

Jarkko Hautakorpi

Perunankuorimakoneen telojen tasapainotus

Opinnäytetyö

Kevät 2009

Informaatio- ja kommunikaatioteknologian yksikkö

Tietotekniikan koulutusohjelma

Mekatroniikan suuntautumisvaihtoehto



ALKUSANAT

Haluan kiittää työni ohjaajaa, Di. Markku Kärkkäistä. Haluan kiittää myös laboratorioinsinööri Tapio Hellmania, joka mahdollisti FEM mallinnuksen teon Onyx4-ympäristössä, laboratorioinsinööri Jorma Tuomistoa sekä Tekniikan yksikön opiskelijaa Antti Talajaa, jotka olivat apuna värähtelymittauksia tehtäessä.

SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU

OPINNÄYTETYÖN TIIVISTELMÄ

Koulutusyksikkö: Informaatio- ja kommunikaatioteknologian yksikkö

Koulutusohjelma: Tietotekniikan koulutusohjelma

Suuntautumisvaihtoehto: Mekatroniikan suuntautumisvaihtoehto

Tekijä: Jarkko Hautakorpi

Työn nimi: Perunankuorimakoneen telojen tasapainotus

Ohjaaja: Markku Kärkkäinen

Vuosi: 2006

Sivumäärä: 49

Liitteiden lukumäärä: 8

Tämän opinnäytetyön tavoitteena, on minimoida perunankuorimakoneen telan värähtelyt. Ensisijaisena tavoitteena on löytää valmistusteknisin ja konstruktiivisin menetelmin ratkaisu, jota ei tarvitse erikseen tasapainottaa. Mikäli tämä ei ole teknisesti mahdollista tai taloudellisesti kannattavaa, on telan tasapainotukseen esitettävä selkeä ratkaisu.

Telavärähtelyiden muodostumisen vaiheet selvitettiin ensin värähtelyteorian avulla. Värähtelyteorian tarkentamiseksi telasta tehtiin FEM-malli sekä suoritettiin värähtelymittaus. Värähtelyiden vähentämiseksi esitettiin sekä rakenteellista ratkaisua, että tasapainotusratkaisua.

Asiasanat: akselivärähtely, ominaisvärähtely, tasapainotus

SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

THESIS ABSTRACT

Faculty: School of Information and Communication Technology
Study programme: Information Technology

Author: Jarkko Hautakorpi

Title of the thesis: Balancing of an potato peeling machine axle

Tutor: Markku Kärkkäinen

Year: 2006

Number of pages: 49

Number of appendices: 8

The purpose of this thesis is to minimize the vibrations of a potato peeling machine axle. The prior goal is to find a manufacturing method or a construction that does not need balancing. In case this is not technically possible or cost-effective, a proper balancing method must be presented.

The forming of axle shaft vibrations is studied with the help of vibration theory. To focus the vibration theory, FEM –model was constructed and vibrations were measured. For solution, an axle structure and a balancing method are presented.

Keywords: natural vibration, axle vibration, balancing

SISÄLLYS

ALKUSANAT

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

SISÄLLYS

KÄYTETYT TERMIT JA LYHENTEET

1 JOHDANTO	8
1.1 Työn tausta	8
1.2 Työn sisältö ja tavoitteet	8
2 TEOREETTINEN TARKASTELU.....	9
2.1 Värähtelytekniikan perusteet.....	9
2.2 Vapaa vaimentamaton värähtely	9
2.2.1 Palkin värähtely	12
2.3 Vapaa vaimennettu värähtely	13
2.3.1 Aperiodinen tapaus	14
2.3.2 Kriittinen tapaus	15
2.3.3 Alikriittinen tapaus.....	16
2.4 Jaksollinen vaimennettu pakkovärähtely.....	17
2.5 Pyörivä epätasapainomassa.....	18
3 AKSELIVÄRÄHTELYJEN MALLINTAMINEN	20
3.1 Massapistemenetelmä	20
3.2 FEM-mallinnus.....	25
3.3 I-DEAS-ohjelmisto	26
4 VÄRÄHTELYMITTAUS.....	28
4.1 Mittaaminen	28
4.2 Mittalaitteet	29
4.2.1 Kiihtyvyyssanturi.....	29
4.2.2 01dBStell Harmonie	31
4.3 Mittausdatan analysointi	32
4.3.1 Matlab	33
4.4 Laakereiden lämpökamerakuvaus	35

5 AKSELIVÄRÄHTELYJEN HALLINTA RAKENTEELLA.....	37
5.2 Esijännitetty telarakenne.....	37
5.2.1 Jännityksen aikaansaaminen.....	37
5.2.2 Hitsin murtolujuus	40
6 TASAPAINOTUS	42
6.1 Tasapainotuksen teoriaa.....	42
6.2 Tasapainotuslaite SB-1700.....	43
6.3 Tasapainotuspenkki.....	44
6.3.1 Koetasapainotus.....	46
7 TULOSTEN ANALYSOIMINEN	48
LÄHTEET.....	49
LIITTEET	50

1. Matlab-lähdekoodi FFT-funktioon
2. Matlab-lähdekoodi nopeuden FFT-funktioon
3. Matlab-lähdekoodi 3D FFT-funktioon
4. Hitsinkoestuskappaleen piirustukset
5. Esijännitetyn telarakenteen piirustukset
6. Tasapainotuspenkin joustoelementti
7. Pienahitsin murtolujuustestin kuvaajat
8. Tasapainotettujen telojen värähtelytasot

KÄYTETYT TERMIT JA LYHENTEET

Aperiodinen värähtely

FEM (Finite Element Model)

FFT (Fast Fourier Transform)

Kriittinen nopeus

Ominaismuoto

Jaksoton värähtely

Elementtimalli

Fourier'n muunnos

Ominaisvärähtelytaajuus

Värähtelymuoto

1 JOHDANTO

1.1 Työn tausta

Forsfood Oy on vuonna 1991 perustettu Kauhajoella toimiva tuoretuotteiden käsittelylaitteiden valmistukseen ja maahantuontiin erikoistunut yritys. Yrityksen tuotevalikoimiin kuuluu muun muassa juuresten ja salaatin muotoilu- ja käsittelykoneet, ruoan annostelukoneet, manuaaliset käsittelylaitteet sekä hygienialaitteet. Yritys valmistaa itse kaikki Formit- sekä Forsfood-tuotenimellä myytävät tuotteet ja laitteet. Forsfood Oy edustaa alansa huippua ja tuotekehitys onkin yrityksessä jatkuvaa. Tässä opinnäytetyössä käsitellään vain yhtä perunankuorimakoneen osaa, telaa. (Forsfood 2006.)

1.2 Työn sisältö ja tavoitteet

Työn alussa tarkastellaan värähtelyopin teoriaa sekä pyritään luomaan selkeä yhteys värähtelyjen matemaattisen esityksen ja todellisen maailman välille. Tarkastelun kohteeksi otetaan perunankuorimakoneessa oleva tela ja pyritään soveltamaan kirjallisuudessa esitettyjä teorioita sen käyttäytymisen selittämiseen. Kuten on hyvin ymmärrettävissä, on kaikkien koneissa ja laitteissa olevien pyörivien komponenttien oltava tasapainossa, poissulkien laitteet joilla nimen omaan pyritään luomaan värähtelyjä. Työn perimmäisenä tavoitteena on ratkaista telan tasapainotus, joko löytää siihen nopea ja kustannustehokas menetelmä tai poistaa tasapainotus tarve telan rakennetta muuttamalla. Tietokoneella tehtävä FEM-mallinnus teetettiin Espoolaisessa Lamek Finland Oy:ssä, joka on tehnyt mallinnusta jo vuodesta 1995 lähtien. Näin mukaan saatiin myös alan asiantuntijan tietämystä.

2 TEOREETTINEN TARKASTELU

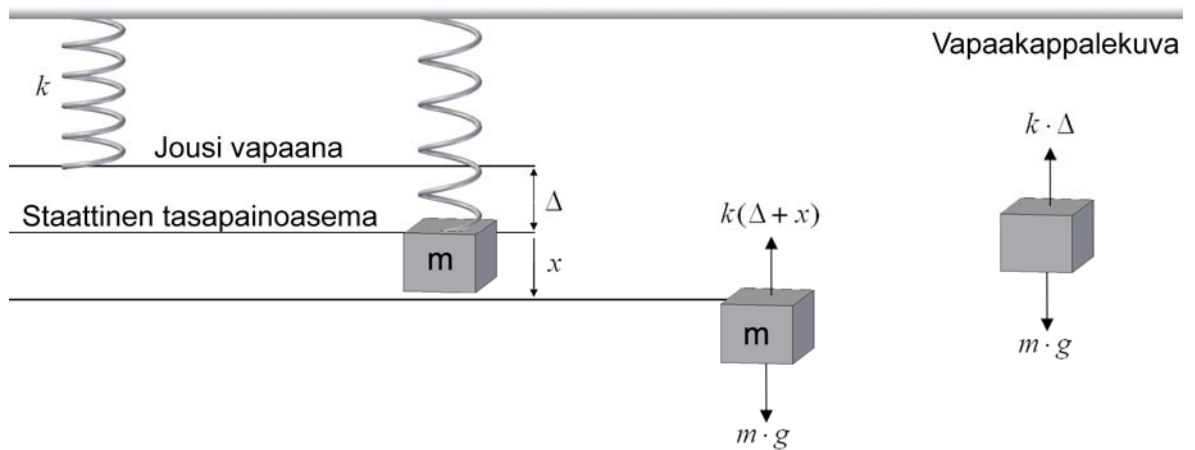
Tässä kappaleessa tarkastellaan värähtelyä teoreettisella tasolla. Värähtelyn esittämisessä on käytetty kirjallisuudesta tunnettua esitystapaa.

2.1 Värähtelytekniikan perusteet

Värähtelyllä tarkoitetaan toistuvaa, jaksollista edestakaista liikettä suhteessa kiinteään nollakohtaan, *tasapainoasemaan*. Maksimipoikkeamaa tasapainoasemasta kutsutaan *amplitudiksi*. Yhteen edestakaiseen värähdykseen kulunutta aikaa kutsutaan *jaksonajaksi*, värähtelyn taajuuden yksikkö on hertsi. Yksinkertaistettua värähtelevää systeemiä kuvataan usein jousi-, massa- ja vaimennin-piirrosmerkeillä. Värähtelyä käsitellään vaimennettuna tai vaimentamattomana vapaana tai pakkovärähtelynä. (Peltonen 2002.)

2.2 Vapaa vaimentamaton värähtely

Vapaa vaimentamaton värähtely on yksinkertaisin värähtelyn muoto. Siinä ei esiinny lainkaan värähtelyliikettä vaimentavia voimia. Vapaassa värähtelyssä voiman suhde poikkeamaan on lineaarinen ja Hooken lain mukainen. Voima on jousivakion k ja poikkeaman x tulo $F = k \cdot x$. Jousen ominaisuutta kuvaavan jousivakion k jäykkyyden yksikkö on $\frac{\text{Newton}}{\text{metri}}$. (Kärkkäinen 2005.)



KUVA1. Jousi ja massa systeemi sekä vapaakappalekuva.

Kuva 1 esittää jousen varaan ripustettua massaa jota poikkeutetaan tasapainoasemastaan alaspäin. Tällöin saadaan kuvan merkinnöin

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = -k(\Delta + x) - m \cdot g \Leftrightarrow m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + k \cdot x = 0 \xrightarrow{\text{sillä}} m \cdot g = k \cdot \Delta \quad (1)$$

jossa	m	on	massa
	k	on	jousivakio
	g	on	putoamiskiihtyvyyys
	t	on	aika
	x	on	matka
	Δ	on	matkan muutos

Jakamalla edellinen yhtälö massalla, ja merkitsemällä $\frac{k}{m} = \omega_n^2$ saadaan

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \omega_n^2 \cdot x = 0 \quad (2)$$

jossa ω_n on ominaistaajuus

Kaava 2 on vapaan vaimentamattoman värähtelyn perusyhtälö.

Tämän toisen kertaluvun differentiaaliyhtälön ratkaisu on muotoa

$$x = A \cdot \sin(\omega_n) \cdot t + B \cdot \cos(\omega_n) \cdot t \quad (3)$$

Koska

$$\omega_n = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot \frac{\pi}{T_0} \Rightarrow T_0 = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_n} \quad (4)$$

kuvaa yhtälö harmonista värähdysliikettä jonka värähdysaika eli jaksonaika on T_0 .

Kaava 3 voidaan kirjoittaa muotoon

$$x = X \cdot \sin(\omega_n \cdot t + \varphi) \quad (5)$$

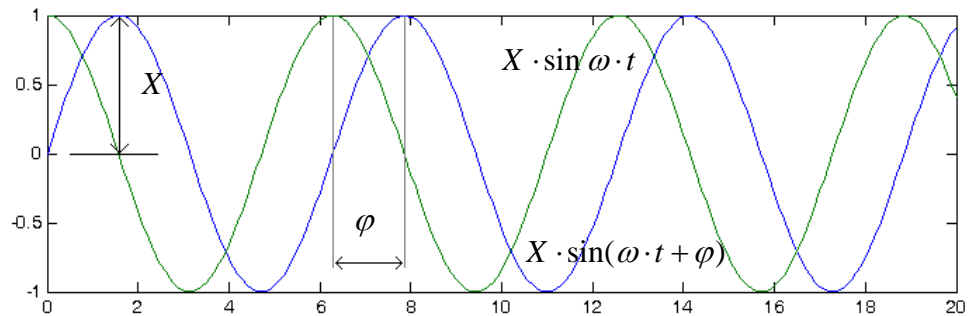
sillä $\sin(\omega_n \cdot t + \varphi) = \sin \omega_n \cdot t \cdot \cos \varphi + \cos \omega_n \cdot t \cdot \sin \varphi$, joten

$$x = X \cdot \sin(\omega_n \cdot t + \varphi) = \underbrace{X \cdot \cos \varphi}_A \cdot \sin \omega_n \cdot t + \underbrace{X \cdot \sin \varphi}_B \cdot \cos \omega_n \cdot t \quad (6)$$

Vertaamalla kaavoja 3 ja 6 saadaan

$$X = \sqrt{A^2 + B^2} \quad \text{sekä} \quad \tan \varphi = \frac{B}{A} \quad (7)$$

X on siis värähdysliikkeen amplitudi ja φ vaihekulma. Tilannetta havainnollistaa kuva 2.



KUVA 2. Amplitudi ja vaihekulma.

Koska $m \cdot g = k \cdot \Delta \Rightarrow k = \frac{m \cdot g}{\Delta}$ voidaan ominaiskulmataajuus lausua myös staattisen poikkeaman avulla, silloin

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{\Delta}} \quad T = 2 \cdot \pi \sqrt{\frac{\Delta}{g}} \quad f = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{\Delta}} \quad \omega_n \cdot T = 2 \cdot \pi \quad (8)$$

Useimmiten joudutaan amplitudi X ja vaihekulma φ määrittämään seuraavista alkuehdoista $x = x_0$, kun $t = 0$ ja $\frac{dx}{dt} = v_0$ kun $t = 0$. Derivoimalla kaava 5 saadaan

$$\frac{dx}{dt} = \omega_n \cdot X \cdot \cos(\omega_n \cdot t + \varphi) \quad (9)$$

Tekemällä alkuarvosijoitukset kaavoihin 5 ja 9 saadaan

$$X = \frac{v_0}{\omega_n \cdot \cos \varphi} \quad \text{ja} \quad X = \frac{x_0}{\sin \varphi} \quad (10)$$

sijoittamalla nämä kaavaan 6 saadaan

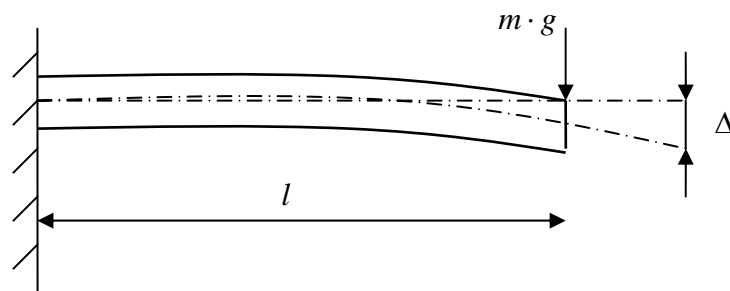
$$X = \frac{v_0}{\omega_n} \cdot \sin \omega_n \cdot t + x_0 \cdot \cos \omega_n \cdot t \quad (11)$$

Käyttämällä kaavoja 10 saadaan amplitudi muotoon

$$X = \sqrt{x_0^2 + \frac{v_0^2}{\omega_n^2}} \quad \text{tai} \quad X = \sqrt{x_0^2 + \frac{m \cdot v_0^2}{k}} \quad (12)$$

(Kärkkäinen 2005.)

2.2.1 Palkin värähtely



KUVA 3. Ulokepalkin värähtely.

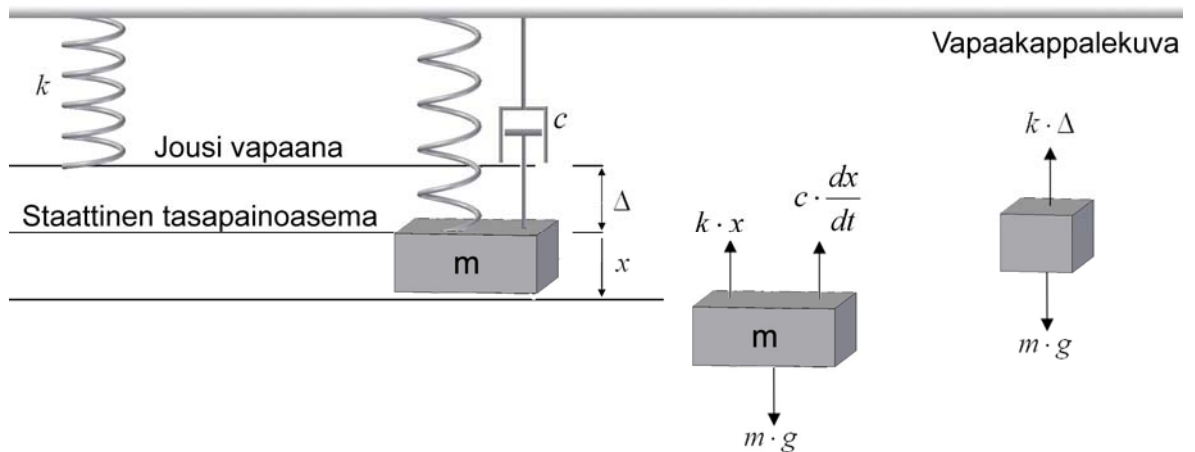
Tarkastellaan jäykästi tuetun ulokepalkin vapaata värähtelyä esimerkin avulla. Taipuma Δ kuvan 3 mukaisessa kuormitustilanteessa saadaan lausekkeella

$$\Delta = \frac{m \cdot g \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (\text{Karhunen ym. 2001, 545}). \quad \text{Soveltamalla kaavoja 8 saadaan}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{\Delta}} = \sqrt{\frac{3 \cdot E \cdot I}{m \cdot l^3}}. \quad (\text{Kärkkäinen 2005.})$$

2.3 Vapaa vaimennettu värähtely

Käytetään värähtelyn vaimentamiseen niin sanottua viskoosia vaimennusta, jonka perusominaisuus on vaimennusvoiman suora verrannollisuus nopeuteen. Neste aiheuttamaa kitkaa voidaan riittävällä tarkkuudella pitää viskoosina vaimennuksena. (Kärkkäinen 2005.)



