



■ Martti Saarilahti

Martti Saarilahti

## Yksinkertaisen heiluntamallin soveltuvuus traktorin esteenylityksen kuvaukseen

**Saarilahti, M.** 1997. Yksinkertaisen heiluntamallin soveltuvuus traktorin esteenylityksen kuvaukseen. *Metsätieteen aikakauskirja – Folia Forestalia* 4/1997: 493–504.

Artikkelissa tarkastellaan yksinkertaisten, staattisten, tasogeometrinen mallien soveltuvuutta traktorin heilunnan mallittamiseen. Maataloustraktorin taka-akselin heiluntaa mitattiin maastokokeissa ajamalla eri nopeuksilla kolmen eri korkuisen kiven yli. Kokeessa vaihdeltiin myös rengaspainetta. Ylitys videoitiin, ja videokuvalta määriteltiin akselin liikerata. Mitatut ja yksinkertaisilla tasomalleilla lasketut heilunnat olivat lähellä toisiaan, ja akselin liikerata noudatti teoreettista mallia noin nopeuteen 1,5 m/s saakka. Suuremmilla nopeuksilla renkaaseen kohdistuvat dynaamiset kuormat tulevat merkittäviksi, jolloin staattisten mallien soveltuvuus huononee. Mallilla laskettu akselin kiihtyvyys on samaa luokkaa kuin mitattu, ja mallin antama informaatio esteen muodon ja korkeuden vaikutuksesta vastaa hyvin havaittua. Heilunnan mallituksen kehittämistä kannattaa jatkaa, koska maastokokeiden määrää voidaan oleellisesti pienentää.

Asiasanat: maastoliikkuvuus, heilunta, mallit

Yhteystiedot: Metsäntutkimuslaitos, Vantaan tutkimuskeskus, PL 18, 01301 Vantaa. Sähköposti [martti.saarilahti@metla.fi](mailto:martti.saarilahti@metla.fi)

Hyväksytty 3.9.1997

# 1 Johdanto

Kuormatraktorin tekninen huippunopeus on lähes 10 m/s, mutta maastossa keskimääräiset ajonopeudet ovat vain 0,55...0,85 m/s (Kahala ja Kuitto 1986). Tietokonepohjaisten korjuun suunnittelumenetelmien hyväksikäyttö edellyttää, että maastossa saavutettavaa todellista nopeutta voidaan ennustaa riittävän luotettavasti koneen ominaisuuksien, esim. rengastus, moottoriteho, kuorma, ja maaston ominaisuuksien, esim. maaperä/kantavuus, makromuodot, mikromuodot, perusteella. Ongelmaa voidaan lähestyä kehittämällä erilaisia malleja, ja päättelemällä näiden alamallien avulla todennäköisin saavutettavissa oleva nopeus. Tässä raportissa tarkastellaan heiluntaa ja sen mallitusta traktorin kulkunopeutta rajoittavana tekijänä.

Heilunta on pisteen kiihtyvyys X, Y ja Z-tasoisia. Heiluntaliikkeen voimakkuudella, heiluntatiheydellä (taajuus) ja rytmillä (säännöllinen, satunnainen) on huomattava vaikutus heilunnan seurauksiin havaintokohteessa. Traktoreilla heilunta on yleensä suurinta pystytasossa (Z-taso) (Salokhe ym. 1995), mutta kuljettajan kannalta sivuheilunta on monasti ongelmallisinta. Heilunnan tutkimuksessa voidaan erottaa neljä sovellutusalueita: heilunnan vaikutus kone-elinten kestävyys, heilunnan vaikutus koneen ohjattavuuteen, heilunnan vaikutus kuljettajan työsuoritukseen ja heilunnan vaikutus kuljettajan terveyteen.

Ajoneuvojen, sekä tie-, raide- että maastoajoneuvojen, heilunnan tutkimus on eriytynyt omaksi kaapeksi erityistieteekseen, ja esimerkiksi Vehicle System Dynamics-sarjassa on julkaistu vuoteen 1994 mennessä 23 aihetta käsittelevää käsikirjaa tai seminaarijulkaisua. Alan tutkimus on keskittynyt teknisiin yliopistoihin, tutkimuskeskuksiin ja insinööritoimistoihin. Hyödyntäjänä on yleensä koneenrakennus, ja malleja käytetään kehitettäessä tehokkaampia heilahtelun vaimennusjärjestelmiä tai kestävämpiä ja taloudellisempia koneen runkoja. Mallien laadinta ja sovellukset edellyttävät matematiikan erityisosaamista. Käytössä on monipuolisia tietokoneohjelmia, mm. ADAMS, jolla mallinetaan koneen dynamiikkaa mm. heilunnan selvittämiseksi. Pääpaino on koneen kestävyysmallituksessa.

Toinen tyypillinen eriytynyt tieteenala on terramekaniikka, jossa pyritään mallittamaan maaston ja koneen välistä vuorovaikutusta. Mallitus voi olla joko teoriapohjainen tai semiempiirinen, mutta mallit ovat yleensä olleet matemaattisesti rajoittuneempia kuin koneenrakennuspuolella. Malleja on sekä dynaamisia että staattisia. Terramekaniikassa pääpaino on ohjattavuuden ja koneen suorituskyvyn mallituksessa. Renkaan mallitusta koskeva tutkimus yhdistää tutkijoita sekä koneenrakennuksen että terramekaniikan puolelta.

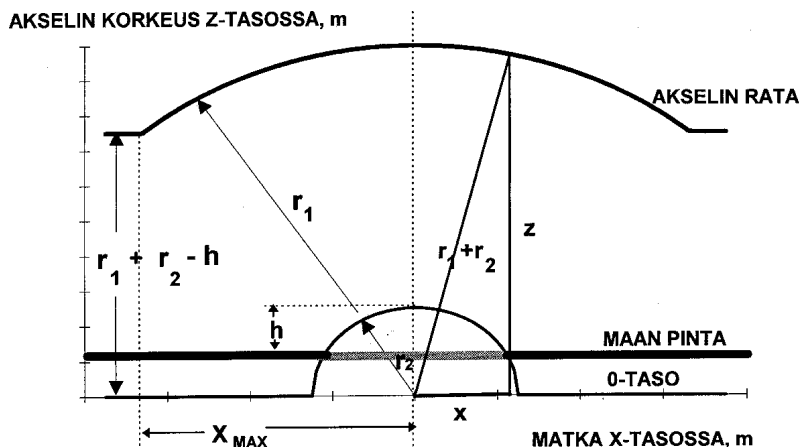
Tutkittaessa heilunnan vaikutusta kuljettajaan tavoitteena on selvittää miten erilaiset kiihtyvyydet vaikuttavat psykofyysisesti. Työterveys- ja ergonomisten tutkimusten perusteella on laadittu normeja, miten heilunta tulee mitata ja mitkä ovat sallitut altistajat eri heiluntaenergia-altistuksilla (ISO 1978). Kuitenkin eri tutkijoiden tuloksissa kuljettajien tuntemuksista vaihtelevissa heiluntaoloissa on suurta hajontaa (Prasad ym. 1995).

