



Tuomo Kärnä, Ilkka Hakola,
Juha Juntunen & Erkki Järvinen

Savupiipun impaktivaimennin

Savupiipun impaktivaimennin

Tuomo Kärnä, Ilkka Hakola, Juha Juntunen & Erkki Järvinen

VTT Rakennus- ja yhdyskuntatekniikka

ISBN 951-38-6023-X (nid.)

ISSN 1235-0621 (nid.)

ISBN 951-38-6024-8 (URL: <http://www.inf.vtt.fi/pdf/>)

ISSN 1455-0849 (URL: <http://www.inf.vtt.fi/pdf/>)

Copyright © VTT 2003

JULKAISIJA – UTGIVARE – PUBLISHER

VTT, Vuorimiehentie 5, PL 2000, 02044 VTT

puh. vaihde (09) 4561, faksi (09) 456 4374

VTT, Bergsmansvägen 5, PB 2000, 02044 VTT

tel. växel (09) 4561, fax (09) 456 4374

VTT Technical Research Centre of Finland, Vuorimiehentie 5, P.O.Box 2000, FIN-02044 VTT, Finland
phone internat. + 358 9 4561, fax + 358 9 456 4374

VTT Rakennus- ja yhdyskuntatekniikka, Puumiehenkuja 2 A, PL 1806, 02044 VTT

puh. vaihde (09) 4561, faksi (09) 456 7027

VTT Bygg och transport, Träkarlsgränden, PB 1806, 02044 VTT

tel. växel (09) 4561, fax (09) 456 7027

VTT Building and Transport, Puumiehenkuja 2 A, P.O.Box 1806, FIN-02044 VTT, Finland

phone internat. + 358 9 4561, fax + 358 9 456 7027

Kansikuva: Kvaerner Pulping Oy

Toimitus Maini Manninen

Otamedia Oy, Espoo 2002

Tiivistelmä

Tutkimuksessa tarkastellaan menetelmiä, joiden avulla voidaan vaimentaa korkeiden savupiippujen värähtelyä. Erityinen mielenkiinto kohdistuu savupiippuihin, joissa käytetään sisäpiippua savukaasujen johtamista varten. Sisäpiipun ja varsinaisen piipun väliin voidaan järjestää vällys siten, että värähtelyn aikana syntyy värähtelyä vastustavia impaktivoimia. Tätä vaimennusmahdollisuutta selvitettiin ensin tarkastelemalla teoreettisia impaktivaimentimien malleja. Tämän jälkeen laadittiin numeerinen laskentaohjelma, joka huomioi savupiipun rakenteesta johtuvat kaksidimensionaaliset liikesuhteet impaktialueella. Vaimennusidean ja laskentamallin toimivuus testattiin laboratorikokeilla. Kokeet osoittivat vaimennusmenetelmän olevan tehokas. Vaimennusefekti heikkenee jonkin verran, jos impaktiprosessiin osallistuvat rakenneosat ovat staattisessa tilanteessa epäkeskisiä toisiinsa nähden.

Tutkimushankeessa tehtiin myös täyden mittakaavan kokeita. Koekohteena oli hoikka teräsrakenteinen piippu, jonka kaksi alinta ominaistajuutta olivat sellaisia, että tuulivirtaukseen liittyvän pyörrerataherätteen aiheuttamat värähtelyt tuli estää vaimentimilla. Piippuun asennettiin kaksi passiivista nestevaimenninta ja impaktivaimennin. Käytetty koetekniikka ei ollut riittävä impaktivaimentimen toimivuuden testaamiseen. Nestevaimentimen osalta sen sijaan saatiin arvokasta tietoa vaimentimen tehokkuudesta käytännön olosuhteissa. Tulokset osoittivat, että vaimentimen tehokkuus heikkenee, kun tuulivirtauksessa olevan rakenteen huippu joutuu kaksidimensionaaliseen värähtelytilaan.

Keywords chimneys, steel structures, vibration control, vibration damping, modelling, simulation, impact damper

Abstract

This report addresses methods that can be used to mitigate wind-induced vibrations of tall chimneys. Special attention was paid to chimneys that incorporate flues for the exhaust gases. A gap can be constructed between the flue and the load-carrying shell of the chimney. At first, theoretical models of impact dampers were studied. Secondly, a computer program was derived to consider the vibrations of the coupled system of a flue and the main shell. In this model, two-dimensional vibration was considered at each cross-section of the chimney. Laboratory tests were conducted to verify the mitigation concept as well as the numerical model. The tests showed that the damping method considered is effective. Some reduction in the effectiveness occurs if the flue is eccentric relative to the load-carrying shell.

In addition, full-scale tests were carried out on a slender steel chimney. The chimney had two eigenmodes that were prone to vibrations due to vortex shedding. The chimney was fitted with two liquid dampers and an impact damper. The test methods that were available to the research were not sufficient to study the effectiveness of the impact damper. However, new information was received on the full-scale performance of liquid dampers. The results indicate that the two-dimensional feature of the chimney's vibration considerably influences the damping mechanism.

Alkusanat

Tämän julkaisu sisältää tutkimustulokset, jotka syntyivät kahden Tekes-rahoitteen projektin aikana. Työ aloitettiin vuosina 1995–1996 Finnsteel Teknologiaohjelman yhteydessä projektissa *Värähtelemättömät savupiiput ja välipohjat* (Projektin Nro 4435/95, Tekes). Hankkeen johtoryhmän työskentelyyn osallistuivat päärahoittajan puolesta Tom Warras sekä lisäksi Kaisa Juva (Kvaerner Pulping Oy), Vesa Mikkonen (Toivalan Konepaja Oy), Jouko Kouhi (Finnsteel-ohjelma), Unto Kalamies (Teräsrakenneyhdistys) sekä Kristian Witting (Rautaruukki Oy). Tämän alkuvaiheen aikana tehtiin teoreettisia laskelmia, joiden pohjalta hanketta jatkettiin vuosina 1997–2001 projektissa *Piipun impaktivaimennin*. (Projektin Nro 40450/97, Tekes) saman johtoryhmän tukemana. Jatko-ohjelma aloitettiin laatimalla ensin tarkennettu laskentamalli, jonka tulokset sitten verifioitiin laboratoriotesteillä. Projektin viimeinen vaihe sisälsi täyden mittakaavan kokeet 70 m korkealla savupiipulla. Piippuun suunniteltiin ja asennettiin vaimentimet estämään värähtelyä, joita oli odotettavissa kahdella alimmalla ominaisuudella. Vaimentimet rakensi ja asensi Toivalan Konepaja.

Julkaisun on laatinut projektin vetäjänä toiminut tekn. toht. Tuomo Kärnä. Ilkka Hakola osallistui laskentamallin kehitystyöhön tekemällä FEM-laskelmia. Juha Juntunen ja Erkki Järvinen osallistuivat hankkeen kokeelliseen osuuteen sekä laboratoriossa että täyden mittakaavan kokeissa. Tutkimuksen tekijät kiittävät johtoryhmää työn ohjauksesta käytännön ratkaisumahdollisuuksien edellyttämään suuntaan.

Sisällysluettelo

Tiivistelmä.....	3
Abstract	4
Alkusanat	5
Symboliluettelo	8
1. JOHDANTO	9
2. UUSI IMPAKTIVAIMENNIN.....	15
3. IMPAKTIVAIMENTIMEN TEHOKKUUS	17
3.1 Yksinkertaistettu malli.....	17
3.2 Pyörrerataheräte.....	18
3.3 Värähtelyherkkyys ennen vaimennusta	19
3.4 Impaktivaimennus.....	20
3.5 Vaimenninparametrit	23
4. NUMEERISIA LASKELMIA	24
4.1 Laskentamenetelmä yksisuuntaiselle värähtelylle	24
4.1.1 Värähtely-yhtälö.....	24
4.1.2 Yleistetty tuulivoima	25
4.1.3 Impaktivoimat	25
4.1.4 Värähtely-yhtälöiden ratkaisu	27
4.2 Teorian tarkentaminen	28
4.3 Parametrilaskelmia.....	30
4.3.1 Ominaismuodot	30
4.3.2 Impaktivaimentimen tehokkuus	31
5. LABORATORIOKOKKEET	36
5.1 Koejärjestelyt.....	36
5.1.1 Mallirakenne.....	36
5.1.2 Mittausjärjestelyt	38
5.1.3 Koeparametrit.....	39
5.2 Kokeet.....	41
5.2.1 Koeohjelma	41
5.2.2 Koetulokset.....	42
6. VAIMENNUSMENETELMIEN VERTAILUA	45
6.1 Dynaaminen massavaimennin	45
6.2 Ketju-, neste- ja impaktivaimennin.....	48
7. TÄYDEN MITTAKAAVAN KOKKEET	50
7.1 Koejärjestely	50
7.2 Vaimennetun rakenteen dynaaminen toiminta.....	52

7.3 Mittaustulokset	55
8. YHTEENVETO	59
Lähdeluettelo.....	60

Liitteet

Liite A: Laboratoriokokeissa mitattuja vasteita

Liite B: Maksimiampplitudit laboratorikokeissa

Symboliluettelo

D	Ulkopiipun sisähalkaisija
d	kokonaisvälys
g (gap)	välys ($d = 2g$)
$u_g(t)$	perustan liikkeen aikafunktio
u_o	perustan harmonisen liikkeen amplitudi
u^p	ulkoputken huipun siirtymä x -suuntainen $u^p \equiv U_x$; y -suuntainen $u^p \equiv U_y$
u_r	komponenttien U_x ja U_y resultantti
u_{rmax}	resultantin u_r maksimiarvo
x	x -akseli; sama kuin kuormitus sylinterin suunta
y	y -akseli
f	perustan harmonisen liikkeen taajuus (Hz)
f_1	sisärakenteen ominaistaajuus x -suuntaan (= myös ξ -suuntaan)
f_2	sisärakenteen ominaistaajuus y -suuntaan (= myös η -suuntaan)
f_3	ulkoputken ominaistaajuus ξ -suuntaan (1. pääsuunta)
f_4	ulkoputken ominaistaajuus η -suuntaan (2. pääsuunta)
M_1	ulkoputken yleistetty massa x -suuntaisessa (ξ -suuntaisessa) värähtelyssä kun vuorovaikutus mallitetaan kahden vapausasteen mallilla impaktikohdassa
M_2	ulkoputken yleistetty massa y -suuntaisessa (η -suuntaisessa) värähtelyssä kun vuorovaikutus kuvataan kahden vapausasteen mallilla impaktikohdassa
M_3	sisärakenteen yleistetty massa x -suuntaisessa (ξ -suuntaisessa) värähtelyssä kun vuorovaikutus kuvataan kahden vapausasteen mallilla impaktikohdassa
M_4	sisärakenteen yleistetty massa y -suuntaisessa (η -suuntaisessa) värähtelyssä kun vuorovaikutus kuvataan kahden vapausasteen mallilla impaktikohdassa
e_x	ulkoputken ja sisärakenteen välinen epäkeskeisyys x -suunnassa
e_y	ulkoputken ja sisärakenteen välinen epäkeskeisyys y -suunnassa
v_{cr}	Kriittinen tulen nopeus
Sc	Scrutonin luku

1. JOHDANTO

Kaikki tuulelle alttiina olevat rakennukset kokevat epäsäännöllisen ilmavirtauksen aiheuttamia paineen vaihteluita. Useimmat rakennukset ja rakenteet ovat muotonsa ja massiivisuutensa takia “haluttomia” värähtelemään näiden voimien takia. Värähtelyongelmia esiintyy yleensä mastomaisilla ja keveillä rakenteilla varsinkin, jos niiden rakenteellinen vaimennus on pieni. Teräksestä tehdyt savupiiput ovat tällaisia rakenteita. Suomessa on savupiippujen haitallisia värähtelyjä esiintynyt lähes vuosittain (Kärnä, 1987; Kärnä ja Lehtonen, 1987).

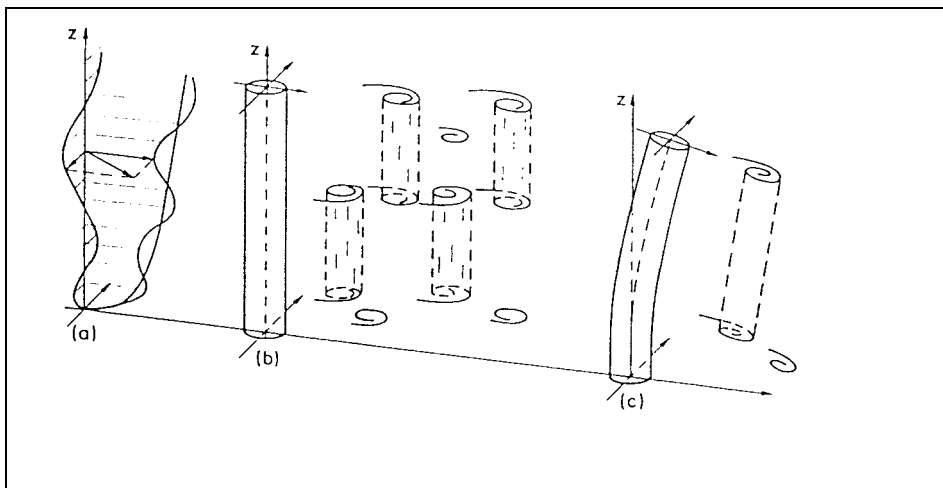
Tuuli värähtelyn aiheuttajana

Uusien Eurocodien käyttöönotto (Hietanen, 2000) tuo mukanaan uusia laskentamenetelmiä tuulen aiheuttamien rasitusten arvioimiseksi. Tuulikuormia käsittelevä standardi (prEN 1991-1-4) jakaa tuulesta rakenteisiin aiheutuvat rasitukset kahteen toisistaan poikkeavaan esiintymismuotoon:

- Tuulen puuskista aiheutuva värähtely
- Aeroelastiset värähtelyt (pyörrerataheräte sekä ns. galloping- ja flutteri-ilmiöt).

Kovan tuulen aiheuttamat puuskavaikutukset otetaan aina huomioon rakenteen staattisissa mitoituslaskelmissa. Puuskien aiheuttamilla värähtelyillä on vaikutusta hoikkien rakenteiden mitoituksessa. Eurocode (prEN 1991-1-4) sisältää kaksi yksityiskohtaista menetelmää näiden huomioimiseksi. Rakenteen kestävyuden varmistavan perusmitoituksen ohella materiaalin väsyminen on toisinaan otettava huomioon. Hyvin korkeissa asuin- ja toimistorakennuksissa voi lisäksi olla tarpeen tarkistaa, että puuskavärähtelyt eivät haittaa asumismukavuutta. Näitä molempia suunnittelukriteerejä varten on uudessa Eurocodessa olemassa laskentaohjeita.

Tässä julkaisussa tarkastelemme lähemmin pyörrerataherätteen aiheuttamia värähtelyongelmia erittäin hoikissa rakenteissa, kuten savupiipuissa. Ilmavirtauksessa oleva sylinterimäinen tai prismaattinen rakenne aiheuttaa pyörteitä, jotka irtoavat kappaleen pinnalta ja ajelehtivat virtauksen mukana. Nämä ns. Karmanin pyörteet irtoavat kappaleen sivuilta vuorotellen aiheuttaen virtauksen suuntaan nähden poikittaisen harmonisen voiman. Pyörrerataherätteen ominaisuudet ja sen voimakkuus riippuvat rakenteen joustavuudesta (Kuva 1).



Kuva 1. Ilmavirtauksen (a) aiheuttama pyörrerataheräte jäykässä (b) ja joustavassa (c) rakenteessa.

Poikittaisvoimasta aiheutuvan värähtelyn amplitudi U riippuu useasta tekijästä:

$$U = f(S, Re, C_L, Sc) \quad (1)$$

missä S on Strouhalin luku, Re on Reynoldsin luku, C_L on sivuvoimakertoimen ja Sc on Scrutonin luku. Herätteen voimakkuutta kuvaava sivuvoimakertoimen C_L vaihtelee Reynoldsin luvun Re mukaan. Strouhalin luku puolestaan ilmaisee miten herätevoiman taajuus f_s riippuu tuulen nopeudesta v . Se määritellään lausekkeella

$$S = \frac{f_s D}{v} \quad (2)$$

Strouhalin luvun arvo on sylinterimäiselle kappaleelle likimain 0,18–0,2 ja kulmikkaille kappaleille hieman pienempi.

Pyörrerataheräte voi muodostua vaaralliseksi silloin, kun syntyy resonanssitilanne, jossa pyörteiden irtoamistaajuus tulee samaksi kuin rakenteen ominaistaajuus f_n . Poikittaisvärähtelyn kannalta kriittiset tuulennopeudet voidaan siis laskea lausekkeesta

$$v_{cr} = \frac{f_n D}{S} \quad (3)$$

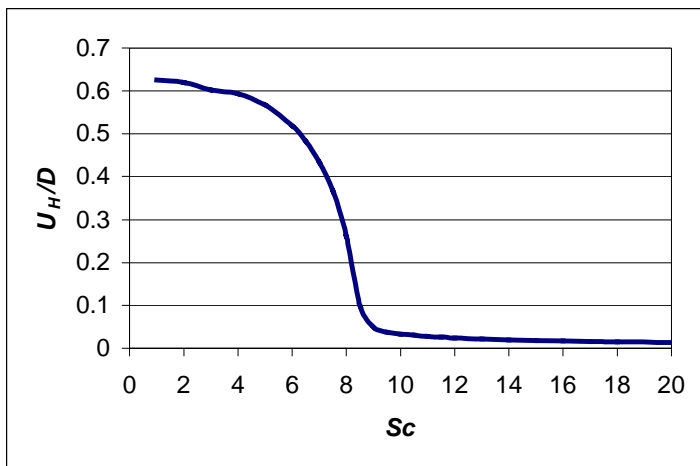
Värähtelyt voivat olla erityisen voimakkaita, jos rakenne on kevyt ja jos sen sisäinen vaimennus on pieni. Värähtelyherkkyyttä voidaan arvioida käyttäen Scrutonin lukua. Tämä on dimensioton parametri

$$Sc = \frac{4\pi\xi_s m_0}{\rho D^2} \quad (4)$$

missä ξ_s on rakenteen sisäinen vaimennuskertoimen (suhteellisenä vaimennuksena), m_0 on ekvivalentti massa pituusyksikköä kohden, ρ on ilman tiheys ja D on rakenteen poikkileikkauksen leveys.

Kuvassa 2 on osoitettu Scrutonin luvun vaikutus noin 70 m korkean teräksisen savupiipun värähtelyamplitudiin U_H rakenteen huipussa. Laskelma on tehty käyttäen Eurocodessa (prEN 1991-1-4) esitettyä laskentamenetelmää Approach 2. Amplitudifunktio $U_H(Sc)$ osoittaa, että värähtely on erittäin voimakasta, jos Sc -parametri on alhainen. Tämä ilmiö johtuu rakenteen liikkeen indusoimista vuorovaikutusvoimista. Kun $Sc < 10$, voi värähtelyä esiintyä muulloinkin kuin kaavan (3) osoittamalla kriittisellä tuulen nopeudella. Tämä johtuu ilmavirtauksen ja rakenteen liikkeen välisestä ns. lukkiutumisenilmiöstä. Kun rakenne värähtelee pyörrerataherätteen takia riittävän voimakkaasti, alkaa rakenteen liike ohjata pyörteen irtoamista siten, että värähtely jatkuu vaikka tuulen nopeus poikkeaa lausekkeen (3) mukaisesta arvoista noin 10 %–30 %.

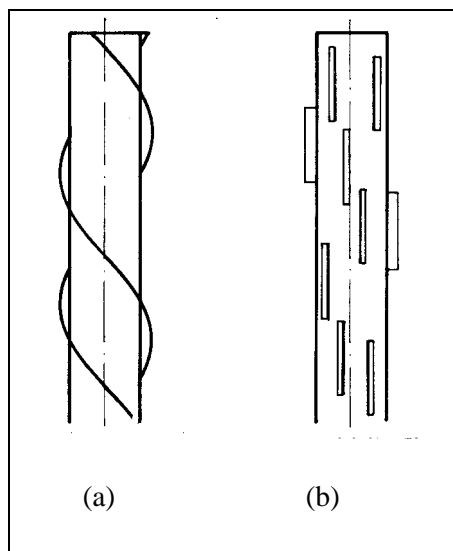
Lukkiutumisenilmiöön liittyviä vuorovaikutusvoimia voidaan karakterisoida negatiivisena vaimennuksena, joka kiihdyttää värähtelyä. Kyseessä on siis dynaaminen epästabiliusilmiö. Hyvin suurilla amplitudin arvoilla syntyy kuitenkin tilanne, jossa tuulesta rakenteeseen siirtyvä energia on tasapainossa rakenteessa dissipoituvan energian kanssa. Tätä amplitudia kutsutaan raja-amplitudiksi. Sen suuruus on Eurocoden mukaan noin 60 % rakenteen halkaisijasta (kuva 2).



Kuva 2. Pyörrerataherätteen aiheuttaman värähtelyn amplitudi U_H rakenteen huipussa Eurocoden (prEN 1991-1-4) mukaan.

Aerodynaamiset vaikutuskeinot

Pyörrerataherätteestä aiheutuvien värähtelyjen estämiseen on perinteisesti käytetty kuvan 3 mukaisia aerodynaamisia vaikutuskeinoja. Kuvan 3(b) mukaiset tuulilevyt ovat kuitenkin osoittautuneet käytännössä epäluotettavaksi. VTT:n tietoon on 1990-luvulla tullut kaksi tapausta, joissa tällaisilla lisäosilla varustettu teräksinen savupiippu on värähdellyt voimakkaasti. Sen takia tuulilevyn käyttö ei ole enää suositeltavaa.



Kuva 3. Spiraaleja (a) ja tuulilevyjä (b) on usein käytetty aerodynaamisina vaikutuskeinoina värähtelyjen eliminoimiseksi.

Kuvan 3(a) mukaiset spiraalit ovat perinteinen menetelmä tuulen aiheuttamien poikittaisvärähtelyjen estämisessä. Niiden käytöstä ei tiettävästi ole olemassa negatiivista palautetta. Saksassa tehdyt laboratoriokokeet osoittavat kuitenkin, että spiraali ei estä värähtelyjä tilanteissa, joissa Scrutonin luku

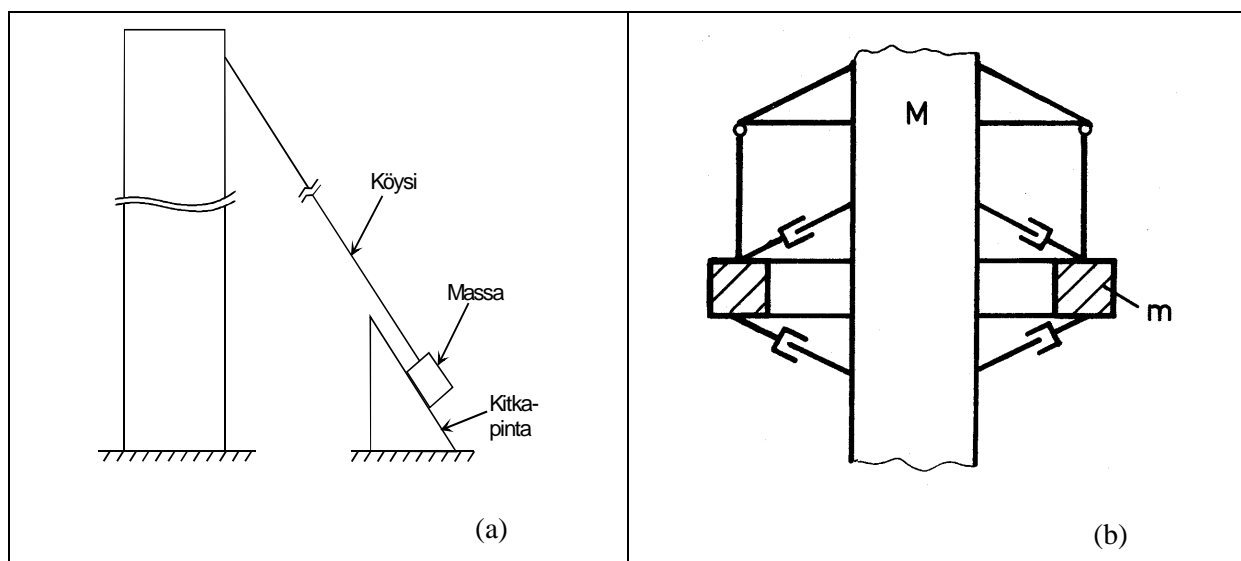
on hyvin pieni ($Sc < 5$). Sen takia Eurocode (prEN 1991-1-4) suosittelee spiraalien käyttöä vain, jos $Sc > 8$. Tämä vaatimus rajoittaa spiraalin käyttöä hyvin korkeissa teräksisissä savupiipuissa. Toinen rajoittava tekijä on, että myrskytuulesta rakenteeseen kohdistuvat voimat kasvavat huomattavasti spiraalin takia.

Rakenteelliset muutosmahdollisuudet

Aerodynaamisiin vaikutuskeinoihin liittyvien ongelmien takia on syytä tarkastella muita mahdollisuuksia rakenteen värähtelyherkkyyden pienentämiseksi. Suunnittelutilanteessa voidaan vaikuttaa

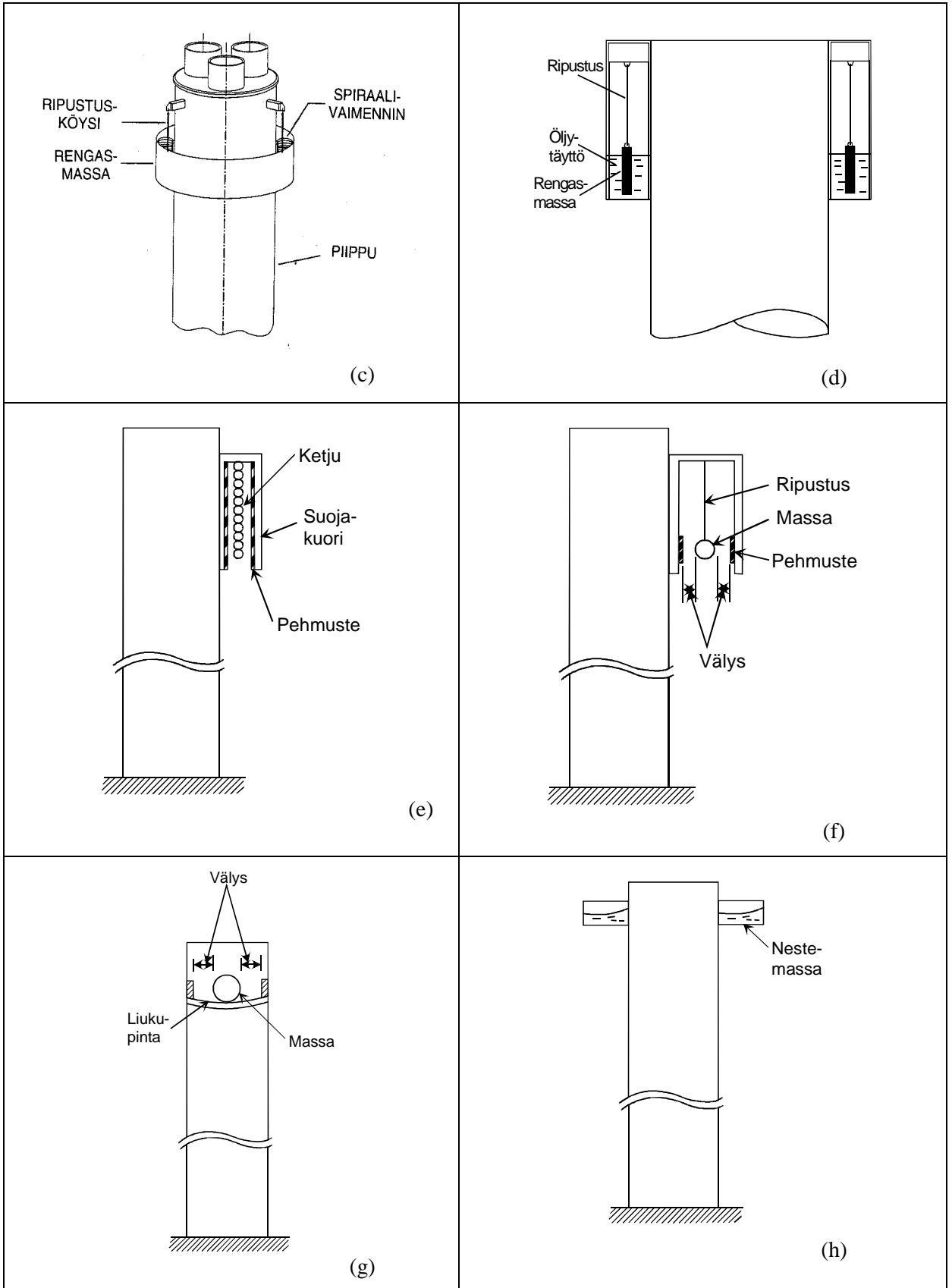
- rakenteen jäykkyyteen
- rakenteen massa
- sisäiseen vaimennukseen.

Teoreettisilla tarkasteluilla on mahdollista osoittaa, että rakenteen jäykkyyden ja massan muutoksilla on varsin vähän vaikutusta tuulesta aiheutuvan poikittaisvärähtelyn suuruuteen. Sen takia tutkijat ovat pyrkinet kehittämään erilaisia menetelmiä rakenteen sisäisen vaimennuksen lisäämiseksi.



Kuva 4. Mekaanisten vaimentimien käyttö antaa parhaan turvan värähtelyjä vastaan. (a) Kitkavaimennin, (b) Dynaaminen massavaimennin (TMD).

Kuva 4 esittää periaateratkaisuja erilaisille mekaanisille vaimentimille, joita on usein käytetty hoikissa mastoissa ja savupiipuissa. Dynaamisen massavaimentimen (TMD) mitoituksikaavat on tunnettu jo runsaat 50 vuotta (DenHartog, 1947). Sen takia on kuvan 4(b) kaltaisia, köysien varassa riippuvia massavaimentimia käytetty Keski- ja Itä-Euroopassa usean vuosikymmenen aikana (Sysoev 1979, Hunt 1979, Hirsch & Ruscheweyh 1982, Ruscheveyh 1982, , Korenev & Rezhnikov 1993). Suomessa on tämän tyyppisiä vaimentimia asennettu noin kahteenkymmeneen korkeaan TV-mastoon. Kuvat 5(c)–(d) ovat uudempia TMD-konstruktioita.



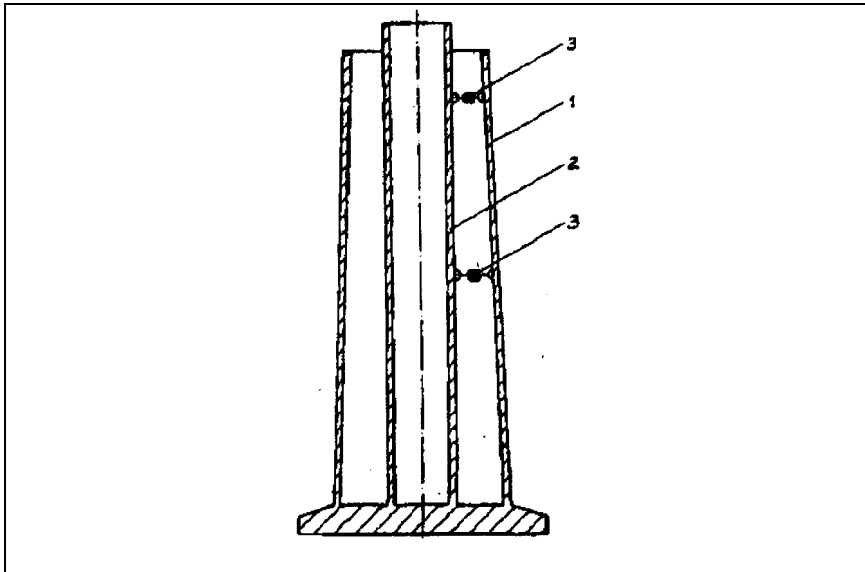
Kuva 5. Lisää mekaanisia vaimentimia. (c) Vaimentavalla spiraalilla varustettu TMD, (d) öljyn käyttöön perustuva TMD, (e) ketjuvaimennin, (f) ja (g) impaktivaimentimia, (h) nestevaimennin.

Tehokkuuden lisäksi rakenteeseen asennettavilta lisävaimentimilta halutaan muitakin ominaisuuksia kuten helppo asennettavuus ja toimintavarmuus. Dynaamisessa vaimentimessa (kuva 4(b)) tarvitaan hydraulisylintereitä, joissa saattaa esiintyä vikoja. Tämän takia on kuvan 5(e) mukainen yksinkertainen ketjuvaimennin ollut ainakin savupiippujen vaimentimena suositumpi kuin perinteinen dynaaminen massavaimennin. Ketjuvaimennin on suojasylinterin sisällä riippuva ketju, jonka ominaistaajuus mitoitetaan selvästi rakenteen ominaistaajuutta pienemmäksi. Värähtelyn syntyessä ketju pyrkii siis liikkumaan hitaammin kuin rakenne, johon se on kiinnitetty. Värähtelyamplitudin kasvaessa syntyy impakteja, jotka vastustavat rakenteen värähtelyä. Impaktin takia syntyvää ääniefektiä vaimennetaan asentamalla ketju kumisukan sisään.

Suomessa on ketjuvaimentimia asennettu 1990-luvulla noin viiteentoista korkeaan savupiippuun. Asutusalueiden lähistöllä on ketjujen toiminnasta syntyvä ääni ollut joskus häiritsevää. Sen takia on herännyt kiinnostus kuvassa 5(h) esitetyn nestevaimentimen soveltamiseen. Nestevaimennin koostuu joukosta astioita, joiden pohjalla on ohuehko kerros nestettä. Sopivan geometrisen mitoituksen ansiosta neste saadaan toimimaan siten, että se aiheuttaa värähtelyä vastustavan voiman samaan tapaan kuin tavallinen massavaimennin.

2. UUSI IMPAKTIVAIMENNIN

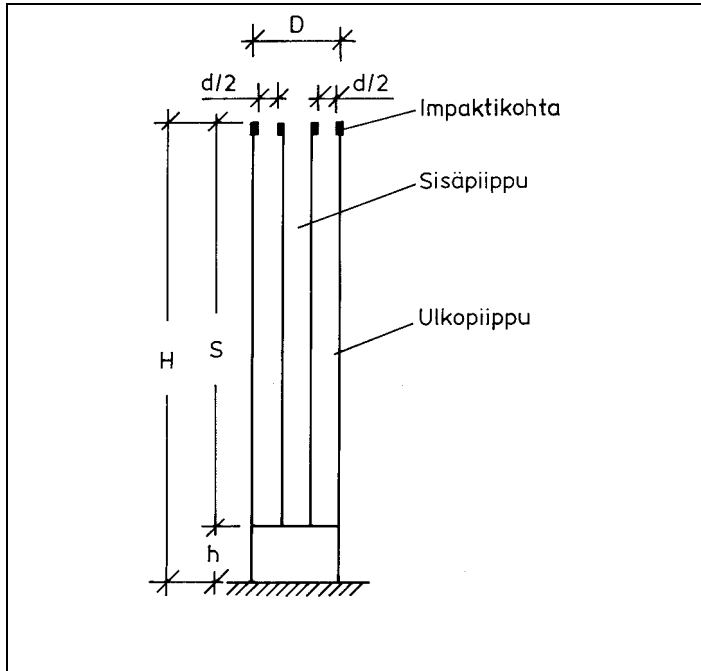
Yllä kuvatun ketjuvaimentimen varjopuolena on se, että rakenteeseen on asennettava ylimääräisiä massoja. Auerbach et al. (1986) ovat ehdottaneet kuvan 6 mukaista menetelmää, jossa savupiipun sisäistä vaimennusta lisätään hyödyntämällä ulko- ja sisäpiipun välistä suhteellista liikettä. Värähtelyä vastustava voima synnytetään sisä- ja ulkopiipun väliin asennettavien iskuvaimentimien avulla.



Kuva 6. Rakenteen sisäinen vaimennusmenetelmä (Pat. E04H012-28). 1 - piipun ulkovaippa, 2 - piipun sisävaippa, 3 - vaimennin

Myös kuvan 6 mukainen menetelmä on käytännössä hankala iskuvaimentimien huoltotarpeen takia. Warren & Reid (1994) ja Ruscheweyh et al. (1996) esittävätkin, että sisäpiipun ja ulkopiipun annetaan törmäillä toisiinsa piipun värähtelyn aikana. Tämä mekanismi tuottaa värähtelyä vähentävän vastavoiman, jota voitaisiin käyttää hyväksi savupiippujen mitoituksessa. Tässä julkaisussa tarkastellaan lähemmin tätä vaimennusmahdollisuutta.

