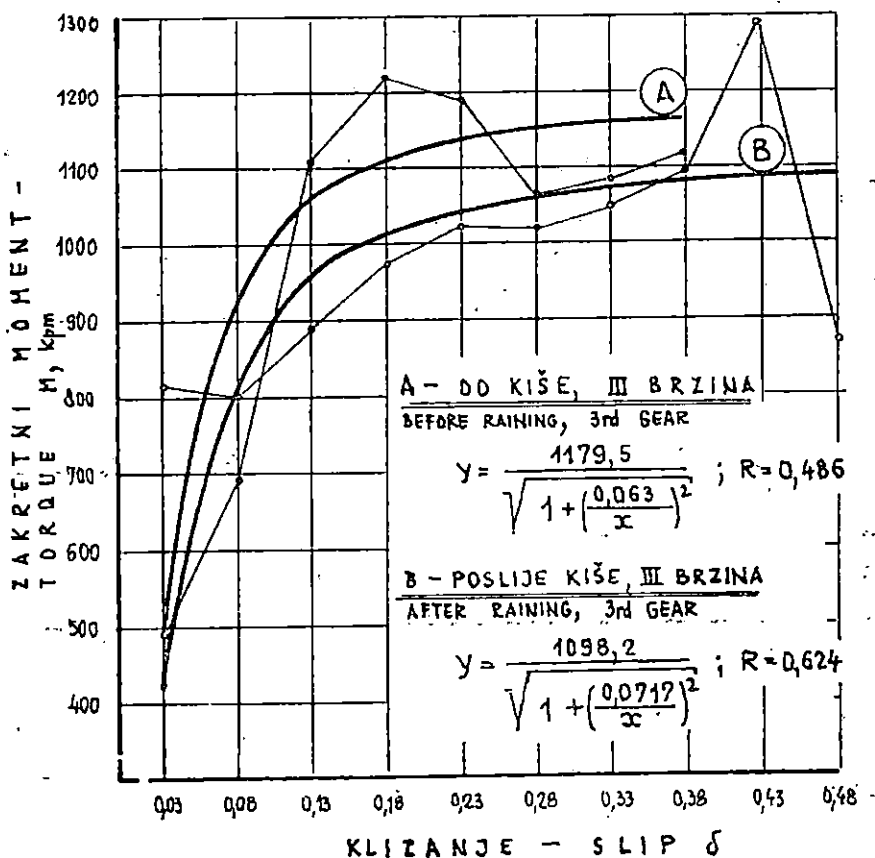


Sl. — Fig. 76. Ovisnost zakretnog momenta o klizanju pri radu u II stupnju prijenosa — Relationship between torque and slip at 2nd gear

U slučaju rada s III stupnjem prijenosa, slika 77, utvrđen je pri radu poslije kiše pad dovedenog momenta kotačima traktora za ca. 7%. Utvrđeni korelacijski indeksi su različiti; jačina korelacije se kreće od srednje do potpune. Kao kod svih pokusa privlačenja, rasipanje mjerenih veličina je znatno, posebno pri utvrđivanju klizanja zagonskih kotača.

4.33.03. Analiza ostalih parametara vuče za različite uvjete stanja tla —  
Analysis of other tractive parameters at different soil conditions

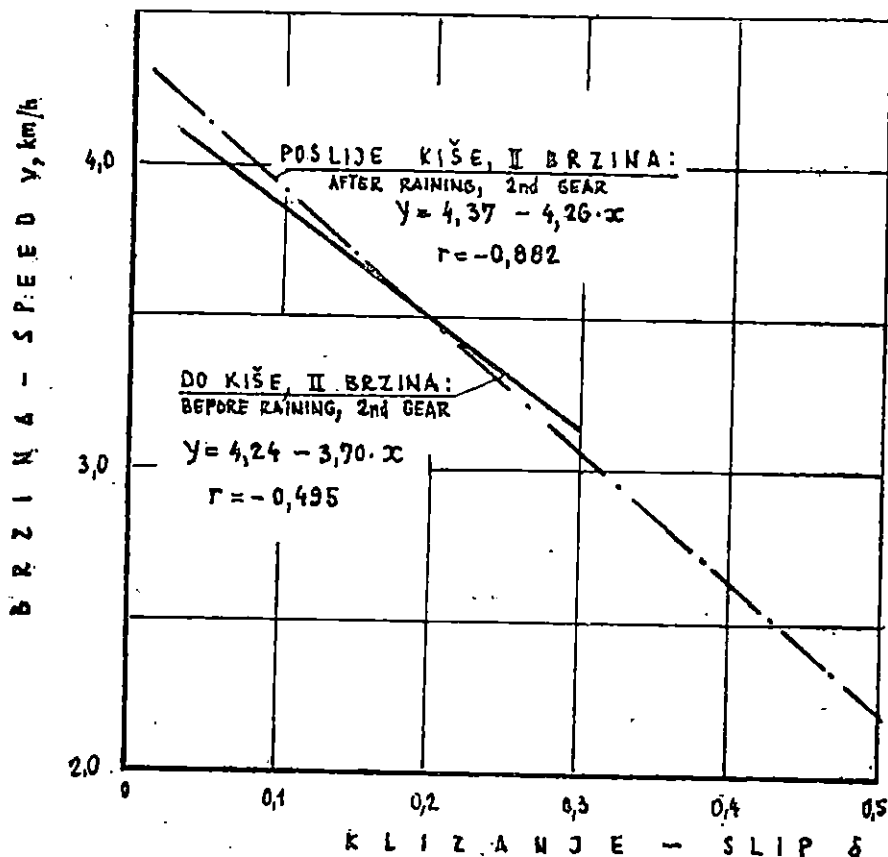
Utvrđene zavisnosti u prethodnom poglavlju, proširili smo sa još nekoliko veza između eksploatacijskih činilaca u slučaju privlačenja po tlu s normalnom i povećanom vlažnosti.



Sl. — Fig. 77. Ovisnost zakretnog momenta o klizanju pri radu u III stupnju prijenosa — Relationship between torque and slip at 3rd gear

Istraživanja smo u prvom redu proširili na istraživanja promjena brzine privlačenja s promjenom klizanja. U svim slučajevima je nakon izvršenog testiranja ulaznih veličina, utvrđena jednadžba pravca regresije, i to za funkciju zavisnosti  $v = f(\delta)$ .

Slika 78 prikazuje dijagrame utvrđenih linijskih veza brzine privlačenja i klizanja, za rad u II stupnju prijenosa. Koeficijent smjera jednadžbe pravca za slučaj rada pri povećanoj vlažnosti tla poprima veće apsolutne vrijednosti (ca. 13 %), pravac je strmiji, a veza brzine i klizanja izrazitija, iako ne i značajno različita. Interesantno je napomenuti da je utvrđena veza pri radu s povećanom vlažnosti tla vrlo jaka, u odnosu na srednju jačinu veze rada na tlu s normalnom vlažnosti tla.



Sl. — Fig. 78. Ovisnost brzine privlačenja o klizanju pri radu u II stupnju prijenosa — Relationship between speed and slip at 2nd gear

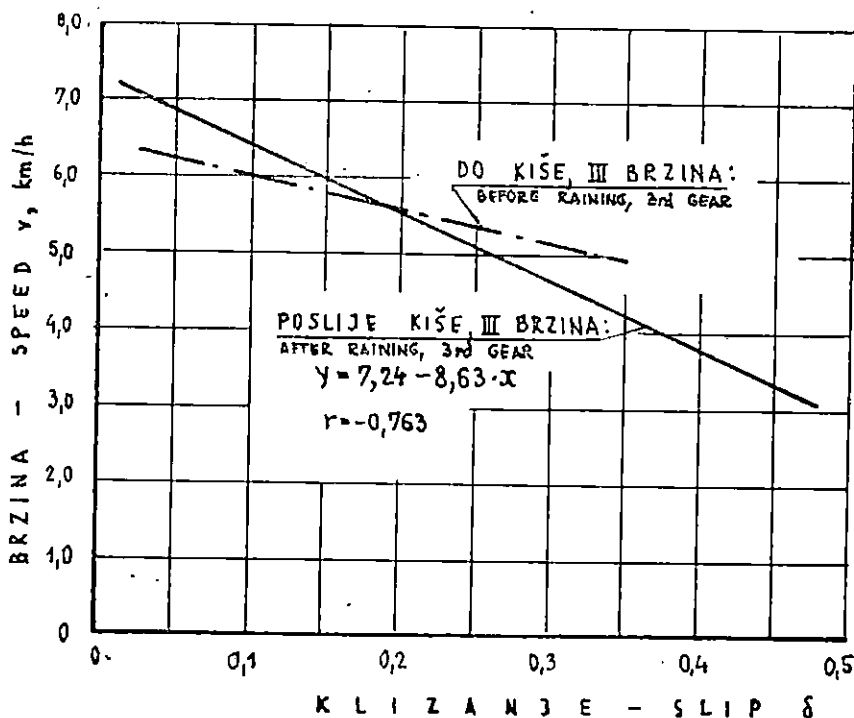
Slika 79 prikazuje dijagrame stohastičkih veza za statističke uzorke pri privlačenju u III stupnju prijenosa brzine. Sve utvrđene zakonitosti i ovdje se potvrđuju. Interesantno je napomenuti, da su na raskvašenom terenu, kod većih postotaka gubitka klizanja, rasipanja manja, a korelacijski koeficijenti veći.

Dijagrami na slikama 80 i 81 prikazuju jednadžbu pravca regresije zavisnosti  $v = f(F_H)$  pri privlačenju drva za dva stanja vlažnosti tla. U oba slučaja je s porastom veličine vučne sile došlo do pada brzine. Pri radu s povećanom vlažnosti tla izračunate su nešto veće apsolutne vrijednosti koeficijenta smjera, što bi značilo da su ovisnosti brzine o vučnoj sili u takvim uvjetima rada izrazitije.