Metsäalalla heilunnan tutkimus on yleensä keskittynyt normin mukaisiin heiluntamittauksiin, tai suppeisiin lähinnä black-box-tyyppisiin heiluntanalyysiin, jolloin on mitattu koneiden heiluntaa erilaisissa maasto-oloissa. Aho ja Kättö (1971) kehittivät traktorin tärinän mittaumenetelmää. Wuolijoki (1981) tutki tärinän vaikutusta kuljettajan fysiologiaan ja suorituskykyyn simulaatiokokein. Mäkinen (1986) mittasi eri maatalous-metsätraktoreiden heiluntaa maastoradoilla.

Tutkimuksen tavoitteena oli selvittää yksinker- taisten, staattisten perusmallien soveltuvuus metsäkoneiden liikkumisen kuvaamiseksi heilunnan mallitusta varten.

## 2 Akselin liikerata ja heilunnan perusmallit

Yksinkertaiset mallit perustuvat statiikkaan, jolloin koneen ja renkaan hitausmomentit jätetään tarkastelun ulkopuolelle. Mallit ovat 2-ulotteisia. Yksinkertaisimmassa perusmalleissa tarkastellaan jäykkää pyörää joustamattomalla alustalla. Tällöin pyörän akselin liikerata sen ylittäessä estettä voidaan laskea geometrian perusteella. Ilmarenkaisen pyö-



Kuva 1. Jäykän pyörän perusmallilla laskettu akselin liikerata matkan funktiona.

rän perusmalleissa renkaan joustoa voidaan mallittaa eri tavoin, mutta mallit perustuvat yhä edelleen yksinkertaiseen tasogeometriaan ja statiikkaan. Perusmalleja ovat tarkastelleet useat tutkijat esim. Söderlund ja Scholander (1962), Kaje (1968), McNally (1975), Samset (1976), Nåbo (1987), Saarilahti (1992).

## 2.1 Jäykän pyörän perusmallit

Perusmallissa tarkastellaan jäykkää  $r_1$ -säteistä pyörää ylittämässä  $r_2$ -säteisen pallon (tasotarkastelussa ympyrän) muotoista estettä, josta  $h$  metrin korkea kalotti (sektori) on maan pinnan yläpuolella, kuva 1. Pyörä koskettaa estettä kun vaakaetäisyys ( $x_{MAX}$ ) kiven keskipisteestä on

$$x_{MAX} = \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - (r_1 + r_2 - h)^2} \quad (1)$$

josta saadaan sieventämällä:

$$x_{MAX} = \sqrt{2 \cdot (r_1 + r_2) \cdot h - h^2} \quad (2)$$

Pyörän akseli alkaa kulkea  $r_1 + r_2$  -säteistä ympyränkaarta kiven keskipisteen ympäri ja palaa vaakasuoralle radalle  $x_{MAX}$  metrin etäisyydellä kiven keskilinjan takana, kuva 1. Pyörän akselin liikerata on siis estimoitavissa laskennallisesti, ja samoin pyörägeometrian perusteella voidaan laskea akse-

lin pystykiehtyvyys kussakin ratapisteessä, kun akselin vaakanopeus tunnetaan. Pisteiden koordinaatti pystysuunnassa ( $z$ ) matkan ( $x$ ) funktiona esteen keskipisteestä välillä  $\pm x_{MAX}$  on

$$z = \sqrt{(r_1 + r_2)^2 - x^2} \quad (3)$$

Akselin pystynopeudelle ( $v_z$ ) voidaan johtaa malli, kun pyörän (akselin) vaakanopeus ( $v_x$ ) ja  $x$ - ja  $z$ -koordinaatit tunnetaan:

$$v_z = \frac{x}{z} \cdot v_x \quad (4)$$

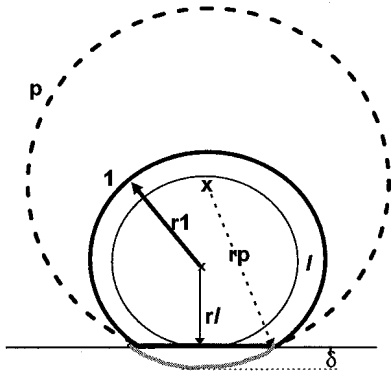
Koska kiihtyvyys on nopeuden derivaatta, niin akselin pystykiehtyvyydelle  $a_z$ , eli heilunnalle, voidaan johtaa seuraava malli

$$a_z = \frac{(r_1 + r_2)^2}{z^3} \cdot v_x^2 \quad (5)$$

Heilunta lisääntyy ajonopeuden neliössä, ja toisena tekijänä on pyörän ja kiven geometriasta johtuva termi.

## 2.2 Ilmarenkaan perusmallit

Ilmarengas joustaa paikallisesti kuormituksen suuruudesta ja kuormitusnopeudesta riippuen, mikä tekee siitä vaikeasti mallitettavan. Ilmarenkaan käyttäytymistä eri tilanteissa voidaan mallittaa eri ta-



**Kuva 2.** Joustavaa pyörää kuvaavat säteet ja litistymä.

Selitys:

- 1 Pyörän oletettu kehä käytettäessä kuormitettua sädettä
- 1 Pyörän oletettu kehä käytettäessä kuormittamattomaa sädettä
- p Pyörän oletettu kehä käytettäessä pyörähdyssädettä. Tällöin myös pyörän oletettu keskipiste muuttuu.

voin (Löfgren 1992). Mallitus liittyy sovellutukseen, riippuen siitä halutaanko estimoida renkaan kosketusalaa, tartuntaa, luistoa vai heiluntaa, koska perusmallilla ei yleensä voida saada joka parametrin suhteen tyydyttäviä estimaatteja. Yleensä perusmalleissa käytettyjä käsitteitä ovat kuormittamaton säde, kuormitettu säde, dynaaminen vierintäsäde ja pyörähdyssäde, kuva 2 (esim. Turnage 1972, Shibusawa ja Sasao 1996). Mikäli kuormittamattoman ilmarenkaisen pyörän halkaisijaa merkitään  $d$ :llä, voidaan eri säteet määrittää seuraavasti:

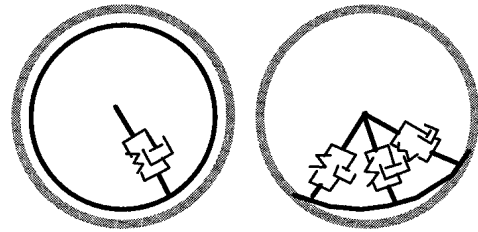
Kuormittamaton säde ( $r_1$ ) kuvaa tilannetta, jossa ilmarenkainen pyörä käyttäytyy kuin jäykkä rengas joka tilanteessa.

$$r_1 = \frac{d}{2} \quad (6)$$

Kuormitettu säde ( $r_t$ ) todetaan mittaamalla kuormitetun ilmarenkaisen pyörän akselin (keskipisteen) etäisyys jäykästä alustasta. Litistymä ( $\delta$ ) on kuormittamattoman ja kuormitetun säteen erotus:

$$\delta = r_1 - r_t \quad (7)$$

Tässä tutkimuksessa käytetään myös hetkittäistä



**Kuva 3.** Yksi- ja monisädemallitettu ilmarengas.

kuormitettua sädettä ( $r_{APP}$ ), jolla tarkoitetaan mitattua pyörän akselin etäisyyttä maan tai kiven pinnasta.