KUVA 4. Jousi, massa ja vaimennin systeemi.

Kuvan 4 tilanne on muuten sama kuin **kuvassa 1**, mutta nyt mukana on myös vaimennusvoima c . Koska vaimennusvoima on suoraan verrannollinen nopeuteen, niin merkitsemällä vaimennusvoima $F_d = c \cdot \frac{dx}{dt}$ saadaan **kuvan 4** merkinnöin

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + c \cdot \frac{dx}{dt} + k \cdot x = 0 \quad (13)$$

Jakamalla kaava 13 massalla, päädytään muotoon

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{c}{m} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{k}{m} \cdot x = 0 \quad (14)$$

Tämä kaava 14 on vapaan vaimennetun värähtelyn perusyhtälö. Tämä toisen kertaluvun homogeenisen vakiokertoimisen yhtälön ratkaisemiseksi tehdään yrite $x = e^{\lambda t}$, jossa λ on vakio. Näin saadaan karakteristinen yhtälö

$$\lambda^2 + \frac{c}{m} \cdot \lambda + \frac{k}{m} = 0, \quad (15)$$

tällä yhtälöllä on kaksi juurta

$$\lambda = -\frac{c}{2 \cdot m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2 \cdot m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (16)$$

Kaavan 16 yleinen ratkaisu voidaan kirjoittaa muotoon

$$x = A \cdot e^{\lambda_1 \cdot t} + B \cdot e^{\lambda_2 \cdot t} \quad (17)$$

jossa A ja B ovat vakioita. Tutkitaan seuraavaksi lausekkeen 15 determinanttia

$$\left(\frac{c}{2 \cdot m}\right)^2 - \frac{k}{m} = 0. \text{ Tätä sanotaan kriittiseksi vaimennukseksi ja tällöin siis}$$

$$c = c_{kr} = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m} = 2 \cdot m \cdot \omega_n \quad (18)$$

Värähtelytekniikan oppikirjoissa käytetään usein niin sanottua suhteellista

vaimennuskerrointa ζ , joka määritellään $\zeta = \frac{c}{c_{kr}}$, jolloin saadaan kaavaa 18

käyttämällä yhteydet

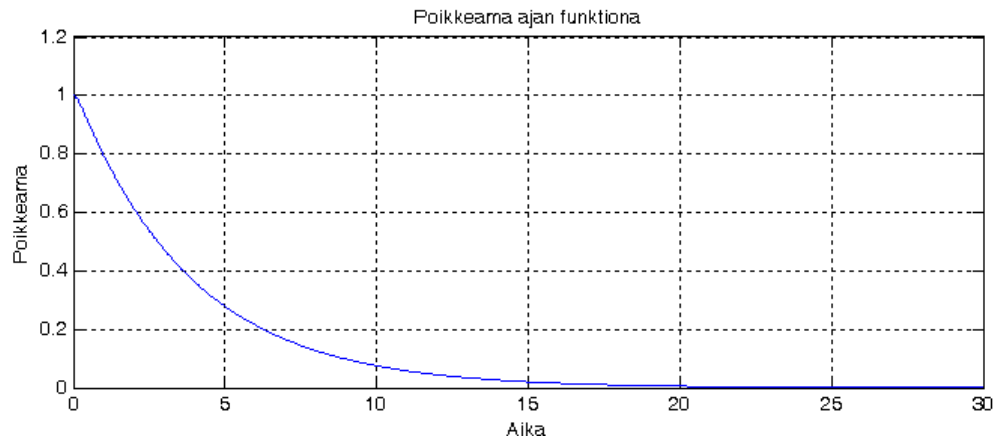
$$c = 2 \cdot \zeta \cdot m \cdot \omega_n = 2 \cdot \zeta \cdot \sqrt{k \cdot m} \quad (19)$$

Nyt voidaan karakteristisen yhtälön 16 juuret kirjoittaa muotoon

$\lambda_{1,2} = \left(-\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1}\right) \cdot \omega_n$. Vaimennetun systeemin tilat voidaan nyt jakaa käytökseltään kolmeen eri ryhmään riippuen vaimennuksen c voimakkuudesta. (Kärkkäinen 2005.)

2.3.1 Aperiodinen tapaus

Aperiodisessa tapauksessa liike pienenee eksponentiaalisesti ajan funktiona systeemin lähestyessä tasapainotilaansa. Tätä tilannetta havainnollistaa **kuva 5**.



KUVA 5. Aperiodinen tapaus, suuri vaimennus.

Tapaus on aperiodinen kun $\zeta^2 - 1 > 0 \xrightarrow{TAI} \zeta > 1 \xrightarrow{TAI} c > c_{kr}$. Tällöin kaavan 17 yleinen ratkaisu saa muodon

$$x = A \cdot e^{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n \cdot t} + B \cdot e^{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n \cdot t} \quad (20)$$

(Kärkkäinen 2005.)

2.3.2 Kriittinen tapaus

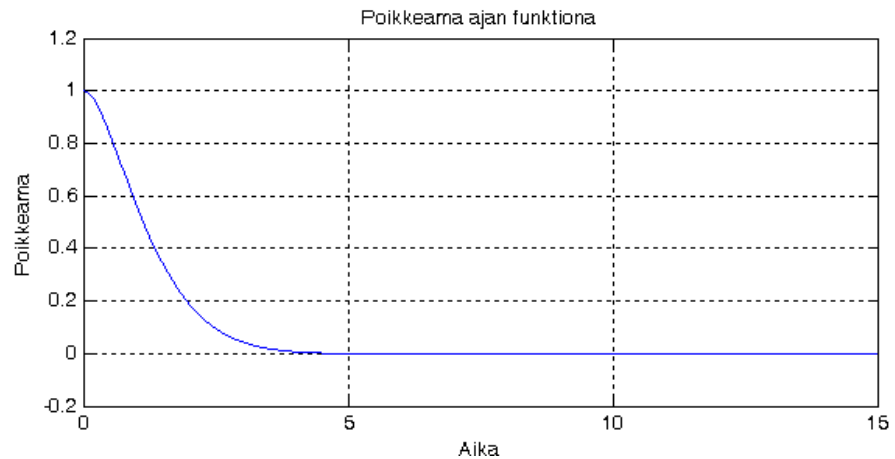
Tapaus on kriittinen kun $\zeta^2 - 1 = 0 \xrightarrow{TAI} \zeta = 1 \xrightarrow{TAI} c = c_{kr}$. Tällöin kaavan 17 ratkaisu on muotoa

$$x = (A + B \cdot t) \cdot e^{-\omega_n \cdot t} \quad (21)$$

Käyttämällä alkuehtoja $x = x_0$ ja $\frac{dx}{dt} = v_0$, kun $t = 0$ saadaan

$$x = \left(x_0 + \left(\frac{v_0}{\omega_n} + x_0 \right) \cdot \omega_n \cdot t \right) \cdot e^{-\omega_n \cdot t} \quad (22)$$

Kriittisellä vaimennuksella liike on aperiodisen liikkeen tyyppinen, mutta vaimennus on pienin mahdollinen aperiodisen liikkeen saavuttamiseksi. Liike saavuttaa tasapainotilan lyhimmissä mahdollisessa ajassa. Tästä syystä kriittistä vaimennusta käytetään esimerkiksi monien osoitinkäyttöisten mittarien stabilointiin. Tilannetta havainnollistaa **kuva 6**.



KUVA 6. Kriittinen tapaus.

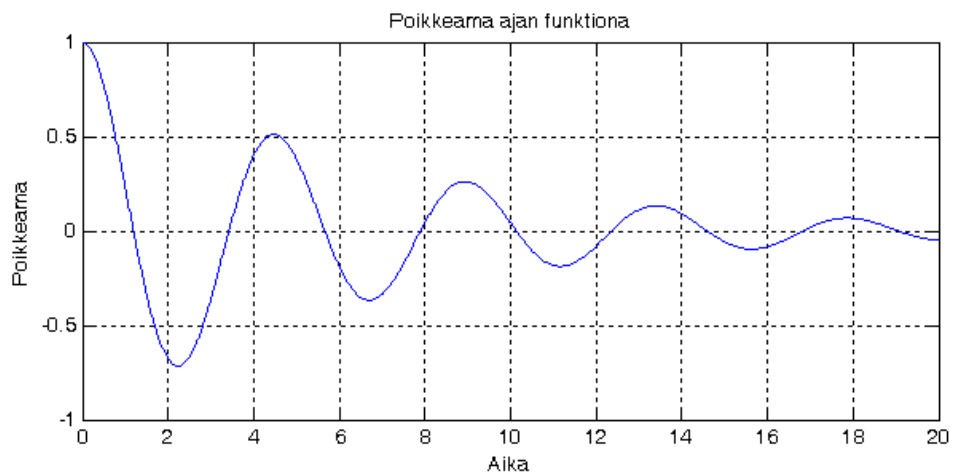
(Kärkkäinen 2005.)

2.3.3 Alikriittinen tapaus

Tapaus on alikriittinen kun $\zeta^2 - 1 < 0 \xrightarrow{TAI} \zeta < 1 \xrightarrow{TAI} c < c_{kr}$. Karakteristisen yhtälön juuret ovat tässä tapauksessa $\lambda_{1,2} = (-\zeta \pm i \cdot \sqrt{1 - \zeta^2}) \cdot \omega_n$ ja yleinen ratkaisu muotoa

$$x = X \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_n \cdot t} \cdot \sin(\sqrt{1 - \zeta^2} \cdot \omega_n \cdot t + \varphi) \quad (23)$$

Kaavan 23 perusteella havaitaan, että amplitudi, joka on $X \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_n \cdot t}$, pienenee jatkuvasti. Tilannetta havainnollistaa **kuva 7**.



KUVA 7. Alikriittinen tapaus, pieni vaimennus.

Liike ei enää ole harmonista, mutta kylläkin aikajaksollista ja sille saadaan jaksoksi

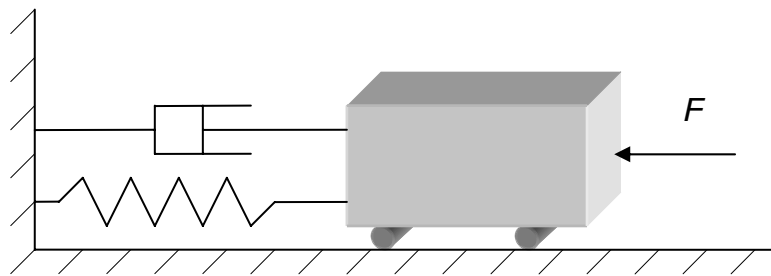
$$T_d = \frac{2 \cdot \pi}{\sqrt{1 - \zeta^2} \cdot \omega_n} \quad (24)$$

Koska vaimentamattoman värähtelyn jakso $T = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_n}$, saadaan

$$T_d = \frac{T}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (25)$$

(Kärkkäinen 2005.)

2.4 Jaksollinen vaimennettu pakkovärähtely



KUVA 8. Vaimennetun pakkovärähtelyn systeemi.

Pakkovärähtely on hyvin yleinen ilmiö koneissa ja laitteissa. Sen herätteenä eli aiheuttajana on useimmiten pyörivässä koneen elimessä oleva epätasapaino.

Puuttumatta matemaattiseen käsittelyyn, joka on hyvin saman kaltainen kuin edellisissä tapauksissa, saadaan systeemille liikeyhtälö

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + c \cdot \frac{dx}{dt} + k \cdot x = F_o \cdot \sin \omega \cdot t \quad (26)$$

Liikeyhtälön ratkaisu on

$$x = \frac{F_o}{(k - m \cdot \omega^2)^2 + c \cdot \omega^2} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) \quad (27)$$

Sovitaan seuraavat merkinnät

$X_o = \frac{F_o}{k}$ on pakkovoiman aikaansaama staattinen poikkeama

$X = \frac{F_o}{(k - m \cdot \omega^2)^2 + c \cdot \omega^2}$ on pakkoliikkeen amplitudi

$r = \frac{\omega}{\omega_n}$ on taajuussuhde, joka ilmoittaa vapaan ja

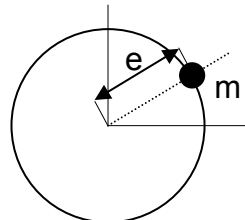
pakkovärähtelyn ominaiskulmataajuuksien suhteen. Pakkovärähtelyn ja vapaan värähtelyn amplitudien suhteelle saadaan laskemalla lauseke

$$\frac{X}{X_o} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot r)^2}} \quad (28)$$

Lauseketta 28 sanotaan suurennuskertoimeksi ja ilmoittaa, moniko kertaiseksi staattinen poikkeama kasvaa harmonisen pakkovoiman vaikutuksesta. Jos lausekkeessa $r = 1$, siis $\omega = \omega_n$ ja systeemin vaimennus ζ on lisäksi pieni, niin staattinen poikkeama kasvaa vaarallisen suureksi, sillä lausekkeen nimittäjä lähenee nollaa. Ilmiötä kutsutaan resonanssiksi ja sen syntymahdollisuus on aina otettava huomioon rakenteiden suunnittelussa. (Kärkkäinen 2005.)

2.5 Pyörivä epätasapainomassa

Hyvin yleinen ongelmallisen värähtelyn lähde on pyörivä epätasapainomassa. Massa, joka on tietyllä etäisyydellä pyörimisakselilta, aiheuttaa keskipakoisvoiman joka on riippuvainen massan suuruudesta, etäisyydestä pyörimisakseliin sekä pyörimisnopeudesta. Pyörivää epätasapainomassaa voidaan tarkastella kahdella tavalla koneensuunnittelijan kannalta. Epätasapainomassana m joka on etäisyydellä e pyörimisakselilta, taikka akselina jonka massa on m ja pyörimisakseli on etäisyydellä e massapisteakselista.



KUVA 9. Pyörivä epätasapainomassa. Lähde: I-Deas 2003.

Keskipakoisvoima lasketaan yhtälön (29) mukaan.

$$F(\omega) = m \cdot e \cdot \omega^2 \quad (29)$$

jossa $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$ (I-Deas 2003).

Massapisteakselin etäisyys pyörimisakselista on siis

$$e = \frac{F}{m \cdot \omega^2} \quad (30)$$

Kaavassa 30 m on nyt koko akselin paino. Pyörimisnopeus voidaan valita vapaasti.

Tarkastellaan akselia jonka halkaisija on 114,3mm, massa 20kg ja että akseli olisi tasapainossa, täytyy sen pintaan kiinnittää 100g paino. Painon etäisyys e on silloin 57,15mm. Kun jäykkää akselia pyöritetään nopeudella, joka on huomattavasti suurempi kuin kriittinen pyörimisnopeus, alkaa akseli pyöriä massapisteakselinsa ympäri (Wuolijoki 1972). Silloin tukipisteiden (laakerit) täytyy liikkua.

Tukipisteen liike on sama kuin pyörimisakselin etäisyys massapisteakselista. Syntyvä keskipakoisvoima on

$$F(\omega) = m \cdot e \cdot \omega^2 \Rightarrow 0,1kg \cdot 57,15mm \cdot (2 \cdot \pi \cdot 10Hz)^2 = 22,5619N$$

Massapisteakselin etäisyys pyörimisakselista on siis

$$e = \frac{F}{m \cdot \omega^2} \Rightarrow \frac{22,5619N}{20kg \cdot (2 \cdot \pi \cdot 10Hz)^2} = 0,286mm. \text{ Tästä huomataan että massan}$$

ja etäisyyden e suhde pysyy samana. Näin etäisyys voidaan laskea myös suhteella

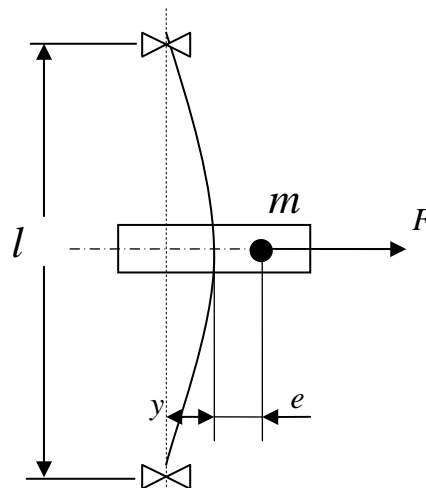
$$\frac{57,15mm}{Xmm} = \frac{0,1kg}{20kg} \Rightarrow \frac{57,15mm \cdot 0,1kg}{20kg} = 0,286mm$$

3 AKSELIVÄRÄHTELYJEN MALLINTAMINEN

Tässä luvussa tarkastellaan perunankuorimakoneen telaa ja pyritään soveltamaan siihen värähtelyoppia sekä kirjallisuudesta tunnettuja akselinvärähtelyn mallinnusmenetelmiä.

3.1 Massapistemenetelmä

Tuetun akselin menetelmä käy hyvin pitkien ja hoikkien akseleiden laskentaan. Siinä akseli kuvitellaan massattomaksi kuitenkin siten että keskellä on massallinen vauhtipyörä. Akselia käsitellään siten että se on pystysuorassa, laakerituennat ovat kitkattomia ja liikkumattomia. (Wuolijoki 1972.)



KUVA 10. Massapistemen akseli. Lähde: Wuolijoki 1972.

Kuva 9 esittää todellisen akselin tilannetta jossa materiaalin epätasaisuudesta johtuen massakeskipiste poikkeaa pyörimisakselista epäkeskisyyden e verran. Tällöin akseli pyöriessään asettuu tilaan, jossa keskipakovoima ja akselin kimmovoima ovat tasapainossa taipuman ollessa y ja kulmanopeuden ω . Massan m keskipakovoima on tällöin

$$F = m \cdot (y + e) \cdot \omega^2 \quad (31)$$

ja akselin jännitysvoima, jos k on jousivakio,

$$F = k \cdot y \quad (32)$$

Pyörimisnopeuden ω kasvaessa, kasvaa myös keskipakovoima ja akselin taipuma. Pyörimisnopeuden kasvaessa tulevat materiaalin rajat vastaan, taipuman kasvaessa liiaksi rikkoontuu akseli. (Wuolijoki 1972.)