Kuvasta 7 näkyy tarkasteltavan vaimennusmenetelmän mekaaninen toteutusperiaate. Savukanavana toimiva sisäpiippu tukeutuu ulkopiippuun korkeusasemassa H . Tämä on se taso, jossa savukaasut tulevat vaakasuoraa kanavaa pitkin piippuun ja virtaavat sitten sisäpiipun ohjaamina ylöspäin. Sisäpiippu asennetaan totunnaisesti siten, että sillä on "löysä" kosketus ulkokuoreen useassa eri korkeustasossa. Tässä tapauksessa asennus tehdään poikkeuksellisesti siten, että sisäpiippu pääsee vapaasti liikkumaan ulkokuoren suhteen. Sisä- ja ulkopiipun suhteellinen liike järjestetään erillisen mitoituksen avulla sellaiseksi, että värähtelyn kasvaessa sisä- ja ulkopiippu alkavat törmätä toisiinsa piipun huipussa. Törmäyskohtaan asennetaan erilliset puskimet äänihaittojen eliminoimiseksi ja impaktivoimien pienentämiseksi.



Kuva 7. Sisäpiipun käyttö impaktivaimentimena.

Tavoitteena on löytää riittävän tarkat tiedot kuvan 7 mukaisen vaimenninjärjestelmän toteuttamiseksi täyden mittakaavan rakenteessa. Tämän takia tehdään jäljempänä laskelmia tyypilliselle savupiipulle, jonka perusmitat on esitetty taulukossa 1.

Taulukko 1. Tyypillisen terässavupiipun perusmitat.

Korkeus H [m]	75
Sisäpiipun halkaisija [m]	2,68
Sisäpiipun massa [kg/m]	382
Ulkopiipun halkaisija D [m]	3,20

3. IMPAKTIVAIMENTIMEN TEHOKKUUS

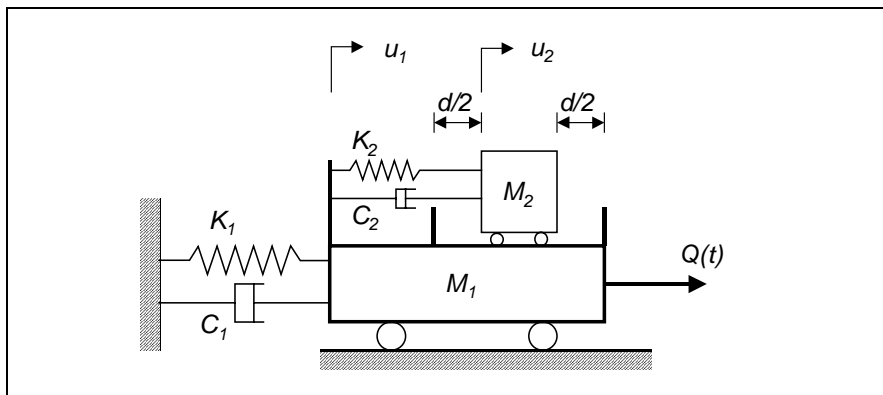
Tarkastelemme kuvassa 7 esitetyn rakenteen dynaamista toimintaa sekä yksinkertaisen mallin että tarkemman numeerisen mallin avulla.

3.1 Yksinkertaistettu malli

Kuva 8 esittää vaimennusefektin alustavassa tarkastelussa tarvittavaa yksinkertaista mekaanista mallia. Korvaamme koko rakenteen dynaamisen toiminnan piipun huipun tasolla kahden vapausasteen värähtelijällä. Massa M_1 on ulkovaipan alinta värähtelymuotoa vastaava yhden vapausasteen värähtelijä. Sen siirtymä u_1 tarkoittaa piipun huipun liikettä. Massa M_2 puolestaan kuvaa sisäpiipun yleistettyä massaa piipun huipussa. Sen liike massan M_1 suhteen on rajoitettu rakenteeseen sisältyvien puskimien takia. Parametri d on kokonaisväly. Massa M_1 saadaan lausekkeesta

$$M_1 = \frac{\int_0^H m(z) \phi_1^2(z) dz}{\phi^2(z_D)} \quad (5)$$

missä $m(z)$ on ulkopiipun massa pituusyksikköä kohden, $\phi_1(z)$ on vastaava alin ominaisuoto ja $\phi(z_D)$ on saman ominaisuodon amplitudi vaimentimen sijoituskohdassa.



Kuva 8. Ulko- ja sisäpiipun yhteistoiminnan idealisointi.

Ominaisuoto samoin kuin alin ominaistajuus f_1 voidaan laskea sopivalla FEM-ohjelmalla. Likiarvotarkaisuja on saatavissa monista käsikirjoista ja suunnittelunormeista. Massa M_2 saadaan vastaavasta lausekkeesta, jossa $m(z)$ tarkoittaa sisäpiipun massaa. Yksinkertaistetun mallin jäykkyysparametrit saadaan lausekkeista

$$K_1 = (2\pi f_1)^2 M_1 \quad (6a)$$

$$K_2 = (2\pi f_2)^2 M_2 \quad (6a)$$

Käytämme jäljempänä termeille f_1 ja f_2 nimitystä ominaistajuus. Kahden vapausasteen värähtelijän todelliset ominaistajuudet poikkeavat hieman lausekkeiden (6 a,b) mukaisista arvoista.

3.2 Pyörrerataheräte

Vaimenninta tarvitaan ns. pyörrerataherätteestä aiheutuvien värähtelyjen eliminoimiseksi. Vaimentimen toimiessa tehokkaasti värähtelyamplitudit ovat pieniä. Tällöin voidaan pyörrerataheräte olettaa piipun ulkokuoreen kohdistuvaksi harmoniseksi voimaksi, joka pituusyksikköä kohden laskettuna on

$$p(z,t) = \frac{1}{2} \rho v_{cr}^2 C_L(z) D(z) \sin(2\pi f_i t) \quad (7)$$

missä z on korkeusasema, ρ on ilman tiheys, D on piipun halkaisija ja C_L on dimensioton sivuvoimakerroin. Termi v_{cr} on pyörteiden irtoamisen ja resonanssitilan syntymisen kannalta kriittinen tuulennopeus

$$v_{cr} = \frac{D f_i}{S} \quad (8)$$

Strouhalin luvulle S käytetään arvoa $S = 0,20$. Parametri f_i on tarkasteltavan ominaisuuden ominaistajuus.

Kuvan 7 idealisoinnissa viivakuorma $p(z,t)$ muuntuu pistevoimaksi

$$Q(t) = \frac{1}{2} \rho v_{cr}^2 \left\{ \int_0^H C_L(z) D(z) \phi_i(z) dz \right\} \sin(2\pi f_i t) \quad (9)$$

Teräksisten savupiippujen kohdalla ovat sekä sivuvoimakerroin C_L että poikkileikkaus D vakioita. Lausekkeen (9) integraali voidaan laskea riittävän tarkasti käyttämällä piipun alimmalle ominaisuudolle approksimaatiota

$$\phi_1(z) = a_1 \left(\frac{z}{H} \right) + a_2 \left(\frac{z}{H} \right)^2 + a_3 \left(\frac{z}{H} \right)^3 \quad (10)$$

missä $a_1 = -0,085$, $a_2 = 1,627$ ja $a_3 = -0,542$. Sijoittamalla lauseke (10) lausekkeeseen (9) saadaan

$$Q(t) = Q_o \sin(2\pi f_1 t) \quad (11)$$

missä

$$Q_o = \frac{1}{2} \rho v_{cr}^2 C_L D \frac{H}{2.7} \quad (12)$$

Sijoittamalla tähän esimerkkiippiippua (Taulukko 1) koskevat arvot $D = 3,2$ m, $H = 75$ m, $\rho = 1.29$ kg/m³ ja $C_L = 0,20$ ja $f_1 = 0,6$ Hz saadaan

$$Q_o = 1,04 \text{ kN} \quad (13)$$

3.3 Värähtelyherkkyys ennen vaimennusta

Suunnittelun perustilanteessa sisä- ja ulkopiipun välykset ovat niin pieniä, että sisäpiippu oletetaan yleensä ulkopiipun mukana kiinteästi liikkuvaksi massaksi. Edellä todettiin, että mastomaisten rakenteiden herkkyttä pyörreradan aiheuttamille värähtelyille voidaan arvioida Scrutonin luvulla

$$S_c = \frac{4 \pi \xi_s m_o}{\rho D^2} \quad (4)$$

missä m_o on rakenteen yleistetty massa pituusyksikköä kohden. Likimääräinen arvio sille saadaan käyttämällä sitä pituusyksikköä kohden laskettua arvoa, joka pätee rakenteen ylimmissä kolmanneksessa. Tarkempi lauseke tälle parametrille on

$$m_o = \frac{\int_0^H m(z) \phi_1^2(z) dz}{\int_0^H \phi_1^2(z) dz} \quad (14)$$

Käytettäessä lausekkeen (10) mukaista approksimaatiota alimmalle ominaisuudolle saadaan

$$m_o \approx \frac{M_1}{0.2 H} \quad (15)$$

Rakenteelle haitallisia värähtelyjä on odotettavissa, kun Scrutonin luku on alueella $S_c \leq 10$. Värähtelyt saattavat olla erittäin voimakkaita, jos $S_c \leq 5$. Toisaalta värähtelyistä ei ole erityistä haittaa, jos $S_c \geq 15$. Tätä kriteeriä käytetään usein tarvittavan kokonaisvaimennuksen arvioimiseen. Piipun huipun värähtelyamplitudit ovat tällöin korkeintaan noin 2 % – 3 % piipun halkaisijasta D (ks. kuva 2).

Jäljempänä tarvitsemme voima-amplitudia vastaavaa staattista siirtymäparametria

$$u_{st} = \frac{Q_o}{K_1} \quad (16)$$

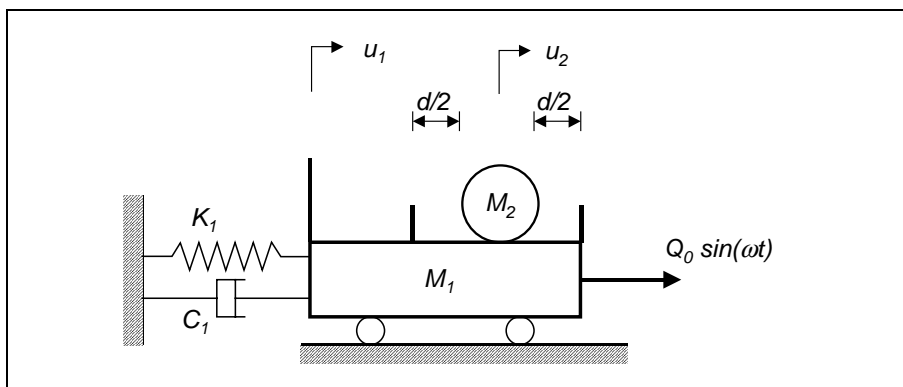
Esimerkkipiipun tapauksessa saadaan ennen vaimentamista vallitsevassa tilanteessa massaparametreille arvot $M_1 = 17\,800$ kg, $m_o = 1270$ kg/m ja $K_1 = 250$ kN/m. Lausekkeiden (13) ja (16) mukaan saadaan $u_{st} = 4$ mm.

Rakenteen sisäiselle vaimennussuhteelle käytämme perustilanteessa monien suunnittelunormien mukaista arvoa $\xi_s = 0,004$. Täten saadaan lausekkeesta (8) Scrutonin luvulle arvo $S_c = 5,0$. Tämä merkitsee sitä, että tarkasteltava esimerkkipiippu on erittäin herkkä värähtelemään. Rakenteen sisäinen vaimennus olisi saatava vähintään 4-kertaiseksi. Värähtelyjä on odotettavissa silloin, kun tuulen nopeus saa likimäärin lausekkeen (8) mukaisen arvon $v_{cr} = 10$ m/s.

3.4 Impaktivaimennus

Kirjallisuusluettelo sisältää runsaasti teoreettisia ja myös joitakin kokeellisia tarkasteluja impaktivaimentimen toiminnasta ja sen mitoituksesta (Grubin, 1956, Sadek 1965, Babat & Sankar, 1985, Budd et al. 1995, Korenev & Rezhnikov, 1993). Vaimentimen ja itse perusrakenteen ominaistaajuuksien suhteella f_2/f_1 näyttää olevan ratkaiseva merkitys vaimennuksen tehokkuuteen. Chen ja Semercigil (1993) johtivat teoreettisen tuloksen, jonka mukaan vaimenninjärjestely on tehokas kun $f_2/f_1 = 2,0$, mutta täysin tehoton kun $f_2/f_1 = 1,0$. Toisaalta heidän tuloksensa osoittavat, että vaimentimen tehokkuus on parhaimmillaan kun $f_2/f_1 \leq 0,5$. Masri (1972) on saanut samansuuntaisen tuloksen. Käytännössä toteutetuissa työntivaimentimissa on taajuussuhteelle käytetty arvoa $f_2/f_1 = 0,5$ (Korenev, 1975, 1979). Työntivaimentimen kaltaiset ketjuvaimentimet mitoitetaan siten, että $f_2/f_1 \approx 0,3$ (Reed, 1968 ja Stevik & Burke, 1988).

Näiden kokemusten takia tähdätään vaimennusjärjestelmän mitoituksessa siihen, että $f_2/f_1 \leq 0,5$. Tällöin voidaan ensimmäiset laskelmat tehdä olettamalla, että $f_2/f_1 = 0$. Laskentamalli vastaa siis kuvan 9 mukaista järjestelmää, jossa rakenteeseen törmäilevällä lisämassalla ei ole minkäänlaista kiinteää kytkentää perusrakenteeseen. Tätä impaktivaimentimen perusmuotoa on tutkittu paljon sekä teoreettisesti että kokeellisesti.



Kuva 9. Alustavassa mitoituksessa käytettävä idealisointi.

Popplevel ja Liao (1991) ovat johtaneet yksinkertaisia lausekkeita työntivaimentimen tehokkuuden arvioimiseksi ja sen tärkeimpien parametrien valitsemiseksi. Käytetään seuraavia merkintöjä

$$X^* = \frac{u_d^{\max}}{u_o^{\max}} \quad (17)$$

$$D^* = \frac{d}{u_{st}} \quad (18)$$

u_d^{\max} on vaimennetun rakenteen värähtelyamplitudi, kun siihen kohdistuu lausekkeen (11) mukainen harmoninen voima

u_o^{\max} vastaava amplitudi, kun rakennetta ei ole vaimennettu

Parametri D^* on dimensioton välys ja termi X^* osoittaa vaimentimen tehokkuuden. Voidaan osoittaa, että

$$X^* = \frac{\xi_s}{\xi_{tot}} \quad (19)$$

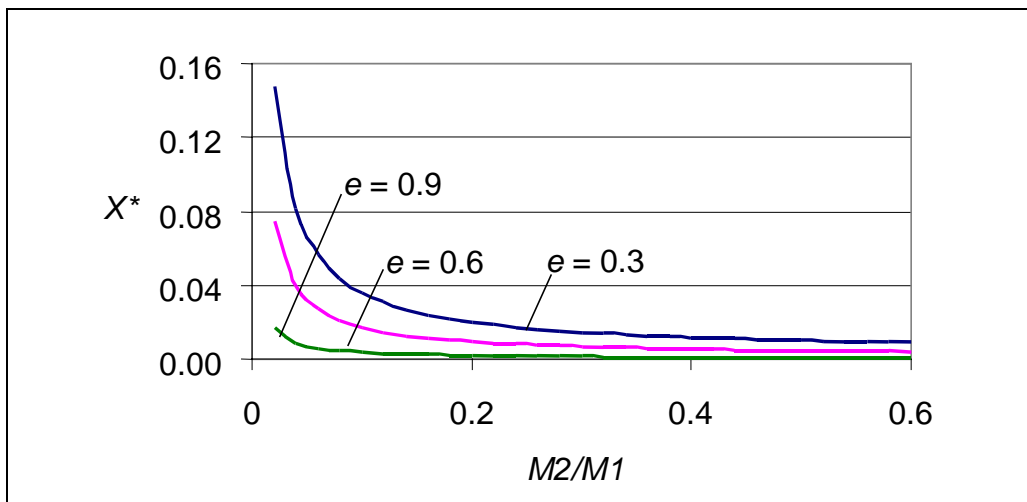
missä ξ_{tot} on vaimennetun rakenteen efektiivinen vaimennuskerroin.

Parametrin X^* ja dimensiottoman välyksen optimaalinen arvo D^* riippuvat massasuhteesta, dimensiottomasta työnkin kimmokertoimesta e ja massasuhteesta $\mu = M_2/M_1$ seuraavasti:

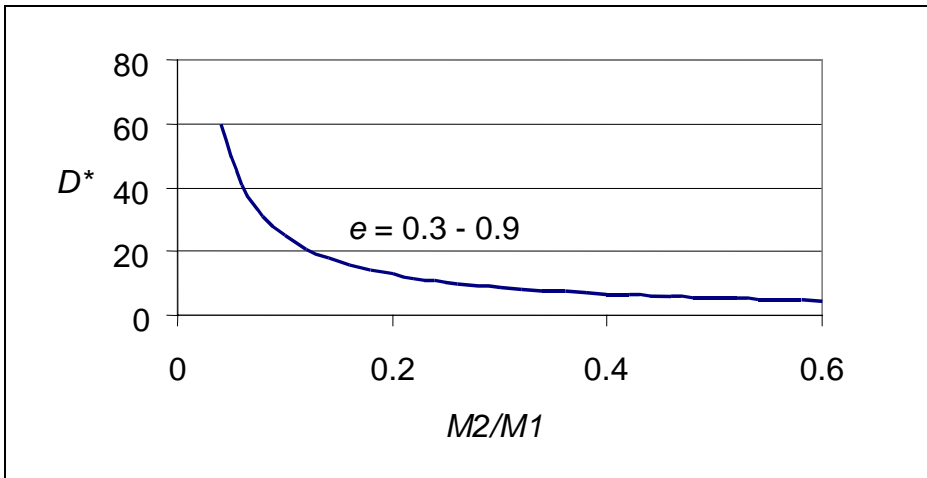
$$X^* = \frac{(\mu + 1)(1 - e) \xi_s \pi}{2\mu(1 + e) + \xi_s \pi(1 - e - 2\mu e)} \quad (20)$$

$$D^* = \frac{(2\mu + \pi^2)}{4\mu + 2\xi_s \pi \left(\frac{1 - e - 2\mu e}{1 + e} \right)} \quad (21)$$

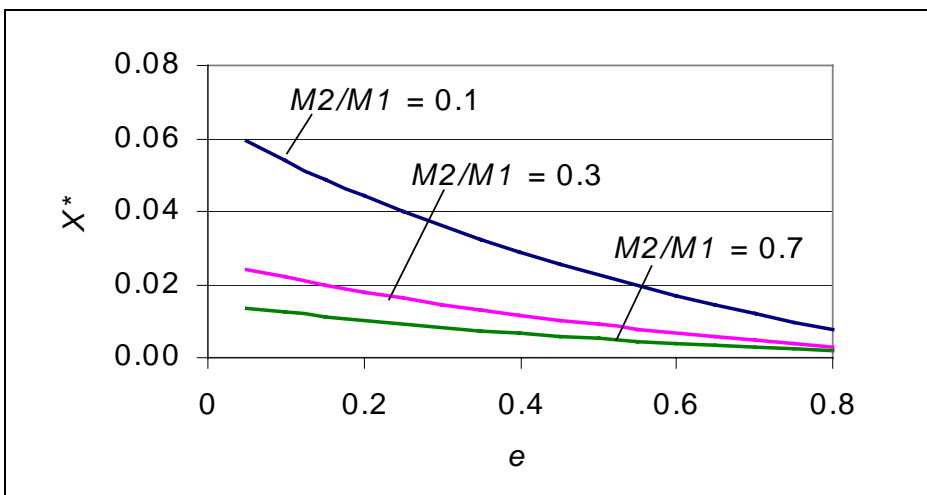
Parametrin X^* arvo 1.0 vastaa tilannetta, jossa vaimennin on täysin tehoton. Kuvissa 10–13 on osoitettu eri massasuhteen μ ja työntikertoimen e vaikutus parametreihin X^* ja D^* . Kuva 10 osoittaa, että jo massasuhteen arvolla $\mu = 0,05$ saavutetaan teoreettisessa tarkastelussa riittävä vaimennus-efekti. Vaimennussuhteen kasvaessa tehollinen vaimennus lisääntyy. Työntikertoimen e kasvattamisella on samanlainen vaikutus. Käytännössä työntikerroin on kuitenkin syytä valita melko alhaiseksi, jotta vaimentimen toiminta olisi stabiili.



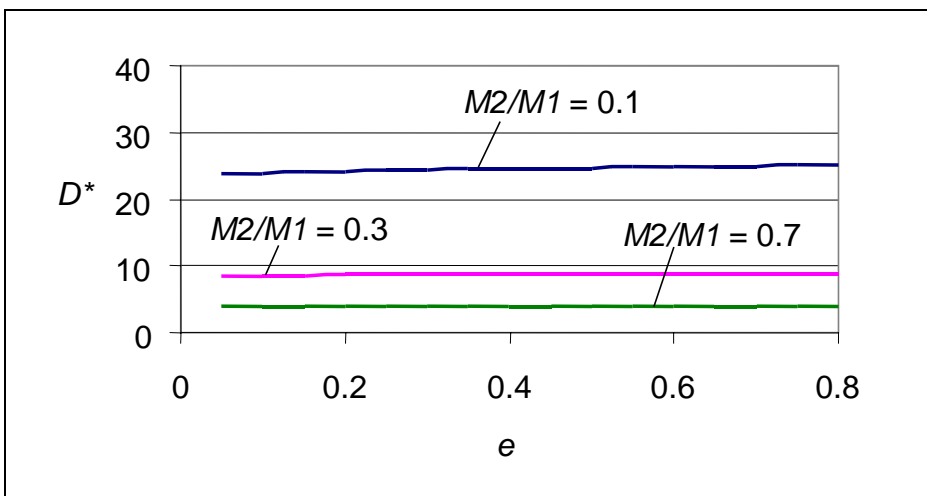
Kuva 10. Massasuhteen ja työntikertoimen vaikutus impaktivaimentimen tehokkuuteen.



Kuva 11. Massasuhteen vaikutus optimivälykseen.



Kuva 12. Työntikertoimen vaikutus vaimentimen tehokkuuteen.



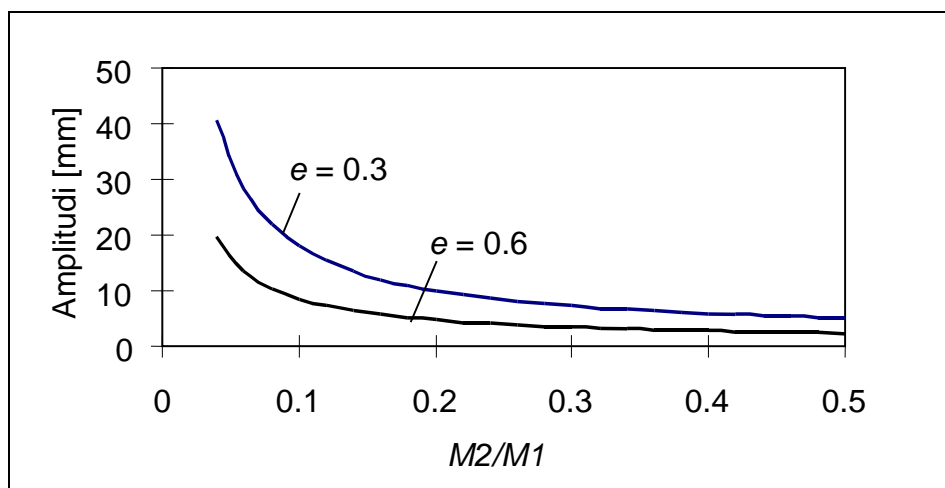
Kuva 13. Työntikertoimen vaikutus optimivälykseen.

Kuvasta 11 näkyy, että optimiväly pienenee kun massasuhdetta kasvatetaan. Tästä on etua, kun sisäpiippua käytetään vaimentimen törmäysmassana. Koska sisäpiipun massa on melko suuri, voidaan

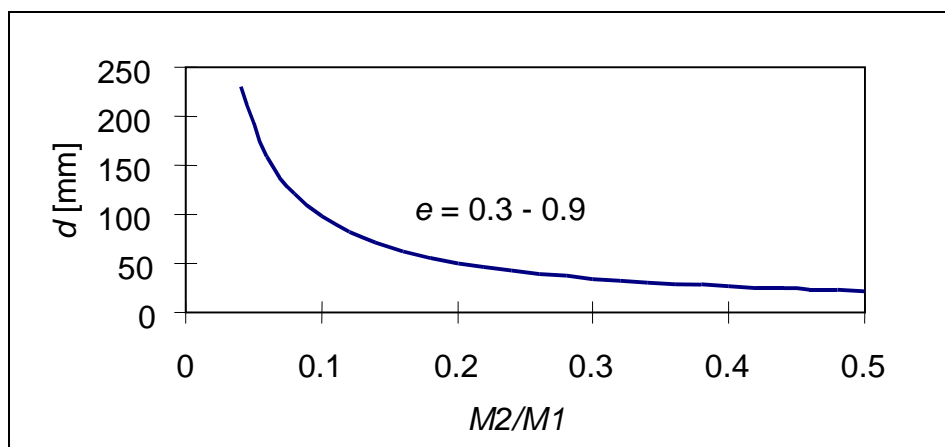
työntikohdan vällys pitää pienenä. Kuva 13 osoittaa, että työntikertoimen valinta ei vaikuta lainkaan optimivällykseen.

3.5 Vaimenninparametrit

Kuvissa 14 ja 15 esitetään yksinkertaistetun mallin avulla esimerkkihiipun huipun värähtelyamplitudi sekä optimivällys massasuhteen funktiona. Huipun värähtelyamplitudi on riittävän alhainen, kun se on pienempi kuin $0,02 \times D = 60$ mm. Nähdään, että massasuhteen arvo $0,05$ olisi teoreettisesti ajatellen riittävä. Todellisuudessa vaimentimen tehokkuus voi olla selvästi pienempi kuin lausekkeiden (20) ja (21) edellyttämällä ideaalivaimentimella. Tämän takia kannattaa sisähiipun ja ulkopiipun liikesuhteet järjestää sellaisiksi, että massasuhde on vähintään $0,2$. Kuva 15 osoittaa, että tällöin tarvittava vällys on pienempi kuin 50 mm.



Kuva 14. Arvio esimerkkihiipun huipun värähtelyamplitudista.



Kuva 15. Esimerkkihiipun optimaalinen vällys massasuhteen funktiona.

4. NUMEERISIA LASKELMIA

Edellä saadut alustavat tulokset osoittavat, että sisä- ja ulkopiipun suhteelliseen liikkeeseen perustuva impaktivaimennin estää piipun värähtelyt tehokkaasti. Yllä esitetty kahden vapausasteen malliin perustuvat laskelmat sisältävät kuitenkin suuria yksinkertaistuksia kuvan 6 mukaisen vaimennusjärjestelmän todelliseen toimintaan nähden. Käytetyn laskentamenetelmän kokeelliset tarkistukset eivät myöskään koske niin suuria massasuhteen M_2/M_1 arvoja, kuin tarkasteltavana olevassa tilanteessa tulee kyseeseen. Vaimenninjärjestelmän mitoittaminen edellyttää siis tarkempia numeerisia laskelmia.

4.1 Laskentamenetelmä yksisuuntaiselle värähtelylle

4.1.1 Värähtely-yhtälö

Käyttöön otettavan laskentamenetelmän lähtökohtana on se, että piippu mallinnetaan ensin jollakin FEM-ohjelmalla. Rakenteen liikeyhtälö on tällöin muotoa

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{U}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{U}(t) = \mathbf{F}^v + \mathbf{F}^I \quad (22)$$

missä \mathbf{M} , \mathbf{C} ja \mathbf{K} ovat vastaavasti massa-, vaimennus- ja jäykkyysmatriisit.; \mathbf{U} on rakennemallin siirtymävektori globaalkoordinaatistossa; \mathbf{F}^v on tuulivoimasta aiheutuva heräte ja \mathbf{F}^I on impaktivoimista aiheutuva vastavoima.

FEM-malli luodaan siten, että sisä- ja ulkopiippu ovat toisistaan erillisiä rakenneosia. Ne kytkeytyvät toisiinsa todellista rakennetta vastaavalla tavalla piipun alaosassa. FEM-mallin avulla lasketaan rakenteen alimmat ominaistajuudet $f_i = \omega_i/(2\pi)$ ja ominaismuodot

$$\Phi = [\phi_{ni}] \quad (23)$$

Näiden avulla muunnetaan yhtälö (22) ominaismuotokoordinaatistoon. Tässä käytetään määritelmää

$$\mathbf{U} = \Phi \mathbf{R}, \quad (24)$$

missä $\mathbf{R} = [R_n]$ on yleistettyjen siirtymien muodostama vektori.

Muunnoksen jälkeen värähtely-yhtälö (22) saa muodon

$$M_i \ddot{R}_i + 2 \xi_i \omega_i M_i \dot{R}_i + \omega_i^2 M_i R_i = Q_i^v + Q_i^I \quad (25)$$

missä M_i on ominaismuodon i yleistetty massa ja ξ_i on vaimennussuhde. Termit Q_i^v ja Q_i^I ovat globaalkoordinaatiston voimia \mathbf{F}^v ja \mathbf{F}^I vastaavat voimasuureet ominaismuotokoordinaatistossa.. Tässä on kyse yhtälöryhmästä, jossa ei ole kytkentätermejä. Yhtälöt voidaan siis ratkaista toisistaan riippumatta. Piippu mallinnetaan siten, että rakenteen massat keskitetään rakennemallin nurkkapisteisiin. Yleistetyt massat saadaan tällöin lausekkeesta

$$M_i = \sum_n m_n \phi_{ni}^2 \quad (26)$$

4.1.2 Yleistetty tuulivoima

Lausekkeen (25) termi ξ_i on perusrakenteen suhteellinen vaimennuskertoimen. Yleistetyn tuulivoiman komponentit saadaan muodollisesti lausekkeesta

$$Q_i^v = \sum_n F_n^v \phi_{ni} \quad (27)$$

missä F_n^v on FEM-mallin nurkkapisteeseen n keskitetty tuulivoima. Tässä tarkastellaan pyörrerataherätteen aiheuttamia tuulivoimia, jotka kohdistuvat ainoastaan piipun yhteen ominaismuotoon. Tämän takia voidaan käyttää hyväksi pyörrerataherätteen määrittelylausekkeita (7)–(12), ja korvata kaava (26) lausekkeella

$$Q_i^v(t) = Q_o \sin(2 \pi f_o t), \quad i = IFRQ \quad (28)$$

$$Q_i^v(t) = 0, \quad i \neq IFRQ$$

missä $IFRQ$ on sen ominaismuodon järjestysluku, johon pyörrerataheräte kohdistuu.

4.1.3 Impaktivoimat

Värähtely-yhtälössä (22) esiintyvä impaktivoimien vektori $\mathbf{F}^I = [F_n^I]$ pitää ilmaista yleistetyssä koordinaatistossa. Oletamme aluksi, että molempien rakenneosien liike on yksisuuntaista. Tällöin impaktit tapahtuvat ainoastaan kahdessa pisteessä piipun huipussa. Ne ovat sisä- ja ulkopiippua vastaavat FEM-mallin pisteet n_s ja n_p . Impaktivoiman laskemiseksi on tarkasteltava piipun osien suhteellista liiketilaa. Tarkastellaan rakenteen suhteellisia liikkeitä kuvan 16 esittämässä tasossa. Ulko- ja sisäpiipun siirtymät u^p ja u^s rakenteen huipussa saadaan lausekkeista

$$u^p = \sum_i R_i \phi_{n_p i} \quad (29a)$$

$$u^s = \sum_i R_i \phi_{n_s i} \quad (29b)$$

Näiden liikesuureiden avulla lasketaan kaikkina ajanhetkinä suhteellista liiketilaa kuvaavat termit

$$w^a = u^s - u^p - d / 2 \quad (30a)$$

$$w^b = u^p - u^s - d / 2 \quad (30b)$$

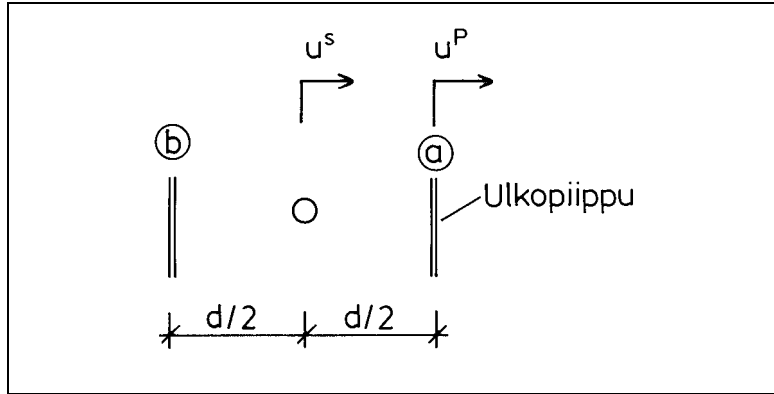
Näiden avulla mitataan sisäpiipun etäisyyttä ulkopiipusta kuvan 16 mukaisissa kontaktipisteissä **a** ja **b**. Suhteellisen liiketilän mukaan eritellään tapaukset

$$w^a \geq 0 \Rightarrow P = P(w^a) \geq 0 \quad (31a)$$

$$w^b \geq 0 \Rightarrow P = P(w^b) \geq 0 \quad (31b)$$

$$w^a \leq 0 \text{ ja } w^b \leq 0 \Rightarrow P = 0 \quad (31c)$$

Kun ehto (31a) tai (31b) on voimassa, merkitsevat vastaavasti termit w^a ja w^b kontaktipinnassa tapahtuvaa puristumaa. Jäljempänä osoitetaan miten impaktivoima $P(w(t))$ lasketaan rakenneosien välillä tapahtuvan puristuman funktiona.



Kuva 16. Ulko- ja sisäpiipun siirtymät u^p ja u^s rakenteen huipussa.

Impaktivoiman suunta riippuu kontaktikohdasta. Kontakti voi tapahtua joko reunalla **a** tai reunalla **b** (kuva 16). Kun impaktivoiman itseisarvo $P(w(t))$ tunnetaan, määräytyvät impaktivoiman komponentit globaalikoordinaatistossa seuraavasti:

(a) Kun kontakti tapahtuu reunalla **a** on

$$F_n^I = \begin{cases} +P(t), & n = n_p \\ -P(t), & n = n_s \\ 0, & \text{muulloin} \end{cases} \quad (32a)$$

(b) Kun kontakti tapahtuu reunalla **b** on

$$F_n^I = \begin{cases} -P(t), & n = n_p \\ +P(t), & n = n_s \\ 0, & \text{muulloin} \end{cases} \quad (32b)$$

Näiden määritelmien nojalla saadaan lausekkeessa (25) tarvittava yleistetty impaktivoima kaavalla

$$Q_i^I = \sum_n F_n^I \phi_{ni} \quad (33)$$

Seuraavaksi tarkastellaan impaktivoiman $P(w(t))$ laskemista. Oletamme, että sisä- ja ulkopiipun välisiä työntejä pehmennetään kumipuskureilla. Kumimaiset materiaalit (elastomeerit) ovat epälineaarisia. Kumipuskuri toimii siis puristettaessa kuten jäykkenevä jousi (kuva 17). Approksimoimme puskimessa tapahtuvaa voiman nousuvaihetta parabelifunktiolla

$$P(w) = K_o w + K_1 w^2, \quad \text{kun } \Delta w \geq 0. \quad (34)$$

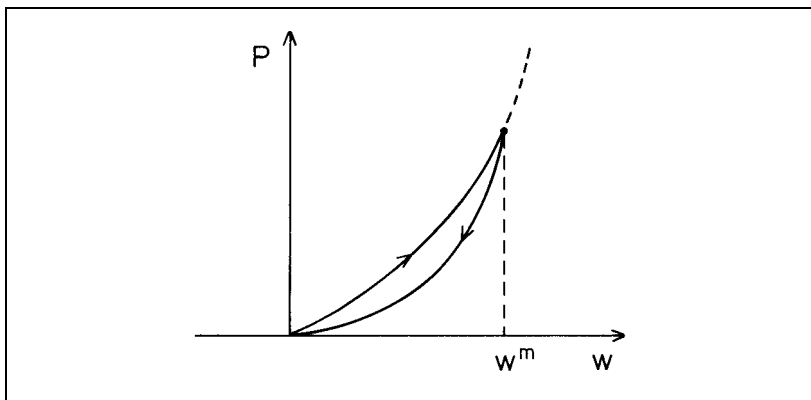
Parametri w on puskimen kokoonpuristuma. Kohdan 3 laskelmissa osoittautui, että impaktin työntikerroin vaikuttaa vaimenninjärjestelyn tehokkuuteen. Tämän takia oletamme, että puskimen impaktin aikana osa liike-energiasta muuttuu lämmöksi. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että puskinvoiman nousu- ja laskuvaihe muodostavat hystereesisilmukan. Voiman laskuvaihe mallinnetaan lausekkeella

$$P(w) = \left[K_o w + K_1 w^2 \right] r(w) \quad (35)$$

missä funktio $r(w) \leq 1$ saadaan kaavasta

$$r(w) = 1 - 4\beta \left[\frac{w}{w^m} - \left(\frac{w}{w^m} \right)^2 \right] \quad (36)$$

Parametri w^m on puristusvoiman nousuvaiheessa syntynyt puskimen suurin puristuma (kuva 17) ja termi β määrittää hystereesisilmukan leveyden. Sen arvo on rajoissa $0 \leq \beta \leq 1$. Arvoa $\beta = 0$ käytetään puskurille, joka ei sisällä materiaalivaimennusta.