Kovalla alustalla akselin etäisyys maanpinnasta on  $r_l$ . Pehmeällä alustalla akselin etäisyys maanpinnasta vähenee painuman ( $z_o$ ) verran, mutta toisaalta litistymä riippuu maan ja renkaan kokoonpuristuvuusmoduulien suhteesta (Sholander 1973). Tässä raportissa painumaa ei oteta huomioon.

Kuormitettu säde riippuu kuormituksen suuruudesta, ja yksinkertaisissa malleissa kuormitus oletetaan staattiseksi. Erityisesti pyörän luistoa mitattaessa tarvitaan käsitettä dynaaminen vierintäsäde, joka kuvaa pyörän kulkemaa matkaa yhden pyöräkierroksen aikana. Dynaamisen vierintäsäteen ( $r_a$ ) yleisesti käytetty estimaatti on

$$r_a = r_1 - \frac{\delta}{2} \quad (8)$$

Dynaaminen vierintäsäde on kuormittamattoman ja kuormitetun säteen keskiarvo.

Koska ilmarenkaalla on tietty rakenteellinen jäykkyys ja kuormitus vaihtelee eri osissa renkaan ja maan kosketuspintaa, todellinen renkaan ja maan kosketuspinta ei ole taso (tai viiva 2-ulotteisessa mallissa), varsinkaan kimmoisalla alustalla. Todellista kosketuspinnan muotoa voidaan mallittaa parhaiten käyttämällä toroidia tai ympyränkaarta, jonka säde on suurempi kuin todellisen pyörän, ( $r_p$ ) kuvassa 2. Tällöin myös oletetun geometrisen pyörän keskipiste muuttuu. Oletetun pyörän säde (pyörähdyssäde) ja keskipisteen paikka lasketaan pyörägeometriasta annettujen oletusarvojen (painuma, kosketuspinnan pituus, akselin liikerata, voiman vaikutussuunta) perusteella.

Ilmarenkaiseen pyörään voidaan siis soveltaa jäy-

kän renkaan perusmalleja, mutta tällöin käytetään kuviteltuja pyörän säteitä, jotka parhaiten kuvaavat pyörän todellista käyttäytymistä.

Perusmallissa käytetään vakiosädettä. Kehittyneemmissä perusmalleissa myös ilmarenkaan sädettä voidaan mallittaa, jolloin voidaan puhua monisädemalleista (Baladi ja Rohani 1984), kuva 3.

### 3 Koejärjestely ja aineiston käsittely

Tutkimuksen kohteena oli maataloustraktorin toisen takapyörän käyttäytymisen ja heilunnan mallitus kivenylitystilanteessa. Aineisto kerättiin Suomenjoen tutkimusasemalla elokuussa 1991. Koekoneena oli Valmet 605 maataloustraktori, jonka takapyörissä olivat jonkin verran käytetyt Nokia tractor radial 13.6R38 renkaat. Renkaan oleelliset arvot annetaan taulukossa 1. Osa taulukon arvoista perustuu valmistajien, Valmet Oy:n ja Nokian Renkaat Oy:n, antamiin tietoihin, osa on mitattu testikoneesta konehallin betonilattialla. Kokeissa käytettiin neljää eri rengaspainetta, 158, 100, 50 ja 20 kPa, joista 158 kPa on renkaan suosituspaine. Muut käytetyt paineet ovat suositusten vastaisia liian alhaisia rengaspaineita, joita käytettiin vain koejärjestelyjen vuoksi aiheuttamaan mahdollisia muutoksia ilmarenkaan käyttäytymiseen. Traktoria ajettiin kuormatta, jolloin pyöräpaine on alhainen (10 kN), ja renkaan rakenteellisen jäykkyyden vaikutus on suhteellisen suuri.

Ajokokeisiin valittiin 3 tasaisella alustalla olevaa kiveä, kahden ollessa metsäautotiellä ja kolmannen tien ulkopuolella, mutta kovalla hiekka-alustalla. Tavoitteena oli saada 0,1, 0,2 ja 0,3 m korkeat kivet. Luonnonkivien korkeudet olivat 0,08, 0,23 ja 0,30 m, taulukko 2. Kivistä 1 ja 3 olivat muodoltaan lähes puolipallomaisia, mutta kiveä 2 voi parhaiten kuvata kahdella puolipallolla, sillä se oli pitkänomainen. Kiven etuosa on varsinainen kivi (kivi 2a), mutta taulukossa 2 annetaan myös takosän kuvaamisessa käytetyt parametrit (kivi 2b). Kivien profiili vaaittiin 40 mm välein. Mitattuun profiiliin sovitettiin laskettu kiven profiili, jonka sädettä käytetään kiven säteenä, ( $r_2$ ). Kivien 1 ja 3

**Taulukko 1.** Takapyörässä käytetty rengaspaine, staattinen pyöräpaine ja vastaavat säteet sekä litistymä.

Ominaisuus	Symboli	Rengaspaine, kPa			
		158	100	50	20
Pyöräpaine, kN	$W$	10	10	10	10
Kuormittamaton säde, m	$r_1$	0,768	0,768	0,768	0,768
Kuormitettu säde, m	$r_l$	0,728	0,721	0,710	0,705
Litistymä, m	$\delta$	0,040	0,047	0,058	0,063

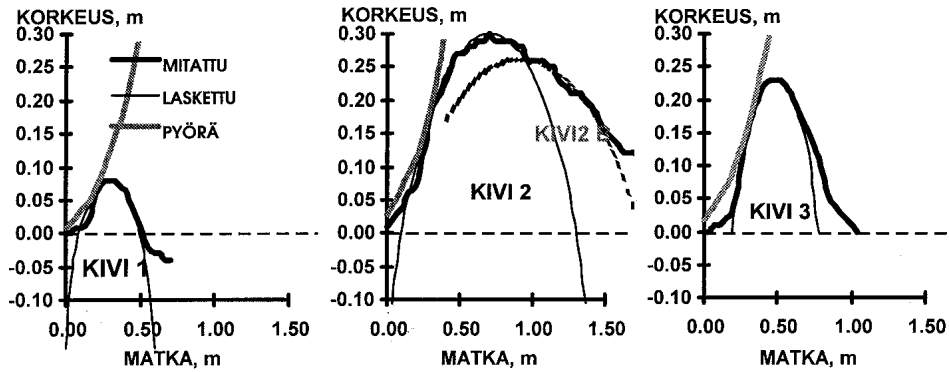
**Taulukko 2.** Kivien ominaisuudet.