Kriittisen pyörimisnopeuden kaava (Wuolijoki 1972).

$$n_{kr} = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{48 \cdot E \cdot I}{m \cdot l^3}} \quad (33)$$

antaa värähtelytaajuuden **kuvan 9** asetelmalle. Yhtälö on muodostettu kaksitukisen palkin taivutus yhtälöstä 34.

$$f_m = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (34)$$

Tutkitaan putkimaisen akselin käyttäytymistä kun akselina on kaksi metriä pitkä teräsputki jonka ulkohalkaisija on 88.9mm ja seinämänvahvuus 4.05mm. Lasketaan ensin vääntöneliömomentti I .

$$I = \frac{\pi \cdot d_k^3 \cdot t}{4} \rightarrow \frac{\pi \cdot (88.9mm - 4.05mm)^3 \cdot 4.05mm}{4} = 1.943 \cdot 10^{-6} m^4$$

Massa on tilavuuden ja materiaalin tiheyden tulo.

$$A = \left[\pi \cdot \left(\frac{D}{2} \right)^2 \right] - \left[\pi \cdot \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] \rightarrow \left[\pi \cdot \left(\frac{88.9mm}{2} \right)^2 \right] - \left[\pi \cdot \left(\frac{80.8mm}{2} \right)^2 \right] = 1.08 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$m = (A \cdot l) \cdot \rho \rightarrow (1.08 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot 2m) \cdot 7830 \frac{kg}{m^3} = 16.9kg$$

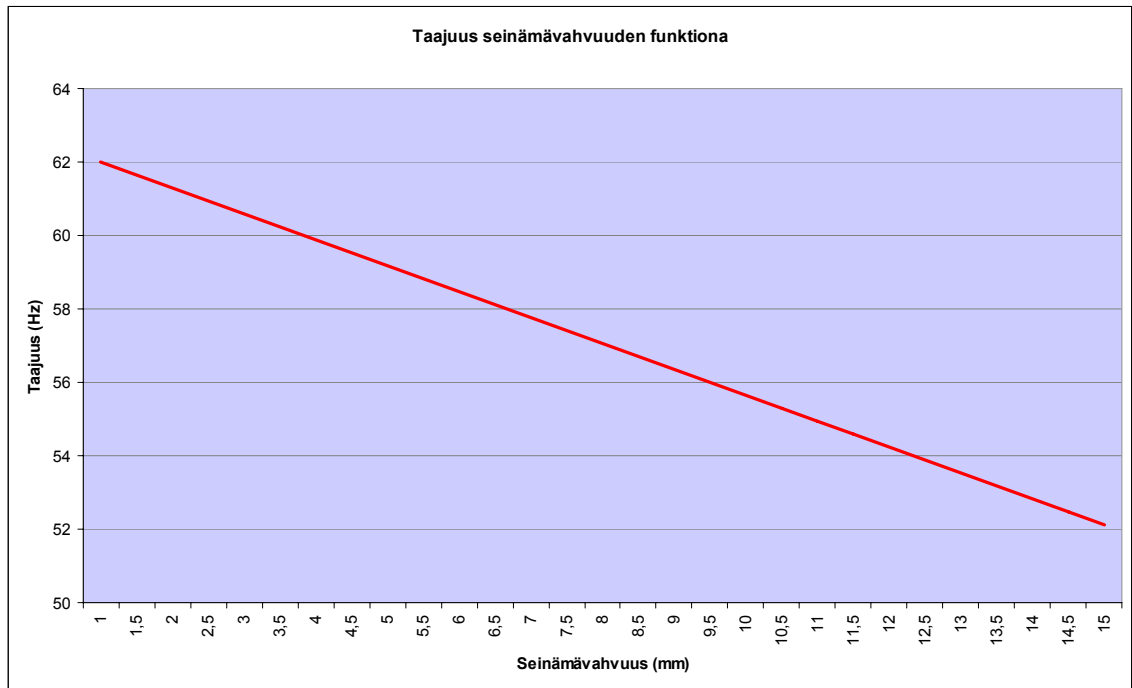
Sijoitetaan lasketut tiedot kaavaan 33 joka antaa kriittisen taajuuden pyörimisnopeutena $\frac{r}{\min}$.

$$n_{kr} = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{48 \cdot 205 \cdot 10^9 Pa \cdot 1.9 \cdot 10^{-6} m^4}{16.9kg \cdot 2m}} = 3.59 \cdot 10^3 Hz$$

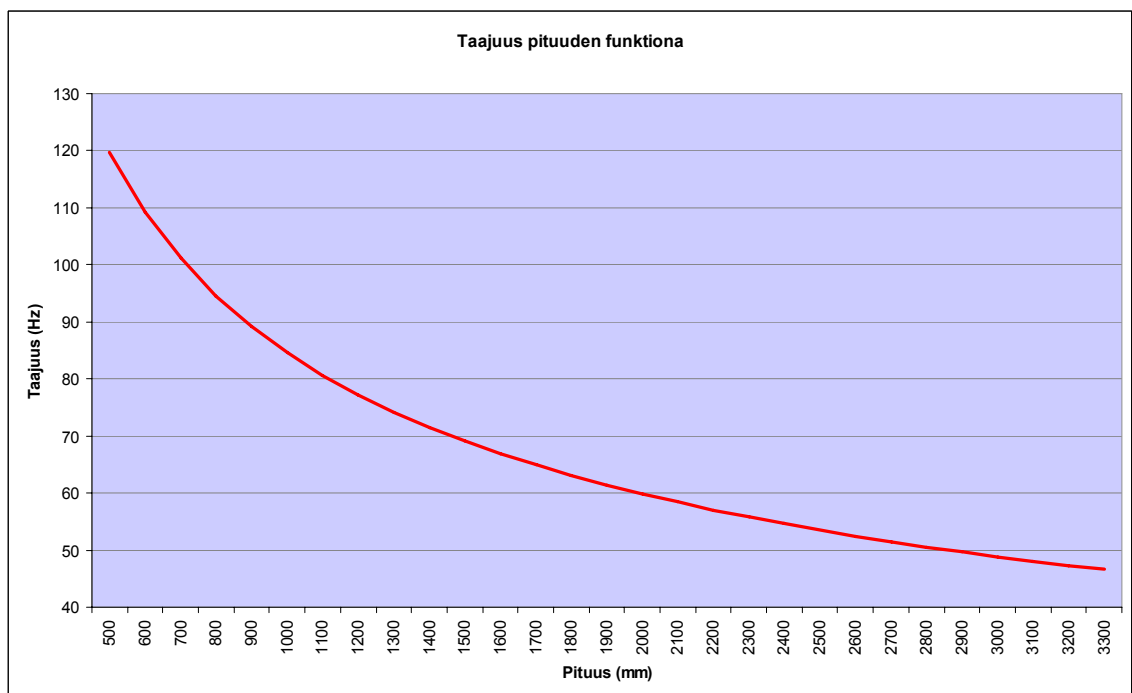
Taajuus on siis

$$f = \frac{3.59 \cdot 10^3 Hz}{60} = 59.9 Hz$$

Kuvan 11 viivadiagrammista nähdään kriittisen taajuuden riippuvuus putken seinämänvahvuudesta. Seinämän vahvuudella ei ole huomattavaa vaikutusta värähtelytaajuuteen toisin kuin akselin pituudella. Akselin pituuden vaikutus taajuuteen nähdään **kuvasta 12**.



KUVA 11. Taajuus seinämävahvuuden funktiona.

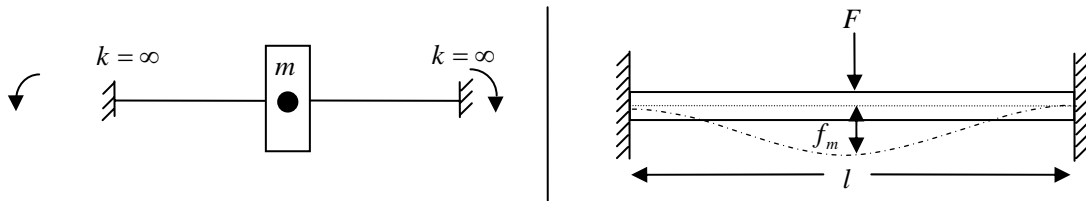


KUVA 12. Taajuus pituuden funktiona.

Tuennan laadun vaikutusta kriittiseen värähtelytaajuuteen voidaan tutkia vaihtamalla kaava 34 jäykästi tuetun palkin taivutusyhtälöön 35.

$$f_m = \frac{F \cdot l^3}{192 \cdot E \cdot I} \quad (35)$$

Kun kaava 34 sopii Y laakereille, on kaava 35 vääntöjäykille laakereille kuten neulalaakereille.



Kuva13. Jäykästi tuettu pistemassa-akseli sekä palkki.

Kaava 35 saatetaan nyt muotoon (Wuolijoki 1972).

$$n_{kr} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{192 \cdot E \cdot I}{m \cdot l^3}} \quad (36)$$

jolloin kriittiseksi pyörimistaajuudeksi saadaan

$$n_{kr} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{192 \cdot 205 \cdot 10^9 \text{ Pa} \cdot 1.9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4}{16.9 \text{ kg} \cdot 2 \text{ m}}} = 119.818 \text{ Hz}$$

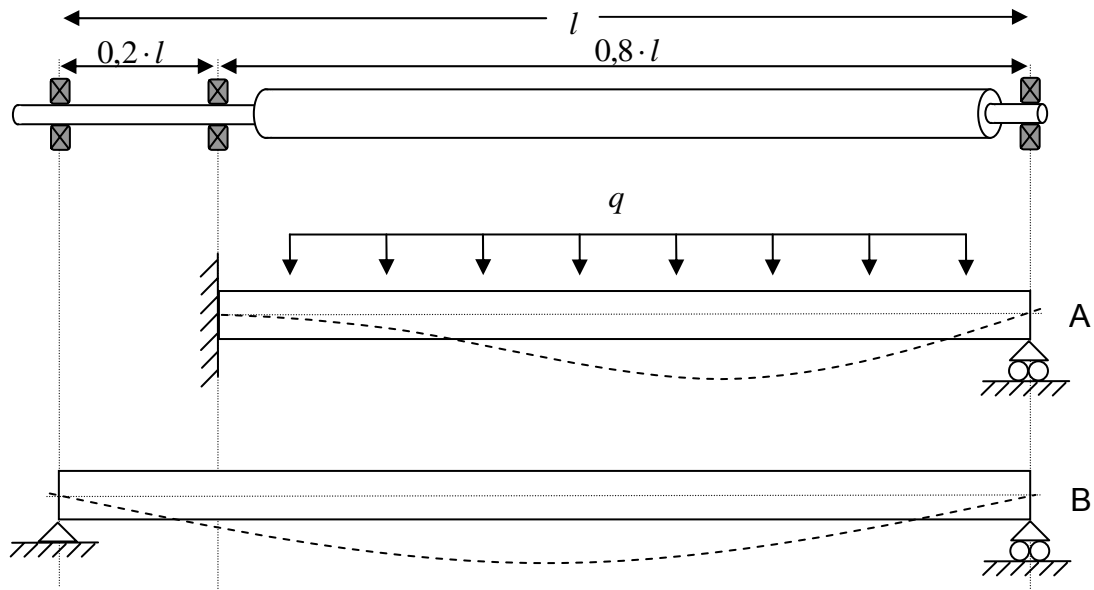
Kuten huomataan, on tuennan vaikutus kriittiseen taajuuteen huomattava.

Kun akseli on tuettu **kuvan 14** mukaisesti kolmella laakerilla, voidaan se yksinkertaistaa tuetuksi palkiksi jonka toinen pää on tuettu jäykästi ja toinen nivelletysti (14A). Akselin taipuma on kuitenkin niin pieni että keskimmäisen laakerin välyksen ollessa iso, saattaa akseli värähdellä myös kuten se olisi tuettu vain kahdella laakerilla (14B). Todennäköistä kuitenkin on että laakerit eivät sijaitse samalla suoralla ja tällöin taivuttavat akselia niin että siinä on jatkuva staattinen jännitys. Tästä kertovat myös värähtelymittaukset, akselin värähtelykäyttäytyminen on normaalista poikkeavaa. **Kuvan 14** kohdan **A** ominaistaajuuden kaava on

$$f_i = \frac{\lambda_i^2}{2 \cdot \pi \cdot L^2} \cdot \left(\frac{E \cdot I}{m} \right)^{\frac{1}{2}} \xrightarrow{\text{jossa}} i = i_1, i_2, i_3, \dots \quad (37)$$

$$i_1 = 3.9266 \quad i_2 = 7.0686 \quad i_3 = 10.210$$

(Wuolijoki 1972).



KUVA 14. Akselin tuennan käyttäytyminen.

Kuvan 14 B kohdalle yhtälössä 37 i saa arvoksi

$$i_1 = 1 \cdot \pi \quad i_2 = 2 \cdot \pi \quad i_3 = 3 \cdot \pi \quad i_4 = 4 \cdot \pi$$

Kohdan A ominaistaajuuksiksi saadaan, kun $0,8 \cdot l = 2m$

$$f_1 = 94.3 \quad f_2 = 305.6 \quad f_3 = 637.6$$

Lasketaan kohdan B jäyhyysmomentti kun 30mm tankoa on 0,2xL ja putkea 0,8xL.

$$I = \frac{(0.2 \cdot 3.97608 \cdot 10^{-8} m^4) + (0.8 \cdot 1.948 \cdot 10^{-6} m^4)}{2} = 7.8317 \cdot 10^{-7} m^4$$

Ominaistaajuuksiksi kohdan B asetelmalle saadaan

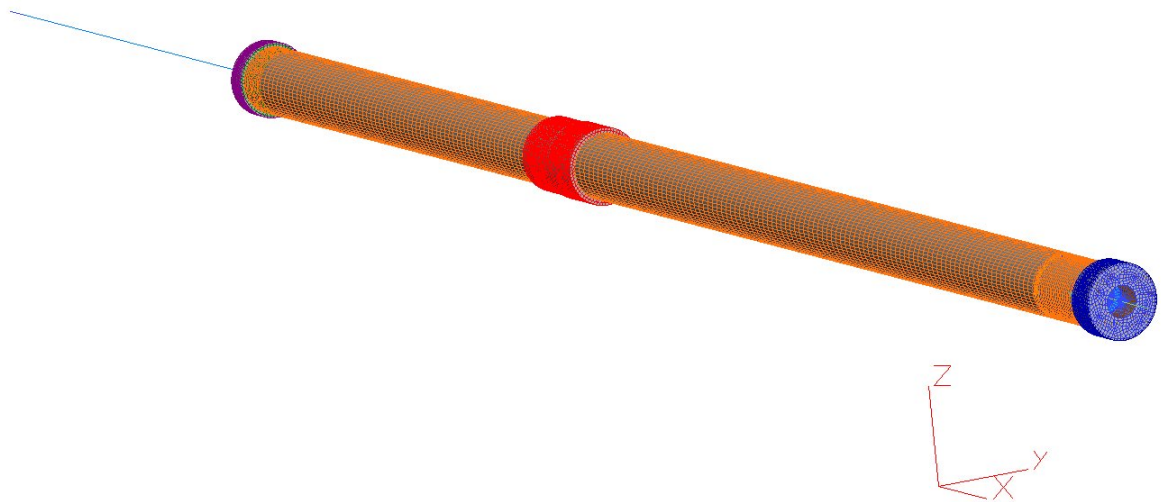
$$f_1 = 61.2 \quad f_2 = 122.5 \quad f_3 = 183.7$$

Koska todellisessa akselissa joustavia liitoksia on enemmän, on laskettu ominaistaajuus suurempi kuin todellisuudessa.

3.2 FEM-mallinnus

Elementtimenetelmällä voidaan mallintaa ominaismuodot tarkasti käyttämällä kolmiulotteista elementtimallia. Tuloksien tarkkuus riippuu pitkälti siitä, miten tarkasti malli on rakennettu vastaamaan todellista tilannetta.

FEM-mallinnus teetettiin Espoolaisella Lamek Finland Oy:llä, jossa mallinnuksen suoritti Markku Lavi. FEM mallinnuksen Lavi suoritti Algor-nimisellä FEM-laskentaohjelmalla. Lavi rakensi mallin siten, että siinä oli mukana kaikki akselin ominaisvärähtelyyn mahdollisesti vaikuttavat tekijät, kuten kiilahihnapyörä sekä laakerit välyksineen. **Kuvassa 15** on Lavin Algor-ohjelmalla tekemä telan malli.



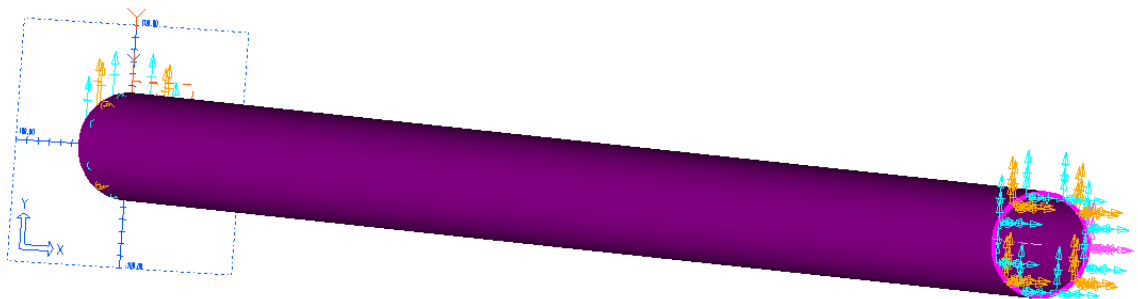
KUVA 15. Algor ohjelmalla tehty telan malli. Lähde: Lavi.

Lavi päätyi laskennoissaan tulokseen 21.3 Hz mikä on telan ensimmäisen ominaismuodon taajuus, toisen ominaismuodon taajuuden ollessa 210 Hz. Kiilahihnapyörän ominaistaajuudeksi Lavi sai 77 Hz. Ominaistaajuuksien nostamisen keinoiksi Lavi esittää raportissaan muutamia keinoja. Laakereiden tulisi olla välyksettömiä, hitsatut liitokset tulisi korvata kutistusliitoksilla ja mikäli akselin kiinnittämisessä käytetään holkkeja, tulisi niiden olla kartiomaisia kitkaliitosholkkeja. Salassapitosopimuksesta johtuen Lavin raporttia ei julkaista tässä opinnäytetyössä.

3.3 I-DEAS-ohjelmisto

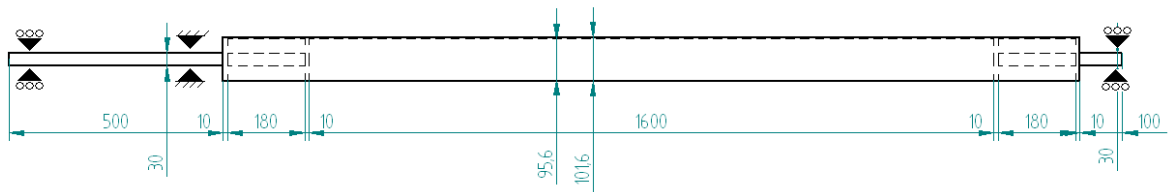
I-DEAS on CAD-ohjelma jossa on FEM-ominaisuudet mukana. I-DEAS on käyttöliittymältään huomattavasti monimutkaisempi, verrattuna opintoihin kuuluneeseen Solid Edge CAD-ohjelmaan. I-DEAS-ohjelmaan on kuitenkin mahdollista tuoda Solid Edge-ohjelmalla piirretyt kappaleet tallentamalla ne ensin IGES- tai STEP-dokumentiksi. Ohjelman käyttöliittymän monimutkaisuuden vuoksi päädyttiin tarkastelemaan ominaisvärähtelyä ainoastaan yhdellä kappaleella jättämällä kokonaan pois useasta kappaleesta koostuva rakenne. Kun mallinnettava kappale oli yksinkertainen, voitiin tehdä nopeasti useita mallinnuksia ja näin tarkastella miten akseliputken pituus, massa, ulkohalkaisija ja seinämävahvuus vaikuttavat ominaisvärähtelyyn.

I-DEAS-ohjelmassa mallinnus etenee siten että ensin mallinnetaan kappale kolmiulotteisessa tilassa. Tämän jälkeen kappaleelle määritellään tuennat ja kappaleeseen kohdistuvat voimat. Lopuksi luodaan kappaleelle MESH eli verkko, joka määrittelee mistä ja miten monesta pisteestä muodonmuutokset taikka jännitykset lasketaan. MESH-verkon määrittäminen tiheäksi parantaa tuloksen tarkkuutta, mutta ratkaisun laskeminen vie tällöin enemmän aikaa.



