

Markku Hentinen, Pertti Hynnä,
Tapio Lahti, Kalervo Nevala,
Aki Vähänikkilä & Markku Järviluoma

Värähtelyn ja melun vaimennuskeinot kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkoneissa

Laskentaperiaatteita ja käyttöesimerkkejä

Värähtelyn ja melun vaimennuskeinot kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkoneissa

Laskentaperiaatteita ja käyttöesimerkkejä

Markku Hentinen & Pertti Hynnä
VTT Tuotteet ja tuotanto

Tapio Lahti
Akukon Oy

Kalervo Nevala & Aki Vähänikkilä
Oulun yliopisto

Markku Järviluoma
VTT Elektronikka



ISBN 951-38-6078-7 (nid.)

ISSN 1235-0605 (nid.)

ISBN 951-38-6079-5 (URL: <http://www.inf.vtt.fi/pdf/>)

ISSN 1455-0865 (URL: <http://www.inf.vtt.fi/pdf/>)

Copyright © VTT 2002

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 Tuotteet ja tuotanto, Tekniikantie 12, PL 1705, 02044 VTT

puh. vaihde (09) 4561, faksi (09) 455 0619, (09) 456 5888

VTT Industriella system, Teknikvägen 12, PB 1705, 02044 VTT

tel. växel (09) 4561, fax (09) 455 0619, (09) 456 5888

VTT Industrial Systems, Tekniikantie 12, P.O.Box 1705, FIN-02044 VTT, Finland

phone internat. + 358 9 4561, fax + 358 9 455 0619, + 358 9 456 5888

VTT Elektroniikka, Kaitoväylä 1, PL 1100, 90571 OULU

puh. vaihde (08) 551 2111, faksi (08) 551 2320

VTT Elektronik, Kaitoväylä 1, PB 1100, 90571 ULEÅBORG

tel. växel (08) 551 2111, fax (08) 551 2320

VTT Electronics, Kaitoväylä 1, P.O.Box 1100, FIN-90571 OULU, Finland

phone internat. + 358 8 551 2111, fax + 358 8 551 2320

Toimitus Leena Ukoski

Otamedia Oy, Espoo 2002

Hentinen, Markku, Hynnä, Pertti, Lahti, Tapio, Nevala, Kalervo, Vähänikkilä, Aki & Järviluoma, Markku. Värähtelyn ja melun vaimennuskeinot kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkoneissa. Laskenta-periaatteita ja käyttöesimerkkejä [Vibration and noise damping methods for vehicles and mobile machines]. Espoo 2002. VTT Tiedotteita – Research Notes 2160. 118 s. + liitt. 164 s.

Avainsanat vibration, acoustic noise, damping, vehicles, mobile machines, sound insulation, instruction, calculations, methods

Tiivistelmä

Tämän raportin tarkoituksena on tuoda erityisesti PK-toimialojen tarpeisiin käsikirjamaisia ohjeita tyyppiratkaisuista värähtelyn ja melun vaimentamiseksi. Työ kuuluu LIIKKUVÄRE-projektiin (Kuljetusvälineiden ja liikkuvien työkoneiden värähtelyjen ja äänen hallinta), joka taas on osa Tekesin teknologiaohjelmaa VÄRE.

Värähtelyn ja melun vaimentaminen on kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkoneissa erityisen haastavaa, koska kasvavat suorituskykyvaatimukset yleensä edellyttävät konetehon lisäämistä ja painon pienentämistä. Lisäksi herätteet ovat usein laajakaistaisia, mikä rajoittaa tietylle taajuudelle viritettyjen vaimennusratkaisujen käyttöä. Vaimennusratkaisuissa korostuvat siten rakennemateriaalin oman vaimennuksen lisääminen, liitosten hyödyntäminen sekä puoliaktiiviset ja aktiiviset vaimennuskeinot.

Käsikirjaan on koottu akustiikan käsitteiden ja perussuureiden määritelmiä, teoriaa ja laskentaesimerkkejä sekä kulkuvälineisiin ja liikkuviin työkoneisiin soveltuviin vaimennuskeinojen nykytilanteen kartoitus (state of the art). Puoliaktiivisesta ja aktiivisesta värähtelynhallinnasta esitetään useita sovellusesimerkkejä.