	Koodi	Kivi 1	Kivi 2a (Kivi 2b)	Kivi 3	
Korkeus, m	$h$	0,080	0,300	0,260	0,230
Säde, m	$r_2$	0,300	0,750	1,500	0,280
Säteestä % pinnan yläpuolella		27	39	17	82
Kohtauspisteen tangentti, °		22	37	28	39
Maalinjan pituus, m	$l$	0,408	1,200	1,788	0,550

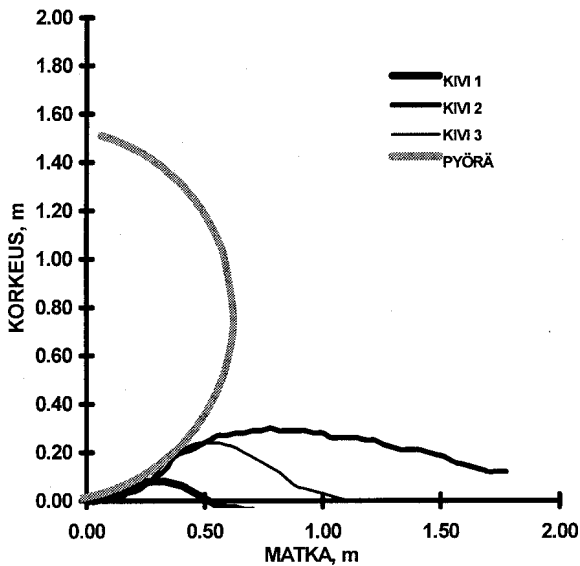
säteestä maan pinnan yläpuolella oli 30...40 %, joten kivet olivat ”loivia”, kun taas kiven 2 säteestä maan pinnalla oli 80 %, ja kivi oli ”jyrkkä”. Kivien mitatut ja lasketut profiilit on esitetty kuvassa 4, ja kivet pyörän mittakaavassa kuvassa 5.

Traktorin taka-akseliin kiinnitettiin maksimikiihtyvyyttä rekisteröivän mittalaitteen kiihtyvyyssanturi mahdollisimman lähelle oikeaa takapyörää. Jokaisen kolmen kiven yli ajettiin käyttäen kaikkia neljää rengaspainetta ja vähintään neljää eri nopeutta kullakin rengaspaineella. Kunkin ajon jälkeen maksimikiihtyvyys luettiin laitteen näytöltä. Myöhemmin desibeleinä mitatut arvot muunnettiin kiihtyvyyssarvoiksi. Kaikkiaan ajoja kertyi 72. Kiven 1 yli voitiin ajaa lähes 3 m/s nopeudella. Hitaimmat ajonopeudet olivat 0,5 m/s luokkaa.

Traktorin takapyörään kiinnitettiin valkoiset teipisuikaleet kohdistusmerkeiksi. Ajotapahtuma videoitiin 9...11 m:n etäisyydellä olevalla kameralla, jonka objektiivi oli kiven keskilinjalla ja korkeus traktorin takapyörän akselin korkeudella, kuva 6. Traktorin nopeus laskettiin videokuvasta. Kameran polttoväliä ja kohdentamista jouduttiin muutta-



Kuva 4. Kivien mitattu ja laskettu muoto.



Kuva 5. Kivet ja pyörä X- ja Z-mittakaavaltaan samoina.

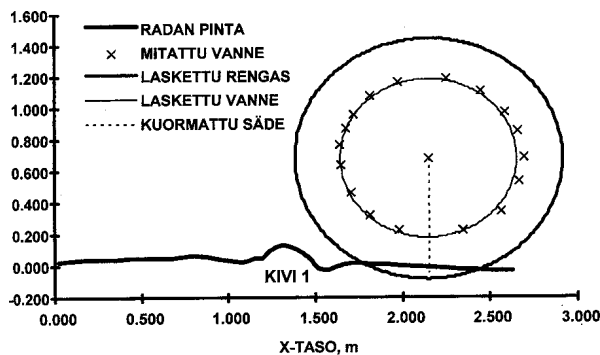
maan joidenkin ajosarjojen välillä, ja tämä saattaa aiheuttaa systemaattista eroa eri ajojen välille, vaikka se pyrittiin korjaamaan mittaamalla uudet muuntokertoimet kivilta aina kun kameran kuvaussuhdetta tai kohdistusta oli muutettu.

Videonauhoitus analysoitiin jälkepäin mittaamalla perättäisistä kuvista akselin keskipisteen koordinaatit ja 4 kehäpistettä. Pikseleinä mitatut koordinaatit muunnettiin ajotapahtuman metrisiksi koordinaateiksi kalibroidun mittakepin ja pyörän hal-



Kuva 6. Videoruutu, traktori ylittämässä kiveä 2.

kaisijan avulla. On huomattava, että kolmiulotteisen tapahtuman muuttaminen kaksiulotteiseksi aiheuttaa parallaksivirhettä, mutta sitä ei korjattu. Parallaksivirhettä aiheutuu myös siitä, että koneen etäisyys kamerasta vaihteli jonkin verran, vaikka tavoitteena oli ajaa samoissa raiteissa. Systemaattinen virhe on pienin akselin tasossa, x-suunnassa ja kuvan keskiosassa, mutta on huomattavampi z-suunnassa maanrajassa ja kuva-alan laidoilla, eli matkan alku- ja loppupäässä, kuva 7. Inhimillistä sattunaisvirhettä syntyy kuvatulkinnan aikana. Tätä ei pyritty kokonaisuudessaan eliminoimaan, koska pienillä virheillä ei tutkimustulosten kannalta ole oleellista merkitystä, mutta suurimmat virheet paikallistettiin graafisen tarkastelun avulla. Joissain tapauksissa, kun poikkeama näytti silmiinpistävä-



**Kuva 7.** Mitattu ja laskettu pyörän vanne sovitettuna maastoprofiiliin kuvan laitaosassa. Parallaksivirhe on suurempi akselista kuvan laitaan päin kuin keskustaan päin.