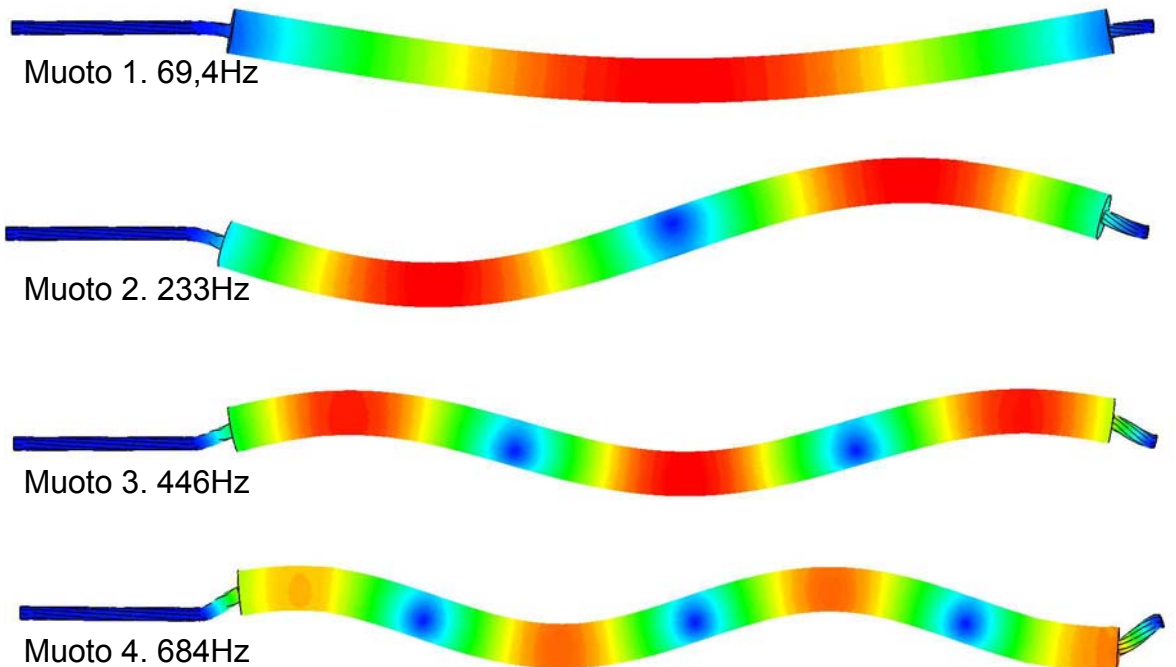
KUVA 16. Putki jonka päihin on määritetty tuenta.

I-Deas-ohjelmalla mallinnettiin **kuvan 17** mukaisen telan ominaisuudet. Mallin MESH-verkossa oli 32386 kappaletta elementtejä ja 64787 kappaletta solmupisteitä.



KUVA 17. Mallinnettu tela.

Matriisi valittiin ratkaistavaksi I-Deas-ohjelmassa käyttäen Lanczos-algoritmia. Telan ensimmäiseksi ominaisuuden taajuudeksi saatiin 69,4 Hz joka on lähellä kaavan 37 ratkaisua.



KUVA 18. Neljä ensimmäistä ominaisuutta.

Telan vetoakselin ominaistajuudeksi saatiin 843 Hz, mikä on niin suuri taajuus ettei sillä koneen käytön kannalta ole merkitystä.



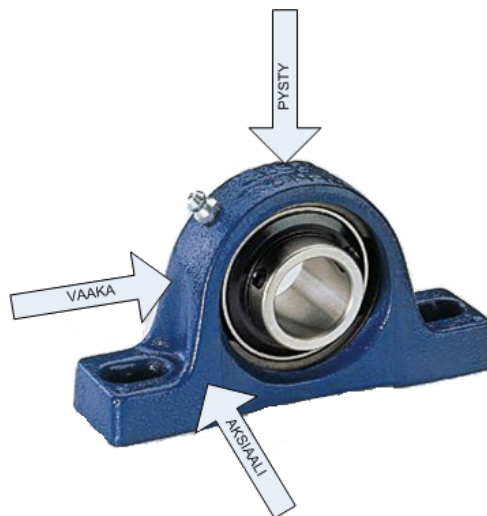
KUVA 19. Telan vetoakselin ensimmäinen ominaisuus.

4 VÄRÄHTELYMITTAUS

Tämä luku käsittelee värähtelymittausta. Luvussa käydään läpi värähtelymittauksen oikeaoppinen suorittaminen, mittalaitteet sekä mittausdatan tulkitseminen ja visualisointi. Värähtelyn aiheuttamaa laakerikuormitusta selvitetään laakereiden lämpökamerakuvauksella.

4.1 Mittaaminen

Värähtelymittaukset suoritettiin teoksen (PSK 2004) mukaisesti. Anturin kiinnittämiseen teos antaa seuraavan ohjeen, *”mittauspiste valitaan siten, että värähtelylähde ja mittausanturi ovat mekaanisesti mahdollisimman lähellä toisiaan”*. Myös anturin suunnalla on merkitystä, mitataanko säteissuuntaista värähtelyä vai aksiaalista värähtelyä.



KUVA 20. Mittauspisteet.

Lähimmäksi pyörivää akselia päästään kun anturi kiinnitetään laakeripukkiin, kuten **kuvassa 20**. Kun ei haluta mitata suurtaajuisia värähtelyitä, voidaan käyttää mekaanista suodinta (PSK 2004). Käytännössä tämä tarkoittaa anturin ja värähtelevän pinnan väliin kiinnitettävää joustavaa kappaletta, kuten kumista levyä.

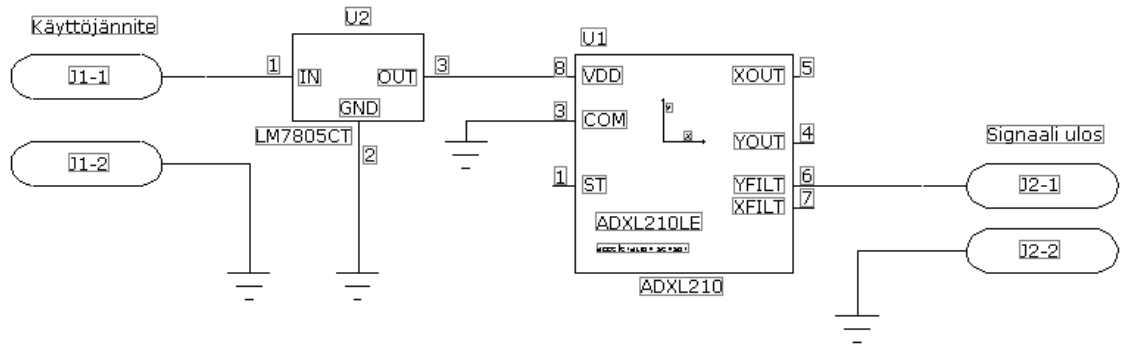
4.2 Mittalaitteet

Erilaisia värähtelymittauslaitteistoja on markkinoilla runsaasti. Lähes kaikki mittalaitteet perustuvat kiihtyvyyssanturiin ja sen antamaan kiihtyvyystietoon. Poikkeuksena ovat optisesti toimivat laitteet, jotka eivät vaadi mekaanista kosketusta.

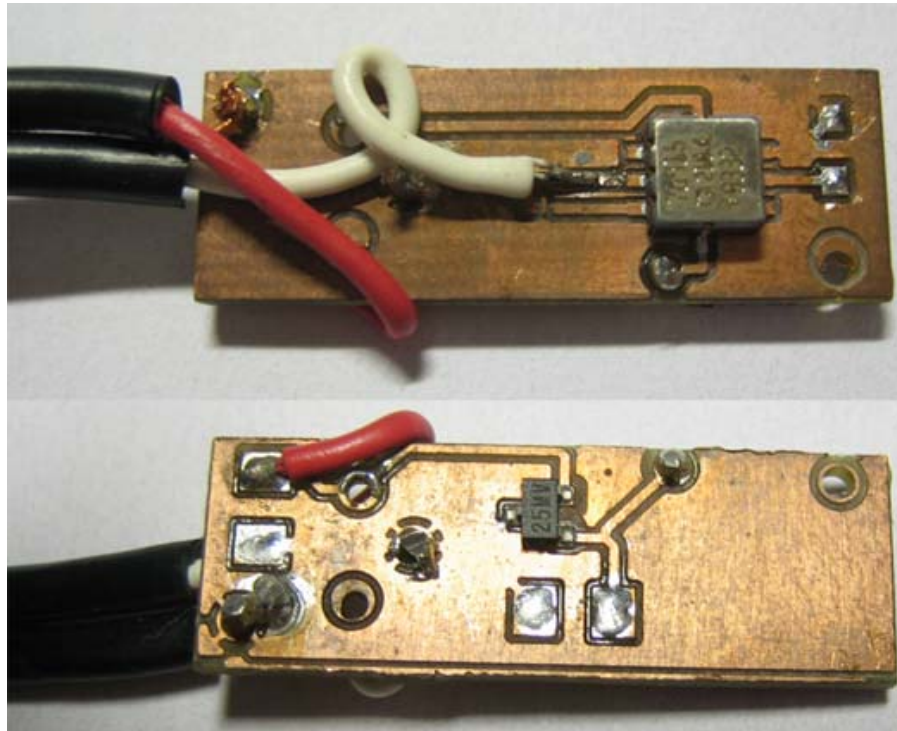
4.2.1 Kiihtyvyyssanturi

Värähtelymittauksia suoritettiin ensimmäiseksi tietokoneen äänikortin linja-sisääntuloon kytketyllä kiihtyvyyssanturilla. Kiihtyvyyssanturina käytettiin Analog Devicesin valmistamaa kiihtyvyyssanturia ADXL210JE. Anturi on valmistettu MEMS-tekniikalla, ja se kykenee mittaamaan kiihtyvyyttä välillä ± 10 g. Anturi voi mitata värähtelyä hyvin laajalla taajuusalueella ja ulostuleva signaali on lineaarinen. Ainut taajuutta rajoittava tekijä on näytteenottotaajuus. Kun näytteenottotaajuus on äänikortissa 48000 näytettä sekunnissa, on suurin havaittava taajuus 24 kHz. Anturin oma ominaisvärähtelytaajuus on 10 kHz, joten värähtelyn voimakkuus tällä taajuudella ei pidä paikkaansa.

Ulostulevan signaalin nollakohta ei sijaitse nollassa voltissa, mutta tämä ei kuitenkaan häiritse kun tarkastellaan värähtelyjen voimakkuutta eri taajuusalueilla. Toimiakseen kiihtyvyyssanturi tarvitsee vain käyttöjännitteen väliltä 3-5.25 voltia. Mittauksia helpottamaan tehtiin piirilevy, johon kiihtyvyyssanturi sekä jänniteregulaattori kiinnitettiin.



KUVA 21. Piirikaavio.

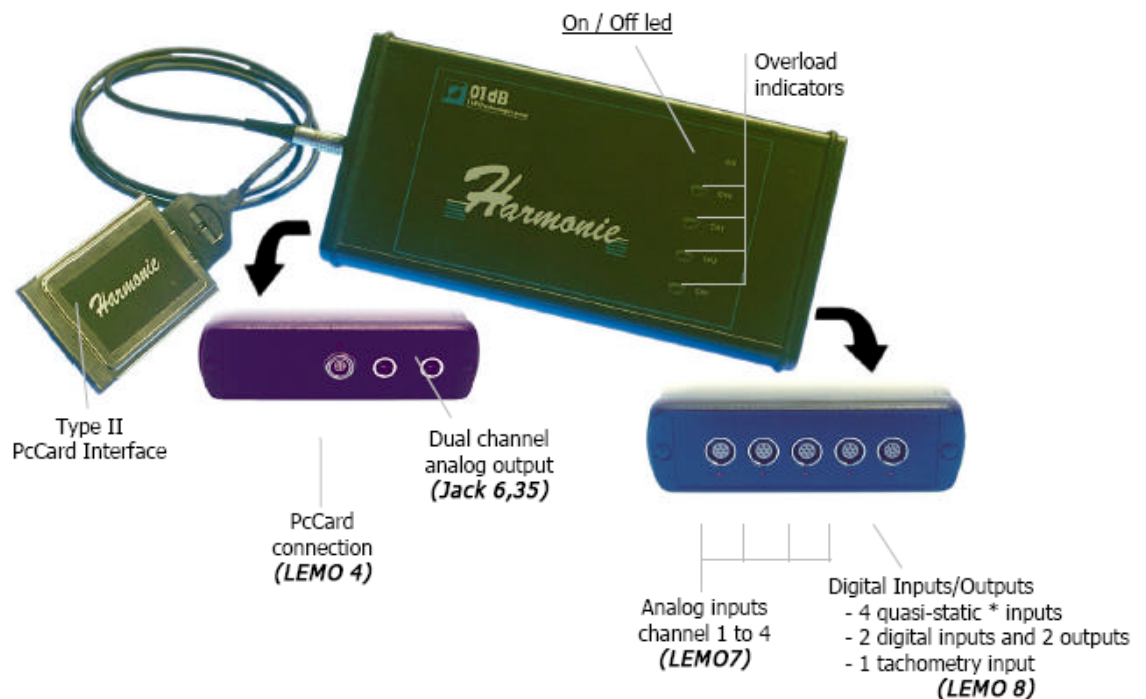


KUVA 22. Piirilevy jossa anturi ja regulaattori.

Anturi toimi erinomaisesti tehdyissä värähtelymittauksissa, koska sillä voi mitata hyvin alhaista taajuutta. Anturilla voi mitata staattista kiihtyvyyttä, kuten maan vetovoimaa. Toisinsanoen anturin alarajataajuus on 0 Hz.

4.2.2 01dBStell Harmonie

Harmonie on mittausjärjestelmä, joka koostuu digitointiyksiköstä sekä signaalin kaappaus ja analysointi ohjelmistosta. Digitointiyksikkö liitetään tietokoneeseen PCMCIA-kortin kautta ja siihen voidaan kytkeä kolme anturia, joko mikrofoneja tai kiihtyvyyssantureita. Järjestelmään sisältyy kolmiakselinen kiihtyvyyssanturi, jolla voidaan yhdellä mittauksella tallentaa värähtelyt kolmeen eri suuntaan samanaikaisesti.

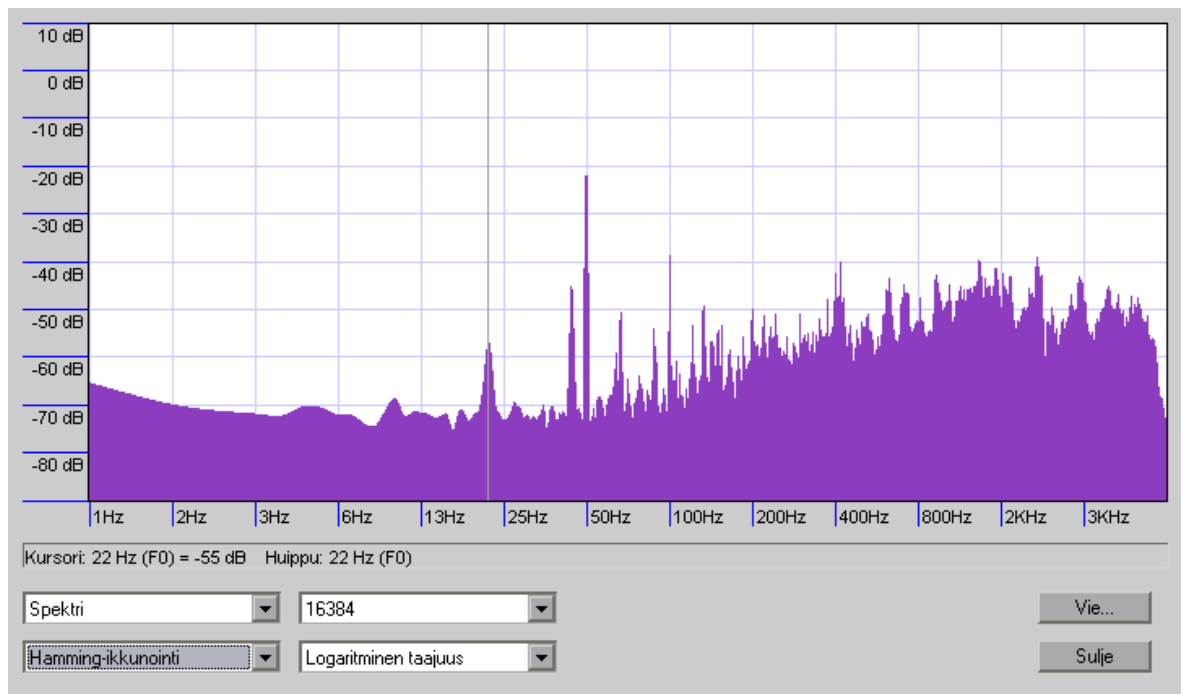


KUVA 23. Harmonie digitointiyksikkö. Lähde: 01dB-Stell, 2001.

Järjestelmän analysointiohjelmat ovat selkeästi tarkoitettu äänen mittauksiin rakennuksissa ja ympäristöissä. Matalien taajuuksien, kuten akselivärähtelyjen, visualisointi ohjelmistolla on vaikeata. Järjestelmää voidaan käyttää myös reaaliaikaiseen seurantaan, jolloin näytettävän suureen voi valita.

4.3 Mittausdatan analysointi

Tallennetusta värähtelydatasta on vaikea sellaisenaan nähdä mitään, joten data täytyy muuttaa helpommin ymmärrettävään muotoon. 01db-Stell-ohjelman visualisointityökalut on tarkoitettu lähinnä äänien tutkimiseen akselivärähtelyjen esiintyessä huomattavasti pienemmillä taajuuksilla. 01db-Stell-ohjelmassa onkin Export-toiminto, jolla mittausdatan saa tuotua Matlab-ohjelmaan tarkempaa tarkastelua varten. Värähtelydata voidaan myös tallentaa .wav-muotoon, jolloin taajuus-spektrianalyysi voidaan muodostaa jollain äänenkäsittelyohjelmalla. Tällainen toiminto löytyy muun muassa Audacity-nimisestä ohjelmasta, jota voi vapaasti kopioida ja levittää sillä se on GNU General Public-lisenssin alainen.

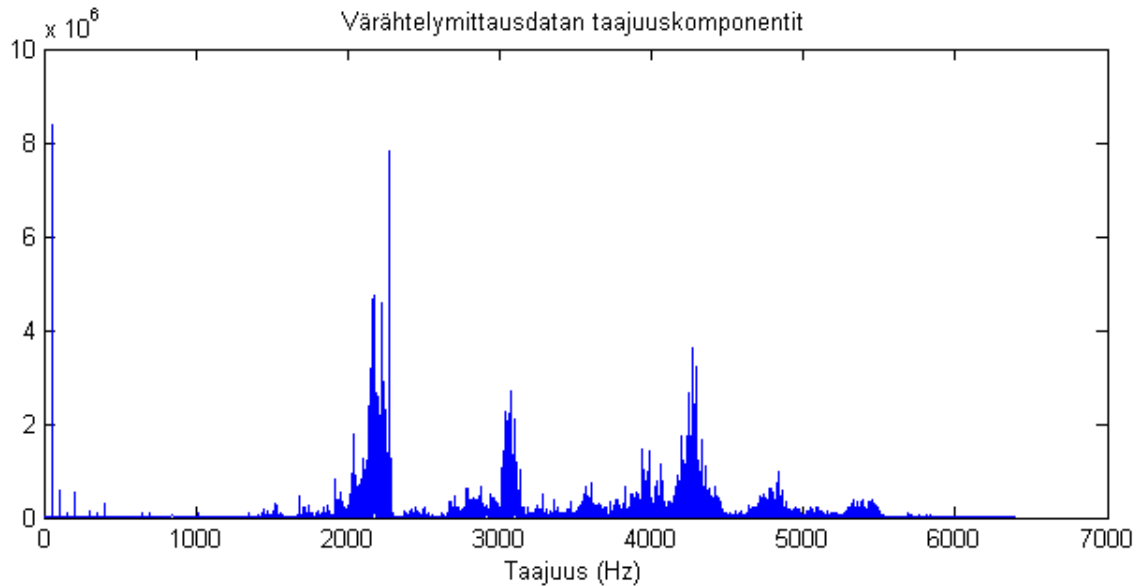


KUVA 24. Audacity-ohjelman taajuusspektrinäyttö.