Työn näkökulma on hankkeen teollisuustaustan mukainen ja pk-teollisuudelle suunnattu. Selvitys on pyritty mahdollisuuksien mukaan saamaan käytännönläheiseksi eli käytännön tekniikan parissa työskentelevän henkilön ymmärrettäväksi. Kaikkeaa matemaatiikkaa ei voida välttää, mutta sen määrä ja taso on pyritty pitämään rajallisena. Vastavasti puoliaktiiviset ja aktiiviset vaimennuskeinot esitetään nimen omaan sovelluksien ja saatujen kokemusten valossa.

Hentinen, Markku, Hynnä, Pertti, Lahti, Tapio, Nevala, Kalervo, Vähänikkilä, Aki & Järviluoma, Markku. Värähtelyn ja melun vaimennuskeinot kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkonneissa. Laskenta-periaatteita ja käyttöesimerkkejä [Vibration and noise damping methods for vehicles and mobile machines]. Espoo 2002. VTT Tiedotteita – Research Notes 2160. 118 p. + app. 164 p.

Keywords vibration, acoustic noise, damping, vehicles, mobile machines, sound insulation, instruction, calculations, methods

Abstract

The goal of this report is to bring for SME:s handbook-like instructions of type-solutions for vibration and noise damping. The work belongs to LIIKKUVÄRE-project (Control of vibration and sound on vehicles and mobile machines), which again is part of a national technology programme VÄRE.

Damping of vibrations and noise is especially challenging in vehicles and mobile machines, because growing demands for performance normally call for increasing engine power and reducing weight. Furthermore, the excitations are often broadband, which restricts the use of solutions tuned for a particular frequency. Increasing material damping, utilising the joints, as well as semiactive and active means of damping are thus emphasized.

The report includes definitions of basic acoustical terms and quantities, theory and calculation examples, and state-of-the-art of the damping methods suitable for vehicles and mobile machines. Several application examples of semiactive and active damping methods are shown.

The handbook-like point of view follows the industry background of the project and is especially directed for SME:s. The study is meant to be practical and to be understood easily. All mathematics cannot be avoided, but its amount and level is kept limited. Respectively, the semiactive and active means of damping are presented using practical applications.

Alkusanat

Tämä käsikirja liittyy Tekesin VÄRE-ohjelman projektiin ”Kuljetusvälineiden ja Liikkuvien työkonoiden äänen hallinta (LIIKKUVÄRE)”. Käsikirja on suunnattu pk-teollisuudelle ja pyrkii antamaan toisaalta state-of-the-art-tyyppisen katsauksen vaimennuskeinoihin ja toisaalta toimimaan ikkunana LIIKKUVÄRE-projektin eri osissa tehtyyn työhön.

Käsikirjan on koostanut eri tekijöiden teksteistä Markku Hentinen. Kohta 4.1 perustuu kokonaan liitteeseen 1, jonka on kirjoittanut Pertti Hynnä. Kohta 5.1 taas on lyhennelmä liitteestä 2, jonka on kirjoittanut Tapio Lahti (Akukon Oy). Kohtien 5.2–5.4 kirjoittajina ovat Kalervo Nevala ja Aki Vähänikkilä (Oulun yliopisto) sekä Markku Järviluoma (VTT Elektronikka).