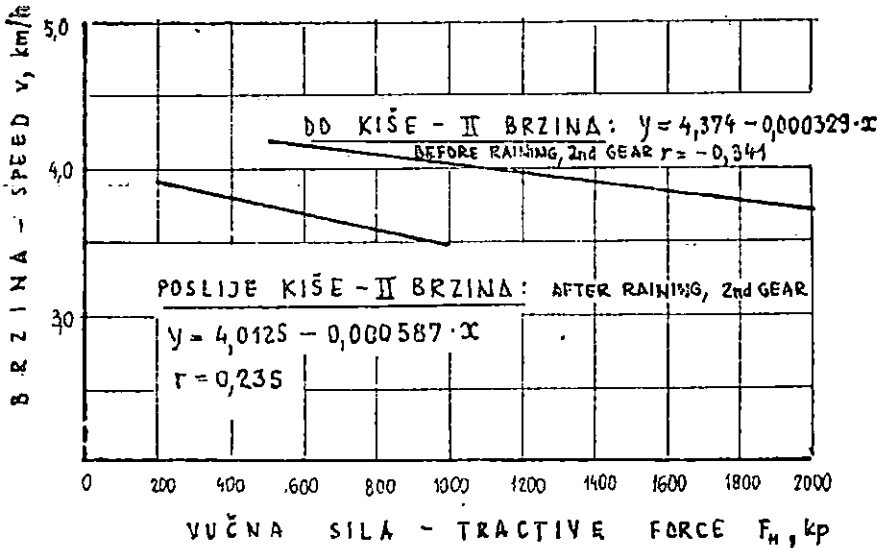
#### 4.34. Parametri vuče drva u raznim oblicima — Parameters of skidding at different form of wood

U okviru osnovnih istraživanja, obuhvatili smo i proučavanje parametara pri vuči drva u raznim oblicima, razno orijentiranih tijekom privlačenja. Eksperimentalni dio rada je obuhvatio privlačenje deblovine, duge oblovine i sortimenata usmjerenih s debljim ili tanjim krajem u smjeru vuče. Drugi dio pokusa se sastojao u privlačenju stabala, debala, duge oblovine i konačno sortimenata. Kod stabala i deblovine mogli smo vući teret samo s debljim krajem orijentiranim u smjeru vožnje, jer čvrstoća ovršine nije bila dovoljna za vučnu silu ostvarenu čeličnim užetom s chokerima.

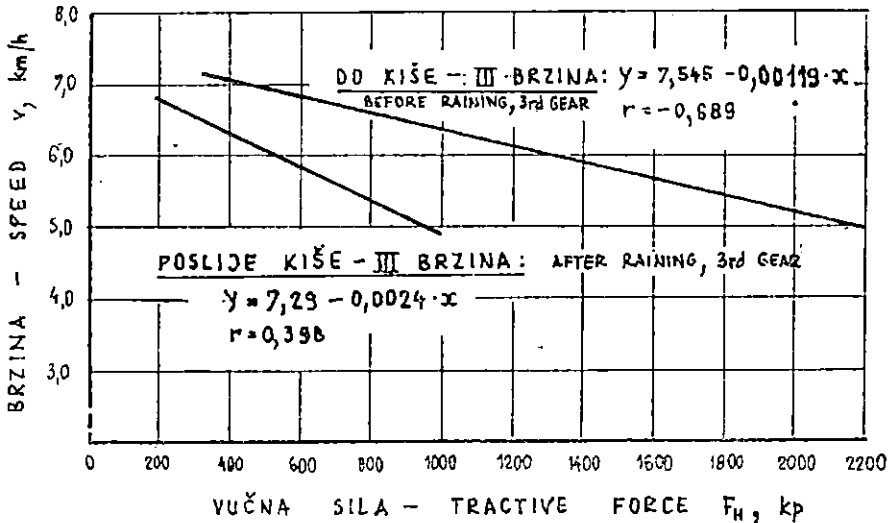
Izvršili smo i izbor parametara, za koje smo prema planu pokusa proveli testiranjem signifikantnosti razlika dviju aritmetičkih sredina, ili pak u slučaju proučavanja čvrstoća veza više aritmetičkih sredina, analizom varijance, da bi konačno utvrdili postoji li statistički signifikantna razlika.



Sl. — Fig. 79. Ovisnost brzine privlačenja o klizanju pri radu u III stupnju prijenosa — Relationship between skidding speed and slip at 3rd gear



Sl. — Fig. 80. Ovisnost brzine privlačenja o sili vuče pri radu u II stupnju prijenosa — Relationship between skidding speed and tractive force at 2nd gear



Sl. — Fig. 81. Ovisnost brzine privlačenja o sili vuče pri radu u III stupnju prijenosa — Relationship between skidding speed and tractive force at 3rd gear

Izabrani parametri za proučavanje vuče drva u raznim oblicima:

- horizontalna komponenta vučne sile,  $F_H$
- vertikalna komponenta vučne sile,  $F_V$
- koeficijent iskorištenja težine tereta,  $\varphi = F_V/Q$
- koeficijent privlačenja,  $k_v = F_H/Q$
- koeficijent otpora pri vuči drva,  $\mu_p = F_H/(Q - F_V)$
- koeficijent vuče,  $\kappa = F_H/(G + F_V) = F_H/G_{adh}$
- koeficijent iskorištenja vodoravne sile otpora (tanges kuta nagiba vučnog užeta),  $\varepsilon = F_V/F_H$ .

Prvi pokus je izveden sa teretom »A« od 2 komada duge deblvine, duljine 24 m, ukupne mase 2894 kg, prsnog promjera 45 i 38 cm, promjera na tanjem kraju od 17 i 19 cm.

Pokus B je započeo vučom stabla mase 3 819 kg, prsnog promjera 62 cm, duljine 32 m. 31 % duljine stabla je bilo bez grana.

Nakon kresanja grana i otpiljivanja ovršine, masa je iznosila 3 124 kg, duljina 24 m, promjer na tanjem kraju 25 cm. Iz takvog debla izrađena su 3 komada duge oblovine svaki duljine 8 m, promjera na debljem kraju 62, 50 i 40 cm, a na tanjem 50, 40 i 25 cm. Za sva tri načina vuče tereta naprijed je na čelično užu učvršćen deblji kraj.

U posljednjoj analizi promatrani su parametri vuče za sve slučajeve vuče koje srećemo u praksi (slučaj C). Rezultati istraživanja prikazani su u tablicama 3, 4 i 5.

Za promatrani slučaj vuče između aritmetičkih sredina horizontalnog otpora vuče  $F_H$  određena je signifikantnost, pa je dobiveno  $t = 22,277$ . Za broj stupnjeva slobode  $n = 443$ , uz koeficijent rizika 0,05, vidimo da je granična vrijednost za  $t_0 = 1,966$ . Prema tome, aritmetičke sredine su signifikantno različite. Horizontalna komponenta sile vuče u slučaju privlačenja opisane duge oblovine s tanjim krajem usmjerenim naprijed veća je za oko 36 % nego u slučaju vuče s debljim krajem vezanim o užu.

Pri razmatranju rezultata vertikalne komponente vučne sile  $F_V$  moramo naglasiti da se ovdje radi o stvarnoj sili pri vuči drva, a ne o statički utvrđenoj veličini opterećenja traktora zbog mase ovješeno tereta. U slučaju vješanja debljeg kraja o vučno užu vertikalna sila je bila oko 29 % veća u II stupnju prijenosa nego u slučaju vješanja tanjeg kraja, a čak 43 % veća kod rada pod svim ostalim istim uvjetima u III stupnju prijenosa. Ovo je posljedica utjecaja dinamičkih faktora koji djeluju na vertikalnu silu tijekom vuče; udara tereta na mikrodepresijama, nihanja na vučnom užetu i sl.

Koeficijent iskorištenja težine vučnog tereta  $\varphi$  pokazuje nam koji dio vertikalne sile je posljedica težine tovara. Za vuču s debljim krajem naprijed utvrđen je za 29 % veći koeficijent iskorištenja težine pri radu u II stupnju prijenosa, te 43 % veći za rad u III stupnju prijenosa. Ove vrijednosti pokazuju koji se dio veličine opterećenja tereta kao dinamička sila iskorišćuje u stvaranju adhezijskog opterećenja traktora.

Tablica 3 — Table 3. Privlačenje duge oblovine (teret »A«) s tanjim debljim krajem ovješnim o vučno uže — Skidding of long logs (load »A«) suspended on choker line

| Parametar<br>Parameter | Stupanj<br>prijenosa<br>Gear ratio | Tanji kraj naprijed »T«<br>Top end foremost »T« |           | Deblji kraj naprijed<br>»D«<br>Butt end foremost »D« |           | Postotna razlika za vuču s<br>»T« i »D« krajem naprijed<br>Difference at skidding with<br>but end/top end foremost<br>in % |     |
|------------------------|------------------------------------|---|-----------|--|-----------|--|-----|
|                        |                                    | $M_x$   | $\pm s_x$ | $M_x$  | $\pm s_x$ |  |     |
| 1                      | 2                                  | 3   | 4         | 5  | 6         | 7  | 8   |
| $F_H$                  | kp                                 | II i III  | 782       | 11   | 503       | 8  | >36 |
| $F_V$                  | kp                                 | II  | 829       | 5  | 1167      | 27   | <29 |
|                        |                                    | III   | 829       | 5  | 1461      | 8  | <43 |
| $\varphi$              | —                                  | II  | 0.286     | 0.002  | 0.403     | 0.009  | <29 |
|                        |                                    | III   | 0.286     | 0.002  | 0.505     | 0.003  | <43 |
| $k_v$                  | —                                  | II  | 0.260     | 0.006  | 0.174     | 0.002  | >33 |
|                        |                                    | III   | 0.276     | 0.005  | 0.174     | 0.002  | >37 |
| $\mu_p$                | —                                  | II  | 0.363     | 0.007  | 0.330     | 0.006  | >9  |
|                        |                                    | III   | 0.389     | 0.008  | 0.330     | 0.006  | >15 |
| $\kappa$               | —                                  | II i III  | 0.125     | 0.005  | 0.072     | 0.001  | >42 |
| $\varepsilon$          | —                                  | II  | 1.099     | 0.018  | 2.511     | 0.119  | <56 |
|                        |                                    | III   | 1.099     | 0.018  | 3.071     | 0.076  | <64 |