Audacity-ohjelman taajuusspektrinäytössä havaitaan piikki 22 Hz kohdalla, tämä oli akselin pyörimisnopeus mittaushetkellä. 50 Hz:n kohdalla oleva piikki johtuu 50 Hz:n verkkovirran aiheuttamasta häiriöstä. Harmonicue-mittalaitteen anturin johtimien häiriösuojaus on puutteellinen tai virtalähteen suodatus liian heikko. Tämä 50 Hz:n piikki jätetään huomioitta akselin käyttäytymistä tarkastellessa.

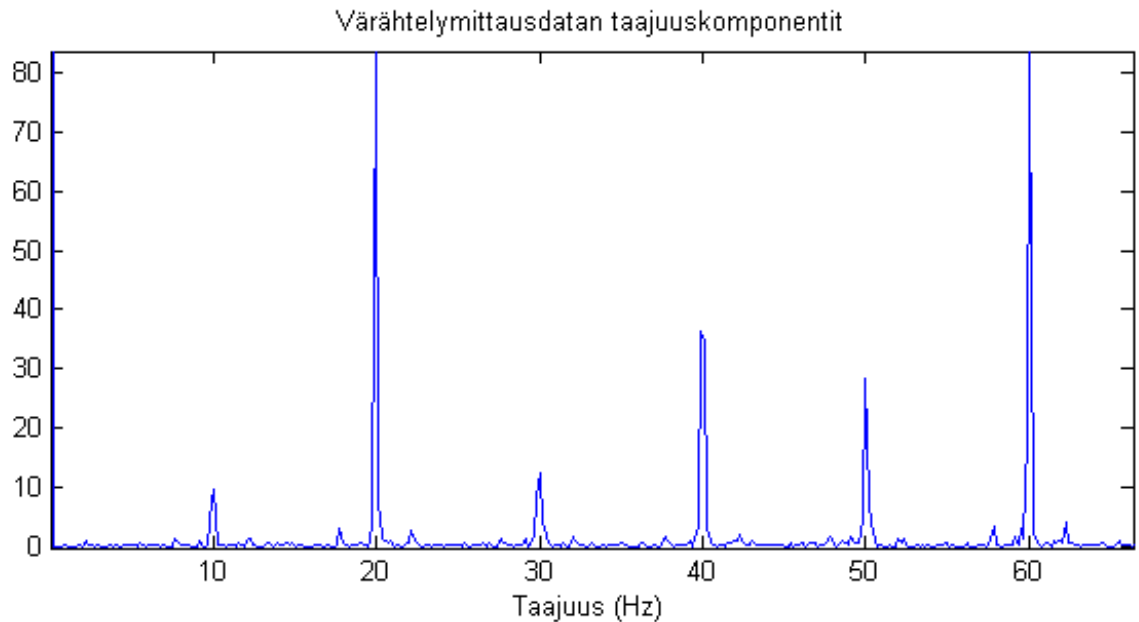
4.3.1 Matlab

Matlab ohjelman perusversio sisältää Fast Fourier Transform-funktion, jolla taulukkomuotoon tallennetun värähtelydatan sisältämät siniaaltoiset komponentit saadaan laskettua halutulta taajuusalueelta. Liitteistä 1, 2 ja 3 löytyvät Matlab ohjelmien-lähdekoodit, joilla seuraavat visualisoinnit voidaan toteuttaa. Matlab-ohjelman FFT() funktiolla voidaan tarkastella mittausdatan spektriä.



KUVA 25. Värähtelyn taajuus spektri.

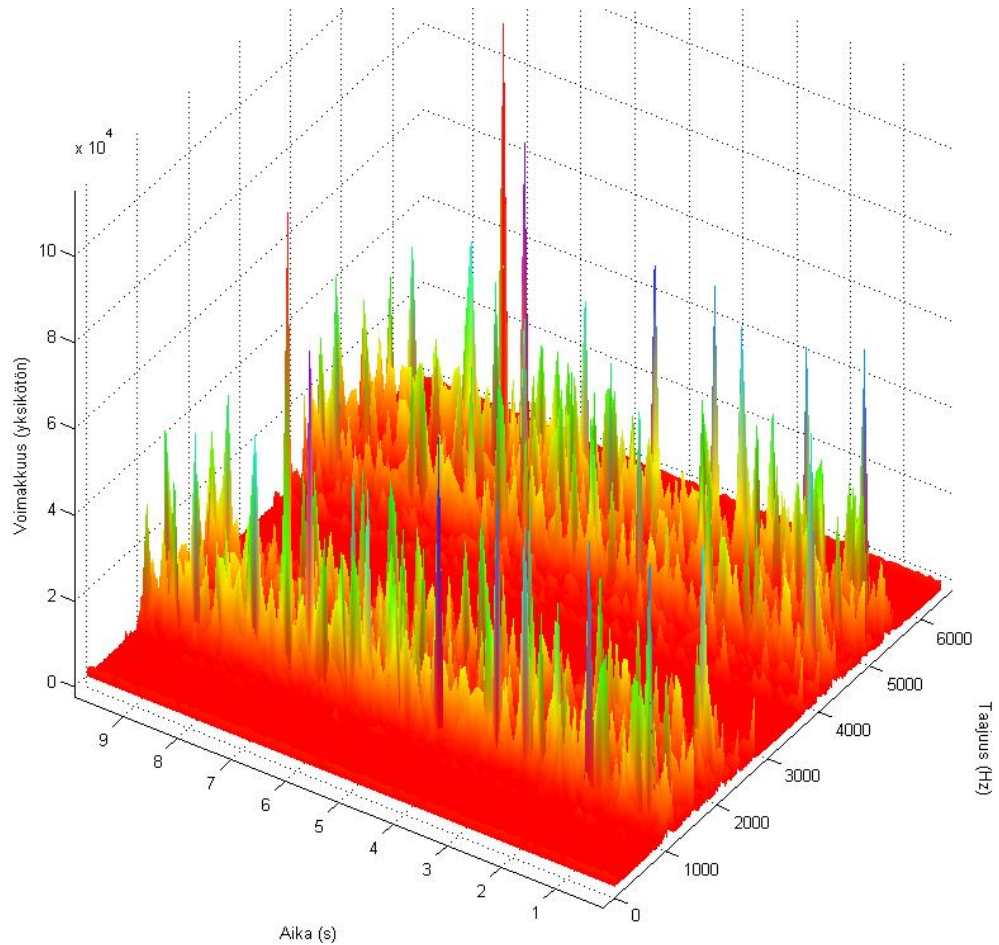
Melun kannalta **kuvan 25** suuritaajuisetkin värähtelyt ovat merkittäviä, koska ne ovat selkeästi kuuloalueella. Pyörivän akselin käyttäytymistä tutkittaessa tärkeä informaatio löytyy kuitenkin lähempää pyörimisnopeutta. Matlab-ohjelmassa taajuusspektrikuvaa voidaan suurentaa ja tarkastella vain jotakin tiettyä aluetta. Tällaista tarkastelua kutsutaan myös verhokäyräanalyysiksi (PSK 2004).



KUVA 26. Värähtelyjen voimakkuus alueella 0-70Hz.

Värähtelymittauksissa tarkastellaan usein myös nopeutta tai matkaa, miten nopeasti tai miten suuren liikkeen tukipiste tekee. **Liitteen 2** Matlab-ohjelma laskee kiihtyvyyssignaalista nopeustiedon ja näyttää sitten sen sisältämät taajuuskomponentit.

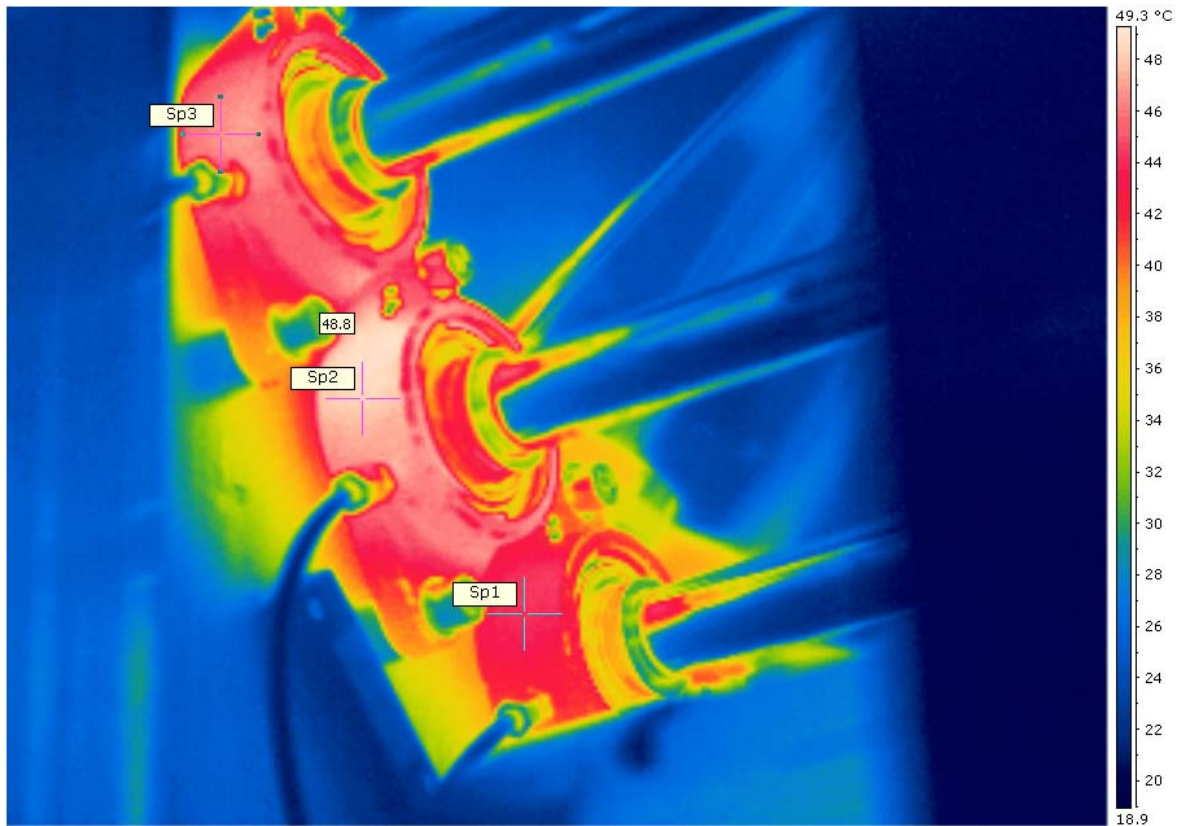
Kun järjestelmässä on useita eritaajuisia värähtelijöitä, vaihtelee värähtelytaso aikaan nähden. Tätä kutsutaan huojunnaksi ja sitä voidaan Matlab-ohjelmalla visualisoida jakamalla mittausdata useaan palaan ja tekemällä paloista erillisiä spektri kuvaajia. Sijoittamalla kuvaajat sitten peräkkäin, saadaan kolmiulotteinen pinta, josta huojunta voidaan havaita. Aika-FFT-funktion lähdekoodi on **liitteessä 3**.



KUVA 21. Aikataajuuskuvaaja.

4.4 Laakereiden lämpökamerakuvas

Kun tela pyöri ominaisvärähtelytaajuudella ja värähtely on voimakasta, saattavat laakerit kuormittua normaalia enemmän. Kuormitus kasvaa myös, jos tela on tuettu useammalla kuin kahdella laakerilla, jotka eivät ole samassa linjassa. Laakereiden kuormitusta tutkittiin käynnistämällä kone ja ottamalla sitten säännöllisin väliajoin kuva laakereista. Näin saatiin selville laakereiden lämpenemisnopeus. Kuvaamalla voitiin myös selvittää, lämpenevätkö kaikki laakerit yhtä nopeasti. Jos jokin laakeri lämpenisi nopeammin kuin muut, johtuisi se luultavasti linjausvirheestä tai laakerivauriosta.



KUVA 22. Lämpökamerakuva laakereista.

Epätasapainon tai linjausvirheen erot telojen välillä olivat niin pieniä, ettei laakereiden lämpötiloissa tai lämpenemisnopeudessa ollut huomattavia eroja. Ruostumattoman teräksen kiiltävä pinta aiheutti myös ongelmia lämpökuvauksessa, niiden heijastaessa ympäristön säteilyä. Kiiltävät pinnat täytyisi päällystää mittausten ajaksi vaikkapa vesiliukoisella maalilla. Maali voitaisiin sitten pestä pois mittausten päätyttyä.

5 AKSELIVÄRÄHTELYJEN HALLINTA RAKENTEELLA

Tässä luvussa esitetään menetelmä, jolla telan ominaisvärähtelytaajuutta voidaan nostaa. Rakenteen ominaisuuksia ja käyttäytymistä tutkitaan I-Deas FEM-ohjelmalla. Luvussa tarkastellaan myös rakenteen kestävyyttä ja käyttöturvallisuutta. Telan heikoimman hitsiliitoksen kestävyys koestetaan.

5.2 Esijännitetty telarakenne

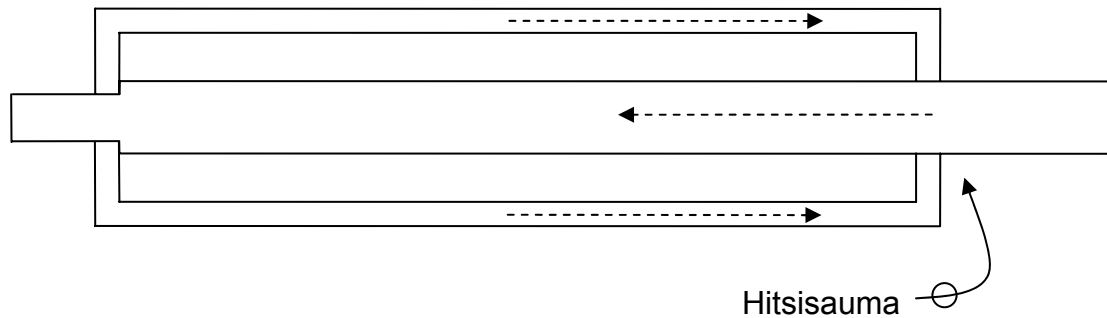
Wuolijoki (Wuolijoki 1972) esittää kirjassaan yhdeksi kriittistä pyörimisnopeutta nostavaksi tekijäksi, akselin vetojännitystä. Vetojännityksen vaikutusta värähtelytaajuuteen, voidaan demonstroida kitaran kielellä. Kun kitaran kieltä kiristetään, nousee sen sointiäänä eli ominaisvärähtelytaajuus. Kun suhteutetaan kitaran kielen poikkipinta-alaan kohdistuva voima, telan poikkipinta-alaan, joka on huomattavasti suurempi, voidaan kuvitella millainen voima telaan voidaan kohdistaa.

5.2.1 Jännityksen aikaansaaminen

Kun tela valmistetaan teräsputkesta, on suurimman värähtelyn aiheuttaja itse putki. Putkeen on mahdollista synnyttää vetojännitys käyttämällä hyväksi teräksen lämpölaajenemisominaisuutta. Terästanko jäädytetään jolloin se kutistuu, ja kiinnitetään sitten putken sisään. Kun putken sisään päistään kiinnitetty tanko alkaa lämmitä, se pitenee ja siten aiheuttaa putkeen vetojännityksen ollessaan itse samansuuruisen voiman puristuksen alla. **(Kuva 23)**

Sama jännitys voidaan muodostaa joko jäädyttämällä tankoa tai lämmittämällä putkea. Se kumpaa menetelmää käytetään, ei vaikuta lopputulokseen. Teräksen ominaisuuksiin kuitenkin kuuluu, että murtolujuus kasvaa, kun lämpötila laskee ja pienenee, kun lämpötila nousee. Jos tela on ruostumatonta tai haponkestävää

terästä, on lämmittäminen tai jäädyttäminen tapahduttava tasaisesti, tai kappale helposti vääristyy.



KUVA 23. Periaatteellinen telarakenne.

Kun jäädytettävä tanko ja telaputki ovat samaa materiaalia, aiheuttaa syntyvä voima muodonmuutoksen kappaleisiin niiden poikkipinta-alojen mukaan. Että molempiin kappaleisiin syntyisi sama jännitys, täytyy niiden poikkipinta-alan olla sama. Näin pystytään myös minimoimaan tarvittava raaka-aineen määrä.

Yleisen suunnitteluohjeen mukaan rakenteiden jännitys ei saa ylittää 0,2% venymärajaa. 0,2-venymäraja ilmaisee jännitystason, jossa aineeseen syntyy 0,2 %:n pysyvä venymä (Koivisto, ym. 1999). Tämä 0,2-venymäraja jännitys on ruostumattomalla Grade304-teräksellä 205 MPa:a. Luettelosta valittiin tarkoitukseen sopiva putki, jonka ulkohalkaisija on 88,9 mm ja seinämänvahvuus 4,05 mm (Stén & Co Oy Ab. 2003). Putken poikkipinta-ala on

$$A = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left[\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \right] = 1,08 \cdot 10^{-3} m^2$$

Putkea venytettäessä se saavuttaa 0,2-venymärajan, kun voima on

$$\sigma = \frac{F}{A} \rightarrow F = \sigma \cdot A \rightarrow 205 \cdot 10^6 Pa \cdot 1,08 \cdot 10^{-3} m^2 = 221,3 kN$$

Tämä 221,3 kN:n voima vastaa tilannetta, jossa putken varaan ripustetaan roikkumaan 22,5 tonnin painoinen kuorma. Kun tällainen voima synnytetään lämpölaajenemisen avulla **kuvan 23** mukaiseen rakenteeseen, muodostuu jäännösvoima seuraavanlaisesti. Kun tanko alkaa lämmitessään pidentyä, venyy myös putki. Mikäli putken ja tangon poikkipinta-ala on sama, syntyy niihin saman suuruinen pituudenmuutos. Jos tankoon synnytetään 2 mm pituudenmuutos,

asettuu rakenne lämmitessään tilaan, jossa tangon kutistuma on 1mm, ja putken venymä 1 mm. Tangon pituudenmuutos täytyy siis olla kaksinkertainen haluttuun voimaan nähden.

