

TAMPEREEN AMMATTIKORKEAKOULU
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Tuotekehitys

Tutkintotyö

Markus Puntala

KARHEENLEVITTIMEN VAKAUTUS

Työn ohjaaja
Työn teettäjä
Tampere 2006

DI Harri Laaksonen
Patria Vammas Oy, valvojana pääsuunnittelija Hannu Bragge

TAMPEREEN AMMATTIKORKEAKOULU

Kone- ja tuotantotekniikka

Tuotekehitys

Markus Puntala

Karheenlevittimen vakautus

Tutkintotyö

55 sivua + 12 liitesivua

Työn ohjaaja

DI Harri Laaksonen

Työn teettäjä

Patria Vammas Oy, valvojana pääsuunnittelija Hannu Bragge

Maaliskuu 2006

Hakusanat

tiehöylä, värähtely

TIIVISTELMÄ

Työn teettäjänä on Patria Vammas Oy. Vammalassa sijaitsevan yrityksen päätuotteita ovat lentokenttien lumenraivauskalusto sekä tiehöylät.

Työn tarkoituksena oli tutkia ja selvittää Vammas-tiehöylän lisälaitteena käytettävän karheenlevittimen ja sen tukipyörien pomppimista. Työssä tutkittiin ja selvitettiin karheenlevittimen hallitsemattomaa käyttäytymistä sekä siihen vaikuttavia tekijöitä.

Karheenlevittimen pomppiminen rajoittaa tienhöyläysnopeuden tällä hetkellä 10 km/h:ssa. Työn tavoitteena oli oppia tuntemaan ja löytämään hallitsemattomaan käytökseen vaikuttavat tekijät sekä ominaisuudet, joiden avulla työskentelynopeutta saataisiin kasvatettua.

Karheenlevittimen työskentelynopeuteen ja käyttäytymiseen vaikuttavia tekijöitä selvitettiin käytännön testeillä, teoreettisilla tarkasteluilla sekä hyväksi käyttäen käytännön kokemuksia.

Työn tuloksina toteutettiin muutoksia rakenteeseen sekä perusteltiin muutosehdotuksia rakenteen parantamiseksi, jotta ongelmalliset värähtelyt saataisiin siirrettyä alueelle, jossa ne eivät vaikuta haitallisesti työskentelyyn.

Jatkossa karheenlevittimellä tulee suorittaa koeajoja ja testejä jo toteutetuilla muutoksilla sekä muutosehdotuksien mukaisella rakenteella. Testeillä saadaan tukea työssä perustellulle rakennemuutoksille, jotta muutokset voitaisiin toteuttaa asiakaslaitteisiin.

TAMPERE POLYTECHNIC

Mechanical and Production Engineering

Product development

Markus Puntala Stabilization of the windrow spreader

Engineering thesis 55 pages + 12 appendices

Thesis supervisor Harri Laaksonen (M.Sc)

Commissioning company Patria Vammas Oy, Supervisor R&D Engineer Hannu Bragge

Mars 2006

Keywords motor grader, vibration

ABSTRACT

The commissioner of this thesis was Patria Vammas Oy which is located in Vammala. The main products of Patria Vammas are airport snow removal machines and motor graders.

The aim of this engineering thesis was to investigate and to clarify the uncontrolled behaviour of a windrow spreader which is an additional equipment of the Vammas-Motor grader. This thesis focuses on finding the factors that cause the vibration and the bouncing of the supporting wheels of the windrow spreader.

The working speed of the windrow spreader is limited to 10 km/h due to its vibration. The aim of this study was to discover the factors behind bouncing and to find the solutions for the development of the mechanical properties of the windrow spreader. The research methods included theoretical studies, practical tests and the utilization of the knowledge of the company personnel.

As the result of this thesis, several mechanical modifications were made to the structure of the windrow spreader. In addition, many proposals aiming at avoiding the vibration of the windrow spreader at working speed were announced.

In the future, more tests should be performed in order to resolve the effects of the mechanical modifications made based on this thesis. The development proposals suggested in this thesis should also be tested in practise. The test would establish the benefits of these proposals and the modifications could be taken into production.

ALKUSANAT

Tämä tutkintotyö on toteutettu Patria Vammas Oy:lle kesän 2005 ja kevään 2006 välisenä aikana. Työ on saanut alkunsa asiakaspalautteen pohjalta ja sen tarkoitus on kehittää karheenlevitintä vastaamaan asiakastarpeita.

Tämän työn tekeminen on ollut erittäin mielenkiintoista ja haasteellista. Mielenkiintoista ja haasteellista työstä on tehnyt mahdollisuus toteuttaa itsenäisen suunnittelun perusteella koeajoja ja testejä. Haluankin kiittää tästä mahdollisuudesta Patria Vammaksen suunnitteluosastoa ja koko henkilökuntaa. Erityisesti haluan kiittää pääsuunnittelija Hannu Braggea arvokkaista neuvoista ja tuesta tämän työn aikana.

Lisäksi haluan kiittää kaikkia läheisiäni ja kavereitani, jotka ovat suuresti edesauttaneet tämän tutkintotyön valmistumista sekä opinnoista suoriutumistani.

Tampereella 23. maaliskuuta 2006

Markus Puntala

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ	
ABSTRACT	
ALKUSANAT	
SISÄLLYSLUETTELO	5
1 JOHDANTO	7
1.1 Työn aihe ja taustat	7
1.2 Työn tavoitteet	7
1.3 Työn rajaus	7
1.4 Patria Vammas Oy	8
2 TEORIAA	10
2.1 Yleistä värähtelystä	10
2.1 Ominais- ja pakkovärähtely	11
2.2 Värähtelevän systeemin osat	12
2.2.1 Jousi ja jousiyhtälö	12
2.2.2 Rakenneosat jousina	13
2.2.3 Ekvivalentti jousi	14
2.2.4 Ekvivalentti systeemi	15
2.3 Yhden vapausasteen ominaisvärähtely	16
2.3.1 Liikeyhtälöt	17
2.3.2 Vaimenematon ominaisvärähtely	18
2.4 Yhden vapausasteen harmoninen pakkovärähtely	20
2.5 Vaimenematon harmoninen pakkovärähtely	21
2.6 Värähtelevä alusta	24
3. VAMMAS-TIEHÖYLÄT JA -KARHEENLEVITIN	25
3.1 Vammas-tiehöylät	25
3.2 Karheenlevittimen historia ja toimintaperiaate	27
3.3 Rakenne	29
4 TESTIEN JA KOEAJOJEN SUUNNITTELU	30
4.1 Yleistä	30
4.2 Alkutilanne	31
4.3 Teoreettinen tarkastelu	32
4.4 Koeajot	33
5 LASKENNALLINEN ANALYSOINTI	33
5.1 Yleistä	33
5.2 Jousivakion laskenta	34
5.3 Ominaistaajuuden laskenta	37
5.4 Renkaiden taajuus	38
6 KOEAJOT	38
6.1 Yleistä	38
6.2 Koeajo 1	39
6.2.1 Kuvaus	39
6.2.2 Tulokset	41
6.3 Koeajo 2	42
6.3.1 Kuvaus	42
6.3.2 Tulokset	42
6.4 Koeajo 3	43
6.4.1 Kuvaus	43

6.4.2 Tulokset	44
7 RAKENTEEN MUUTOKSET	44
7.1 Yleistä	44
7.2 Rakenteen muutostarpeen analysointi	46
7.3 Rakenteen muutoksen toteutus	46
7.3.1 Rakenteen jäykistys	46
7.3.2 Massan muutoksen laskennallinen analysointi	49
8 YHTEENVETO	52
LÄHTEET	53
LIITTEET	55

1 JOHDANTO

1.1 Työn aihe ja taustat

Karheenlevittimen toiminnan parantaminen ja kehittäminen on tullut ajankohtaiseksi Patria Vammas Oy:llä viime vuosien aikana. Asiakaspalautteen perusteella on tullut ilmi, että karheenlevittimen hyppiminen rajoittaa työskentelynopeuden tien kunnossapidossa tällä hetkellä noin 10 km/h.

Tämän tutkintotyön tarkoituksena on tutkia ja selvittää tiehöylän lisälaitteena käytetyn karheenlevittimen ja sen tukipyörien hallitsemattomaa käyttäytymistä sekä siihen vaikuttavia tekijöitä.

1.2 Työn tavoitteet

Työn tavoitteena oli löytää ja oppia tuntemaan tärkeimmät haitalliset tekijät karheenlevittimen käyttäytymisessä. Näiden hallitsemattomaan käyttäytymiseen vaikuttavien tekijöiden avulla tuli löytää ratkaisut haitallisten ilmiöiden poistamiseen tai siirtämiseen pois alueelta, jossa ne eivät vaikuta haitallisesti.

1.3 Työn rajaus

Työssä on pyritty selvittämään karheenlevittimen käyttäytymiseen vaikuttavat tekijät hyväksikäyttäen käytännönkokemuksia, käytännössä tapahtuvia testejä sekä teoreettisen tarkastelun avulla. Tuloksien avulla toteutettiin ja perusteltiin muutosehdotus rakenteen muuttamiseksi.

1.4 Patria Vammass Oy /11/

Patria on kansainvälisesti toimiva ilmailu- ja puolustusteollisuuskonserni, jolla on merkittävä asema Itämeren alueella. Päätuotealueet ovat panssaroidut pyörajoneuvot, kranaatinheitinjärjestelmät, helikopterit ja lentokoneet sekä elinkaaren tukipalvelut. Patria toimittaa omaan erityisosaamiseensa ja kumppanuuksiin perustuvia, kansainvälisesti kilpailukykyisiä ratkaisuja maailmanlaajuisille markkinoille.

Patrian omistavat Suomen valtio (73,2 %) ja European Aeronautic Defence and Space Company EADS N.V. (26,8 %).

Vammass-liiketoiminta edustaa Patrian kansainvälisintä osaa. Viennin osuus liiketoiminnasta on 80 %. Vammassella on tytäryhtiöt Ruotsissa (Patria Vammass AB) ja Saksassa (Windhoff Vammass GmbH). Lisäksi edustajaverkosto kattaa yli 20 maata. Vammassalassa valmistetaan lentokenttien lumenraivaukseen käytettäviä auralarjapuhaltimia sekä tiehöyliä. Pääasiakkaita ovat Pohjois-Amerikan suuret lentokentät sekä Ruotsin, Norjan ja Suomen ilmailulaitokset.



Kuva 1 Vammass PSB 5500 /11/

Kuvassa 1 on esitetty Vammas PSB 5500, joka on lumenraivauskauluston järein tuote. Lentokenttien kunnossapitoon tarkoitettuja muita tuotteita ovat mm. Vammas PSB 4500, Vammas SB 3600, Vammas SB 4500 ja Vammas B 400.

Vammas-tiehöylän (kuva 13) tärkein markkina-alue on perinteisesti ollut Pohjoismaat, joissa se on edelleen markkinajohtaja.

Patria Vammas AB on Ruotsissa sijaitseva lentokenttien kiitoteiden kunnonmittaukseen erikoistunut yritys. Muun muassa Suomen ilmailulaitos on standardoinut kalustonsa nimenomaan Patria Vammaksen laitteistoon. Lisäksi yritys markkinoi lentokenttäkoneita ja tiehöyliä Ruotsissa sekä vastaa niiden tarvitsemista varaosista ja huoltopalveluista.

Windhoff Vammas GmbH on Saksassa toimiva yritys, joka toimittaa lentokoneiden matkatavaran ja rahdin käsittelylaitteita (kuva 2), kuten pakettikuormajia ja hihnakuljettimia, samoin kuin se markkinoi ja huoltaa muiden Vammakseen kuuluvien yhtiöiden tuotteita Saksassa. Patria Vammas-yhtiöt edustavat Windhoff-tuotteita Suomessa ja Ruotsissa.



Kuva 2 Rahdin käsittelylaite

2 TEORIAA

2.1 Yleistä värähtelystä /1; 5; 9; 10/

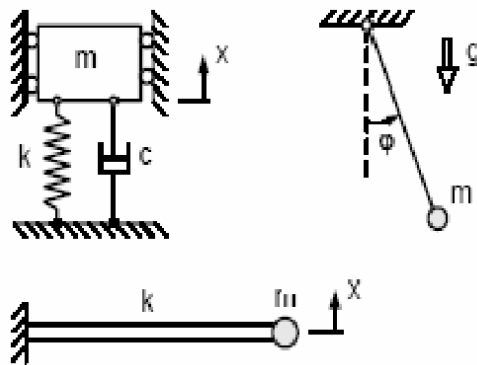
Koneissa esiintyvät värähtelyt voivat johtua koneiden tukirakenteiden värähtelyistä, pyörivien osien epätasapainosta tai edestakaisin liikkuvien osien vaikutuksesta. Värähtelyt ovat melkein aina haitallisia koneiden toiminnalle ja niiden rakenteille. Haitallisten värähtelyjen eliminoinnissa pyritään vaikuttamaan värähtelevän systeemin ominaisuuksiin ja kuormituksiin, jotta värähtelyn haittavaikutukset saadaan merkityksettömiksi.

