



Teknillinen tiedekunta

Konetekniikan osasto

BK10A0400 Kandidaatintyö ja seminaari

KANDIDAATINTYÖ

Moodianalyysin perusteet

Basics of Experimental Modal Analysis

Lappeenrannassa 30.11.2009

JANNE HEIKKINEN, 0280078

SISÄLLYSLUETTELO

1 JOHDANTO	1
1.1 SELVITYKSEN TAUSTA.....	1
1.2 TYÖN RAJAUS	2
2 VÄRÄHTELYN TEORIA	3
2.1 VÄRÄHTELYMEKANIikka.....	4
2.1.1 Ominaisaajuudet ja -muodot	5
2.2 TAAJUUSVASTEfunkTIO.....	9
3 MOODIANALYYSI	11
3.1 MOODIANALYYSILAITTEISTO	11
3.2 VÄRÄHTELEVÄN KAPPALEEN OMINAISTAAJUudet JA -MUODOT	15
3.3 MOODIANALYYSISTÄ SAATAVA DATA	15
3.4 MITTAUSTAPAHTUMA.....	21
4 MOODIANALYYSI KÄYTÄNNÖSSÄ	22
4.1 VÄRÄHTELYN AIHEUTTAMAT HAITAT.....	23
4.2 MOODIANALYYSI KÄYTÄNNÖN SOVELLUKSENA.....	23
4.2.1 Esimerkkimittaus	25
5 JOHTOPÄÄTÖKSET	27
5.1 JATKOSELVITYSTARPEET	28
LÄHDELUETTELO	29
LIITTEET	

KÄYTETYT MERKINNÄT

Symbolit

m	värähtelijän massa
c	vaimennuskerroin
k	värähtelijän jousivakio
\ddot{x}	aseman toinen aikaderivaatta eli kiihtyvyys
\dot{x}	aseman ensimmäinen aikaderivaatta eli nopeus
x	asema ajan suhteen
M	massamatriisi
C	vaimennusmatriisi
K	jäykkyyssmatriisi
\mathbf{x}	paikkavektori ajan suhteen
$\dot{\mathbf{x}}$	nopeusvektori
$\ddot{\mathbf{x}}$	kiihtyvyyssvektori
\mathbf{f}	voimavektori
t	aika
	ominaiskulmataajuus
ζ	vaimennuskerroin
f	ominaistaajuus
\mathbf{q}	vakiovektori
I	yksikkömatriisi
\tilde{K}	massanormeerattu jäykkyyssmatriisi
j	imaginääriyksikkö
\mathbf{v}	vakiovektori
A	vakiotermi
F	voima
X	vakiotermi
H	kompleksimuotoinen taajuusvastefunktio
ζ_s	vaimennussuhde

1 JOHDANTO

Moodianalyysi on kokeellinen menetelmä, jolla määritetään systeemin ominaisuuksia, ominaismuotoja ja vaimennusta. Menetelmässä systeemiin johdetaan heräte ja tutkitaan miten systeemi käyttäytyy. Moodianalyysi vaatii oman laitteiston, joka on rakennettu vain moodianalyysiä varten, vaikka joitain laitteiston osia voi myös käyttää muissa käytännön sovelluksissa. Menetelmä perustuu systeemien luonnolliseen ominaisuuteen värähdellä tasapainoaseman ympärillä. Itse mittaustapahtuma on hyvin käytännönläheinen vaikka teoria ilmiön taustalla on monimutkainen ja sen ymmärtäminen vaatii huomattavaa perehtymistä.

1.1 SELVITYKSEN TAUSTA

Moodianalyysi kuuluu oleellisesti koneiden ja laitteiden dynaamisten ominaisuuksien tutkimiseen ja sitä käytetään opetuksessa Lappeenrannan teknillisen yliopistossa konetekniikan koulutusohjelmassa virtuaalisuunnittelun syventymiskohteessa. Lappeenrannan teknillisen yliopiston koneensuunnittelun laboratoriossa on moodianalyysilaitteisto (kuva 1.1), johon ei vuosien saatossa ole tehty yksinkertaista selvitystä laitteen toimintaperiaatteista. Kandidaatintyössä on tarkoitus tehdä laitteen toiminnasta tiivis ja selkokielenen katsaus, jota on mahdollista käyttää myöhemmin ohjeistuksena tutustumisessa moodianalyysilaitteistoon.



Kuva 1.1. Lappeenrannan teknillisen yliopiston moodianalyysilaitteisto.

1.2 TYÖN RAJAUS

Työssä selvitetään moodianalyysilaitteiston toimintaperiaatteita yhden ja kahden vapausasteen vaimennetuille systeemeille värähtelymekaniikan ja fysiikan kannalta. Moodianalyysilaitteiston signaalinkäsittelyyn työssä ei perehdytä. Useamman vapausasteen systeemin teoria rajataan työn ulkopuolelle, sillä sovellettavat fysiikanlait ja käytettävät yhtälöt ovat samoja, joskin yhtälöt ovat huomattavasti monimutkaisempia käytettävien matriisien dimensioiden kasvaessa. Kuvaajia esitettäessä käytetään myös useamman vapausasteen systeemiä havainnollisuuden parantamiseksi. Työssä keskitytään moodianalyysistä saatavaan dataan ja moodianalyysin sekä värähtelyjen teorian käsittely jätetään yhtälöiden esittelyn tasolle. Kirjallisen selvityksen lisäksi tehdään esimerkkimittaus Lappeenrannan teknillisen yliopiston älykkäiden koneiden laboratoriossa sijaitsevalle puominosturin puomille.

2 VÄRÄHTELYN TEORIA

Kaikille kappaleille on ominaista värähdellä tasapainoasemansa ympärillä. Suunnitellussa koneita ja laitteita kappaleiden värähtelyt on otettava huomioon, jotta vältetään epätoivotuilta tilanteilta, joita kappaleiden värähtelyt voivat aiheuttaa. Monissa arkipäivän tilanteissa värähtelystä on hyötyä, esimerkiksi kitaran kieli värähtelee soidessaan. Epätoivottava värähtely voi puolestaan olla esimerkiksi maankuoren värähtely maanjäristyksen aiheuttamana. Koneensuunnittelussa värähtelyä ei voida poistaa eikä sitä tarvitsekaan, kunhan tiedetään värähtelyn ominaisuudet ja otetaan ne huomioon suunnittelussa. Kun tunnetaan värähtelyn teoriaa, värähtelyjä voidaan analysoida, mitata ja hallita siten, etteivät ne vahingoita staattisia rakenteita tai mekaanisten koneiden osia käytön aikana. (Inman 2001, s. 1-2)

Eri systeemeille on tyypillistä värähdellä eri taajuuksilla ja eri amplitudilla. Taulukossa 1 on esitetty muutamien eri suuruusluokan systeemien taajuuksia ja amplitudeja. Kuten yleisesti tiedetään, atomitasolla tapahtuu jatkuvasti värähtelyä. Systeemiä ympäröivä lämpö saa atomit värähtelemään satunnaisesti eri suuntiin ja törmäilemään toisiinsa, jolloin systeemin lämpötila nousee samalle tasolle kuin ympäristön lämpö. Atomien värähtelyn taajuus on luokkaa 10^{12} Hz eli värähtely on äärimmäisen nopeaa, jolloin atomien amplitudi on luokkaa 10^{-7} mm. Jos verrataan atomien kokoa värähtelyn amplitudiin, huomataan, että amplitudi on suuruudeltaan samaa luokkaa atomin halkaisijan kanssa (pienimmän atomin heliumin halkaisija on noin $0,6 \cdot 10^{-7}$ mm ja suurimman atomin cesiumin halkaisija on noin $5,2 \cdot 10^{-7}$ mm (Seppänen, et al. 1991, s. 132)). Taulukosta 1 nähdään edelleen, että alin taajuus, jonka ihminen havaitsee, on noin 1-8 Hz ja värähtelyn amplitudi on noin 10^{-2} mm. Voidaan huomata ihmisen aistien tunnistavan hyvinkin pienen amplitudin, johon verrattuna havaittava taajuus on verrattain korkea. Seuraavaksi taulukossa 1 on esitetty koneiden ja rakenteiden värähtelyjen taajuudet ja amplitudit, jotka luonnollisesti ovat mielenkiintoisimmat tutkittavat värähtelyn taajuudet koneensuunnittelun kannalta. Taulukosta 1 voidaan lukea koneiden ja rakenteiden värähtelyn taajuuden suuruusluokaksi 10-1000 Hz ja amplitudiksi 10^{-2} -1 mm. Tutkittaessa koneenosien ja rakenteiden ominaistaajuuksia, voidaan ominaistaajuudet, jotka ovat karkeasti edellä mainitun taajuusalueen ulkopuolella, tiputtaa tarkastelusta pois. Korkeat rakennukset kuten

pilvenpiirtäjät jo korkeat tornit huojuvat tuulessa taajuudella 1-5 Hz ja niiden amplitudi on luokkaa 10-1000 mm. Rakennusten huojunnan taajuus on varsin korkea, jos otetaan huomioon rakennusten korkeus, joka voi olla satoja metrejä. Amplitudit ovat melko pieniä, jos verrataan niitä edelleen rakennusten korkeuteen. Suunniteltaessa korkeita rakennuksia huojunta on kuitenkin otettava oleellisesti huomioon. Yleisesti tarkastelemalla taulukkoa 1 huomataan, että värähtelyn taajuus on sitä pienempi, mitä suuremmasta systeemistä on kyse. Värähtelyn amplitudi on luonnollisesti sitä suurempi, mitä suurempi systeemi on. Värähtelyn amplitudin suhde värähtelijän kokoon kuitenkin pienenee systeemin suurentuessa. Atomitasolla suhde on luokkaa 1:1 ja korkeiden rakennusten kohdalla noin luokkaa 1:100-10000. (Inman 2001, s. 361)

Taulukko 1. Eri systeemien värähtelyiden taajuuksien ja siirtymien suuruusluokkia. (Inman 2001, s. 361)

	taajuus (Hz)	amplitudi (mm)
atomien värähtely	10^{12}	10^{-7}
ihmisen havaitsemiskynnys	1-8	10^{-2}
koneiden ja rakenteiden värähtely	10-1000	10^{-2} -1
korkeiden rakennusten huojunta	1-5	10-1000

2.1 VÄRÄHTELYMEKANIikka

Värähtelyn perustana on kappale, jolla on massa. Kappaleeseen on varastoitunut energiaa, potentiaalienergiaa, sen ollessa paikallaan. Kun kappaleeseen aiheutetaan ulkoinen voima, kuten isku, kappale alkaa liikkua ja kappaleen kiihdyttämiseen käytetty energia varastoituu kappaleen kineettiseksi energiaksi. Kappaleeseen on siten varastoitunut enemmän energiaa kuin sen ollessa paikoillaan, jolloin ylimääräinen energia aiheuttaa kappaleeseen värähtelyä kappaleen pyrkiessä kohti tasapainoasemaa. Värähtely voi olla suuntautunut yhtä aikaa useaan eri suuntaan. (Inman 2001, s. 2)

Harmonisen värähtelyn liikeyhtälö yhden vapausasteen vaimennetulle systeemille, johon ei vaikuta ulkoisia voimia on muotoa

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0, \quad (2.1)$$

missä m on värähtelijän massa, \ddot{x} on aseman toinen aikaderivaatta eli kiihtyvyys, c on vaimennuskerroin, \dot{x} on aseman ensimmäinen aikaderivaatta eli nopeus, k on värähtelijän jousivakio ja x on asema ajan suhteen. (Inman 2001, s 16)

Yhtälöstä 2.1 saadaan laajennettua liikeyhtälö n vapausasteen vaimennetulle värähtelijälle, johon vaikuttaa ulkoisia voimia yhtälö matriisimuodossa

$$M\ddot{\mathbf{x}} + C\dot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = \mathbf{f}(t), \quad (2.2)$$

missä M on massamatriisi, C on vaimennusmatriisi ja K on jäykkyysmatriisi. Kaikki matriisit ovat dimensioiltaan $n \times n$ matriiseja. \mathbf{x} on paikkavektori ajan suhteen, josta saadaan ensimmäinen aikaderivaatta $\dot{\mathbf{x}}$, joka on nopeusvektori ja toinen aikaderivaatta $\ddot{\mathbf{x}}$, joka on kiihtyvyysektori. Voimavektori \mathbf{f} on ulkoisten vaikuttavien voimien summavektori. (Craig & Kurdila 2006, s. 211)