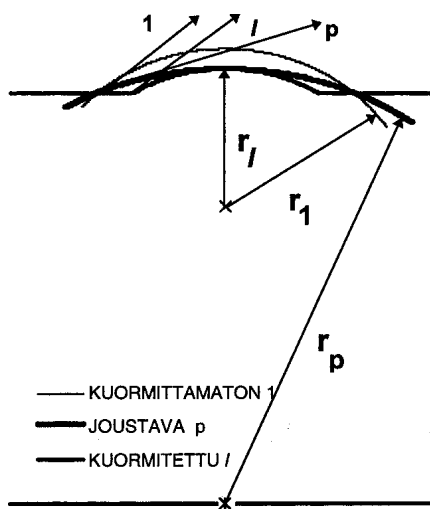
tä, se korjattiin korvaamalla virheelliseksi arvioitu arvo vierekkäisten pisteiden keskiarvolla, tai mitaamalla piste uudelleen.

## 4 Tulokset

### 4.1 Maksimiheilunta

Heilunta, eli pystykiihtyvyys laskettiin yhtälöllä (5). Sen suurin arvo saadaan  $x_{MAX}$ -etäisyydellä, eli pyörän ja kiven kosketuspisteessä. Säteinä käytettiin kuormittamatonta ja kuormitettua sädettä. Kolmantena testattiin joustavan renkaan mallia, jossa säde kosketuskohdissa oletettiin kuormittamattomaksi ( $r_1$ ) ja kiven keskipisteen kohdalla kuormitetuksi ( $r_l$ ). Vastaava pyörähdys säde ja teoreettinen keskipiste laskettiin pyörägeometrian perusteella, kuva 8. Kuvaan on myös piirretty kohtaustepisteen tangentit.

Kuvassa 9 verrataan havaittuja ja mallilla (5) laskettuja maksimikiihtyvyyksiä kivittäin, kun säteenä on käytetty kuormittamatonta sädettä. Voidaan todeta verraten hyvä yhteensopivuus, vaikka malli näyttää antavan havaittuja pienempiä arvoja. Tulosten analyysia jatkettiin regressioanalyysillä. Havaintojen ja eri mallilla laskettujen estimaattien väliset riippuvuudet on esitetty taulukossa 3. Jäykät mallit ( $r_1$  ja  $r_l$ ) näyttävät yhtä hyviltä, sillä selitysaste, kulmakerroin ja vakio eivät tilastolli-

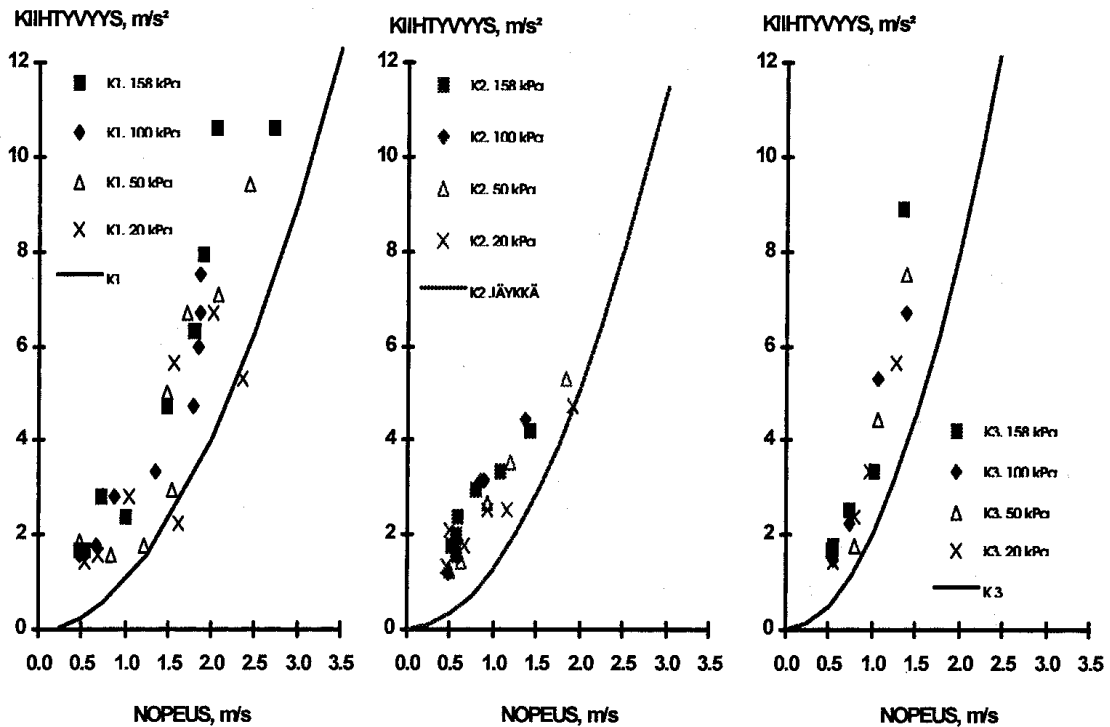


**Kuva 8.** Kuormitetun, kuormittamattoman ja joustavan rengasmallin säteet, liikeradat sekä vastaavat tangentit kohtaustepisteessä.

**Taulukko 3.** Regressiomallin tulokset kun selitettävänä muuttujana on havaittu maksimikiihtyvyys ja selittäjänä laskettu maksimikiihtyvyys sekä mallien jäännöshajonnan korreloituminen nopeuden ja rengaspaineen kanssa.

Parametri	Käytetty säde		
	$r_1$	$r_l$	$r_p$
Kulmakerroin (b)	1,16	1,09	1,87
Vakio (a)	1,33	1,32	1,15
Selitysaste, $r^2$	0,827	0,825	0,837
Korrelaatiokertoimet, r			
Jäännöshajonta nopeuden suhteen	0,260	0,154	0,712
Jäännöshajonta rengaspaineen suhteen	0,342	0,379	0,202

sesti poikkea toisistaan. Sensijaan joustava pyörämalli, jossa käytetään pyörähdys sädettä on jo epätydyttävämpi, koska kulmakerroin on suurempi, vaikka selitysasteeltaan malli on samanarvoinen. Mallien hyvyttä tutkittiin residuaalitarkastelun avulla. Joustavan ja jäykän pyörän mallien välillä ei ollut oleellista eroa, sillä harha ei riippunut ajonopeudesta kummassakaan tapauksessa, mutta oli



Kuva 9. Mitatut ja mallilla (5) lasketut maksimikihtyvyydet eri kiviä ylitettäessä. Säteenä käytetty kuormittamattonta sädettä.

korreloitunut rengaspaineen kanssa molemmissa malleissa. Sensijaan joustavan renkaan mallilla laskettu jäännöshajonta korreloi nopeuden kanssa, joten malli on myös tässä suhteessa epätydyttävämpi, mutta on vähemmän harhainen rengaspaineen suhteen.