Koneiden suunnittelussa pystytään ja pyritään vaikuttamaan systeemin ominaisuuksiin (massa, jäykkyys, vaimennus), jotta koneen ominaisuudet saadaan halutuiksi. ” Yleensä nämä ominaisuudet ovat systeemiin jatkuvasti mutta eivät tasaisesti jakautuneita. Tästä seuraa, että systeemin dynaamista käyttäytymistä kuvaavat liikeyhtälöt ovat osittaisdifferentiaaliyhtälöitä. Osittaisdifferentiaaliyhtälöiden analyttinen ratkaiseminen on yleensä hankalaa ja onnistuu vain hyvin yksinkertaisissa perustapauksissa” /10/.

Käytännössä konetta käsitellään aina huomattavasti yksinkertaistetun laskentamallin avulla, jolloin laskentamallin tulee vastata riittävän hyvin koko systeemin todellista käyttäytymistä. Esimerkiksi kaikki värähtelevät massat voidaan keskittää yhdeksi värähteleväksi massaksi ja vaimennus voidaan jättää huomioimatta. Laskentamallia valittaessa tulisi myös huomioida mahdollisuus kohtuullisiin kustannuksiin ja ajankäyttöön ratkaisun selvittämisessä.

Jousi-massa-vaimenninmallia (kuva 3) kutsutaan diskreetiksi laskentamalliksi, jossa liikeyhtälöiden muodostus on helppoa. Mallissa systeemin osat on keskitetty vastaamaan todellisia ominaisuuksia. Osat, osien lukumäärä, tyyppi ja keskinäinen kytkentä kuvaavat todellisuutta ja niitä on äärellinen määrä. Laskentamallilla on myös vapausasteita, joiden lukumäärällä tarkoitetaan toisistaan riippumattomien koordinaattien lukumäärää, jotka ilmaisevat systeemin asemaa kullakin ajan hetkellä.

Yhden vapausasteen systeemit ovat yksinkertaisimpia tapauksia ja niiden ratkaisussa on mahdollista käyttää käsin laskentaa (kuva 3). Matematiikka ja elementtimenetelmään perustuvilla laskentaohjelmilla on mahdollista laskea useiden vapausasteiden malleja ja rakentaa hyvinkin yksityiskohtaisia laskentamalleja.



Kuva 3 Yhden vapausasteen malleja /10/

Kuvassa 3 massa m kykenee liikkumaan ainoastaan yhdessä suunnassa x tai ϕ .

2.1 Ominais- ja pakkovärähtely /9;10/

Mekaaniset systeemin värähtelyt voidaan jakaa kahteen eri ryhmään, ominaisvärähtelyihin ja pakkovärähtelyihin. Kun systeemiin on poikkeutettu staattisesta tasapainoasemasta ja siihen ei vaikuta ulkoisia kuormituksia eli pakkovoimia, voidaan syntyvää liikettä kutsua ominaisvärähtelyksi. Pakkovärähtelyn saa aikaiseksi ulkopuolinen pakkovoima $F(t)$, joka saa massan värähtelemään. Pakkovoima on usein myös jaksollista. Värähtelyt voivat olla vaimenemattomia tai vaimennettuja.

2.2 Värähtelevän systeemin osat

2.2.1 Jousi ja jousiyhtälö /5, s.14 ;9; 10/

Jouset ovat systeemissä joustavia rakenneosia. Ne voidaan luokitella niiden vastaanottaman kuorman perusteella veto/puristus-, leikkaus, taivutus- tai vääntöjouksiin. Yleensä jousien massat ovat verrattuna koneen massaan niin pieniä, että niitä ei tarvitse huomioida laskuissa. Jousen massa voidaan kuitenkin joissain tapauksissa huomioida ns. ekvivalenttimassalla.

Jousi on lepopituudessa, kun se on ilman ulkoista kuormitusta. Merkittäessä joustavenyttävää tai puristavaa voimaa symbolilla F ja pituuden muutosta symbolilla x . Tällöin matemaattinen yhteys on muotoa

$$F = f(x) \tag{1}$$

Tasapainoasema olkoon $x = 0$. Kirjoitetaan voima F Taylorin-sarjakehitelmänä tasapainoaseman ympärillä:

$$F = f(0) + \left(\frac{df}{dx} \Big|_{x=0} \right) x + \frac{1}{2} \left(\frac{d^2 f}{dx^2} \Big|_{x=0} \right) x^2 + .. \tag{2}$$

jossa osittaisderivaatat on laskettu tasapainoasemassa. Koska tasapainoasemassa massapisteeseen kohdistuva voima häviää, niin

$$f(0)=0. \tag{3}$$

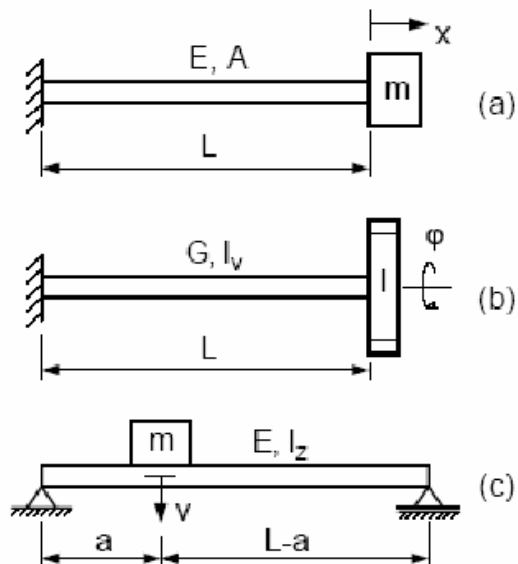
Jos lisäksi siirtymä x on riittävän pieni, toisen ja korkeampien asteiden termit sarjakehitelmässä ovat häviävän pieniä. Voimalle saadaan siis approksimaatio

$$F \approx \left(\frac{df}{dx} \Big|_{x=0} \right) x \equiv kx \quad (4)$$

jossa on määritelty uusi vakio k . Tätä vakiota kutsutaan jousivakioksi.

2.2.2 Rakenneosat jousina /9; 10/

Ottamalla käyttöön lujuusopin teoria saadaan tavanomaiset rakenneosat, kuten veto/puristussauva, palkki ja vääntösauva, luokiteltua jousiksi. Yhdenvapausasteen rakenneosien jousivakiot saadaan laskettua valitsemalla käyttöön sopiva muodonmuutoksen teoria. Kuvassa 4 (a) on veto/puristussauva, jonka päähän kiinnitetty massa, voi liikkua vain sauvan suunnassa ja pituuden muutosta mitataan arvolla x .



Kuva 4 Rakenneosat jousina /10/

Kun sauva oletetaan massattomaksi, voidaan sen jousivakio laskea kaavasta

$$k = \frac{E \cdot A}{L} \quad (5)$$

jossa E on sauvan kimmomoduuli, A poikkileikkauksen pinta-ala ja L sauvan pituus. Kuvassa 4 (b) on yhdenvapausasteen vääntösauva. Sauvan päähän on kiinnitetty kiekko, jolla on hitausmomentti I . Toinen pää on jäykästi kiinnitetty. Kiertyessään kiekko aiheuttaa sauvaan kiertymän φ . Rotaatiohitaudettoman vääntösauvan jousivakio on

$$k_{\varphi} = \frac{GI_v}{L} \quad (6)$$

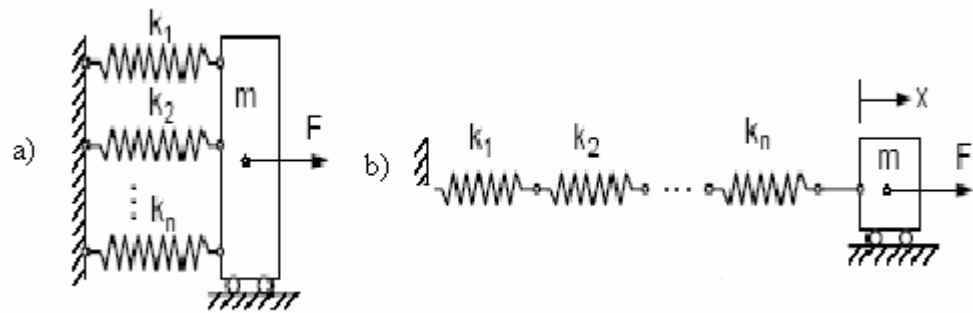
jossa G on materiaalin liukumoduuli, I_v sauvan poikkileikkauksen vääntöneliömomentti ja L pituus. Kuvassa 4 (c) on tarkasteltu palkkia, joka on päistään tuettu. Palkkiin kuormituksen johdosta muodostuvan taipuman lausekkeen lujuusopin perusteella voidaan johtaa jousivakion kaava. Jousivakio on

$$k_t = \frac{3EI_z L}{a^2(L-a)^2} \quad (7)$$

Vastaavasti voidaan myös käsitellä esimerkiksi muitakin jäykästi kiinnitettyjä palkkeja.

2.2.3 Ekvivalentti jousi /9;10/

Koneissa ja rakenteissa esiintyy yleensä monien jousien yhdistelmiä. Kun jousia on useita, ne voivat olla kytkettyinä joko rinnan tai sarjassa. Laskennan kannalta jouset on mahdollista korvata yhdellä jousella, jonka toiminta kuvaa kaikkia jousia.



Kuva 5 Jousien kytkentöjä /10/

Kuvassa 3 (a) on esitetty rinnankytkentä, jossa jokaisen jousen pituuden muutos on sama ja kokonaisjousivakio on

$$k_{ekv} = \sum_{i=1}^n k_i \quad (7)$$

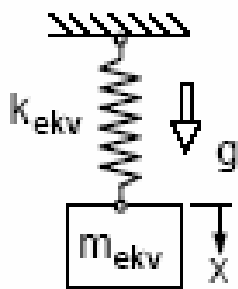
Kuvassa 3 (b) on esitetty sarjaan kytkentä, jossa jokaiseen jouseen vaikuttava voima F on sama ja kokonaisjousivakio on

$$k_{ekv} = \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} \right)^{-1} \quad (8)$$

Kaavojen (7) ja (8) avulla voidaan mikä tahansa jousiyhdistelmä korvata yhdellä, massan m liikkeen kannalta ekvivalentilla jousella.

2.2.4 Ekvivalentti systeemi /9;10/

Kuvan 6 laskentamallilla voidaan käsitellä jokainen yhden vapausasteen systeemi. Kun halutaan tarkastella usean jäykän kappaleen muodostamaa systeemiä, tulee kaikkien kappaleiden asema pystyä lausumaan saman koordinaatin avulla. Liiketilöiden välille muodostetaan riittävä määrä geometrisia yhteyksiä, joita kutsutaan kytkentäyhtälöiksi. Näiden yhtälöiden avulla vaimenematon systeemi pystytään mallintamaan ns. ekvivalentilla systeemillä.



Kuva 6 Laskentamalli /10/

Painovoiman aiheuttamaa potentiaalienergiaa esiintyy usein mekaanisissa systeemeissä. Tällöin jouset voivat sisältää pituudenmuutoksia staattisessa tasapainoasemassa. Kun siirrytään tasapainoasemasta $\Delta = m_{ekv}g/k_{ekv}$ mielivaltaiseen asemaan x ja kun valitaan staattinen tasapainoasema vertailukohtaksi, systeemin potentiaalienergian muutos on

$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{2}k_{ekv}(x + \Delta)^2 - m_{ekv}gx - \frac{1}{2}k_{ekv}\Delta^2 \\ &= \frac{1}{2}k_{ekv}x^2 + k_{ekv}x\frac{m_{ekv}g}{k_{ekv}} + \frac{1}{2}k_{ekv}\Delta^2 - m_{ekv}gx - \frac{1}{2}k_{ekv}\Delta^2 = \frac{1}{2}k_{ekv}x^2 \end{aligned} \quad (9)$$

Kaavasta (9) voidaan todeta, että painovoiman aiheuttaman staattisen pituudenmuutoksen vaikutukset kumoavat toisensa potentiaalienergian lausekkeessa. Edellä esitettyjen syiden vuoksi kannattaa värähtelyanalyyseissä siirtymät mitata staattisesta tasapainoasemasta, koska tällöin kaikki esiintyvät kaavat ovat mahdollisimman yksinkertaista muotoa.

2.3 Yhden vapausasteen ominaisvärähtely /9;10/

Ominaisvärähtely on jaksollista liikettä lineaarisessa systeemissä. Tärkeimpiä tietoja värähtelyanalyyseihin kannalta on tietää, montako liikejaksoa systeemi suorittaa aikayksikössä eli mikä on systeemin värähtelyn taajuus. Taajuuden ratkaisemiseen täytyy tietää systeemin liikeyhtälöt.

Kaikki mekaaniset systeemit sisältävät vaimennusta. Tämän vuoksi ominaisvärähtelyliikkeen amplitudi pienenee nollassa tietyn ajan kuluttua. Kun värähtelyn sanotaan olevan vaimenematonta, on vaimennus tällöin niin pientä ja merkityksetöntä, ettei sitä kannata ottaa huomioon. Muut tapaukset ovat vaimenevia.

2.3.1 Liikkeyhtälöt /5, s.31 - 36; 9; 10/

Liikkeyhtälöiden määrittäminen värähtelevälle systeemille voi perustua esimerkiksi voimatasapainoon, jolloin se voidaan kirjoittaa suoraan käyttämällä Newtonin lakeja. Liikkeyhtälöt voidaan kirjoittaa myös soveltamalla energiaperiaatetta (Lagrangen menetelmä jne.). Ominaisvärähtelyn liikkeyhtälöt ovat yhdenvapausasteen systeemissä toisen kertaluvun tavallisia differentiaaliyhtälöitä, jossa aika on riippumaton muuttuja.