Espoo 30.04.2002

Tekijät

Sisällysluettelo

Tiivistelmä.....	3
Abstract.....	4
Alkusanat.....	5
1. Johdanto.....	9
2. VÄRE-ohjelman tausta ja tarkoitus.....	10
3. Liikkuvien kohteiden erityispiirteet.....	11
4. Peruskäsitteet ja -menetelmät.....	12
4.1 Käsitteet.....	12
4.1.1 Äänenpaine.....	12
4.1.2 Taajuuden vaikutus.....	13
4.1.3 Ääniteho ja intensiteetti.....	13
4.1.4 Absorptio ja ääneneristävyys.....	14
4.1.5 Mekaaninen värähtely.....	14
4.2 Melun ja tärinän torjunta.....	15
4.2.1 Herätteet.....	16
4.2.2 Siirtotie.....	16
4.2.3 Vaste.....	21
4.3 Analysointi ja mallinnus.....	21
4.3.1 Paneelien ominaistajuudet.....	22
4.3.2 Koko rakenteen tai osarakenteen mallinnus.....	24
4.3.3 Tärinäeristimien mallinnus ja testaus.....	25
5. Vaimennuskeinot.....	26
5.1 Passiivinen vaimennus.....	26
5.1.1 Vaimennuksesta yleensä.....	26
5.1.2 Värähtelyn hallintakeinot.....	28
5.1.3 Rakennemateriaalin vaimennus.....	29
5.1.4 Liitosten vaimennus.....	34
5.1.5 Runkoäänieristys.....	38
5.1.6 Äänen hallintakeinot.....	41
5.1.7 Kotelot.....	42
5.1.8 Äänenvaimentimet.....	43
5.1.9 Äänen absorptio.....	47

5.2	Puoliaktiivinen ja aktiivinen vaimennus kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkoneissa	48
5.2.1	Johdanto	48
5.2.2	Värähtelyn analysointi	49
5.2.3	Taajuusalueet.....	50
5.3	Puoliaktiivisen vaimennuksen toteutusperiaatteet ja -tekniikat	50
5.3.1	Puoliaktiiviset vaimennusperiaatteet sekä anturointi ja toimilaitteet...50	
5.3.2	Puoliaktiivisen vaimennusjärjestelmän suunnittelu ja toteutus.....58	
5.3.3	Puoliaktiivisen vaimentimen sovellus- ja ohjausesimerkkejä.....68	
5.3.4	Yhteenveto puoliaktiivisesta vaimennustekniikasta	76
5.4	Aktiivisen vaimennuksen toteutusperiaatteet ja -tekniikat.....78	
5.4.1	Aktiiviset vaimennusperiaattet ja toimilaitteet.....78	
5.4.2	Aktiivisen vaimennusjärjestelmän suunnittelu ja toteutus	83
5.4.3	Aktiivisen vaimennuksen sovellus- ja ohjausesimerkkejä.....94	
5.4.4	Yhteenveto aktiivisesta vaimennustekniikasta.....107	
6.	Yhteenveto	110
	Lähdeluettelo	111
	Muuta kirjallisuutta	113
Liitteet		
	Liite 1: Akustiikan peruskäsitteitä	
	Liite 2: Kuljetusvälineiden vaimennusratkaisut	
	Liite 3: Tärinäneristimen yli siirtyvän runkoäänitehon määrittäminen	
	Liite 4: Tärinäneristimien testausjärjestelmiä VTT:ssä ja TKK:ssa	

1. Johdanto

Tämän käsikirjan tarkoituksena on tuoda erityisesti PK-toimialojen tarpeisiin käsikirjallisia ohjeita tyyppiratkaisuista värähtelyn ja melun vaimentamiseksi. Käsikirja kuuluu LIIKKUVÄRE-projektiin (Kuljetusvälineiden ja liikkuvien työkoneiden värähtelyjen ja äänen hallinta), joka taas on osa vuosina 1999–2002 toteutettua Tekesin teknologiaohjelmaa VÄRE.

Käsikirjaan on koottu akustiikan käsitteiden ja perussuureiden määritelmiä, teoriaa ja laskentaesimerkkejä, sekä kulkuvälineisiin ja liikkuviin työkoneisiin soveltuvien vaimennuskeinojen nykytilanteen kartoitus (state-of-the-art). Lisäksi esitetään uusien, lupaavien keinojen sovellusesimerkkejä: puoliaktiivista ja aktiivista värähtelynhallintaa.