2.1.1 OMINAISTAAJUUDET JA -MUODOT

Systeemien ominaistajuuDET ovat sen ominaisuuksista riippuvia taajuuden arvoja, joilla systeemi resonoi herätteeseen. Jokaista ominaistajuutta kohti on ominaismuoto eli moodi, joka on erimuotoinen jokaiselle ominaistajuudelle, toisin sanoen samaa ominaismuotoa ei voi esiintyä kahdella eri ominaistajuudella. Todellisuudessa kappaleilla on loputon määrä ominaistajuuksia, eikä systeemien vapausasteiden määrää voida määrittää, mutta laskennassa todellisia systeemejä yksinkertaistetaan määräämällä systeemeille tietty määrä vapausasteita, jolloin yhtä vapausastetta vastaa yksi ominaistajuus. Yksinkertaistuksessa systeemille annetaan vapausasteita sen mukaan, miten monimutkainen systeemi on tai

kuinka monta ominaistajuutta halutaan selvittää. Mitä enemmän vapausasteita, sitä paremmin malli kuvaa todellista rakennetta (Maia & Silva 1997, s. 49)

Ominaistajuudet voidaan ratkaista liikeyhtälöstä (kaava 2.2). Vaimentamattoman yhden vapausasteen vapaasti värähtelevän systeemin ominaiskulmataajuus on

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (2.3)$$

josta edelleen saadaan alikriittisesti vaimennetulle yhden vapausasteen vapaasti värähtelevälle systeemille ominaiskulmataajuus

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}, \quad (2.4)$$

missä ζ on vaimennuskerroin ($0 < \zeta < 1$). (McConnell 1995, s. 66-67)

Ominaiskulmataajuudella ja ominaistajuudella on yhteys

$$f = \frac{\omega}{2\pi}, \quad (2.5)$$

missä f on ominaistajuus (Inman 2001, s. 10). Usein puhutaan ominaistajuudesta, vaikka varsinkin laskennassa käytetään nimenomaan ominaiskulmataajuuksia ω .

Useamman vapausasteen vaimennetun värähtelyn ominaistajuuksien ja muotojen laskemiseksi on olemassa kolme eri menetelmää. Ensimmäisessä menetelmässä ominaistajuudet ja muodot saadaan laskettua superpositioperiaatteella vaimentamattoman systeemin reaali- ja imagiini- osien avulla. Toisessa menetelmässä taajuudet ja muodot saadaan käyttäen superpositioperiaatetta vaimennetun värähtelyn kompleksimuodoista. Kolmas vaihtoehto on käyttää suoraa integrointia toisiinsa kytköksissä oleviin liikeyhtälöihin. (Craig & Kurdila 2006, s. 296)

Useamman vapausasteen vaimennetun värähtelyn ominaistajuudet ja muodot esitetään ensimmäisellä menetelmällä, sillä monissa tilanteissa vaimennusta on hankala tai jopa mahdotonta selvittää ja vaimennuksen vaikutus on erittäin vähäinen vaimennuskertoimen ollessa normaalisti noin 0.01-0.1 (Craig & Kurdila 2006, s. 327). Esitetään useamman vapausasteen vaimentamattoman systeemin liikeyhtälö, johon ei vaikuta ulkoisia voimia, matriisimuodossa

$$M\ddot{\mathbf{x}} + K\mathbf{x} = 0, \quad (2.6)$$

jossa vektori \mathbf{x} korvataan

$$\mathbf{x} = M^{-1/2}\mathbf{q}, \quad (2.7)$$

missä $M^{-1/2}$ on massamatriisin käänteinen neliöjuuri, joka on massamatriisin tavoin diagonaalimatriisi ja \mathbf{q} on vakiovektori. Sijoittamalla edellinen yhtälö ja sen toinen aikaderivaatta liikeyhtälöön saadaan

$$M^{-1/2}MM^{-1/2}\ddot{\mathbf{q}}(t) + M^{-1/2}KM^{-1/2}\mathbf{q}(t) = 0, \quad (2.8)$$

joka voidaan kirjoittaa edelleen

$$I\ddot{\mathbf{q}}(t) + \tilde{K}\mathbf{q}(t) = 0, \quad (2.9)$$

missä I on yksikkömatriisi ja \tilde{K} on massanormeerattu jäykkyydematriisi. Jos \mathbf{q} :lle annetaan ratkaisuyrite

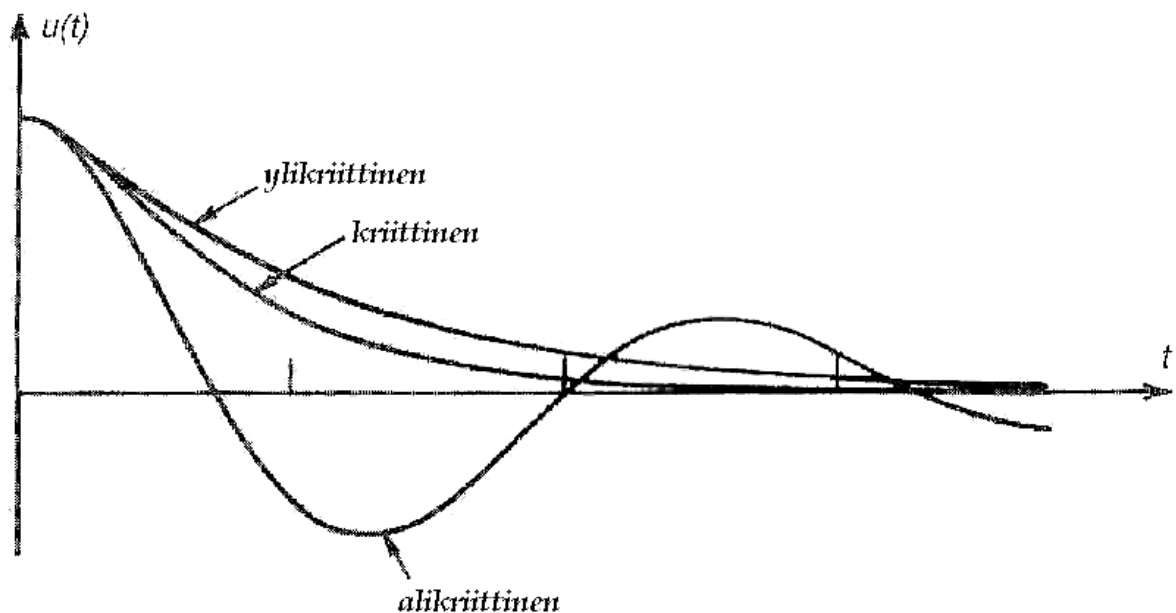
$$\mathbf{q}(t) = \mathbf{v}e^{j\omega t}, \quad (2.10)$$

missä \mathbf{v} on vakiovektori. Voidaan kirjoittaa

$$\tilde{K}\mathbf{v} = \omega^2\mathbf{v}, \quad (2.11)$$

josta voidaan ratkaista ω , jolle saadaan ratkaisuja yhtä monta kuin systeemillä on vapausasteita. Kun ω :n arvot sijoitetaan takaisin yhtälöön, saadaan kutakin ominaiskulmataajuutta vastaavat ominaismuodot ratkaisemalla vektorit \mathbf{v} . (Inman 2001, s. 256-257)

Vaimennetun värähtelyn ominaisuuksiin kuuluu vaimentua nopeudella, joka riippuu värähtelyn vaimennuskertoimesta. Hyvin pienellä vaimennuskertoimella värähtely voi jatkua hyvinkin pitkään ja kun lähestytään vaimennuskerrointa 1, värähtely vaimenee koko ajan nopeammin. Kertoimella 1 värähtelyä sanotaan kriittisesti vaimennetuksi värähtelyksi, jolloin vaimennus tappaa värähtelyn välittömästi, eikä se oskilloi tasapainoaseman ympärillä, mutta asettuu kuitenkin nopeasti tasapainoasemaansa. Ylikriittisesti vaimennettu värähtely tarkoittaa sitä, että värähtely on vaimennettu niin voimakkaasti, ettei se pääse edes lähestymään kovin nopeasti tasapainoasemaa. Käytännössä tämä merkitsee sitä, että kaikki tutkittavat rakenteet ovat luonteeltaan alikriittisesti vaimennettuja systeemejä, sillä niille on ominaista värähdellä tasapainoasemansa ympärillä. Eri vaimennustapaukset on esitetty kuvassa 2.1. (Craig & Kurdila 2006, s. 63)



Kuva 2.1. Eri vaimennustapaukset. (Craig & Kurdila 2006, s. 62)

2.2 TAAJUUSVASTEFUNKTIO

Taajuusvastefunktio (yleisesti kirjallisuudessa käytetään lyhennettä FRF, *frequency response function*) on systeemin liikeyhtälöstä johdettava kompleksimuotoinen funktio, josta saadaan luettua systeemin ominaistajuuDET, vaimennussuhde ja ominaismuodot. Systeemiin vaikuttava harmoninen värähtely voidaan lausua Eulerin kaavan avulla kompleksisessa eksponentiaalimuodossa

$$Ae^{j\omega t} = A\cos \omega t + (A\sin \omega t)j \quad (2.12)$$

joka voidaan kirjoittaa yleiseen yhden vapausasteen liikeyhtälöön ulkoiseksi vaikuttavaksi voimaksi

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0 e^{j\omega t}. \quad (2.13)$$

Jos liikeyhtälölle annetaan eksponentiaalinen kompleksimuotoinen ratkaisuyrite ja muunnetaan liikeyhtälö Laplacen muunnoskaavojen avulla muotoon

$$(-\omega^2 m + cj\omega + k)Xe^{j\omega t} = F_0 e^{j\omega t}, \quad (2.14)$$

saadaan kompleksimuotoinen taajuusvastefunktio

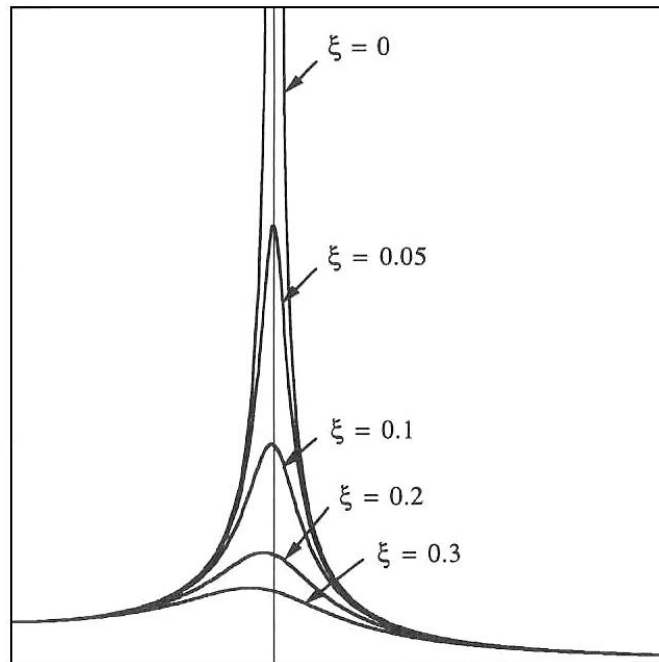
$$H(j\omega) = \frac{1}{k - m\omega^2 + c\omega j}. \quad (2.15)$$

(Inman 2001, s. 109-110)

Vaimennus vaikuttaa taajuusvastefunktioon siten, että sen huippukohtien arvot ovat sitä matalampia, mitä voimakkaammin systeemi on vaimennettu. Taajuusvastefunktion huippukohdista saadaan vaimennussuhde puolitehopisteiden avulla kaavalla

$$\zeta_s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{2\omega_n}, \quad (2.16)$$

missä ω_1 ja ω_2 ovat puolitehopisteitä ja ω_n on taajuusvastefunktion arvo huippukohdassa (Inman 2001, s. 511). Vaimennuksen vaikutus taajuusvastefunktioon voidaan nähdä kuvasta 2.2.