Tablica 4 — Table 4. Privlačenje stabla, debla i duge oblovine ovješene debljim krajem o vučno uže (test »B«) — Skidding of full tree, stem and long log with butt end suspended on choker line

| Parametar prijenosa<br>Parameter Gear ratio |    |     | Stablo — Full tree<br>3 819 kg |                 |           | Deblo bez ovršine 1 kom.;<br>24 m dulj.; 3 124 kg<br>Stem without top 1 piece;<br>24 m length; 3 124 kg |                 |           | Duga oblovinu 3 kom.;<br>8 m dulj.; 3 124 kg<br>Long logs 3 pieces;<br>24 m length; 3 124 kg |                 |           |
|---|----|-----|--------------------------------|-----------------|-----------|---|-----------------|-----------|--|-----------------|-----------|
|   |    |     | $M_x$                          | Indeks<br>Index | $\pm s_x$ | $M_x$   | Indeks<br>Index | $\pm s_x$ | $M_x$  | Indeks<br>Index | $\pm s_x$ |
| 1   | 2  | 3   | 4                              | 5               | 6         | 7   | 8               | 9         | 10   | 11              | 12        |
| $F_H$                                       | kp | II  | 1832                           | 100             | 23        | 752   | 41              | 9         | 415  | 23              | 10        |
|   |    | III | 2005                           | 100             | 17        | 752   | 37              | 9         | 474  | 24              | 15        |
| $F_V$                                       | kp | II  | 1448                           | 100             | 33        | 1490  | 103             | 10        | 1811   | 125             | 8         |
|   |    | III | 1727                           | 100             | 7         | 1490  | 86              | 10        | 1909   | 110             | 26        |
| $\varphi$                                   | —  | II  | 0.386                          | 100             | 0.005     | 0.477   | 124             | 0.003     | 0.580  | 150             | 0.003     |
|   |    | III | 0.452                          | 100             | 0.002     | 0.477   | 105             | 0.003     | 0.610  | 135             | 0.009     |
| $k_v$                                       | —  | II  | 0.479                          | 100             | 0.006     | 0.240   | 50              | 0.003     | 0.133  | 28              | 0.003     |
|   |    | III | 0.524                          | 100             | 0.004     | 0.240   | 46              | 0.003     | 0.152  | 29              | 0.005     |
| $\mu_D$                                     | —  | II  | 0.789                          | 100             | 0.014     | 0.465   | 59              | 0.006     | 0.315  | 40              | 0.007     |
|   |    | III | 0.960                          | 100             | 0.008     | 0.465   | 48              | 0.006     | 0.420  | 44              | 0.019     |
| $\kappa$                                    | —  | II  | 0.260                          | 100             | 0.004     | 0.106   | 41              | 0.001     | 0.057  | 22              | 0.001     |
|   |    | III | 0.272                          | 100             | 0.002     | 0.106   | 39              | 0.001     | 0.063  | 23              | 0.002     |
| $\varepsilon$                               | —  | II  | 0.798                          | 100             | 0.019     | 2.082   | 261             | 0.029     | 4.718  | 591             | 0.135     |
|   |    | III | 0.863                          | 100             | —         | 2.082   | 241             | 0.029     | 4.718  | 547             | 0.135     |

Sever S.: Istraživanja nekih eksploatacijskih parametara traktora pri privlačenju drva. Glasnik za šum. poskuse 22:183-303, 1984.



Tablica 5 — Table 5. Privlačenje stabla, debla i duge oblovine (slučaj »C«) — Skidding  
full tree, stem and long logs (case »C«)

| Parametar<br>Parameter | Stupanj<br>prijenos<br>Gear<br>ratio | Stablo — Full tree<br>l=32.3 m;<br>d=62 cm (DBH)<br>3 812 kg<br>»D« | Deblo s ovršinom<br>— Stem<br>l=32.3 m;<br>3 271 kg<br>»D« |      |                 | Deblo bez ovršine<br>— Stem without<br>top<br>1 kom. — piece<br>l=24 m; 3 124 kg<br>»D« |      |                 | Deblo bez ovršine<br>— Stem without<br>top<br>1 kom. — piece<br>l=8 m; 3 124 kg<br>»T« |      |                 | Duga oblovin —<br>Long logs<br>3 kom — pieces<br>l=8 m; 3 124 kg<br>»D« |      |                 | Duga oblovin —<br>Long logs<br>3 kom. — pieces<br>l=8 m; 3 124 kg<br>»T« |      |                 |                |      |                 |
|------------------------|--------------------------------------|---|--|------|-----------------|---|------|-----------------|--|------|-----------------|---|------|-----------------|--|------|-----------------|----------------|------|-----------------|
|                        |                                      |   | M <sub>x</sub>   | Ind. | ±s <sub>x</sub> | M <sub>x</sub>  | Ind. | ±s <sub>x</sub> | M <sub>x</sub>   | Ind. | ±s <sub>x</sub> | M <sub>x</sub>  | Ind. | ±s <sub>x</sub> | M <sub>x</sub>   | Ind. | ±s <sub>x</sub> | M <sub>x</sub> | Ind. | ±s <sub>x</sub> |
| 1                      | 2                                    | 3   | 4  | 5    | 6               | 7   | 8    | 9               | 10   | 11   | 12              | 13  | 14   | 15              | 16   | 17   | 18              | 19             | 20   | 21              |
| F <sub>H</sub>         | kp                                   | II  | 1831   | 100  | 23              | 980   | 53   | —               | 752  | 41   | 9               | 902   | 49   | —               | 415  | 23   | 10              | 640            | 35   | 8               |
|                        |                                      | III   | 2005   | 100  | 17              | 1010  | 50   | —               | 752  | 37   | 9               | 902   | 45   | —               | 474  | 24   | 15              | 785            | 39   | 9               |
| F <sub>V</sub>         | kp                                   | II  | 1448   | 100  | 33              | 1483  | 102  | 13              | 1491   | 103  | 10              | 725   | 50   | 17              | 1811   | 125  | 8               | 1553           | 107  | 5               |
|                        |                                      | III   | 1727   | 100  | 7               | 1517  | 88   | 12              | 1493   | 86   | 10              | 873   | 50   | 8               | 1909   | 111  | 26              | 1553           | 90   | 5               |
| φ                      | —                                    | II  | 0.388  | 100  | 0.005           | 0.453   | 117  | 0.004           | 0.477  | 123  | 0.003           | 0.232   | 60   | 0.005           | 0.580  | 149  | 0.003           | 0.497          | 128  | 0.002           |
|                        |                                      | III   | 0.452  | 100  | 0.002           | 0.464   | 103  | 0.003           | 0.477  | 105  | 0.003           | 0.279   | 62   | 0.003           | 0.610  | 135  | 0.009           | 0.497          | 110  | 0.002           |
| k <sub>v</sub>         | —                                    | II  | 0.479  | 100  | 0.006           | 0.300   | 63   | —               | 0.240  | 50   | 0.003           | 0.289   | 60   | —               | 0.133  | 28   | 0.003           | 0.205          | 43   | 0.002           |
|                        |                                      | III   | 0.524  | 100  | 0.004           | 0.309   | 53   | —               | 0.240  | 46   | 0.003           | 0.289   | 55   | —               | 0.152  | 29   | 0.005           | 0.251          | 48   | 0.003           |
| μ <sub>p</sub>         | —                                    | II  | 0.789  | 100  | 0.014           | 0.548   | 69   | —               | 0.465  | 59   | 0.006           | 0.376   | 48   | —               | 0.315  | 40   | 0.007           | 0.412          | 52   | 0.002           |
|                        |                                      | III   | 0.960  | 100  | 0.008           | 0.576   | 60   | —               | 0.465  | 48   | 0.006           | 0.401   | 42   | —               | 0.420  | 44   | 0.019           | 0.504          | 52   | 0.006           |
| α                      | —                                    | II  | 0.260  | 100  | 0.004           | 0.138   | 53   | —               | 0.106  | 41   | 0.001           | 0.142   | 55   | —               | 0.057  | 22   | 0.001           | 0.089          | 34   | 0.001           |
|                        |                                      | III   | 0.272  | 100  | 0.002           | 0.141   | 52   | —               | 0.106  | 39   | 0.001           | 0.139   | 51   | —               | 0.063  | 23   | 0.002           | 0.109          | 40   | 0.001           |
| ε                      | —                                    | II  | 0.798  | 100  | 0.019           | 1.513   | 189  | —               | 2.082  | 261  | 0.001           | 0.804   | 101  | —               | 4.718  | 591  | 0.135           | 2.524          | 316  | 0.039           |
|                        |                                      | III   | 0.863  | 100  | 0.011           | 1.502   | 174  | —               | 2.082  | 241  | 0.029           | 0.968   | 174  | —               | 4.718  | 547  | 0.135           | 2.041          | 236  | 0.031           |

Koeficijent privlačenja  $k_v$  kao pokazatelj potrebne sile za privlačenje jedinice težine tovara pri radu u II stupnju prijenosa s debljim krajem naprijed bio je veći za 33 %, a u III stupnju prijenosa za 37 % veći. Budući da je koeficijent vuče pokazatelj potrebne veličine vučne sile za jedinicu težine tovara, jasno je da je racionalnija vuča s debljim krajem naprijed, jer je potrebna manja specifična sila po jedinici težine vučnog tovara.

Koeficijent otpora pri vuči drva s jednim podignutim krajem  $\mu_p$  važan je pokazatelj uvjeta privlačenja, morfoloških karakteristika tereta, stanja i vrste tla, vrste drva, okoranosti i dr. U II stupnju prijenosa pri vuči tanjim krajem naprijed koeficijent otpora vuče drva je za 9 % veći, a u III stupnju prijenosa za 15 %. Treba naglasiti da je navedeni pokazatelj tvorevina koja u sebi sadrži i vertikalnu i horizontalnu komponentu vučne sile, te je rezultat igre sila tijekom privlačenja koja se zbiva na vučnom užetu.

Bitan pokazatelj vučnih karakteristika je specifična sila vuče ostvarena prilikom privlačenja, tzv. koeficijent vuče  $\kappa$ . I ovaj pokazatelj sadrži u sebi bitne elemente vuče — vučnu silu i adhezijsko opterećenje. U slučaju vuče tanjim krajem naprijed ostvareni koeficijent vuče je bio za 42 % veći. Postavlja se pitanje zašto je došlo do smanjenja koeficijenta vuče pri privlačenju s debljim krajem naprijed, kada je pri tom bitno povećano adhezijsko opterećenje traktora. Odgovor leži u manjoj potrebnoj vučnoj sili koja je proporcionalna s koeficijentom vuče, te je tako rezultatni koeficijent vuče rezultat dvaju utjecaja; manje ili veće vučne sile, te većeg ili manjeg vertikalnog opterećenja i njegova udjela u stvaranju rezultatnog adhezijskog opterećenja. Koji od utjecaja u promatranom slučaju prevladava, taj stvara veći ili manji ostvareni koeficijent vuče. U posljednjem slučaju iznijeli smo jedan rezultat za oba stupnja prijenosa, jer je testiranjem utvrđeno da nema signifikantne razlike u veličini koeficijenata vuče za privlačenje u II i III stupnju prijenosa.