Että tangon poikkipinta-ala olisi sama kuin putken, täytyy sen halkaisijan olla

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d = \frac{2 \cdot \sqrt{A}}{\sqrt{\pi}} = \frac{2 \cdot \sqrt{1,08 \cdot 10^{-3} m^2}}{\sqrt{\pi}} = 0,037082m \approx 37,08mm$$

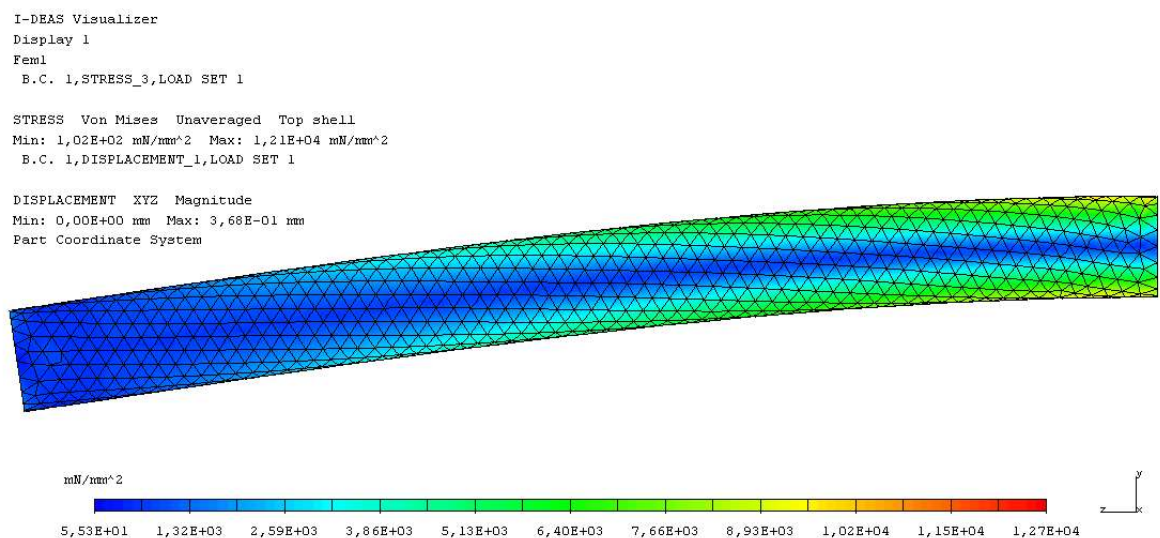
Taulukosta (Asva 2002) valitaan lähimpänä tätä oleva tanko, sen ulkohalkaisija on 35 mm. Tangon poikkipinta-ala on

$$A = \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{35mm}{2}\right)^2 = 0,962 \cdot 10^{-3} m^2$$

Koska putken ja tangon poikkipinta-ala ei ole enää sama, jakaantuu voima nyt niin, että tangon kutistuma on 1,122 kertaa suurempi kuin putken venymä.

Kun telaa kuormitetaan, syntyy siihen jännitys. Tämä jännitys lisätään suoraan telassa jo olevaan esijännitykseen, joka siihen on lämpölaajenemisella saatu. Tästä syystä esijännitys valitaan siten että 0,2-venymärajan jännityksestä vähennetään kuorman aiheuttama jännitys (taipuma). Varsinaista kuormaa ei telalla ole, mutta telan epätasapaino taivuttaa telaa sen pyöriessä, aiheuttaen näin taipumisen. Jos telan sallituksi jäännösepätasapainoksi valitaan 50 grammaa, eli 1,125 grammaa / millimetri, ja telan suurimmaksi pyörimisnopeudeksi 3000rpm,

saadaan suurimmaksi jännitykseksi $12,1 \cdot 10^3 \frac{mN}{mm^2}$



KUVA 24. Jännitysjaakauma putkessa

Kuvassa 24 näkyvät putken jännitykset kun sitä kuormittaa 219 N kuorma. Tämä kuorma vastaa 50 g:n painoa 3000 RPM pyörimisnopeudessa.

Kun haluttu voima synnytetään tangon pituudenmuutoksella, saadaan vaadittava pituudenmuutos tangon jousivakiosta joka on

$$k = \frac{E \cdot A}{L} = \frac{193 \cdot 10^9 \text{ Pa} \cdot 0,962 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}{1870 \text{ mm}} = 99,29 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Sallittu jännitysvoima on 0,2-venymäraja miinus kuorman tai epätasapainon aiheuttama jännitys

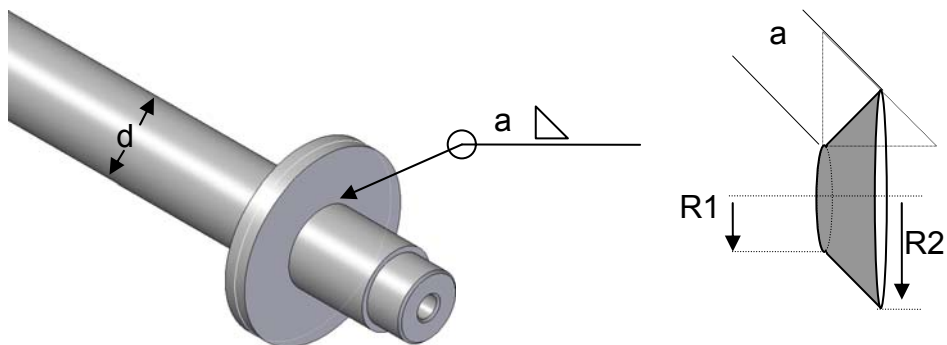
$$F = \sigma \cdot A \rightarrow (205 \cdot 10^6 \text{ Pa} - 12,1 \cdot 10^6 \text{ Pa}) \cdot 1,08 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 208,3 \text{ kN}$$

Tällainen voima vaikuttaa putkeen silloin kun se on venynyt

$$F = k \cdot x \rightarrow x = \frac{F}{k} = \frac{208,3 \text{ kN}}{99,29 \cdot 10^6 \text{ N/m}} = 0,002098 \text{ m} \approx 2,1 \text{ mm}$$

5.2.2 Hitsin murtolujuus

Esijännitetyn telarakenteen heikoin kohta, on pyörötangon ja kiekon yhdistävä hitsi. Hitsin kohdassa on pienin poikkipinta-ala, joka vastaanottaa jännityksen aiheuttaman voiman.



KUVA 25. Hitsisauman paikka ja a-mitta

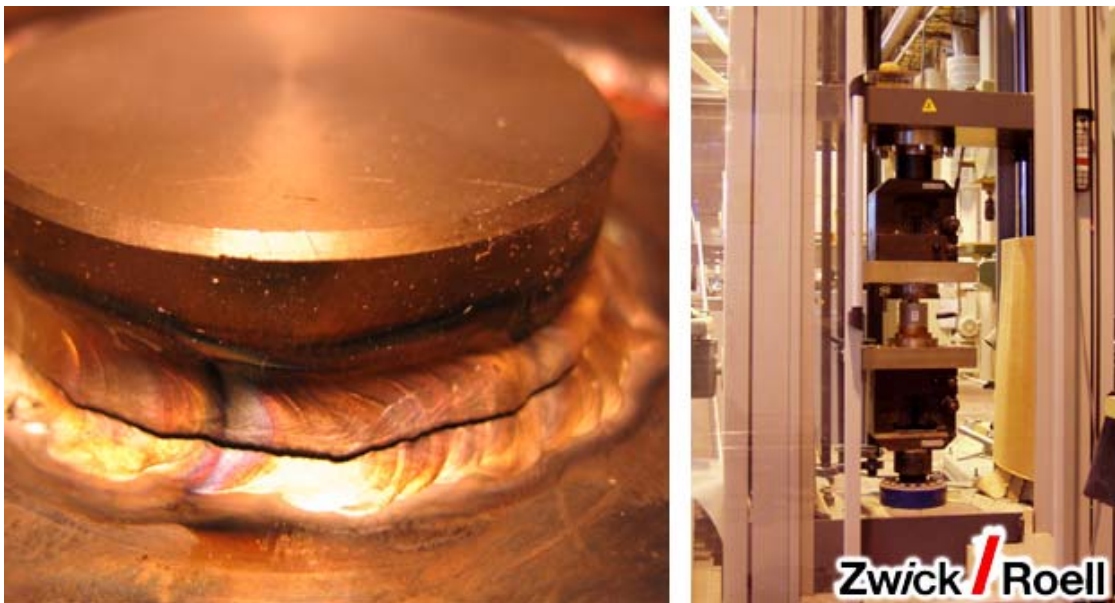
Hitsin poikkipinta-ala muodostaa kartion, kuten **kuvassa 25** ja hitsi on molemmilla puolilla. Kun a -mitta on 4 mm, tulee pinta-alaksi

$$A = \pi \cdot (R1 + R2) \cdot a \Rightarrow \pi \cdot \left(\frac{35\text{mm}}{2} + \frac{35\text{mm}}{2} + \frac{4\text{mm}}{\sqrt{2}} \right) \cdot 4\text{mm} = 475,366\text{mm}^2$$

Kun Grade304-teräksen murtolujuus on 515 MPa:a, saadaan hitsin murtovoimaksi

$$\tau = \frac{Q}{A}, Q = F \cdot \sin(45^\circ) \Rightarrow F = \frac{\tau \cdot A}{\sin(45^\circ)} = \frac{515 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot 475,366\text{mm}^2}{\sin(45^\circ)} = 287,7\text{kN}$$

joka vastaa puristuskokeen tuloksia (**LIITE7**). Koekappaleissa (**LIITE4**) oli hitsisauma molemmilla puolilla ja jos pinta-alat lasketaan yhteen, on murtovoima 575kN. Puristuksessa olevalla saumalla ei kuitenkaan ole murtolujuutta kuten on vedon alla olevalla saumalla. Hitsisauma toimii esijännitetyssä telassa kuten sulake virtapiirissä. Jännityksen katoaminen nähdään ulkopuolen murtuneesta hitsisaumasta, mutta sisäpuolen sauma pitää telan edelleen kasassa estäen mahdollisen laakeririkon.



KUVA 26. Murtunut hitsi ja kappale testauslaitteessa.

Puristuskoe suoritettiin koulun materiaalikoestuslaitteella, joka oli malliltaan Zwick Z400. Laitteen on valmistanut Zwick/Roell, ja sen suurin puristusvoima on 400kN. Laitteella voidaan sekä puristaa että vetää koestettavaa kappaletta. Koesarjan otoksessa oli viisi koestettavaa kappaletta.

6 TASAPAINOTUS

Tasapainotus on ollut käytössä yleisesti jo pitkään, ja merkittävin akselivärähtelyjen aiheuttaja onkin pyörivä epätasapainomassa. Tasapainotus tapahtuu yleensä lisäämällä tai poistamalla materiaalia pyörivästä kappaleesta, tietystä astekulmasta ja tietyltä etäisyydeltä pyörimisakselista. Tasapainotuslaitteeksi oli Forsfood valinnut *Schmitt Industries*-nimisen yrityksen valmistaman ja suomalaisen *Oy Versatil Ab:n* markkinoiman kannettavan tasapainotuslaitteen merkinnältään SB-1700. SB-1700-tasapainotuslaitteella on mahdollista tasapainottaa yhdessä tai kahdessa tasossa, aina 30-60000 kierrokseen minuutissa nopeudella. Käytössä on kahden kiihtyvyyssanturin lisäksi optinen kierrosnopeusanturi, jolla kierrosnopeutta voidaan mitata aina kahden metrin etäisyydeltä saakka.

6.1 Tasapainotuksen teoriaa

Nykyiset tasapainotuskoneet perustuvat lähes kaikki samaan tasapainotusmenetelmään. Laitteita on karkeasti kahta eri tyyppiä, kannettavat tasapainotuskoneet ja kiinteät yleiseen tasapainotukseen soveltuvat laitteet. Kappaleen epätasapaino määritetään siitä, miten suuren liikkeen se pyöriessään aiheuttaa jouseen jonka jousivakio tunnetaan. Epätasapaino pyörivässä kappaleessa aiheuttaa keskipakoisvoiman. Syntyvää liikettä mitataan joko kiihtyvyyssanturilla tai vanhemmissa koneissa induktiivisella siirtymä anturilla. Käytössä ovat myös termit pehmytlaakerikone ja kovalaakerikone. Pehmytlaakerikoneella tarkoitetaan konetta jossa tasapainotus tapahtuu joustoelementin ominaisvärähtelytaajuuden yläpuolella. Kovalaakerikoneessa se taas tapahtuu joustoelementin ominaistajuuden alapuolella (Gary, ym. 2006). Termit joskus yhdistetään virheellisesti joustoyksikön liikkeen pituuteen ja siis jousivakioon.

Kiinteästi asennetuissa tasapainotuskoneissa joustavan penkin jousivakio on tutkittu hyvin tarkkaan ja ne toimivat pienemmällä pyörimisnopeusalueella. Akselia pyöritetään penkissä hetken, jonka jälkeen laite ilmoittaa lisättävän painon

määrän. Tätä ennen koneelle täytyy syöttää tasapainotettavan akselin tiedot, kuten miten etäälle pyörimisakselilta tasapainotuspaino kiinnitetään.

6.2 Tasapainotuslaite SB-1700

SB-1700 on kannettava tasapainotuslaite, jolla on mahdollista tasapainottaa kahdessa tasossa. Tämä tarkoittaa sitä että akselilla on kaksi laakeria ja kaksi eri kohtaa joissa on tasapainotuspainoja. Laitteella voidaan tasapainottaa lähes mikä tahansa pyörivä kappale.

Painon lisäämiseen tai poistamiseen on useita vaihtoehtoja. Painoa voidaan lisätä tai poistaa laitteen ilmoittamasta paikasta. Akselilla voi olla kaksi tai useampi paino joiden astekulmaa voidaan muuttaa. Potkuria tai propellia tasapainotettaessa ilmoitetaan siivekkeiden astekulma ja laite kertoo miten paljon painoa kustakin siivekkeestä poistetaan tai lisätään.



KUVA 27. SB-1700 tasapainotuslaite (Schmitt 2006).

Tasapainotuslaitteeseen kuuluu optinen takometri, kiihtyvyyssanturi, takometrin jatkojohto, virtalähde, ohjekirja, datakaapeli ja kantolaukku. Datakaapelin avulla laitteesta saadaan siirrettyä tietokoneelle tallennetut tasapainotusraportit.

Raporttien vastaanotto onnistuu Windowsin HyperTerminal-ohjelmalla tai valmistajan tarjoamalla ReportGrabber-ohjelmalla.

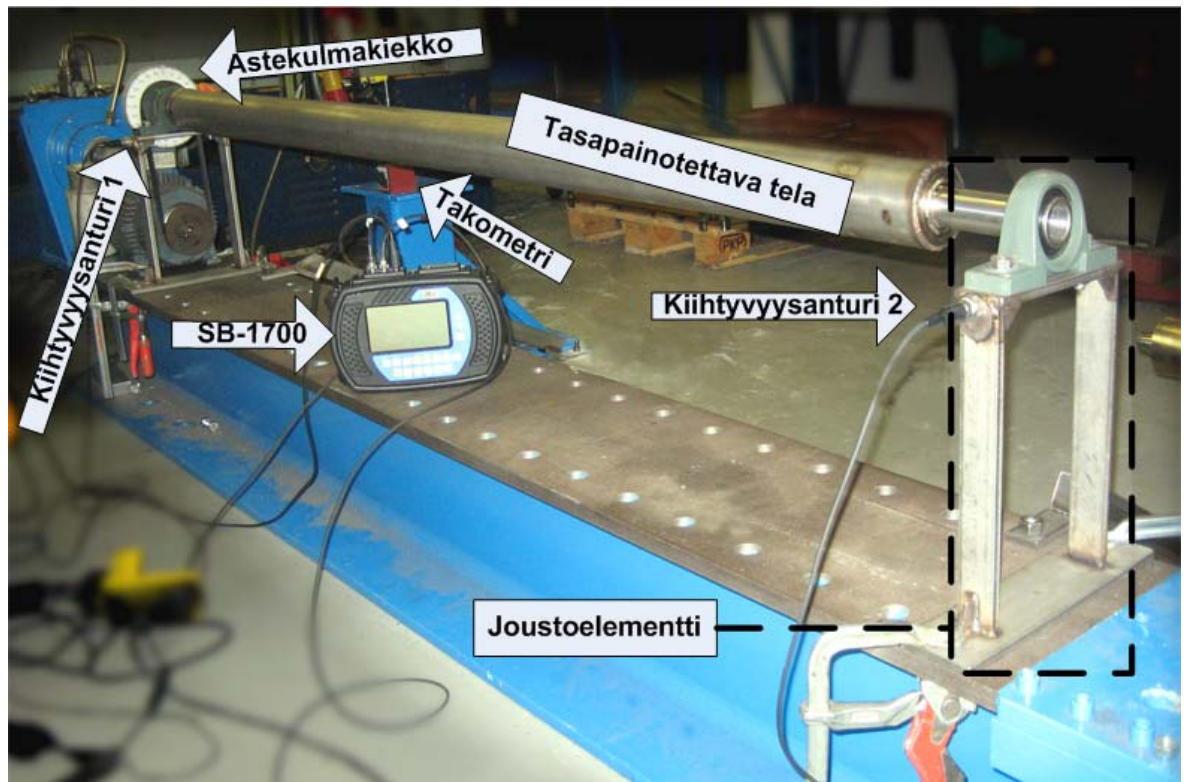
Laitteen toiminta perustuu tasapainotuspenkin jousivakion mittaamiseen.

Tasapainotettaessa mitataan ensin tasapainottamattoman akselin tukipisteiden liike. Tämän jälkeen akseliin lisätään testipaino, jonka koko ilmoitetaan laitteelle.

Tukipisteiden liikkeen voimakkuuden muutoksesta laite laskee tarvittavan tasapainotuspainon suuruuden. Että tasapainotus onnistuisi riittävällä tarkkuudella, on tasapainotuspenkin tarjottava lineaarisesti voiman mukaan muuttuva liike. SB-1700 sijoittuu jonnekin kovalaakerikoneen ja pehmytlaakerikoneen välille. Anturit eivät esimerkiksi havainneet mitään liikettä, kun ne kiinnitettiin Schenck-merkkisen kiinteästi asennettavan tasapainotuskoneen antureiden rinnalle. Tukipisteiden liikkeen amplitudin ei kuitenkaan tarvitse olla yli yhden millimetrin.

6.3 Tasapainotuspenkki

Koska telan tasapainotuksessa haluttiin päästä mahdollisimman suureen tarkkuuteen, rakennettiin tasapainotusta varten erillinen tasapainotuspenkki. Penkin kaksi tärkeintä osaa ovat joustoelementit (liite 6), jotka tarjoavat lineaarisesti voiman mukaan muuttuvan liikkeen. Joustoelementeillä on siis mitattavissa oleva jousivakio. Jo joustoelementtien mitoitusvaiheessa pyrittiin saamaan aikaiseksi sopiva jousivakio, kun epätasapainonmäärä ja pyörimisnopeus likipitään tunnettiin.