Kuva 2.2. Vaimennuksen vaikutus taajuusvastefunktioon. (Maia & Silva 1997, s. 11)

Taajuusvastefunktio ilmoittaa vasteen suhteen herätteeseen. Heräte on aina voima N . Vaste voi olla kiihtyvyys, nopeus tai asema ja vasteen yksiköstä riippuu, millä nimellä taajuusvastefunktiota kutsutaan. Jos vasteena on siirtymä, yhtälöä voidaan kutsua nimellä *receptance* (jousto). Nopeuden ollessa vasteena, yhtälöä kutsutaan nimellä *mobility* (liikkuvuus). Kiihtyvyyttä mitattaessa funktiota voidaan kutsua nimellä *accelerance* tai *inertiance* (kiihtyvyyssyky) (kansainvälinen standardointi suosittelee käyttämään ensimmäistä, sillä jälkimmäistä käytetään yleisesti akustiikassa). Edellä esitetyt nimet funktiolle on englanninkielellä, sillä yleisesti myös suomenkielisessä kirjallisuudessa nimet esitetään englanniksi, eikä näille ole yksiselitteisiä suomenkielisiä vastineita, suluissa on kuitenkin esitetty vapaat suomennokset termeille. Edellisten käänteisfunktioina saadaan *dynamic stiffness* (dynaaminen jäykkyys), joka on vaste jaettuna joustolla, *mechanical*

impedance (mekaaninen impedanssi), joka on vaste jaettuna liikkuvuudella ja *apparent mass* (näennäinen massa), joka on vaste jaettuna kiihtyvyydellä. (Maia & Silva 1997, s. 38)

Mitattava vaste valitaan sen perusteella, mitä systeemiä halutaan selvittää ja millaisia ominaisuuksia systeemillä on. Siirtymää mitataan, jos mitattavat taajuudet ovat matalia ja halutaan mahdollisimman havainnollista esitystapaa. Nopeutta mitattaessa saadaan selville suoraan värähtelyn sisältämä energia ja usein koneille annetut värähteläkriteerit on annettu nopeuksina. Kiihtyvyyden mittaukset korostavat korkeampia taajuuksia. Korkeampia taajuuksia halutaan selvittää esimerkiksi laakerivikoja, hammaspyörien ryntövikkoja ja melua aiheuttavia värähtelyjä selvittäessä. Kiihtyvyyden mittauksen hyvä puoli on se, että sen arvo saadaan mitattua suoraan anturilta, jolloin virhemahdollisuudet vähenevät, sillä nopeutta ja siirtymää mitattaessa kiihtyvyyden arvo on derivoitava ajan suhteen, jotta saadaan selville taajuusvastefunktio. (Kainulainen 1987, s. 10)

3 MOODIANALYYSI

Moodianalyysillä on tarkoitus selvittää rakenteen ominaistaajuuksia, jotta ne voidaan ottaa huomioon suunniteltaessa koneita. Lähellä rakenteen ominaistaajuuksia olevia taajuuksia on vältettävä, jottei rakenne ala resonoida käytön aikana. Moodianalyysimittauksessa annetaan rakenteelle herätetaajuuksia taajuusalueelta, joita koneen käytön aikana voi esiintyä. Tavallisesti tämä taajuus on muutamasta hertsistä satoihin hertseihin. Rakenne resonoi, kun herätetaajuus on lähellä sen ominaistaajuutta. Resonointi havaitaan antureilla, jotka on kiinnitetty rakenteeseen.

3.1 MOODIANALYYSILAITTEISTO

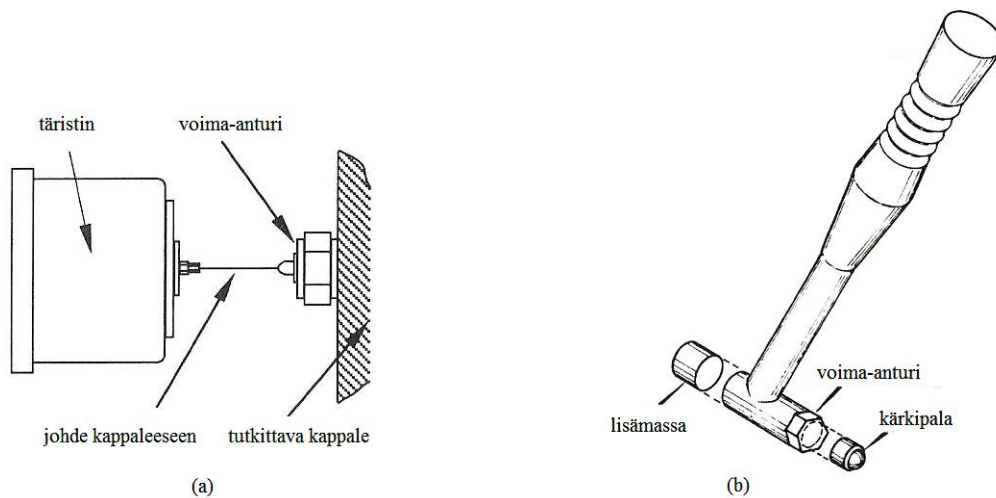
Moodianalyysilaitteisto koostuu aina samoista peruskomponenteista. Perustana on tietokone, jossa on ohjelmisto, joka pystyy käsittelemään mittauksista saatavaa dataa. Data koneelle on syötettävä A/D-muuntimen läpi, jotta mittauksista saatava analoginen signaali

saadaan digitaaliseksi. Signaali A/D-muuntimelle tulee vahvistimilta, jotka vahvistavat sekä sisäänmenon (*input*) että ulostulon (*output*). Sisäänmenona on yksi (*SI, single input*) tai useampia (*MI, multiple input*) värinäherätteen aiheuttajia ja ulostulona yksi (*SO, single output*) tai useampia (*MO, multiple output*) antureita tai vastaavia tunnistimia, molempia on kuitenkin oltava vähintään yhdet, jotta mittaukset voidaan suorittaa. Eri tapauksista voidaan käyttää lyhenteitä SISO, SIMO, MISO tai MIMO, sen mukaan kuinka monta sisäänmenoa ja ulostuloa mittauksessa on (Maia & Silva 1997, s. 452-453). Jos käytettävissä on useampia antureita tai herätteen antajia, antureiden ja herätteiden paikkoja ei tarvitse muuttaa kesken mittauksen. Jos käytettävissä on ainoastaan yksi heräte ja yksi anturi, on anturin tai herätteen paikkaa muutettava mittauksen aikana, jotta mittauksesta saatavasta taajuusvastefunktion kuvaajasta voidaan selvittää myös systeemin ominaismuodot. (Maia & Silva 1997, s. 125-127)

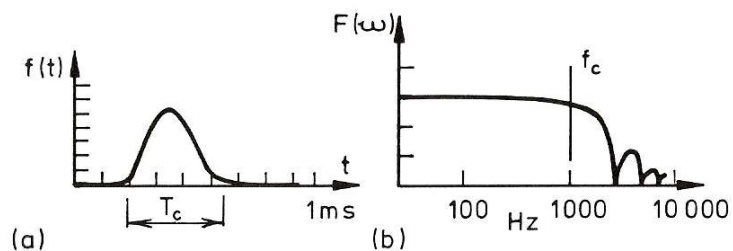
Perinteisesti sisäänmenona käytetään joko tärhistintä (kuva 3.1 a), joka aiheuttaa systeemille määrätyn herätteen tai impulssivasaraa (kuva 3.1 b), joka laitteen yksityiskohdista riippuen antaa jatkuvan spektrin eritaajuuksisia herätteitä systeemille. Sähkömagneettisella tai ó hydraulisella tärhistimellä saadaan helposti annettua siniaaltoisia tai vastaavia herätteitä koko tutkittavalta taajuusalueelta. Hyvin tunnetusta sisäänmenosignaalista saadaan helposti mitattua vastaavat ulostulosuureet ja prosessi on helposti hallittavissa. Tärhistintä voidaan käyttää myös rakenteiden väsymisanalysissä, sillä rakenteeseen voidaan johtaa herätettä samalla taajuudella tuntikausia. Väsytytystä rakenteesta mitataan ulostulosuureita aika-ajoin, jolloin huomataan, jos rakenne alkaa väsyä värähtelyn vuoksi. Tärhistinten haittapuolena on niiden koko, jota on kasvatettava sitä mukaa, kun mitattava systeemi kasvaa. Luonnollisesti tärhistimellä on massaa, joka voi aiheuttaa vääristymää tuloksiin, jos tärhistin on sijoitettu siten, että se aiheuttaa lisämassaa suoraan tutkittavaan rakenteeseen. Ongelma voidaan poistaa siten, että heräte annetaan sellaisesta suunnasta, ettei tärhistin lepää tutkittavan rakenteen päällä. Toinen vaihtoehto on johtaa tärhistimen heräte rakenteeseen akselia, jännitettyä kaapelia tai vastaavaa kappaletta pitkin. (Inman 2001, s. 497-498)

Nykyään käytetään tärhistimen sijaan useammin impulssivasaraa, joka on tavallisen vasaran näköinen ja jonka lyöntipäässä on kärkipala ja voima-anturi, jotta voidaan mitata vasaran

antama heräte. Impulssivasara ei aiheuta täristimen tavoin massaa rakenteelle ja sitä on huomattavasti nopeampaa käyttää kuin täristintä, jonka asennus on jokaisessa mittauksessa suoritettava erikseen. Impulssivasaran isku tuottaa rakenteeseen herätespektrin (kuva 3.2). Vaikka isku on kestoltaan vain sekunnin kymmenysten pituinen se antaa tarpeeksi laajan taajuusalueen, kun valitaan sopivan kokoinen impulssivasara ja sopivan kova kärki vasaraan. Rajataajuuden f_c jälkeen iskun voima vähenee, eivätkä sitä suuremmat taajuudet rakenteessa enää resonoi. (Inman 2001, s. 499)



Kuva 3.1. (a) Täristin ja (b) impulssivasara (Ewins 1984, s. 103, Maia & Silva 1997, s. 133)



Kuva 3.2. Impulssivasaran iskun voimakkuuden kuvaaja (a) ajan funktiona ja (b) taajuuden funktiona (Ewins 1984, s. 103)

Yleisesti ulostulona käytetään liikkeitä mittaavia antureita. Anturit voivat mitata siirtymää, nopeutta tai kiihtyvyyttä. Joissain tapauksissa voidaan käyttää myös paineantureita, voima-

antureita, venymäliuskoja, mikrofoneja tai pulssiantureita. On huomattava, että ne anturit, jotka ovat kosketuksissa mitattavaan systeemiin, on kiinnitettävä systeemiin siten, etteivät ne pääse liikkumaan mittauksen aikana. Tämä aiheuttaa virhettä mittauksiin, sillä kiinnitys voi vaimentaa anturin saamaa herätettä. Seuraavaksi esitetään muutamia liikettä mittaavia antureita sekä niiden ominaisuuksia (Kainulainen 1987, s. 17-18):

- Piezosähköinen kiihtyvyyssanturi on nykyään yleisimmin käytetty anturi. Se on pienikokoinen, kevyt ja kulumaton, eikä se ole herkkä ympäristön häiriöille. Amplitudin ja taajuuden mittausalue on laaja, alin mitattavissa oleva taajuus on noin 0,2 Hz
- Potentiometriin perustuva kiihtyvyyssanturi on halpa mutta tarkkuudeltaan huono, sillä ei voida mitata suuria kiihtyvyyksiä eikä taajuuksia ja se kuluu käytössä.
- Kapasitanssiin perustuva siirtymäanturi on kosketukseton systeemiin, herkkä ja pienikokoinen ja sillä voidaan mitata laajalta taajuusalueelta. Mitattavan pinnan on kuitenkin oltava sähköä johtava, anturi on vaikea kalibroida ja se mittaa vain pieniä siirtymiä.
- Reluktanssiin perustuva siirtymäanturi on tarkka ja se sopii matalille taajuuksille. Se mittaa suhteellista siirtymää, joka on otettava huomioon tuloksissa. Se on sähköisesti monimutkainen, sillä se tarvitsee erillisen teholähteen, eikä sillä pystytä mittaamaan korkeita taajuuksia.
- Magneettinen nopeusanturi on suurikokoinen ja kuluva, häiriöherkkä sekä mitattava taajuusalue on kapea.
- Muuntajaan perustuva siirtymäanturi on kosketukseton systeemiin ja kulumaton ja se sopii matalille taajuuksille. Sillä ei pystytä mittaamaan korkeita taajuuksia, se on herkkä mitattavan akselin virheille ja kalibrointi täytyy suorittaa laitteelle sen ollessa asennettuna.
- Venymäliuskoihin perustuva kiihtyvyyssanturi sopii matalille taajuuksille. Se vaatii tarkan teholähteen ja sen amplitudin ja ylimmän taajuuden mittausalue on rajoitettu.