Konačno, koeficijent iskorištenja vodoravne sile  $\epsilon$  pokazuje omjer vertikalne i horizontalne komponente sile. To je ujedno i tanges kuta nagiba vučnog užeta, koji je promjenljiva veličina tijekom privlačenja. U slučaju jednakih vertikalnih i horizontalnih komponenata vučnog otpora, koeficijent poprima vrijednost 1. U II stupnju prijenosa pri vuči s debljim krajem naprijed navedeni koeficijent je veći za 56 %, a u III stupnju prijenosa za 64 % nego u slučaju vuče s tanjim krajem naprijed.

U tablici 4 su dani osnovni podaci za sve parametre, njihove aritmetičke sredine, srednje pogreške aritmetičkih sredina i indeksi, s time da je za stablo uzet indeks 100. I u ovom slučaju je prije obračuna analize varijance provedeno uobičajeno testiranje svakog parametra za rad u II i III stupnju prijenosa. Prema rezultatima testiranja dalje smo provodili obračun odvojeno ili kao jedan statistički uzorak.

U II brzini je indeks horizontalne vučne sile za stablo 100, za vuču debla bez ovršine 41, a za vuču duge oblovine 23. U III stupnju prijenosa za stablo je indeks 100, deбло 37 i dugu oblovinu 24. Ne promatrajući ostale pokazatelje privlačenja, na temelju veličine vodoravne sile potrebne za

ostvarivanje privlačenja, jasno je da se u promatranom slučaju nakon kresanja grana i uklanjanja ovršine sila smanjila za 63 %, a pri vuči 3 komada duge oblovine izrađenog iz tog debla za 76 % u odnosu prema stablu. Ovo su rezultati vuče u II stupnju prijenosa. Slični rezultati su utvrđeni i u III stupnju prijenosa.

Analiza vertikalne sile pri vuči stabla i duge oblovine pokazala je razlike u dva stupnja prijenosa, dok za vuču debla bez ovršine nije utvrđena signifikantna razlika aritmetičkih sredina. Vertikalno opterećenje dakle nije pokazalo pri vuči stabla i debla signifikantnu razliku. Budući da se radi o dva morfološki različita tereta, različite mase, jedino objašnjenje se može naći u površini nalijeganja tereta na granama. Za rad u III brzini pri vuči stabla i duge oblovine vertikalno opterećenje bitno se povećalo. O maksimalnom povećanju opterećenja koje sudjeluje pri stvaranju adhezijskog opterećenja može se govoriti u slučaju vuče duge oblovine. No, i ovom prilikom treba naglasiti da ne smijemo gledati samo jedan pokazatelj, u ovom slučaju vertikalnu silu, jer prihvaćanjem triju komada na traktor potpuno se ispunjava prostor iza prihvatne daske traktora, pa nema mogućnosti za povećanje broja komada u tovaru. U slučaju vuče debla ili stabla, barem što se tiče prostora koji stoji na raspolaganju, veličina tovara se može daljim prihvaćanjem većeg broja komada bitno povećati.

U tablici 4 nalaze se svi potrebni podaci za utvrđivanje odnosa i ostalih značajki pri različitim teretima i brzinama vuče. Analiza pokazuje da promatranje jednog ili dva parametra može pri privlačenju drva dati pogrešnu sliku o uvjetima koji vladaju pri vuči stabla, debla ili duge oblovine.

Tablica 5 sadrži rezultate istraživanja privlačenja 6 različitih slučajeva drvene mase, za dva stupnja brzine. S podizanjem tanjeg ili debljeg kraja pomoću vučnog užeta, pojavio se, uz probleme promjenljivog otpora trenja između drvene mase i tla, i niz drugih utjecajnih faktora zbog elastičnog vješanja tereta o vučno uže. Tu u prvom redu utječu sile inercije, sile zbog njihanja tereta, elastične deformacije deblvine, istežanje užeta i dr.

I u ovom primjeru je potvrđeno da je za vuču stabla potrebno gotovo dvostruka horizontalna vučna sila nego za vuču debla s ovršinom, te za teret okrenut u smjeru vuče debljim krajem treba manja vučna sila. Ona ovisi o broju istodobno vučenih komada, duljini tereta i dr.

U slučaju vertikalnih sila zapazilo se čak neznatno smanjenje pri vuči stabla prema vuči debla s ovršinom (u prvom slučaju grane služe kao oslonac na većoj površini). Smanjivanjem duljine vučenog tereta smanjuje se i razlika u veličini dijela tereta koji se prenosi na vučno vozilo.

Koeficijenti iskorištenja težine i privlačenja pokazali su već prije utvrđene zakonitosti.

Koeficijent otpora vuče drva je najnepovoljniji pri vuči stabla, što je posljedica i najvećih sila potrebnih za privlačenje takvog tereta. No, za teret duljine 24 m dobiven je neočekivan rezultat. Koeficijent otpora vuče drva je veći u slučaju vuče debljim krajem ovješanim o vuč-

no uže. Tijekom privlačenja tako dugog tereta znatno se povećava kontaktna površina drvene mase i tla, a postaje i nesigurna tvrdnja da je normalna sila koja opterećuje podlogu i sudjeluje u stvaranju veličine sile otpora jednaka razlici ukupne težine drvene mase i vertikalne sile utvrđene na spoju s traktorom. Pri vuči duge oblovine, gdje veličina modula elastičnosti tereta ne dopušta tako velike progibe, utvrđen je veći koeficijent otpora vuče drva za vuču s tanjim krajem naprijed nego za vuču s debljim krajem obješenim o vučno uže.

## 5. ZAKLJUČCI — CONCLUSIONS

Na osnovi morfološke analize traktora za privlačenje drva, te provedenih pripremnih i osnovnih istraživanja vuče drva zglobnim traktorima, došli smo do slijedećih zaključaka:

### 5.1. Morfološka analiza traktora — Morphological analysis of tractor

Težišta površina rasprostiranja indeksa oblika  $B/L$  u zavisnosti od  $H/L$  nalaze se relativno blizu simetralne linije  $B = H$ . Za adaptirane šumske traktore iznose:  $B/L = 0,52$ ;  $H/L = 0,57$ , a za zglobne traktore  $B/L = 0,45$  i  $H/L = 0,48$ .

Širina adaptiranih traktora za privlačenje drva raste do granične vrijednosti od ca. 2,5 m. I dužina raste do neke granične vrijednosti; kod mase od 4 t postiže dužinu od 4 m. U slučaju zglobnih traktora širina raste i preko zakonski ograničene vrijednosti od 2,5 m. Jednako raste i dužina takvih traktora.

Efektivna snaga pogonskog motora proporcionalna je s masom traktora. 1 kg mase zglobnih traktora nosi bitno manji iznos jedinične snage pogonskog motora.

Granične vrijednosti okvirnih geometrijskih veličina traktora iznose: adaptirani šumski traktor —  $B = 2,55$  m;  $L = 4,20$  m;  $H = 2,56$  m; zglobni traktor —  $B = 3,02$  m;  $L = 6,61$  m;  $H = 3,06$  m.

Linija specifične mase traktora lomi se za adaptirane traktore kod snage od ca. 40 do 50 KS, a za zglobne traktore kod snage od 75 KS. Daljim porastom snage ostaje konstantnom.

I za adaptirane šumske i zglobne traktore s porastom efektivne snage raste i imaginarni specifični tlak. Porast je nešto strmiji za adaptirane traktore u odnosu na porast utvrđen kod zglobnih traktora. Kod mase od ca. 4 t dolazi do razdvajanja krivulja specifičnog imaginarnog tlaka traktora.

Približna analiza polumjera zakretanja pokazuje da traktor s izvedenom kinematikom zglobnog upravljanja može biti ca. 2 puta duži od traktora sa sustavom upravljanja preko prednjih kotača, a da ima isti

polumjer zakretanja. Ovo je osnovni razlog za porast duljine zglobnih traktora s porastom mase i preko graničnih vrijednosti ustanovljenih za standardne traktore.

Za šumske traktore se ne može iz morfološke analize doći do graničnih vrijednosti za masu i snagu.

## 5.2. Pripremna istraživanja — Preliminary investigations

S porastom vučenog tereta raste i veličina horizontalne komponente vučnog otpora. Utvrđena je potpuna pravolinijska veza. Zavisnost vučenog tereta i njegovog opterećenja na tlo od koeficijenta privlačenja i otpora kod vuče drva, nisu pouzdane. Jednaki zaključci važe i za zavisnosti horizontalne komponente vučnog otpora od navedenih koeficijenata.

Koeficijent vuče pokazuje potpunu vezu s vučnim otporom. Vučna sila u ovisnosti o klizanju nalazila se u području bliskom linearnom.

S porastom vučnog otpora utvrdili smo određeni pad brzine privlačenja.

Kod manjih vučnih otpora treba bitno veća sila za savladavanje početnih otpora. Odnos početne sile i horizontalne komponente vučnog otpora iznosi preko 2,1. Kod maksimalno izmjerene vučne sile od ca. 1 400 kp taj odnos pada na 1,5.

Koeficijent otpora pri vuči s podignutim debljim krajem iznosio je ca. 563 kp/t tereta; s podignutim tanjim krajem utvrđena je prosječna vrijednost od 572 kp/t tereta. Koeficijent otpora je ca. 2% manji pri vuči s debljim krajem naprijed. Najveću razliku smo utvrdili u jednom pokusu pri vuči duge oblovine, gdje je za vuču s tanjim krajem naprijed utvrđeno povećanje vučnog otpora za 12,8%.

Na stražnji most traktora se prenesu slijedeći tereti kod oslanjanja hrastovih trupaca i duge oblovine: duljine 4—5 m, srednji promjer 65 cm, deblji kraj naprijed — 51,5% veličine opterećenja; za tanji kraj naprijed 48,5%; duljine 15—16 m, promjer 65 cm, deblji kraj naprijed — 57,1%, tanji kraj naprijed 39,3%.