Kuva 17. Puskinvoiman nousu- ja laskuvaihe.

4.1.4 Värähtely-yhtälöiden ratkaisu

Yllä olevat yhtälöt osoittavat, että impaktivoimat kehittyvät rakenteen liiketilan funktiona. Värähtely-yhtälöt ovat tämän takia epälineaarisia. Niiden ratkaisussa käytetään implisiittistä aikaintegrointia. Tämä menetelmä edellyttää, että impaktivoima lasketaan yhtälöitä (31) vastaavista inkrementaalisisistä lausekkeista

$$\Delta w \geq 0 \Rightarrow \Delta P = (K_o + 2 K_1 w) \Delta w \quad (37)$$

$$\Delta w \leq 0 \Rightarrow$$

$$\Delta P = \left[K_o + 2 \left(K_1 - \frac{4\beta K_o}{w^m} \right) w + 12 \beta \left(\frac{K_o}{(w^m)^2} - \frac{K_1}{w^m} \right) w^2 + 16 \beta \frac{K_1}{(w^m)^2} w^3 \right] \Delta w$$

Samalla periaatteella muunnetaan lausekkeet (25), (29) ja (30)–(34) aikaintegroinnissa tarvittavaan inkrementaalimuotoon. Koko laskentatehtävä ratkaistaan kahdessa osassa:

- (1) Ratkaistaan yhtälön (22) ominaisarvotehtävä, jolloin saadaan ominaismuodot ja ominaistaajuuudet. Ratkaisussa käytetään valmisohjelmaa NISA.
- (2) Lasketaan yleistetyt massat M_i lausekkeella (26). Tämä tehdään taulukkolaskentaohjelmalla.
- (3) Yhtälöryhmä (25) ratkaistaan soveltaen implisiittistä aikaintegrointimenetelmää. Tuloksena saadaan ulko- ja sisäpiipun siirtymät $u^p(t)$ ja $u^s(t)$ rakenteen huipussa sekä impaktivoima $P(t)$.

Vaihetta (3) varten laadittiin erikoisohjelma IMPACT. Sen perustana on aiemmin VTT:ssa laadittu erikoisohjelma, jolla tutkitaan merirakenteeseen törmäävien jääkenttien vaikutuksia (Kärnä, 1992). Ohjelman yksityiskohtia ei selvitetä tässä julkaisussa.

4.2 Teorian tarkentaminen

Yllä kuvattujen kaavojen johdossa oletettiin muun muassa, että sisä- ja ulkopiipun liikkeet ovat yksisuuntaisia siten, että ulkopiipun yläpään vastakkaisilla reunoilla on vain kaksi pistettä, joihin sisäpiippu voi koskettaa. Todellisuudessa piipun pää tekee vaakatasossa elliptistä liikettä. Piipun elliptinen liikerata vaikuttaa impaktivaimentimen tehoa vähentävästi, koska impakti voi tapahtua monissa eri pisteissä.

Piipun ulkovaipan elliptinen liike voi aiheuttaa tilanteita, joissa sisä- ja ulkopiippu molemmat kulkevat samaa elliptistä liikerataa. Tällöin sisäpiipun ja ulkopiipun välillä syntyy ainoastaan kitkavoimia, jotka voivat jonkin verran vastustaa värähtelyä. Tämän tilanteen välttämiseksi on kuvassa 18 hahmoteltu ratkaisu, jossa ulkopiipun kehälle on asennettu kahdeksan erillistä kumipuskinta. Diskreeteissä pisteissä tapahtuvat impaktit aiheuttavat ulkokehän normaalin suuntaisia voimia, jotka pyrkivät pitämään sisä- ja ulkovaipat erillisillä liikeradoilla.

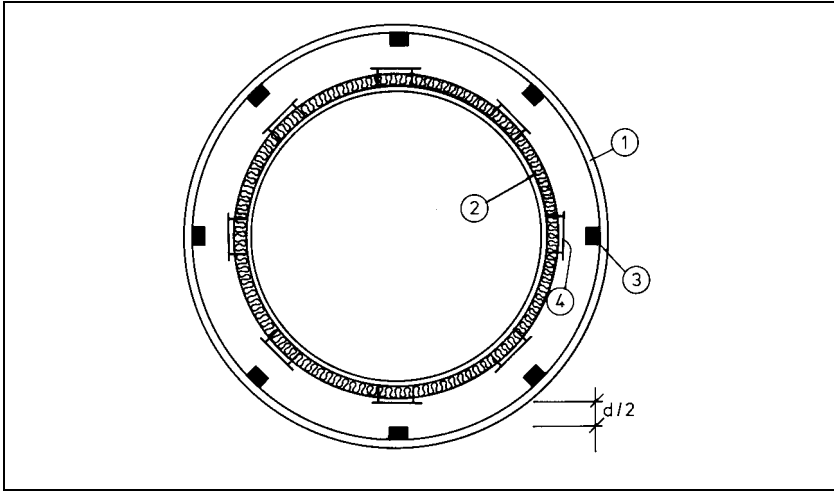
Tarkennamme numeerista laskentamallia ottamalla huomioon piipun elliptisen liikkeen. Kuvan 19 mukaisesti oletamme, että piipun yläpäässä on NC (NC = 8) kappaletta puskimia. Tuuli oletetaan Y-akselin suuntaiseksi siten, että puskin 1 sijaitsee suunnassa α_1 . Muiden puskimien suuntakulmat ovat tällöin

$$\alpha_j = \alpha_1 + \frac{2\pi}{NC} \quad (38)$$

Puskimien kontaktipinnat sijaitsevat ympyrän kehällä, jonka halkaisija on D^p . Sisäpiipussa olevat työntialustat ovat tällöin vastaavasti ympyrän kehällä, jonka halkaisija on

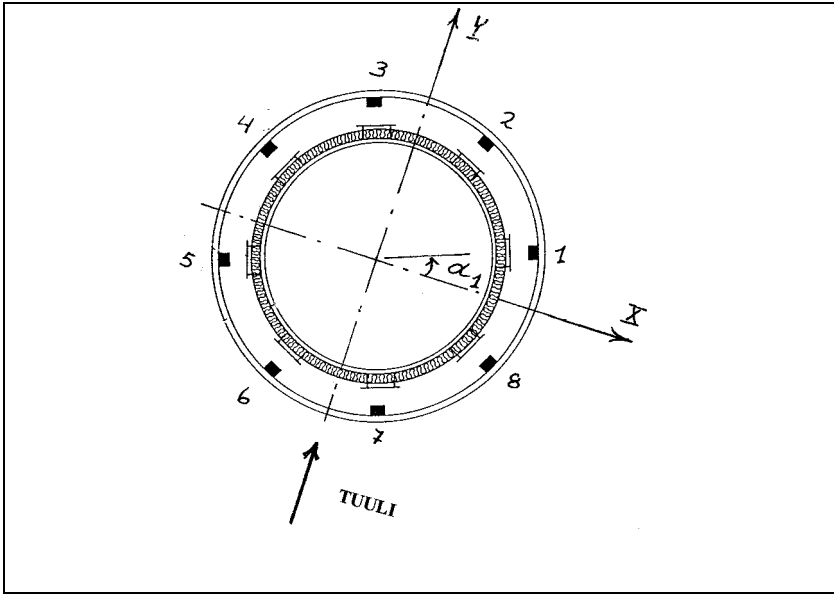
$$D^s = D^p - d \quad (39)$$

missä d on kokonaisvällys.



Kuva 18. Puskimien asentaminen ulkovaipan kehälle.

1 - Vahvistettu ulkopiippu; 2 - Vahvistettu sisäpiippu;
3 - Kumipuskimet; 4 - Impaktialusta



Kuva 19. Koordinaatisto vaakatason kaksisuuntaista värähtelytarkastelua varten.

Lepotilassa olevan piipun ulko- ja sisävaipan kontaktipisteiden koordinaatit ovat

$$\begin{aligned}
 x_j^{cpo} &= \frac{1}{2} D^p \cos \alpha_j \\
 y_j^{cpo} &= \frac{1}{2} D^p \sin \alpha_j \\
 x_j^{cso} &= \frac{1}{2} D^s \cos \alpha_j \\
 y_j^{cso} &= \frac{1}{2} D^s \sin \alpha_j
 \end{aligned}
 \tag{40}$$

Värähtelyn aikana vastaavat pisteet sijaitsevat kiinteän XY-koordinaatiston pisteissä

$$\begin{aligned}x_j^{cp} &= x_j^{cpo} + u^{px} \\y_j^{cp} &= y_j^{cpo} + u^{py} \\x_j^{cs} &= x_j^{cso} + u^{sx} \\y_j^{cs} &= y_j^{cso} + u^{sy}\end{aligned}\tag{41}$$

missä yhtälöiden oikean puolen viimeiset termit ovat vastaavasti ulko- ja sisäpiipun siirtymäkomponentit. Ne lasketaan yleistettyjen koordinaattien R_i avulla. Varsinainen piippu oletetaan symmetriseksi, jolloin ominaismuodot ja ominaistajuudet ovat identtiset kummassakin värähtelysuunnassa.

Yksisuuntaisessa värähtelytarkastelussa puskimien kokemat puristumat laskettiin lausekkeella (30). Kaksiulotteisessa tarkastelussamme vastaava yhtälö kullekin puskimelle on

$$w_j = (x_j^{cs} - x_j^{cp}) \cos \alpha_j + (y_j^{cp} - y_j^{cs}) \sin \alpha_j\tag{42}$$

Kun tämä parametri saa positiivisia arvoja, lasketaan puskimissa vaikuttavat voimat samalla tavalla kuin yksisuuntaisessa tarkastelussa. Termin w_j negatiivisuus merkitsee sitä, että kyseinen puskin ei tarkasteluhetkellä välitä kontaktia sisä- ja ulkopiipun välillä.

Puskinvoimat vaikuttavat ensisijaisesti piipun sisävaipan normaalin suuntaisesti. Mahdolliset tangentiaalivoimat jätetään tässä tarkastelussa huomiotta, koska puskimen leikkausjäykkyys on ainakin yhtä kertalukua pienempi kuin sen jäykkyys normaalin suunnassa. Normaalivoima muunnetaan geometrisella muunnoksella ensin XY-koordinaatiston voimakomponenteiksi ja sitten lausekkeen (33) avulla yleistetyn värähtelykoordinaatiston voimasuureksi. Pyörrerataherätteen oletetaan vaikuttavan X-suuntaan lausekkeen (28) mukaisesti. Elliptisen liikkeen simuloimiseksi oletetaan, että Y-suuntaan vaikuttaa harmooninen voima, joka on samassa vaiheessa X-suuntaisen voiman kanssa ja jonka amplitudi on 20 % X-suuntaisesta voimasta.

4.3 Parametrilaskelmia

Yllä kuvattua numeerista menetelmää sovelletaan nyt esimerkkiipiipun analysointiin.

4.3.1 Ominaismuodot

Tarkasteltava esimerkkiipiippu mallinnettiin NISA-ohjelmalla, minkä jälkeen ratkaistiin ominaismuodot ja -taajuudet. Ominaismuotojen avulla lasketut yleistetyt massat näkyvät taulukosta 2.

Taulukko 2. Piipun yleistetyt massat M_i , ominaistajuudet f_i sekä huipun ominaismuotoamplitudit

$\phi_{n_p i}$ ja $\phi_{n_s i}$.

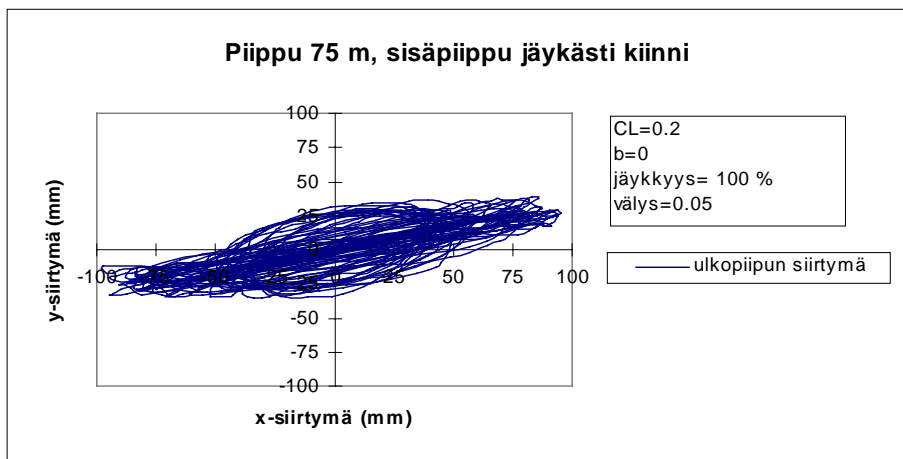
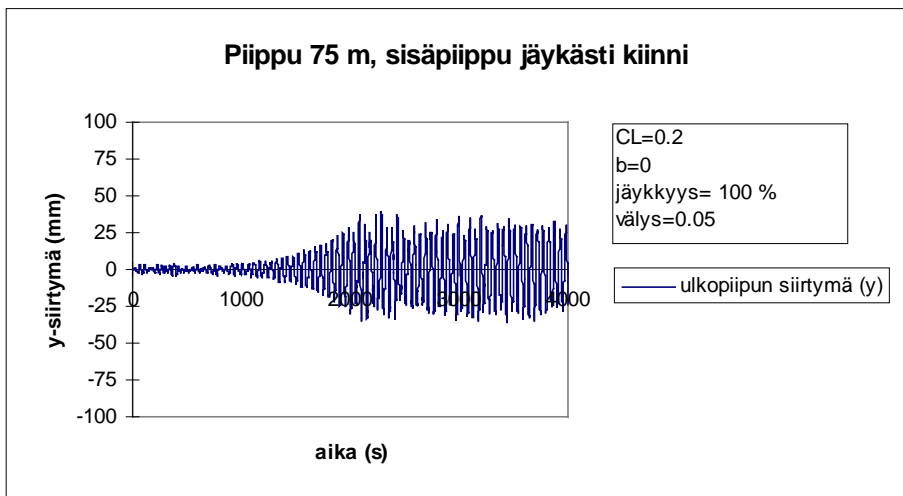
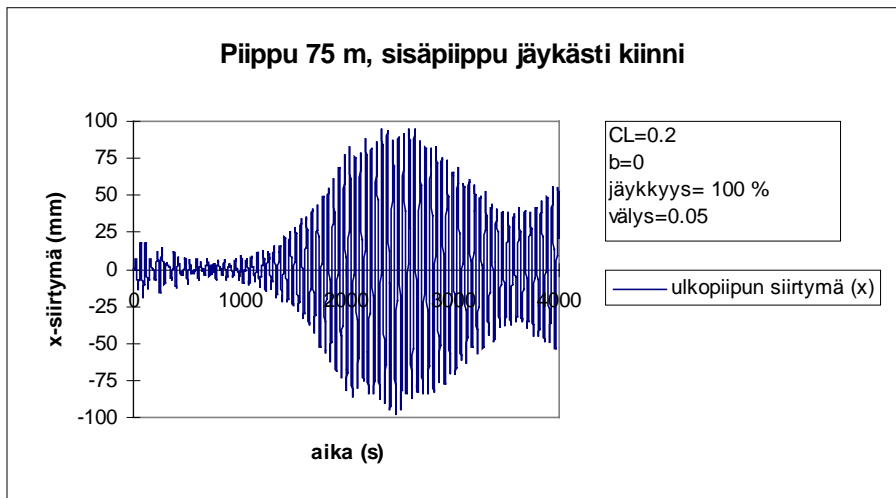
i	M_i [kg]	f_i [Hz]	$\phi_{n_p i}$	$\phi_{n_s i}$
1	7 610	0,446	0,184	1,000
2	10 895	0,608	1,000	-0,383
3	8 818	2,770	0,310	1,000
4	13 834	3,460	1,000	-0,592
5	9 912	7,740	0,382	1,000
6	17 780	9,430	1,000	-0,786

Alimman ominaismuodon mukaisessa värähtelyssä pääosa liikkeistä tapahtuu sisäpiipussa, kun taas ulkovaippa on lähes paikoillaan. Toisessa ominaismuodossa puolestaan ulkopiippu liikkuu selvästi enemmän kuin sisäpiippu. Pyörrerataheräte kohdistuu vaarallisimmillaan toiseen ominaismuotoon. Tämän takia on mielenkiintoista todeta, että kahden alimman muodon yleistettyjen massojen suhde on varsin suuri; $M_1/M_2 = 0,70$. Edelleen nähdään, että vastaava ominaistajuuksien suhde on $f_1/f_2 = 0,73$. Luvussa 3 tehtyjen alustavien laskelmien valossa näyttää mahdolliselta, että kuvan 6 mukaiseen perustilanteeseen liitetty impaktiefekti piipun huipussa voisi olla riittävä pahojen värähtelyjen estämiseksi.

4.3.2 Impaktivaimentimen tehokkuus

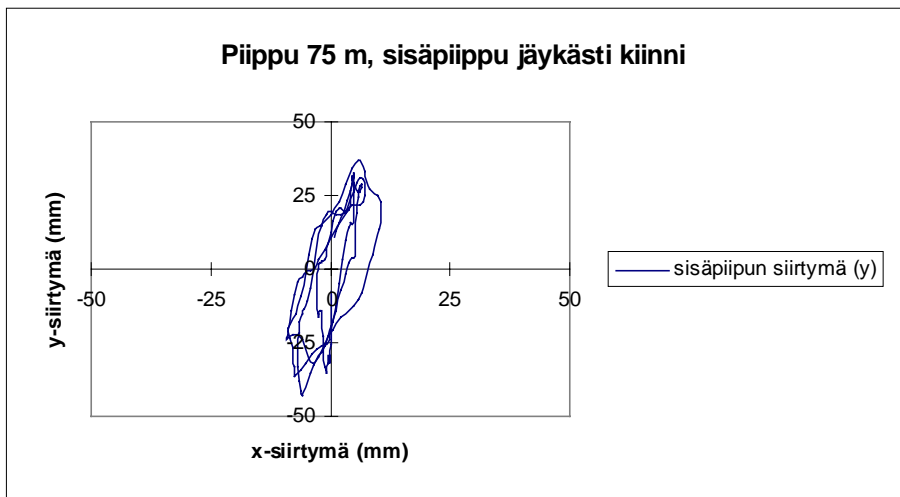
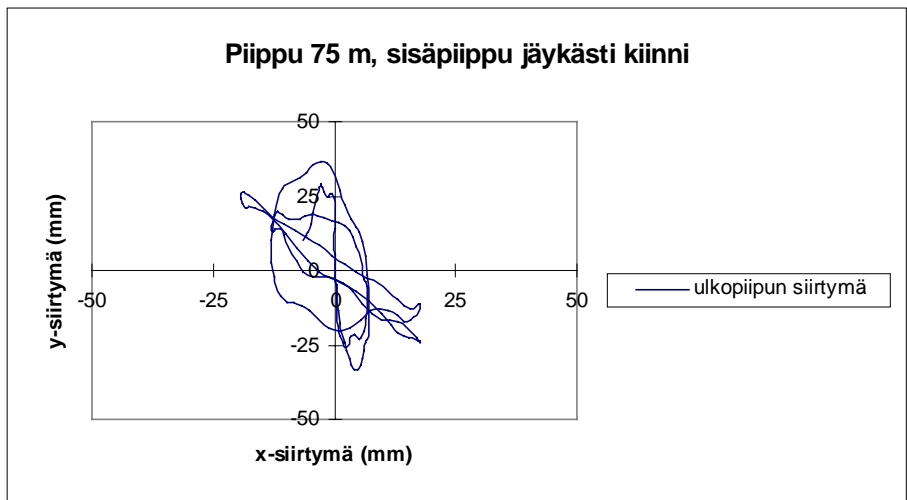
Yllä kuvatun tarkennetun teorian avulla simuloitiin tarkasteltavana olevan 75 metriä korkean piipun käyttäytymistä monissa eri tilanteissa. Varioitaviksi parametreiksi valittiin vällysparametri d , tuulen nopeus ja puskimien sisäinen vaimennus. Alustavissa laskelmissa vaihdeltiin myös sisäpiipun alapään ja ulkopiipun tuennan välistä joustoa korkeustasolla h (kuva 6). Seuraavissa kuvissa esitetään kuitenkin vain sisäpiipun alapään jäykkää tuentaa ("sisäpiippu jäykästi kiinni") vastaavat tulokset.

Kuvassa 20 on esitetty ulkopiipun huipun X - ja Y -suuntaiset liikkeet tilanteessa, jossa vällysparametri d on hiukan liian pieni estämään värähtelyä. Kuvan esittämässä tapauksessa ulko ja sisäpiippu kulkevat hetken aikaa lähes samaa elliptistä rataa, jolloin vaimennusteho on vähäinen. Tämä näkyy värähtelyamplitudin nopeana kasvuna. Värähtelyamplitudin kasvu aiheuttaa kuitenkin sen, että sisäpiipun liikerata erkanee ulkopiipusta. Vaimennusteho palautuu tällöin ennalleen ja värähtelyamplitudit pienenevät.



Kuva 20. Ulko- ja sisäpiipun huipun liikkeitä kasvavan värähtelyn aikana. Tuulen nopeus $v = 8 \text{ m/s}$ ja kokonaisvälys 50 mm . Puskimissa ei sisäistä vaimennusta.

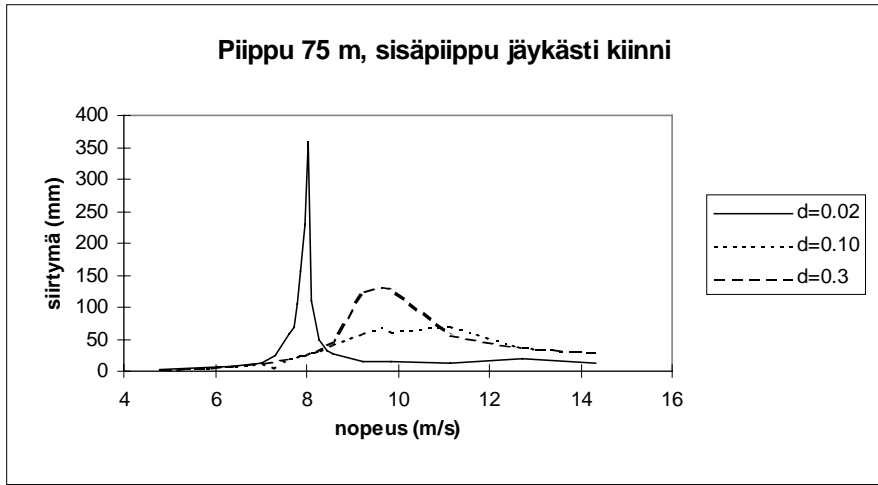
Kuvassa 21 näkyy yksityiskohtia ulko- ja sisäpiipun liikeradoista. Liikeratojen epäsäännöllisyydet johtuvat ulko- ja sisäpiippujen välisistä impakteista.



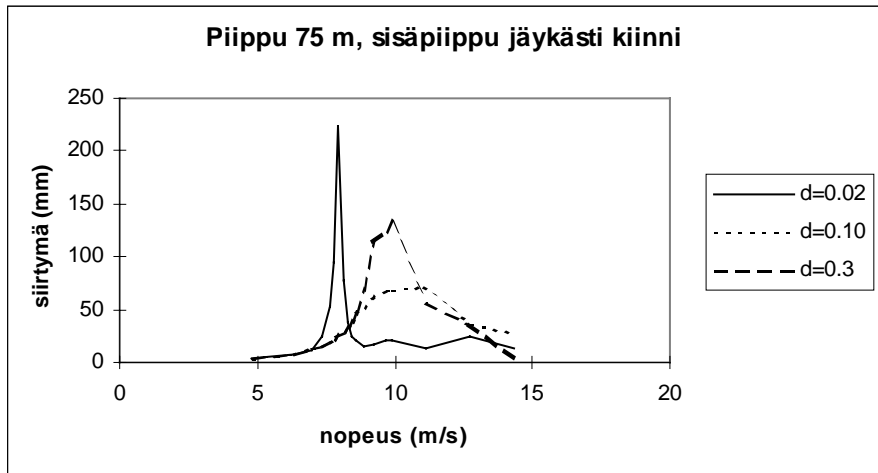
Kuva 21. Yksityiskohta ulko- ja sisäpiipun huipun liikkeistä XY-tasossa.

Kuvat 22 ja 23 osoittavat miten piipun huipun värähtelyamplitudi muuttuu, kun tuulen nopeus ja välisparametri d vaihtelevat. Aiemmassa yksinkertaiseen malliin perustuvassa laskelmassa oletimme, että pahin tilanne esiintyy, kun tuulen nopeudella on piipun ominaistajuutta vastaava kriittinen arvo. Se pidettiin laskelmien aikana kiinteänä. Kuvat 22 ja 23 osoittavat kuitenkin, että suuria värähtelyjä voi esiintyä myös pienemmillä tuulennopeuden arvoilla, jos välis d on pieni. Tämä ilmiö selittyy osittain siten, että välisken pienentyessä joustavan puskimen toiminta aiheuttaa mekaanisen kytkennän sisä- ja ulkopiippujen alimpien ominaismuotojen välille. Tämän takia sisäpiipun alhaisemmalla tasolla oleva ominaistajuus herkistää piippua näillä alemmilla tuulennopeuksilla.

Tärkeämpi tekijä värähtelyn kasvulle on kuitenkin se, että vaimenninjärjestelmä menettää tehokkuutensa välisken d ollessa pieni. Tämä näkyy laskelmissa ensinnäkin siten, että yhteen puskiin kohdistuva impakti toistuu välittömästi uudestaan, ennen kuin sisä- ja ulkopiiput erkanevat selvästi toisistaan. Tällaisen kaksoiskontaktin lisäksi voi esiintyä myös kolme peräkkäistä iskua. Toinen vaimennustehokkuutta vähentävä ilmiö on aiemmin mainittu ulko- ja sisäpiippujen liikeratojen ajoittain toistuva yhtyminen.



Kuva 22. Piipun suurin värähtelyamplitudi tuulennopeuden ja vaimentimen kokonaisvälyksen d funktiona. Puskimissa ei sisäistä vaimennusta.



Kuva 23. Piipun suurin värähtelyamplitudi tuulennopeuden ja vaimentimen kokonaisvälyksen d funktiona. Puskimien sisäisen vaimennuksen mallinuskkerroin $\beta = 0,50$.

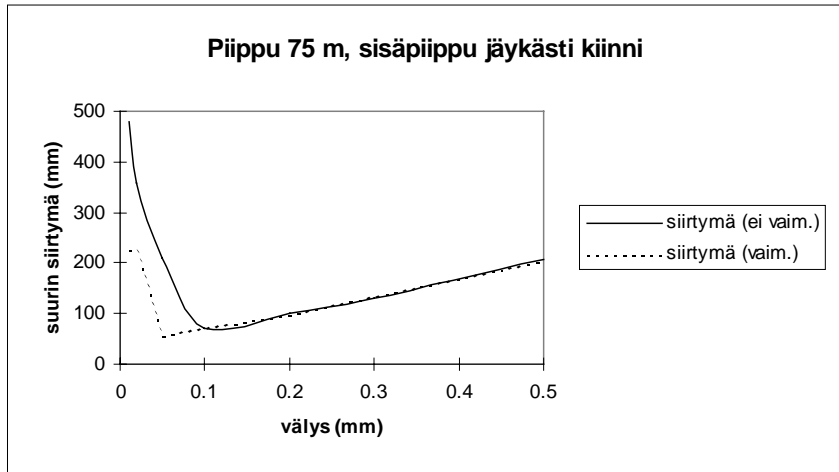
Kuvassa 24 esitetään näiden parametrilaskelmien yhteenveto. Laskelmissa oletettiin, että ulkopiippuun asennetaan kahdeksan puskinta. Kuva osoittaa, että kokonaisvälykselle löytyi selvä optimiarvo, joka on kohdassa

$$d_{optimi} = 50 - 100 \text{ mm} \tag{43}$$

riippuen puskimien rakenteesta. Optimiarvoa suuremmilla välyksen arvoilla värähtelyamplitudit kasvavat likimain lineaarisesti välyksen mukaan. Karkeana nyrkkisääntönä pätee arvio

$$u^p \approx \frac{1}{2} d \tag{44}$$

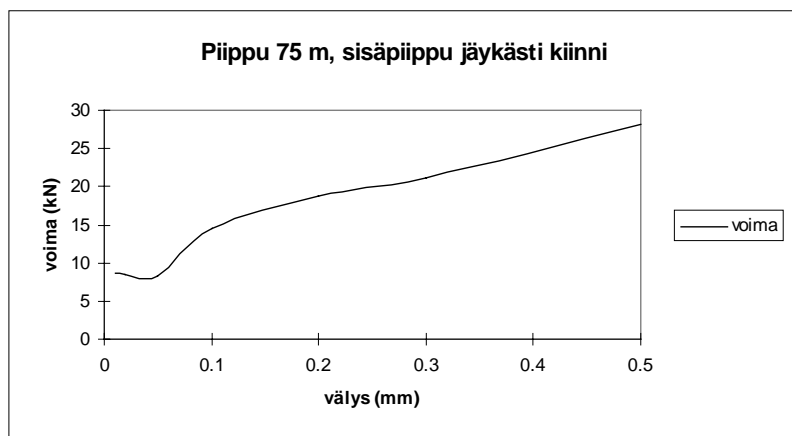
missä u^p on ulkopiipun huipun kokema maksimipoikkeama lepotilastaan ja d on kokonaisvälys (sisä- ja ulkopiipun etäisyys toisistaan on joka kohdassa $d/2$).



Kuva 24. Piipun suurin värähtelyamplitudi vällysparametrin d funktiona. Katkoviiva koskee puskimia, joissa on sisäistä vaimennusta ($\beta = 0,50$). Täysi viiva koskee tilannetta, jossa puskimissa ei ole materiaalivaimennusta.

Kun vällys on optimiarvoa pienempi, kasvaa värähtelyamplitudi erittäin nopeasti vällystä pienennettäessä. Kuva 24 osoittaa, että on edullista käyttää puskimia, joissa on sisäistä vaimennusta. Kun vällys on pieni, vaikuttaa puskimien sisäinen materiaalivaimennus samalla tavalla positiivisesti kuin piipun materiaalivaimennuksen lisääminen millä tahansa muulla tavalla. Vaihtoehtoinen menetelmä olisi poistaa vällys kokonaan ja käyttää sopivan sisäisen vaimennuksen omaavia jousia sisä- ja ulkovaippojen välillä.

Puskimien ja niiden tuentojen yksityiskohtaista mitoittamista varten on kuvassa 25 esitetty yhteen puskineseen kohdistuvien maksimivoimien riippuvuus valittavan kokonaisvällyksen arvosta.



Kuva 25. Suurin puskinvoima vällysparametrin d funktiona.

5. LABORATORIOKOKKEET

5.1 Koejärjestelyt

5.1.1 Mallirakenne

Kokeita varten rakennettiin mallirakenne, jonka yksityiskohdat näkyvät kuvissa 26–28. Savupiipun ulkokuorta edusti mallissa 3 m korkea teräsputki, jonka halkaisija oli 0,7 m. Se kiinnitettiin alustaansa lautasjousista koottujen jousipakkojen avulla. Nämä olivat rakenteeltaan sellaisia, että ne toimivat piipun perustassa sekä puristus- että vetojousina. Ulkoputken vaakasuuntaiset siirtymät kehittyivät perustan jousissa syntyvien muodonmuutosten takia. Itse putki oli niin jäykkä, että sen muodonmuutoksilla ei ollut vaikutusta sivusiirtymiin. Ulkoputkella oli siis vapaus liikkua x - ja y -suuntiin (kuva 29) käännetyin heilurin tavoin.

Ulkoputken jousitus viritettiin siten, että rakenteen jäykkyyden pääkoordinaatisto (ξ, η) kiertyi 45° herätteen mukaan määriteltyyn (x, y) -koordinaatistoon nähden. Tämän epäsymmetrisyyden avulla ulkosylinterille luotiin kaksi eri ominaisuutta ja -taajuutta: $f_3 = 0,71$ Hz (suuntaan ξ) ja $f_4 = 1,0$ Hz (suuntaan η). Ulkoputken dynaamisia ominaisuuksia on mahdollista kuvata x - ja y -suuntiin toimivalla kahden vapausasteen värähtelijällä. Ulkoputken massan ja ominaisuuden huomioon ottava ns. yleistetty massa oli $M_3 = M_4 = 170$ kg, kun tarkastelukohdaksi valitaan ulko- ja sisäputken törmäysalue.



Kuva 26. Mallirakenne asennettuna tärypöydälle.

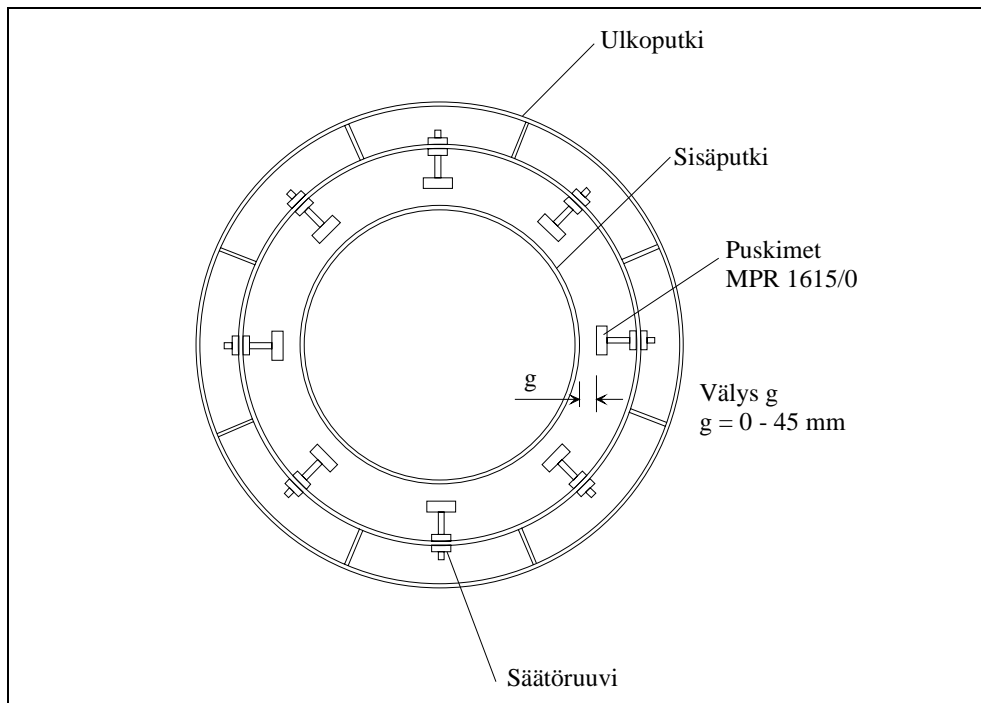
Sisäpiippua kuvattiin mallissa hoikan tangon yläpäähän asennetulla massalla. Tämän rakenneosan jäykkyyden ja massasuhteet viritettiin siten, että sillä oli mahdollisuus toimia symmetrisesti x - ja y -suuntiin. Myös sisäputken dynaaminen toiminta voidaan kuvata impaktikohdassa x - ja y -suuntiin toimivalla kahden vapausasteen värähtelijällä, jonka yleistetty massa on $M_1 = M_2$. Kuvan 5 mukaan

sisäputken sisään oli mahdollista asentaa vaihteleva määrä levypainoja. Niitä käytettiin sisäpiipun ominaistajuuden säätämiseen. Pääosa kokeista tehtiin, siten, että $M_1 = M_2 = 86$ kg. Ominaisajuudet olivat tällöin $f_1 = 0,2$ Hz (x -suuntaan) ja $f_2 = 0,2$ Hz (y -suuntaan). Sisä- ja ulkoputken välinen massasuhde puolestaan oli $\mu = M_1/M_3 = 0.50$.