On myös olemassa suhteellisen uusi menetelmä värähtelyn taajuuden ja amplitudin havaitsemiseksi. Siinä käytetään laseria, joka heijastetaan mitattavasta pinnasta takaisin

mittalaitteeseen. Laite on kosketukseton mitattavaan systeemiin ja se on erittäin tarkka, taajuuden ylärajan ollessa 250 KHz luokkaa ja siirtymän vain nanometrejä. Mittauksesta saadaan tuloksena värähtelylle taajuusvastefunktion lisäksi useita muita esitysmuotoja, kuten värähtely ajan funktiona, Fourierin transformaatio ja koherenssifunktio. (Inman 2001, s. 501)

3.2 VÄRÄHTELEVÄN KAPPALEEN OMINAISTAAJUUKSET JA -MUODOT

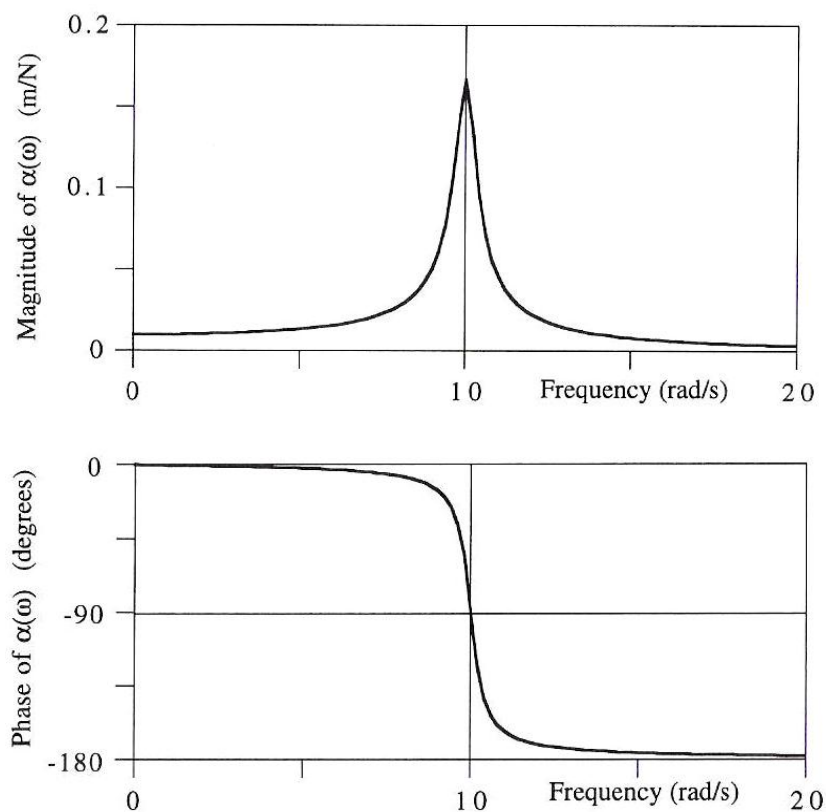
Toimiessaan koneet aiheuttavat värähtelyitä, jotka johtuvat edelleen konetta ympäröiviin rakenteisiin koneen itsensä lisäksi. Värähtelyt johtuvat koneen käyntitilan muutoksista, systeemin epätasapainosta, akselien suuntausvirheistä tai epäkeskosta sekä erilaisista ulkoisista häiriötekijöistä. Yksin herätetaajuudella värähtely ei aiheuta rakenteeseen resonanssia, mutta jos rakenteeseen vaikuttaa värähtelyn lisäksi ulkoinen voima oikeaan kohtaan ja oikeassa suunnassa, rakenne resonoi. (Kainulainen 1987, s. 3)

Otetaan esimerkiksi palkki, joka on tuettu kiinteästi toisesta päästä, toinen pää on vapaa. Eräs palkin ominaismuodoista on vapaan pään liike vertikaalisessa suunnassa. Jos palkkiin aiheutuu värähtely, jonka taajuus on kyseistä ominaismuotoa vastaavan herätetaajuuden lähellä ja palkin päähän kohdistuu ulkoinen voima joko ylös- tai alaspäin, palkki alkaa resonoida. Jos palkki resonoi tarpeeksi kauan, se voi menettää muotonsa ja jos se liittyy edelleen muihin rakenteisiin, palkin muodonmuutoksesta johtuen koko rakenne on vaarassa.

3.3 MOODIANALYYSISTÄ SAATAVA DATA

Taajuusvastefunktiosta voidaan piirtää Boden diagrammi (kuva 3.3). Se koostuu kahdesta kuvaajasta, joissa molemmissa on yleensä logaritmisella x-akselilla taajuus ω ja ensimmäisessä kuvaajassa y-akselilla taajuusvastefunktion suuruuden $H(\omega)$ itseisarvo, joka ilmoitetaan yleensä desibeleinä dB ja toisessa y-akselina taajuusvastefunktion vaihe-ero, joka ilmoitetaan asteina. Useamman vapausasteen systeemin kuvauksessa käytetään

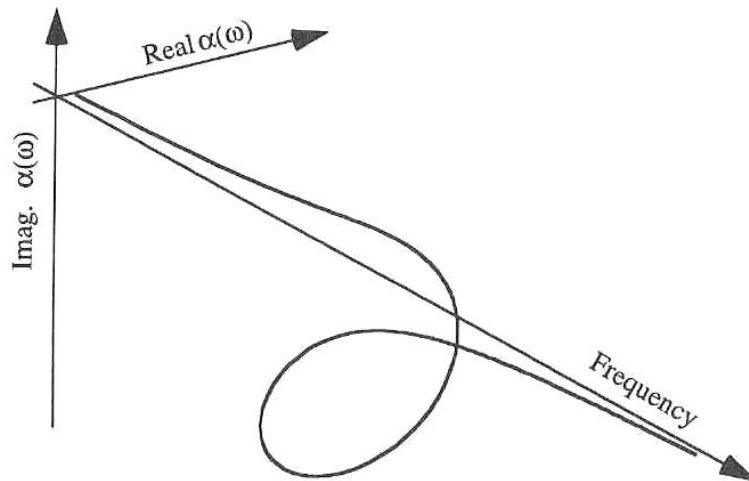
useimmiten x-akselilla logaritmista asteikkoa sen vuoksi, että tarkasteltava taajuusalue on varsin laaja ja mielenkiintoisimmat taajuudet ovat asteikon alkupäässä, mutta korkeammatkin taajuudet on otettava huomioon. Yhden vapausasteen tapauksessa, kuten kuvassa 3.3 on esitetty, logaritmista asteikkoa ei tarvitse käyttää x- eikä y-akselilla, sillä kuvaajassa on vain yksi huippukohta, joka saadaan kuvaajaan lineaarisillakin asteikoilla. Jos vapausasteita on useampia ja yksikkönä käytetään desibelejä, taajuusvastefunktion suuruus on jo itsessään logaritminen, sillä desibeli on logaritminen suuruuden yksikkö. Ne taajuudet, joissa taajuusvastefunktio saa huippukohtia, ovat systeemin ominaiskulmataajuuksia. (Maia & Silva 1997, s. 32-35)



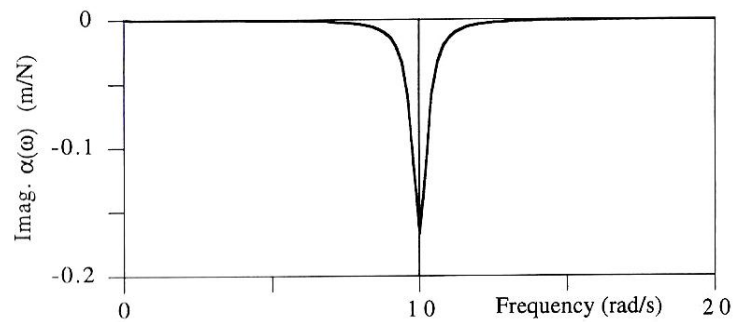
Kuva 3.3. Bode diagrammi yhden vapausasteen systeemille. (Maia & Silva 1997, s. 34-35)

Kompleksimuotoisesta taajuusvastefunktiosta voidaan piirtää kolmiulotteinen kuvaaja (kuva 3.4), jossa taajuus on kuvattu sekä reaaliakselin että imaginääriakselin suhteen. Jos kuvaajaa tarkastellaan kaksiulotteisena, voidaan tarkastella taajuutta imaginääriakselin suhteen (kuva 3.5) ja taajuutta reaaliakselin suhteen (kuva 3.6) tai imaginääriakselia

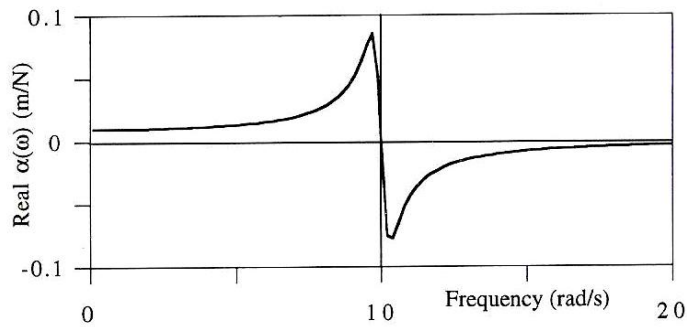
reaaliakselin suhteen (kuva 3.7). Systemin ominaisuudet voidaan selvittää kuvaajasta, jossa taajuus on kuvattuna imaginääriasteikolla. Kuvaajaa, jossa imaginääriakseli on kuvattuna reaaliakselin suhteen, kutsutaan Nyquistin diagrammiksi (Maia & Silva 1997, s. 32-35).



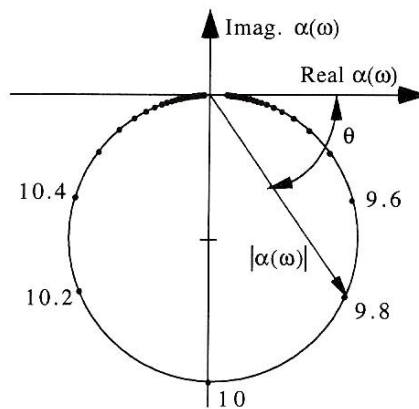
Kuva 3.4. Yhden vapausasteen systeemin taajuusvastefunktion 3-ulotteinen kuvaaja. (Maia & Silva 1997, s. 32)



Kuva 3.5. Yhden vapausasteen systeemin taajuusvastefunktion kuvaaja, jossa on taajuus imaginääriasteikolla. (Maia & Silva 1997, s. 33)

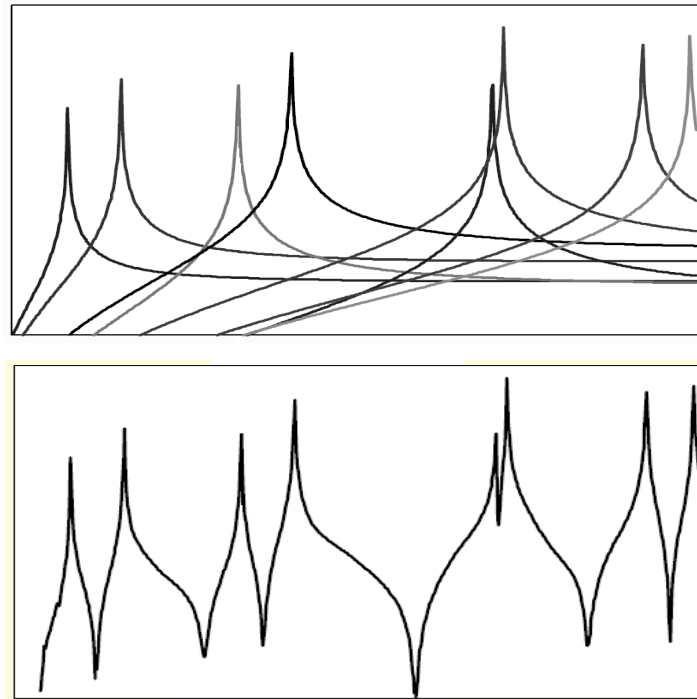


Kuva 3.6. Yhden vapausasteen systeemin taajuusvastefunktion kuvaaja, jossa on taajuus reaaliasteikolla. (Maia & Silva 1997, s. 33)