Kuten taulukosta 3 ilmenee, koneella on n. 1,3 m/s<sup>2</sup> ”perusheilunta” joka johtuu moottorin aiheuttamasta värinästä ja renkaan kuvioinnin yms. aiheuttamasta heilunnasta ja esiintyy jo alhaisillakin nopeuksilla tiellä ajettaessa. Kuvasta 9 ilmenee myös, että rengaspaineen vaihtelu aiheuttaa verraten pienen muutoksen havaituissa maksimikihtyvyyksissä. Semiempiirinen malli (9), eli malli (5) täydennettynä perusheilunnalla,  $a_{z0}$ , on jo tyydyttävä, kuva 10.

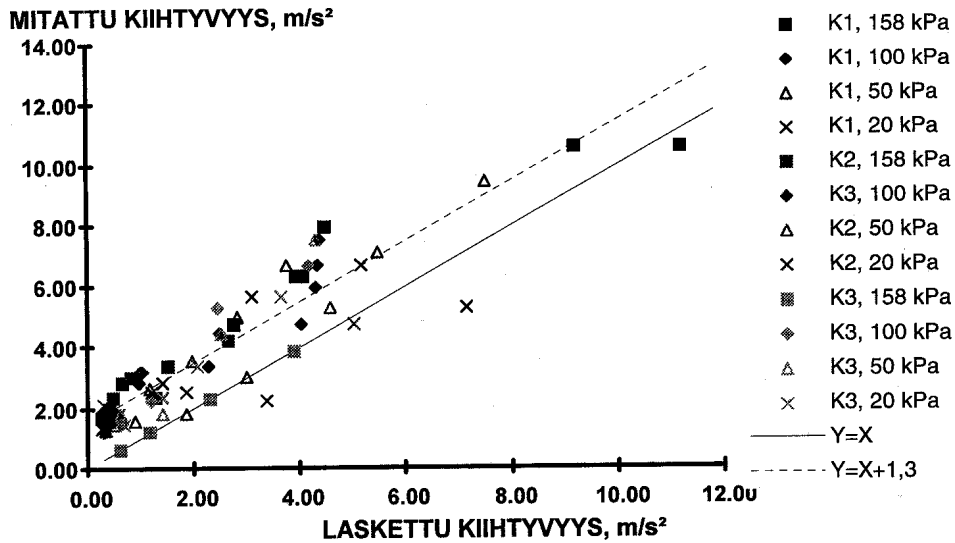
$$a_z = a_{z0} + \frac{(r_1 + r_2)^2}{z^3} \cdot v_x^2 \quad (9)$$

Malli (9) sisältää kolme elementtiä, perusheilunnan ( $a_{z0}$ ), kiven ja pyörän dimensioista johdetun muototekijän  $M$  ( $(r_1 + r_2)^2 / z^3$ ) ja vaakanopeuden neliön ( $v_x^2$ ). Aineistosta laskettiin empiirinen muototekijä ( $M$ ) vähentämällä mitatusta maksimiheilunnasta koneen perusheilunta (1,3 m/s<sup>2</sup>) ja jakamalla erotus ajonopeuden neliöllä. Kuvassa 11 verrataan kuormittamattomaan säteeseen perustuvaa muototekijää mitattuun keskimääräiseen muototekijään eri rengaspaineilla. Voidaan todeta, että laskettu muototekijä  $M$  vastaa verraten hyvin mitattua, mutta on jonkin verran harhainen rengaspaineen suhteen.

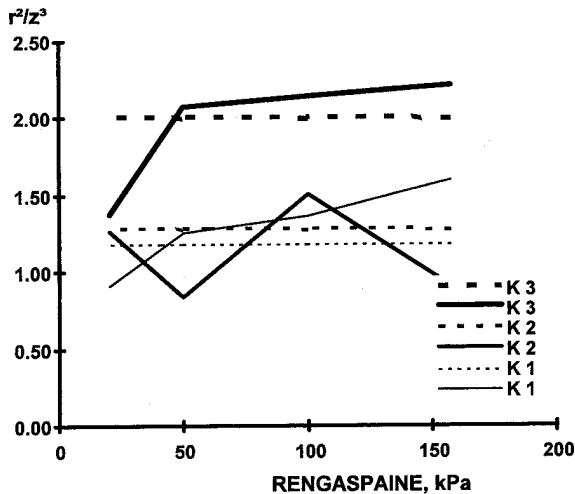
#### 4.2 Akselin liikerata

Erittäin hitaasti liikuttaessa akseliin ja pyörään kohdistuvat dynaamiset kuormat ovat pieniä suhteessa staattisiin kuormiin. Akselin liikerata-analyysin pe-





Kuva 10. Mitattu ja mallilla (5) laskettu maksimikiikhtyvyyys. Säde  $r_1$ .



Kuva 11. Kuormittamattomalla säteellä laskettu muototekijä  $M$  (---) ja vastaavat mitatut keskiarvot (—) eri rengaspaineilla ylitettäessä eri kiviä.

rusteella voidaan arvioida milloin staattinen malli alkaa poiketa liiaksi todellisuudesta.

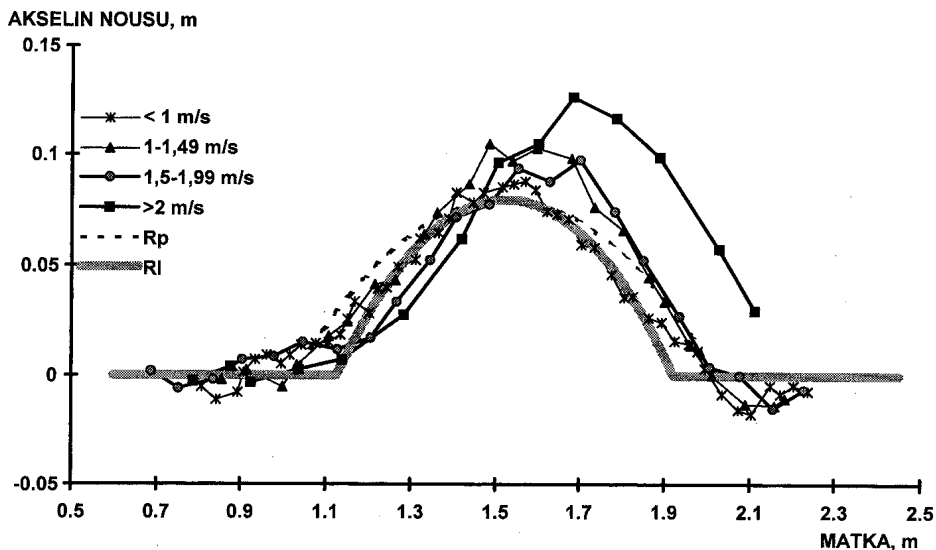
Kuvassa 12 esitetään akselin laskettu ja mitattu liikerata kiveä 1 ylitettäessä normaalirengaspaineella. Voidaan todeta, että alhaisilla ajonopeuksilla

(< 1,5 m/s) havaitut radat noudattavat verraten hyvin  $r_1$ - ja  $r_P$ -säteisten ympyröiden kaaria. Yli 2 m/s nopeuksilla voidaan jo todeta huomattava renkaan kokoonpuristuminen kiven etupuolella ja vastaavasti ”pyörä on ilmassa” kiven takana. Tällöin dynaamiset voimat alkavat olla jo tuntuvia, jolloin staattinen malli alkaa käydä soveltumattomaksi.