Samo istovremeno mjerenje komponenata rezultantne vučne sile u užetu pomoću mjernih pretvornika (okomite i vodoravne sile u odnosu na put privlačenja koje kao rezultat mjerenja određuju i kut nagiba), daju realnu sliku sila privlačenja. U tom slučaju je moguće određivanje djelovanja privlačenja stabala, debala i duge oblovine na potrebne sile za micanje drva.

## 5.3. Osnovna istraživanja — Main investigations

Istraživanja penetrometarskih karakteristika tla su pokazala da je tlo na ispitnoj stazi bilo istovrsno. Po granulometrijskom sastavu se radilo o ilovači blizu granice prašinate ilovače.

I mjerenja srednjih specifičnih tlakova po širini traga na dubini od 140 mm tijekom privlačenja, pokazala su preraspodjelu opterećenja s prednjeg na stražnji most traktora. Maksimalni pritisci se prikapčanjem tereta bitno ne povećavaju, ali se rasprostiru na veću širinu.

I u osnovnim istraživanjima je utvrđena vrlo jaka veza vučnog otpora i vučenog tereta. Zavisnost vučne sile od koeficijenta privlačenja je vrlo jaka. Vuča rudničkog drva pomoću proučavanog zglobnog traktora je neracionalna.

Istraživanja veličine klizanja kao bitnog parametra vuče drva otežana je postojećim mjernim instrumentarijem u eksploatacijskim uvjetima.

Kod graničnog klizanja od oko 40 % ustanovljen je koeficijent vuče (tzv. neto vuče)  $\mu = 0,3$ . Naši rezultati istraživanja pokazuju da je zglobnim traktorima povoljnija vuča debala i duge oblovine od privlačenja sortimenata.

Zavisnost vertikalne sile od horizontalne komponente vučnog otpora u većini slučajeva pokazuje blagi pad, a zatim trend porasta.

Istraživanja su pokazala, da bi svakako uz proučavanje djelovanja bezdimenzijskog pokazatelja koeficijenta privlačenja, trebalo unijeti u istraživanja vuče drva i novi parametar, tzv. bruto koeficijent privlačenja drva, koji bi bio određen omjerom rezultatne vučne sile i veličine vučenog tereta. U našem slučaju se takav koeficijent kretao u granicama od 0,525 do 0,563 kp/kp.

Mali ustanovljeni koeficijenti vuče kod rada zglobnim traktorima mogu se objasniti velikom masom takvih traktora (specifična masa traktora 60 do 80 kg/KS). Samo u jednom slučaju smo postigli vrijednost koeficijenta vuče od 0,4. S porastom koeficijenta kotrljanja ustanovili smo pad koeficijenta vuče.

Ne treba smatrati generalnim zaključkom da s porastom vučnog otpora pada iskorištenje horizontalne komponente vučnog otpora. Kod vučnih otpora od oko 1 800 kp iskorištenje horizontalne komponente vučnog otpora iznosi oko 0,5. Kod vuče manjih tereta navedeni koeficijent raste te u graničnim slučajevima prelazi vrijednost  $\epsilon = 4,5$ .

S porastom vodoravne sile vuče kut nagiba rezultatne vučne sile pada. Kod veličine sila od oko 2 000 kp kut je iznosio oko 30°. Za sile od 400 do 600 kp njegove vrijednosti padaju na 50 do 75°.

Općenito se može tvrditi da postoji slaba korelacijska veza vertikalnog opterećenja vučenog tereta na tlo i koeficijenta otpora. Na ovakav trend utječe niz nemjerljivih parametara tijekom privlačenja.

Zavisnost vučne snage od vertikalne komponente vučnog otpora pokazala je, da se sa sitnim sortimentima može malo utjecati na porast vertikalne komponente sile, a time i na adhezijsko opterećenje i vučnu snagu.

Za uvjete našeg pokusa i primijenjenog traktora, ustanovili smo graničnu vrijednost vertikalnog opterećenja od oko 1 270 kp.

Zavisnost vučenog tereta i koeficijenta privlačenja promatrali smo odvojeno za vuču stabala i debala. Utvrđena pravolinijska veza za stabla je izrazitija. Do identičnih zakonitosti smo došli i kod proučavanja ovisnosti veličina vučenog tereta i koeficijenta otpora.

Analizu zavisnosti adhezijskog opterećenja traktora i ostvarene vučne sile pokazuju da specifična težina traktora bez tereta od 74 kp/KS, u krajnjem slučaju tijekom eksploatacije raste na ca. 103 kp/KS, što znači da je povećanje opterećenja zagonjskih kotača iznosilo ca. 28 %.

U statičkom raspodjelu opterećenja mostova istraživanog traktora, na prednji je otpalo 66,7 %, a na stražnji 33,3 % opterećenja. Ustanovili smo da već kod horizontalne sile od oko 1 500 kp u eksploatacijskim uvjetima, stražnja osovina postaje dvostruko opterećenija od prednje. Kod maksimalnih tereta je navedeni omjer dosegao vrijednosti od 3,5, te u tom času dolazi u pitanje uzdužna stabilnost traktora. I vertikalne sile utječu značajno na preraspodjelu opterećenja po mostovima. Razlog nešto manjeg utjecaja treba tražiti u manjem kraku hvatišta vertikalne sile od kraka vodoravne komponente vučne sile. U našem slučaju je omjer krakova horizontalne i vertikalne sile iznosio oko 3,9.

Treba zaključiti da se kod privlačenja drva radi o suprotnim zahtjevima; s jedne strane želimo podići teret što više i time smanjiti kontaktnu površinu s tlom, s druge strane želimo smanjiti krak sile, dakle teret prihvatiti što bliže tlu. Što se tiče vertikalne sile, ograničavajući faktor je jedino konstrukcijske prirode. Teret nastojimo prihvatiti što bliže simetriji stražnjeg mosta. Iz rezultata istraživanja proizlazi, da u šumarstvu moramo za svaki pojedini slučaj primijenjene tehnologije kontrolirati stvarna dinamička opterećenja mostova, jer jedino ona pokazuju realno opterećenje tijekom privlačenja.

Za proučavano područje ustanovljena granična vrijednost stupnja korisnosti otpora kotrljanja približavala se vrijednosti od 0,89. I ovaj stupanj korisnosti je svojim tokom pokazao da je neracionalno vući zglobnim traktorima male terete. Za vuču rudničkog drva ustanovili smo stupnjeve korisnosti redovno ispod 0,5.

Stupanj korisnosti kotača tijekom privlačenja postigao je za sve naše pokuse graničnu vrijednost od 0,685. Maksimalnu vrijednost smo postigli u jednom slučaju vuče u iznosu od  $\eta_k = 0,76$ . S porastom obodne (tangentijalne) sile rastao je i stupanj korisnosti kotača. Granične vrijednosti su ustanovljene u iznosu od oko 0,58. S porastom klizanja ustanovili smo pad stupnja korisnosti kotača u četiri slučaja, dok u pet slučaja nije bilo izrazitog pada ili rasta stupnja korisnosti. Načelno možemo govoriti da je povoljnije vući što veći teret koji ostvaruje velike vertikalne sile u području malih horizontalnih vučnih otpora.

Stupanj korisnosti traktora smo također analizirali u zavisnosti od vučne sile, vertikalne sile, klizanja i drugih parametara. Maksimalni stupanj korisnosti je postignut za slučaj vertikalnog opterećenja od 1 800 kp u iznosu od 0,55. Za cjelokupno osnovno istraživanje kod klizanja od oko 24 % postignuta je maksimalna vrijednost stupnja korisnosti traktora.

Eksperimentalni rezultati utvrđivanja adhezijskog opterećenja su pokazali, da s njezinim povećanjem raste i specifična masa traktora. U ekstremnom slučaju je porasla za ca. 28 %.

Pri vuči na tlu povećane vlažnosti ustanovili smo smanjenje granične horizontalne sile na oko 40 % postignute one kod vuče po tlu normalne vlažnosti. Rasponi vlage za ocjenjivanje vlažnosti tla u poljoprivredi ne odgovaraju za potrebe ocjena tla pri privlačenju drva. U slučaju zakretnih momenata na tlu povećane vlažnosti, isti su opali u II stupnju prijenosa za oko 15 %. U III stupnju prijenosa taj pad je iznosio tek 7 %.

U slučaju vješanja debljeg kraja o vučno uže, vertikalna sila je bila ca. 29 % za II stupanj prijenosa, a čak 43 % u III stupnju prijenosa veća od sile ostvarene kod vješanja tanjeg kraja naprijed. Jednake zakonitosti smo utvrdili i za veličinu koeficijenta iskorištenja težine tereta.

Koeficijent vuče je bio u slučaju vuče debljim krajem naprijed u II stupnju prijenosa za 33 %, a u III stupnju prijenosa za 37 % veći. Iz ovog pokazatelja zaključujemo da je racionalnija vuča s debljim krajem naprijed, jer je potrebna manja specifična sila po jedinici vučenog tereta.

Koeficijent otpora kod vuče drva je za vuču tanjim krajem naprijed u II stupnju prijenosa veći za 9 %, a u III stupnju prijenosa je porastao za 15 %.

Za slučaj vuče s tanjim krajem naprijed ostvaren je povećani koeficijent vuče za 42 %. Dakle, došlo je do smanjenja koeficijenta vuče kod privlačenja s debljim krajem naprijed, iako je pritom bitno poraslo adhezijsko opterećenje traktora zbog povećanja vertikalnog opterećenja. No, pritom je bila potrebna manja vučna sila, koja je proporcionalna s koeficijentom vuče. Rezultantni koeficijent vuče je rezultat dvaju utjecaja; manje ili veće vučne sile, te većeg ili manjeg vertikalnog opterećenja i njegovog udjela u stvaranju rezultantnog adhezijskog opterećenja. Koji od utjecaja u pojedinom slučaju prevladava, stvorit će i veći ili manji ostvareni koeficijent vuče.

U slučaju rada u III stupnju prijenosa brzine dinamičke pojave imaju veliki utjecaj na vertikalnu komponentu vučnog otpora.