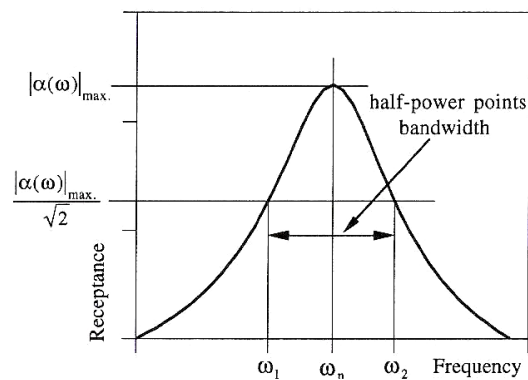
Kuva 3.7. Nyquistin diagrammi. (Maia & Silva 1997, s. 34)

Riittää, että taajuusvastefunktio esitetään yhden vapausasteen systeemille, sillä useamman vapausasteen systeemin ominaiskulmataajuudet voidaan selvittää siten, että oletetaan systeemi yhden vapausasteen systeemiksi, jolloin saadaan yksi ominaiskulmataajuus eli ensimmäinen ominaiskulmataajuus. Seuraava ominaiskulmataajuus saadaan, kun tarkastellaan samaa yhtälöä edelleen yhden vapausasteen yhtälönä, mutta ensimmäistä ominaiskulmataajuutta korkeammalla taajuuskaistalla, jolloin saadaan toiseksi ylin ominaiskulmataajuus jne. Yhden vapausasteen taajuusvastefunktioista saadut kuvaajat voidaan yhdistää samaan kuvaajaan (kuva 3.8), jolloin kuvaajasta voidaan lukea systeemin kaikki tutkittavalla taajuuskaistalla olevat ominaiskulmataajuudet. (Inman 2001, s. 509-511)



Kuva 3.8. Taajuusvastefunktion kuvaaja. Ylempänä eri taajuuskastoilla tutkitut yhden vapausasteen taajuusvastefunktion kuvaajat, alempana yhden vapausasteen taajuusvastefunktiot summattuna yhteen (Avitabile 2007, s. 10).

Taajuusvastefunktion huippukohdista saadaan vaimennussuhde puolitehopisteiden avulla kaavalla 2.16 (kuva 3.9). (Maia & Silva 1997, s. 45)

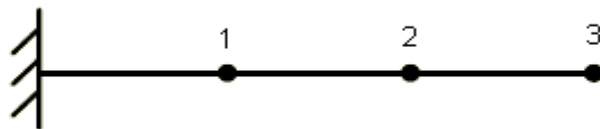


Kuva 3.9. Puolitehopisteet taajuusvastefunktion huippukohdasta. (Maia & Silva 1997, s. 45)

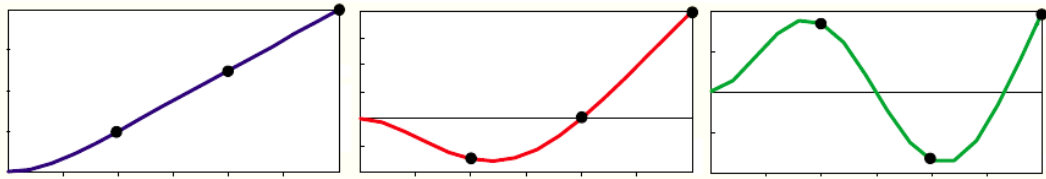
Moodianalyysistä saatava data voidaan tulostaa siinä koordinaatistossa, mistä saadaan luettua halutut tulokset. Mikäli halutaan tutkia ainoastaan ominaiskulmataajuuksia, voidaan datasta tulostaa taajuusvastefunktion suuruutta kuvaava kuvaaja eli Boden diagrammi.

Ominaiskulmataajuudet eivät kuitenkaan usein riitä ja ominaiskulmataajuuksien lisäksi halutaan selvittää systeemin ominaismuodot. Ominaismuodot voidaan selvittää kuvaajasta, jossa taajuus on kuvattu imaginääriasteikolla. Ominaismuotojen selvittämiseksi mittaus on suoritettava useammasta systeemin pisteestä, kuten aiemmin todettiin.

Kuvassa 3.10 on esitetty mittausjärjestely palkille, joka on tuettu toisesta päästään ja jonka toinen pää on vapaa. Mittaus (Liite 1) suoritetaan kolmesta eri pisteestä ja systeemille annetaan heräte näissä samoissa pisteissä. Esimerkkimittauksessa mittaus on siis suoritettu yhdeksän eri kertaa, siten että heräte on annettu pisteeseen 1 ja vaste on mitattu pisteistä 1, 2 ja 3 ja edelleen heräte on annettu pisteeseen 2 ja vaste on mitattu pisteistä 1,2 ja 3 ja vielä on annettu heräte pisteeseen 3 ja vaste on mitattu pisteistä 1,2 ja 3. Mittausten perusteella saadaan palkille ominaismuodot, jotka on esitetty kuvassa 3.11. On huomattava, että ominaismuodot ilmenevät symmetrisesti palkin suhteen. Eli kun palkki värähtelee, se saa saman muodon sekä palkin tasapainoaseman ylä- että alapuolella. Jos tarkastellaan mittauksista saatuja kuvaajia, huomataan, että järjestyksessään vastaavista riveistä ja sarakkeista voidaan nähdä samat muodot. Eli kun tarkastellaan ensimmäistä ominaismuotoa, huomataan, että ensimmäinen rivi ja ensimmäinen sarake antavat vastaavat muodot. Tämä tukee väitettä, että on sama, mitataanko vaste useasta pisteestä herätteen ollessa samassa pisteessä vai heräte useasta pisteestä vasteen ollessa samassa pisteessä. Kuvaajista huomataan myös, ettei pisteestä 2 saada tuloksia silloin, kun heräte aiheutetaan pisteeseen 2, eikä silloin kun vastetta mitataan pisteestä 2. Tämä johtuu siitä, että pisteessä 2 on systeemin referenssipiste (Avitabile 2007, s. 2-4).



Kuva 3.10. Mittausjärjestely esimerkkimittauksessa. (Avitabile 2007, s. 2)



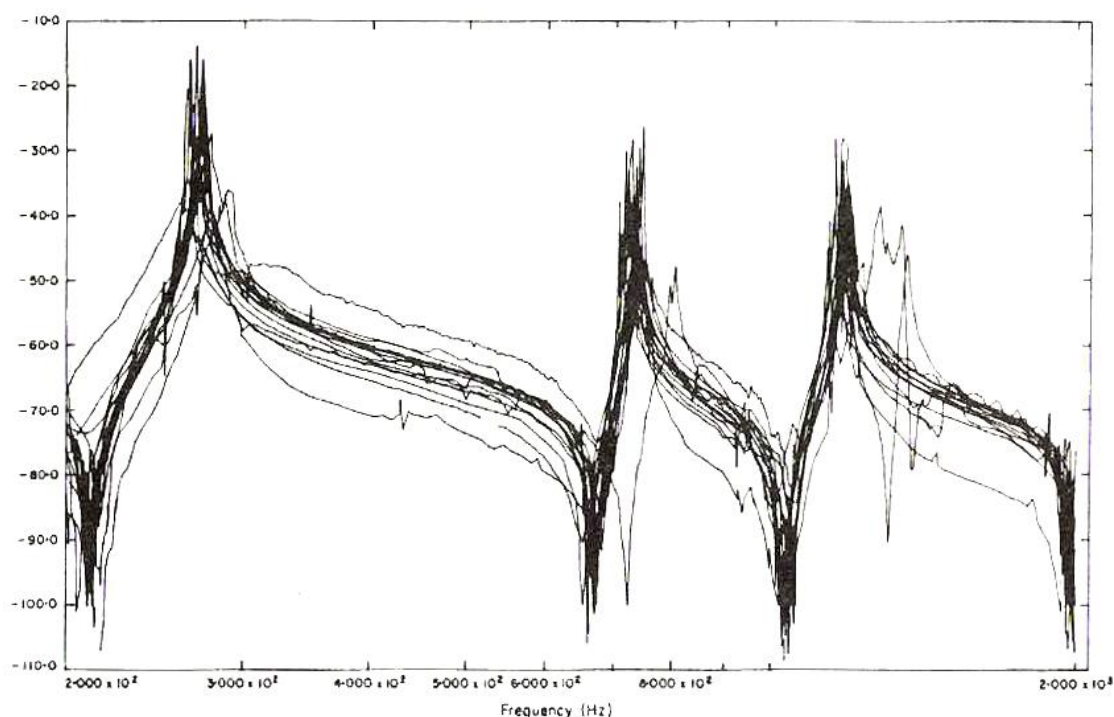
Kuva 3.11. Esimerkkimittauksessa saadut ominaisuodot. (Avitabile 2007, s. 2)

3.4 MITTAUSTAPAHTUMA

Mittaustapahtuman kulku on arvioitava jokaisessa mittauksessa erikseen. Se, mitä mittauksella halutaan ylipäättään selvittää, on otettava huomioon valittaessa mittalaitteistoa. Mitattava suure on valittava jo hyvissä ajoin, jotta vastetta mittaavista antureista voidaan valita ne, jotka kyseistä suuretta mittaavat. Mitattava rakenne antaa rajoituksensa käytettävälle laitteistolle, sillä rakenteen koko määrää käytettävien mittalaitteiden koon. Mittalaitteiden koon kasvaessa ne aiheuttavat rakenteeseen helpommin ylimääräistä massaa, joka vaikuttaa mittaustuloksiin. Värähtelyn luonne ja voimakkuus asettaa myös omat rajoituksensa käytettävälle laitteistolle. Jos halutaan selvittää ainoastaan rakenteen ominaisaajuuksia, voidaan valita impulssivasara ja kiihtyvyyssanturi, jolloin mittaustapahtumasta tulee yksinkertainen ja se on helppo toteuttaa. Jos taas halutaan selvittää rakenteen väsymistä, on otettava herätteeksi tärustin, jolloin mittalaitteiston asennus on hankalampi ja täristimen massa on otettava oleellisesti huomioon. Olipa mittalaitteisto mikä tahansa, on arvioitava sopivat paikat, johon heräte johdetaan ja johon anturit asetetaan. On eduksi, jos näissä kohdissa ei ole rakenteen referenssipisteitä, jolloin heräte ei välttämättä kaikilla taajuuksilla anna lainkaan vastetta. Antureita valittaessa on myös otettava huomioon mittaustapahtuman ympäristöolosuhteet, sillä lämpötila, kosteus yms. seikat voivat vaikuttaa antureiden käyttäytymiseen. (Kainulainen 1987, s. 31)

Kun sopiva laitteisto on valittu, se on tarkastettava ja kalibroitava. Kalibrointi on tärkeä suorittaa, sillä kalibrointivirhe vaikuttaa suoraan mittaustuloksiin. Mittaustapahtumasta kannattaa piirtää luonnos, johon merkitään käytettävät anturit ja muut tiedot tyyppi- ja sarjanumeroineen, jotta mittaus voidaan tarvittaessa toistaa, jos myöhemmin epäillään, että jossain laitteessa on ollut vikaa. Anturit kiinnitetään sopivalla tavalla rakenteeseen, kun otetaan huomioon rakenteen ja mitattavan värähtelyn ominaisuudet ja ympäristöolosuhteet.