Ulko- ja sisäputkien välisen kontaktialueen rakenne näkyy kuvissa 26–28. Ulkoputken yläosaan kiinnitettiin kahdeksan kumipuskinta. Ne olivat säädettäviä siten, että välismitta $g = d/2$ voitiin säätää rajoissa 0–45 mm.



Kuva 27. Ulkoputken alapään tuenta lautasjousien avulla; Servo-ohjattu hydraulisylinteri, joka käyttää liukulaakerereita pitkin liikkuvaa tärypöytää.



Kuva 28. Ulko- ja sisäputken törmäyskohta rakenteen yläosassa.

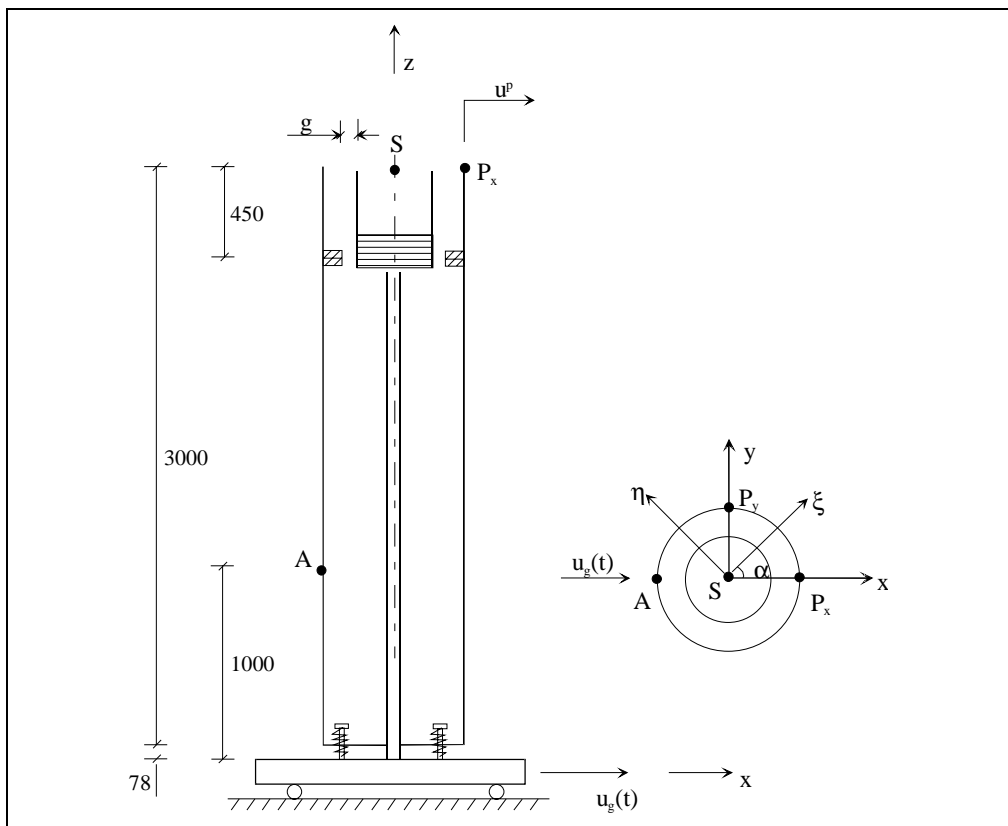
5.1.2 Mittausjärjestelyt

Kokeet tehtiin asentamalla mallirakenne tärypöydälle, jota on käytetty mm. maanjäristyksen simulointiin. Mallin dynaamisia ominaisuuksia tutkittiin kohdistamalla sen perustaan vaakasuunnassa harmoninen pakkoliike,

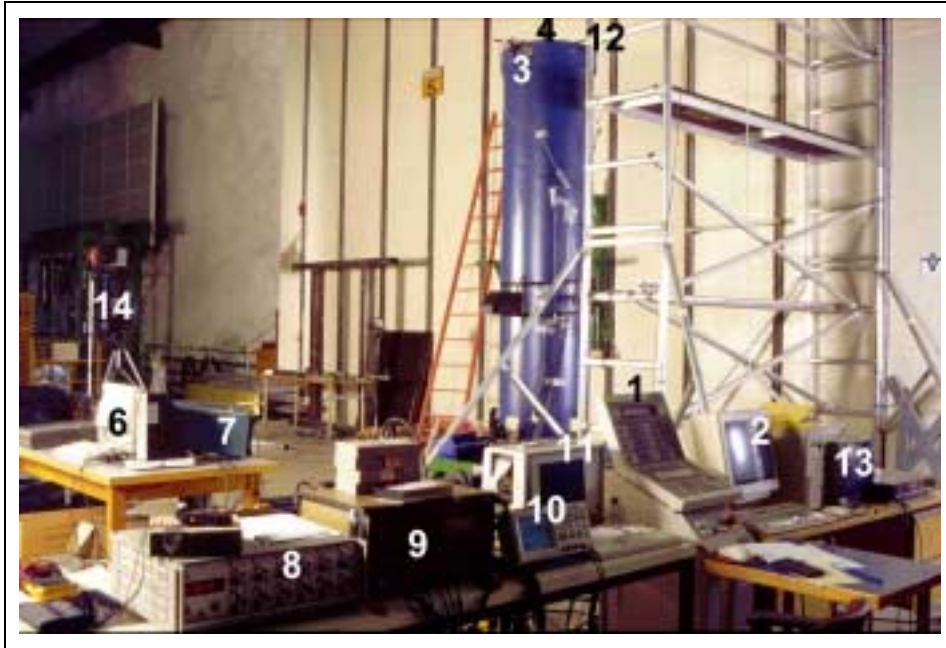
$$u_g(t) = u_o \sin(2 \pi f t) \quad (45)$$

jonka amplitudia u_o ja taajuutta f vaihdeltiin eri kokeissa. Pakkoliike tuotettiin kuvissa 26 ja 27 näkyvän servo-ohjatun hydraulisylinlerin avulla. Kokeiden aikana tehtiin seuraavat mittaukset:

- Perustan liike $u_g(t)$
- Pakkoliikkeen tuottamiseen tarvittu hydraulisylinlerin voima
- Ulkoputken kiihtyvyydet x - ja y -suuntiin rakenteen huipussa
- Ulko- ja sisäputken väliset suhteelliset liikkeet x - ja y -suuntiin. Referenssipisteet S , P_x ja P_y näkyvät kuvassa 29
- Ulkoputken siirtymät x - ja y -suuntiin korkeustasolla $z = 1,0$ m. Referenssipisteinä tärypöydän pinta ja piste A (kuva 29)
- Sisä- ja ulkoputken väliset impaktit kuvattiin videokameralla
- Koko rakenteen liikkeet kuvattiin toisella videokameralla.



Kuva 29. Koejärjestelyn kaaviokuva.



Kuva 30. Tiedonkeruulaitteet. Numerot viittaavat taulukkoon 2.

Koejärjestelyssä käytetyt mittauslaitteet ja tiedon taltiointivälineet on esitelty kuvassa 30 ja yksilöity taulukossa 3.

5.1.3 Koeparametrit

Kokeita suunniteltaessa arvioitiin järjestelmän toimintaa kuvaavien parametrien merkitystä seuraavasti.

Vällys

Sekä kirjallisuustutkimus että numeeriset laskelmat osoittavat sisäputken ja ulkoputken välöksellä olevan suuri vaikutus rakenteen vasteeseen. Näin ollen vällys $g = d/2$ oli tässä koesarjassa tärkein varioitava parametri. Sen arvoa varioitiin välillä $g = 5\text{--}45$ mm.

Taajuussuhde

Impaktivaimentimen tehokkuus edellyttää, että sekundaarimassan ominaistaajuus on selvästi pienempi kuin primaarirakenteen perustaajuus. Kirjallisuuden mukaan taajuussuhteen tulisi olla mieluiten alle 0.50. Hieman suuremmatkin taajuussuhteen arvot ovat mahdollisia, jos massasuhde on iso. Tässä koesarjassa pääosa kokeista tehtiin siten, että sekundaarisen sisäputken ominaistaajuus oli 0.2 Hz ja primaarisen ulkoputken ominaistaajuudet kahteen pääsuuntaan 0.71 Hz ja 1.0 Hz. Taajuussuhteella oli siis kaksi arvoa: 0,28 ja 0,20. Käytännölliset seikat rajoittivat mahdollisuuksia taajuussuhteen laajempaan variointiin.

Taulukko 3. Mittaus- ja tiedonkeruulaitteet.

LAITE	TYYPPI	KÄYTTÖ	VIITE/ Kuva 20
Siirtymäanturi	Instron	Hydraulisyylinterin ohjaus	
Voima-anturi	Instron 2518 Series	Työntövoiman mittaus	
Ohjain	Instron	Hydraulisyylinterin ohjaus	1
Ohjaustietokone 1		Varalla sylinterin ohjausta varten	2
Kiihtyvyyssanturit	HBM B12/500	Kiihtyvyyssmittaus	3
Lanka-anturit	Tokyo Sokki DP-1000C	Sisä- ja ulkoputken suhteellisen liikkeen mittaus	4
Laser-laite	Noptel PSM-100	Ulkoputken siirtymän mittaus	5
Ohjaustietokone 2		Laser-laitteen ohjaus	6
Oskilloskooppi 1		Lasermittauksen seuranta	7
Vahvistimet	Hottinger KWS3073	Signaalien vahvistus	8
Instrumenttinauhuri	TEAC XR-5000	Signaalien taltiointi	9
Oskilloskooppi 2	Tektronix TDS 210	Testien kontrollointi ja ohjaus	10
Mittaustietokone	COMPAQ Portable	Signaalien taltiointi (varalla)	11
Videokamera 1		“Ylävideo” (impaktien kuvaus)	12
Videonäyttö		Impaktien seuranta kokeen aikana	13
Videokamera 2		“Alavideo” yleiskuvausta varten	14

Massasuhde

Kohdassa 3.4 saatujen tulosten mukaan impaktivaimentimella varustun rakenteen vaste kasvaa nopeasti, jos sekundaari- ja primaarirakenteiden välinen massasuhde pienenee arvosta $\mu = 0,10$ kohti nollaa. Toisaalta impaktivaimennin toimii erittäin tehokkaasti, jos massasuhde on suurempi kuin 0,2. Lisäksi rakenteen vasteen riippuvuus massasuhteen tarkasta arvosta on vähäistä, kun $\mu > 0,2$. Tässä koesarjassa pääosa kokeista tehtiin massasuhteen arvolla $\mu = 0,5$, joka on tyypillinen täyden mittakaavan savupiipuille, jossa on yksi savukanava. Massasuhteen variointia ei katsottu tarpeelliseksi.

Puskimien jäykkyys ja sisäinen vaimennus

Puskimien sisäisellä vaimennuksella on positiivinen vaikutus välyksen optimiarvoon. Vastaavasti niiden jäykkyys vaikuttaa impaktivoimien suuruuteen. Parametrien lukuisuuden takia päätettiin, että puskimien ominaisuuksia ei varioida tässä koesarjassa.

Sisäputken epäkeskisyy

Savupiippujen savukanavat voidaan usein ulottaa hiukan korkeammalle kuin kantava ulkoputki. Tällaisissa tapauksissa voivat sisäputken tuulelle alttiiseen osaan kohdistuvat voimat aiheuttaa epäkeskisyyttä sisä- ja ulkoputken välillä. Epäkeskisyydellä on impaktivaimentimen toimintaa heikentävä vaikutus. Tästä syystä päätettiin tehdä pistokokeen omaisia tarkistuksia epäkeskisyyden vaikutuksista.

Herätevoima

Samankaltaiselle rakenteelle aiemmin tehdyt laskelmat (Ruscheweyh et al. 1996) osoittavat, että värähtelyjä aiheuttavan herätteen intensiteetillä on selvä vaikutus optimaalisen välyksen arvoon. Herätteen amplitudin kasvaessa sekä vaste että välyksen optimiarvo kasvavat. Tämän ilmiön verifioimiseksi kokeet tehtiin siten, että pakkosiirtymän amplitudia u_0 vaihdeltiin. Alustavissa kokeissa todettiin, että ulkoputken suurin mahdollinen liikeamplitudi oli noin 150 mm. Tämän perustella päätettiin pääosa kokeista tehdä heräteamplitudin arvoilla $u_0 = 4$ mm ja $u_0 = 10$ mm, jotka eivät johtaneet vaarallisen suuriin liikkeisiin.

Herätetaajuus

Impaktivaimentimella varustetun rakenteen toiminta on epälineaarista. Maksimivasteet eivät välttämättä synny primaarirakenteen ominaistajuutta vastaavalla herätetaajuudella. Tästä syystä kokeet oli tehtävä siten, että kutakin rakennevariaatiota ja heräteamplitudia vastaten herätteen taajuutta varioitiin maksimivasteen löytämiseksi. Kullakin herätetaajuuden arvolla tehtiin yksi koe, jossa rakenteeseen kohdistettiin harmoninen pakkoliike (45) noin puolen minuutin ajan. Tämä aika oli riittävä kokeen aloitusvaiheessa syntyvän transientin häviämiseksi.

Vasteen dimensio

Numeeriset laskelmat osoittivat, että impaktivaimentimen tehokkuus muuttuu selvästi, jos törmäävien massojen suhteellinen liike vaihtuu yksisuuntaisesta liikkeestä tasossa tapahtuvaksi kaksiulotteiseksi liikkeeksi. Todellisissa savupiipuissa ulkoputki tekee yleensä elliptistä liikettä. Syynä on se, että pyörrerataherätteellä on dynaamiset komponentit sekä tuulen suunnassa että sen poikittaisessa suunnassa. Tästä syystä oli välttämätöntä suunnitella koerakenne ja -järjestelyt siten, että kokeessa syntyi vastaava tilanne. Ulkoputken alapään nivelöinti (kuva 27) ja impaktikohdan konstruktio (kuva 28) perustuivat tähän kriteeriin. Sellaista vaihtoehtoa, jossa ulko- ja sisäputken suhteellinen liike olisi pakotettu saman suuntaiseksi herätteen kanssa, ei kokeiltu.

5.2 Kokeet

5.2.1 Koeohjelma

Koesarjan aikana tehtiin mallirakenteen ominaisuuksien testejä (PT-testit) ja varsinaisia rakenteen toimintatestejä (T-testit). Kokeissa tehtiin välyksen g , heräteamplitudin u_0 ja herätetaajuuden f

vaihtelut on osoitettu taulukossa 4, jossa testit luetellaan niiden aikajärjestyksessä. Muiden parametrien perusarvot olivat:

- Sisäputken tehollinen massa: $M_1 = M_2 = 86$ kg
- Sisäputken ominaistajuus: $f_1 = f_2 = 0.2$ Hz
- Ulkoputken tehollinen massa: $M_3 = M_4 = 170$ kg
- Sisä- ja ulkoputkien välinen epäkeskeisyys: $e_x = e_y = 0$.

Poikkeamat näistä arvoista on osoitettu taulukossa 4 huomautusten sarakkeessa. Rakenteen ominaisuuksien PT-testit tehtiin saattamalla rakenne ensin manuaalisesti harmoniseen liiketilään ja antamalla sitten värähtelyn vaimentua vapaasti. Vapaan värähtelyn aikasignaalista mitattiin ominaistajuus ja arvioitiin rakenteen ulkoputken tai sisäputken sisäistä vaimennusta.

Taulukko 4. Koematriisi.

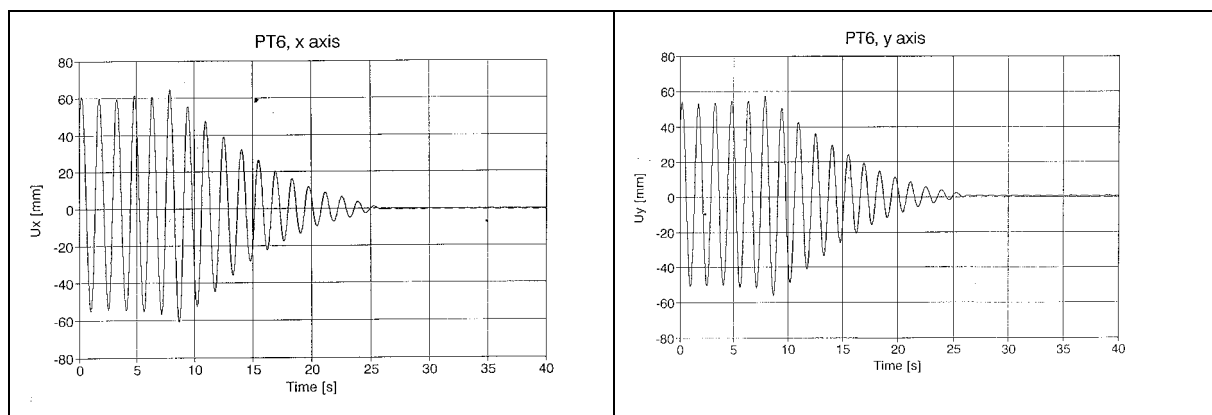
Koe No	$g = d/2$ (mm)	u_0 (mm)	f (Hz)	Huom
PT1-10	45			Ulkoputken taajuus ja vaimennus
T1-5	20	3		Alustavat toimintatestit
T6	45	4	0,73–1,30	
T7	45	10	0,55–1,30	
T8	10	4	0,50–1,50	
T9	10	10	0,50–1,50	
T10	5	4	0,50–1,50	
T11	30	10	0,50–1,5	
T12	30	4	0,60–1,50	
T13	30	10	0,50–1,5	Epäkeskisyys $e_x = 45$ mm, $e_y = 0$
T14	30	4	0,50–1,5	Epäkeskisyys $e_x = 45$ mm, $e_y = 0$

5.2.2 Koetulokset

Ominaisuustesteissä (kuva 31) havaittiin ensinnäkin, että ulkoputken todelliset ominaistajuudet vastaavat rakenteen mitoitusvaiheessa suunniteltuja arvoja. Lisäksi nähtiin, että ulkoputken sisäinen vaimennus on melko suuri. Vapaan värähtelyn vaimeneminen tapahtui useimmissa testeissä likimain lineaarisesti. Tämä merkitsee sitä, että vaimennus on luonteeltaan ns. kitkavaimennusta ja poikkeaa siis oleellisesti laskentamalleissa yleensä käytetystä viskoosivaimennuksesta. Tämän takia ei viskoosin vaimennusmallin mukaista suhteellista vaimennuskerrointa voida arvioida yksiselitteisesti. Sen sijaan voidaan rakenteen vaimennus kuvata kitkavaimennukseen perustuvien mallien avulla.

Taulukossa 3 mainitut kokeet T1–T5 tarvittiin sopivien välisarvojen g ja heräteamplitudien u_0 etsimiseen. Näiden kokeiden tuloksia ei tästä syystä esitetä tässä julkaisussa.

Kokeissa T6–T14 havaittuja tyypillisiä vasteita on esitetty liitteessä A. Tulosten suuren lukumäärän takia liite A sisältää esimerkin omaisesti ulkoputken huipun siirtymien aikaisignaalit kolmella eri herätetaajuudella kokeista T6, T7, T11, T13 ja T14. Kyseessä on laserlaitteella mitattu siirtymä, joka on referoitu rakenteen huipun siirtymäksi. Polaariseen xy -koordinaatistoon piirretyt signaalit osoittavat värähtelyn säännöllisyyden ja pääsuunnan vaihtelevan eri tilanteissa.

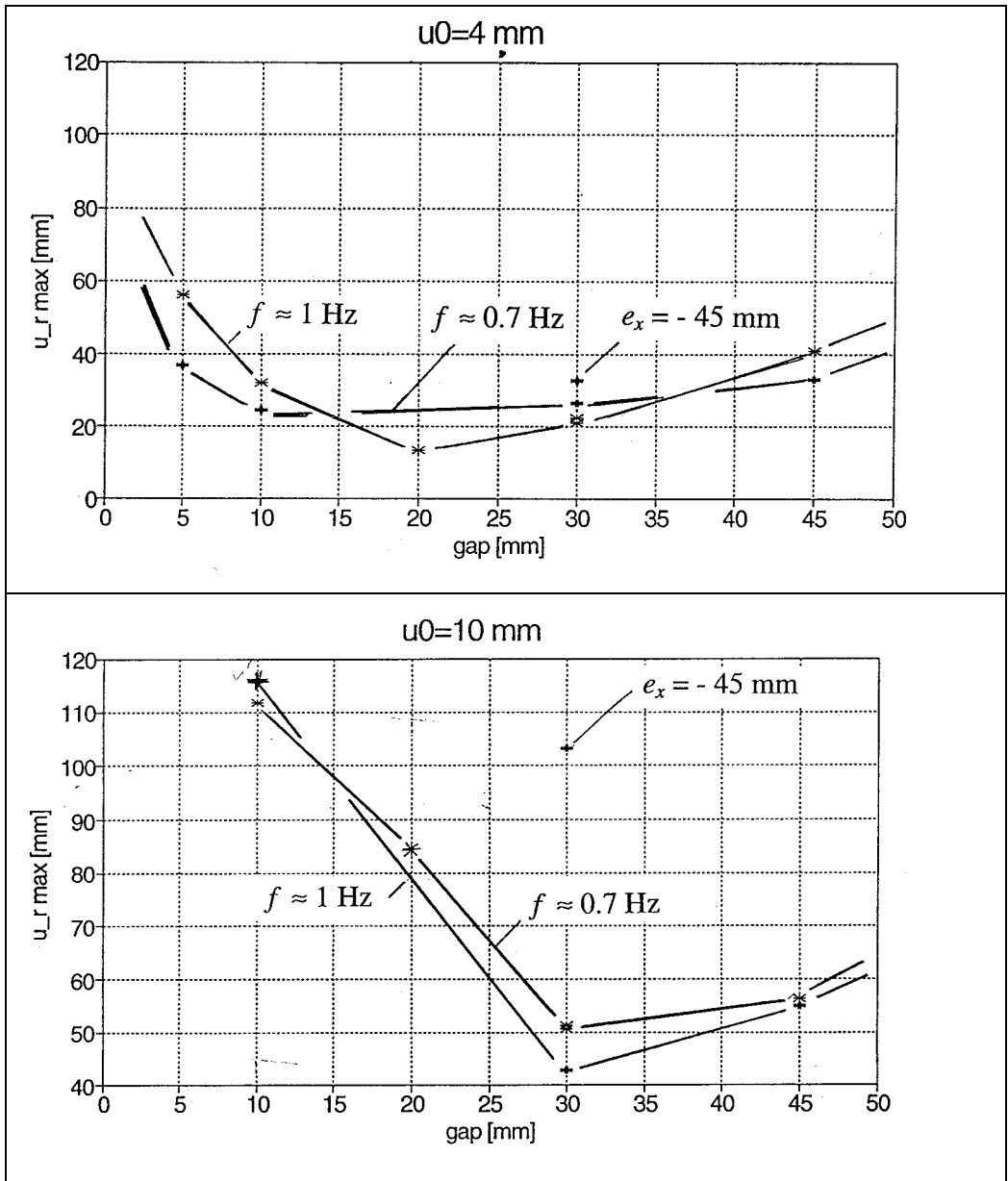


Kuva 31. Vapaa värähtelyvaihe ominaisuustestissä PT6.

Liitteessä B esitetään kunkin kokeen T6–T14 osalta eri herätetaajuuksilla mitattujen maksimivasteiden arvot herätetaajuuden funktiona. Maksimivaste tarkoittaa ulkopiipun liikkeiden resultantin maksimia noin puoli minuuttia kestäneen kokeen aikana. Liite B osoittaa, että impaktivaimentimen epälineaarisuus vaikuttaa rakenteen vasteeseen usealla tavalla. Monet maksimivasteen käyristä muistuttavat lineaarisen rakenteen taajuusvastefunktiota, mutta ovat kaikissa tapauksissa vääristyneitä. Joissakin tilanteissa (kuten kokeet T7, T11 ja T14) lineaarista rakennetta vastaava taajuusvastefunktio on selvästi leikkautunut ulkoputken kahden ominaistaajuuden alueella. Nähdään myös, että vasteen maksimi-arvot esiintyvät herätetaajuuksilla, jotka poikkeavat selvästi ulkoputken ominaistaajuuksista.

Kustakin liitteen B vastefunktiosta identifioitiin maksimivasteet herätetaajuuksien $f \approx 0,7$ Hz ja $f \approx 1$ Hz alueelta. Nämä vasteet on esitetty kuvassa 32 heräteamplitudin u_0 ja väläksen g funktiona. Nähdään, että symmetrisen rakenteen tapauksessa maksimivaste saavuttaa minimiarvon, kun väläksellä on tietty optimiarvo. Tämä vastaa kappalessa 4 kuvattuja laskennallisesti saatuja tuloksia.

Kuvaan 32 on merkitty myös maksimivaste kahdessa tilanteessa, jossa sisäputki oli lepotilanteessa poikkeutettu epäkeskiseen asemaan ulkoputken suhteen. Tämä tehtiin käyttäen apuna hyvin löysää kumijousta, jonka avulla sisäputken yläpäätä vedettiin x -akselin (negatiiviseen) suuntaan matkan $e_x = -45$ mm. Nähdään, että epäkeskeisyydellä on negatiivinen vaikutus impaktivaimentimen toimintaan. Sadek & Mills (1970) ja Sadek & Williams (1970) ovat saaneet saman suuntaisia tuloksia. Tämä vaikutus on syytä ottaa huomioon rakennesysteemin jatkokehityksessä.



Kuva 32. Maksimivasteen riippuvuus välyksestä, heräteamplitudista ja herätetaajuudesta.

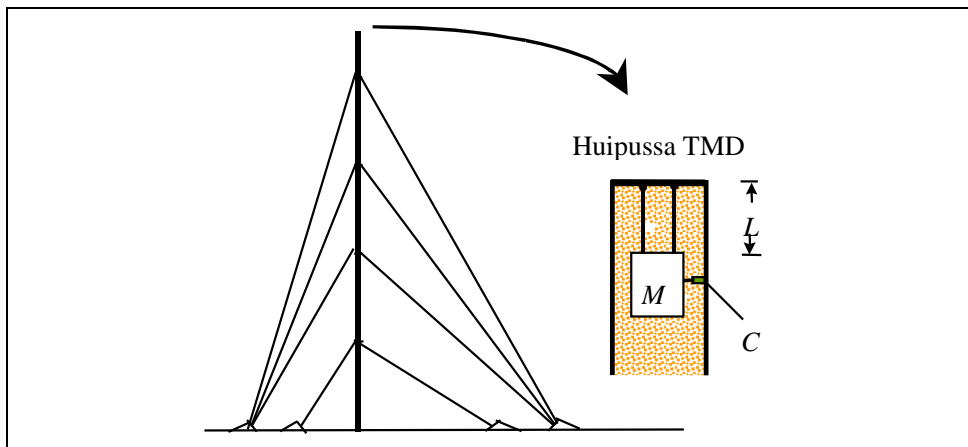
6. VAIMENNUSMENETELMIEN VERTAILUA

Tässä luvussa teemme vertailuja kuvissa 4 ja 5 esiteltyjen passiivisten vaimennusmenetelmien välillä. Tarkasteltavat vaimennusmenetelmät ovat dynaaminen massavaimennin (Kuva 4(b)), nestevaimennin (Kuva 5(h)) ja ketjuvaimennin (Kuva 5(e)). Näitä kaikkia on sovellettu Suomessa mastojen ja/tai savupiippujen värähtelyjen vaimentamiseen. Jäljempänä tehtävät esimerkkilaskelmat koskevat luvuissa 2 ja 3 kuvattua esimerkkirakennetta, jonka ominaistajuus on $f_1 = 0,6$ Hz, yleistetty massa $M_I = 17\,800$ kg, ja vaimennusvakio ennen lisävaimennusta $\xi_I = 0,004$.

6.1 Dynaaminen massavaimennin

Dynaaminen massavaimennin (TMD, "Tuned mass damper") on mastorunkoon asennettava ylimääräinen massa, joka vastustaa liikkeitä massan ja rungon välillä olevien lineaaristen jousien ja iskunvaimentimien välityksellä. Yleisen käytännön mukaan massa ripustetaan vaimentimen tukikehään neljän ripustusköyden avulla. Jousivaikutus syntyy massan ja ripustusköysien muodostaman nivelmekanismin toiminnasta (Kuva 33).

TMD-vaimennin mitoitetaan yleensä estämään yhdellä ominaistajuudella tapahtuvat värähtelyt. Mitoitus voidaan tehdä soveltamalla kuvassa 8 esitettyä kahden vapausasteen värähtelymallia. Liikerajoittimia ei mitoitukselmissä yleensä oteta huomioon, vaikka sellaiset usein rakennetaan varsinaiseen vaimentimeen. Laskentamallin perusmassa M_I lasketaan soveltamalla lauseketta 5 kyseessä olevaan ominaismuotoon.



Kuva 33. Harustetuissa mastoissa käytetty TMD-vaimentimen rakenneperiaate.

TMD-vaimentimen mitoituksessa ensimmäinen tehtävä on valita vaimentimen oma ominaistajuus f_2 . Sovellettaessa kuvan 33 mukaista heilurikonstruktiota saadaan taajuus f_2 lausekkeesta

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{L}} \quad (46)$$

missä g on maan vetovoiman kiihtyvyyys. Taajuuden f_2 valinta merkitsee siis sopivan heiluripituuden L määrittämistä. Mitoitus tehdään yleensä soveltamalla Den Hartogin (1947) mitoituskaavoja. Mitoituksessa tarvitaan vaimentimen ja rakenteen välinen taajuussuhde

$$v = \frac{f_2}{f_1} \quad (47)$$

sekä massasuhde

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} \quad (48)$$

Taajuussuhteen optimaalinen arvo saadaan lausekkeesta

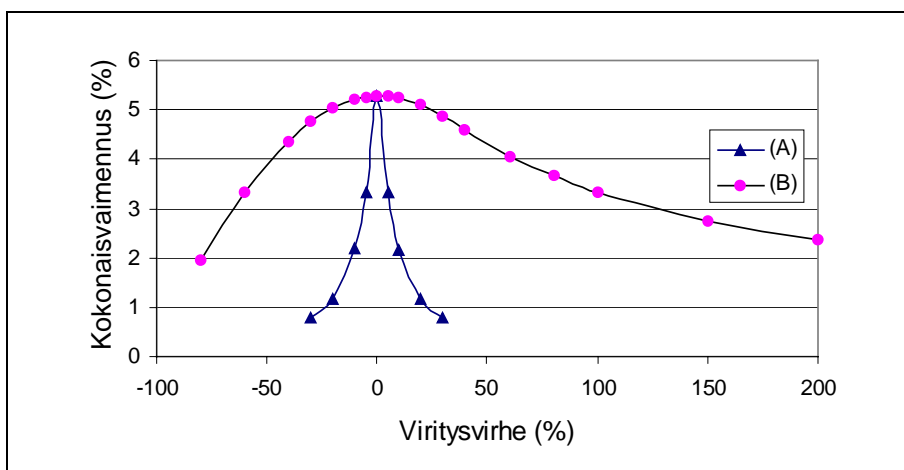
$$v_{opt} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (49)$$

TMD-konstruktiossa käytettävän vaimentimen vaimennusvakio

$$C_2 = 2 M_2 (2\pi f_2) \xi_2 \quad (50)$$

valitaan siten, että vaimennussuhde saavuttaa optimiarvon, joka on massasuhteen funktio,

$$\xi_{2,opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (51)$$



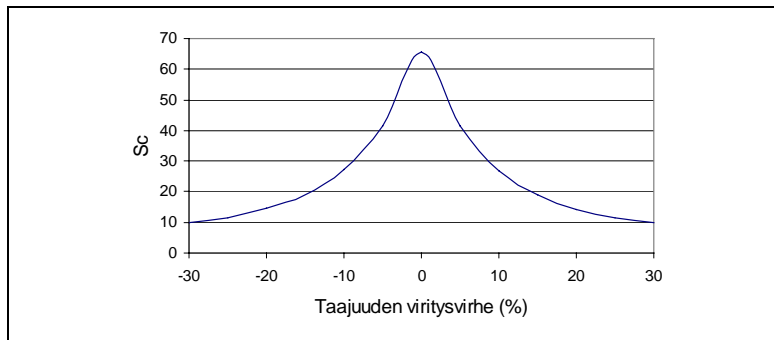
Kuva 34. Viritysvirheiden vaikutus TMD-vaimentimella saavutettavaan kokonaisvaimennukseen. (A) Taajuussuhteessa v syntyneen virheen vaikutus. (B) Vaimennussuhteessa ξ_2 syntyneen virheen vaikutus. Massasuhde $\mu = 0,02$.

TMD-vaimentimen suunnittelussa on tarpeen huomioida eri syistä aiheutuvien virheiden vaikutus lopullisen vaimenninkonstruktion toimintaan. Kuvassa 34 on tarkasteltu, miten rakennejärjestelmän kokonaisvaimennus vaihtelee, kun taajuussuhde v tai vaimennussuhde ξ_2 poikkeaa optimiarvostaan.

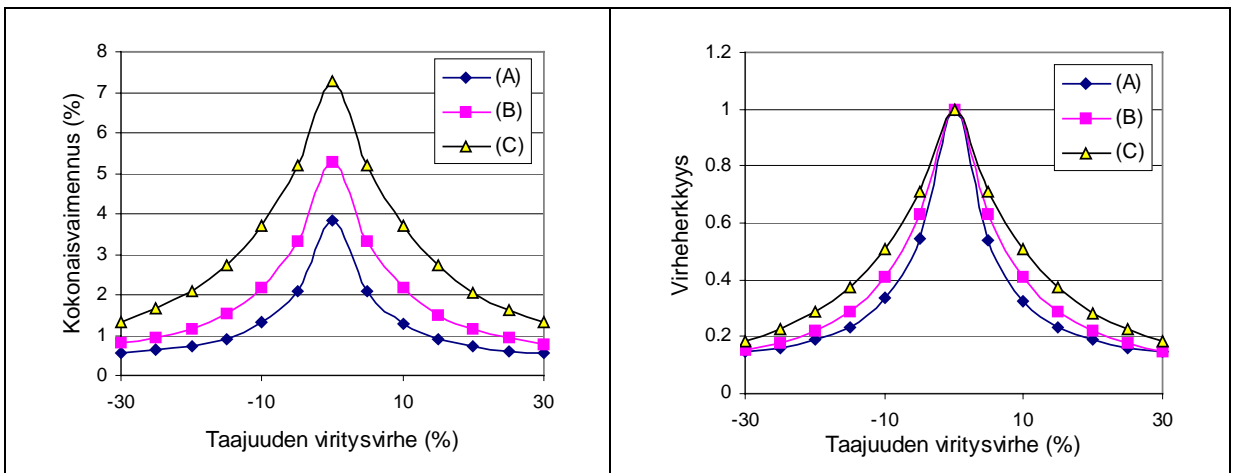
Kokonaisvaimennus on tässä määritetty laskemalla ensin kahden vapausasteen rakenteen taajuusvastefunktio $H_{2DOF}(\omega)$. Kokonaisvaimennus on sen jälkeen määritetty lausekkeella

$$\xi_{tot} = \frac{1}{2 |H_{2DOF}(\omega)|_{\max}} \quad (52)$$

Kuva 33 osoittaa, että vaimennussuhteen ξ_2 poikkeamat optimiarvosta eivät vaikuta kovin paljoa vaimentimen toimintaan. Taajuusuhteessa esiintyvien virheiden vaikutus sen sijaan on erittäin merkittävä. Luvussa 1 (kuva 2) totesimme, että pyörrerataherätteen aiheuttama värähtely on selvä ongelma, jos lausekkeen (4) mukaan laskettava Scrutonin luku Sc on pienempi kuin 10. Käytännössä aina esiin tulevien virheiden merkitystä voidaan havainnollistaa kuvalla 35, joka esittää esimerkkirakenteen Sc -lukua taajuuden viritysvirheen funktiona. Viritysvirheen ollessa esimerkiksi $\pm 10\%$ putoaa Sc luku tasolle, joka on 41 % vaimentimen virheetöntä toimintaa vastaavasta arvosta.



Kuva 35. Viritysvirheen vaikutus TMD-vaimentimella saavutettavaan Scrutonin luvun arvoon.



Kuva 36. Massasuhteen ja viritysvirheen vaikutukset kokonaisvaimennukseen ja viriheherkkyyteen (A) $\mu = 0.01$, (B) $\mu = 0.02$, (C) $\mu = 0.04$.

Käytännöllisin tapa kompensoida esiin tulevia viritysvirheitä on valita vaimentimen massa M_2 riittävän suureksi. Kuvassa 36 on esitetty miten massasuhteen lisäys vaikuttaa kokonaisvaimennukseen ja sen viriheherkkyyteen. Viriheherkkyyden on määritetty jakamalla viritysvirheen funktiona laskettu kokonaisvaimennus kyseisen kokonaisvaimennuksen maksimiarvolla.