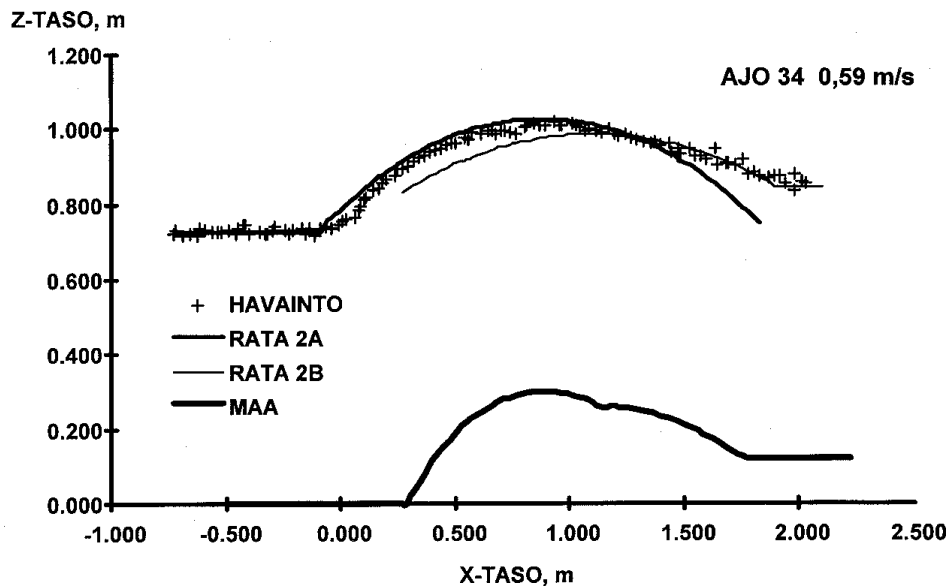
Yhteensopivuus lasketun ja mitatun akselin radan välillä oli hyvä kaikilla kivillä alle 1 m/s nopeuksilla, esimerkkinä kuva 13. Sensijaan suuremmilla nopeuksilla dynaamiset kuormat alkoivat vaikuttaa, ja rata poikkesi sitä enemmän lasketusta, mitä korkeampi oli ajonopeus.

#### 4.3 Ilmarenkaan perusmalli

Kivenylitystilanteeseen sovellettiin yksinkertaista joustavasäteistä rengasmallia. Ennen kosketuspistettä ( $x_{MAX}$ ) kuormitus on kohtisuora, ja pyöräpainon suuruinen. Kun pyörä koskettaa kiveä (etäisyydellä  $r_1$ ), kuormitus alkaa siirtyä kiven keskipisteeseen suuntautuvalla akselille, ja kuormitus on pyöräkuorman (pystykomponentti) ja ajonopeuden (vaakakomponentti) resultantti. Renkaan jousivakio 158 kPa rengaspaineelle laskettiin Nokian Renkaat Oy:n käyrästä. Tästä ekstrapoloitiin (to-



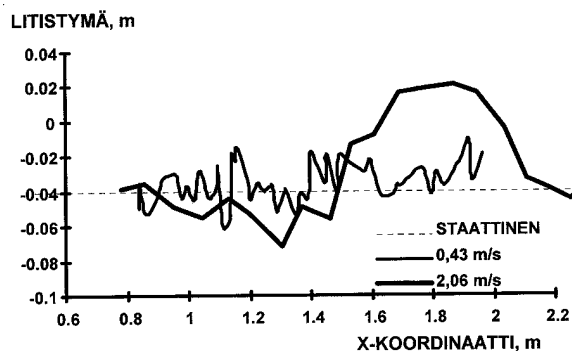
**Kuva 12.** Akselin liikerata kiveä 1 ylitettäessä eri nopeuksilla. Rengaspaine 158 kPa. Kuvaan on piirretty myös kuormitettua ja ja joustavaa sädettä vastaavat lasketut liikeradat.



**Kuva 13.** Akselin mitattu ja laskettu rata kiveä 2 ylitettäessä. Rengaspaine 158 kPa, ajonopeus 0,59 m/s.

dennäköiset) jousivakiot 20, 50 ja 100 kPa:n rengaspaineille. Mitattujen akselin koordinaattipisteiden avulla laskettiin renkaan havaittu (pyörähdys)säde ( $r_{APP}$ ), josta vähennettiin teoreettinen säde ( $r_1 + r_2$ ). Arvo on laskettu litistymä ( $\delta_{APP}$ ) kussakin ratapisteessä, kuva 14. Kuvaan 14 on piirretty myös

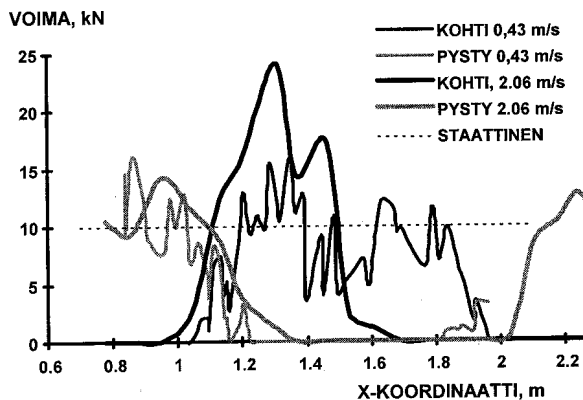
staattinen litistymä (0,040 m). Näin määrätystä litistymästä laskettiin vastaava kuormitus jousivakion avulla. Kuvassa 15 esitetään laskettu säteensuuntainen ja pystysuuntainen voima. Staattinen kuorma on 10 kN, ja keskimääräinen pystykuorma on samaa luokkaa. Kiveen törmätessä alhaisella



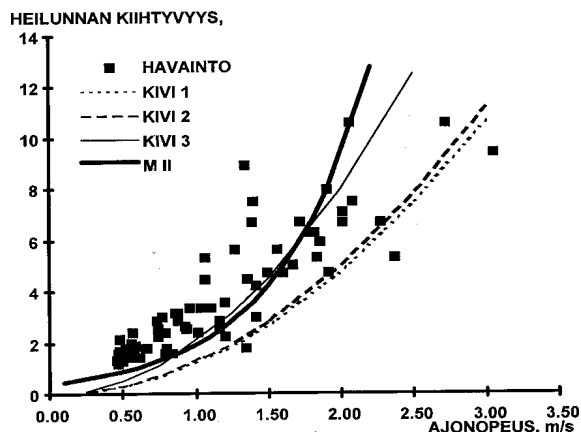
**Kuva 14.** Renkaan säteensuuntainen litistymä kiveä 1 ylitettäessä kahdella eri nopeudella.

nopeudella (0,42 m/s) maksimivoima on noin 15 kN, mutta 2,06 m/s nopeudella jo yli 25 kN. Kiven jälkeen renkaan litistämiseen tehty työ vapautuu, ja suuremmalla nopeudella rengas on jo irti kivistä, kun sensijaan alemmalla nopeudella rengas pysyy koko ajan kiven pinnassa kiinni.