Käsikirjan ja erityisesti state-of-the-art-kirjallisuuskatsauksen näkökulma on hankkeen teollisuustaustan mukainen ja pk-teollisuudelle suunnattu. Selvitys on pyritty mahdollisuuksien mukaan saamaan käytännönläheiseksi eli käytännön tekniikan parissa työskentelevän henkilön ymmärrettäväksi. Kaikkea matematiikkaa ei voida välttää, mutta sen määrä ja taso on pyritty pitämään rajallisena. Vastaavasti puoliaktiiviset ja aktiiviset vaimennuskeinot esitetään nimen omaan sovelluksien ja saatujen kokemusten valossa.

2. VÄRE-ohjelman tausta ja tarkoitus

Värähtelyn ja äänen hallinta eli VÄRE-ohjelma on Tekesin kansallinen teknologiaohjelma, joka tähtää koneisiin, laitteisiin ja rakennuksiin liittyvien värähtely- ja ääniominaisuuksien parantamiseen. Hankkeessa pyritään ymmärtämään aihepiirin fysikaalisia ilmiöitä, mallintamaan niitä matemaattisesti sekä kehittämään kokonaisvaltaisia simulointimalleja. Tavoitteena on voida suunnitella tuotteelle etukäteen halutut värähtelytekniiset ja akustiset ominaisuudet. Ohjelmaan kuuluu seitsemän tutkimusprojektia ja suuri määrä yritysveitoisia tuotekehitysprojekteja. Kuljetusvälineiden ja liikkuvien työkonien värähtelyn ja äänen hallintaan keskittyvään LIIKKUVÄRE-projektiin ovat osallistuneet seuraavat yritykset:

- Armeka
- Valmet Automotive
- Patria Vehicles
- Kvaerner Masa-Yards
- Timberjack
- Wärtsilä Finland Oy Marine
- AKER Finnyards
- Steveco
- Suomen Vaimennin
- Teknikum
- Hydroll
- Ab Sarins Båtar Oy
- Bella Veneet
- Botnia-Marin
- Inhan Tehtaat
- Oy Kesko Ab Marine
- Siltala Yachts
- Tristan Boats
- Volvo-Penta Norden

Toteuttajaorganisaatioina ovat olleet LTKK Koneautomaation laboratorio, Oulun Yliopisto, Kone-elimet, TKK Auto- ja työkonetekniikka, TKK Lujuusoppi, VTT Automaatio ja VTT Valmistustekniikka.

Käsikirja on koottu LIIKKUVÄREN osaprojektissa 1 ”Toimiala/tuotekohtainen tarvekartoitus ja vaimennuskeinojen tyyppiratkaisut”. Osaprojektin päätavoitteet olivat seuraavat:

- Tehostaa värähtelyn hallintatekniikan hyödyntämistä kuljetusvälineissä ja liikkuvissa työkonissa kokoamalla tiedot potentiaalisesta vaimennuskeinovalikoimasta ja demonstroimalla valittujen ratkaisujen tehoa käytännössä.
- Tavoitteena on luoda erityisesti PK-toimialojen tarpeisiin käsikirjamaisia ohjeita tyyppiratkaisuista värähtelyn ja melun vaimentamiseksi sekä siirtää perustietoutta PK-yrityksiin workshop-tyyppisten seminaarien avulla.

Tämä käsikirja palvelee kumpaakin päätavoitetta. Käsikirjan kohderyhmäksi tarkoitettua teollisuuden oletetaan olevan lähinnä kotimaista kuljetusväline- ja työkoneteollisuutta. Sen tuotteita ovat siis esimerkiksi veneet (huvi- ja työveneet), laivojen paikalliset rakenteet, metsätyökoneet (harvesterit, ajokoneet), maatalouskoneet (traktorit, pumurit), kaivoskoneet, lastinkäsittelykoneet (trukit, lukit), puolustusajoneuvot (miehistönkuljetusajoneuvot), kuorma-autot, henkilöautot, bussit, kaivinkoneet sekä junavaunut. Käsikirjan esimerkeissä on sovelluskohteeksi usein otettu veneet, koska veneteollisuus oli osaprojektin 1 case-kohde.