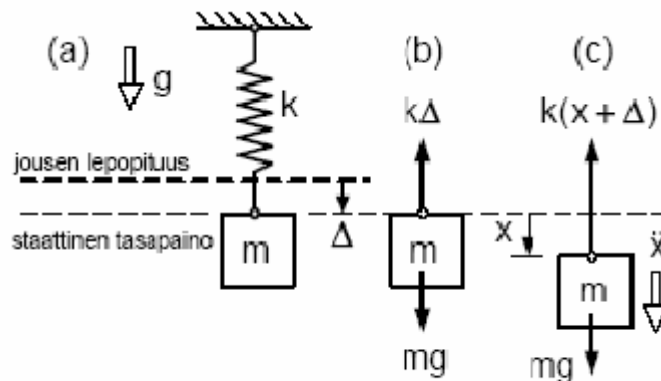
Kun systeemi on lineaarinen ja vaimennusmalliksi valitaan viskoosi (nestevaimennus), on ominaisvärähtelyn liikkeyhtälö muotoa

$$m_{ekv}\ddot{x} + c_{ekv}\dot{x} + k_{ekv}x = 0 \quad (10)$$

jossa koordinaattina on käytetty symbolia $x = x(t)$. Systeemin siirtymät mitataan tavallisesti staattisen tasapainoaseman vuoksi kaavan (9) määrittelemistä syistä. Liikkeyhtälö (10) sisältää koordinaatin x ensimmäisen aikaderivaatan \dot{x} (nopeus tai kulmanopeus) ja toisen aikaderivaatan \ddot{x} (kiihtyvyys tai kulmakiihtyvyys).

2.3.2 Vaimenematon ominaisvärähtely /5, s.41; 6, s.105 - 109 ; 9; 10/

Kuvassa 7 on esitelty vaimenemattoman ominaisvärähtelyn perusmalli, jossa systeemin kuvaamiseen käytetään staattisesta tasapainoasemasta mitattua koordinaattia x . Jousen jousivakio on k ja pistemassa m .



Kuva 7 Perusmalli /10/

Staattisesta tasapainoasemasta seuraa kuvasta 7 (b)

$$\uparrow k\Delta - mg = 0 \Rightarrow k\Delta = mg \quad (11)$$

Soveltamalla Newtonin II lakia kuvassa 7 (c) saadaan

$$\uparrow k(x + \Delta) - mg = -m\ddot{x} \quad (12)$$

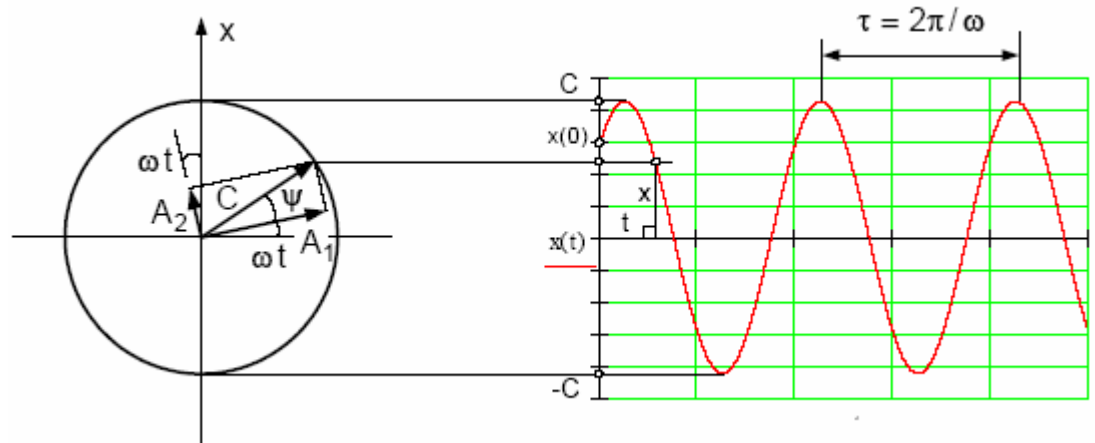
josta seuraa kaavan (11) avulla systeemin liikeyhtälöksi

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (13)$$

Näillä toimenpiteillä saadaan painovoiman vaikutus poistettua. Kun liikeyhtälöä (12) vielä jaetaan puolittain massalla m , voidaan ottaa käyttöön merkintä

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (14)$$

Kuvassa 8 on esitelty harmonista värähtelyä.



Kuva 8 Harmoninen värähtely /9/

Ominaisvärähdysajaksi τ kutsutaan aikaväliä, jonka välein liike toistuu samanlaisena. Ominaisvärähdysajan τ käänteisarvoa $f = 1/\tau$ kutsutaan ominaistaajuudeksi. Kun vielä tiedetään, että sinin jakso on 2π ja yhteys $\omega\tau = 2\pi$, voidaan kirjoittaa tulokset

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega} = 2\pi\sqrt{\frac{m}{k}} \quad (15)$$

$$f = \frac{1}{\tau} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \quad (16)$$

Ominaistaajuuden f yksikkö on $1/s = \text{Hz}$ ja ominaiskulmataajuuden ω yksikkö rad/s .

Kaavan (11) perusteella voidaan kirjoittaa ω , τ ja f muotoon

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{\Delta}}, \quad (17)$$

$$\tau = 2\pi \sqrt{\frac{\Delta}{g}} \text{ ja} \quad (18)$$

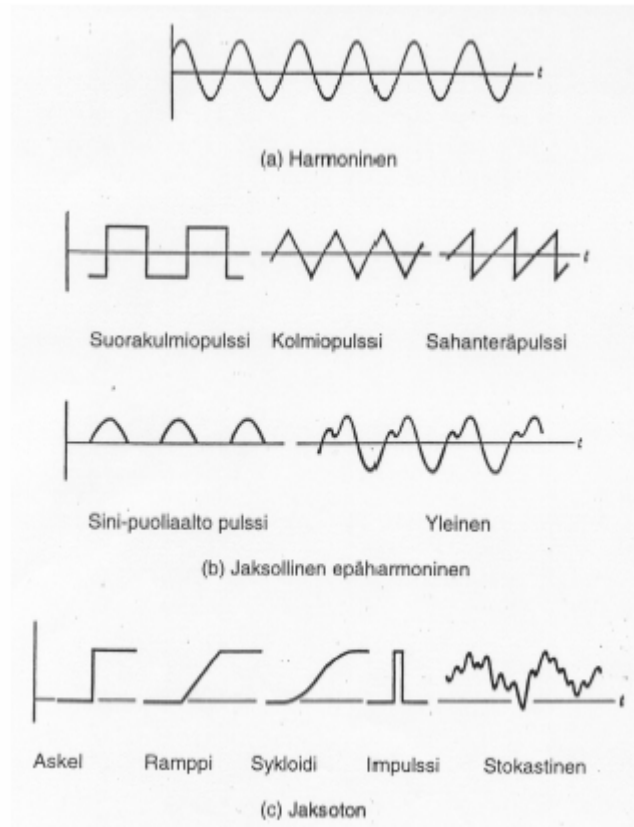
$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\Delta}} \quad (19)$$

joista voidaan todeta, että mittaamalla jousen staattinen pituuden muutos saadaan selville ominaistaajuus.

Edellisistä tuloksista on hyvä huomata erityisesti systeemin suureiden ω , τ ja f riippumattomuus ulkoisista kuormituksista.

2.4 Yhden vapausasteen harmoninen pakkovärähtely /5. s.45 - 50; 9; 10/

Mekaanisen systeemin värähtelyn aiheutuessa ulkoisesta voimasta kutsutaan värähtelyä pakkovärähtelyksi. Värähtelyanalyysissä kutsutaan värähtelyn aiheuttajaa herätteeksi, jonka funktioita on kuvattu kuvassa 9. Herätteestä johtuvaa systeemin liiketilaa (asema, nopeus, kiihtyvyys) kutsutaan vasteeksi.



Kuva 9 Herätefunktiot /10/

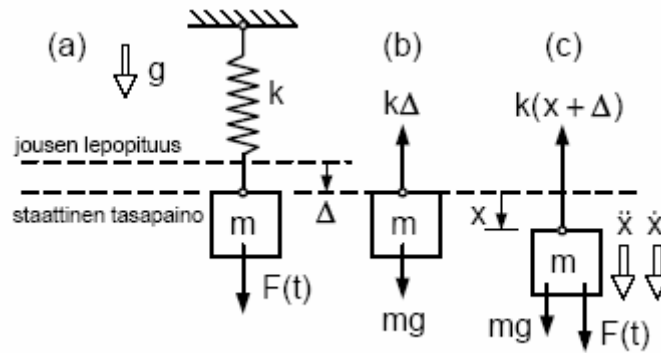
Tässä työssä tarkastellaan erityisesti harmonista herätettä, koska herätteiden oletetaan olevan sinimuotoisia. Tyypillinen piirre harmoniselle herätteelle on, että pakkovärähtely tapahtuu samalla taajuudella kuin herätevoima vaihtelee.

2.5 Vaimenematon harmoninen pakkovärähtely /1, s.42 - 43; 9; 10/

Harmonisen pakkovärähtelyn perusmallin muodostavat jousi k , massa m ja mas-
saan vaikuttava harmoninen pakkovoima

$$F(t) = F_0 \sin \Omega t \tag{20}$$

jossa F_0 on voiman amplitudi ja Ω on sen kulmataajuus. Kuvassa 10 on yhden va-
pausasteen harmonisen pakkovärähtelyn perusmalli.



Kuva 10 Yhdenvapausasteen pakkovärähtelyn perusmalli /10/

Liikkeyhtälö voidaan muodostaa kuvan 10 (c) avulla

$$k(x + \Delta) - mg - F(t) = -m\ddot{x} \quad (21)$$

josta seuraa yhteyden $k\Delta = mg$ perusteella liikkeyhtälöksi

$$m\ddot{x} + kx = F(t) = F_0 \sin \Omega t \quad (22)$$

Liikkeyhtälölle (22) voidaan johtaa yksityisratkaisu tapauksessa, jossa pakkovoiman taajuus on sama kuin ominaiskulmataajuus ($\Omega = \omega$)

$$x_p = \frac{F_0 \omega}{2k} t \sin \omega t \quad (23)$$

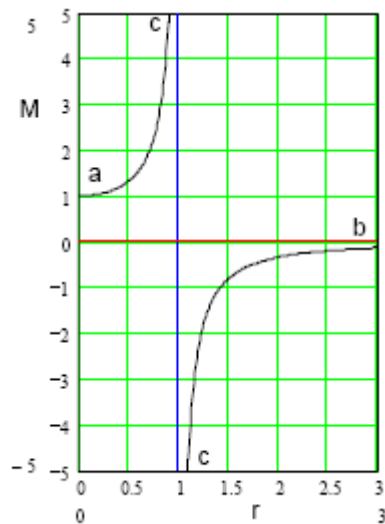
Yhtälöstä (23) nähdään pakkovärähtelyn säilyvyys niin kauan kuin pakkovoima vaikuttaa. Pakkovoiman vaihtelu on sama kuin pakkovärähtelytaajuus. Pakkovoiman värähtelyn amplitudiksi X saadaan

$$X = \frac{F_0 / m}{\omega^2 - \Omega^2} \quad (24)$$

Kun vielä merkitään $d = F0/k$ ja $r = \Omega/\omega$ sekä otetaan huomioon yhteys $m = k/\omega^2$, saa kaava (24) muodon

$$M = \frac{X}{d} = \frac{1}{1-r^2} \quad (25)$$

jossa suuretta r sanotaan taajuussuhteeksi, suure d on pakkovoiman aiheuttama jouksen staattinen pituuden muutos ja suuretta M kutsutaan vahvistuskertoimeksi. Vahvistuskerroin M kertoo, kuinka suuri värähtelyn amplitudi X on verrattuna pakkovoiman amplitudin $F0$ aiheuttamaan staattiseen pituuden muutokseen d . Kuvassa 9 on esitelty vahvistussuhde M taajuussuhteen r funktiona.



Kuva 11 Vahvistuskerroin M taajuussuhteen r funktiona /10/

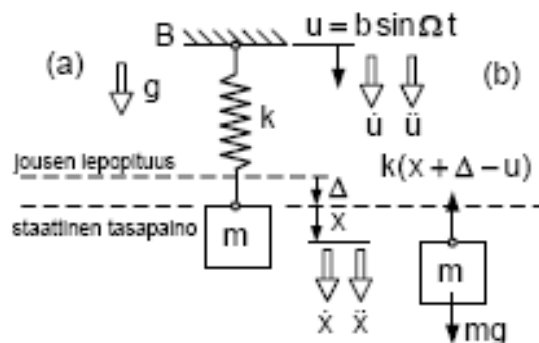
Kuvan 11 käyrässä kohdassa c on kuvaajan kiinnostavin ilmiö. Amplitudi X lähestyy siinä ääretöntä, kun $\Omega \rightarrow \omega$. Tilannetta kutsutaan resonanssiksi.

Näillä edellä kuvatuista syistä voidaan todeta, että harmoninen pakkovoima aiheuttaa värähtelyongelmia, jos sen kulmataajuus on sama kuin systeemin ominaiskulmataajuus tai hyvin lähellä sitä. Tällöin vastaavan amplitudin suuruutta rajoittaa vain vaimennuksen suuruus.