Posebnu pažnju smo posvetili razmatranju koeficijenta otpora kod vuče drva. Taj kompleksni parametar određivan je iz dviju veličina određenih dinamičkim mjerenjem tijekom privlačenja, te ukupne težine vučenog tereta. Proračun navedenog parametra pretpostavlja da na tlo tijekom vuče djeluje razlika opterećenja ustanovljene težine tereta i dijela opterećenja prenesenog na traktor. Dakle, prilikom ustanovljivanja koeficijenta otpora kod vuče drva pretpostavili smo da se u svakom trenutku povećanja vertikalnog opterećenja na traktoru uslijed dinamičkog djelovanja opterećenja, isto toliko smanji i normalno opterećenje vučenog tereta na tlo. Kod oblovine manjih duljina i kod rada s malim brzinama se to i dešava. S povećanjem duljine tereta i brzine rada, rezultati su pokazali da uobičajeno utvrđivanje koeficijenta otpora kod vuče drva mora doživjeti promjenu.

Analiza sedam različitih eksploatacijskih parametara pri vuči drva pokazalo je, da donošenje zaključka na temelju promatranja tek nekoliko njih, možemo dobiti potpuno pogrešnu sliku o uvjetima koji vladaju pri privlačenju. Tipičan primjer za to je promatranje samo koeficijenta vuče. Samo njegovim utvrđivanjem mogli bi ustvrditi da je povoljnije vuči teret s tanjim krajem naprijed, a da pritom ne gledamo na neracionalno trošenje energije.

Općenito, na temelju proučavanja sedam eksploatacijskih parametara, od čega je pet bilo bezdimenzijskih, mogao bi se preporučiti rad na privlačenju drva kod minimalnog koeficijenta otpora vuče  $\mu_p$  i koeficijenta privlačenja  $k_v$ , a pri najvećem koeficijentu vuče  $\kappa$ .



LITERATURA — REFERENCES

- Abeels, P., 1971.: Critères en vue de choix des équipements mécanisés pour les travaux en forêts, Bulletin de la Société Royale Forestière de Belgique, 78 (11), 432—450
- Anon., 1967. A: Choker Line Forces in Skidding Saw Logs, Bi-Monthly Research Notes, Vol. 23—23. 4, July—August, str. 28—29
- Anon., 1967. B: Strip Road Felling for Tractor Forwarding, Forskningsstiftelsen Skogsarbeten, Stockholm, str. 23
- Arvesen, A., 1970.: Snarekjøring av tømmer i hele lengder med terrenggående traktorer, Tree-Length Skidding by Farm Tractors and Frame Steered Skidders, Meddelelser fra det Norske Skogforsøksvese, No. 99, bind XXVII, Hefte 4, Vollebakk, str. 474
- Bekker, M. G., 1956.: Theory of Land Locomotion, Ann. Arbor, The University of Michigan Press, str. 522
- Bekker, M. G., 1960.: Off-the-Road Locomotion, Ann. Arbor, The University of Michigan Press, str. 219
- Bekker, M. G., 1973.: Introduction to Terrain-vehicle Systems, Ann. Arbor 1969. Prijevod: Vedenie v teoriju sistem mestnostmašina, Mašinstroenie, Moskva, str. 520
- Benić, R., 1950.: Skideri u eksploataciji šuma, Šum. list, 74, 388—400
- Benić, R., 1963.: Transport šumski, Šumarska enciklopedija 2, JLZ, Zagreb, str. 657—658
- Benić, R., 1975. A: Die Anwendung von Forstschlepper Kockum 821 Tree Farmer in Gebirgsforsten SR Kroatiens, Zbornik radova IX Med. simpozija iz eksploatacije šuma, Zvolen, ČSSR, str. 4
- Benić, R., 1975. B: Neki elementi o kojima ovisi mogućnost primjene teške mehanizacije u nizinskim šumama, JAZU, posebna izdanja, knjiga II, Centar za znanstveni rad Vinkovci, Zagreb, str. 381—392
- Bennett, W. D., 1962.: Forces Involved in Skidding Full Tree and Tree Length Loads of Pulpwood, Woodlands Research Index, No. 137, August, str. 39
- Bojanin, S., 1968.: Elementi za određivanje utroška vremena kod trupljenja jelovih debala (broj prepiljivanja po deblu i 1 m<sup>3</sup> drvene mase te prosječni promjeri prepiljivanja za pojedine sortimente), Šum. list, 92 (9—10), 373—392
- Bojanin, S., 1971.: Analiza rada zglobnih traktora kod izvlačenja debala, Šum. list, 95 (7—8), 231—255
- Bojanin, S., 1974.: Rad jednog ili dva radnika kod izvlačenja zglobnim traktorom, Drv. ind., 25 (7—8), 166—175
- Bojanin, S., Sever, S., Vukmanović, B., 1976.: Primjena zglobnog traktora TAF 650 kod izvlačenja duge bukove oblovine, Mehanizacija šumarstva, 1 (3—4), 71—99
- Bojanin, S., Sever, S., 1978.: Primjena zglobnog traktora Caterpillar 518 kod izvlačenja bukove deblovine i duge oblovine, Mehanizacija šumarstva, 3 (7—8), 179—191
- Brčić, J., Piria, I., 1967.: Elementi za ocjenu vrijednosti i način ispitivanja traktora velikih snaga, Agronomski glasnik, 17 (2), 149—164
- Brčić, J., 1970.: Matematičke i grafičke metode za proračunavanje vučnih svojstava traktora i otpora prikolica i plugova, Interna skripta Zavoda za poljoprivredno strojarstvo, FPZ Zagreb, str. 77
- Brežinšćak, M., 1970.: Mjerenje i računanje u tehnici i znanosti, Teh. knjiga Zagreb, str. 1310
- Calvert, W. W., Garlicki, A. M., 1968.: Tree-Length Orientation and Skidding Forces, Reprinted from Pulp and Paper magazine of Canada, June 21, str. 4
- Conway, S., 1976.: Logging practices, Principles of Timber Harvesting Systems, Miller Freeman Publications, str. 416
- Coolman, F., 1970.: Faktori koji utječu na vučnu silu traktora u poljoprivredi, Zbornik radova simpozija Mehanizacija u poljoprivredi, Zagreb, 91—94
- Dahl, O. S., 1973.: Trekraftbehov ved slepekjøring av fulltraer og stammer, Hovedoppagane i Skogsbrukets Driftsteknikk, Norges Landbrukshøgskole, str. 48

- Dziubak, W., Starczewski, S., 1965.: Badanie oporów przy zrywce calych Drzew i dłużyć z nich wyrobionych oraz proba ustalenia zapotrzebowania mocy przy wykonywaniu tych prac, Prace Instytutu badawczego leśnictwa, Warszawa, Nr. 297, 73—87
- Garlicki, A. M., 1967. A: A Rectangular Components Transducer for Measuring Skidder Forces, Woodlands Review, August, 346—348
- Hafner, F., 1964.: Der Holztransport, Österreichischer Agrarverlag Wien, str. 460
- Herrick, D. E., 1955.: Tractive Effort Required to Skid Hardwood Logs, Forest Products Journal, 5, 250—255
- Höfle, H. H., 1974.: Techniques for Analysis, Comparison and Choice of Harvesting Systems — a Central Europeas Point of View, Zbornik radova Forest Harvesting Mechanization and Automation, Proceedings IUFRO Division 3, Canadian Forestry Service Department of the Environment Ottawa, Ontario, Canada, str. 399—416
- Horvat, D., 1976.: Analiza tehničkog stanja motora traktora, Zbornik radova savjetovanja Aktualni problemi mehanizacije poljoprivrede, Zagreb, str. 10
- Horvat, D., 1979.: Neke metode određivanja najpovoljnijeg režima rada kod priključivanja oruđa odnosno tereta na traktor, Mehanizacija šumarstva, 4 (7—8), 243—257
- Igrčić, V., 1978.: Stanje mehanizacije krajem 1977 godine u SR Hrvatskoj, Biblioteka mehanizacije, br. 2, str. 38
- Jandel, R. a Kolektiv, 1972.: Mechanizačné prostriedky lesnicke, I diel, Vysoká škola lesnicka a drevárska, Zvolen, str. 181
- Karadžić, B., Šuput, B., Milovančević, S., 1977. i 1978.: Električna merenja neelektričnih veličina — primena u poljoprivrednoj tehnici, Savremena poljoprivredna tehnika, 3/77. (57—61), 4/77. (44—56), 1—2/78. (45—57), 3/78. (55—68)
- Karadžić, B., 1979.: Značaj primene savremenih mernih metoda u oblasti eksploatacije poljoprivredne tehnike, Zbornik radova JUREMA 24, 3. svezak, str. 251—255
- Kavjarov, I. S., Pozin, B. M., Samatov, Ju. P., 1966.: Zavisimost proizvoditeljnosti promišlenih traktornih agregatov od udeljnih parametror traktorov, Traktori i seljhozmašini, 36 (10), 9—10
- Kolobov, G. G., Parfenov, A. P., 1972.: Tjagovie karakteristiki traktorov, Mašinstroenie, Moskva, str. 153
- Krivec, A., 1979.: Suvremeni načini pridobivanja drveta, Zbornik referata međunarodnog naučno-tehničkog savjetovanja o izboru tehnologija i tehničkih sredstava u iskorišćivanju šuma, Ljubljana, str. 129—139
- Križnar, M., 1970.: Upoređenje vučnih svojstava traktora u odnosu na način prenošenja vučne sile na podlogu, Zbornik radova simpozija Mehanizacija u poljoprivredi, Zagreb, str. 13—30
- Križnar, M., 1973.: Proučavanje nekih eksploatacionih parametara poljoprivrednih traktora, doktorska disertacija, Fakultet poljoprivrednih znanosti Zagreb, Novi Sad — Zagreb, str. 151
- Križnar, M., 1975.: Proučavanje nekih eksploatacionih parametara poljoprivrednih traktora, Zbornik radova savjetovanja Aktualni problemi mehanizacije u poljoprivredi, Zagreb, str. 14
- Križnar, M., 1976.: O klizanju traktorskog točka i o nekim posledicama klizanja, Zbornik radova Mehanizacija proizvodnih procesa industrijskih kultura, Priština, 371—378
- Križnar, M., 1978.: Kakav pneumatik? O nekim specifičnostima prenosa snage pri radu poljoprivrednih traktora, Agrotehničar, 14 (1), 7—9
- Križnar, M., 1980.: Analiza podobnosti traktora za kretanje u uslovima javnog saobraćaja, Zbornik radova jugoslavenskog simpozija o aktualnim problemima mehanizacije poljoprivrede, Šibenik, str. 163—178
- Križnar, M., Nikolić, R., Furman, I., 1980.: Mogućnosti za smanjenje potrošnje goriva kod traktora, VII savjetovanje stručnjaka poljopr. tehnike Vojvodine, I dio, Poreč, str. 331—347
- Kump, M. i suradnici, 1970.: Poljski pokusi, metodika postavljanja i statistička obrada, Centar za primjenu nauke u poljoprivredi SR Hrvatske, Zagreb, str. 121