Tämän esimerkkilaskelman mukaan massasuhteen kasvattaminen lisää kokonaisvaimennuksen määrää ja samalla pienentää viriheerkkyyttä. Tätä ominaisuutta on käytetty Suomessa harustettujen TMD-vaimentimien mitoituksessa.

6.2 Ketju-, neste- ja impaktivaimennin

Ketjuvaimentimen (kuva 5(e)) toimintaperiaate on kuvattu luvussa 1. Tämän vaimentimen käyttö sai alkunsa 1970-luvulla laboratoriotutkimuksista, jotka julkaisi Reed (1968). Stevic ja Burke (1988) selvensivät myöhemmin vaimentimen mitoitusperiaatteita ja sen tehokkuutta täyden mittakaavan tilanteissa.

Ketjuvaimentimen mitoituksessa on huomioitava riippuvan ketjun kaksi alinta ominaistajuutta. Niiden lausekkeet ovat

$$f_{c1} = \frac{2.405}{4\pi} \sqrt{\frac{g}{L}} \quad (53)$$

$$f_{c2} = \frac{5.520}{4\pi} \sqrt{\frac{g}{L}} \quad (54)$$

missä L on ketjun pituus. Reedin tutkimusten mukaan ketjun alin ominaistajuus olisi parhaimmillaan noin 30 % vaimennettavan rakenteen ominaistajuudesta f_1 . Toisaalta on estettävä resonanssitilanne, joka syntyy, jos ketjun toinen ominaistajuus osuu lähelle rakenteen ominaistajuutta. Käytännössä ketjujen pituus valitaan siten, että f_1 osuu ketjun alimpien ominaistajuuksien väliin.

Ketjujen aiheuttamaa vaikutusta värähtelyjen estäjänä voidaan kuvata ekvivalentilla vaimennusvakiolla. Yllä mainittujen tutkimusten mukaan sen lauseke voidaan esittää muodossa

$$C_{eq} = \alpha L N_c m_c (2\pi f_1) \quad (55)$$

missä N_c on ketjujen lukumäärä ja m_c on ketjun massa pituusyksikköä kohden. Parametri α on kokeellinen vakio, jonka arvo on noin $\alpha = 1,5$.

Jotta ketjuvaimennin voi toimia, on se asennettava suojakuoren sisään siten, että ketjun ja suojakuoren väliin jää välilyönti. Värähtelyä vastustava efekti syntyy ketjun ja suojakuoren välisistä impakteista. Ketjuvaimennin on siis eräänlainen impaktivaimennin kuten kuvissa 5(f) ja 5(g) esitetyt vaimentimet. Sopivan välilyöntien suuruus voidaan arvioida Reedin (1968) laboratoriotutkimusten avulla.

Nestevaimentimen (TLD - Tuned Liquid Damper) toimintaperiaate tunnettiin 1970-luvulla mm. laivateollisuudessa. Sen laajempi soveltaminen lähti liikkeelle Modin et al. (1990) tekemistä tutkimuksista, joita kehittivät edelleen Fujino et al. (1992). Sun et al. (1995) julkaisivat käytännöllisen menetelmän nestevaimentimen mitoituksista varten. Menetelmä perustuu siihen, että nestevaimentimen todellinen fysikaalinen toiminta kuvataan TMD-vaimentimen mitoituksessa tarvittavien parametrien ja

kaavojen avulla. Oleellisin ero on se, että vaimentimessa olevasta massasta vain noin 80 % on vaimentimen toiminnan kannalta tehollista massaa.

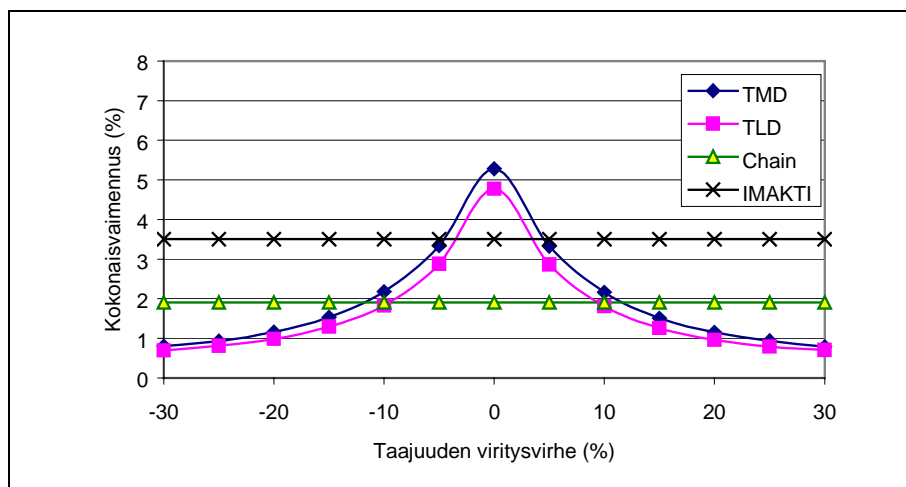
Nestevaimentimen viritys tapahtuu valitsemalla nestesäiliön geometria ja mitat siten, että TLD-vaimentimen oma ominaistaajuus f_2 noudattaa lausekkeen (49) mukaista optimimiarvoa. Ominaistaajuus saadaan lausekkeesta

$$f_{2TLD} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\eta \left(\frac{g}{a} \right) \tanh \left(\frac{\eta h_w}{a} \right)} \quad (56)$$

missä a on nestesäiliön leveysmitta, h_w on nesteen korkeus ja η on nestesäiliön geometrian mukaan vaihteleva kerroin (Krebs et al. 1993).

Kuvassa 37 on vertailtu erityyppisten vaimentimen herkkyyttä taajuuden virityksessä tapahtuvalle virheelle. Laskelma on tehty esimerkkirakenteellemme olettaen, että savupiippuun lisättävän vaimentimen liikkuva massa on 2 % rakenteen yleistetystä massasta silloin, kun tarkasteltavana on TMD-, TLD- tai ketjuvaimennin. Impaktivaimentimen tapauksessa rakenteeseen ei lisätä massaa, vaan värähtelyä vastustava vastavoima tuotetaan sisäpiipun avulla.

Kuva osoittaa ensinnäkin, että optimaalisesti toimiva TMD on tehokkaampi kuin kyseessä olevat muut vaimentimet. TMD- ja TLD-vaimentimien välinen pieni ero TMD:n hyväksi johtuu siitä, että vain 80 % nestemassasta on tehollista. Ketjuvaimentimen tehokkuus on selvästi pienempi kuin optimaalisesti toimivien TMD- ja TLD-vaimentimien. Toisaalta ketjuvaimennin on laajakaistainen. Sen mitoitus ei liity yllä kuvattua viritysvirheongelmaa.



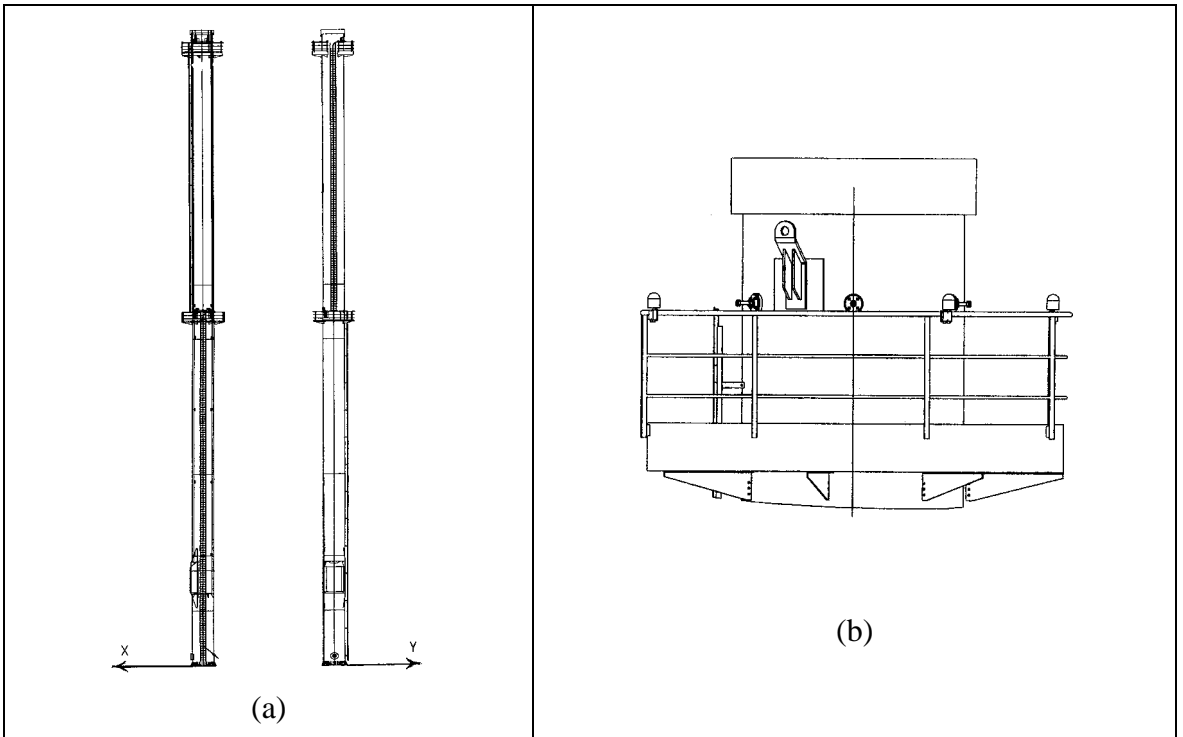
Kuva 37. Eri vaimentimien herkkyys taajuuden viritysvirheelle.

Kuvassa 37 esitetyt imaktiivaimenninta koskevat tulokset laskettiin yksikertaistetulla laskentamallilla (Kärnä, 2002), joka kalibroitiin numeerisen laskentamallin avulla. Impaktiivaimennin on laskentatulosten mukaan kilpailukyinen TMD- ja TLD-vaimentimien kanssa.

7. TÄYDEN MITTAKAAVAN KOKEET

7.1 Koejärjestely

Edellisissä luvuissa tarkasteltuja vaimennusmenetelmiä tutkittiin täyden mittakaavan kokeilla. Kokeet tehtiin kuvassa 38 esitetylle piipulle, joka asennettiin syksyllä 2001 Ristiinan kunnan Pellosniemessä sijaitsevalle Schauman Woodin tehdasalueelle. Piipun halkaisija ja korkeus ovat vastaavasti 2,0 m ja 70 m. Piippu on siis erittäin hoikka ja siinä on yksi sisäpiippu. Koetilanteessa piippua ei vielä ollut kytketty tehtaan tuotantoprosessiin.

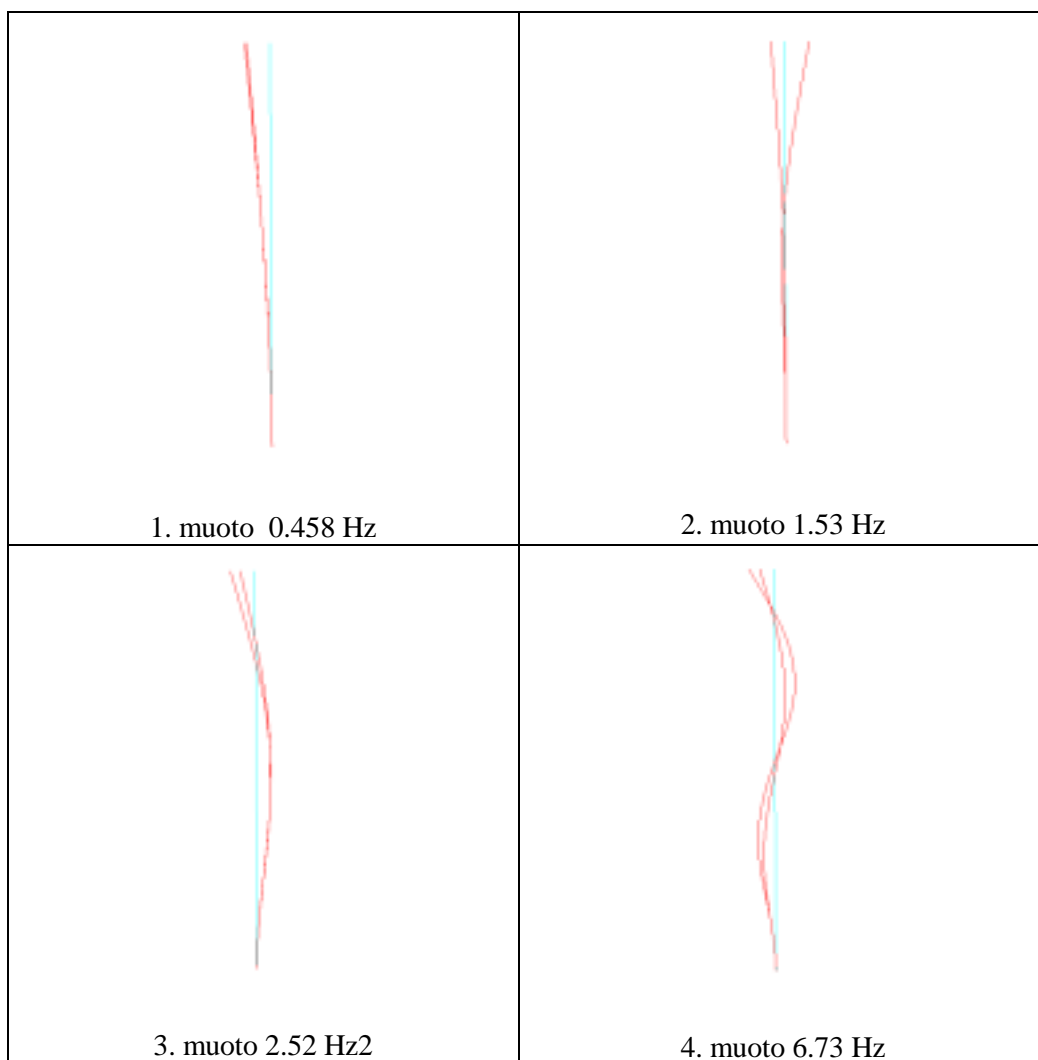


Kuva 38. Tutkittu savupiippu sivulta ja edestä (a) sekä piipun yläpää (b). Piipun korkeus 70 m ja halkaisija 2 m.

Kuvassa 39 on esitetty FEM-ohjelmalla lasketut piipun alimmat ominaismuodot ja -taajuudet. Nämä laskelmat tehtiin olettaen, että sisäpiippu tukeutuu ulkopiippuun kiintäesti sen puoliväliin asti ja tästä ylöspäin sisäpiippu on irti ulkokuoresta. Tulokset osoittavat, että piipun kaksi alinta ominaismuotoa ovat alttiina pyörerrataherätteen aiheuttamille värähtelyille. Tämän takia piippuun asennettiin vaimentimet molempia ominaismuotoja varten.

Alimmalla ominaistaajuudella tapahtuvat värähtelyt vaimennettiin tässä piipussa nestevaimentimella (TLD₁), joka asennettiin kuvassa 38(b) näkyvän ylimmän hoitotason sisään. Vaimennin koostuu neljästä neliömäisestä astiasta, joiden sivumitta on 850 mm. Toisella ominaistaajuudella tapahtuvia värähtelyjä varten suunniteltiin kaksi vaimenninta. Näistä ensimmäinen on myös nestevaimennin (TLD₂), joka sijaitsee ylimmän hoitotason sisällä. Vaimennin TLD₂ koostuu seitsemästä neliömäisestä astiasta, joiden sivumitta on 250 mm. Kummankin nestevaimentimen nestemääriä vaihdeltiin kokeiden

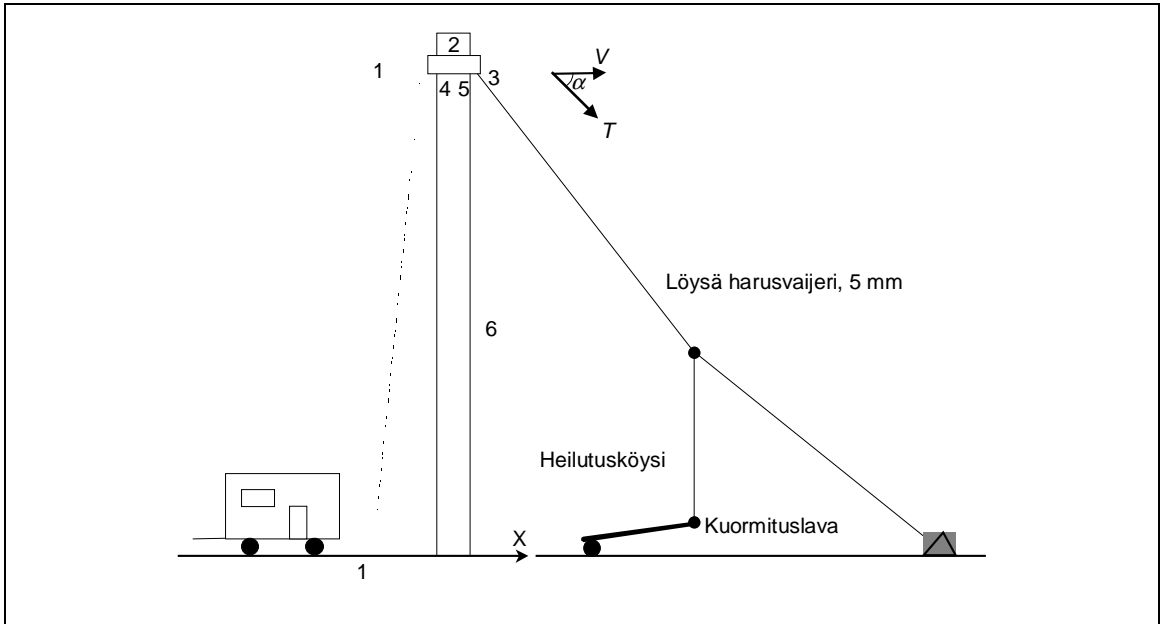
aikana jäljempänä kuvatulla tavalla. Nesteenä käytettiin veden ja glyserolin seosta siten, että vettä oli noin 33% ja glyserolia 67%.



Kuva 39. Ulko- ja sisäpiipun liikkeet neljän alimman ominaismuodon mukaisissa värähtelyissä.

Toista ominaismuotoa varten rakennettiin lisäksi tämän julkaisun luvuissa 1–4 kuvattu impakti- vaimennin. Tätä varten sisäpiippu tuettiin ulkokuoreen vain piipun puoleen väliin asti. Yläosassa sisäpiippu ja ulkopiippu ovat irti toisistaan. Ylimmän hoitotason alueella ulkokuoreen on kuitenkin kiinnitetty kahdeksan puskinta, joita vasten sisäpiippu voi törmätä värähtelyn aikana.

Piipulle tehtyjen kokeiden tekotapa ja mittausjärjestelyt on esitetty kuvassa 40. Piipun yläpään ja maassa 100 m:n etäisyydellä olevan kiinteän pisteen väliin asennettiin löysä köysi. Sen puoliväliin kiinnitettiin pystysuora heilutusköysi, jonka alapää kannatteli kuormituslavaa. Kaikki kokeet tehtiin manuaalisesti pakottamalla kuormituslava likimain vakiotaajuiseen pystyliikkeeseen. Kuormituksen taajuus pyrittiin pitämään metronomin avulla vakiona kussakin kokeessa. Herätetaajuutta vaihdeltiin eri kokeissa kahden alimman ominaistaajuuden alueella.



Kuva 40. Kuormitusjärjestely ja instrumentointi. Haruksen kaltevuuskulma $\alpha = 45^\circ$.

Mittausanturit ja kamera

- 1-1 Lasermittalaite (siirtymä, x ja y)
2. Videokamera ja lähetin
3. Seisminen kiihtyvyyssanturi (x -suunta)
4. Seisminen kiihtyvyyssanturi (y -suunta)
5. Seisminen kiihtyvyyssanturi (x -suunta)

Mittalaitteet

- Mikrotietokone, suodatin
- Vahvistimet
- Videonauhuri
- Dat-nauhuri
- Tuulimittari

Tämä dynaaminen kuormitus aiheutti harusköyteen ajan mukaan vaihtuvan vetovoiman $T(t)$, joka mitattiin voima-anturilla. Harusvoiman $T(t)$ vaakakomponentti $V(t)$ aiheutti piippuun värähtelytilan, jota mitattiin kolmella kiihtyvyyssanturilla ja laserlaitteella. Kiihtyvyyssantureista kaksi oli asennettu ylimmän hoitotason korkeudelle mittaamaan x - ja y -suuntaisia kiihtyvyyksiä. Kolmas kiihtyvyyssanturi sijaitsi piipun puolella välissä olevalla lepotasolla. Se mittasi x -suuntaista kiihtyvyyttä. Tällä kuormitusmenetelmällä aikaansaadun värähtelyn amplitudi oli piipun huipussa yleensä noin 0,10 m–0,3 m kokeissa, jotka tehtiin likimain taajuudella 0,4 Hz. Taajuudella 2 Hz tehdyissä kokeissa liikeamplitudit jäivät kuitenkin hyvin pieniksi.

Harusköyden kiinnitys piipun yläpäähän tehtiin epäkeskiseksi siten, että köyden riippumataso oli 0,4 m:n etäisyydellä piipun keskilinjasta. Epäkeskisyyden avulla varmistettiin se, että värähtelyn aikana piipun yläpää teki elliptistä liikettä samaan tapaan kuin tuulen aiheuttaman pyörrerataherätteen aikana.

7.2 Vaimennetun rakenteen dynaaminen toiminta

Kuva 39 osoittaa, että alimman ominaisuuden mukaisessa värähtelyssä ulko- ja sisäpiippu liikkuvat lähes samaa liikerataa. Sisäpiipulla ei siis ole juuri lainkaan vaimentavaa lisävaikutusta alimmalla ominaistajuudella. Toisella ominaisuudella sisäpiipun ja ulkopiipun liikkeet ovat vastakkaisuuntaisia. Voidaan siis olettaa, että sisäpiipun ja ulkopiipun väliset impaktit pienentävät värähtelyä

rakenteen toisella ominaisuudolla. Toista ominaisuudoltaa koskevissa testeissä aikaansaadut värähtelyamplitudit olivat kuitenkin riittämättömiä impaktivaikutusten tuottamiseksi. Sen takia tarkastellaan seuraavassa ainoastaan TLD-vaimentimien vaikutusta piipun toimintaan. Vaimentimen toimintaa arvoitiin laskennallisesti luvussa 6 kuvatun mallin avulla.

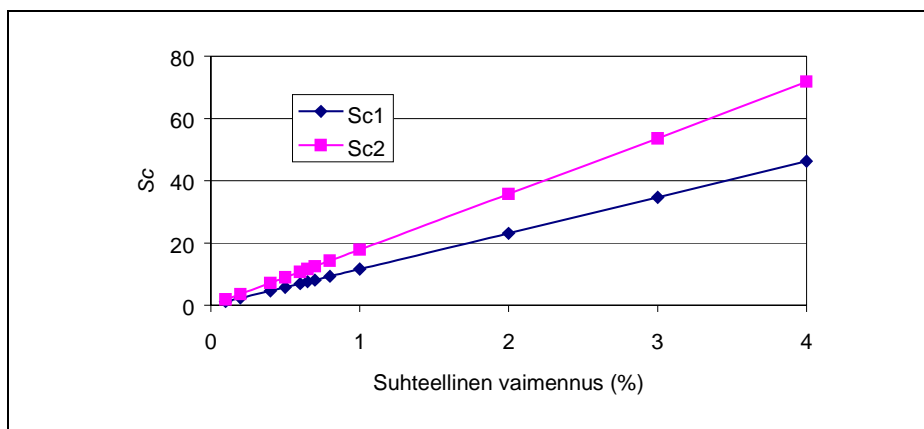
Laskennalliset arviot piipun toiminnasta perustuvat kuvan 8 mukaiseen kahden vapausasteen värähtelymalliin, jossa perusmassa M_1 edustaa koko piipun toimintaa ja lisämassa M_2 kuvaa neste-vaimenninta. Yleistetty massatermi M_i määräytyy lausekkeella (5). Vastaava yleistetty massa pituusyksikköä kohden lasketaan lausekkeella (14). FEM-malliin perustuvat arviot näille parametreille on esitetty taulukossa 5, jossa on lisäksi mainittu rakenteen suhteellinen vaimennus ξ_{s0} tilanteessa, jossa vaimentimet eivät ole toiminnassa.

Taulukko 5. Piipun dynaamisen mallin parametrit.

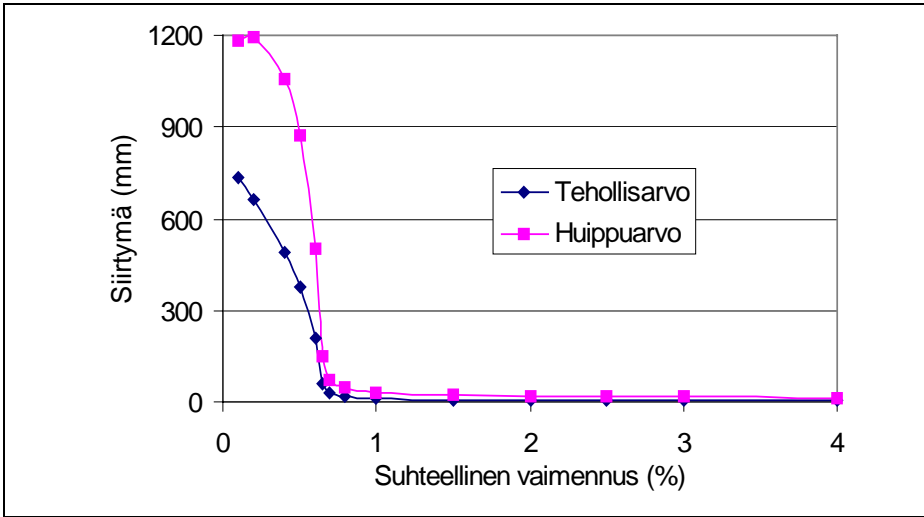
	Taajuusalue	Yleistetyt massat		
		ξ_{s0} (%)	M_{ii} (kg)	m_{oi} (kg/m)
Muoto 1	0,4 Hz	0,4	8 540	460
Muoto 2	2,0 Hz	0,4	8 200	710

Piipun värähtelyherkkyyttä kuvaavan Scrutonin luvun Sc arvo kasvaa, kun piippuun lisätään vaimentimet. Kuvassa 41 on esitetty kumpaakin ominaisuudolta vastaten Sc parametrin riippuvuus suhteellisen vaimennuksen efektiivisestä arvosta.

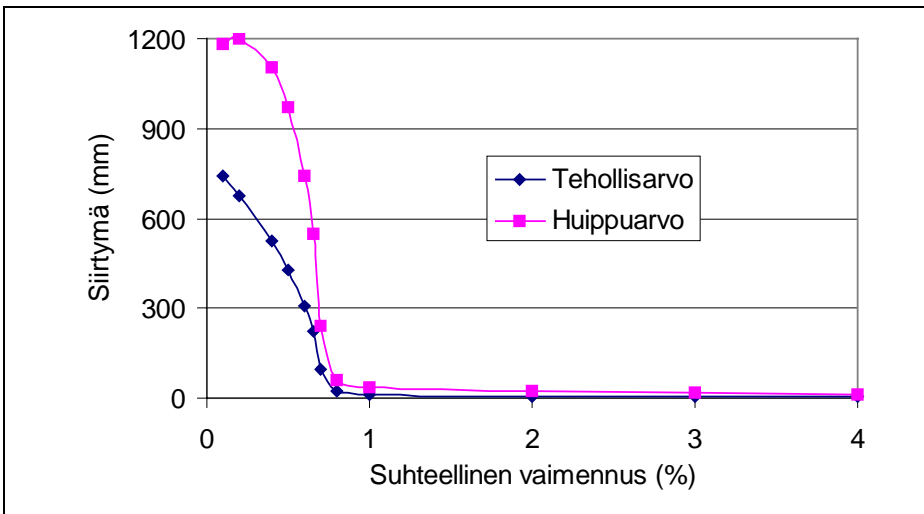
Pyörrerataherätteen aiheuttaman värähtelyn suuruutta piipun yläpäässä voidaan arvioida muun muassa standardin prEN 1991-1-4. Eurocode 1 (August 2001) avulla. Analyysissä käytetään tämän standardin pyörrerataheränteelle määrittelemää menetelmää "Approach 2". Kuvissa 42 ja 43 on esitetty tehollisen vaimennuksen vaikutus piipun huipussa esiintyvän värähtelyamplitudin suuruuteen. Tulokset osoittavat, että värähtely voi kasvaa erittäin voimakkaaksi, jos rakenteen kokonaisvaimennus on selvästi pienempi kuin 1 %. Scrutonin luku on näissä tilanteissa vastaavasti pienempi kuin 8. Toisaalta värähtelystä ei ole haittaa, jos kokonaisvaimennus pysyy riittävällä varmuudella tätä raja-arvoa suurempana.



Kuva 41. Scrutonin luvun riippuvuus kahden alimman ominaisuudon kokonaisvaimennuksesta.



Kuva 42. Rakenteen vaste pyörrerataherätteeseen tuulen nopeudella 4,4 m/s.



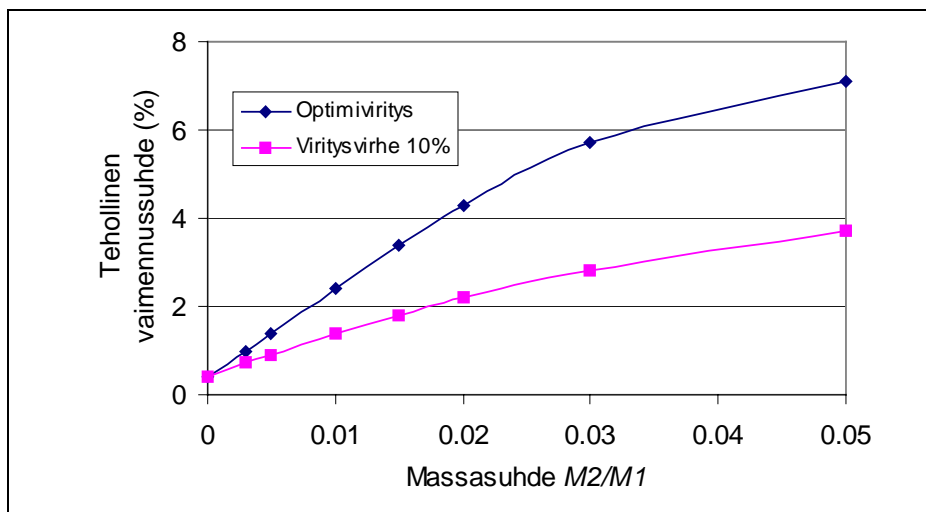
Kuva 43. Rakenteen vaste pyörrerataherätteeseen tuulen nopeudella 22 m/s.

Nestevaimentimen avulla saatava kokonaisvaimennus riippuu kappaleen 6 mukaan muun muassa massasuhteesta M_2/M_1 ja vaimentimen oman taajuuden virityksestä suhteessa rakenteen ominaistaajuuteen. Kuvassa 44 on esitetty laskentamalliin perustuen, miten tehollinen vaimennus kasvaa massasuhteen kasvaessa. Kuva osoittaa myös, että vaimentimen taajuuden virityksessä tapahtuvilla epätarkkuuksilla on huomattava vaikutus vaimentimen toimintaan.

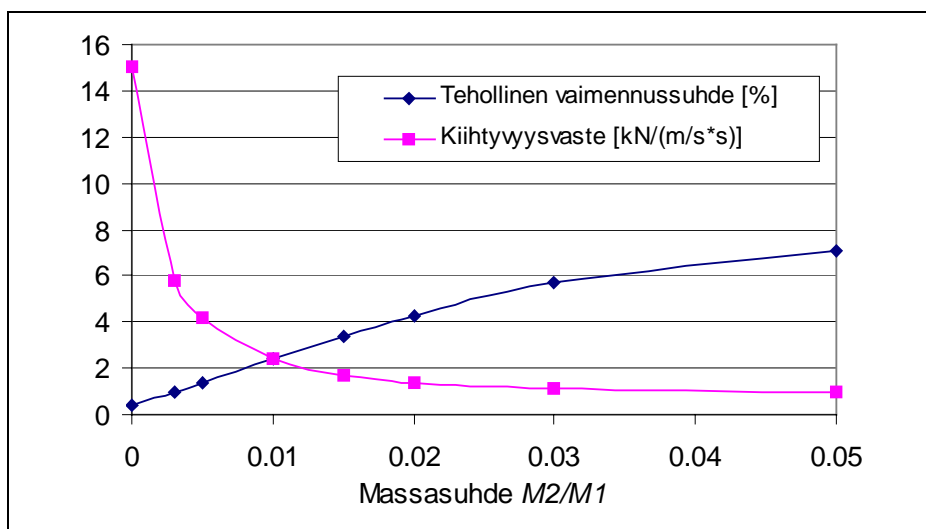
Arviomme testatussa piipussa olevien vaimentimien tehokkuudesta perustuu koetulosten ja laskentatulosten väliseen vertailuun. Vertailu tehdään tarkastelemalla kiihtyvyyden taajuusvastefunktiota $Ha(f)$ piipun huipussa. Koeteknisessä mielessä $Ha(f)$ on kompleksiarvoinen funktio, joka määritellään lausekkeella

$$S_{xy}(f) = H_a(f) S_x(f) \quad (57)$$

missä $S_x(f)$ on piipun huippuun kohdistetun herätevoiman $V(t)$ tehoteiheysspektri ja $S_{xy}(f)$ on herätteen ja mitatun kiihtyvyyden välinen ristitehoteiheysspektri. Sama funktio saadaan myös laskentamallin avulla. Alinta ominaisuuttoa vastaavan kiihtyvyyden itseisarvon maksimiarvot on esitetty kuvassa 45 massasuhteen ja tehollisen vaimennussuhteen funktiona.



Kuva 44. Tehollisen vaimennuksen riippuvuus massasuhteesta.



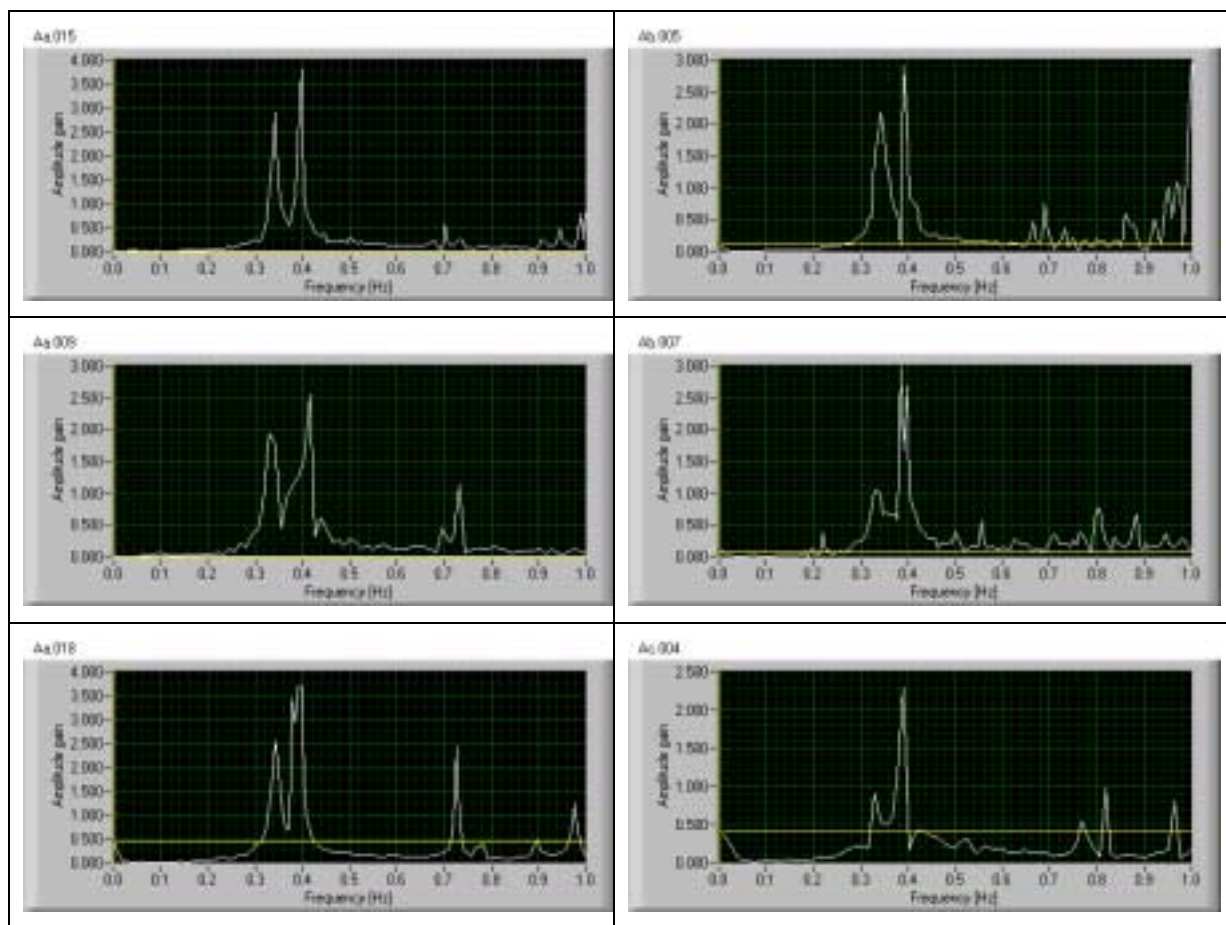
Kuva 45. Huipun kiihtyvyydevastefunktion $|Ha(f)|$ huippuarvojen riippuvuus massasuhteesta ja tehollisesta vaimennuksesta. Vaimentimessa optimiviritys.