Suunnittelun ja suunnittelijan tehtävänä sekä mahdollisuutena koneen rakennuksessa on valita systeemin parametrit k ja m niin, että systeemin toiminnan aiheuttama herätetaajuus on riittävän etäällä resonanssikohdasta.

2.6 Värähtelevä alusta /5, s.60 - 62 ; 9; 10/

Harmonisista pakkovoimista tässä työssä tarkastellaan pakkovärähtelyä, joka aiheutuu systeemin alustan liikkeestä. Karheenlevittimen kulkiessa epätasaisella alustalla liike vastaa värähtelevän alustan synnyttämää herätevoimaa. Kuva 12 esittää tällaista perusmallia, jossa liikkuva alusta B värähtelee harmonisesti funktion $u(t) = b \sin \Omega t$ mukaisesti.



Kuva 12 Värähtelevän alustan perusmalli /10/

Systeemin liikeyhtälöksi saadaan kuvasta 12 (b)

$$m\ddot{x} + kx = kb \sin \Omega t \quad (26)$$

joka on samaa muotoa kuin yhtälö (22), mutta amplitudin (F_0) paikalla on nyt termi kb . Vahvistuskertoimen $M = X/b$ lauseke on nyt sama kuin kaava (25) ja amplitudin X kaava on

$$X = \frac{b}{1 - r^2} \quad (27)$$

3. VAMMAS-TIEHÖYLÄT JA -KARHEENLEVITIN

3.1 Vammas-tiehöylät

Vammas RG 281 ja RG 286 ovat 19-t:n tiehöyliä (kuva 13). Ne on suunniteltu Pohjoismaiden oloihin teiden ja katujen kunnossapitoon ja rakentamiseen. Patria Vammas Oy valmistaa tiehöyliä 50 vuoden kokemuksella Pohjoismaihin, jossa se on johtava valmistaja. /3/



Kuva 13 Vammas RG 281 /3/

Vammas-höylät on suunniteltu asiakkailta saadun palautteen ja tarpeen pohjalta yhdessä käyttäjien kanssa. Hallintalaitteet on sijoitettu ergonomiseen hyttiin siten, että kuljettajan on helppo käyttää niitä. Kaikkia työlaitteita voidaan käyttää joystick:illa sähköisellä esiohjauksella. Vammas-tiehöylän ohjaamo on ROPS-testattu ja täyttää EC-vaatimukset. Näkyvyys ohjaamosta on ensiluokkainen kaikkiin työkohteisiin. Kokonaan lasiset ovet mahdollistavat esteettömän näkyvyyden myös terälevyn terälle. /3/

Vammas RG 281 on nelipyörävetoinen ja RG 286 on kuusipyörävetoinen.

Vammas-höylissä on uusimman tekniikan mukaiset Cummins 209 kW -moottorit. Uudella sähköisellä ohjauksella ympäristöön joutuvat pakokaasupäästöt on minimoitu, samalla kuitenkin saadaan moottorin maksimi vääntömomentti laajemmalle kierroslukualueelle. /3/

Vaihteisto on ZF 6 WG 210 -sarjan luotettava vaihteisto, jossa on momentin muunnin ja momentinmuuntimen automaattinen lukitus. Vaihteenvalitsin toimii automaattisesti sekä manuaalisesti. /3/

Takateli on hammaspyörävälityksellä varustettu, joka mahdollistaa jatkuvan huip-
punopeuden käytön ja kuormituksen. /3/

Teräteli on tiehöylän keskeisin elementti. Vammas-tiehöylissä se on tasapainossa koneen tehon kanssa nopeuden, ulottuvuuksien ja rakenteen lujuuden suhteen. Terän kääntösyylinterit ovat portaattomasti säädettävät ja toimivat lisäksi hydraulisena varolaitteena estämään teräväurioita. /3/

Nostosylinterit voidaan varustaa Vammaksen omalla patentoidulla Superkellunta-järjestelmällä. Superkellunnalla voidaan säätää terän kosketuspainetta tiehen tarpeen mukaan, joko keventäen tai painottaen. Keventävä ja painottava säätö voidaan tehdä erikseen oikealle ja vasemmalle nostosylinterille. Tällä järjestelmällä saadaan automaattisesti mahdollisimman tasainen työjälki teille kasvattamalla teräpainetta kohoumissa ja pienentämällä sitä notkelmissa. /3/

Koeajoissa ja testeissä käytössä oli Vammas RG-254 -tiehöylä (kuva 14). RG-254 on protomalli, jota on valmistettu kaksi kappaletta. Toinen koneista on jäänyt testaus- ja kehityskäyttöön yritykseen. RG-254 on tehoiltaan ja painoltaan hieman pienempi kuin nykyiset mallit mutta muilta ominaisuuksiltaan vastaava.. Tarkemmat tiedot koeajo tiehöylästä selviävät teknisestä spesifikaatiosta (liite 1). /2/



Kuva 14 RG-254 /2/

3.2 Karheenlevittimen historia ja toimintaperiaate

Karheenlevitin on suunniteltu lisäämään työskentelytehokkuutta höylättäessä ja tasoitettaessa päällystämättömiä teitä. Karheenlevittimen perustoimintaperiaate on levittää tien höyläyksessä irtoava karhe takaisin tielle tasaisesti (kuva 15). Karheeksi kutsutaan maa-ainesta ja soraa , joka irtoa tiestä höyläyksessä. /4/



Kuva 15 Karheenlevittimen toiminta

Karheenlevittimen kaiken hydrauliiikan ohjaus tapahtuu ohjaamosta käsin.

Työskentelytilanteessa karheenlevitin kulkee kolmen tukipyörän varassa ja sen nostosylinteri on kellunnalla (kuva 16). Nuoli 1 osoittaa nostosylinteriin. Tukipyörät on suunniteltu toimimaan telin tavoin, jolloin takapyörien korkeutta voi säätää hydraulisesti.



Kuva 16 Karheenlevitin työskentelyasennossa

3.3 Rakenne

Karheenlevittimen liityntä koneeseen tapahtuu BM-pikakiinnityslevyn avulla kiinteästi. Terälevy ja muu rakenne kiinnittyy ja yhdistyy pikakiinnityslevyyn vetotangon päässä olevalla vetokuulalla.

Terälevyn kaikki liikkeet ja työskentelyasennon säädöt toimivat hydraulisyntereiden avulla. Nostosylinterin avulla karheenlevitin voidaan nostaa kuljetusasentoon sekä laskea alas työskentelyä varten. Aurauskulmasylinterillä, jota nuoli 1 osoittaa, säädellään terälevyn aurauskulmaa. Takapyörrien ripustuksiin sijoitetuilla erikseen tai yhtäaikaaisesti säädettävillä sylintereillä tapahtuu terälevyn korkeuden säätö. Nuolella 2 on osoitettu takapyörän sylinteri. Terälevyn päissä sijaitsevat taittosii- vet, joita voidaan liikuttaa myös hydraulisynterien avulla.

Telirakenne on suunniteltu niin, että tukipyöristä yksi kulkee terälevyn edellä ja kaksi, joissa on korkeudensäätö, tulevat työskentelytilanteessa terälevyn takana. Tukipyörät on yhdistetty toisiinsa välitangon ja akselin avulla telirakenteeksi. Alkuperäisessä rakenteessa tukipyörinä toimivat Halsten Wheels 3.00D-8” 3,0 mm 80-5/115 mm ilmakumipyörät.



Kuva 17 Karheenlevittimen liikkeet

Tekninen spesifikaatio

- Terän pituus 4 500 mm
- Työleveys 2 100 - 4 500 mm
- Terälevyn korkeus 500 mm
- Aurauskulma 30°, + eteen 9°, - taakse 15°
- Maavara kuljetuksessa
 - vasen pää 500 mm
 - oikea pää 1 050 mm
- Massa 1 100 kg

4 TESTIEN JA KOEAJOJEN SUUNNITTELU

4.1 Yleistä

Karheen levittimen hallitsemattoman käyttäytymisen syiden ja siihen vaikuttavien ominaisuuksien selvittämiseksi suoritettiin teoreettisia tarkasteluja sekä koeajoja. Näiden molempien kokeiden perusteella tehtiin johtopäätöksiä, joiden avulla karheenlevittimen käyttäytyminen pyritään saamaan halutulle tasolle.

Karheenlevittimen nykyiseen käyttäytymiseen vaikuttavat tekijät ja ominaisuudet, joihin ongelman poistamiseksi voidaan vaikuttaa, tuli selvittää ensin.

Nykyiseen käyttäytymiseen vaikuttaneita syitä alettiin selvittää niin, että pyrittiin aina sulkemaan mahdollinen häiriön aiheuttaja pois ja tämän perusteella muuttamaan karheenlevittimen laskennallisia arvoja.

4.2 Alkutilanne

Asiakaspalautteen perusteella hiekkateiden kunnossapidon tehokkuuden esteeksi oli noussut tiehöylään lisävarusteena saatavan karheenlevittimen pomppiminen ja pomppimisesta aiheutuva epätasainen työjälki. Pomppimisen oli havaittu alkavan jo noin 10 km/h nopeudessa, vaikka tiehöylällä olisi mahdollista vaivattomasti työskennellä paljon suuremmalla nopeudella.

Asiakkailta saadun palautteen perusteella pomppimiseen johtavat syyt olisivat liian löysässä rakenteessa. Joissakin tapauksissa karheenlevittimen rakennetta oli pyritty jäykistämään ongelman poistamiseksi. Rakennetta oli jäykistetty niin, että etumaisen tukipyörän ripustuksen ja takapyörien ripustuksen väliin oli hitsattu tukirauta (kuva 18). Tukiraudan hitsaaminen telirakenteeseen kuvan osoittamalla tavalla jäykistää telirakennetta huomattavasti. Alkuperäisessä rakenteessa etummainen pyörä on ainoastaan pitkän putkirakenteen päässä. Kuvan mukainen rauta käytännössä yhdistää etummaisen ja toisen takapyörän jäykäksi rakenteeksi. Tämän toimenpiteen oli havaittu vaikuttavan positiivisesti työskentelynopeuteen.



Kuva 18 Jäykistetty rakenne

Aikaisemmin oli ollut idea tukipyörien jouston vähentämiseksi. Tätä varten oli tilattuna Blicke VLE 460/30-90K –umpikumipyörät, joilla tukipyörien jouston vaikutusta oli tarkoitus tutkia karheenlevittimen käyttäytymiseen. /7/

Karheenlevittimen laskennalliset ominaisuudet ja koeajot päätettiin toteuttaa tapauksessa, jossa karheenlevittimessä olisi ensin alkuperäiset ilmakumipyörät kiinni, ja tapauksessa, jossa umpikumipyörät olisivat asennettuna.

4.3 Teoreettinen tarkastelu

Karheenlevittimen ominaisuudet joihin kyetään vaikuttamaan luvun 2 teorian perusteella, ovat systeemin ominaistaajuus ja siihen vaikuttavat tekijät sekä systeemin mahdollisen vaimennuksen parannus. Näillä ominaisuuksien muutoksilla voidaan vaikuttaa siihen, missä nopeudessa systeemi alkaa värähdellä haitallisesti.

Ominaistaajuuteen vaikuttavat tekijät ovat jousivakio ja massa. Teoreettisilla laskuilla karheenlevittimelle lasketaan nämä tekijät, jotta niiden arvoihin kyetään saamaan haluttuja muutoksia karheenlevittimen toiminnan parantamiseksi.

Ominaistaajuuden tunteminen on tärkeää, koska sen ollessa sama herätevoiman taajuuden kanssa syntyy resonanssitilanne, kuten luvun 2 teoriasta käy ilmi. Ominaistaajuus pyritään siis siirtämään sellaiselle taajuudelle, jossa se ei aiheuta ongelmia laitteen toiminnalle. Toinen mahdollinen muutos on herätetaajuuteen vaikuttaminen. koeajojen perusteella kävi kuitenkin ilmi, että heräte taajuuteen ei tässä tapauksessa kyetä vaikuttamaan, koska taajuus syntyy epätasaisesta alustasta ja karheen aiheuttamasta voimasta.

4.4 Koeajot

Mekaanisen systeemin pakkovärähtely alkaa ulkoisista kuormituksista. Ulkoisen kuormituksen eli herätevoiman taajuus on ongelmanopeudessa sellainen, että se saa systeemin värähtelemään.

Koeajoissa pyrittiin löytämään se herätevoima tai herätevoimien summa, jonka taajuus aiheuttaa karheenlevittimen pomppimisen. Herätevoiman tuntemisen perusteella voitaisiin systeemiin lisätä massaa, jäykkyyttä tai vaimennusta sinne, mistä voima tulee systeemiin.

5 LASKENNALLINEN ANALYSOINTI

5.1 Yleistä

Laskentatapaa valittaessa mahdollisia tapoja on kaksi, joko käsinlaskenta tai elementtimenetelmään perustuvan tietokoneohjelmiston käyttö. Työn aiheen rajauksen sekä käytettävissä olevien resurssien vuoksi käytännössä parhaaksi mahdolliseksi tarkastelutavaksi muodostui käsinlaskenta.

Laskentamallia valittaessa käytiin keskusteluja /8/. Keskustelujen ja omien tutkimuksien perusteella karheenlevitin osoittautui hyvin monimutkaiseksi rakenteeksi laskennan kannalta.