Kun anturit ja mahdollisesti tärustin on kiinnitetty rakenteeseen, suoritetaan mittaus, jonka tulokset tallennetaan jatkokäsittelyä varten. Sama mittaus suoritetaan useaan kertaan (kuva 3.12), jolloin signaalin kohina, joka aiheutuu mittaustapahtuman ympäristön häiriöistä, saadaan eliminoitua ja mahdolliset muut mittausrvirheet vähenevät, kun otetaan lopulliseksi tulokseksi mittausten keskiarvo. Mittaukset suoritetaan jokaisessa ennalta määrättyssä pisteessä. Mittauksessa käytetyt laitteiden säädöt on myös hyvä kirjoittaa ylös mittaustapahtuman mahdollisen toiston vuoksi. (Kainulainen 1987, s. 31)



Kuva 3.12. Usean eri mittauksen kuvaajat päällekkäin piirrettyinä (Ewins 1984, s. 15)

4 MOODIANALYYSI KÄYTÄNNÖSSÄ

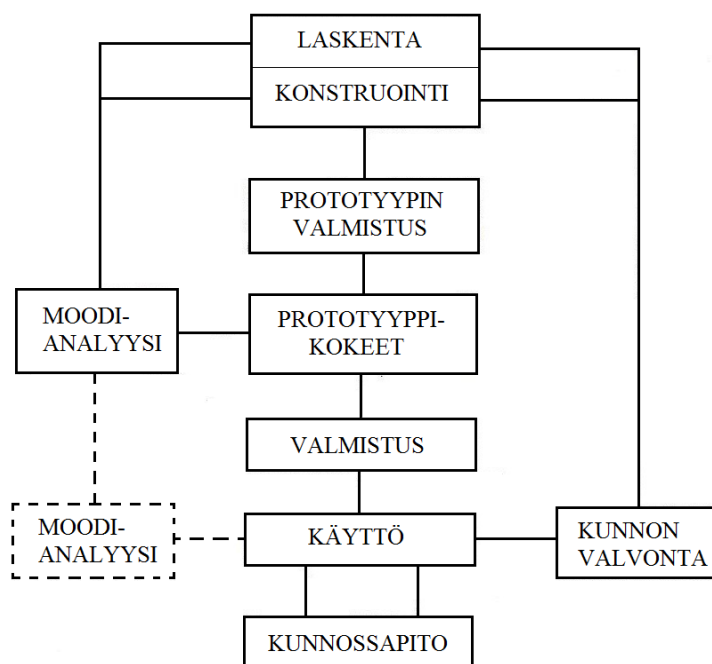
Moodianalyysiä voidaan käyttää osana koneensuunnittelua. Koneensuunnittelussa sen hyödyt tulevat esille, kun sitä käytetään yhdessä matemaattisten menetelmien kanssa. Kun tiedetään koneiden käytön aikana esiintyvien taajuuksien suuruudet, voidaan rakenteisiin tehdä pieniä muutoksia, jotka vaikuttavat ominaistajuuksiin, jos alkuperäisten suunniteltujen rakenteiden ominaistajuuudet ovat lähellä koneen käytön aikana esiintyviä taajuuksia.

4.1 VÄRÄHTELYN AIHEUTTAMAT HAITAT

Koneiden käytön aikana ne joutuvat useiden erityyppisten rasitusten alaiseksi. Kone itsessään aiheuttaa värähtelyä ja voimia, jotka vaikuttavat eri tavalla koneen eri osiin. Koneeseen vaikuttaa myös sen ulkopuolelta tulevia voimia. Näiden yhteisvaikutuksesta koneenosat joutuvat jatkuvien rasituksen alaiseksi, joista värähtely on yksi merkittävimmistä. Kuten aiemmin mainittu rakenteen värähtely resonanssitaajuudella ja ulkoisten voimien oikea vaikutus voivat pahimmillaan aiheuttaa pysyvän muodonmuutoksen rakenteille. Vaikkei värähtelyn vaikutukset välttämättä näin dramaattisia olisikaan, on olemassa paljon muita eri värähtelyn aiheuttamia haitallisia seurauksia, jotka liittyvät koneen toimintaan ja sen kestoikään ja luotettavuuteen. Pahimmillaan värähtelyt voivat lamauttaa koneen kokonaan tai osittain, jolloin sen toiminta estyy. Välttämättä toiminta ei itsessään esty, mutta koneella tuotettava palvelu tai tuote on laadultaan heikko tai käyttökelvoton. Koneiden luotettavuuteen ja kestoikään värähtelyt vaikuttavat muun muassa siten, että jännitysamplitudit kasvavat käyttötuntien myötä, jolloin rakenne väsyä, voiteluöljykalvon paksuus pienenee, jolloin mekaaninen kuluminen lisääntyy, liitokset löystyvät ja tiivisteet kulumat, jolloin niihin tulee välystä ja ne alkavat vuotaa. Värähtelyt aiheuttavat myös meluhaittoja sekä koneen ympäristön tärinää, jolloin konetta käyttävä henkilöstö joutuu työskentelemään epämiellyttävissä olosuhteissa. (Kainulainen 1987, s. 1)

4.2 MOODIANALYYSI KÄYTÄNNÖN SOVELLUKSENA

Yleisesti moodianalyysiä voidaan käyttää kaikissa koneen elinkaaren eri vaiheissa (kuva 4.1). Suunnitteluvaiheessa moodianalyysiä voidaan käyttää apuna yksittäisten konekomponenttien suunnittelussa ja edelleen koko koneen suunnittelussa. Suunnitelluista komponenteista ja koneista voidaan rakentaa prototyyppisiä, joiden ominaisuuksia moodianalyysillä voidaan selvittää ja selvityksen perusteella teoreettisia malleja voidaan tarkentaa. Koneiden käytön aikana voidaan moodianalyysillä selvittää ongelmia, joita käytön aikana on ilmennyt huonon suunnittelun tai syntyneiden vikojen vuoksi. (Kainulainen 1987, s. 52)



Kuva 4.1. Moodianalyysin yhteys koneen elinkaaren eri osiin (Kainulainen 1987, s. 52)

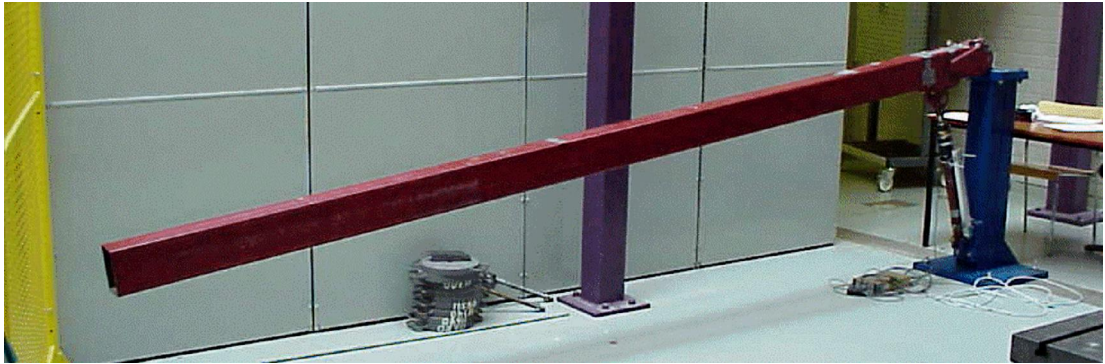
Suunnitteluvaiheessa prototyypistä moodianalyysillä mitattuja ominaisuuksia ja muotoja verrataan äärellisten elementtien menetelmällä (*FEM, finite element method*) saatuihin ominaisuuksiin, jotta voidaan varmistua elementtimallin olevan tarpeeksi tarkka kuvaamaan tutkittavaa rakennetta. Moodianalyysiä voidaan myös verrata muilla matemaattisilla menetelmillä selvitettyihin ominaisuuksiin, -muotoihin ja vaimennuksiin. Jos verrataan elementtimenetelmällä tai muulla matemaattisella menetelmällä saatuja tuloksia moodianalyysillä saatuihin tuloksiin, voidaan menetelmää tarkentaa muuttamalla esimerkiksi sen jäykkyysominaisuuksia tai määrittämällä kokeellisesti mitatusta mallista teoreettisesti hankalasti määritettävät vaimennukset siten, että se vastaa paremmin moodianalyysillä saatuja tuloksia. Tällöin elementtimalli kuvaa paremmin todellista rakennetta ja näin ollen dynaamisia ominaisuuksia voidaan tarkastella verifioidusta elementtimallista, jonka tiedetään vastaavan kohtuullisen tarkasti todellista rakennetta, jolloin johtopäätökset voidaan vetää varsin systemaattisesti ilman suurempaa epävarmuutta rakenteen todellisesta käyttäytymisestä. (Ewins 1984, s. 2-5)

Matemaattiset mallit antavat moodianalyysiä paremman tuloksen siinä, että ne antavat rakenteelle myös sellaiset ominaistaajuudet ja vastaavat muodot, joita moodianalyysillä on hankala selvittää, kuten esimerkiksi palkin kiertymä oman akselinsa ympäri. On myös olemassa lukuisia tapauksia, jossa värähtely aiheuttaa dynaamisia voimia, joita ei voida selvittää mittaamalla. Tällöin voidaan käyttää hyödyksi matemaattisesti selvitettyjä rakenteen ominaisuuksia ja moodianalyysillä mitattuja vasteita, jotta voidaan laskea herätevoimat. (Ewins 1984, s. 2-5)

Edellä mainittujen ominaisuuksien vuoksi voidaan todeta, että moodianalyysi on oleellinen osa hyvää koneensuunnittelua. Sillä voidaan tarkentaa laskennallisia malleja, mutta sillä ei voida korvata niitä.

4.2.1 ESIMERKKIMITTAUS

Esimerkkimittaus suoritettiin Lappeenrannan teknillisen yliopiston älykkäiden koneiden laboratoriossa sijaitsevalle puominosturille (kuva 4.2). Puominosturin puomin ominaistaajuudet ja vastaavat ominaismuodot selvitettiin FE-menetelmällä ANSYS, Incin ANSYS-ohjelmalla. Puomille tehtiin kokeellinen moodianalyysi, jossa impulssivasaralla (kuva 4.3) annettiin heräte puomiin, jossa oli yksi piezosähköinen kiihtyvyyssanturi (kuva 4.4). Heräte analyysissä annettiin neljä kertaa yhteen kohtaan, jonka oletettiin olevan ns. ei-solmukohta, ja vaste mitattiin vastaavasti kohdasta, johon ei oletettu syntyvän solmukohtaa. Oletukset voitiin tehdä, kun tunnettiin palkkien alimpia ominaismuotoja, jotka on yleisesti esitetty myös taulukoissa eri tavalla tuetuille palkeille. Mittauksen aikana herätteen tai anturin paikkaa ei muutettu, joten tuloksena saatiin vain puomin ominaistaajuudet, eikä vastaavia ominaismuotoja, joita ei olisi saatu tulokseksi vaikka herätettä tai anturia olisi liikuteltu, sillä käytetty jälkikäsitteilyohjelmisto oli hyvin yksinkertainen, eikä tukenut tätä ominaisuutta. Mittauksesta saatu taajuusvastefunktion suuruuden kuvaaja on esitetty liitteessä 2.



Kuva 4.2. Laboratorion puominosturi.



Kuva 4.3. Impulssivasara.



Kuva 4.4. Piezosähköinen kiihtyvyyssanturi kiinnitettynä puomiin.

Palkille saatiin elementtimenetelmällä ominaistajuuudet 55 Hz, 153 Hz, 295 Hz ja 434 Hz, joita vastaavat elementtimenetelmällä selvitetty ominaismuodot on esitetty liitteessä 2. Kokeellisella moodianalyysillä saadut ominaistajuuudet ovat liitteestä 2 luetusta taajuusvastefunktion kuvaajasta 8,5 Hz, 59,5 Hz, 154 Hz, 308 Hz ja 441 Hz. Jos verrataan tuloksia, huomataan, että elementtimenetelmällä ei saatu moodianalyysillä saatua pienintä ominaistajuutta 8,5 Hz lähellä olevia tuloksia. Jos puolestaan tarkastellaan elementtimenetelmällä saatuja ominaismuotoja, huomataan, että ensimmäistä mahdollista ominaismuotoa, joka olisi puomin vapaan pään liike, ei löydetä. Muita ominaistajuuksia verrattaessa huomataan, että taajuudet ovat hyvin lähellä toisiaan. Tämän perusteella voidaan elementtimallin kuvaavan rakennetta riittävän hyvin, eikä sitä tarvitse tarkentaa. Puomin vapaan pään liike on kuitenkin selvitettävä, sillä voidaan olla varmoja siitä, että kyseinen ominaismuoto herää ensimmäiseksi yleisen käsityksen ominaismuotojen heräämisestä sekä kokeellisen moodianalyysin perusteella.