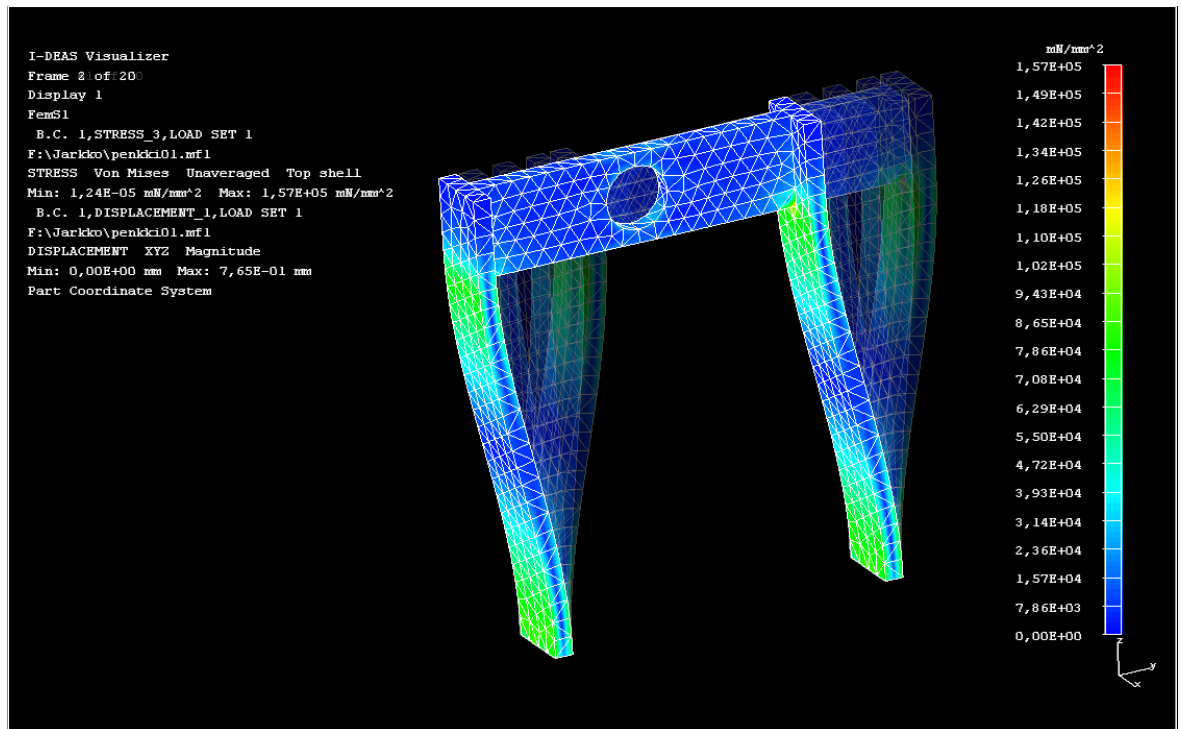


KUVA 28. Tasapainotuspenkki

I-Deas-ohjelmalla tehdystä mallista saatiin selville joustoelementin liikerata ja jousivakio. Jos joustoelementin yläosa siirtyy 1000 N voimalla 1,26 mm, on jousivakio

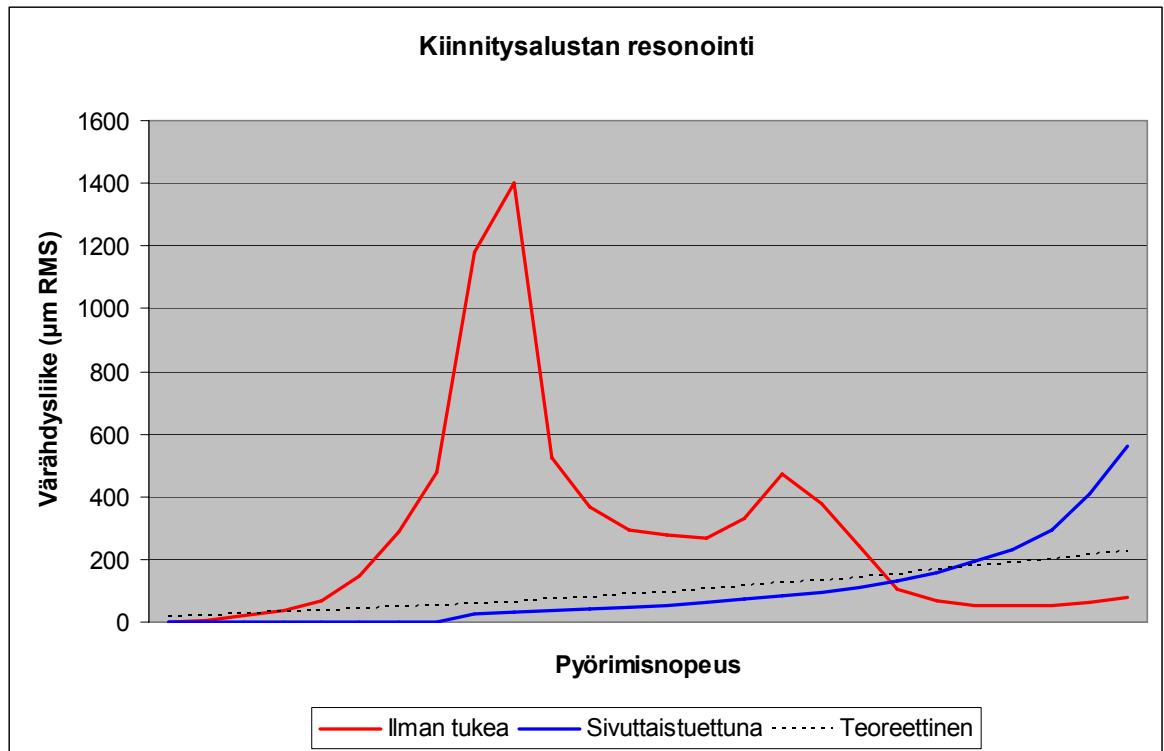
$$m \cdot g = k \cdot x \rightarrow k = \frac{m \cdot g}{x} = \frac{1000 \text{ N}}{1,26 \text{ mm}} = 793651 \frac{\text{N}}{\text{m}} \approx 794 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

jonka arvioitiin olevan sopiva tilanteeseen.



KUVA 29. Joustoelementin liike ja jännitysjaakauma

Että liike olisi lineaarista voimaan nähden, täytyy joustoelementin alapinta olla täysin liikkumaton. Kiinnitysalustana toiminut, kuvassa 28 näkyvä, lattialla kiinnittämättömänä ollut HE320B-tanko pääsi värähtelemään telan pyöriessä, mikä suuresti haittasi tasapainotusta. Kun HE320B-tanko kiinnitettiin sivuttaistuella lattiaan, katosi värähtely. Kiinnitysalustan resonointi saatiin selville mittaamalla värähtelyvoimakkuus eri pyörimisnopeuksilla. Mittalaitteena toimi SB-1700. Kuvan 30 viivadiagrammista nähdään, miten kiinnitysalustan resonointi vääristää värähdysliikettä jonka tulisi muuttua lineaarisesti pyörimisnopeuden mukana. Katkoviiva kuvaa värähtelyn teoreettista kehittymistä, joka ei huomioi ominaisvärähtelyä.



KUVA 30. Kiinnitysalustan vaikutus värähtelyyn

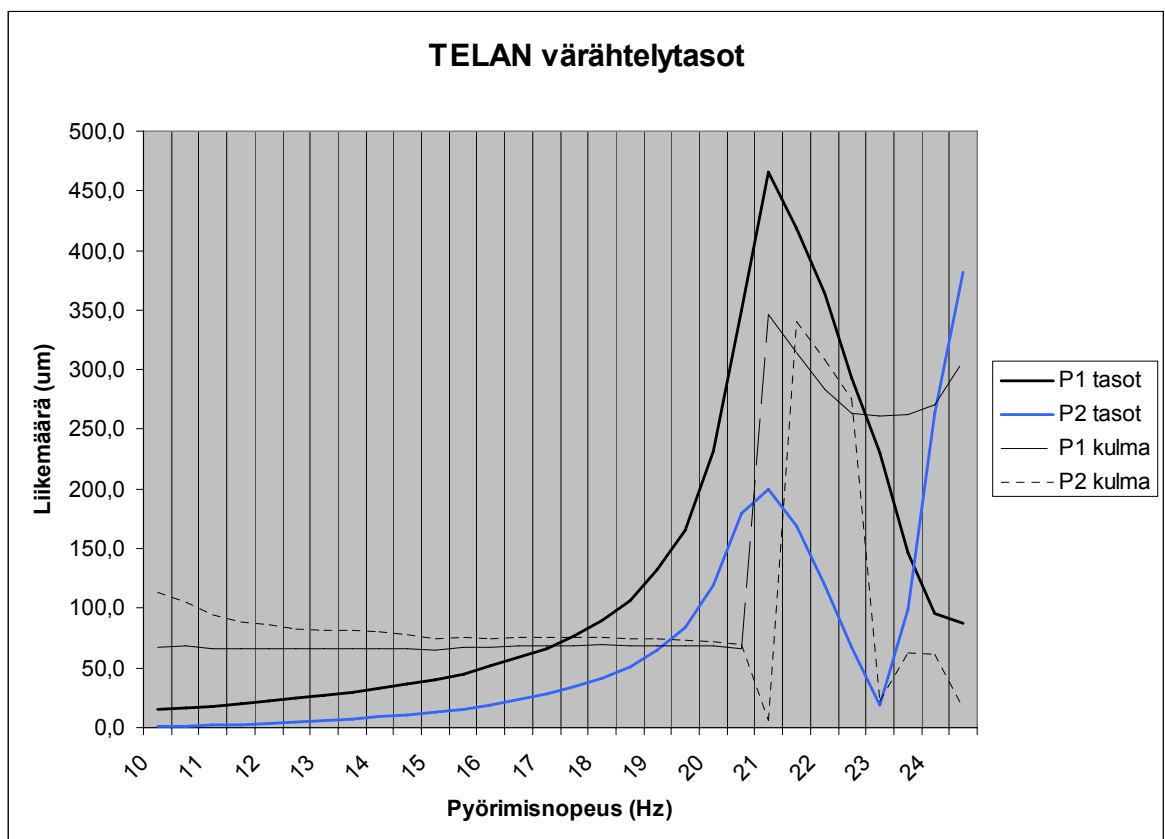
Sivuttaistuen lisäämisen jälkeen, voitiin kiinnitysalustan todeta olevan tarpeeksi jäykkä tasapainotuksen onnistumiseksi.

6.3.1 Koetasapainotus

Tasapainotustarkkuuden selvittämiseksi suoritettiin koetasapainotus, jossa vertailtiin ostopalveluna tasapainotettujen ja SB-1700-laitteella tasapainotettujen telojen värähtelytasoa. Koesarja sisälsi kymmenen telaa joista viisi tasapainotettiin SB-1700-laitteella ja toiset viisi ostopalveluna. Kaikkien telojen värähtelytaso mitattiin tämän jälkeen tasapainotuspenkissä. Telan värähtelytaso kertoo suoraan telan hyvyyden, eikä se jätä tulkitsemisen varaa. Pienempi värähtelytaso tarkoittaa parempaa tasapainoa. **Liitteessä 8** ovat tasapainotettujen telojen värähtelytasot. Värähtelytasot mitattiin molemmista tukipisteistä. Viiva tarkoittaa tasapainotuspenkissä SB-1700-laitteella tasapainotettua telaa ja ympyrä ostopalveluna tasapainotettua telaa.

Tasapainotuspenkki salli telan pyörittämisen penkissä ylikriittisellä nopeudella ainoastaan kun tela oli hyvin tasapainossa. Muussa tapauksessa alusta alkoi

värähdellä niin, että se vääristi mittauksen eikä tulosta huomioitu. Ainoastaan kaksi telaa salli pyörittämisen ylikriittisellä nopeudella. Teloja voi hyvin pyörittää ylikriittisellä nopeudella, mittaustulos vain on väärä johtuen penkin resonoinimisesta. Tasapainotusta kokeiltiin myös ylikriittisellä nopeudella, mutta se ei tällä penkkikonstruktiolla onnistunut. Pyörimisnopeutta ei saatu nostettua tarpeeksi kriittisen pyörimisnopeuden ylitse, penkin alkaessa resonoida. **Kuvassa 31** näkyvät telan tukipisteiden värähtelytasot yhtenäisellä viivalla ja astekulmat joihin painoa tulisi lisätä, näkyvät katkoviivoilla. Telan taipumisen vuoksi muuttuu kulma hiukan pyörimisnopeuden kasvaessa. Kun pyörimisnopeus on lähellä ominaisvärähtelytaajuutta, ei tasapainoa voi mitata koska värähtely on silloin liiaksi voimistunut.



KUVA 31. Värähtelytasot ja astekulma pyörimisnopeuden funktiona

7 TULOSTEN ANALYSOIMINEN

Esitettyjä käsinlaskentakaavoja voidaan käyttää telansuunnittelun alkuvaiheessa, kun halutaan arvio mihin ominaisvärähtelytaajuus asettuu. Tulos on lähinnä suuntaa antava. Tarkasti tehdyllä FEM-mallilla päästään suureen tarkkuuteen, mutta vain värähtelymittaus valmiilla telalla kertoo todellisen tilanteen.

Lämpökamerakuvaus soveltuu paremmin kunnonvalvontaan, kun etsitään vioittuneita laakereita. Melko suurehkotkaan kuormituserot eivät synnytä niin suurta lämpötilaeroa perunankuorimakoneessa, että ne voitaisiin selvästi lämpökameralla havaita. Värähtelyyn kuormituksella on suurempi vaikutus ja värähtelymittauksella voidaankin vaikkapa linjausvirhe huomata helpommin. Värähtelymittauksella saatiin selville myös telan todellinen ominaisvärähtelytaajuus, joka on välillä 21-21,5 Hz kuten **kuvissa 25** ja **31**. Mittaustulokset osoittavat Markku Lavin FEM mallin oikeellisuuden.

Tasapainotus on kuitenkin paras keino värähtelyjen vähentämiseen tarkastellussa telarakenteessa. Mitä tahansa konetta suunniteltaessa, tulisi pyrkiä värähtelyn hallintaan suunnittelemalla pyörivä kappale mahdollisimman kevyeksi ja jäykäksi. Ominaisvärähtelytaajuuden tulisi myös asettua pyörimisnopeuden ulkopuolelle. Koneen käyttäminen ominaisvärähtelytaajuudella voidaan myös estää, ohjelmoimalla taajuusmuuttajaan estotaajuus.

LÄHTEET

Asva. 2002. Asva tuoteluettelo 2002. [sähköinen dokumentti]. [Viitattu 20.4.2006]. Saatavissa:
[http://www.asva.fi/asva_web/rr_icc.nsf/\(Images\)/Tuoteluettelo/\\$File/Ruostumattomat_terakset.pdf](http://www.asva.fi/asva_web/rr_icc.nsf/(Images)/Tuoteluettelo/$File/Ruostumattomat_terakset.pdf)

Forsfood. 2006. Forsfood. [www-dokumentti]. [Viitattu 20.4.2006]. Saatavissa:
<http://www.forsfood.fi/Default2.htm>.

Gary, ym., 2006. The basics of balancing. [sähköinen dokumentti]. [Viitattu 20.4.2006]. Saatavissa:
http://www.balancetechnology.com/pdf/balancing_basics202.pdf

I-Deas. 2003. I-Deas help library. [sähköinen dokumentti]. Saatavissa: I-Deas-ohjelman mukana.

Karhunen ym., 2001. Lujuusoppi. Helsinki: Hakapaino.

Koivisto, ym., 1999. Konetekniikan materiaalioppi. Helsinki: Oy Edita Ab.

Kärkkäinen, M. 2005. [luentomoniste] Värähtelytekniikan perusteet. Seinäjoki: Seinäjoen ammattikorkeakoulu.

Lavi. [tilaustyö, Lamek Finland Oy] Kauhajoki: Forsfood Oy.

Peltonen, H., Perkkiö, J. & Vierinen, K. 2000. Insinöörin (AMK) fysiikka osa 2. Lahti: Lahden teho-opetus.

PSK standardisointi. 2004. Kunnanvalvonnan värähtelymittaus. Helsinki: PSK standardisointi.

Schmitt. 2006. [www-dokumentti]. [Viitattu 10.5.2006] Saatavissa:
<http://www.schmitt-ind.com>

Stén & Co Oy Ab. 2003. Erikoismateriaalit. [sähköinen dokumentti]. [Viitattu 20.4.2006]. Saatavissa:
<http://www.sten.fi/tuotteet/data/attachments/Erikoismateriaalit.pdf>.

Wuolijoki, J. 1972. Koneenelinoppi 1. Keuruu: Kustannusosakeyhtiö Otava.

0dB-Stell. 2001. Harmonie usermanual. [sähköinen dokumentti]. [Viitattu 20.4.2006]. Saatavissa: 01dB-Stell-ohjelman mukana.

LIITE 1: Matlab-ohjelmalle tehty funktio joka näyttää signaalin sisältämät taajuuskomponentit

```
function taajuuskomponentit(signaali,naytetaajuus,tarkkuus)
% signaali on äänidata jonka pituus on 10 sekuntia
% naytetaajuus on näytteenottotaajuus (01bB-Stell:12800)
% tarkkuus fft tarkkuus kuten 512,1024,2048
%esim: taajuuskomponentit(S01dB_wave_1_1,12800,1024);

% Lähde:Matlab ohjelman Help
Y = fft(signaali,tarkkuus)
%The power spectrum, a measurement of the power at various
%frequencies, is
Pyy = Y.* conj(Y) / tarkkuus
%Graph the first (tarkkuus/2) points (the other points are redundant)
%on a meaningful frequency axis:
f = naytetaajuus*(0:tarkkuus/2)/tarkkuus
plot(f,Pyy(1:(tarkkuus/2)+1))
title('Värähtelymittausdatan taajuuskomponentit')
xlabel('Taajuus (Hz)')
```

LIITE 2: Matlab-ohjelmalle tehty funktio joka laskee kiihtyvyyssignaalista nopeustiedon ja näyttää sen sisältämät taajuuskomponentit

```
function nopeusfft(signaali,naytetaajuus,tarkkuus)
% signaali on äänidata jonka pituus on 10 sekuntia
% naytetaajuus on näytteenottotaajuus (01bB-Stell:12800)
% tarkkuus fft tarkkuus kuten 512,1024,2048
%esim: nopeusfft(S01dB_wave_1_1,12800,1024);

koko=size(signaali);
nopeus(1,1)=0;
warning('Laskenta saattaa kestää kauan, jos mittausdata on pitkä!')
for i=2:koko(2); nopeus(1,i)=(nopeus(1,i-
1)+signaali(1,i)*(1/naytetaajuus)); end;

% Lähde:Matlab ohjelman Help
Y = fft(nopeus,tarkkuus);
%Teho eri taajuuksilla on
Pyy = Y.* conj(Y) / tarkkuus;
%Piiirretään kuvaaja (voin puoliska)
f = naytetaajuus*(0:tarkkuus/2)/tarkkuus;
plot(f,Pyy(1:(tarkkuus/2)+1));
title('Nopeustiedon taajuuskomponentit');
xlabel('Taajuus (Hz)');
ylabel('Nopeus (m/s)');
```