3. Liikkuvien kohteiden erityispiirteet

Haitallista ääntä eli melua ja mekaanista värähtelyä esiintyy useilla tekniikan alueilla, kuten kulkuneuvoissa, teollisuuden koneissa ja laitteissa sekä rakennuksissa. Useimmiten nämä haittavaikutukset ilmenevät alentuneena käyttömukavuutena mutta myös tuotteen laatu- ja turvallisuusongelmina sekä käyntihäiriöinä. Mukavuus- ja turvallisuuskriteerien tiukkeneminen on yleinen suuntaus kulkuneuvoteollisuuden piirissä. Samanaikaisesti ovat kasvaneet myös suorituskykyyn liittyvät vaatimukset. Tämä puolestaan johtaa kasvavan konetehon myötä suurempiin värähtelyherätteisiin. Rakenteiden puolella siirrytään keveämpiin sekä useimmiten joustavampiin ja siten värähtelyongelmien syntymiselle alttiimpiin rakenneratkaisuihin.

Kulkuvälineissä värähtelyn ja melun aiheuttajina ovat yleisimmin oma voimanlähde sekä liikkumisen ja käytön mukanaan tuomat ulkoiset vaihtelut tai muutokset. Jälkimmäisiä voivat olla vaikkapa tien tai muun alustan epätasaisuudet, aallokko, ajojiima tai työskentelyn tuottamat muutokset, kuten iskut, kolahdukset, törmäykset jne.

Herätteiden pienentäminen valitsemalla hiljaiset ja värinättömät koneet, laitteet ja toimintatapa tulisi olla lähtökohtana melu- ja värähtelytason pienentämisessä. Valintamahdollisuudet ovat kuitenkin usein rajalliset: hiljaisia voimanlähteitä ei ehkä ole tarjolla tai sellaiset ovat muuten suorituskyvyltään heikompia. Liikkumisen ja käytön aiheuttamiin herätteisiin voidaan maakulkuneuvoissa luonnollisesti vaikuttaa renkaiden valinnalla ja pyöränripustuksen suunnittelulla; veneissä ja laivoissa näitä vastaavat pohjan ja sen yksityiskohtien sekä propulsiolaitteen mitat ja muotoilu.

Kulkuvälineiden painokriittisyys vaikeuttaa äänen ja värähtelyn hallintaan käytettävissä olevia keinoja. Esimerkiksi henkilöautoissa nähdään suora ristiriita kokonaispainon pienentämispyrkimyksen ja ilmaäänien eristyskyvyn välillä. Sen sijaan värähtelyn etenemiseen auton rakenteissa massa ei vaikuta yhtä suoraviivaisesti (Plunt & Wedel 1999). Vastaavasti esimerkiksi liukuvissa veneissä jonkin painon lisääminen aiheuttaa seurannaisvaikutuksia, kuten konetehon ja polttoainesäiliön kasvattamistarpeen. Kokonaispainon kasvun suhdetta yhteen lisättyyn painoon kuvaa ns. Normandin luku, jonka arvo nopeissa aluksissa on 2,5–3,5. Esimerkiksi 10 kg lisää vaimennusmateriaalia kasvattaisi siten kokonaispainoa noin 30 kg. Vaimennusmateriaalien ja eristimien valinnassa on lisäksi otettava huomioon hiilivetyjen, lämmön- ja vedenkestävyys.

4. Peruskäsitteet ja -menetelmät

Värähtelyjen ja äänen syntyyn, leviämiseen, hallintaan ja vaikutuksiin liittyvien ilmiöiden ymmärtäminen helpottuu ja kommunikointi täsmentyy, jos peruskäsitteet ovat samalla tavalla määriteltyjä. Näitä käsitellään yksityiskohtaisesti liitteessä 1. Eräitä melun ja värähtelyn torjunnan perusteita ja esimerkkejä tyyppillisistä käytännön toimenpiteistä on koottu kohtaan 4.2.

4.1 Käsitteet

Työraportti ”Akustiikan peruskäsitteitä” esitetään kokonaan liitteessä 1. Seuraavassa on esittelytarkoituksessa joitain yksityiskohtia, mutta lukijaa kehoitetaan tutustumaan koko liitteeseen ennen etenemistä seuraaviin lukuihin. Tähän kohtaan liittyvät kuvat, kaavat ja yhtälöt sekä laaja lähdeluettelo ovat vain liitteessä 1.