5 JOHTOPÄÄTÖKSET

Moodianalyysillä saadaan tarkennettua matemaattisesti laskettuja rakenteiden käyttäytymisiä. Tämä on menetelmän parasta antia ja antaa mahdollisuuden kevyempään matemaattiseen laskentaan, kun malleista ei tarvitse tehdä niin tarkkoja ja totuudenmukaisia vaan niitä voidaan yksinkertaistaa ja myöhemmin tarkentaa moodianalyysistä saatavan datan avulla. On kuitenkin selvää, että mittausjärjestelyt vaativat työtä ja mittausjärjestelyt eivät ole välttämättä kovin helposti toteutettavissa, joten on harkittava tarkkaan milloin moodianalyysiä tarvitaan niin paljon, että siihen kannattaa uhrata aikaa ja resursseja muusta suunnittelutyöstä. Moodianalyysilaitteisto on hyvin kallis (joitain kymmeniä tuhansia euroja) ja Internet-haun perusteella voidaan todeta, että laitteisto on Suomessa lähinnä teknillisten oppilaitosten käytössä, jotka tekevät palveluina moodianalyysiä yrityksille. Huolimatta moodianalyysin heikoista puolista, on ilmiselvää, että menetelmästä on valtavasti hyötyä, jos halutaan optimoida suunnittelutyö niin tarkaksi kuin mahdollista, mikä on toivottavaa erityisesti kohteissa, joissa suunnitteluvirheet voivat johtaa suuronnettomuuksiin, kuten esimerkiksi ydinvoimalaitoksella.

Moodianalyysistä saatavaan dataan on suhtauduttava kriittisesti ja sen tueksi on laskettava rakenteen ominaisuudet matemaattisella menetelmällä, jotta voidaan varmistua, että kaikki ominaismuodot tulee huomioiduksi. Tämä korostaa perinteisen insinööriyön tärkeyttä uusien ja nykyaikaisten menetelmien tukena. Myöskään itse mittaustapahtumaan ei pidä suhtautua kevein mielin, sillä laitteisto vaatii käyttäjältä menetelmän ymmärtämistä ja ymmärrystä yleiseen staattisten ja dynaamisten rakenteiden toimintaan. Myös analyysistä saatavan datan käsittelyssä on syytä olla osaamista, jotta tuloksista saadaan irti paras hyöty, eikä niitä tulkita väärin.

Moodianalyysistä on suurta hyötyä myös koneiden käytön aikana, jolloin värähtelyä voidaan tulkita koneiden käydessä. Näin voidaan selvittää esimerkiksi laakerivikoja ennen niiden näkyvää oireilua, jolloin laakerit voidaan vaihtaa koneen huoltoseisokin aikana, eikä konetta tarvitse erikseen pysäyttää, jolloin ylimääräisestä koneseisokista syntyisi nopeasti huomattavat tappiot, puhumattakaan käytönaikaisesta laakerin hajoamisesta, joka voisi johtaa vieläkin vakavampaan ja kalliimpaan ongelmaan.

5.1 JATKOSELVITYSTARPEET

Työssä esitetään värähtelyn teoria varsin kevyesti. Värähtelyteorian laajempi ymmärrys antaisi laajemman näkemyksen rakenteiden matemaattiseen mallinnukseen, joskin itse moodianalyysin ymmärtämiseksi siitä ei juuri olisi hyötyä. Moodianalyysin ja elementtimenetelmän sekä rakenteiden CAD-mallinnuksen yhteyttä olisi hyödyllistä selvittää, jotta moodianalyysistä saatavia ominaismuotoja voitaisiin tulostaa suoraan FEM- tai CAD-ohjelmistoihin. Laserin käyttö vasteen mittaamisessa antaa erittäin tarkkoja tuloksia ja laserkehityksen mentyä harppauksin eteenpäin, olisi lasertekniikan jo olemassa olevia sovelluksia hyvä selvittää sekä tutkia, miten laseria voitaisiin käyttää vielä laajemmin hyödyksi.

LÄHDELUETTELO

Avitabile Peter, 2007, Experimental Modal Analysis, A Simple Non-Mathematical Presentation, University of Massachusetts Lowell [Viitattu 30.10.2009]

Saatavissa:

http://mech.vub.ac.be/teaching/info/Experimentele_modale_analyse/introduction_modal_analysis.pdf

Craig R. & Kurdila A. 2006. Fundamentals of Structural Dynamics. John Wiley & Sons. 728 s.

Ewins, E. J. 1984. Modal Testing: Theory and Practice. John Wiley & Sons Ltd. 1984. 269 s.

Inman D. 2001. Vibration Engineering. Prentice Hall. 621 s.

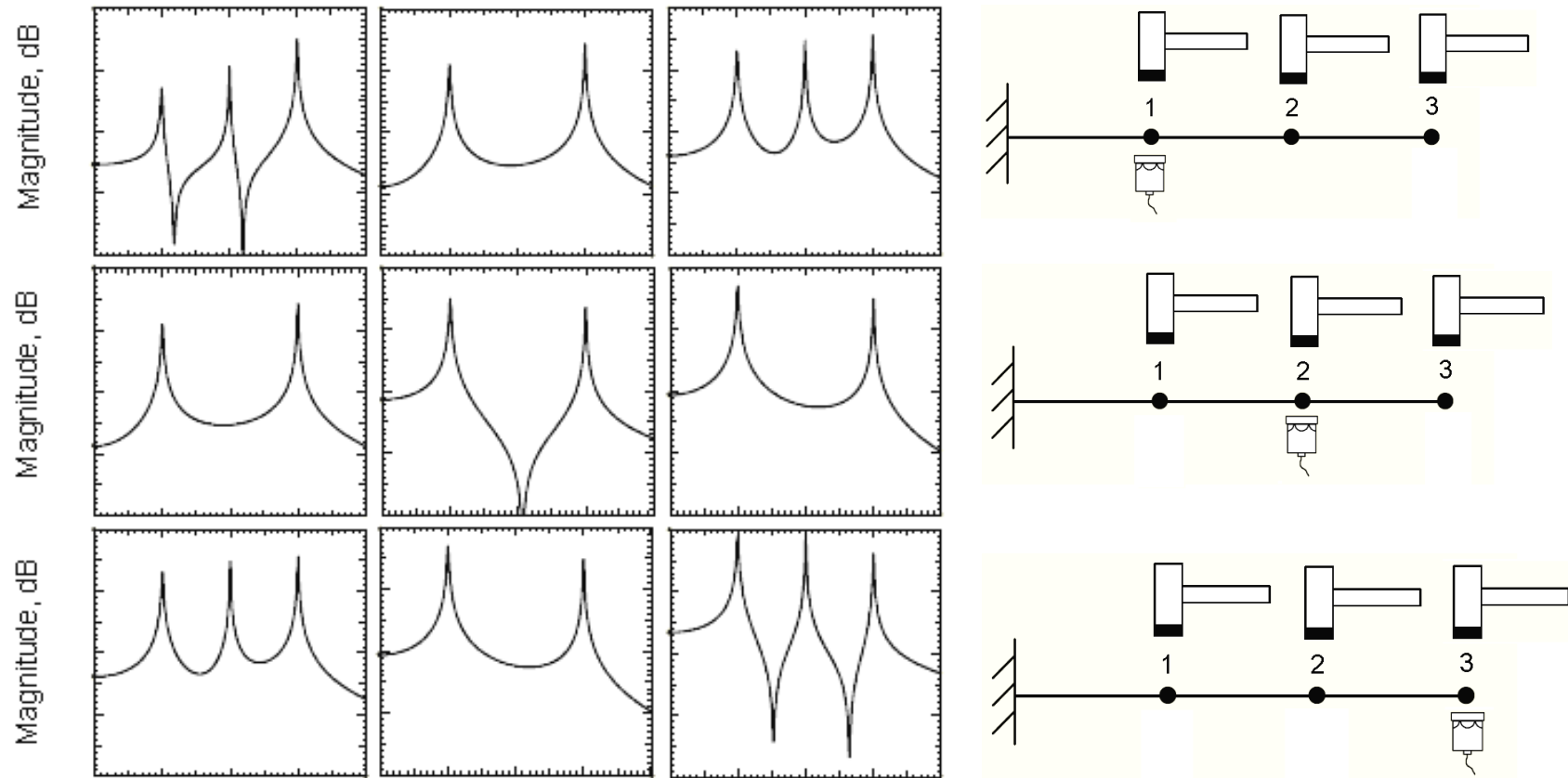
Kainulainen J. 1987. Kokeellinen Moodianalyysi -luentomoniste. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu. 127 s.

Maia N. & Silva J. 1997. Theoretical and Experimental Modal Analysis. John Wiley & Sons. 468 s.

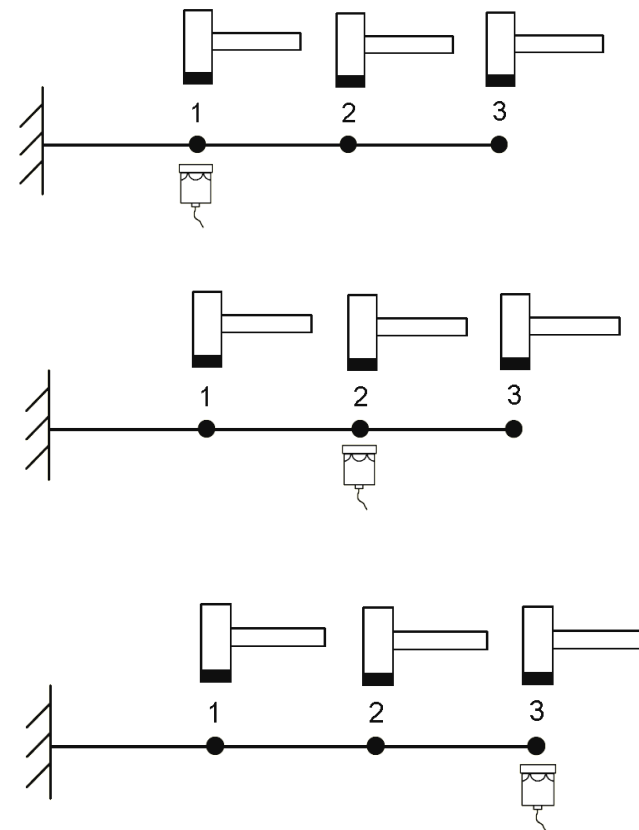
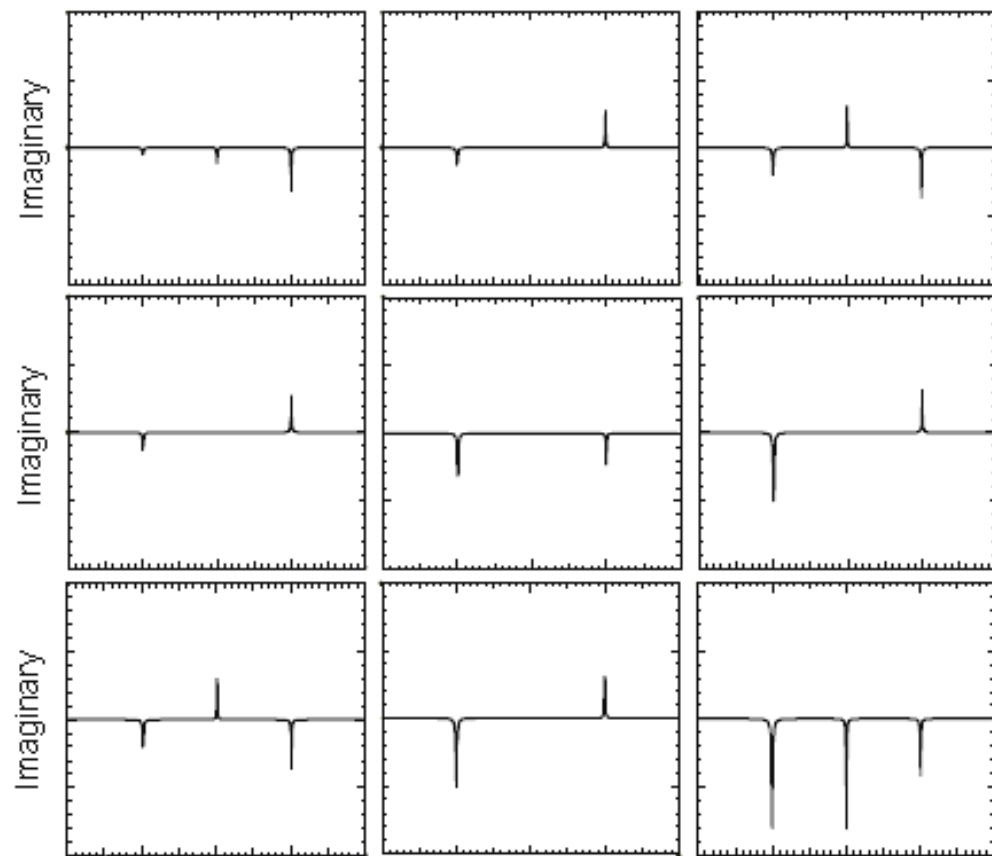
McConnell K. 1995. Vibration Testing: theory and practice. John Wiley & Sons. 606 s.