Voidaan siis todeta, että alhaisilla nopeuksilla rengas käyttäytyy kuin jäykkä rengas, jonka pyörähdys säde on  $r_f$ . Nopeuden lisääntyessä dynaamiset kuormat tulevat merkittäviksi, jolloin on siirryttävä dynaamisiin malleihin.



**Kuva 15.** Pystysuuntainen (PYSTY) ja säteen suuntainen (KOHTI) voima kiveä 1 ylitettäessä eri nopeuksilla.



**Kuva 16.** Mäkisen (1986) II maastoluokan heiluntamallilla laskettu kuljettajan istuimen keskiheilunta (M II) verrattuna mitattuun akselin heilunnan maksimiarvoon (HAVAINTO) ja teoreettiseen akselin kiihtyvyyteen (malli 5) eri kiviä ylitettäessä (KIVI 1...KIVI 3).

## 5 Tulosten tarkastelu

### 5.1 Tulosten luotettavuus

Tutkimuksen maastotyöt perustuvat yhdellä traktorilla tehtyyn koesarjaan, jossa ajettiin kolmen valitun kiven yli vaihtelevin nopeuksin. Kuvassa 16 verrataan Mäkisen (1986) II maastoluokan heiluntamallilla laskettua kuljettajan istuimen keskiheiluntaa tämän tutkimuksen tuloksiin. Mäkisen malli perustuu 9 traktorilla kahdella koeradalla kerättyyn aineistoon, joten sitä voidaan pitää hyvin edustavana. Voidaan todeta, että akselin heilunta ylitettäessä kiveä 3 on lähes sama kuin Mäkisen

kuljettajan istuimelta mitattu keskimääräinen heilunta. Kivillä 1 ja 2 heilunta jää pienemmäksi, mutta ilmeisesti kivet eivät täytä II maastoluokan kriteerejäkään. Tämän tutkimuksen tuloksia voidaan siten verraten luotettavasti soveltaa ainakin maataloustraktorien ja samantapaisten jäykkä-akselisten koneiden heilunnan arviointiin.

## 5.2 Johtopäätökset ja suositukset

Perusmalleilla laskettu akselin rata, vastefunktio, vastaa hyvin havaittua rataa metsäkoneiden normaaleilla ajonopeuksilla. Samoin mallilla laskettu kiihtyvyys, heilunta, on suuruudeltaan samaa luokkaa kuin mitattu, ja mallin antama informaatio esteen korkeuden ja muodon vaikutuksesta heiluntaan vastaa havaittua. Ilmeisesti panostaminen heilunnan teoreettiseen tarkasteluun ja matemaattisten mallien kehittelyyn tulee taloudellisemmaksi kuin perinteinen maastomittauksiin perustuva puhtaasti empiirinen mallitus, koska tuloksia voidaan ekstrapoloida helpommin erilaisiin olosuhteisiin.

## Kirjallisuus

- Aho, K. & Kättö, J. 1971. Experiment for developing a method how to measure and evaluate the rocking of the forest tractor. Tiivistelmä: Tutkimus metsätraktorin heilumisen mittaus- ja arvostelumenetelmän kehittämiseksi. Finnish Research Institute of Engineering in Agriculture and Forestry, VAKOLA, Helsinki, Study Report 9. 41 s.
- Baladi, G. Y. & Rohani, B. 1984. Development of a soil-wheel interaction model. Proceedings of the 8th ISTVS Conference, Cambridge, 6–10 July 1984, I. s. 33–60.
- ISO 1978. International standard ISO 2631. Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibrations. 15 s.
- Kaje, L. 1968. Maaston kulkukelpoisuus. Summary: Terrain trafficability. Helsinki. 53 s.
- Kahala, M. & Kuitto, P.-V. 1986. Puutavaran metsäkuljetus keskikokoisella kuormatraktorilla. Metsäteho. Moniste 25.4.1986. 26 s.
- Löfgren, B. 1992. Däck-markmodeller. Soil-tyre interface models. Forskningsstiftelsen Skogsarbeten, Meddelande 20. 43 s.
- McNally, J. A. 1975. Trucks and trailers. Their application to logging operations. A reference manual. University of New Brunswick, Fredricton, Canada. 338 s.
- Mäkinen, P. Kokokehon tärinä ajettaessa maataloustraktorilla metsässä. Whole body vibration in farm tractors driven in the forest. Folia Forestalia 656. 24 s.
- Nåbo, A. 1987. Helkroppsvibrationer i skogsmaskiner. Sveriges lantbruksuniversitet, Institutionen för skogsteknik, Intern stencil 67. 61 s.
- Prasad, N., Tewari, V. K. & Yadav, R. 1995. Tractor ride vibration – a review. Journal of Terramechanics 32(4): 205–219.
- Saarilahti, M. 1991. Maastoliikkuvuuden perusteet. Metsäntutkimuslaitoksen tiedonantoja 390. 99 s. ISBN 951-40-1174-0.
- Salokhe, V. M., Majumder, B. & Islam, M. S. 1995. Vibration characteristics of a power tiller. Journal of Terramechanics 32(4): 181–197.
- Samset, I. 1976. Momenter og tillegg til traktorlæren. NISK, Avdelning for Driftsteknikk. Stencil. 23 s.
- Scholander, J. 1973. Skogsmarks bärighet for hjulfordon. Några tekniska aspekter och konsekvenser. The bearing capacity of some forest soils for wheeled vehicles. Some technical aspects and consequences. Skogshögskolan, Institutionen för skogsteknik, Rapporter och uppsatser 64. 120 s.
- Shibusawa, S. & Sasao, A. 1996. Traction data analysis with the traction prediction equation. Journal of Terramechanics 33(1): 21–28.
- Turnage, G. W. 1972. Using dimensionless prediction terms to describe off-road wheeled vehicle performance. ASAE Paper 72-637. 15 s.
- Wuolijoki, E. 1981. Effects of simulated tractor vibration on the psycho-physiological and mechanical functions of the driver: comparison of some excitatory frequencies. Traktorin simuloidun tärinän vaikutukset kuljettajan psykofysiologisiin ja mekaanisiin toimintoihin: eräiden herätetaajuuksien vertailu. Acta Forestalia Fennica 168. 53 s.

### 17 viitettä