Karheenlevitin sisältää monia rakenteellisia osia, jotka yhdessä renkaiden kanssa muodostavat rakenteen jousituksen. Rakenteellisena jousena toimii esimerkiksi renkaat yhdistävä telirakenne. Näiden rakenneosien ja renkaiden yhdistäminen ekvivalenttijouseksi muodostuisi hyvin monimutkaiseksi ja jopa mahdottomaksi käsinlaskennan avulla koska jouduttaisiin laskemaan jokaiselle jouselle erikseen jousivakio sekä muodostamaan liikeyhtälö. Joustavien rakenteiden tunnistaminen rakenteesta muodostuisi myös ongelmaksi.

Näiden syiden johdosta ja käytyjen keskustelujen pohjalta päädyttiin hyvin paljon yksinkertaistettuun yhdenvapausasteen jousi-massa-laskentamalliin, joka mahdollistaa yksinkertaiset käsinlaskut ja tarkastelut. Yhdenvapausasteen malli on myös hyvin havainnollinen ja näyttää yksinkertaisesti mitä rakenteessa tapahtuu.

Tässä mallissa systeemin ominaistaajuutta laskettaessa systeemin oletetaan olevan vaimentamaton. Vaimennus voidaan jättää huomioimatta, kun se ei ole huomattavaa systeemin ominaisuuksien kannalta.

5.2 Jousivakion laskenta

Jousivakiota laskettaessa käsitellään karheenlevitintä yhtenä jousena. Systeemin jousivakio kannattaa laskea staattisesta tasapainoasemasta, koska tällöin ei tarvitse ottaa huomioon maanvetovoimaa ja kaavat ovat mahdollisimman yksinkertaisessa muodossa, kuten kaavassa (9) todetaan.

Ensimmäisessä mittausjärjestelyssä karheenlevittimessä oli ilmakumipyörät kiinni. Toisessa mittauksessa umpikumipyörät olivat asennettuina ja mittausjärjestely toistettiin.

Jousivakioiden määrittystä varten suoritettiin seuraavanlaisia mittauksia.

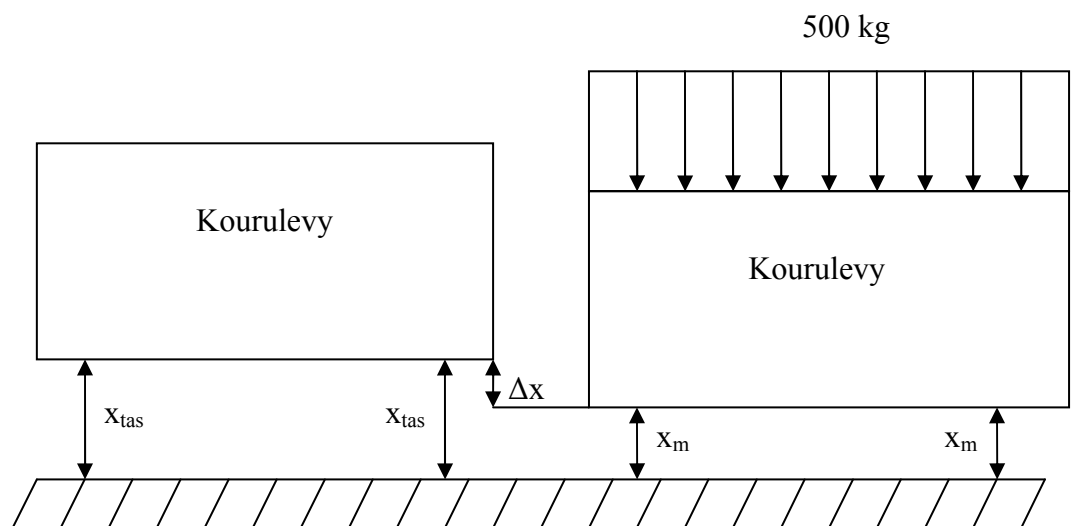
Karheenlevitin asetettiin tasaiselle ja kovalle alustalle niin, että karheenlevittimen terälevy oli ilmassa ja laite lepäsi tukipyörien varassa. Tällöin systeemi oli siis staattisessa tasapainoasemassa (x_{tas}).

Tässä tilanteessa mitattiin kourulevyn korkeus maasta molempien takana olevien tukipyörien kohdalta (kuva 19).

Toisessa mittauksessa lisättiin karheenlevittimen päälle massa (m) ja mittaus toistettiin (kuva 19). Massaa lisättiin 500kg. Massa toimii tässä tapauksessa jouta puristavana voimana jolloin saadaan selville staattinen puristuma.

Staattinen puristuma voidaan laskea ilman massaa ja massan lisäyksen jälkeisen mittaustuloksen erotuksena.

$$x_{tas} - x_m = \Delta x \quad (28)$$



Kuva 19 Mittaus tapahtuma

Jouseen vaikuttava voima voidaan laskea kaavalla

$$F = m \cdot g = 500 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 4905 \text{ N} \quad (29)$$

jossa m on massa ja g putoamiskiihtyvyyys.

Tulokset mittauksista on kerätty taulukkoon 1.

Taulukko 1 Systemin staattisen puristuman määrittäminen

	Ilmakumipyörät		Umpikumipyörät	
	Vasen puoli	oikea puoli	Vasen puoli	oikea puoli
x_{tas}	20 mm	55 mm	137 mm	98 mm
x_m	15 mm	49 mm	133 mm	95 mm
Δx	5 mm	6 mm	4 mm	3 mm

Staattisen puristuman (Δx) arvojen eroavaisuuksista voidaan todeta renkaiden vaikuttavan systeemin jousivakioon. Jousivakion laskennassa käytetään molempien tapauksien staattisen puristuman arvojen keskiarvoa (Δx_{kesk}). Keskiarvo on laskettu taulukkoon 2.

Taulukko 2 Staattisen puristuman keskiarvo

	Ilmakumipyörät	Umpikumipyörät
Δx_{kesk}	5,5 mm	4,5 mm

Jousivakio voidaan laskea molemmille tapauksille kaavasta 4.

Ilmakumipyörät:

$$F = kx \Rightarrow k = \frac{F}{\Delta x_{\text{kesk}}} = \frac{4905 \text{ N}}{5,5 \text{ mm}} \approx 891,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (4)$$

Umpikumipyörät:

$$F = kx \Rightarrow k = \frac{F}{\Delta x_{kesk}} = \frac{4905 N}{4,5 mm} = 1090,0 \frac{N}{mm} \quad (4)$$

Jousivakioiden eroavaisuuksista voidaan huomata renkaiden vaihdon vaikuttavan systeemin ominaistaajuuteen.

5.3 Ominaistaajuuden laskenta

Ominaistaajuuden määrittämisessä ei oteta vaimennusta huomioon jolloin ominaisvärähtely oletetaan vaimenemattomaksi. Ominaistaajuuden sisäisiä ominaisuuksia joihin voidaan vaikuttaa, ovat jousivakio (k) ja systeemin massa (m_{karh}).

Systeemin massa (m_{karh}) on 1 100 kg

Ominaistaajuus voidaan laskea molemmille tapauksille kaavasta (16).

Ilmakumipyörät:

$$f = \frac{1}{\tau} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{891,8 \cdot 10^3 \frac{N}{m}}{1100 kg}} \approx 4,5 Hz \quad (16)$$

Umpikumipyörät:

$$f = \frac{1}{\tau} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1090,0 \cdot 10^3 \frac{N}{m}}{1100 kg}} \approx 4,9 Hz \quad (16)$$

Sisäisten ominaisuuksien muutoksen voidaan huomata vaikuttaneen systeemin ominaistaajuuteen. Ominaistaajuuden muutos 9 % alkuperäiseen verrattuna.

5.4 Renkaiden taajuus

Karheenlevittimen tukipyörien pyöriessä syntyy niiden aksiaalisesta heitosta herätevoimaa. Herätetaajuuden ollessa sama karheenlevittimen ominaistajuuden aiheuttuisi resonanssi tilanne. Tukipyörien herätetaajuus 10 km/h nopeudessa voidaan laskea kaavasta

$$\Omega = \frac{v}{2\pi \cdot r} \quad (30)$$

jossa v on nopeus ja r pyörän säde.

Umpikumipyörien säde mitattiin 0,228 m. Herätetaajuus voidaan laskea kaavasta (30) muuttamalla nopeuden yksiköksi m/s.

$$\Omega = \frac{v}{2\pi \cdot r} = \frac{10 \frac{km}{h} \cdot 1000m}{2\pi \cdot 0,228m} \approx 1,9Hz \quad (30)$$

Tuloksesta voidaan huomata, että tukipyörien aiheuttama herätetaajuus ei ole sama, kuin karheenlevittimen ominaistajuus. Herätetaajuuden toinen kertaluku osuessaan systeemin ominaistajuuteen voisi myös aiheuttaa värähtelyä mutta sekään ei osu ominaistajuuteen. Tällöin voidaan olettaa, ettei systeemin värähtely synny tukipyörien vaikutuksesta.

6 KOEAJOT

6.1 Yleistä

Koeajot suoritettiin kesällä 2005 Vammalassa Patrian tehtaalla lähetyksellä sijaitsevalla koeajotieosuudella, jossa Patrialla on lupa suorittaa testauksia. Tie on perin-

teinen noin 0,5 km pitkä päällystämätön tie. Maa-aines on hyvin kivinen ja höyläyksessä tiestä nousee esiin helposti isojakin kiviä.

Koeajojen tarkoituksena oli tutkia ja selvittää karheenlevittimen käyttäytymistä todellisessa työskentelytilanteessa. Tämä oli tärkeää, jotta opittiin tuntemaan ja ymmärtämään, kuinka tiehöylä ja karheenlevitin toimivat yhdessä sekä onko asiakaspalautteena saadut tiedot ongelmankuvauksesta tarkkoja.

Toisena oleellisena tarkoituksena koeajoilla oli pyrkiä näkemään ja tunnistamaan ne mahdolliset herätevoimat jotka pyrkivät saamaan pakkovärähtelyn aikaiseksi systeemissä. Lisäksi pyrittiin selvittämään, kuinka pyörienvaihdosta aiheutunut oletettu systeemin jäykkyyden lisäys vaikuttaisi höyläys nopeuteen, jolloin voitaisiin päätellä ominaistajuuden muuttamisen vaikuttavan resonanssinopeuteen.

Kahden hiekkatiellä suoritettuna koeajon lisäksi ajettiin yksi testi asfalttipäällysteisellä alustalla. Kolmannen koeajon tarkoituksena oli tutkia tiehöylän värähteläisen sekä tukipyörien heitosta aiheutuvien herätevoimien taajuuksien vaikutusta karheenlevittimen pomppimiseen.

6.2 Koeajo 1

6.2.1 Kuvaus

Koeajotilanteessa karheenlevitin oli alkuperäisen rakenteen mukainen jolloin tukipyörinä olivat ilmakumipyörät. Ensimmäinen koeajo kuvattiin, jotta voitaisiin myöhemmin paremmin tarkkailla ja tutkia, mitä työskentely tilanteessa karheenlevittimen käyttäytymisessä tapahtuu. Koneita kuvattiin tien varresta sekä autolla tiehöylän perässä ajaen.

Koeajon ajaksi karheenlevittimen nostosylinteriin männänpuolelle päätettiin kiinnittää paineanturi ja tukipyörään nopeusanturi. Paineanturin ja nopeusanturin avulla pyrittiin selvittämään pomppimisen alkamiskohtaa.

Paineanturin avulla pyrittiin tunnistamaan mahdolliset painepiikit, jotka syntyisivät nostosylinteriin karheenlevittimen alkaessa pomppimaan ja nopeusanturilla pyrittiin mittaamaan karheenlevittimen nopeus hetkellä, jolloin painepiikit syntyvät.

Antureilta saatua tietoa tallennettiin ja luettiin Hydac-electronicsin mittalaitteistolla (kuva 21). Mittausajaksi asetettiin 100 sekuntia ja mittausväliksi 50 ms.



Kuva 20 Hydac-mittari

Paineanturina antamia arvoja mitattiin 0 - 250 bar:n alueelta. Nopeusanturi kiinnitettiin oikeanpuoleiseen takana olevaan tukipyörän ripustukseen ja tarranauha pyörään, josta anturi otti signaalin.

Koeajon alussa, ennen kuin mittauksia ja kuvausta suoritettiin, höylättiin tietä muutamana kerran edestakaisin, jotta saataisiin tielle irtokarhetta sekä ongelma tilanne aikaiseksi.