Seppänen Raimo, et al. 1991. MAOL-taulukot. Matemaattisten Aineiden Opettajien Liitto, Otava, 159 s.

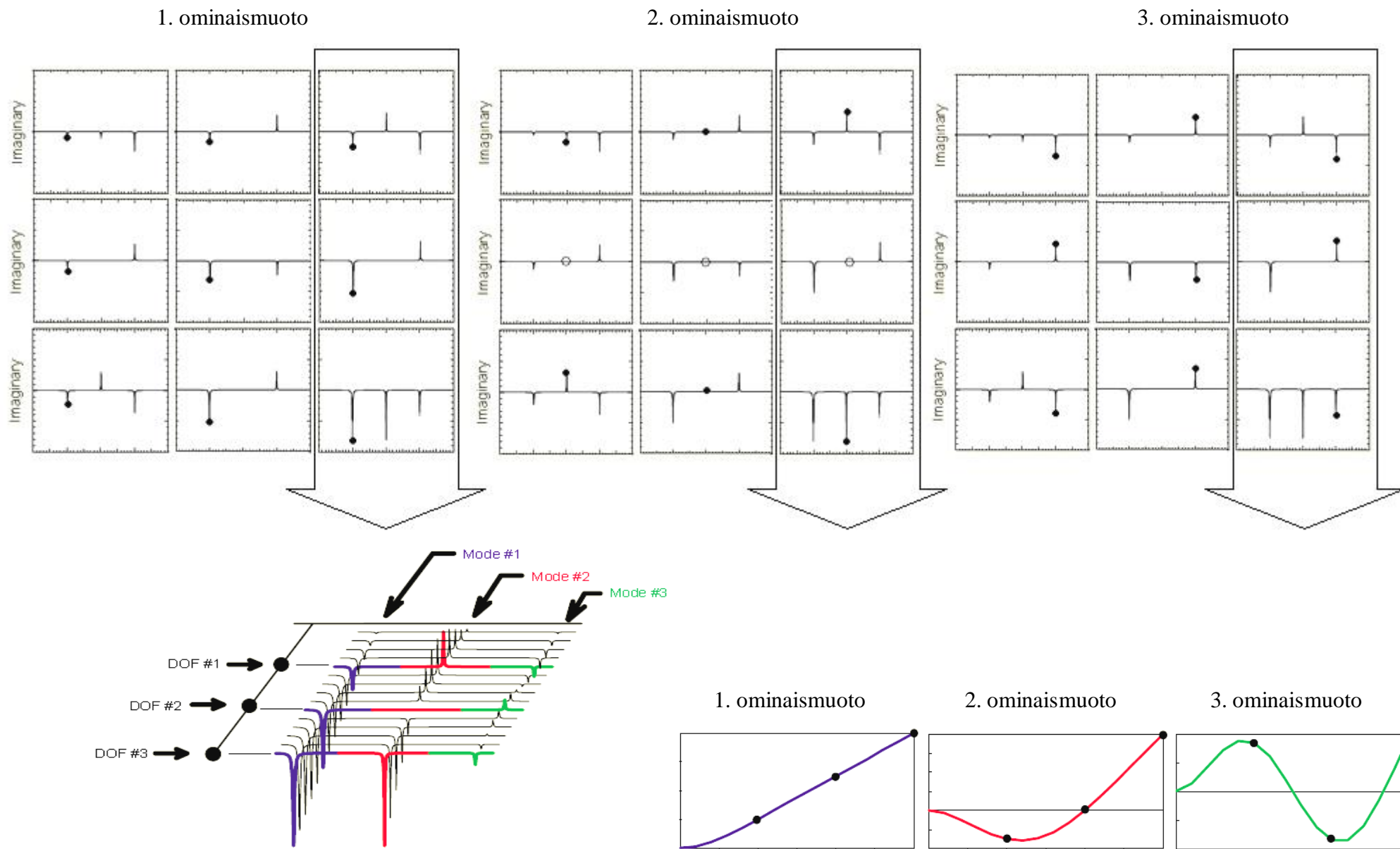
LIITE 1



Kuva L1.1. Taajuusvastefunktion suuruuden kuvaajat.

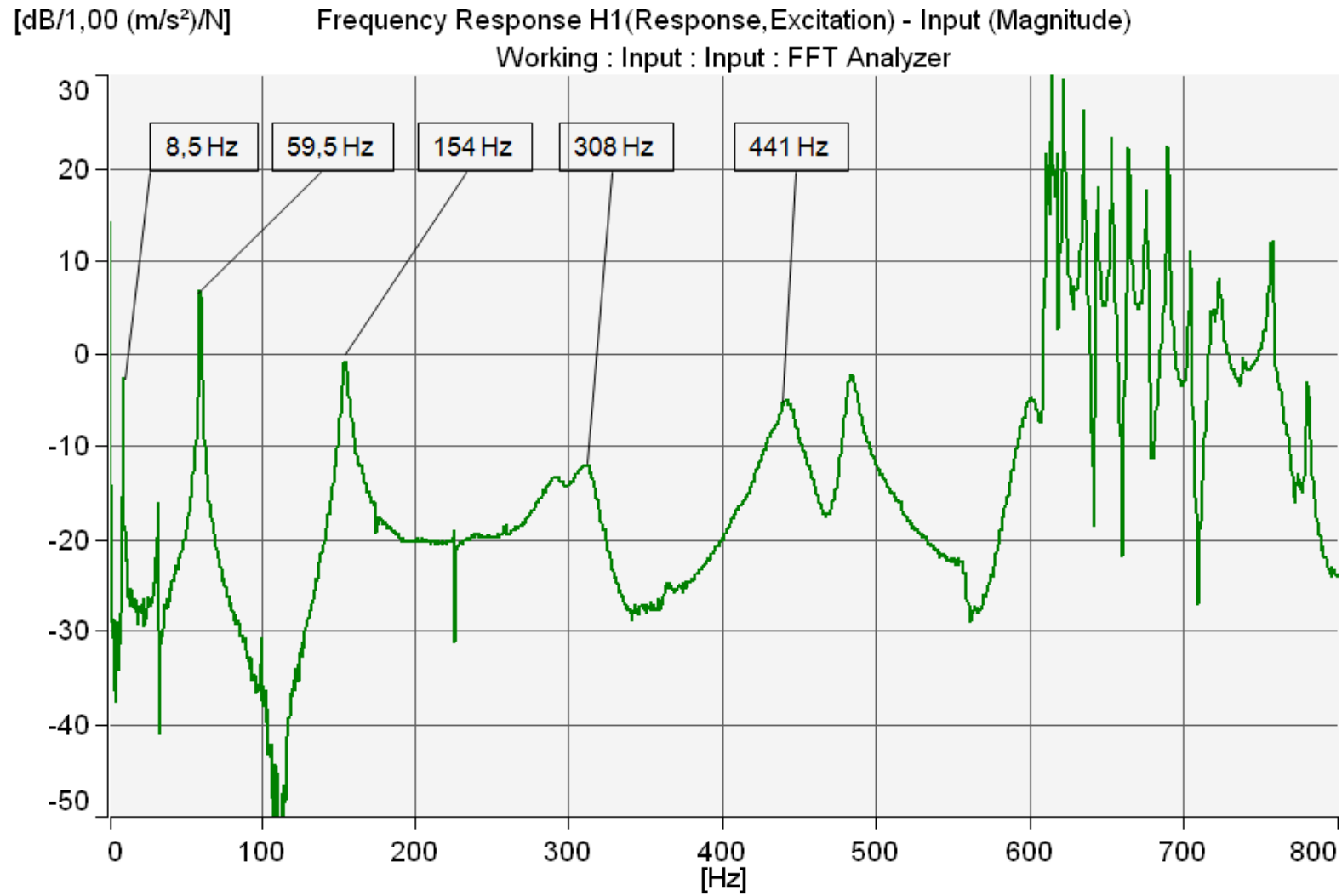


Kuva L1.2. Taajuuden kuvaajat imaginääriasteikolla.



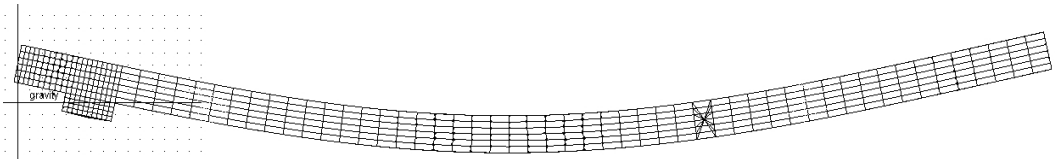
Kuva L1.3. Ominaismuodot, jotka saadaan imaginääriasteikolla kuvatuista taajuuden kuvaajista.

ESIMERKKIMITTAUS LABORATORIOSSA

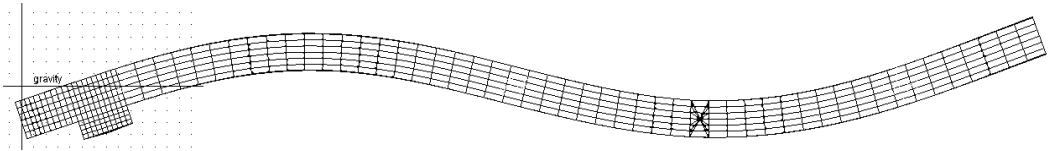


Kuva L2.1. Moodianalyysistä saatu taajuusvastefunktion suuruuden kuvaaja.

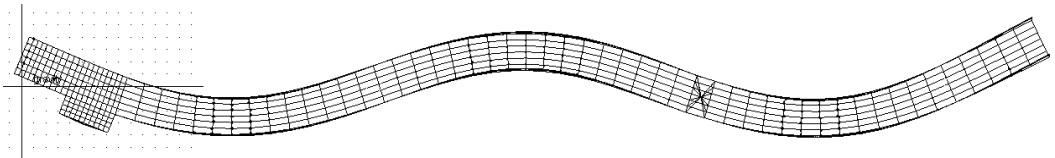
LIITE 2



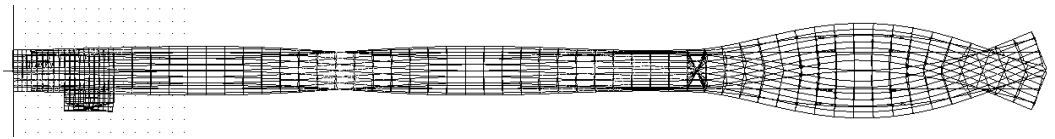
Puomin värähtely ominaistaajuudella 55 Hz



Puomin värähtely ominaistaajuudella 153 Hz



Puomin värähtely ominaistaajuudella 295 Hz



Puomin värähtely ominaistaajuudella 434 Hz

Kuva L2.2. Elementtimenetelmällä lasketut puomin ominaistaajuudet ja vastaavat ominaismuodot.