4.1.1 Äänenpaine

Ihmiskorva reagoi pääasiassa paineen muutoksille ilmassa, minkä vuoksi äänellä yleensä tarkoitetaan ilman pitkäaikaista painevärähtelyä. Äänenpaine p määritellään äänikentästä aiheutuvan hetkellisen paineen ja staattisen paineen erotuksena. Käytännössä äänen aiheuttamat paineet ovat hyvin pieniä staattisiin arvoihin verrattuna. Staattinen ilmanpaine on noin 0,1 MPa eli 10^5 Pa ja esimerkiksi puheäänen äänenpaine on noin 0,02 Pa normaalikeskustelun aikana, mikä vastaa äänenpainetasoa 60 dB (re 20 μ Pa). Käytännössä esiintyvät äänenpaineet vaihtelevat suuresti eli alueella 0,00002 Pa – 200 Pa. Tämän takia käytetään desibeliasteikkoa, jolla äänenpainetasot saadaan käytännölliselle välille (tavallisesti 0–100 dB).

Annettaessa äänenpainetason lukuarvo desibeleinä täytyy antaa myös käytetty vertailupaine, koska tason lukuarvo riippuu käytetystä vertailuarvosta. Yleisesti vertailuarvona p_0 on 20 μ Pa. Äänenpainetaso 0 dB (re 20 μ Pa) vastaa äänenpaineen tehollisarvoa $p_{\text{rms}} = p_0 = 20 \mu\text{Pa} = 2 \times 10^{-5}$ Pa, 20 dB tehollisarvoa 2×10^{-4} Pa ja 40 dB tehollisarvoa 2×10^{-3} Pa. Äänenpainetason 20 dB:n kasvu vastaa siis äänenpaineen kasvua 10-kertaiseksi. Äänenpaineen kaksinkertaistuessa äänenpainetaso kasvaa 6 dB.

Epäkoherenttien äänilähteiden äänenpaineiden neliökeskiarvot voidaan summata neliöllisesti. Näin voidaan tarkastella esimerkiksi taustamelun merkitystä mittauksissa. Äänenpainetasojen yhteen- ja vähennyslaskusta on useita esimerkkejä liitteessä 1.

4.1.2 Taajuuden vaikutus

Äänen taajuus vaikuttaa sekä ihmisen korvan herkkyyteen että äänen etenemiseen. Aaltoliikkeen taajuuden f , aallonpituuden λ ja aallon etenemisnopeuden c välillä on yhteys $f = c/\lambda$. Ääniaallon etenemisnopeus on 20°C ilmassa noin 343 m/s. Siten esimerkiksi 100 Hz:n taajuisen äänen aallonpituus on noin 3,4 m ja 1 kHz:n taajuisen äänen 0,34 m. Tällä on merkitystä ääniaaltojen heijastuessa ja taipuessa esteiden vaikutuksesta. Ainoastaan ääniaallon pituuden suuruusluokkaa olevat esteet vaikuttavat äänen etenemiseen.

Ihmisen kuuloalue kattaa taajuudet noin 20 Hz–20 kHz. Tämä on jaettu yhteentoista oktaaviin, joiden keskitaajuudet ovat 16, 31,5, 63, 125, 250 ja 500 Hz sekä edelleen 1, 2, 4, 8 ja 16 kHz. Oktaaviin kuuluu kolme terssiä, joista alempi on oktaavin keskitaajuuden ala- ja ylempi keskitaajuuden yläpuolella.

Äänitaso on äänenpainetason taajuuspainotettu arvo. Taajuuspainotukseen käytetään mittauksia varten standardoituja suodattimia. A-suodatin on näistä yleisin, koska useimmat viranomaismääräykset ja standardit perustuvat sen käyttöön. Liitteessä 1 esitetään mm. standardoitujen A-, B-, C- ja D-painotussuodattimien suhteellinen vaste [dB] tersseittäin.