- Lovrić, N., Benić, R., 1952.: Upotreba skidera za privlačenje oblovine, Drvna industrija, 3 (10—12), 1—10
- Lovrić, N., 1976.: Mogućnost primjene centralnog izvlačenja kod planiranja i projektiranja šumskih transportnih sustava, doktorska disertacija, ŠF Zagreb, str. 200
- Lovrić, N., 1979.: Prikaz izgradnje šumske putne mreže na području Like, Zbornik radova II znanstvenog simpozija Udio Like u znanosti i privredi, Gospić, str. 5—11
- Lünzmann, K., 1954.: Physikalische Grundlagen des Holzlückens, Forstarchiv, Zeitschrift für wissenschaftlichen und technischen Fortschritt in der Forstwirtschaft, 25 (7), 167—168
- Lünzmann, K., 1964.: Der Widerstandsbeiwert beim Rücken von Rundholz und sein Zusammenhang mit der Bodenmechanik, Mitteilungen der Bundesforschungsanstalt für Forst- und Holzwirtschaft, Reinbek bei Hamburg, No. 55, Januar, str. 55
- Lünzmann, K., 1968.: Rechnerische Grundlagen, physikalische Einflussfaktoren und daraus abgeleitete Grenzen des Holztransportes, Forstwissenschaftlichens Zentralblatt, 87 (2), 100—105
- Megille, X. de, 1957.: Du choix de tracteurs pour le débardage, Organisation des National Unies pour l'Alimentation et l'Agriculture, Rome, 189 pp., priredio: Leloup, M., Tractors for logging, FAO, No. 1, str. 189
- Mikkonen, E., Wuolijoki, E., 1975.: Pikatestausten suoritusenkniika, Metsätehon Katsaus, No. 9, str. 3
- Mininzon, V. I., 1965.: O nominalnom tjavomov usilii seljskohozjajstvennovo traktora, Mehanizacija i elektrifikacija, br. 5
- Pampel, W., 1978.: Grundlagen der Forsttechnik und Forsttechnologie, VEB Deutscher Landwirtschaftsverlag, Berlin, str. 256
- Parfenov, A. P., 1968.: O nominalnom tjavomov usilii S.-H. traktora, Traktori i seljhozmašini, 38 (2), 4—7
- Pirja, I., 1973.: Utjecaj vertikalnih sila nošenih oruda na koeficijente korisnog djelovanja traktionog uređaja traktora s gumenim kotačima, doktorska disertacija, FPZ Zagreb, str. 228
- Pirja, I., 1975.: Neki eksploatacioni parametri traktorskih agregata u uvjetima povećane vlažnosti tla, Zbornik radova savjetovanja Aktualni problemi mehanizacije poljoprivrede, Zagreb, str. 19
- Pirja, I., 1978.: Ekonomičnost i produktivnost rada traktorskih agregata s traktorima različite instalirane snage, Zbornik radova sa savjetovanja Aktualni problemi mehanizacije poljoprivrede, Split, 37—46
- Pirja, I., 1980.: Istraživanje nekih parametara za optimalno agregatiranje traktora velikih snaga, Zbornik radova jugoslavenskog simpozija o aktualnim problemima mehanizacije poljoprivrede, Šibenik, str. 815—829
- Popov, R., Anđelković, S., 1980. A: Određivanje optimalne raspodele statičke težine traktora po njegovim osama u zavisnosti od vučne sile traktora, Zbornik radova VII savjetovanja stručnjaka polj. tehnike Vojvodine, Poreč, I dio, str. 362—383
- Popov, R., Anđelković, S., 1980. B: Određivanje optimalne statičke i dinamičke raspodele eksploatacione težine traktorskog agregata po njegovim osama, Zbornik radova jugoslavenskog simpozija o aktualnim problemima mehanizacije poljoprivrede, Šibenik, str. 211—228
- Samset, I., 1956.: Tømmertransport med mest og traktor på snepakkkete veier, Timber transport with horse and tractors on compact snowroads, Vollebakk, Norge, No. 47, Bind XIII, Hefte 4, str. 325—740
- Samset, I., 1979.: Krefter og effekter i vinsjog taubanesystemer, Forces and powers in winch- and cable systems, Meddelelser fra Norsk institut for skogforskning, 35.2, Ås, str. 211
- Schlaghamersky, A., 1976.: Erfahrungen aus forsttechnischen Prüfungen vom Knickschlepper Holder A 55 F, Zentralblatt für das gesamte Forstwesen, 93 (2), 87—102
- Serdar, V., 1975.: Udžbenik statistike, ŠK Zagreb, str. 401
- Sever, I., Sever, S., 1966.: Metod prilazjenja izboru transportnih naprava i uređaja, Agronomski glasnik, 16 (6—7), 479—486

- Sever, S., 1974. A: Neki eksploatacijski parametri koji utječu na sposobnost vuče traktora, Bilten Poslovnog udruženja šumsko privrednih organizacija, br. 12, Zagreb, str. 775—791
- Sever, S., 1974. B: Primjena znanstvenih dostignuća u razvoju mehanizacije u šumarstvu, Zbornik radova simpozija Mehanizacija tehnoloških procesa u suvremenim sistemima gospodarenja šumama, Bjelovar, str. 25
- Sever, S., Bojanin, S., 1976.: Ein Beitrag zu Untersuchung einiger technischen Grössen beim Holzrücken und -Abfuhr (Prilog proučavanju nekih tehničkih veličina pri vuči i izvoženju drva), koreferat održan na XVI Kongresu IUFRO, Oslo, str. 5
- Simić, D., 1973.: Motorna vozila, Tehnička knjiga Beograd, str. 426
- Simić, D., 1977.: Motorna vozila, Naučna knjiga Beograd, str. 549
- Söhne, W., 1970.: Agricultural Engineering and Terramechanics, Institutsveröffentlichungen, Heft 1, Institut für Landmaschinen T H München
- Stajniak, J., 1965.: Badanie oporów występujących przy zrywce drewna w zależności od rozmiaru pojedynczych ładunków, Prace Instytutu badawczego leśnictwa, Warszawa, Nr. 287, 105—148
- Steinkampff, H., 1970.: Wirtschaftliche Leistungübertragung von Ackerschleppern, Zbornik radova simpozija Mehanizacija u poljoprivredi, Zagreb, str. 117—127
- Steinlin, H., Zehntner, K., 1953. A: Reibungswiderstände beim Schleifen von Stämmen auf horizontalen Versuchsstrecken, Mitteilungen der Schweizerischen Anstalt für das forstliche Versuchswesen, XXIX Band, 1. Heft, 315—334
- Steinlin, H., Zehntner, K., 1953. B: Untersuchungen zur Verbesserung des Holztransportes im Gebirge, Mitteilungen der Schweizerischen Anstalt für das forstliche Versuchswesen, XXIX Band, 1. Heft, 131—151
- Tomanić, S., 1974.: Racionalizacija rada pri sječi, izradi i privlačenju drva, doktorska disertacija, ŠF Zagreb, str. 468
- Tomčić, B., 1974.: Iskorišćivanje šuma na Bilogorsko-Podravskom području, Edicija Sto godina šumarstva Bilogorsko-Podravske regije, Bjelovar, 269—319
- Ugrenović, A., Benić, R., 1957.: Eksploatacija šuma, Grafički zavod Hrvatske, Zagreb, str. 481
- Wischof, H. J., 1978.: Sicherheitstechnische Anforderungen an Ackerschlepper aus der Sicht der Industrie, Landtechnik, 33 (11), 476—477
- Zajčik, M. I., 1976.: Projektirovanie i rasčet specijalnih lesnih mašin, Lesnaja promišlenost, Moskva, str. 208
- Young, G. G., Berlyn, R. W., 1968.: Some Variations in Soil Trafficability as Measured with a Cone Penetrometer, Woodlands Reports, Pulp and paper research institute of Canada, Pointe Claire, No. 5, str. 27

STANISLAV SEVER

## INVESTIGATIONS OF SOME TRACTOR'S EXPLOITATION PARAMETERS AT WOOD SKIDDING

### CONCLUSIONS

Based on the morphological analysis of logging tractor and preliminary and main investigation work carried out into the wood skidding with skidders, we have come to the following conclusions:

#### Morphological analysis of tractor

The centres of the spreading area of index form  $B/L$  depending on  $H/L$  come relatively near being  $B = H$  centreline. For adapted forestry tractors they amount to  $B/L = 0.52$  and  $H/L = 0.57$ , whereas for skidders  $B/L = 0.45$  and  $H/L = 0.48$ .

The width of the adapted skidding tractors increases to the limit value of about 2.5 m. The length increases to a limit value as well; for the mass 4 t the length amounts to 4 m. Skidder's width reaches even greater values than the legal limitation of 2.5 m allows. The same tendency shows the length of these tractors.

The effective engine power is proportional to the tractor mass: 1 kg of skidder's mass carries an essentially smaller part of engine unit power.

The approximate limit values of tractor's geometrical dimensions are the following: adapted forestry tractors —  $B = 2.55$  m;  $L = 4.20$  m;  $H = 2.56$  m; — skidders —  $B = 3.02$  m;  $L = 6.61$  m;  $H = 3.06$  m.

The curve of specific tractor mass of the adapted forestry tractor is breaking when the power reaches some 40 . . . 50 KS and some 75 KS for skidders. By further increase of the power the specific tractor mass remains constant.

For both, the adapted forestry tractors and skidders, an increase of the effective power causes the increase of the imaginary specific pressure. Only that the adapted tractors shows somewhat greater steepness. When the mass is about 4 t the curves of the imaginary specific pressure separate.