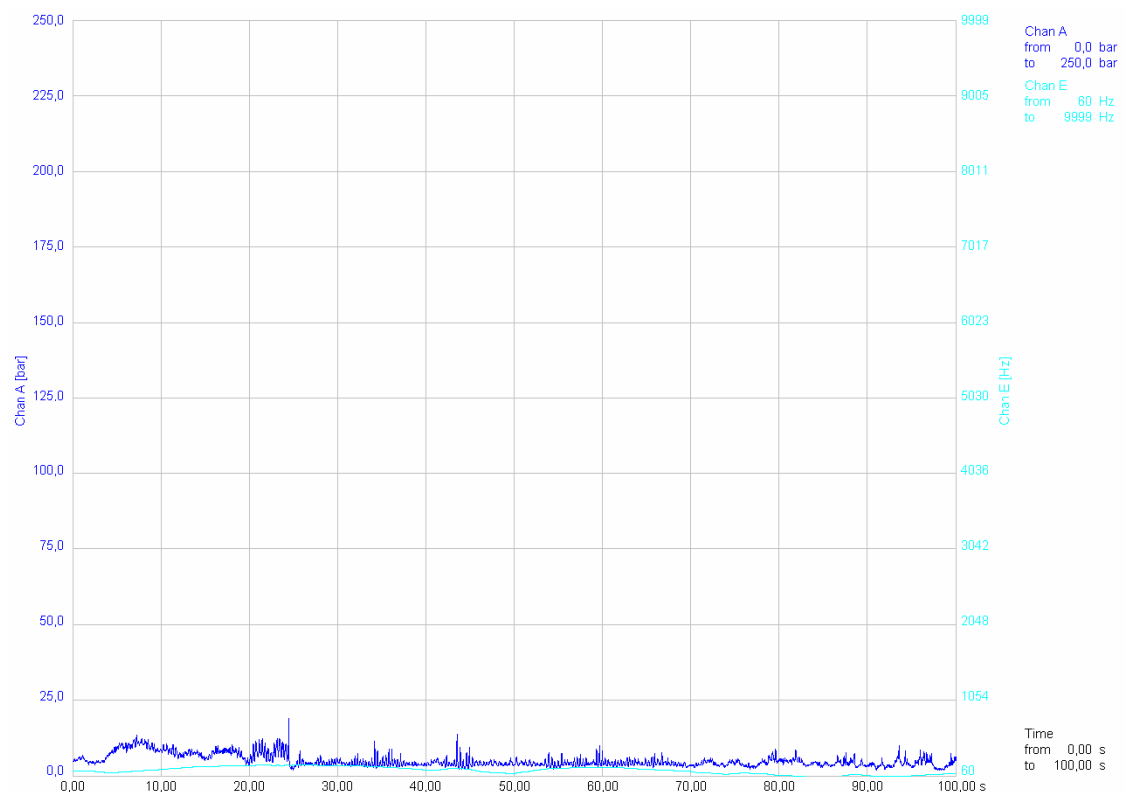
Kuvauksia ja mittauksia suoritettiin neljän edestakaisen ajon aikana.

6.2.2 Tulokset

Koeajossa saatiin karheenlevitin hyvin pomppimaan. Pomppimisen voitiin todeta nopeusmittarin perusteella alkavan nopeudessa, jossa asiakaspalautteen perusteellakin ongelma oli.

Heti koeajojen aikana todettiin, että pomppimisen suuruuteen ja alkamisherkyyteen vaikuttavat suuresti irtokarheen määrä sekä karheen seassa olevien isojen kivi-
en määrä.

Koeajon jälkeen mittauslaitteiston tallentamat tulokset purettiin tietokoneelle, jotta antureiden antamaa tietoa voitaisiin tulkita. Tietokoneohjelmistona toimi HMGWIN 1.0, jolla kyetään piirtämään käyrästäjä mittaustuloksista (kuva 22).



Kuva 21 Ohjelman antama mittaustulos 1

Tuloksia (liite 2) tutkittaessa kävi nopeasti ilmi, että näistä tuloksista oli vaikea havaita pomppimisen, painepiikkien ja karheenlevittimen nopeuden yhteyttä. Paine-

piikit jäivät pieniksi eikä siihen yhdistettävästä nopeudesta löytynyt sellaista nopeutta, jossa painepiikit toistuisivat selkeästi.

Kameran kuva purettiin ja tallennettiin cd-levylle tarkastelua varten. Koeajon kuvauksia tarkasteltaessa ja silmämääräisiä havaintoja pohdittaessa havaittiin, että karheenlevittimen perässä kulkevat tukipyörät kulkivat tasaisesti, kun taas telin etummainen pyörä ja sen ripustus alkoivat helposti pomppia ensin. Etummainen pyörä näytti videoiden perusteella pomppimisellaan herättävän ensin telirakenteen värähtelyn ja sen seurauksen koko systeemin pomppimisen. /12/

6.3 Koeajo 2

6.3.1 Kuvaus

Koeajon ajaksi karheenlevittimeen kiinnitettiin umpikumipyörät tukipyöriksi, joiden oli todettu nostavan systeemin ominaistajuutta jousivakion kasvun johdosta. Koeajo kuvattiin tälläkin kertaa myöhempää tarkastelua varten. Paineen ja nopeuden mittauslaitteet päätettiin jättää tällä kertaa pois, ensimmäisen koeajon huonojen tuloksien perusteella. Koeajo-osuudelle höylättiin aluksi jälleen irtokarhetta ennen kuvausta ja testin suoritusta. Kuvauksia ja mittauksia suoritettiin neljän edestakaisen ajon aikana.

6.3.2 Tulokset

Testiajossa havaittiin umpikumipyörien vaikuttavan positiivisesti höyläysnopeuteen ja karheenlevittimen vakauteen. Nopeusmittarin ja edellisen koeajon tunteuksien perusteella todettiin, että värähtelyn alkaminen oli siirtynyt hieman suuremmalle nopeudelle. Tämä havainto tuki myös teoreettista tarkastelua, jossa umpikumipyörillä laskettu ominaistajuus oli hieman suurempi kuin ilmakumipyörillä.

Kameran kuvat purettiin jälleen tietokoneelle tarkastelua varten. Kuvamateriaali ja testien aikana tehtyjä havaintoja pohdittaessa todettiin, että ensimmäisessä koeajosakin havaitut haitalliset ilmiöt toistuvat myös pyörien vaihdon jälkeen. Telirakenteen etummainen pyörä näytti edelleen pomppivan voimakkaasti ja aiheuttavan joustoa rakenteeseen ja siten herättävän jälleen systeemin värähtelemään.

6.4 Koeajo 3

6.4.1 Kuvaus

Koeajon tarkoituksena oli tutkia tien epätasaisuudesta ja levitettävän karheen aiheuttamasta herätevoimasta johtumattomia ominaisuuksia. Muita mahdollisia herätevoiman aiheuttajia olivat tukipyörien heitosta aiheutuva taajuus sekä tiehöylän värähtely.

Tiehöylästä välittyy herätevoimaa karheenlevittimeen niiden kiinteän kiinnityksen vuoksi. Ajettaessa tiehöylällä se värähtelee tietyllä amplitudilla, jolloin se toimii herätevoimana kiinnitystavan vuoksi. Asiakaspalautteen ja yrityksen kokemusten perusteella on voitu todeta tiehöylän resonanssinopeuden olevan noin 30 km/h. Tässä nopeudessa tiehöylä rupeaa selvästi värähtelemään, joka aiheuttaisi myös karheenlevittimen pomppimisen. Pienemmilläkin nopeuksilla syntyy lievää värähtelyä, joka aiheuttaa pakkovoimaa karheenlevittimeen.

Koeajo suoritettiin Patria Vammas Oy:n tehdasalueella, joka on asfalttipäällysteinen. Piha-alueelta etsittiin tasainen suora, jolla testi voitiin suorittaa.

Karheenlevitin asetettiin työskentelyasentoon siten, että terälevy oli ilmassa ja laite oli tukipyörien varassa. Karheenlevitintä vedettiin tiehöylän perässä vaihtelevilla nopeuksilla ja yritettiin saada havaintoja, missä nopeudessa laite alkaisi pomppi-
maan.

6.4.2 Tulokset

Koeajossa onnistuttiin hyvin selvittämään ja havainnollistamaan tutkittavat asiat. Karheenlevitin käyttäytyi hyvin stabiilisti koeajotilanteessa, eikä pomppimista esiintynyt, vaikka nopeutta nostettiin välillä jopa 20 km/h.

Koeajon perusteella voitiin todeta, että pyörien heitosta ja tiehöylästä tulevan herätevoiman vaikutuksesta karheenlevitin ei aloita pomppimista työskentelynopeudessa.

7 RAKENTEEN MUUTOKSET

7.1 Yleistä

Värähtelymekaniikan teorian ja teoreettisten laskujen (luku 5) sekä koeajojen perusteella tuli päätellä ja perustella muutosehdotus karheenlevittimen ominaisuuksien parantamiseksi.

Tukipyörien renkaiden vaihdon todettiin nostavan systeemin ominaistaajuutta. Tämän perusteella teorian mukaan työskentelynopeuden tulisi myös nousta. Nousu ei tapahdu välttämättä lineaarisesti, koska herätevoimien taajuudet eivät välttämättä nouse lineaarisesti nopeuden kasvaessa. Koeajoissa voitiin kuitenkin todeta myönteinen vaikutus jäykkyyden lisäämisellä työskentelynopeuteen. Tämän perusteella voidaan todeta, että systeemin ominaisuuksia muuttamalla voidaan ongelmallinen värähtely siirtää alueelle, jossa se häiritse työskentelyä.

Koeajojen tarkoituksena oli selvittää herätevoimat ja tutkia karheenlevittimen käyttäytymistä työskentelytilanteessa. Koeajojen perusteella ja varsinkin viimeisen testin tuloksien sekä tukipyörien herätetaajuuden perusteella voitiin päätellä herätevoimien tulevan muualta kuin tukipyörien heitosta ja tiehöylän värähtelystä synty-

västä herätevoimasta, koska pomppimista ei tapahtunut tasaisella alustalla ilman vastusta.

Työskentelytilanteessa syntyviä mahdollisia herätevoimia todettiin olevan ainakin maan epätasaisuudesta aiheutuva pakkovoima ja levitettävän karheen aiheuttama vastustava voima (kuva 23). Levitettävän karheen aiheuttamaa voimaa on hyvin vaikea miettiä minkään teorian pohjalta levitettävän karheen koko ajan muuttuvan määrään ja karheenlevittimen aurasukulman aiheuttaman vastuksen muuttumisen vuoksi.



Kuva 22 Karheen aiheuttama voima

Tienhöyläyksessä varsinkin etummainen tukipyörä kulkee hyvin epätasaisella alustalla verrattuna takana sijaitseviin tukipyöriin, jotka kulkevat jo tasoitetulla alueella. Etummaisen pyörän todettiin pomppivan paljon enemmän ja herkemmin kuin tasoitetussa jäljessä kulkevat takapyörät. Epätasaisuutta tiehen etupyörän kohdalle aiheuttavat höyläyksessä irtoavat kivet sekä kohtalaisen epätasainen jälki tiehöylän terän jälkeen. Tien epätasaisuudesta johtuvan pakkovoiman voidaan olettaa käyttäytyvän kuten teoria osuudessa esitetty värähtelevä alusta (luku 2.6).

7.2 Rakenteen muutostarpeen analysointi

Koeajoissa yksi ja kaksi havaittiin etummaisen tukipyörän pomppivan suhteellisen paljon ja sen teliin yhdistävän tangon joustavan pomppimisen vuoksi. Tämän havaittiin herättävän koko systeemin värähtelyn.

Asiakaspalautteena saadun tiedon telin jäykistämisen hyvistä tuloksista voitiin todeta olevan totta. Tuloksien ja havaintojen perusteella voitiin todeta rakenteen jäykistämisen vaikuttavan positiivisesti työskentelyn nopeuteen.

Pohdintojen perusteella tuli esiin telirakenteen jäykistämisen sijasta koko telirakenteen poistaminen niin, että etupyörä poistettaisiin kokonaan ja takapyörät liitettäisiin kiinteästi karheenlevittimen runkoon. Tällöin havaintojen perusteella eniten joustava ja värähtelevä osa poistuisi kokonaan rakenteesta ja karheenlevittimen jäykkyys sekä jousivakio todennäköisesti kasvaisi.

Massan lisäys rakenteeseen on toinen ominaisuus, jolla kyetään vaikuttamaan systeemin ominaisuuksiin. Koeajoissa havaittiin myös karheenlevittimen nousemista levitettävän karheen päälle, jos levitettävää karhetta oli tiellä paljon kuvan (23) osoittamalla tavalla. Massan lisäyksen rakenteeseen oletettiin vaikuttavan myös tähän ongelmaan.

7.3 Rakenteen muutoksen toteutus

7.3.1 Rakenteen jäykistys

Tukipyörärakenteen muutosidea päätettiin toteuttaa testilaitteena olevaan karheenlevittimeen ja massan lisäyksen tarve päätettiin selvittää laskennallisesti. Tukipyörärakenteen muutoksen oletettiin nostavan systeemin jousivakiota. Tällöin massan lisäyksen tulisi olla sellainen, että systeemin ominaistajuus poikkeaisi alkuperäisestä eikä kompensoisi jousivakion muutosta.

Jousivakion muutoksen riittävyttä määritettäessä todettiin, että jousivakion muutoksen johdosta ominaistajuuden tulisi nousta vähintään 35 %, jotta oltaisiin laskennallisesti toivottavalla työskentely alueella. Muutoksen suuruus voidaan perustalla sillä oletuksella, että häiriötaajuus nousisi lähes lineaarisesti nopeuden mukana. Tällöin saavutettava työskentelynopeus olisi vähintään 13,5 km/h laskettuna alkuperäisestä 10 km/h nopeudesta. Uuden ominaistajuuden resonanssinopeus olisi tällöin tienhöylän 3. vaihteen välityksen mukainen maksiminopeus (liite 3). 3. vaihde on käytännössä se vaihde, jolla yleisimmin tienhöyläystä suoritetaan.