LIITE 3: Matlab-ohjelmalle tehty funktio joka näyttää signaalin sisältämät taajuuskomponentit aikaan nähden

```
function aikaffft(signaali,naytetaajuus,tarkkuus)
% signaali on äänidata jonka pituus on 10 sekuntia
% naytetaajuus on näytteenottotaajuus (12800)
% tarkkuus fft tarkkuus kuten 512,1024,2048
%esim: aikaffft(S01dB_wave_1_1,12800,1024);

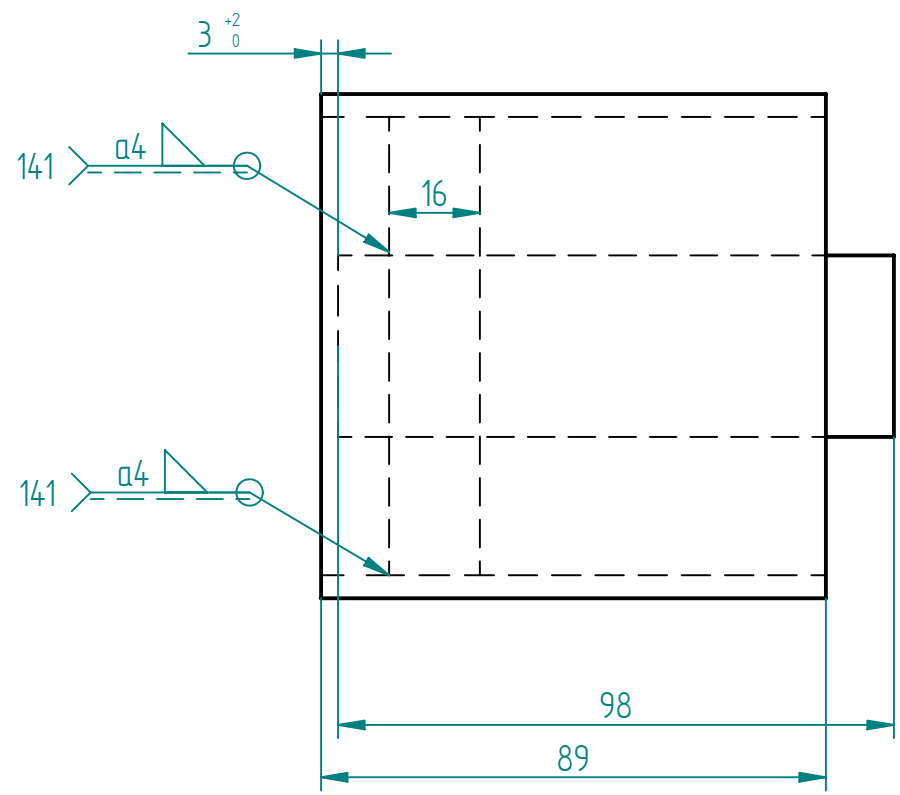
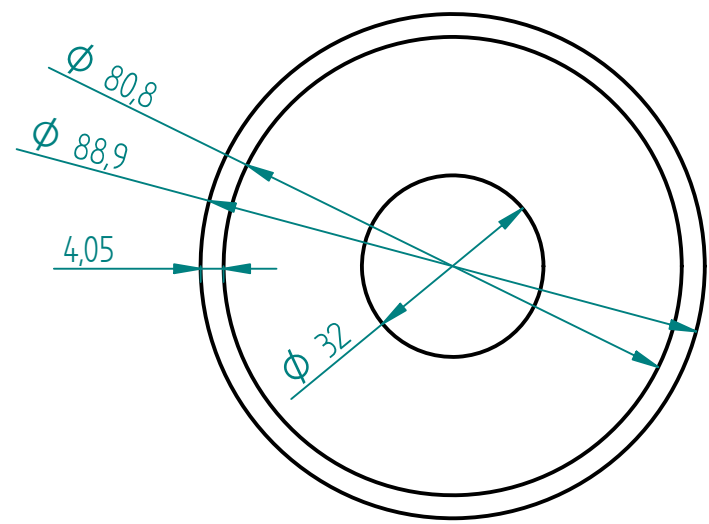
%vaihe 1
%tehdään 99kpl spektrejä
%taulukko on kooltaan 99*tarkkuus
% Ota signaalista 1/100 palanen ja tee siitä FFT
for j=1:99; fffttaulu(j,1:(tarkkuus*2))=...
fft(signaali(1,j*1280:j*1280+1280),(tarkkuus*2)); end;
fftttaulu2 = fffttaulu.* conj(fftttaulu) / (tarkkuus*2);
xx=1:(((naytetaajuus/2)-1)/(tarkkuus-1)): (naytetaajuus/2);
%taajuus 1...(naytetaajuus/2)Hz
for i=1:99; xxx(i,1:1:tarkkuus)=xx; end
%että taulukot tulee saman kokoisiksi xxx on nyt surf(x..
for i=1:99; for j=1:tarkkuus; yy(i,j)=i/10; end, end

%fft tehdään kaksinkertaisella tarkkuudella pyydetyistä
%mutta vain toinen puoliska piirretään, toisen ollessa peilikuva
surf(xxx,yy,fftttaulu2(1:99,1:tarkkuus), 'EdgeColor', 'none')
colormap hsv
shading interp %varjostus näyttää paremmalta
title('Värähtelyt aikaan nähden')
ylabel('Aika (s)')
xlabel('Taajuus (Hz)')
zlabel('Voimakkuus (yksikötön)')
```

1 2 3 4 5 6

A

A



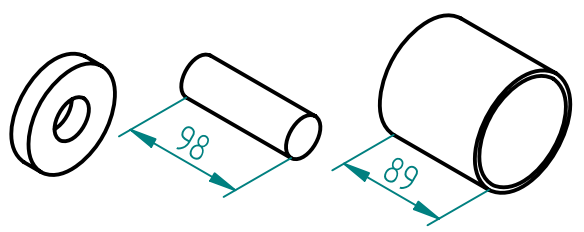
B

B

C

C

Koestuskappaleen osat



Suunn.	Jarkko.H	Mittakaava	Tuote	Liittyy
Piirt.	Jarkko.H	1:1,33	Yleistoleranssit	Nimitys
Tark.			0,1	Koestuskappale
Hyv.				
Mikrofilm. pvm.			Yritys	Ent. nro
			Forsfood	Uusi nro
Massa (laskettu)	Massa (punnittu)			Piir. nro
1,91 kg				LIITE 4

D

D

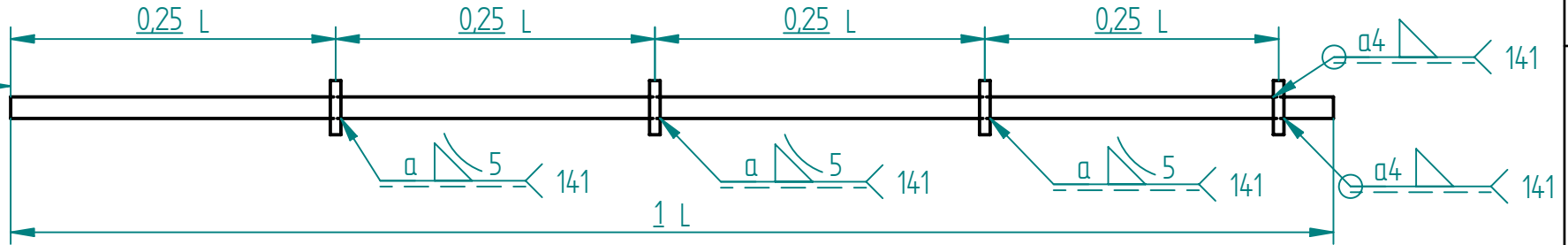
1 2 3 4 5 6

1 2 3 4 5 6

A

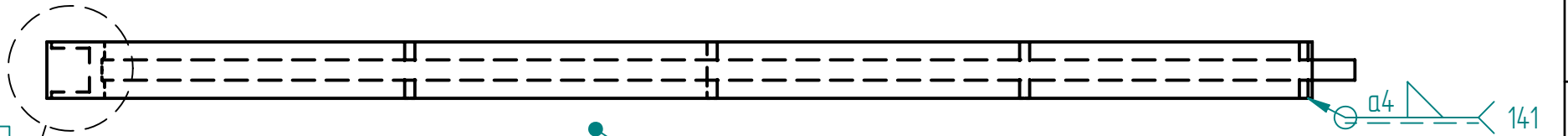
A

Sisäinen osa



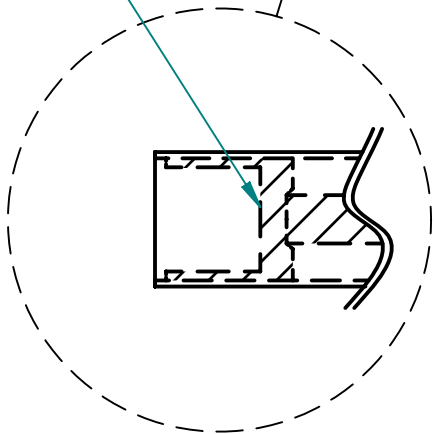
B

B



Päätyholkki / pidätin

Telan mitat ovat konekohtaiset



C

C

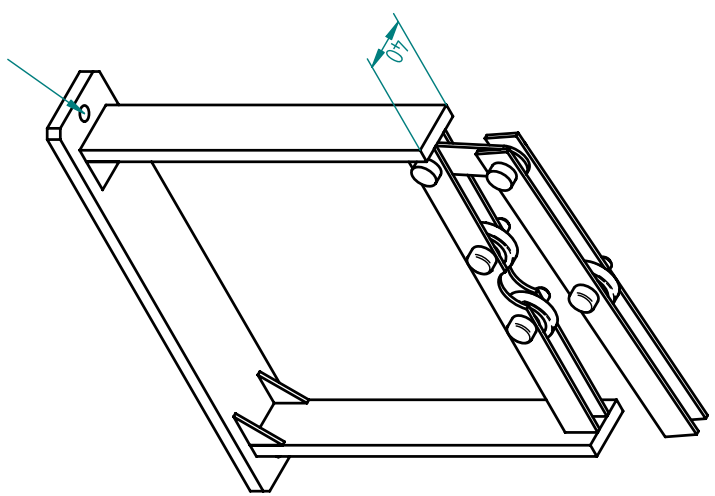
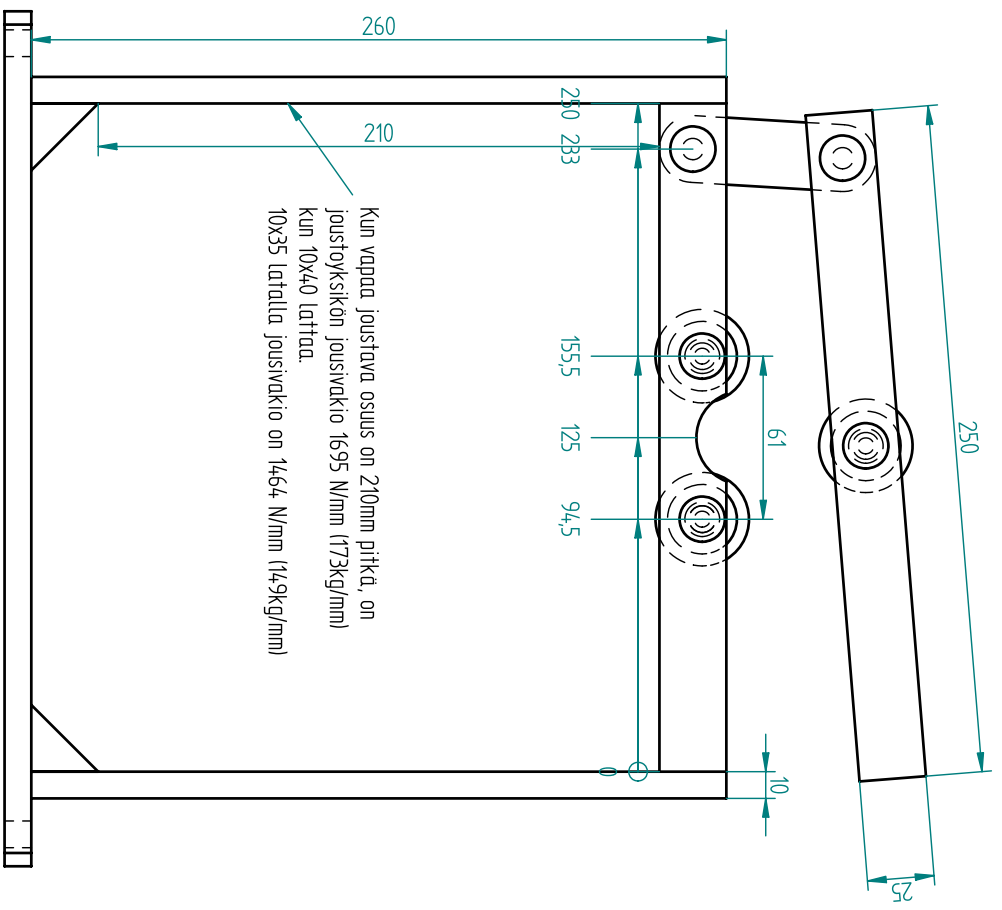
D

D

Suunn.	Jarkko.H		Mittakaava	Tuote	Liittyy
Piirt.	Jarkko.H			Yleistoleranssit	Nimitys
Tark.					Esijännitetty telarakenne
Hyv.					
Mikrofilm. pvm.				Yritys	Ent. nro
					Uusi nro
Massa (laskettu)		Massa (punnittu)		Forsfood	Piir. nro
					LIITE 5

1 2 3 4 5 6

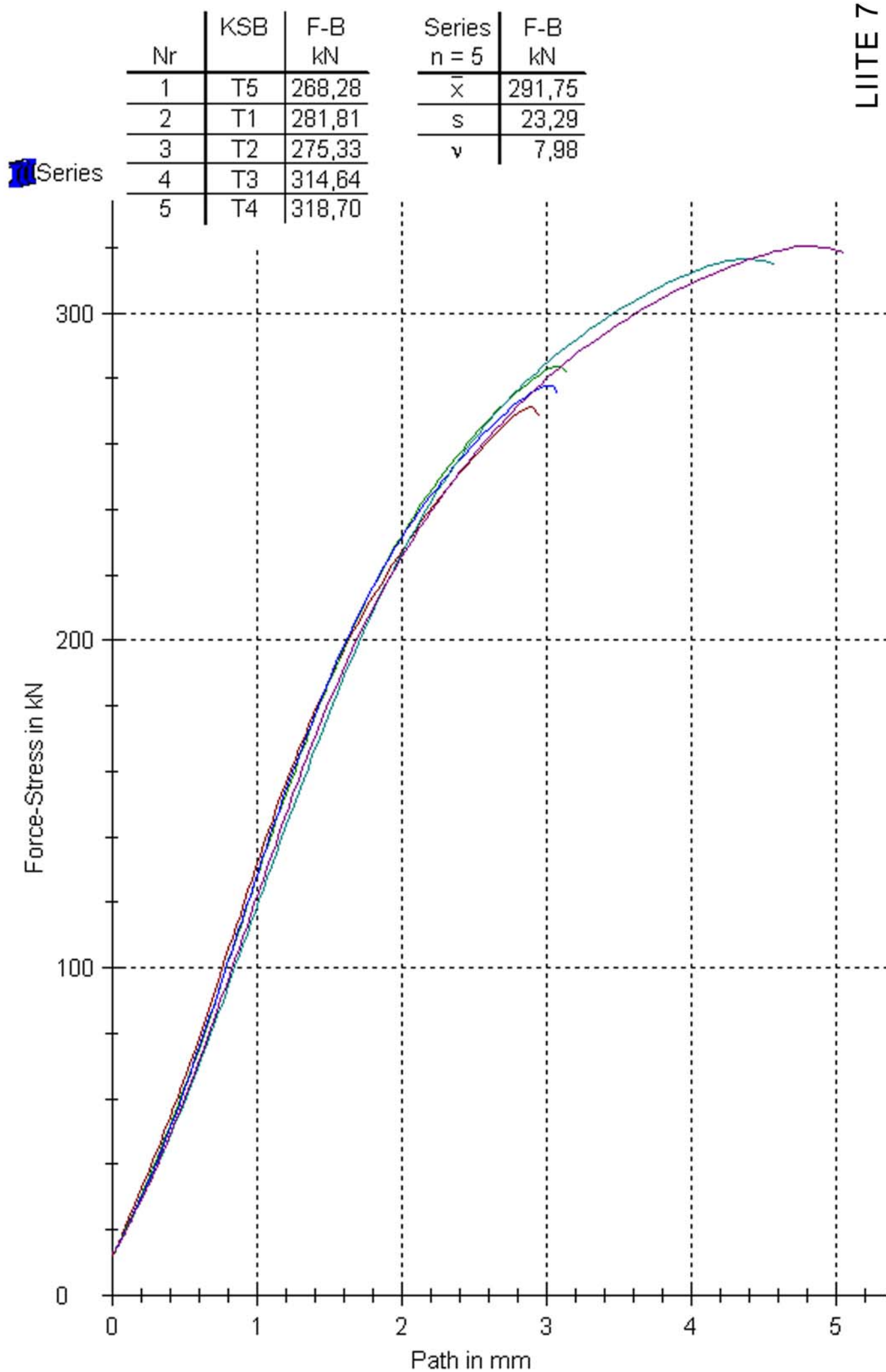
REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



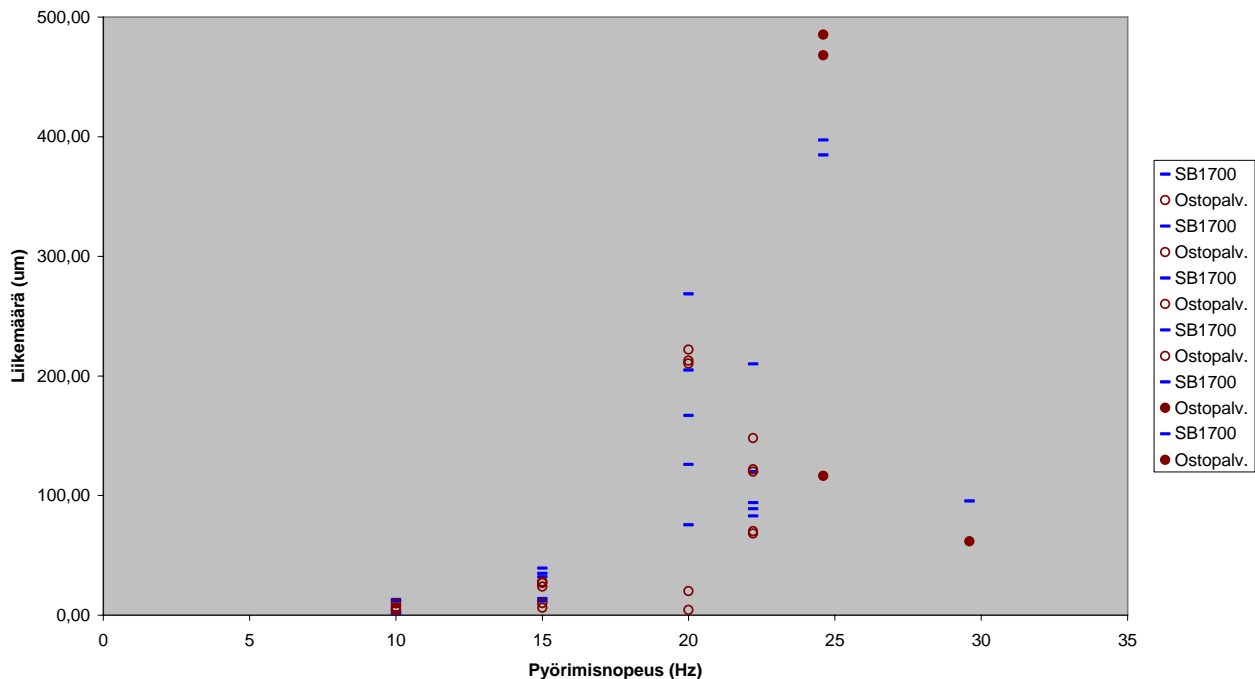
3kpl IKH laakeri L6300-2RS (10x35x11)
 Lattia 10x40
 Lattia 3x25
 Lattia 10x60
 Lattia 10x35 (yksikköön jossa pienempi jousivakio)
 M8, M10 ruuveja + lukkomuttereita

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

NAME	DATE	TITLE	SIZE	SCALE	WEIGHT	SHEET
Jarkko	08/14/06	Joustokyksikko 1695 N/mm	A3	1:1		1 OF 2
DRAWN		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED		FILE NAME: Joustindft		
CHECKED		DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS		SCALE: 1:1		
ENG APPR		ANGLES ±XX°		WEIGHT:		
MGR APPR		2 PL ±XXX 3 PL ±XXXX		SHEET 1 OF 2		



Vapaan pään värähtelytasot eri pyörimisnopeuksilla



Vetopään värähtelytasot eri pyörimisnopeuksilla