7.3 Mittaustulokset

Vaimentimien toimintaan arvioimiseksi tehtiin yhteensä 89 koetta kappaleessa 7.1 kuvatulla tavalla. Suurehko koemäärä oli tarpeen sen vuoksi, että värähtelyn tuottamiseksi käytetty menetelmä sisälsi satunnaisuutta. Taulukossa 5 esitetään eri koetilanteissa käytetyt herätetaajuudet ja vaimentimien toimintaa kuvaavat parametrit.

Taulukko 5. Koetilanteet. TLD_1 ja TLD_2 ovat alinta ja toista ominaisuuttoa varten asennetut nestevaimentimet, M_{2i} on niiden massa, Δv on vaimentimen taajuuden poikkeama optimiarvosta.

Koe- tyyppi	Herätetaa- juudet (Hz)	Nestevaimentimen viritys				Impakti- vaimentimen vällys $d/2$ (mm)
		TLD_1		TLD_2		
		M_{21} (kg)	Δv (%)	M_{22} (kg)	Δv (%)	
Aa	0,33–0,50	239	+23	44	-42	0
Ab	0,33–0,45	239	+23	44	-42	80
Ac	0,33–0,50	129	-9	87	-25	30
Ba	1,7–2,2	239	+23	44	-42	80
Bb	2,0	129	-9	87	25	30
Bc	2,0	129	-9	87	25	10

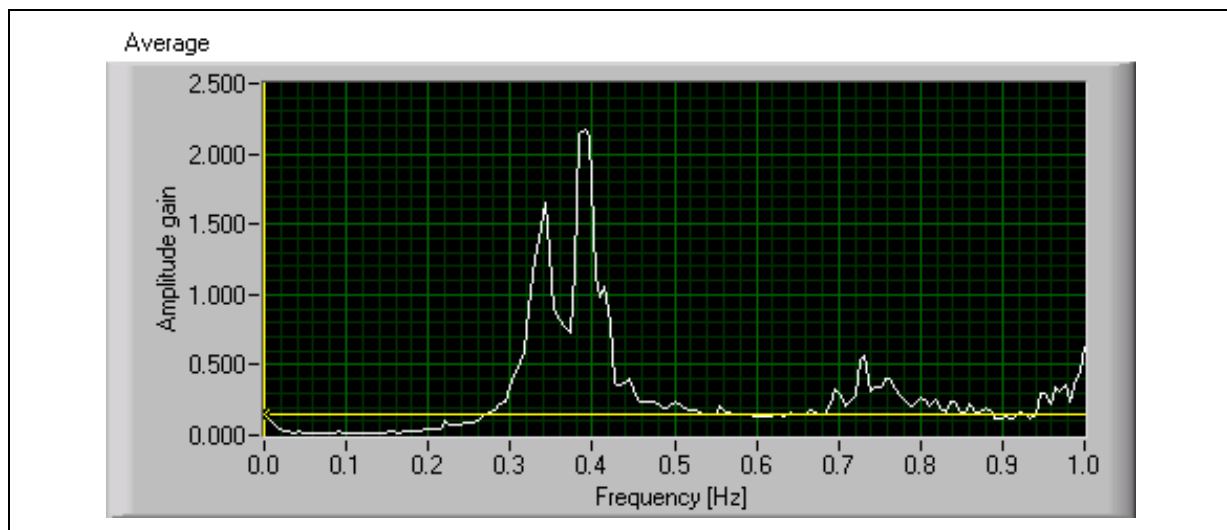


Kuva 46. Mitattuja taajuusvastefunktion itseisarvoja $|Ha(f)|$ 0,4 Hz:n taajuusalueen kokeissa.

Jokaisen kokeen aikana mitatut aikasignaalit analysoitiin Labview-ohjelmalla ja määritettiin piipun huipun kiihtyvyyden taajuusvastefunktio. Kuvissa 46 ja 48 esitetään tyypillisiä tuloksia. Yksittäisissä vastefunktioissa esiintyvää satunnaisuutta voidaan vähentää määrittämällä ns. ryhmäkeskiarvoja kullekin samaa koetyyppiä vastaavalle koejoukolle. Kuvassa 47 näkyy tällaisen keskiarvostuksen jälkeen saatu vastefunktio.

Kuvan 47 tulos osoittaa, että 0,4 Hz:n taajuusalueen ominaistajuus jakautuu tarkemmassa analyysissä kahdeksi eri ominaistajuudeksi kohdissa 0,35 Hz ja 0,40 Hz. Tämän ilmiön arvioidaan johtuvan pii-

pun epäsymmetrisyydestä. Epäsymmetrisyyttä aiheuttaa piipun alapäässä oleva savukanavan aukko. Kokeiden aikana rakenteen epäsymmetrisyys ja kaksi lähekkäistä ominaistaajuutta ilmenivät selvimminkin kokeen lopetusvaiheessa, jossa piippu jätettiin herätteen loputtua vaimenevaan värähtelyliikkeeseen. Tässä tilanteessa mitatut kiihtyvyyssignaalit poikkesivat selvästi yksinkertaisen värähtelijän eksponentiaalisesta vaimenemisesta. Lähes kaikissa kiihtyvyyssignaaleissa esiintyi vaimenemistilanteen huojuntaa, joka on tyypillistä silloin, kun värähtelyyn on vaikuttamassa useampia ominaismuotoja.

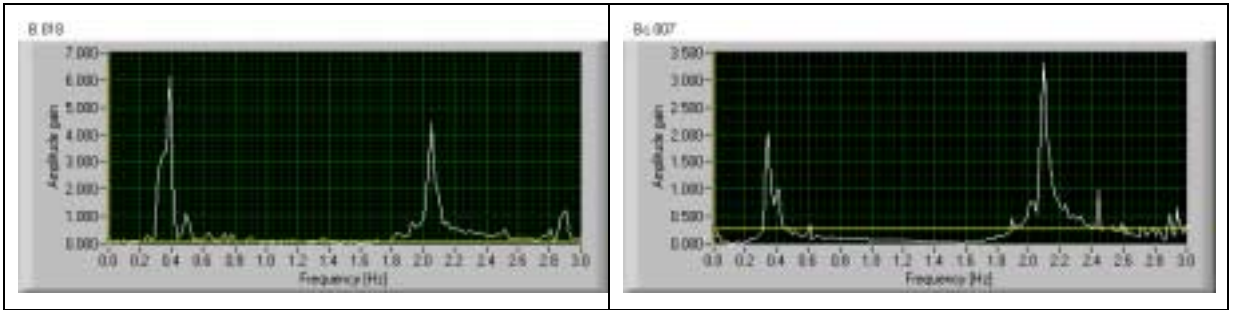


Kuva 47. Keskiarvoistettu kiihtyvyyden taajuusvastefunktio $|Ha(f)|$ taajuusalueella 0,4 Hz.

Taulukko 6. Kiihtyvyyssvastefunktioiden huippuarvojen analyysi.

Koetyyppi (lukumäärä)	ξ_{tot} (%) (Teoria)	Kiihtyvyyssvasteen huippuarvo [kN/(m/s ²)]		
		keskiarvo	Hajonta	Teoria
Aa (25)	5,5	3,32	1,45	1,13
Ab (15)	5,5	2,43	1,04	1,13
Ac (21)	3,4	2,54	1,46	1,72
Ba (12)	1,5	6,00	3,48	4,15
Bb–Bc (10)	2,5	5,46	1,70	2,40

Taulukkoon 6 on koottu yhteenveto eri tyyppisissä kokeissa saaduista tuloksista. Kustakin kokeesta identifioitiin vastefunktion $|Ha(f)|$ huippuarvo. Taajuusalueella 0,35 Hz–0,4 Hz tämä huippu esiintyi joko kohdassa 0,35 Hz tai 0,4 Hz. Tutkitulla ylemmällä taajuusalueella vastepiikki oli keskimäärin kohdassa 2,05 Hz.



Kuva 48. Mitattuja taajuusvastefunktioita $|Ha(f)|$ 2 Hz:n taajuusalueen kokeissa.

Taulukossa 6 on osoitettu kutakin koetilannetta vastaten teoreettisella mallilla laskettu kiihtyvyyssvasteen huippuarvo. Nähdään, että mitattujen vastepiikkien keskiarvot ovat 1.4–2.9 kertaisia teorian avulla saataviin vastepiikkeihin verrattuna. Tämä osoittaa, että TLD-vaimentimien tehokkuus poikkeaa merkittävästi yksinkertaisen laskentamallin ennustamasta tehokkuudesta.

Merkittävin syy tähän eroon lienee se, että käytävissä oleva laskentamalli kuvaa yksinkertaista perustilannetta, jossa vaimentimen liikkeellä on vain yksi vapausaste. Koetilanteessa simuloitiin luonnollista värähtelytilannetta pakottamalla piipun yläpäähän elliptiseen liikkeeseen. Tässä tilanteessa vaimenninastioissa oleva neste pyrkii myös noudattamaan samankaltaista liikerataa. Koepiipussa käytettiin neliömäisiä astioita nesteen elliptisen liikkeen estämiseksi. Taipumus tähän liiketilaaan on kuitenkin olemassa, ja vaimentimen tehokkuus on alhaisempi kuin laskentamalli ennustaa.

Laskentamallin epätarkkuus on syytä ottaa huomioon nestevaimentimien mitoituksessa käyttämällä riittävää varmuskerrointa. Näissä kokeissa saatujen kokemusten mukaan TLD-vaimentimet tulisi mitoittaa siten, että Scrutonin luku Sc saadaan noin 3–4 kertaa suuremmaksi kuin lock-in tilanteisiin johtava Sc -arvo. Tämä tarkoittaa yleensä sitä, että Scrutonin luvun laskennallinen arvo tulisi saada alueelle $Sc = 30–40$.

Koepiipun nestevaimentimien mitoituksessa sovellettiin yllä kuvattua varmuutta. Taulukossa 6 mainitut teoreettiset kokonaisvaimennuksen arvot ξ_{tot} ovat tämän takia melko korkeita. Kun niitä redusoidaan mittaustulosten mukaan, todetaan 0,4 Hz:n taajuusalueella toimivan vaimentimen TLD_1 teho riittäväksi. Vaimentimen TLD_2 tehokkuus oli kaikissa koetilanteissa riittämätön. Tilanne korjattiin kokeiden jälkeen lisäämällä nestemäärää ja parantamalla vaimentimen taajuusviritystä. Toisen ominaisuuden värähtelyt ovat tämän jälkeen kontrolloituja sekä vaimentimen TLD_2 että piipun impaktivaimennuksen ansiosta.

8. YHTEENVETO

Teoreettiset laskelmat osoittavat, että sisä- ja ulkopiipun suhteellista liikettä voidaan hyödyntää pyörerataherätteestä aiheutuvien värähtelyjen estämiseksi. Tämä voidaan tehdä pitämällä sisä- ja ulkopiippu selvästi erillään toisistaan ja järjestämällä piipun huippuun alue, jossa piiput voivat törmäillä toisiinsa värähtelyn pyrkiessä alkamaan. Sisäpiipun massa on niin suuri, että tällä järjestelyllä voidaan tuottaa tehokas värähtelyjä vastustava voima.

Numeerisessa analyysissä löytyi selvä optimialue impaktivaimentimen vällysmitalle d . Tulokset osoittavat, että korkeiden teräspiippujen ($H = 60\text{--}75$ m) kohdalla vaimennusteho on riittävä, jos kokonaisvälly on piipun halkaisijan mukaan välillä $d = 30\text{--}100$ mm. Ulkovaippaan asennettavaksi puskimiksi olisi parasta valita materiaalia, jolla on mahdollisimman suuri sisäinen vaimennus. Tällöin välly voidaan valita läheltä yllä mainitun optimialueen puoliväliä. Muussa tapauksessa vällyksen olisi oltava hieman suurempi.

Tämän rakenneperiaatteen toimivuuden testaamiseksi suunniteltiin ja rakennettiin mallirakenne. Mallirakenne asennettiin tärypöydälle ja sen toimintaa tutkittiin harmonisilla kuormituskokeilla. Kokeissa rakenteen perustaa liikutettiin siirtymäohjatulla vakioamplitudin omaavalla herätteellä. Tehdyssä koesarjassa tutkittiin impaktivaimentimen tärkeimpien parametrien vaikutusta maksimivasteeseen. Tulokset osoittivat, että mallirakenteessa olevan sisä- ja ulkoputken vällyksellä oli optimiarvo, kuten laskentamalli ennustaa. Herätteen intensiteetillä havaittiin olevan selvä vaikutus sekä maksimivasteeseen että vällyksen optimiarvoon. Edelleen havaittiin, että sisäputken epäkeskeisyys heikentää vaimentimen tehokkuutta. Sekä herätteen intensiteetti että mahdollinen epäkeskeisyys on siis otettava huomioon menetelmää sovellettaessa.

Tutkimusprojektissa testattiin täydessä mittakaavassa vaimentimilla varustetun savupiipun toimintaa. Kyseiseen 70 m korkeaan piippuun asennettiin kaksi nestevaimenninta estämään värähtelyt kahdella alimmalla ominaistaajuudella. Piippu varustettiin lisäksi impaktivaimentimella, joka suunniteltiin toimimaan toisen ominaistaajuuden mukaisissa värähtelytilanteissa. Käytetty koemenetelmä ei kuitenkaan ollut riittävän tehokas mobilisoimaan impaktivaimenninta. Nestevaimentimien toiminnasta sen sijaan saatiin uutta tietoa. Totesimme, että saatavilla olevat yksinkertaiset laskentamallit yliarvioivat nestevaimentimen tehokkuutta. Tämä epävarmuus voidaan kompensoida vaimentimen mitoituksessa käytettävällä varmuuskertoimella.

Lähdeluettelo

- Auerbach, W., Höppner, K., Langer, W. & Strienz, G. 1986. Schornstein mehrrohriger Bauart mit Einrichtung zur Schwingungsverminderung. Patentschrift E04H012-28, Institut für Leichtbau und ökonomische Verwendung von Werkstoffen, Dresden.
- Babat, C. N. & Sankar, S. 1985. Single unit impact damper in free and forced vibration. *J. Sound and Vibration*. 99(1), s. 85–94.
- Budd, C., Dux, F. & Cliffe, A. 1995. The effect of frequency and clearance variations on single-degree-of-freedom impact oscillators. *J. Sound and Vibration*. 184(3), s. 475–502.
- Chen, L.A. and S.E. Semercigil. 1993. A beam-like damper for attenuating transient vibrations of light structures. *J. Sound and Vibration* 164(1), s. 53–65.
- Den Hartog, J.P. 1947. Mechanical vibrations. McGraw-Hill. New York. 3rd ed.
- Dittrich, H. 1966. Untersuchungen über einen un stetig arbeitenden Stoß-Schwingungsdämpfer. *Ingenieur-Archiv*. Vol. 35, s. 150–171.
- prEN 1991-1-4. Eurocode 1: Actions on structures: Part 1-4: Wind actions. Final draft, 21 August 2001.
- Fujino, Y., Sun, L. Pachero, M. & Chaiser, P. 1992. Tuned liquid damper (TLD) for suppressing horizontal motion of structures. *J. Eng. Mech.* Vol. 118, No 10, s. 2017–2030.
- Grubin, C. 1956. On the theory of the acceleration damper. *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 23, s. 373–378.
- Hietanen, T. 2000. Normit eurooppalaistuvat. *Rakennustekniikka* 1/2000.
- Hirsch, G. & Ruscheweyh, H. 1982. Kontrolle winderregter Schwingungen von Bauwerken als Konstruktionsprinzip. DOMKE Festschrift. Lehrstuhl für Konstruktive Gestaltung. RWTH Aachen, September 1982. s. 39–48.
- Hunt, J.B. 1979. Dynamic vibration absorbers. *Mechanical Eng. Publ. London*. 116 s.
- Korenev, B.G. 1975. On damping wind-induced vibrations of flexible structures. Proc. 4th Int. Conf. on Wind Effects on Buildings and Structures. Heathrow. Cambridge University Press. London. pp. 685–698.
- Korenev, B.G. 1979. Some problems of dynamic design of elastic structures, equipped with dampers, for wind effect. Proc. 3th Int. Conf. Wind Effects on Buildings and Structures. Tokyo 1971. Saikon Ltd. s. 1221–1231.
- Korenev, B.G. & Rezhnikov, L.M. 1993. Dynamic Vibration Absorbers, Theory and Technical Applications. Wiley, Chichester. 296 s.
- Krebs, A., Kiefer, G. & Constantinescu 1993. Wasserbehälter zur Tilgung windinduzierter Schwingungen. *Bauingenieur* 68. s. 291–302.
- Kärnä, T. 1987. Vortex-induced vibrations of a steel chimney. 27th CICIND meeting, Paris, April 23, 1987.
- Kärnä, T. 1992. A procedure for dynamic soil-structure-ice interaction. Proc. 2nd Int. Offshore and Polar Eng. Conf. San Francisco, Vol. II. s. 764–771.

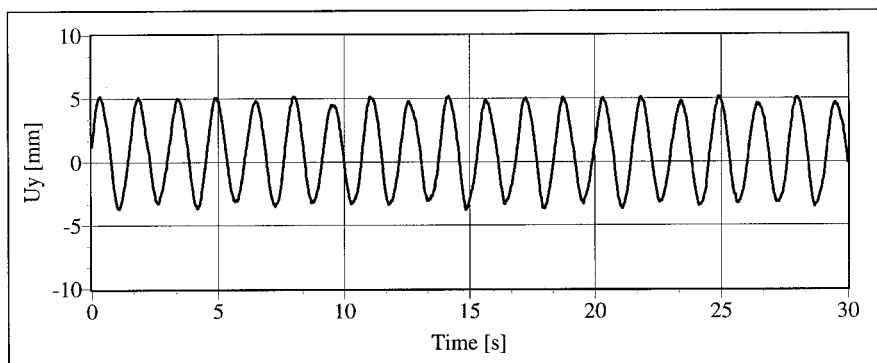
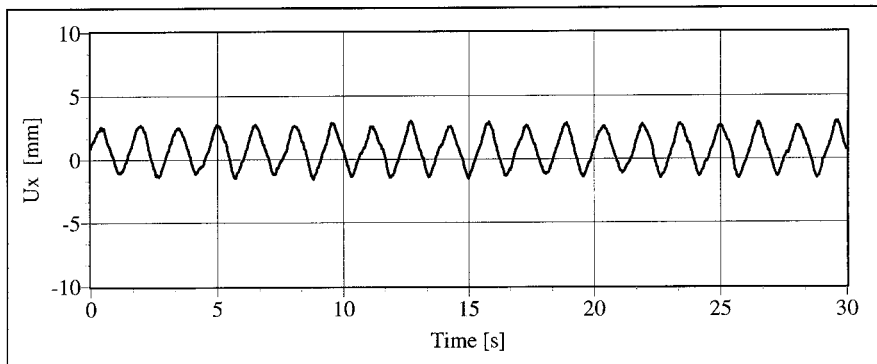
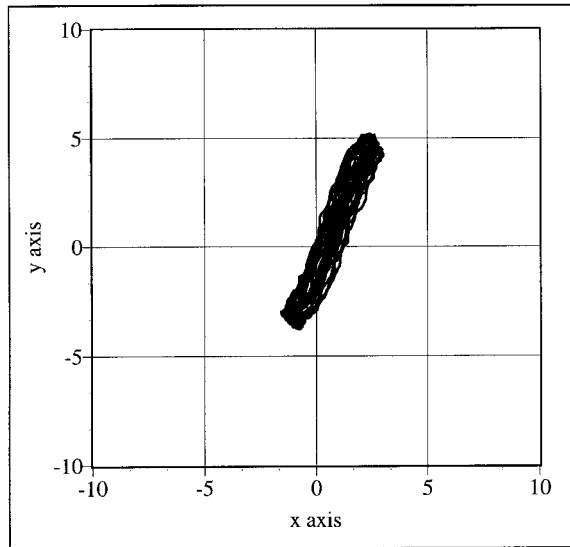
- Kärnä, T. & Lehtonen, P. 1987. Comparison of measured and computed response to vortex excitation. IASS Working Group on Masts and Towers, London Ontario, October.
- Kärnä, T. 2002. Impaktivamentimen suunnittelu savupiippuja varten. Matcad-ohjelma (ei julk).
- Masri, S.F. 1972. Theory of the dynamic vibration neutralizer with motion-limiting stops. *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 39. s. 563–569.
- Masri, S.F. & Ibrahim, A.M. 1973. Stochastic excitation of a simple system with impact damper. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*. Vol 1, s. 337–346.
- Modi, V.J., Welt, F. & Irani, M.B. 1990. On the suppression of vibrations using nutation dampers. *J. Wind Eng. Ind. Aedodynamics*, 33, s. 273–282.
- Pirner, M. & Fischer O. 1999. One prototype of the ball absorber and its effect on the tower. Int. Association for Shell and Spatial Struct. Proc. Working Group IV Masts and Towers. 19th Meeting in Krakow, Poland, September. s. 187–196.
- Popplevel, N. & Liao, M. 1991. A simple design procedure for optimum impact dampers. *J. Sound and Vibration*. 146(3), s. 519–526.
- Reed, W.R. 1968. Hanging-chain impact dampers, a simple method for damping tall flexible structures. Proc. Wind Effects on Buildings and Structures, Ottawa 1967. Vol II., Toronto Univ. Press. s. 283–321
- Ruscheweyh, H. 1982. Dynamische Windwirkung an Bauwerken, Band 2: Praktische Anwendungen. Bauverlag, Wiesbaden. 184 s.
- Ruscheweyh, H., Verwiebe, C. & Kamel, C. 1996. Untersuchung zur dämpfenden Wirkung von Innenrohren bei Stahlschornsteinen. *Sthalbau* 65, Heft 1, s. 19–28.
- Sadek, M.M. 1965. The behaviour of the impact damper. *Proc. Instn. Mech. Engrs*. Vol. 180, No 38 s. 895–906.
- Sadek, M.M. & Mills, B. 1970. Effect of gravity on the performance of an impact damper: Part 1. Steady-state motion. *J. Mechanical Eng. Sci.* Vol. 12, No 4, s. 268–277.
- Sadek, M.M. & Williams, J.H. 1970. Effect of gravity on the performance of an impact damper: Part 2. Stability of vibrational modes. *J. Mechanical Eng. Sci.* Vol. 12, No 4, s.278–287.
- Stevik, G.R. and Burke, B.G. 1988. Hanging-chain impact damper: Field test results and design procedures. 6th Int. Chimney Conf., 18–20 May, Brighton, England, Paper 33.
- Sun, L.M., Fujino, Y., Chaiseri, P. & Pachero, B.M. 1995. The properties of tuned liquid dampers using a TMD analogy. *Earthquake Eng. Struct. Dyn.*, Vol 24, s. 967–976.
- Sysoev, V.J. 1979. Schwingungstilger in Baudynamik, ed. Korenev, B.G. and Rabinovic, I.M, VEB Verlag für Bauwesen Berlin. s. 561-564.
- Warren, R. & Reid, S. 1994. Shell to flue impact damping for dual wall & multi-flue chimneys. CICIND Report, , 10, No 2, Autumn.

Liite A: Laboriokokeissa mitattuja vasteita

TESTI T6 / $f = 0.65 \text{ Hz}$
ULKOPUUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIIPPUT6\T6_16.prn

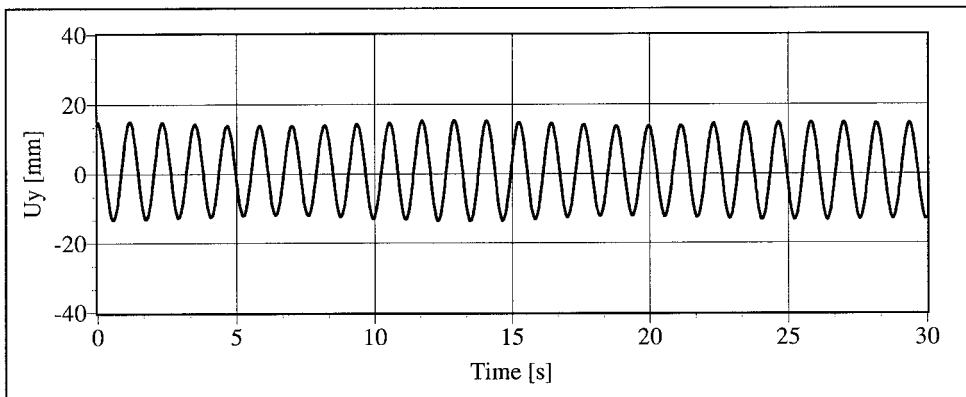
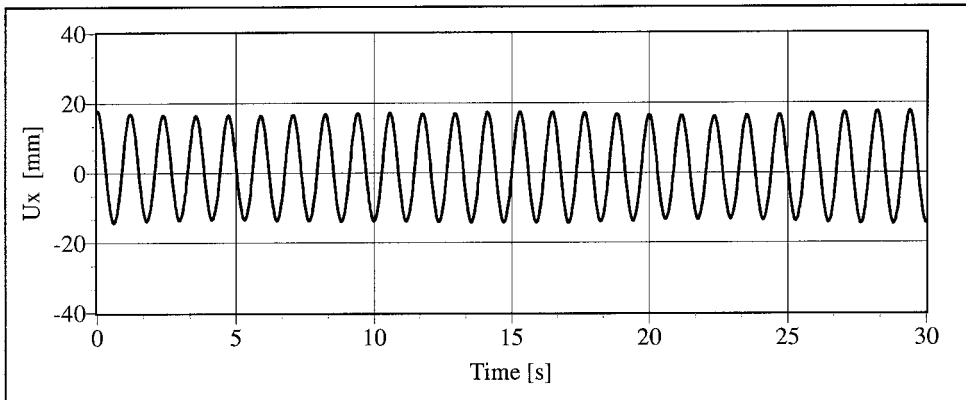
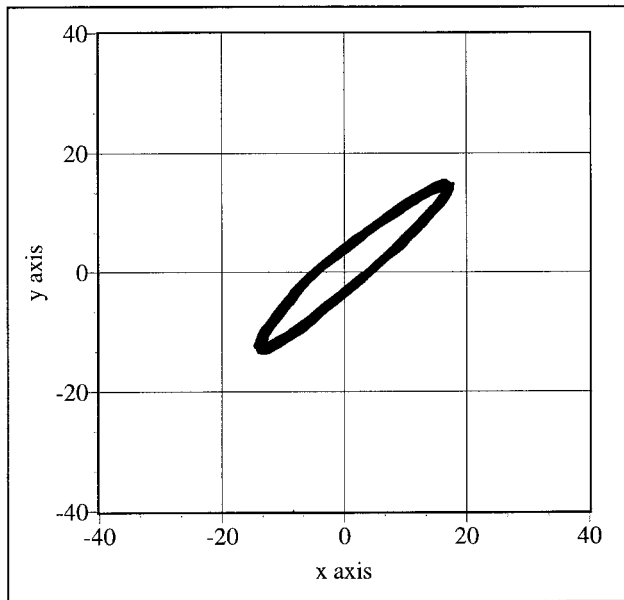
frequency [Hz]= 0.65 r max [mm]= 5.78



TESTI T6 / $f = 0.85 \text{ Hz}$
ULKOPPIIPUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIPPUT6\T6_10.prn

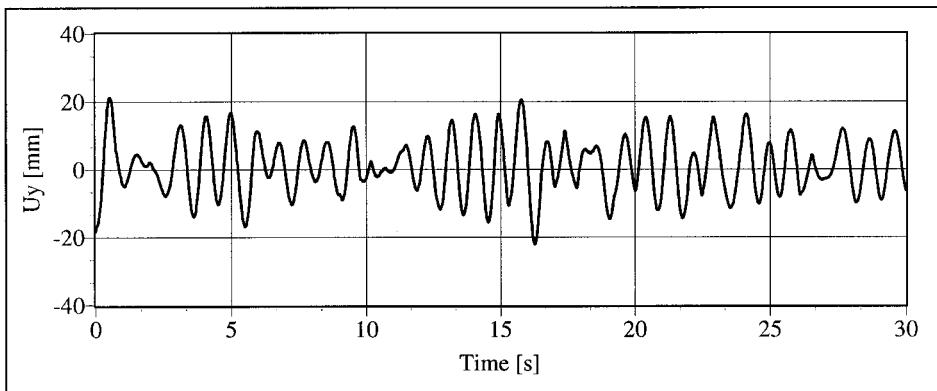
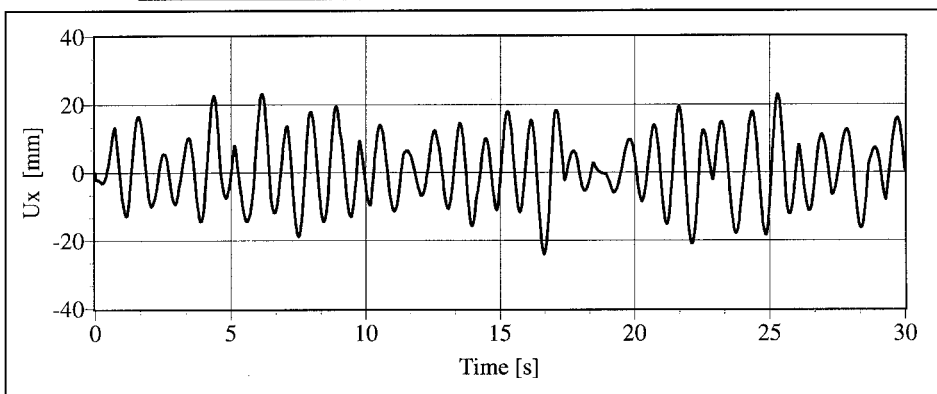
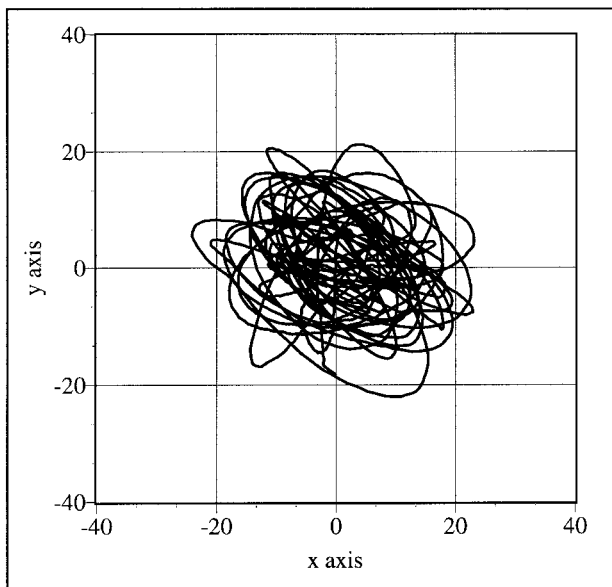
frequency [Hz]= 0.85 r max [mm]= 23.23



TESTI T6 / $f = 1.10 \text{ Hz}$
ULKOPIIPUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIIPPUT6\T6_4.prn

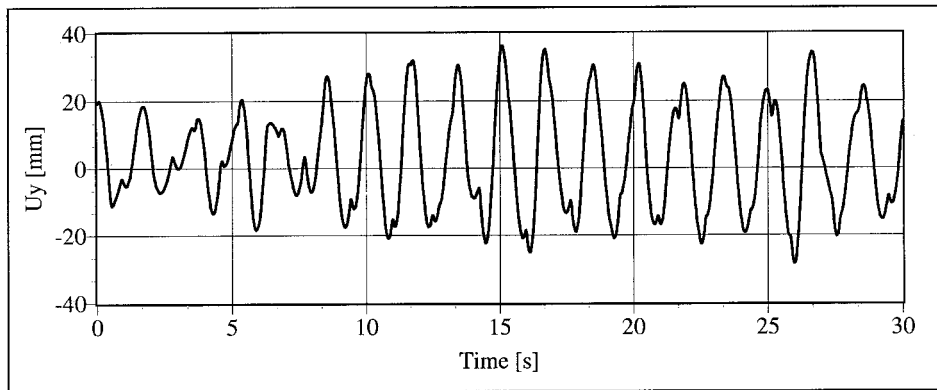
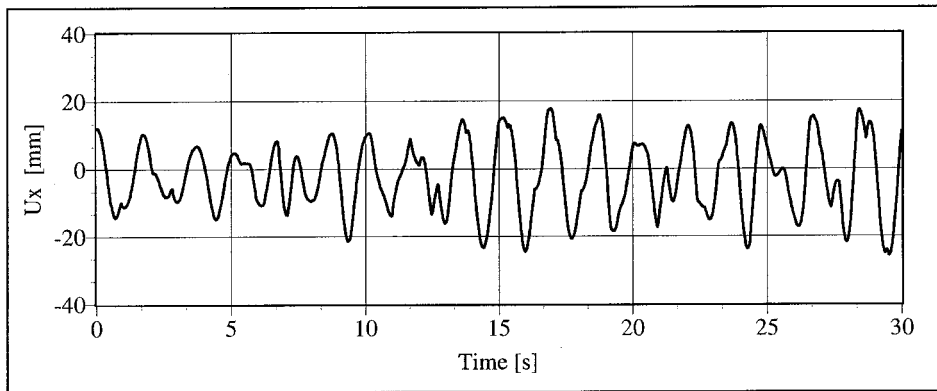
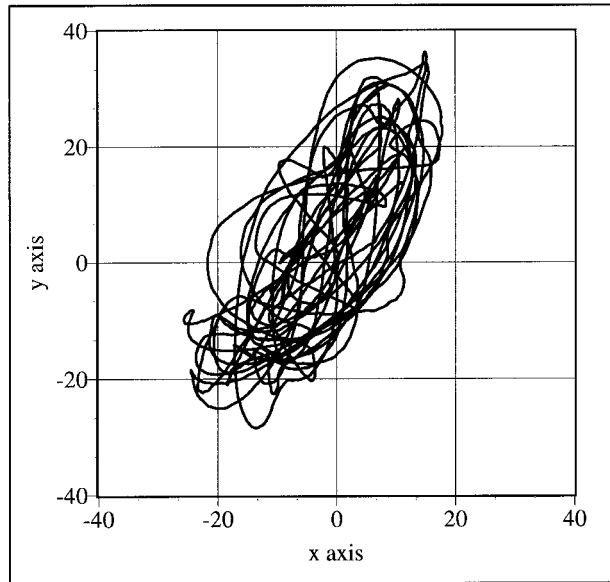
frequency [Hz]= 1.1 r max [mm]= 25



TESTI T7 / $f = 0.60$ Hz
ULKOPUPUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIIPUN\T7\T7_1022.prn