Tukipyörärakenteen muutosta varten suunniteltiin sekä valmistettiin uudet ripustukset takapyörille, jotta nykyinen telirakenne voitaisiin korvata kahdella kiinteästi kiinnitetyllä tukipyörällä (kuva 24 ja 25), (liite 4).



Kuva 23 Telirakenne korvattu kiinteillä pyöräripustuksilla



Kuva 24 Uusi pyöränriipustus

Uuden ominaistajuuden laskemista varten toteutettiin vastaavanlaiset mittausjärjestelyt kuin alkuperäisen rakenteen ominaistajuutta selvitetäessäkin.

Mittauksessa tukipyörinä olivat umpikumipyörät. Mittauksessa toteutettiin kuvan 19 ja 20 mukaiset toimenpiteet. Mittauksien tulokset on kerätty taulukkoon 3.

Taulukko 3 Uudella rakenteella suoritettut mittaukset

	Umpikumipyörät	
	Vasen puoli	oikea puoli
tasapainoasema	73 mm	88 mm
Massa päällä	71 mm	85 mm
Δx	2 mm	3 mm

Näistä arvoista on laskettu staattisen puristuman keskiarvo (Δx_{kesk}).

$$\Delta x_{\text{kesk}} = 2,5 \text{ mm}$$

Staattisen puristuman keskiarvon perusteella karheenlevittimelle määriteltiin uusi jousivakio sekä ominaistajuus lukujen 5.2 ja 5.3 esittämällä tavalla.

$$F = kx \Rightarrow k = \frac{F}{\Delta x_{kesk}} = \frac{4905 N}{2,5 mm} = 1962,0 \frac{N}{mm} \quad (4)$$

$$f = \frac{1}{\tau} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1962 \cdot 10^3 \frac{N}{m}}{1100 kg}} \approx 6,7 Hz \quad (16)$$

Tuloksen voidaan todeta muuttuneen 60 % alkuperäiseen ominaistajuuteen verrattuna. Tämä toteuttaa hyvin vaaditun lisäyksen.

7.3.2 Massan muutoksen laskennallinen analysointi

Karheenlevittimen massan muutosta mietittäessä päätettiin massaa lisätä. Massaa lisättäessä ominaistajuus pienenee. Massan lisäyksessä olisi tässä tapauksessa kaksi vaihtoehtoa. Ensimmäisessä tapauksessa massaa on lisättävä niin paljon, että uusi ominaistajuus olisi alempana kuin alkuperäinen, jotta resonanssinopeus siirtyisi huomattavasti alemmaksi kuin työskentelynopeus. Massan lisäyksellä saatavan ominaistajuuden muutoksen tulisi vähintään olla 25%, jotta resonanssinopeus muuttuisi tarpeeksi. Nopeus olisi tällöin enintään 7,5 km/h, joka on 1. vaihteen välityksen puolivälissä. Tätä nopeutta pienemmäksi työskentelynopeus ei käytännössä laske.

Toinen vaihtoehto olisi lisätä massaa ainoastaan sen verran, että ominaistajuus pysyisi edellisen kohdan 35 % nousuvaatimuksen mukaisena.

Massan lisäyksellä oletettiin olevan myös vaikutusta karheenlevittimen karheen päälle nousemiseen.

Ensimmäisen kohdan mukainen massan lisäyksen tarve voidaan laskea kaavasta (16), kun vaadittava ominaistajuutena käytetään 25 % muutoksen mukaista arvoa, joka saadaan laskettua kaavasta

$$f_{25\%} = f_{alkup} \cdot 0,75 \approx 3,4\text{Hz} \quad (30)$$

jossa f_{alkup} on alkuperäinen taajuus ja $f_{25\%}$ muutoksen mukainen ominaistajuus. Uusi massa saadaan nyt laskettua

$$f = \frac{1}{\tau} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \Rightarrow m = \frac{k}{(2\pi \cdot f_{25\%})^2} = \frac{1962 \cdot 10^3 \frac{N}{m}}{(2\pi \cdot 3,4\text{Hz})^2} \approx 4300\text{kg} \quad (16)$$

jossa k on muutetun rakenteen mukainen jousivakio.

Toisen kohdan mukainen massan lisäyksen tarve voidaan laskea myös kaavasta (16), kun vaadittava ominaistajuutena käytetään 35 % muutoksen mukaista arvoa, joka saadaan laskettua kaavasta

$$f_{35\%} = f_{alkup} \cdot 1,35 \approx 6,0\text{Hz} \quad (31)$$

jossa f_{alkup} on alkuperäinen taajuus ja $f_{35\%}$ muutoksen mukainen ominaistajuus. Uusi massa saadaan nyt laskettua

$$f = \frac{1}{\tau} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \Rightarrow m = \frac{k}{(2\pi \cdot f_{35\%})^2} = \frac{1962 \cdot 10^3 \frac{N}{m}}{(2\pi \cdot 6,0\text{Hz})^2} \approx 1380,0\text{kg} \quad (16)$$

jossa k on muutetun rakenteen mukainen jousivakio.

Uusien kokonaismassojen perusteella voidaan todeta ensimmäisen vaihtoehdon olevan melkein mahdoton toteuttaa, koska massaa tulisi lisätä 3 200 kg alkuperäiseen rakenteeseen. Massan lisäys olisi moninkertainen karheenlevittimen nykyi-

seen kokonaismassaan. Tämä saattaisi tuottaa jo muita ongelmia varsinkin laitteen kestävyudessa, jos massan lisäys toteutettaisiin lisäpainoilla.

Toisessa tapauksessa kokonaismassan lisäyksen tarve on enintään 280 kg. Tämä on varsin helposti toteutettavissa ja tässä tapauksessa suositeltava vaihtoehto. Massaa voisi lisätä esimerkiksi lisäpainon avulla ja kaksinkertaistamalla terälevyn vahvuuden, mikä myös lisäisi koko rakenteen jäykkyyttä. Tällöin massaa (m_{lis}) tulisi lisää noin 36 kg. Tämä voidaan laskea terälevyn koon perusteella (liite 5) kaavalla

$$m_{lis} = (l \cdot h \cdot s - l \cdot h \cdot s_{alk}) \cdot \rho =$$
$$(2,24m \cdot 0,415m \cdot 0,01m - 2,24m \cdot 0,415m \cdot 0,005m) \cdot 7800 \frac{kg}{m^3} \approx 36kg \quad (32)$$

jossa l , h , s ja s_{alk} ovat levyn mittoja sekä ρ aineen tiheys.

8 YHTEENVETO

Tämän työn tavoitteena oli tutkia ja kehittää Vammas-tiehöylän apulaitteena käytettävää karheenlevitintä. Karheenlevittimen ominaisuuksien parannus ja kehitys oli tullut asiakaspalautteen perusteella ajankohtaiseksi jolloin syntyi myös työn tarve.

Työn mukainen jatkuva tuotekehitystyö on yrityksille nykyään eilinehto, jotta menestyä kovasti kilpailluilla markkinoilla ja kykenee vastaamaan asiakkaiden koneille asettamiin vaatimuksiin.

Työn tuloksina syntyi ehdotuksia ja toteutettuja muutoksia karheenlevittimen hallitsemattoman käyttäytymisen parantamiseksi. Näiden tuloksien perusteella on mahdollista toteuttaa lisämuutoksia karheenlevittimen rakenteeseen sekä järjestää lisätestejä, jotta voidaan todentaa käytännössä rakenteen muutoksien vaikutus karheenlevittimen hallitsemattomaan käytökseen.

Alkuperäisen rakenteen mukaisilla teoreettisilla tarkasteluilla ja koeajoilla saatiin selville karheenlevittimen nykyiset ominaisuudet ja ongelmat. Koeajoissa pystyttiin todentamaan rakenteen jäykistämisen positiivinen vaikutus työskentelyn nopeuteen. Koeajojen ja teoreettisten tarkastelujen perusteella toteutettiin tukipyörärakenteeseen muutos, jossa telirakenne poistettiin ja takatukipyörät asennettiin jäykästi karheenlevittimen runkoon. Rakenteen muutoksella vaikutettiin systeemin ominaistajuuteen jousivakion nousun myötä. Teoreettisen tarkastelun avulla muodostettiin rakenteen muutoksen lisäksi ehdotus karheenlevittimen massa lisäämiseksi, jotta koeajoissa sekä asiakaspalautteen perusteella saadut tiedot haitallisesta värähtelystä saataisiin siirtymään nopeusalueelle,, jossa värähtely ei ole haitallista työskentelylle.

Työn johtopäätöksiä on perusteltu teoreettisesti sekä koeajon antamien tuloksien perusteella. Tulevaisuudessa tehdyt muutokset sekä johtopäätöksien mukaiset rakenteet tulee testata koeajoilla, jotta rakenteen muutokset voitaisiin toteuttaa asiakaslaitteisiin.

LÄHTEET

Painetut Lähteet

- 1 Nohynek, Petri - Lumme, Veli Erkki, Kunnonvalvonnan värähtelymittaukset. Kunnossapidon julkaisusarja n:o 11. Kotkan kirjapaino Oy. Hamina 2004. s. 40-44.
- 2 Patria Vammas Oy, RG -254 Esite. Tuote-esite
- 3 Patria Vammas Oy, RG -281 Esite. Tuote-esite.
- 4 Patria Vammas Oy, RG -281-286 varusteet. Tuote-esite.
- 5 Pennala, Erkki, koneiden ja rakenteiden värähtelyt. Yliopistopaino. Helsinki 1999. s. 11 - 123.
- 6 Singiresu, S., Mechanical Vibrations. Addison-Wesley publishin company. s.97 - 188

Painamattomat lähteet

- 7 Bragge, Hannu, Pääsuunnittelija. Keskustelut 2005 - 2006. Patria Vammas Oy.
- 8 Lähteenmäki, Matti, Mekaniikan ja lujuusopin yliopettaja. Haastattelu 19.10.2005. Tampereen ammattikorkeakoulu.

Sähköiset lähteet

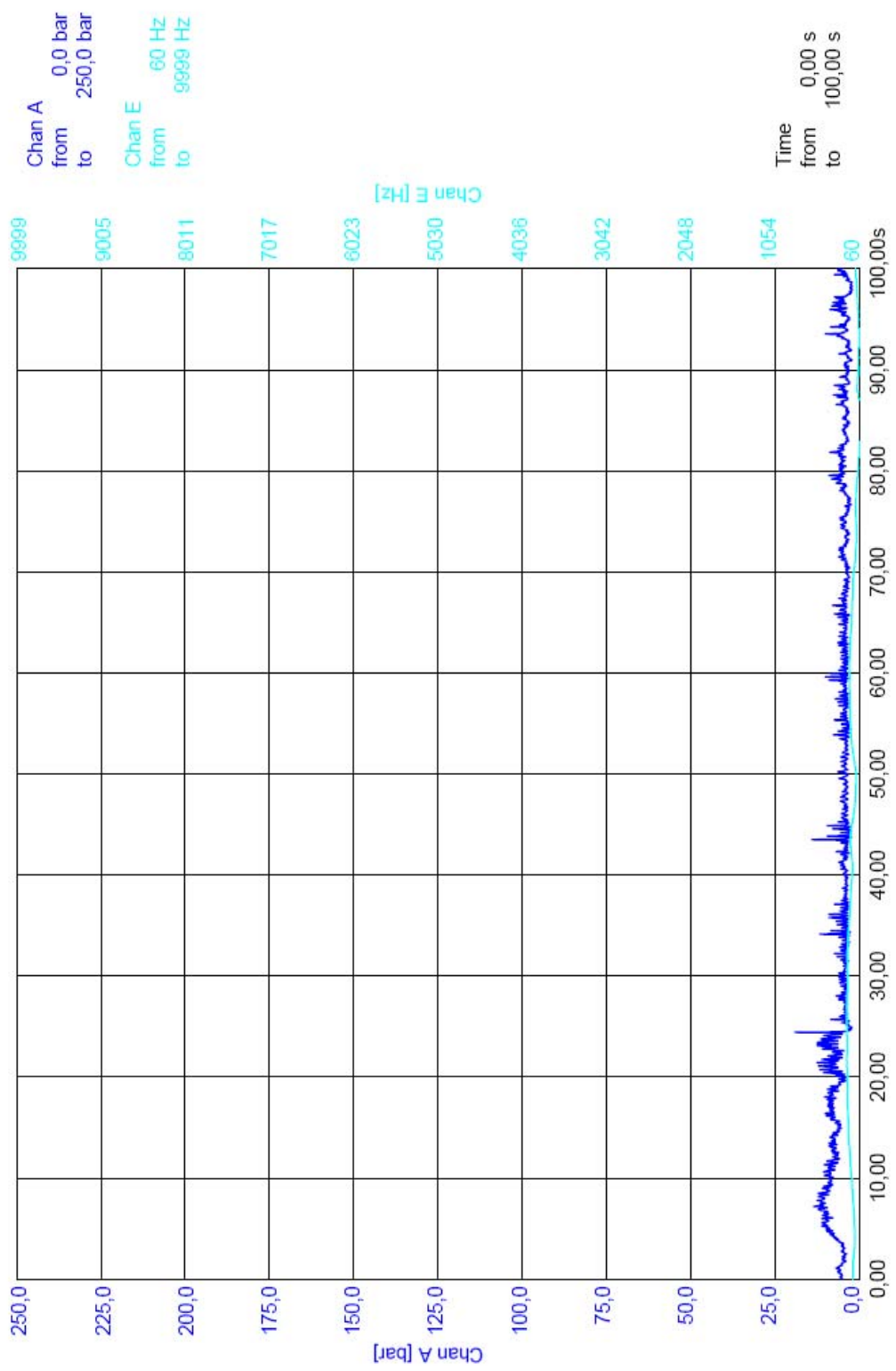
- 9 Järvenpää, Velimatti - Martikainen, Matti, Luentomoniste 2005.
Saatavissa:<http://ruuvi.me.tut.fi/toteutus/KSU3010/Luentomoniste%202005.pdf>
[viitattu 3.10.2005]
- 10 Lähteenmäki, Matti, Värähtelymekaniikka 2004. Saatavissa:
http://www.tpu.fi/~mllahten/arkistot/vmek_ark.htm. [viitattu 3.10.2005]
- 11 Patria Oyj, [www-sivu], Saatavissa: www.patria.fi [viitattu 20.2.2006]
- 12 Koeajo 1 kuvausmateriaali