4.1.3 Ääniteho ja intensiteetti

Äänen intensiteetti I kuvaa aallon etenemissuuntaan siirtyvää äänitehoa pinta-alayksikköä kohti ja sen yksikkö on Wm^{-2} . Äänikenttää voidaan kuvata kahdella osalla: aktiivinen osa, jossa äänenpaine ja hiukkasnopeus ovat samassa vaiheessa, ja reaktiivinen osa, jossa äänenpaineella ja hiukkasnopeudella on 90°:n vaihesiirto. Aktiivinen osa kuljettaa äänienergiaa, kun taas reaktiivinen osa varastoi sitä. Äänikenttää pidetään sitä reaktiivisempana, mitä suurempi on varastoituneen energian suhde kuljetettuun energiaan. Äänen intensiteetin eräs ominaisuus on se, että se erottaa äänikentän aktiivisen ja reaktiivisen osan, mitä äänenpaine ei tee. Vapaassa kentässä etenevä ääniaalto on esimerkki puhtaasti aktiivisesta äänikentästä. Reaktiivisesta kentästä eräs esimerkki on ideaalinen seisova aalto.

Ääniteho P eli äänilähteestä tietyllä aikavälillä siirtynyt äänienergia jaettuna tällä aikavälillä on se suure, joka parhaiten kuvaa äänilähteen, koneen tai laitteen, ominaisuutta synnyttää ääntä. Ilmaan säteilevälle äänilähteelle voidaan määritellä ääniteho integroimalla keskimääräinen intensiteetti I_{av} (teho/pinta-ala) lähteen sisältämän pinnan S yli. Ääniteho kuvaa äänilähteen voimakkuutta riippumatta ympäristöstä. Sen sijaan äänilähteen synnyttämä äänenpaine riippuu ympäristöstä ja esimerkiksi etäisyydestä ääni-

lähteestä. Samoin ympäristön äänen absorptio pienentää voimakkaasti äänenpainetta. Äänenpainetason laskenta äänitehotason avulla ja esimerkkejä siitä löytyy liitteestä 1.

4.1.4 Absorptio ja ääneneristävyys

Äänen absorptiolla tarkoitetaan energiahäviöiden aiheuttamaa ääniaallon vaimenemista sen edessä väliaineessa tai heijastuessa rajapinnasta. Ilmaääneneristävyydellä taas tarkoitetaan äänen tehotason alenemista sen kulkiessa eristävän rakenteen läpi.

Absorbentti on ääntä absorboiva aine tai rakenne. Sen absorptiosuhde eli pinnan absorboiman ja siihen osuvan äänitehon suhde on halutulla taajuuskaistalla suuri. Absorbentteina käytetään huokoisia kuitu- tai avosolurakenteisia aineita, kuten esimerkiksi pumpulia, mineraalivillaa, lasivillaa ja vaahtomuovia. Seinän pinnalle asetettu absorptiomateriaali vaimentaa tehokkaasti ääniaaltoja, joiden aallonpituus on pienempi kuin neljä kertaa absorbentin paksuus. Tästä johtuen pienitaajuisien ääniaaltojen vaimentamiseen tarvitaan suuria kerrospaksuuksia.

Ilmaääneneristävyys R määritellään pintaan osuneen äänitehon P_1 ja pinnan läpi kulke-
neen äänitehon P_2 suhteen avulla. Massalain mukainen ilmaääneneristävyys diffuusille
äänikentälle, jossa ääniaallon tulokulmat rajoitetaan pienemmiksi kuin 78° , saadaan ra-
kenteen pinta-alamassan $\rho_s = \rho h$ (rakenteen tiheyden ρ ja paksuuden h tulo) ja äänen
taajuuden f funktiona yhtälöstä $R = 20 \lg(\rho_s f) - 47$ dB. Massalain mukainen ilmaäänener-
istävyys kasvaa 6 dB aina, kun äänen taajuus nousee yhden oktaavin eli kaksinker-
taistuu tai kun pinta-alamassa kaksinkertaistuu.

Liitteessä 1 esitetään mm. eri materiaalien absorptiosuhteita, erityyppisten seinäraken-
teiden sekä ikkunarakenteiden ilmaääneneristävyyksiä.