The approximative determination of turning radius shows that the frame steered tractors can be about twice as long as the front axle steered ones, but both having the same turning radius. This is the main reason

for skidder's length increase in dependence on the mass and its exceeding the limit line given for standard tractors. It is impossible to determine the limit values of mass and power out of morphological analysis.

### Preliminary investigations

An increase in tractive load causes the increase in the horizontal component of tractive resistance. The connection is full linear. The correlation between the tractive load and its ground loading as well as both the tractive coefficient and the skidding resistance is not significant. The same conclusions are drawn for the correlation between the horizontal component of tractive resistance and the above mentioned coefficients.

The tractive coefficient shows full relationship with the tractive resistance. The correlation between the tractive force and the slip shows almost linear relation.

An increase in tractive resistance reduces the skidding speed.

For smaller tractive resistance a significantly greater force is needed to overcome the resistance of static friction. The relation between the beginning force and the horizontal component of tractive resistance is beyond 2.1. For the maximum tractive force of 1.400 kp obtained by measuring this relation comes to about 1.5.

At skidding with the oak-tree butt ends foremost the resistance coefficient comes to about 563 kp/t of load; with top ends foremost an average value of resistance coefficient is 572 kp/t of load. At oak skidding the coefficient of resistance is about 2% smaller when the skidding is performed with butt ends foremost. Only one test showed remarkable at long log skidding with top ends foremost; in this case the tractive resistance amounted to 12.8%.

When oak logs and sortiment (length 4 ... 5 m, DBH 65 cm) are suspended on the rear axle with their butt ends foremost they transfer 51.5% of load weight to the rear axle. For the top ends foremost the figure lies about 48.5%. When the rear axle was loaded with logs of 15 ... 16 m length and DBH 65 cm the following results were obtained: butt ends foremost — 57.1%; top ends foremost — 39.3%.

Only simultaneous measuring of the components of choker-line force with transducers can provide a real description of skidding forces (vertical and horizontal forces affecting the skidding trail which, as a measuring result, define the angle inclination of the choker-line to the skidding trail). In this case it is possible to evaluate the effect of skidding full tree, tree length and long logs on the forces required to move timber.

### Main investigations

The investigation of soil characteristics show that the soil on which the skidding was performed was homogeneous. The grain size composition of the soil shows that it was loam coming near to dusty loam.

The measuring of the average specific pressure on the wheel track at depth of 140 mm during skidding shows load transfer from front to

rear axels, too. The maximum pressure values don't increase with load choking, but they extend over greater width.

The main investigation confirmed the existence of strong relation between traction resistance and skidding load. The correlation between the skidding coefficient and choker-line force is very strong. The skidding of pitwood with the skidder examined proved irrational.

The study of slip values as a fundamental parameter of wood skidding is rendered more difficult because of the measurement devices available under given exploitation conditions.

For the limit slip of about 40% the tractive coefficient (so-called net traction) equals 0.3. The examination results obtained show that skidders are more convenient for stem and long logs skidding than for sortiment skidding.

The relationship between vertical and horizontal component of tractive drag usually shows slight decrease followed by a trend of increase.

The examination shows that at wood skidding not only the dimensionless coefficient of skidding as defined in text should be tested, but also — and this at any rate — a new parameter, the so-called gross coefficient of skidding.

This new parameter is defined as the ratio of choker-line force (resultant force) and load weight. In our case the parameter were between 0.525 ... 0.563 kp/kp.

The small traction coefficient obtained at skidding with skidders can be explained through this tractor's type large mass (specific mass of skidders being 60 ... 80 kg/KS). The traction coefficient of 0.4 was obtained in only one of the tests performed. An increase of the rolling coefficient causes decrease of the coefficient of traction. It is not a general conclusion, but we may say that an increase in traction drag reduces the efficiency of the horizontal component of traction drag. For traction drag of about 1.800 kp the efficiency of the horizontal component of traction drag was about 0.5. When skidding smaller loads this coefficient grows and exceeds 4.5 in limit cases.

An increase in the horizontal component of force causes decrease in the angle inclination of the choker-line force. For force of about 2.000 kp the angle shows about 30°. For forces between 400 and 600 kp the angle is about 50° ... 75°.

Generally it may be said that there is only a slight correlation between the skidding timber vertical load on ground and the coefficient of drag. This trend is influenced by a series of nonmeasurable parameters appearing at skidding.

The correlation between tractive power and the vertical component of traction drag shows that it is impossible to influence the increase of the vertical component of tractive force with small-sized sortiment and, as a consequence, the adhesive load and the drawbar power cannot be influenced either.

In our experiment, considering the existing conditions and the applied skidder, we obtained the limit value of the vertical load of about 1.270 kp.

The correlation between tractive load and skidding coefficient was observed separately for full tree and for stem skidding. In the case of full tree skidding an explicit linear correlation was obtained. We tested also the relationship between tractive load and resistance coefficient and found out that it behaves exactly in the same way, i. e. that it is linear.

The analysis of the relationship between the tractor's adhesiv load and the pulling force shows that the tractor's specific weight of 74 kg/KS (without load) increases at exploitation to 103 kp/KS which means that the increase in driven wheels load was about 28%.

The static distribution of load on axles for the tractor tested was 66.7% of load on the front and 33.3% on the rear axle.

We have found out that in such exploitation conditions by horizontal force of 1,500 kp the rear axle compared to the front one is already double loaded. At the maximum load this relation amounts to 3.5 which means that at this moment the longitudinal stability of tractor is already disturbed. The influence of vertical forces on redistribution of loading on axles is significant. Horizontal forces influence the redistribution slightly less than the vertical ones, as the arm of point application is smaller for vertical force than for the horizontal component of tractive force. In this case the ratio between the arms of horizontal and vertical forces was about 3.9.

The obvious conclusion that follows from the above is that at wood skidding we deal with the question of opposite demands; on the one hand the load ought to be suspended as to reduce the ground contact area and on the other hand the force arm ought to be reduced as to choked the load as near as possible to the ground. As for the vertical forces the limiting factor is of constructional nature only. Efforts were made to choke the load as near to the centreline of the rear axle as possible. The results of the investigation show that for each particular case of forestry technology it is necessary to control the actual dynamic loading on axles because only this way the actual loading at skidding is shown.

For the field examined the limit value of the rolling resistance coefficient of efficiency was found to be 0.89. This coefficient's curve also proved that the skidding of small loads with skidders is not rational. The skidding of pitwood shows efficiency of less than 0.5.

In all our experiments the wheel efficiency at skidding achieved the limit value of 0.685. The maximum value of 0.76 was obtained in one case only. An increase in the peripheral (tangential) force causes the increase in the wheel efficiency, too. The limit values obtained were about 0.58.

With the increase of slip the wheel efficiency increase followed in four cases, whereas in five cases there was no characteristic decrease or increase of wheel efficiency at all.

Generally we may say it is more advantageous to haul as heavy load as possible and produce this way great vertical forces in the field of small horizontal tractive drag.



The coefficient of tractor efficiency was analysed in relation to tractive force, vertical force, slip and some other parameters. The maximum value of tractor efficiency was achieved at vertical load of 1.800 kp and it equaled 0.55. The maximum tractor efficiency was reached at slip of 24% in all our main investigation tests.

The test results obtained for adhesive load show that an increase of adhesive load causes the increase of tractor's specific mass, too. In an extreme case this increase amounted to about 28%.

At skidding on the soil with increased moisture content we obtained a decrease in the horizontal component of force limit value amounting to about 40% of the force gained on the soil with smaller (normal) moisture content. Moisture content classification defined for the estimation of agricultural soil moisture are not suitable for estimating the soil at wood skidding. The increased moisture content of the soil causes a decrease in torquo at skidding at 2nd gear of about 15%. At 3rd gear the decrease is 7%.

If the butt ends are suspended on choker line foremost the vertical force at 2nd gear skidding is about 29% and at 3rd gear about 43% greater than in case when stems are choked with top ends foremost. The efficiency coefficient of load weight was found to behave in the same way.

The traction coefficient at butt ends foremost skidding at 2nd gear was more than 33% and at 3rd gear more than 37% greater. This parameter shows that the skidding with butt ends foremost is more rational because in that case the needed specific force per unit of skidding load is smaller.

The coefficient of resistance at wood skidding with top ends foremost and at 2nd gear is about 9% and for 3rd gear about 15% greater. At skidding with top ends foremost the coefficient of traction increases about 42%. The traction coefficient decreased for stems choked with butt ends foremost, although the tractor's adhesive load increased considerably as result of increased vertical loading. Nevertheless a smaller tractive force proportional to traction coefficient was needed in this case. The resultant traction coefficient results from a double influence; from smaller or greater tractive forces on the one hand and from greater or smaller vertical loading and its share in forming the resultant adhesive loading on the other hand. Depending on which of the two influences will prevail in a particular case we obtain greater or smaller actual traction coefficient.

At skidding at 3rd gear the vertical component of tractive drag is considerably affected by dynamic influence.

Special attention has been paid to the analysis of drag coefficient at wood skidding. This complex parameter was determined from two parameters, both defined through a dynamic test of skidding and the total weight of tractive load. The determination of this parameter implies that during the time of skidding the ground is affected by the difference between the load weight and the part of loading transfered on the tractor. Consequently, to determine the resistance coefficient at wood

skidding we implied that at any moment at which the vertical load on the tractor is increasing as a result of dynamic effect of suspended timber, the normal vertical loading of skidding timber on ground decreases proportionally. The same occurs when skidding round timber of smaller length or when the skidding is performed with smaller speed. An increase in load length and in skidding speed, as the investigation showed, leads to inability to determine the coefficient of drag at wood skidding in the way commonly used.

The analysis of seven different exploitation parameters at wood skidding shows that drawing conclusions on the basis of only some of them may form an inadequate image of the skidding conditions. A typical example of error would be to take into consideration the traction coefficient only and draw the conclusion that it is more advantageous to perform skidding with top ends foremost, i. e. neglect the irrational energy consumption at all.

Based on the examination of seven exploitation parameters, five of which were dimensionless, the general advice may be given to perform the skidding work with the minimum resistance coefficient  $\mu_p$  and skidding coefficient  $k_v$ , but with the maximum traction coefficient value  $\kappa$ .