LIITTEET

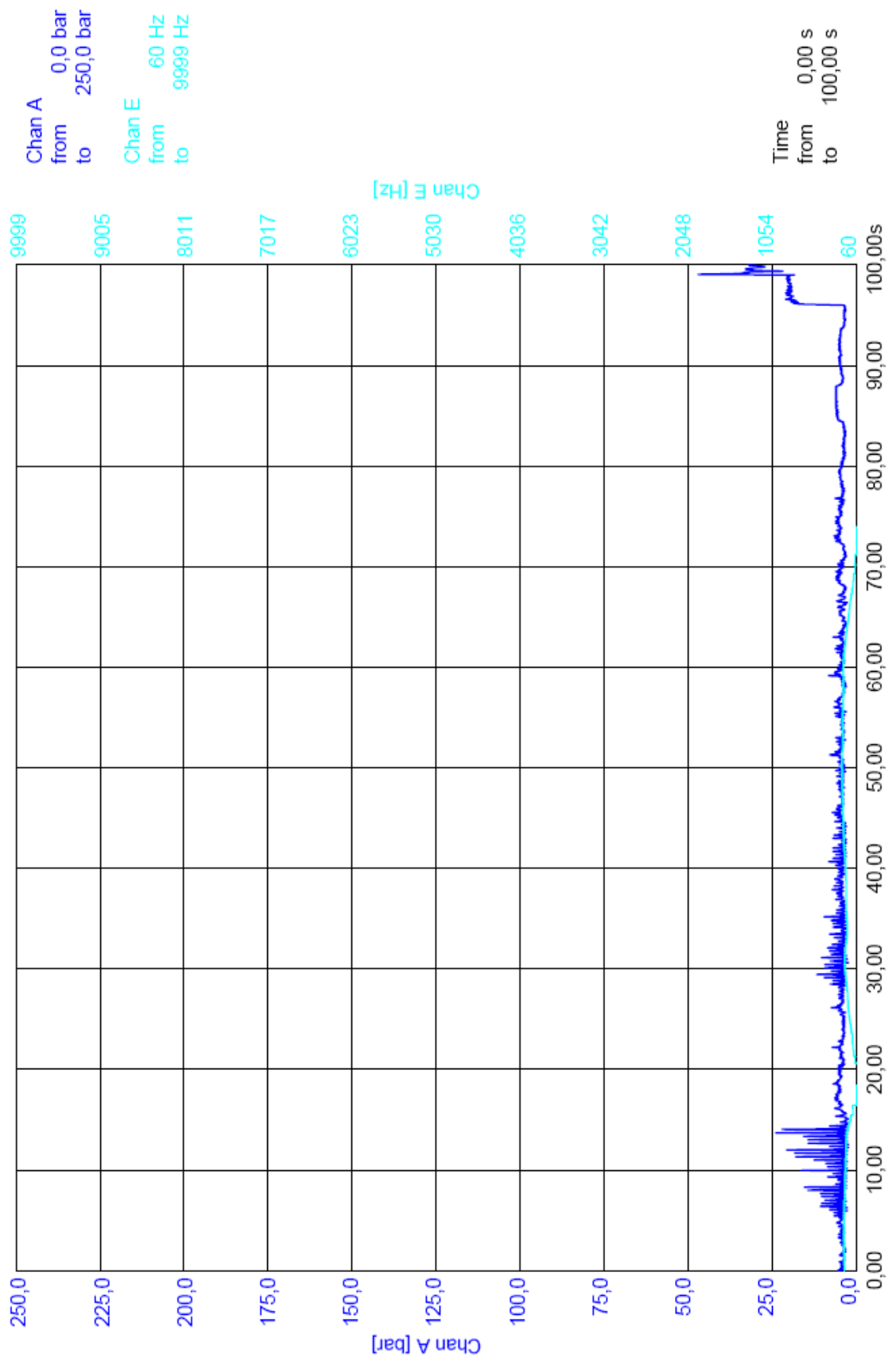
- 1 RG-254 Tekninen spesifikaatio
- 2 (3) 1. Koeajon mittaustulokset
- 3 Vaihteiston välitykset
- 4 (6) Tukipyörien ripustuksien uudet piirustukset
- 5 Terälevyn piirustus

MASSAT	
Kokonaismassa	14 500 kg
Taka-akseli paino	9 400 kg
Etuakseli paino	5 100 kg
Terä paino max.	8 940 kg
MITAT	
Kääntösäde uloimmasta pyörästä	7,0 m
Kuljetus pituus	9 030 mm
Kuljetus leveys	2 550 mm
Korkeus	3 360 mm
MOOTTORI	Cummins 6BTAA-C165, 5.9 l, EURO 2
Teho	123 kW/36.7 r/s, (165 hp, 2200 r/min)
Maksimi vääntö	694 Nm, 25 r/s
Laturi	70 A 28 V (1900 W)
Vaihteisto	ZF 6 WG 160, momentinmuunnin
Maksimi nopeus	45 km/h
ETUAKSELI	
Heiluriakseli	±15°
Pyörien sivukallistus	±20° (optio)
TAKA-AKSELI-TELI	Vapaasti keinuva, hammaspyörävälitys
Tasauspyörästäön lukko	100 % lukitus
Jarrut	Hydrauliset 2-piiriset märkälevyjarrut
HYDRAULIJÄRJESTELMÄ	Aksiaalimäntäpumppu, max. Paine 21MPa
	Kuorman tuntevilla proportionaalisella sähköisellä esiohjauksella
OHJAUS	Hydrostaattinen etupyörien ohjaus ja rungon nivelohjaus
Ohjaukulma, rungon nivelohjaus	± 35°
Ohjaukulma, etupyörät	± 41°
RENKAAT	17.5 R25 RADIAL PR16
TERÄLEVY	3 620 x 550-640 x 20 mm
Terän sivuttaisulottuvuus	2 450 mm
Terän nostokorkeus	660 mm
Leikkuukulma	47°...121°
PYÖRITYSPÖYTÄ	pyöritys kahdella sylinterillä
	Iskunvaimennuksella ja varoventtiilillä
OHJAAMO	ROPS hyväksytty
	Alhainen melutaso, vastaa EU-standardin vaatimukset

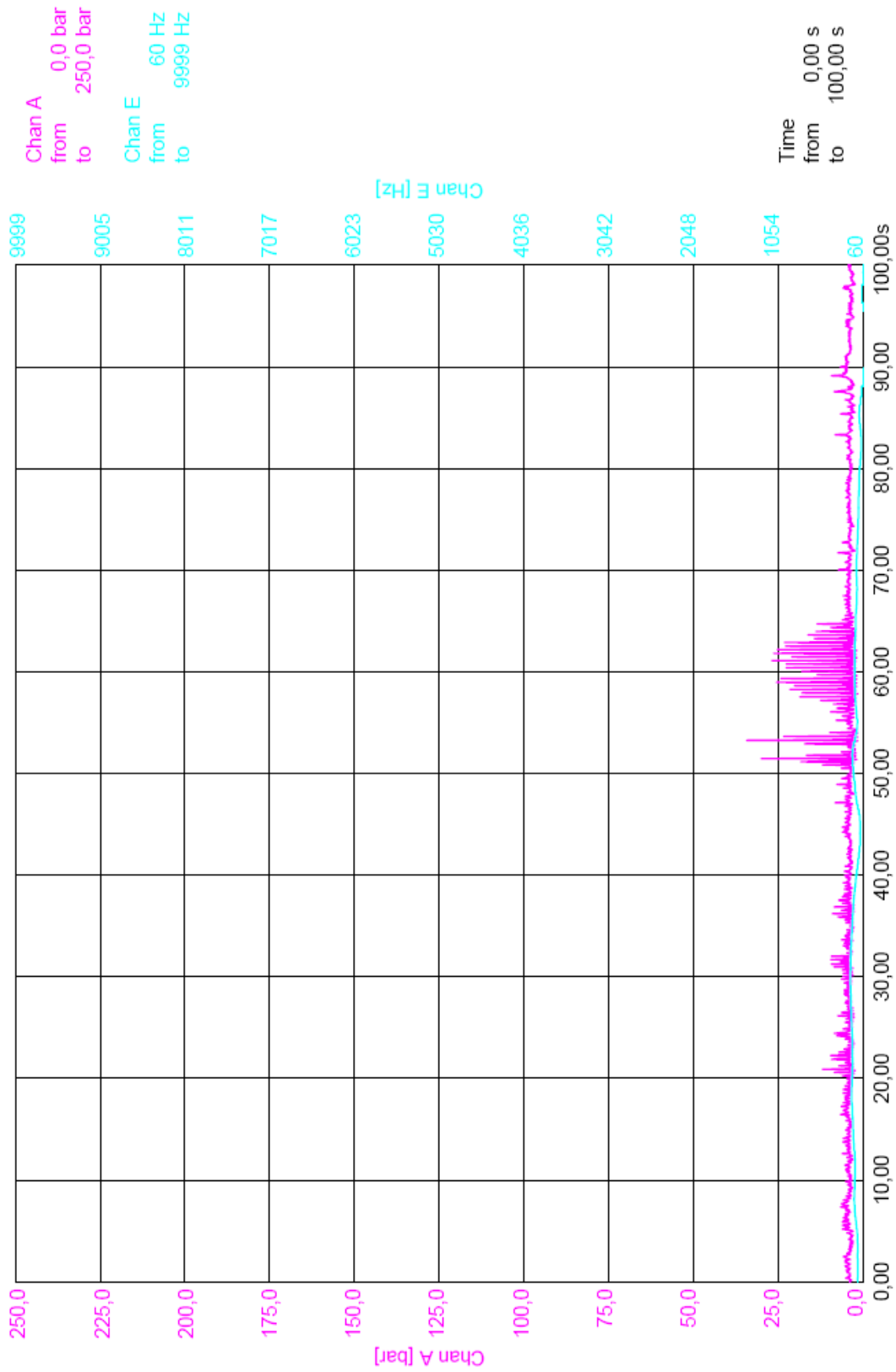
Mittaus1.hmg



Mittaus2.hmg



Mittaus3.hmg



SPECIFICATION**VAMMAS RG 281 and RG 286****Transmission**

Heavy-duty **ZF 6 WG 210** full power shift torque converter-transmission with six forward speeds and three reverse speeds to shift without traction interruption. The gear box is equipped with single lever **VTS-3 with EST 37-control** (Electronic Gear Selection) system. The bell housing is SAE 3.

Torque converter is equipped with **automatic lock-up** clutch. The lock-up engages and disengages automatically with every forward gear and as well as with every reverse gear. Engaging / disengaging depends on the engine and transmission speeds and throttle position.

The converter diameter is dia.340 mm and torque ratio is 1.54:1.

Converter cooling by oil-to-water type heat transfer system.

New ZF gear has CAN-bus management with laptop diagnostics features.

The new Zf gear box is designed and manufactured for lower noise and vibration levels as well as for lower maintenance costs.

	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>V</i>	<i>VI</i>
Gear ratio forward	5.56	3.62	2.26	1.47	0.94	0.613
speed km/h at 2000 rpm	5.5	8.4	13.5	20.7	32.2	49.5

	<i>RI</i>	<i>RII</i>	<i>RIII</i>
Gear ratio reverse	5.27	2.14	0.89
speed km/h at 2000 rpm	5.8	14.2	33.4

The VTS-3 with EST 37 control offer drive line protection and increase productivity due to less driver involvement with the vehicle operation.

Merkki/kenttä	Muutos	Sarjanum.	Pv. ja nimi
1	0052765	1	LEVY- 20,0 -Fe52D
		SFS 200/2142	2000x6000
Osa	Piir.No/Nim.kdi	kpl	Nimi
		Laatu, muoto, mitat	
Pintakäsittely			
VAMMAS OY MOBILE PL 10, 38201 VAMMALA puhelin (03) 51971 telekopio (03) 5197240		Työtapaakohtaiset toleranssit:	
		Leatuava	Meisto
		SPS 4011 Keski	SPS 4012 B
		Hitaus	Valut
		SPS 3393 B	SPS 3392
Polttoleikk.	Takkest		
SPS 4072 B	SPS 3503		
Paino	Subde	Piiir. 2005-11-04 MPu	
	1:2.5	Tark.	
Malli		Hyv.	
		Ent.	
		Dusi	
Nimi 1	LATTA		P031066-4
Nimi 2			
Liittyy			