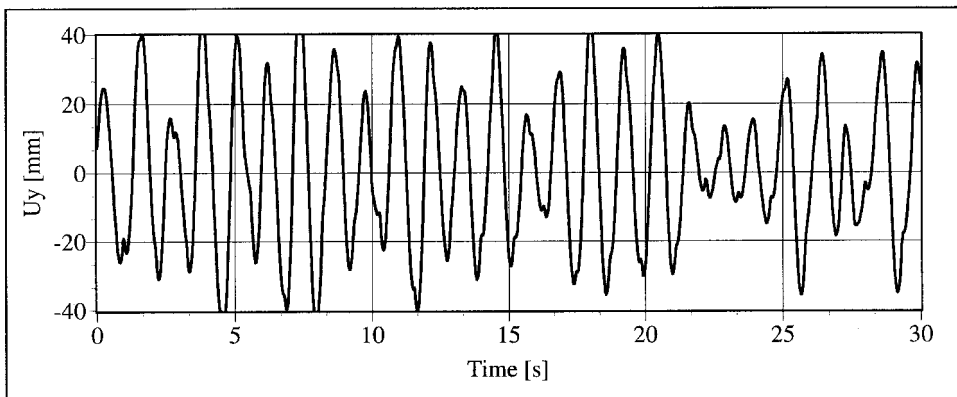
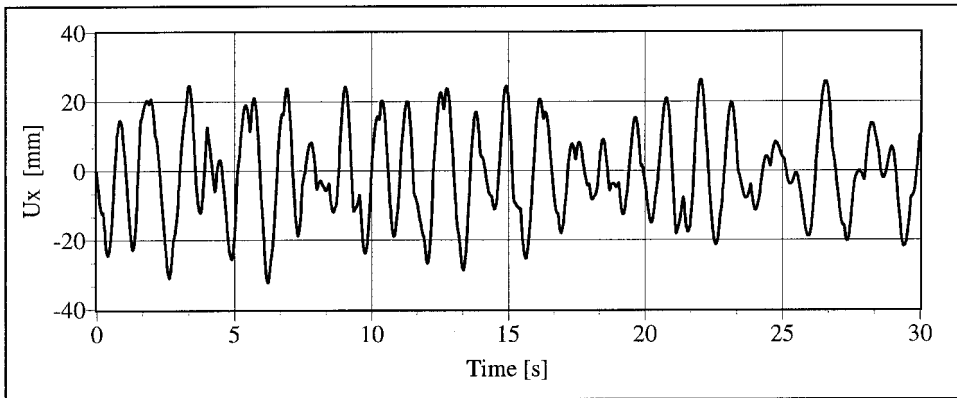
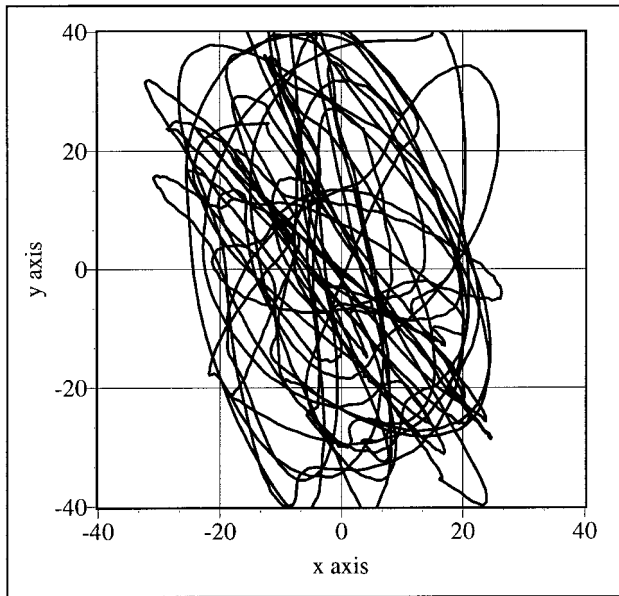
frequency [Hz]= 0.6 r max [mm]= 39.34



TESTI T7 / $f = 0.85 \text{ Hz}$
ULKOPUPUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIIPPU\T7\T7_1013.prn

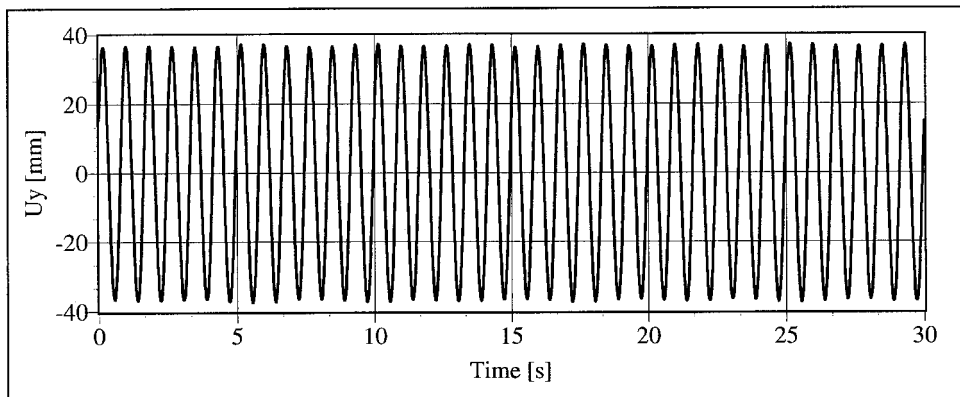
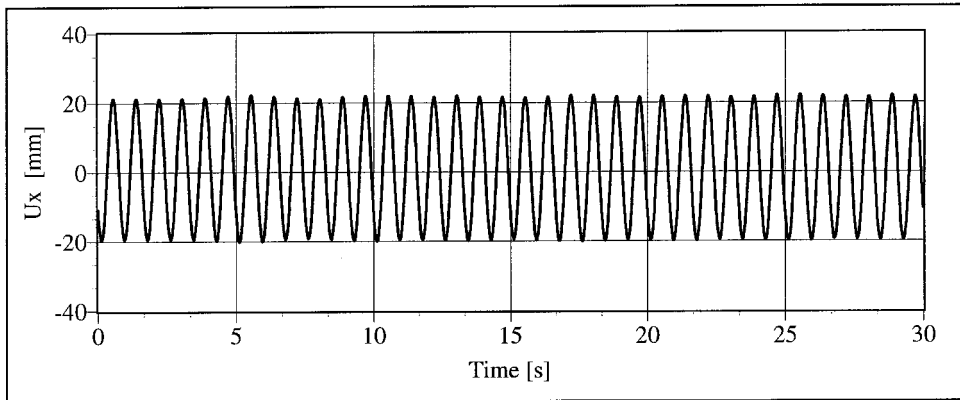
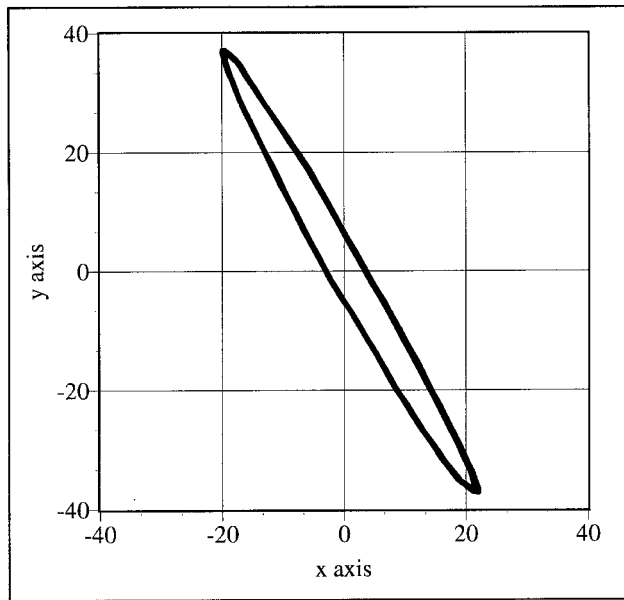
frequency [Hz]= 0.85 r max [mm]= 56.37



TESTI T7 / $f = 1.20 \text{ Hz}$
ULKOPHUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIPPUN\T7\T7_102.pni

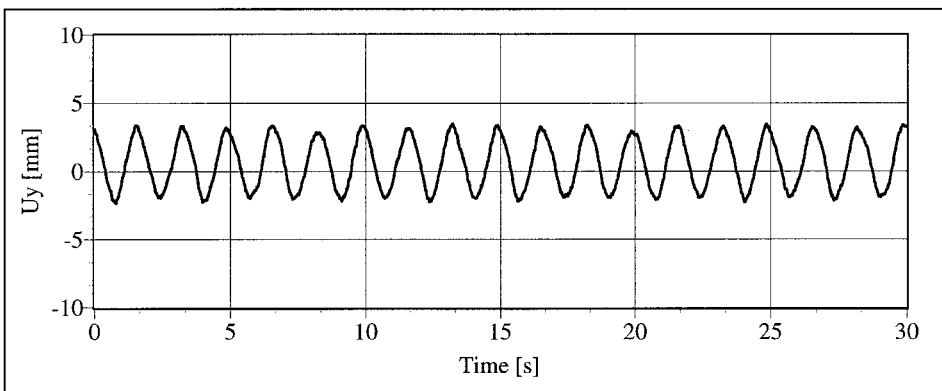
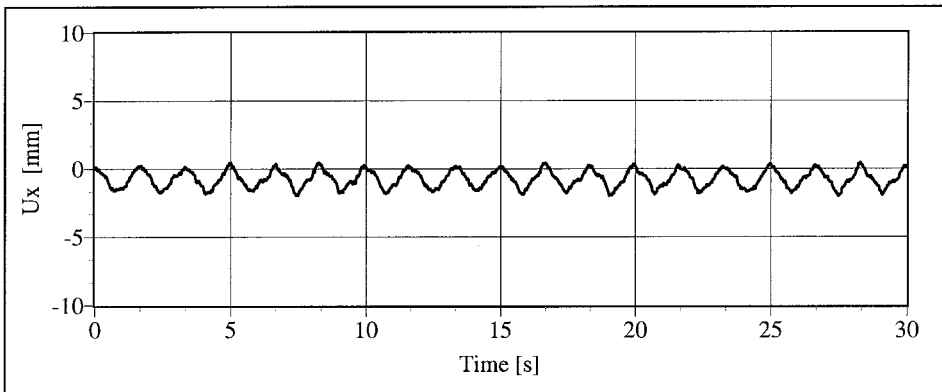
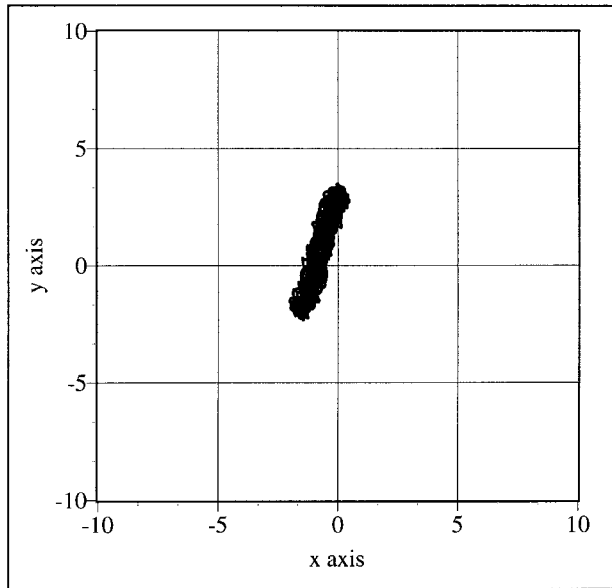
frequency [Hz]= 1.2 r max [mm]= 43.44



TESTI T12 / $f = 0.60$ Hz
ULKOPIIPUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIIPPUT12\t12_415.prn

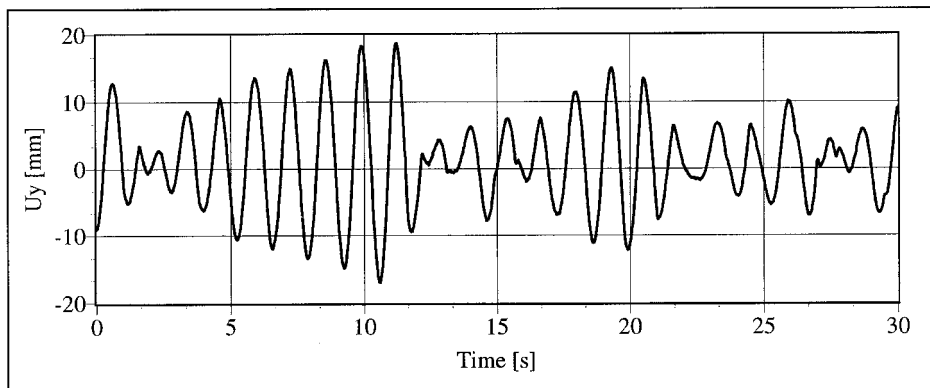
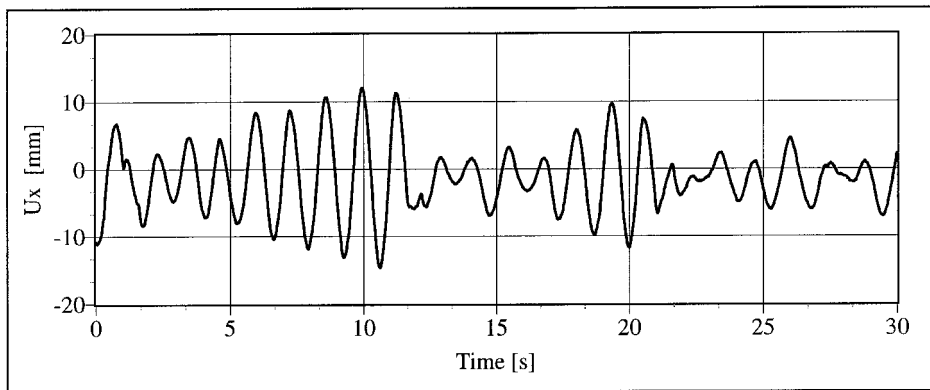
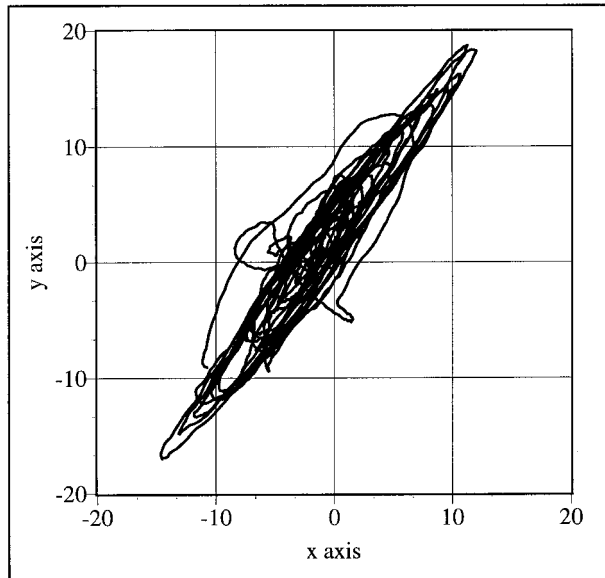
frequency [Hz]= 0.6 r max [mm]= 3.51



TESTI T12 / $f = 0.75 \text{ Hz}$
ULKOPPIPUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIIPPU\T12\T12_411.prn

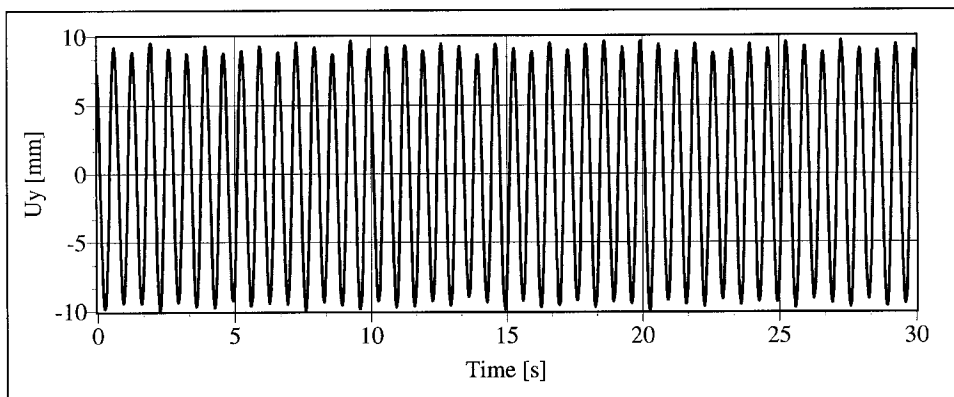
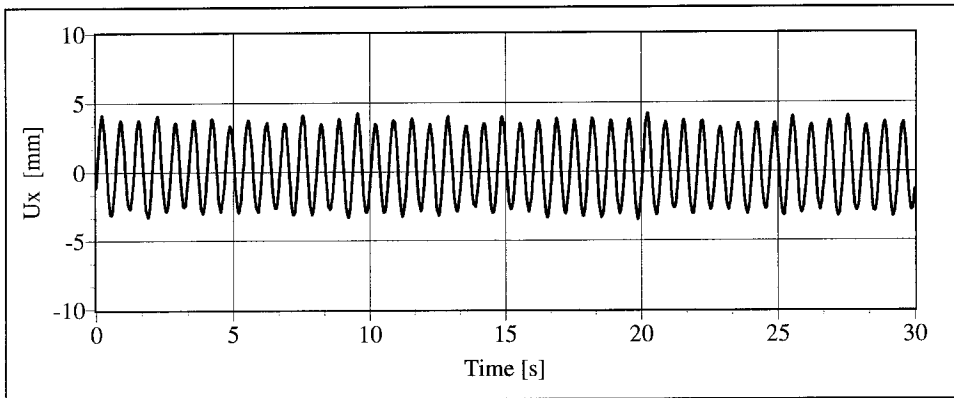
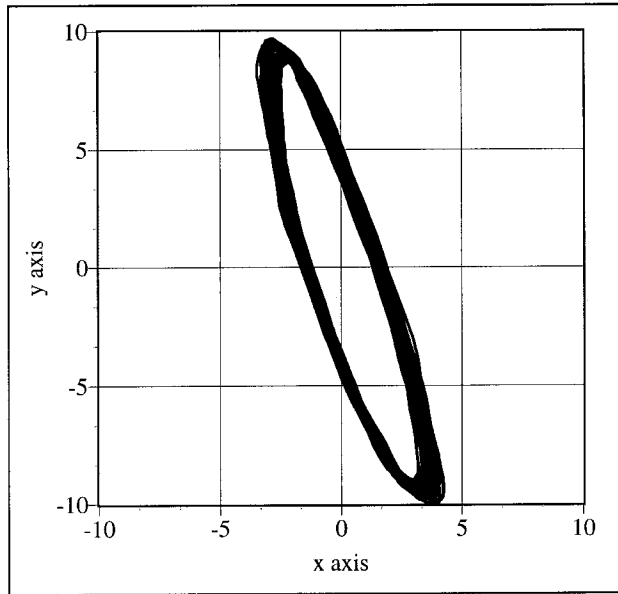
frequency [Hz]= 0.75 r max [mm]= 22.35



TESTI T12 / $f = 1.50 \text{ Hz}$
ULKOPIIPUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIIPU\T12\t12_41.prn

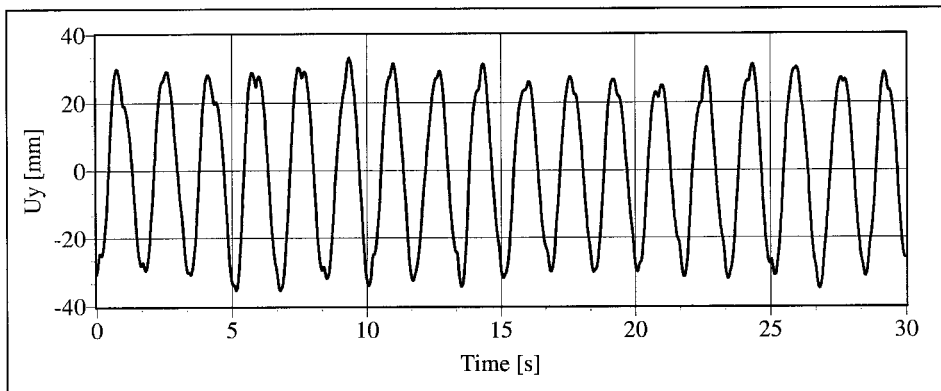
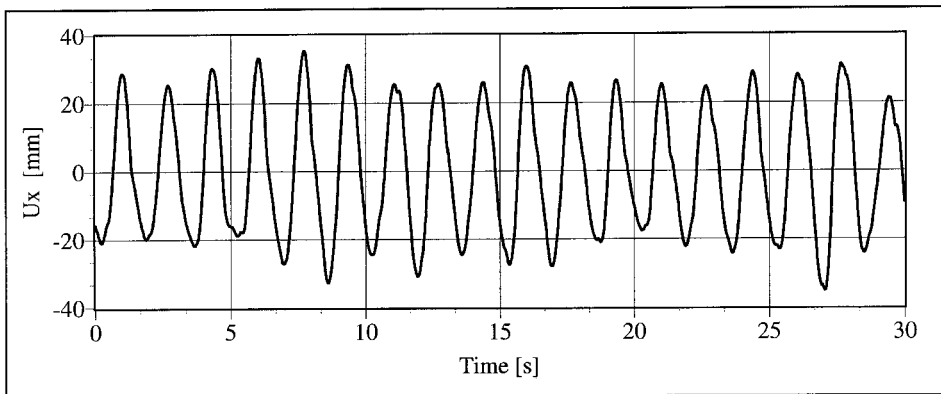
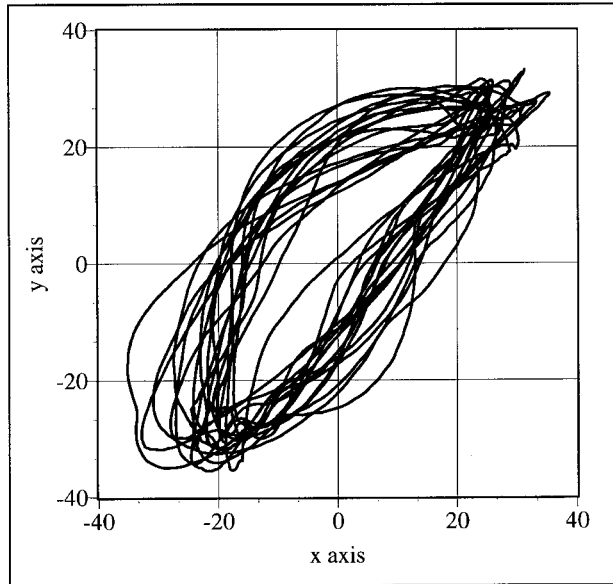
frequency [Hz]= 1.5 r max [mm]= 10.79



TESTI T13 / $f = 0.60 \text{ Hz}$
ULKOPPIPUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIIPPUNT13\13_1029.prn

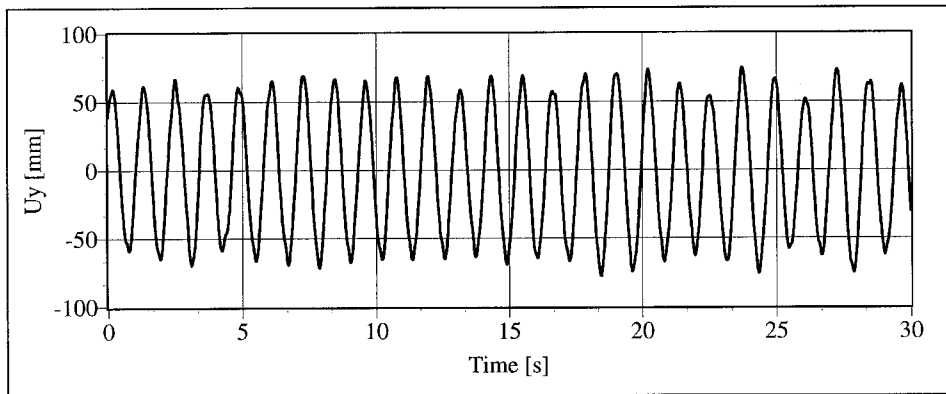
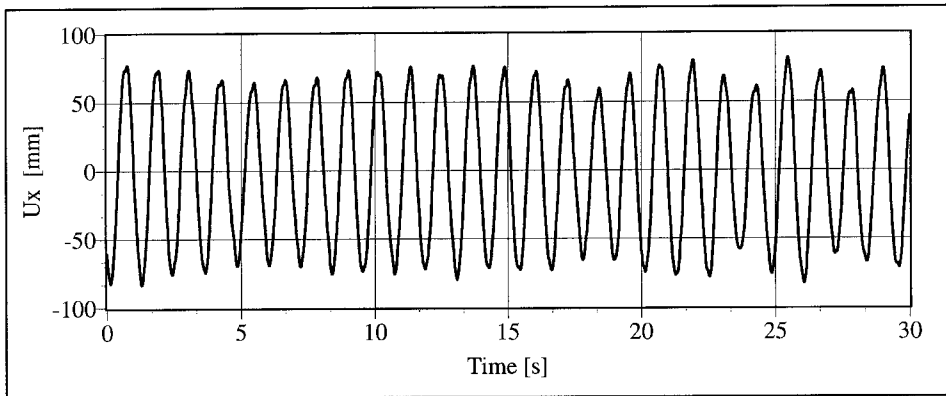
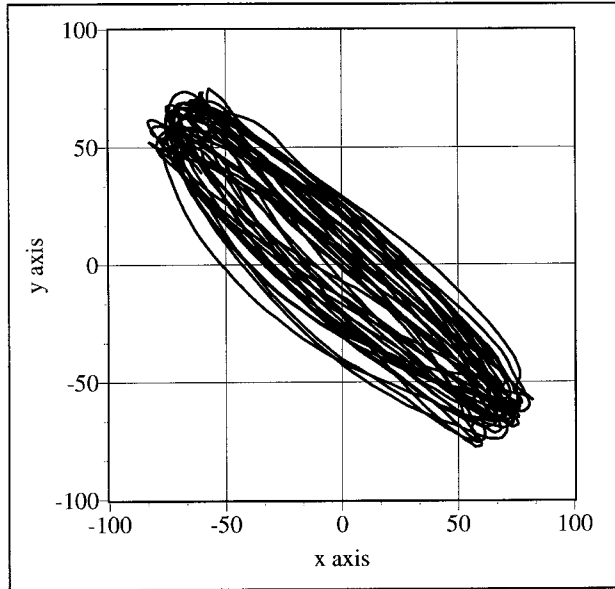
frequency [Hz]= 0.6 r max [mm]= 46.44



TESTI T13 / $f = 0.85 \text{ Hz}$
ULKOPHUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIIPPUT13\t13_1020.prn

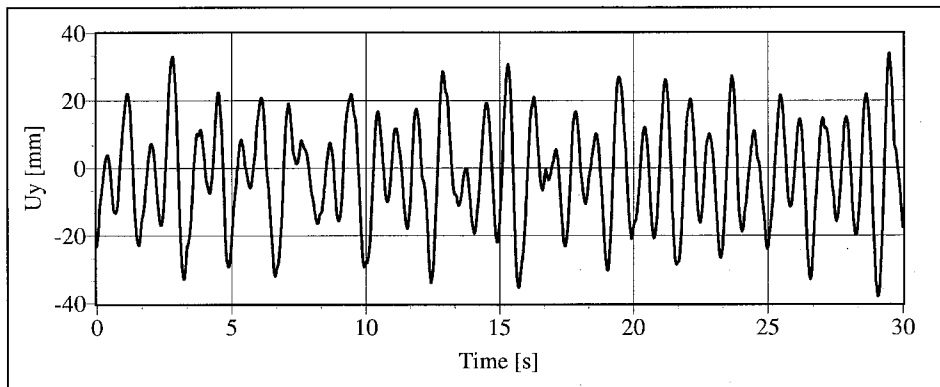
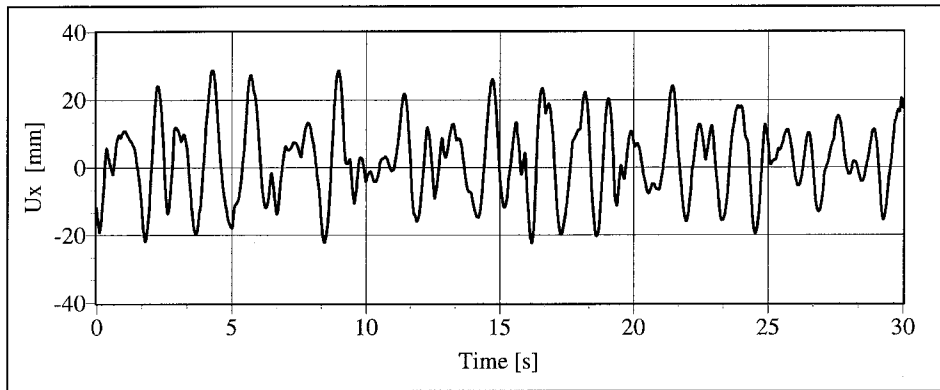
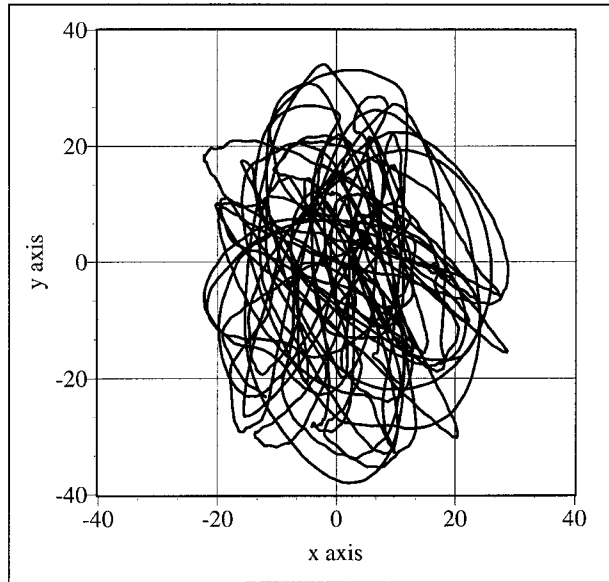
frequency [Hz]= 0.85 r max [mm]= 103.23



TESTI T13 / $f = 1.20 \text{ Hz}$
ULKOPIIPUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIIPPU\T13\t13_104.prn

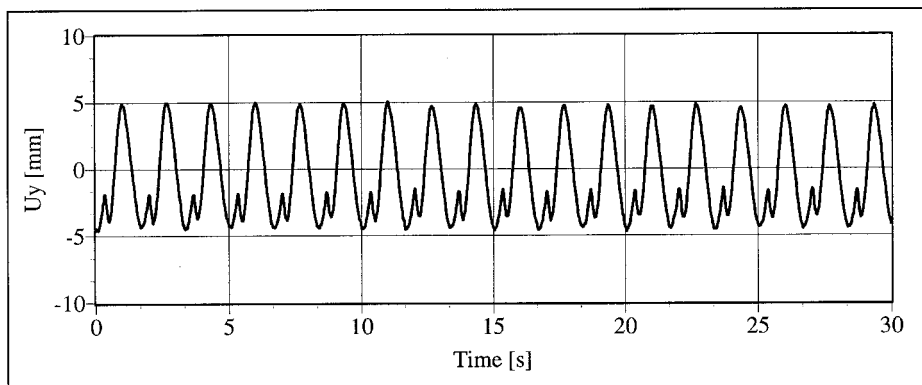
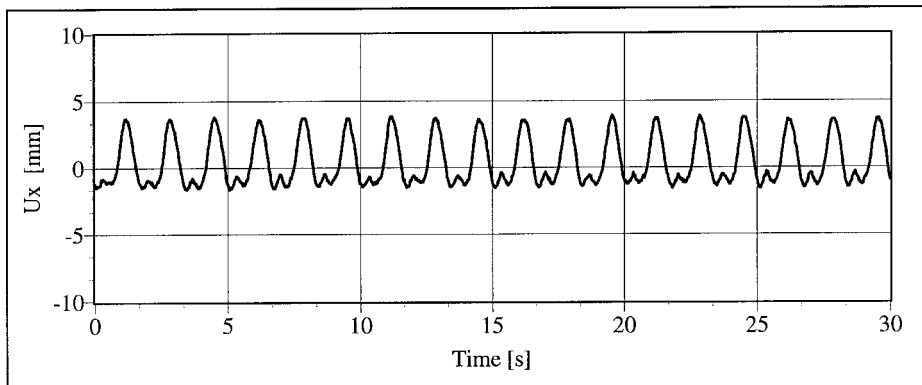
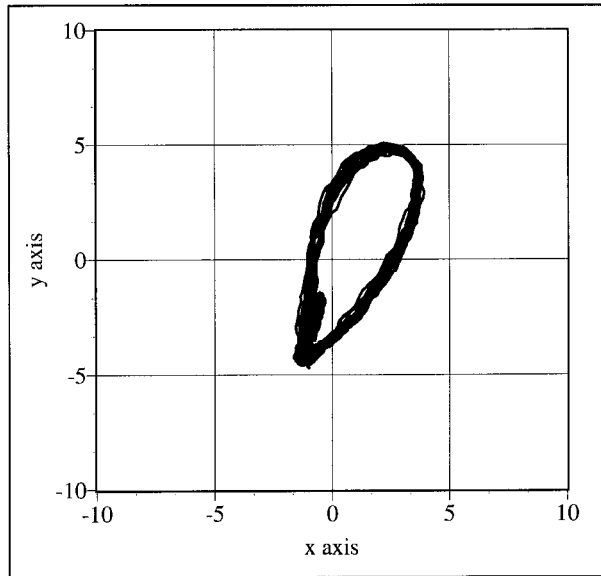
frequency [Hz]= 1.2 r max [mm]= 38.08



TESTI T14 / $f = 0.60 \text{ Hz}$
ULKOPIIPUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIIPPU\T14\T14_418.prn

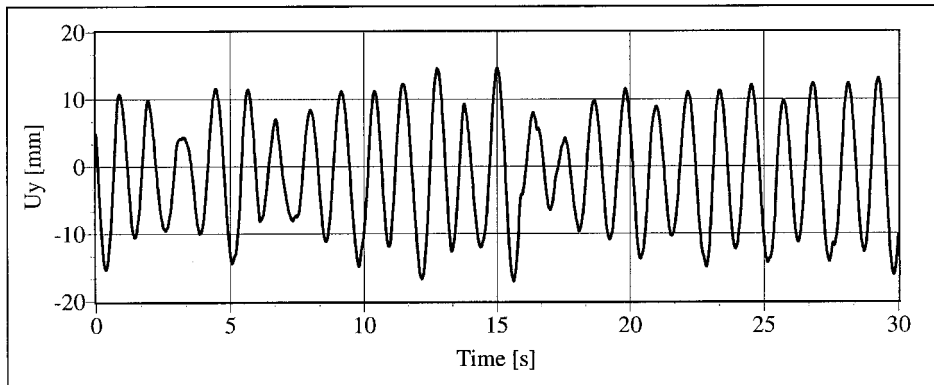
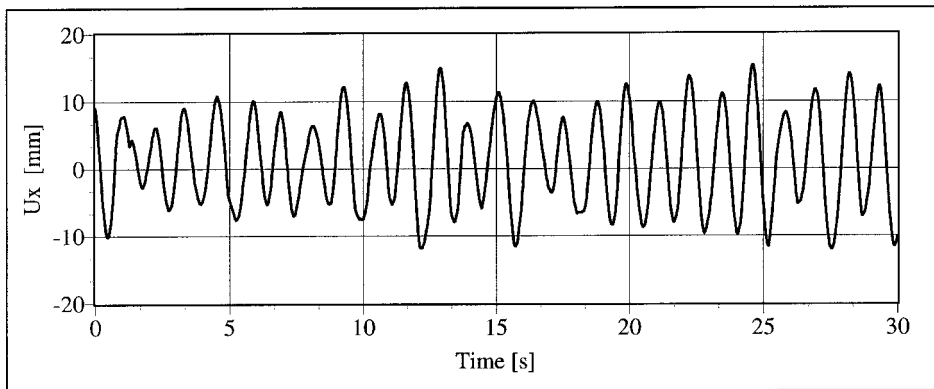
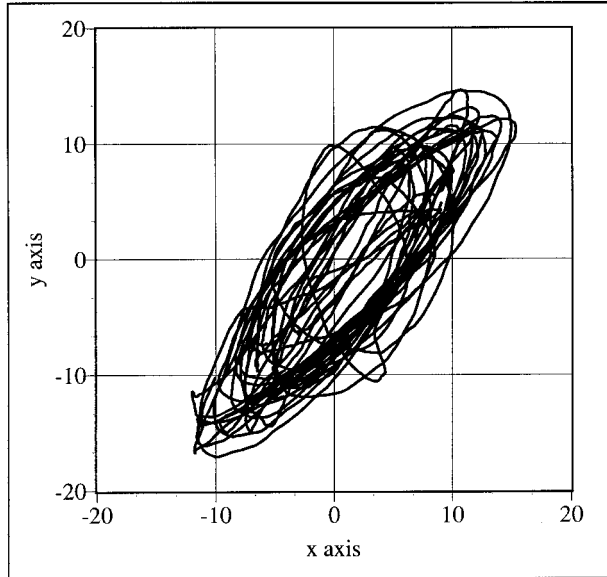
frequency [Hz]= 0.6 r max [mm]= 5.78



TESTI T14 / $f = 0.85 \text{ Hz}$
ULKOPIIPUN HUIPUN VASTE

C:\LABVIEW\PROGRAMS\PIIPPU\T14\T14_410.prn

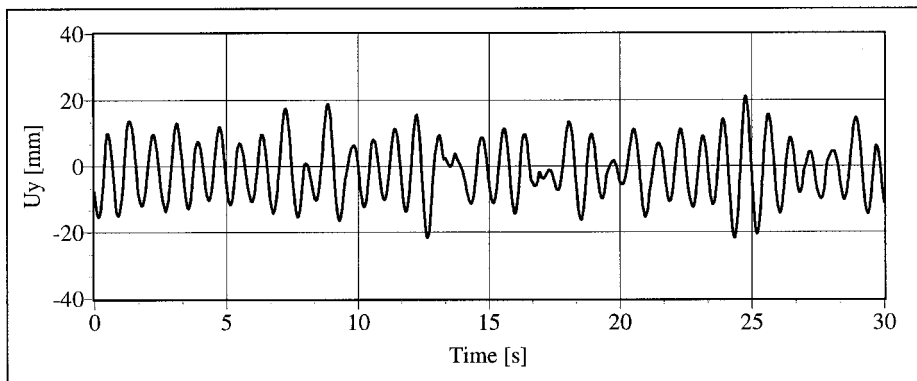
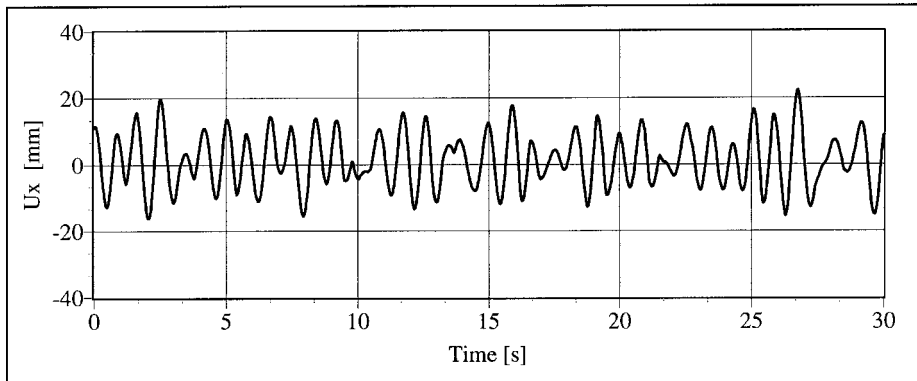
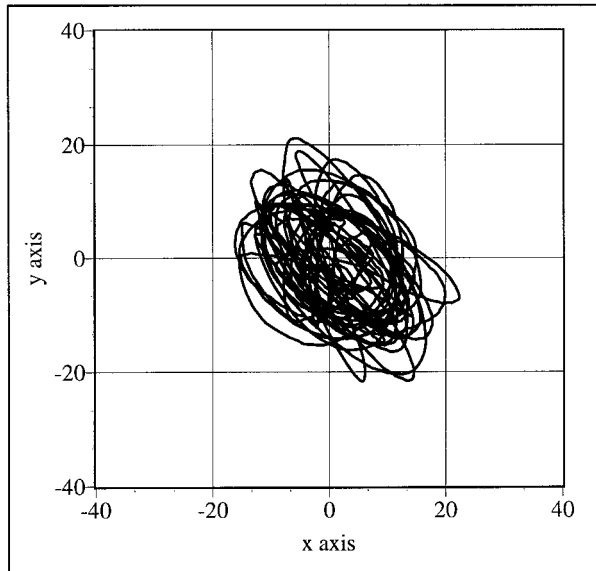
frequency [Hz]= 0.85 r max [mm]= 20.44



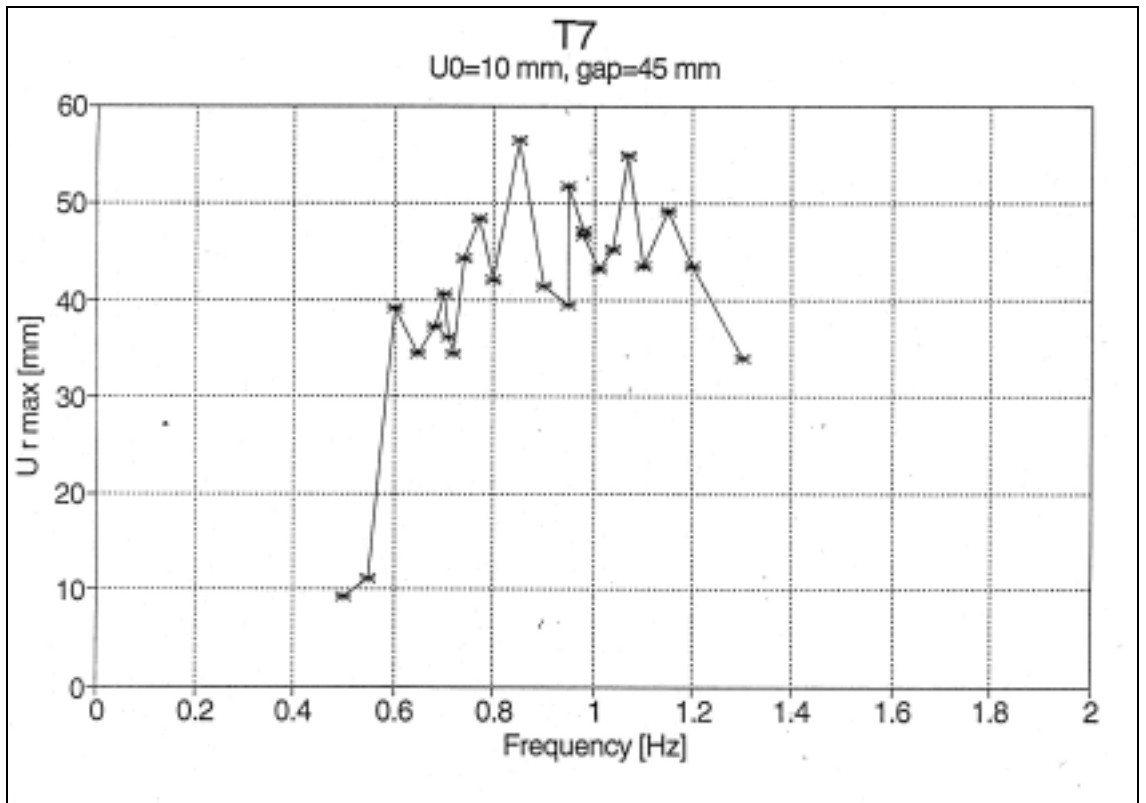
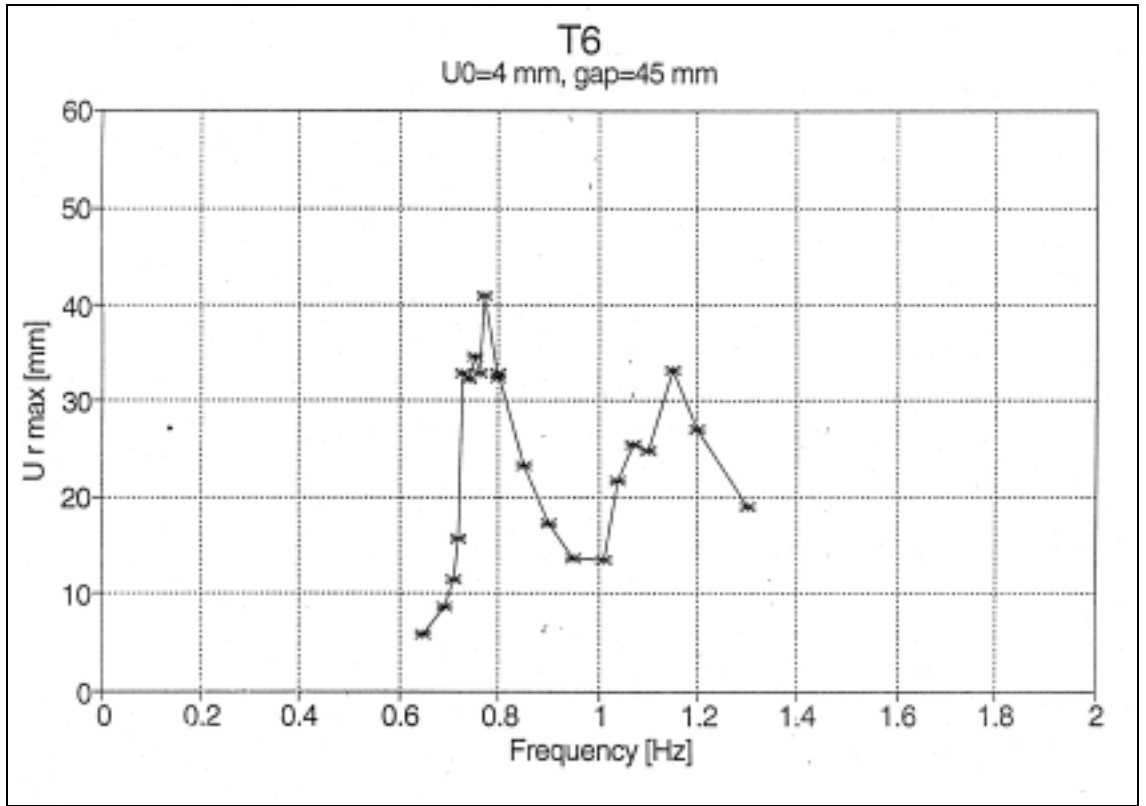
TESTI T14 / $f = 1.20 \text{ Hz}$
ULKOPIIPUN HUIPUN VASTE

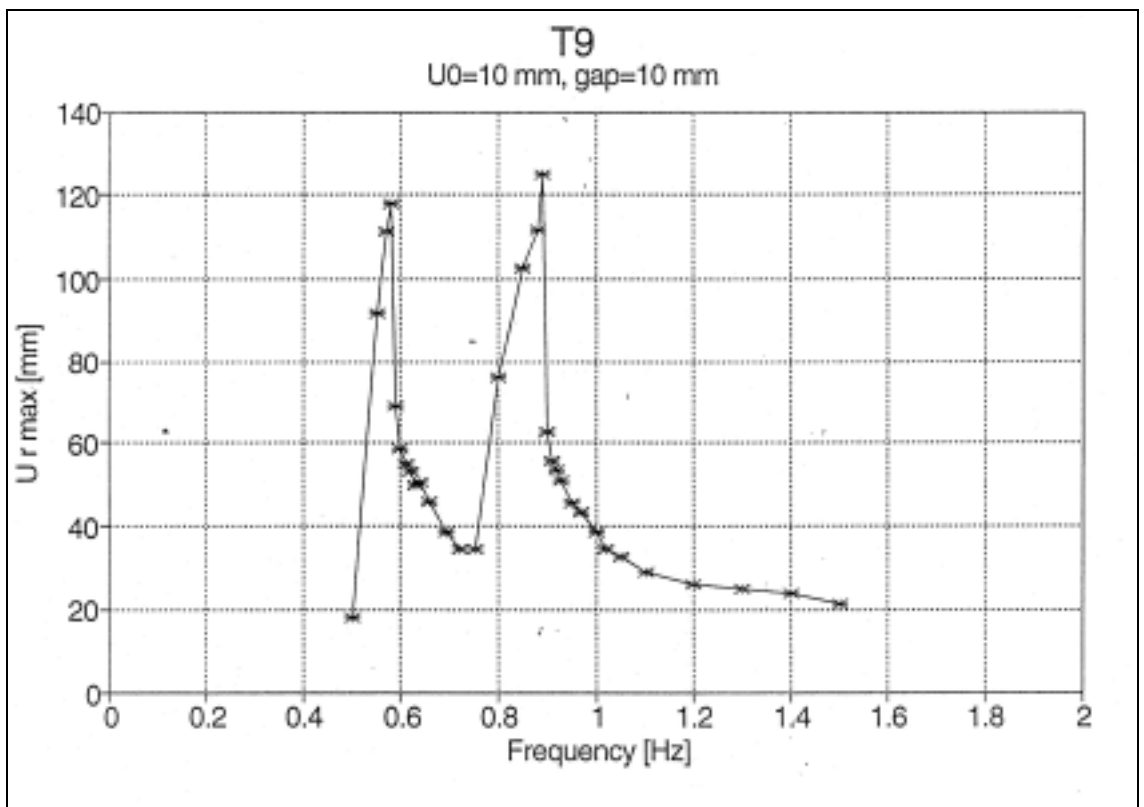
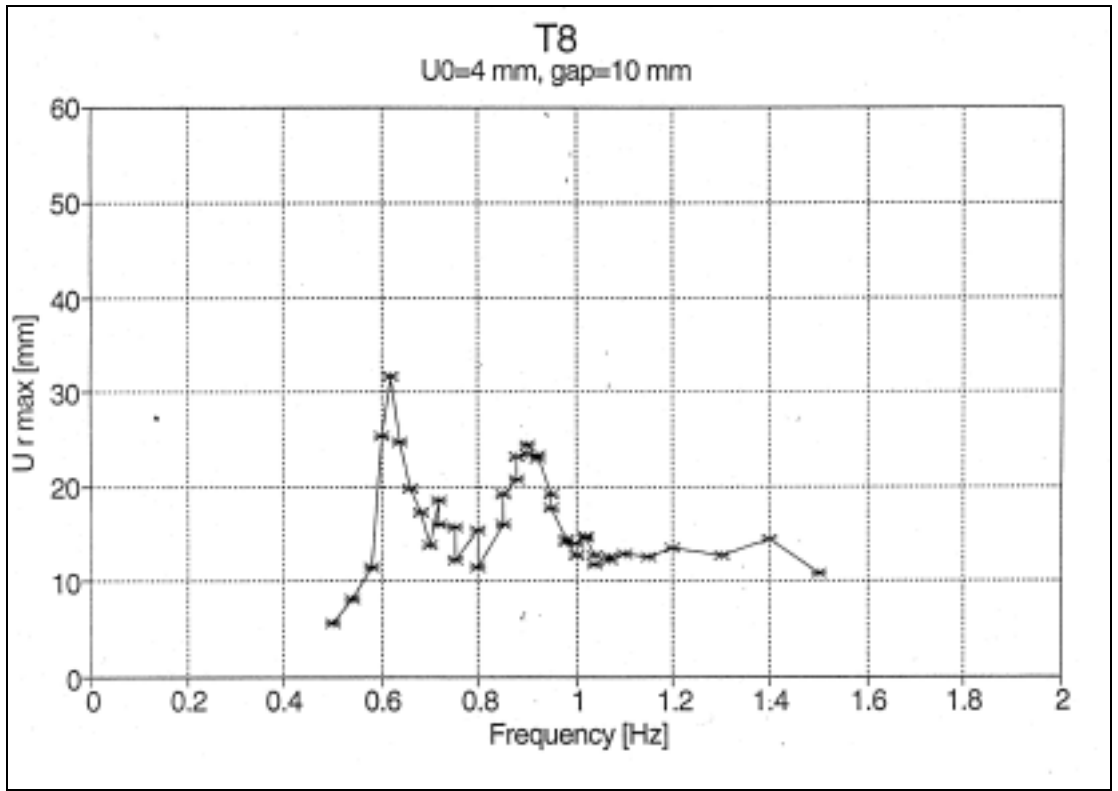
C:\LABVIEWPROGRAMS\PIIPPU\T14\14_44.prn

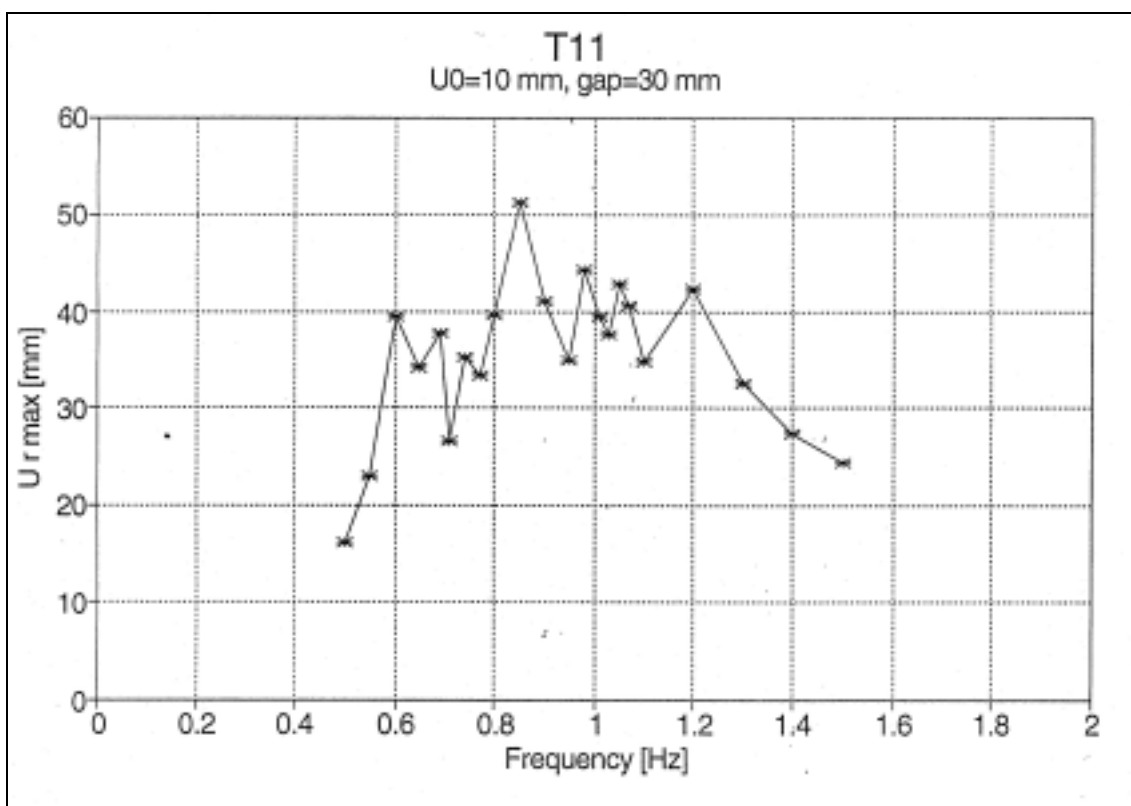
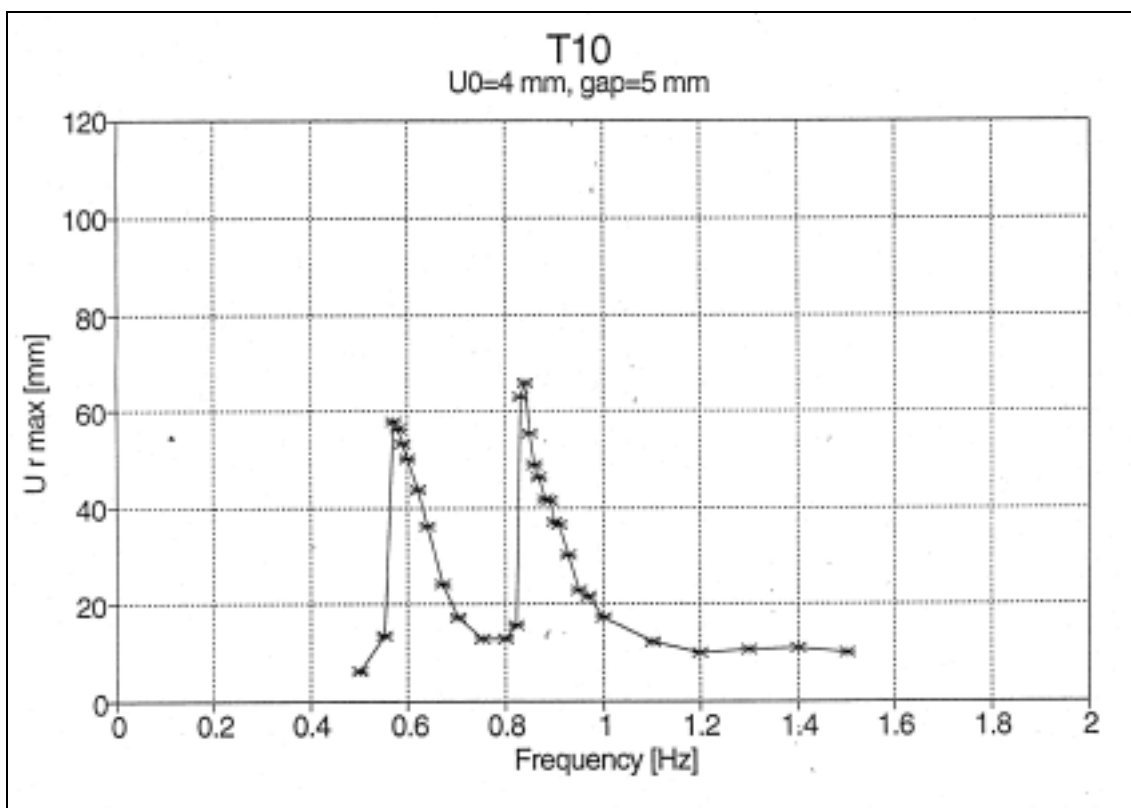
frequency [Hz]= 1.2 r max [mm]= 25.63

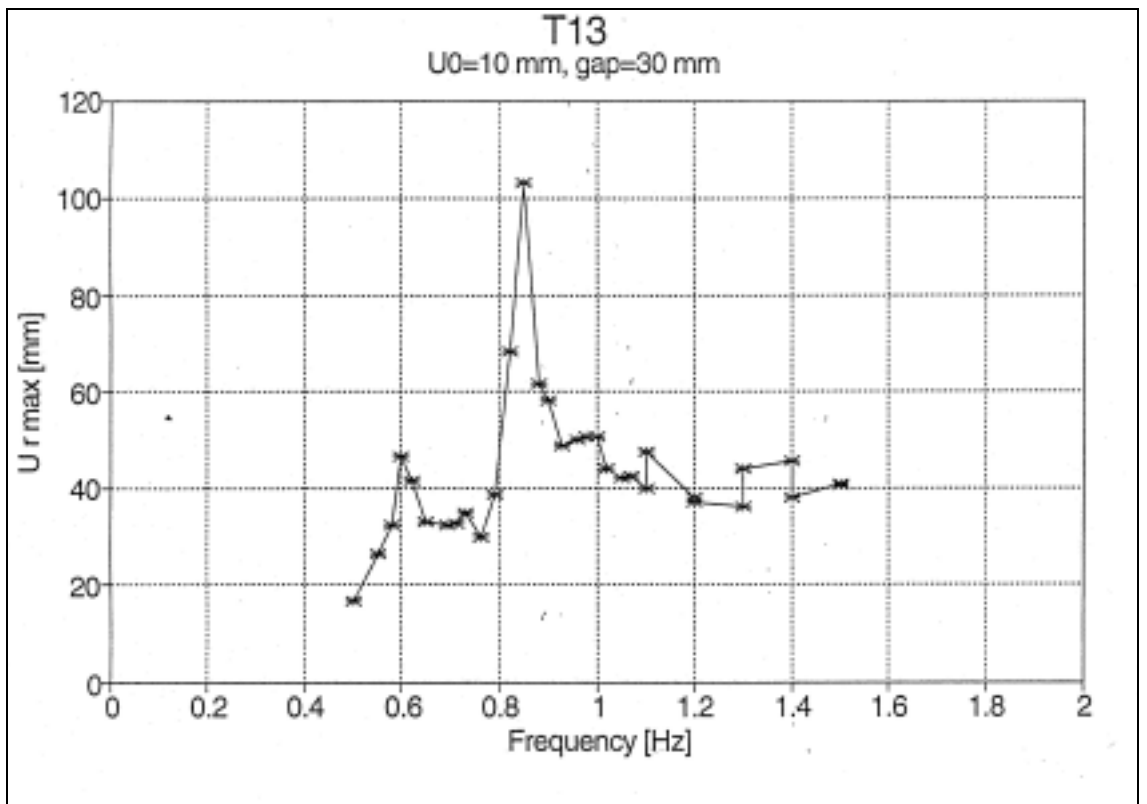
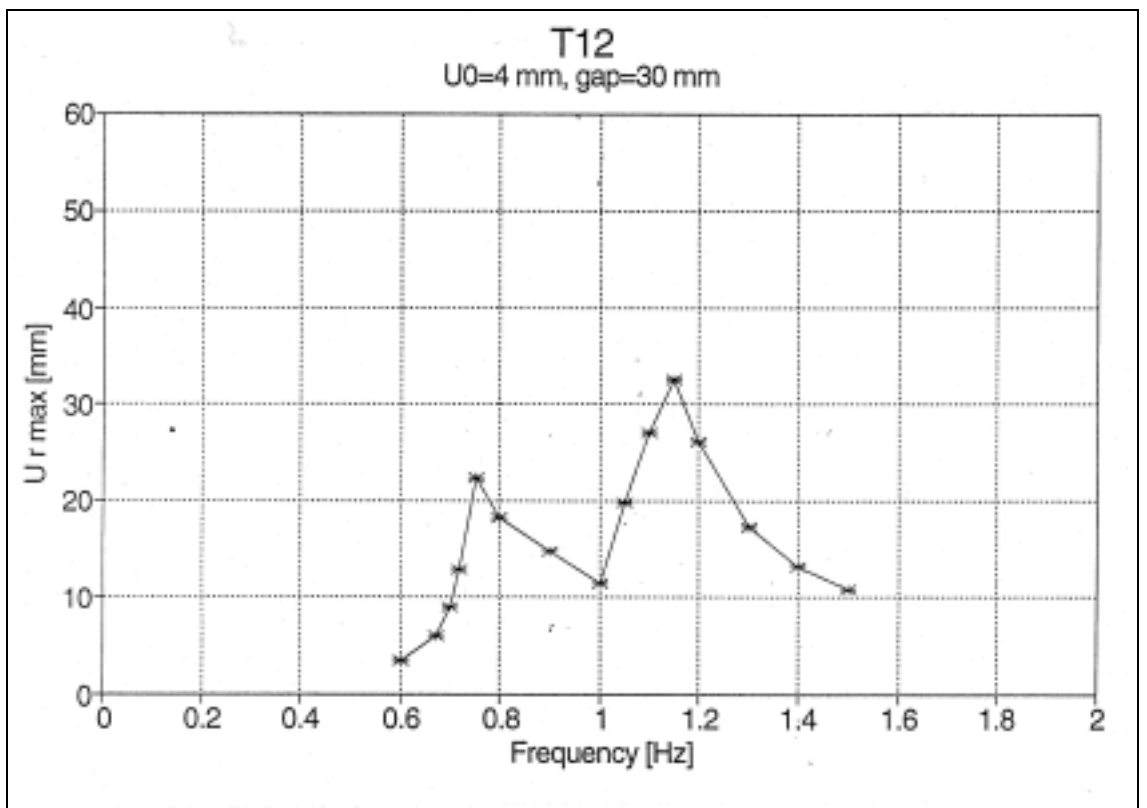


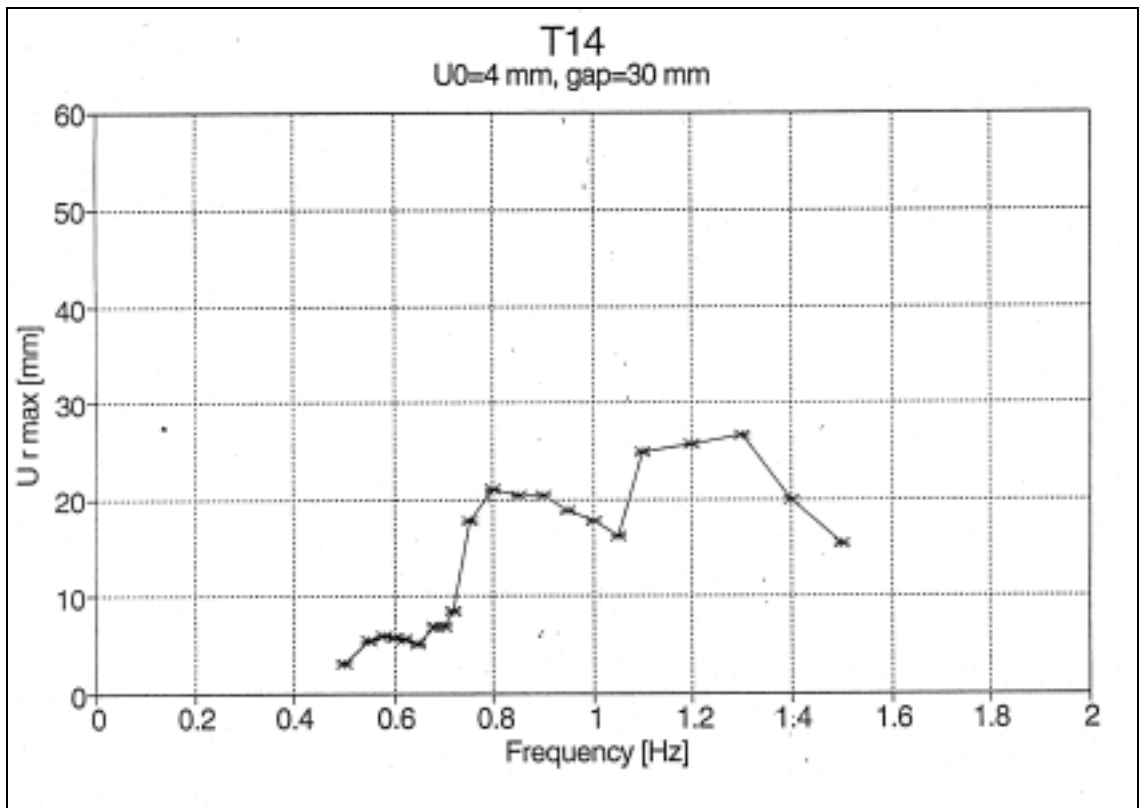
Liite B: Maksimiampplitudit laboratorikokeissa











Tekijä(t) Kärnä, Tuomo, Hakola, Ilkka, Juntunen, Juha & Järvinen, Erkki			
Nimeke Savupiipun impaktivaimennin			
Tiivistelmä <p>Tutkimuksessa tarkastellaan menetelmiä, joiden avulla voidaan vaimentaa korkeiden savupiippujen värähtelyjä. Erityinen mielenkiinto kohdistuu savupiippuihin, joissa käytetään sisäpiippua savukaasujen johtamista varten. Sisäpiipun ja varsinaisen piipun väliin voidaan järjestää välitys siten, että värähtelyn aikana syntyy värähtelyä vastustavia impaktivoimia. Tätä vaimennusmahdollisuutta selvitettiin ensin tarkastelemalla teoreettisia impaktivaimentimien malleja. Tämän jälkeen laadittiin numeerinen laskentaohjelma, joka huomioi savupiipun rakenteesta johtuvat kaksidimensionaaliset liikesuhteet impaktialueella. Vaimennusidean ja laskentamallin toimivuus testattiin laboratorikokeilla. Kokeet osoittivat vaimennusmenetelmän olevan tehokas. Vaimennusefekti heikkenee jonkin verran, jos impaktiprosessiin osallistuvat rakenneosat ovat staattisessa tilanteessa epäkeskisiä toisiinsa nähden.</p> <p>Tutkimushankeessa tehtiin myös täyden mittakaavan kokeita. Koekohteena oli hoikka teräsrakenteinen piippu, jonka kaksi alinta ominaistajuutta olivat sellaisia, että tuulivirtaukseen liittyvän pyörrerataherätteen aiheuttamat värähtelyt tuli estää vaimentimilla. Piippuun asennettiin kaksi passiivista nestevaimenninta ja impaktivaimennin. Käytetty koetekniikka ei ollut riittävä impaktivaimentimen toimivuuden testaamiseen. Nestevaimentimen osalta sen sijaan saatiin arvokasta tietoa vaimentimen tehokkuudesta käytännön olosuhteissa. Tulokset osoittivat, että vaimentimen tehokkuus heikkenee, kun tuulivirtauksessa olevan rakenteen huippu joutuu kaksidimensionaaliseen värähtelytilaan.</p>			
Avainsanat chimneys, steel structures, vibration control, vibration damping, modelling, simulation, impact damper			
Toimintayksikkö VTT Rakennus- ja yhdyskuntatekniikka, Puumiehenkuja 2 A, PL 1806, 02044 VTT			
ISBN 951-38-6023-X (nid.) 951-38-6024-8 (URL: http://www.inf.vtt.fi/pdf/)		Projektinumero R1SU00720	
Julkaisu-aika Helmikuu 2003	Kieli Suomi	Sivuja 61 s. + liitt. 20 s.	Hinta B
Projektin nimi Piipun impaktivaimennin		Toimeksiantaja(t) Teknologian kehittämiskeskus (Tekes), Kvaerner Pulping Oy, Toivalan Konepaja Oy	
Avainnimeke ja ISSN VTT Publications 1235-0621 (nid.) 1455-0849 (URL: http://www.inf.vtt.fi/pdf/)		Myynti: VTT Tietopalvelu PL 2000, 02044 VTT Puh. (09) 456 4404 Faksi (09) 456 4374	

Author(s) Kärnä, Tuomo, Hakola, Ilkka, Juntunen, Juha & Järvinen, Erkki			
Title Impact damper for steel chimneys			
Abstract <p>This report addresses methods that can be used to mitigate wind-induced vibrations of tall chimneys. Special attention was paid to chimneys that incorporate flues for the exhaust gases. A gap can be constructed between the flue and the load-carrying shell of the chimney. At first, theoretical models of impact dampers were studied. Secondly, a computer program was derived to consider the vibrations of the coupled system of a flue and the main shell. In this model, two-dimensional vibration was considered at each cross-section of the chimney. Laboratory tests were conducted to verify the mitigation concept as well as the numerical model. The tests showed that the damping method considered is effective. Some reduction in the effectiveness occurs if the flue is eccentric relative to the load-carrying shell.</p> <p>In addition, full-scale tests were carried out on a slender steel chimney. The chimney had two eigenmodes that were prone to vibrations due to vortex shedding. The chimney was fitted with two liquid dampers and an impact damper. The test methods that were available to the research were not sufficient to study the effectiveness of the impact damper. However, new information was received on the full-scale performance of liquid dampers. The results indicate that the two-dimensional feature of the chimney's vibration considerably influences the damping mechanism.</p>			
Keywords chimneys, steel structures, vibration control, vibration damping, modelling, simulation, impact damper			
Activity unit VTT Building and Transport, Puumiehenkuja 2 A, P.O.Box 1806, FIN-02044 VTT, Finland			
ISBN 951-38-6023-X (soft back ed.) 951-38-6024-8 (URL: http://www.inf.vtt.fi/pdf/)			Project number R1SU00720
Date February 2003	Language Finnish, Engl. abstr.	Pages 61 p. + app. 20 p.	Price B
Name of project Piipun impaktivaimennin		Commissioned by National Technology Agency (Tekes), Kvaerner Pulping Oy, Toivalan Konepaja Oy	
Series title and ISSN VTT Publications 1235-0621 (soft back ed.) 1455-0849 (URL: http://www.inf.vtt.fi/pdf/)		Sold by VTT Information Service P.O.Box 2000, FIN-02044 VTT, Finland Phone internat. +358 9 456 4404 Fax +358 9 456 4374	

Tutkimuksessa on kehitetty uusi menetelmä korkeiden savupiippujen värähtelyjen estämiseksi. Menetelmä soveltuu rakenteille, joissa savukaasut johdetaan ulos sisäpiipun kautta. Sisäpiipun ja kantavan primaarirakenteen väliin voidaan tällöin suunnitella puskimet, joiden kohdalla ulko- ja sisärakenne törmäävät toisiinsa värähtelyn aikana. Törmäyksistä syntyvät impaktivoimat vastustavat värähtelyliikettä, jos rakenteen värähtelyominaisuudet suunnitellaan sopivasti.

Vaimennustekniikkaa tarkasteltiin ensin teoreettisten mallien avulla. Tämän jälkeen laadittiin numeerinen laskentaohjelma, joka huomioi savupiipun kaksidimensionaaliset liikesuhteet impaktialueella. Vaimennusidean ja laskentamallin toimivuus testattiin laboratorikokeilla. Kokeet osoittivat, että tutkittu menetelmä on tehokas. Tutkimushankeessa tehtiin myös täyden mittakaavan kokeita. Kohteena oli hoikka teräsrakenteinen piippu, jonka kaksi alinta ominaismuotoa oli tarpeen vaimentaa tuulivirtaukseen liittyvän pyörrerataherätteen takia. Piippuun asennettiin kaksi passiivista nestevaimenninta ja impaktivaimennin. Käytetty koetekniikka ei ollut riittävä impaktivaimentimen toimivuuden testaamiseen. Nestevaimentimesta sen sijaan saatiin arvokasta tietoa vaimentimen tehokkuudesta käytännön olosuhteissa.

Tätä julkaisua myy VTT TIETOPALVELU PL 2000 02044 VTT Puh. (09) 456 4404 Faksi (09) 456 4374	Denna publikation säljs av VTT INFORMATIONSTJÄNST PB 2000 02044 VTT Tel. (09) 456 4404 Fax (09) 456 4374	This publication is available from VTT INFORMATION SERVICE P.O.Box 2000 FIN-02044 VTT, Finland Phone internat. +358 9 456 4404 Fax +358 9 456 4374
---	---	---