4.1.5 Mekaaninen värähtely

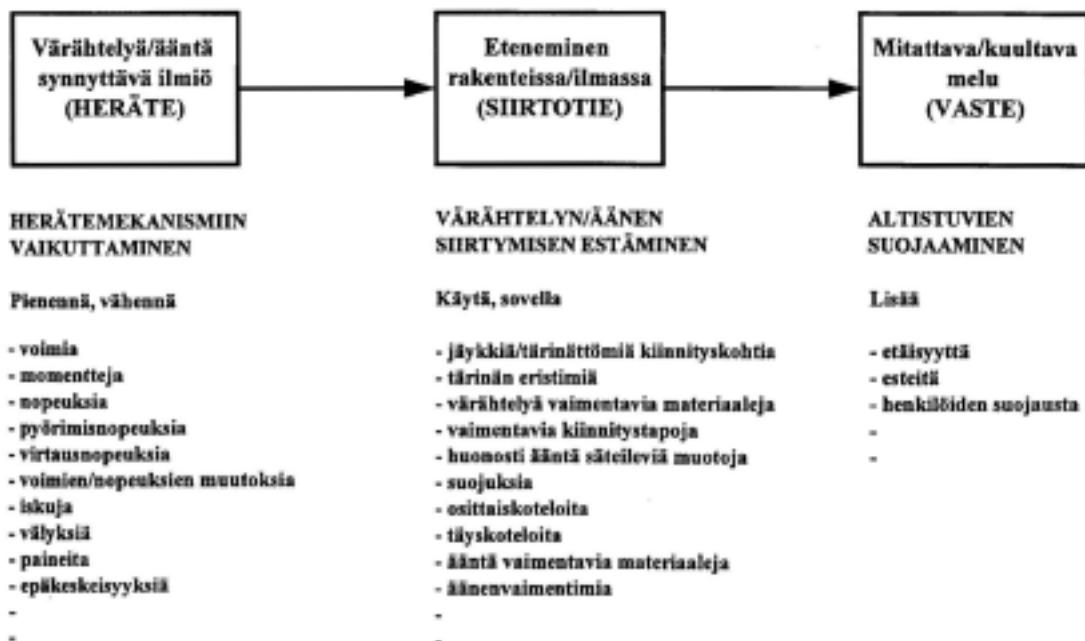
Haitallisen, ihmiseen tai laitteisiin kohdistuvan värähtelyn eli tärinän lisäksi mekaani-
sella värähtelyllä voi olla merkittävä rooli ilmaäänien aiheuttajana. Runkoääni on runko-
rakenteessa tai muussa kiinteässä kappaleessa etenevää mekaanista värähtelyä, josta osa
säteilee äänenä ilmaan. Äänen etenemisessä rakenteissa runkoääni on tärkein kompo-
nenti, koska runkoääni (mekaaninen värähtely) vaimenee vähän rakenteissa ja voi siten
edetä pitkiä matkoja. Ilmaäänellä on yleensä merkitystä tarkasteltaessa äänen etenemistä
viereisiin tiloihin yhden rajoittavan seinän läpi. Liitteessä 1 esitetään mm. värähtelyn
siirtymätason, nopeustason ja kiihtyvyydystason yhtälöt sekä mekaanisen mobiliteetin ja
impedanssin määritelmät.

Säteilysuhteen σ avulla voidaan kuvata änilähteen (esimerkiksi koneen, laitteen, tai värähtelevän rakenteen) pinnan värähtelynopeuden ja sen säteilemän äänitehon välinen yhteys. Suurilla pinnoilla, jotka värähtelevät kuin jäykkä mäntä, $\sigma = 1$. Siten säteilysuhte ilmoittaa, paljonko vähemmän tai enemmän tehoa tietty änilähde säteilee samaan väliaineeseen kuin mäntäsäteilijä, jolla on sama pinta-ala ja jonka värähtelynopeus on yhtäsuuri. Käytännössä säteilysuhte on pienillä taajuuksilla yleensä pienempi kuin 1 ja suurilla taajuuksilla ≈ 1 .

4.2 Melun ja värähtelyn torjunta

Seuraavassa esitetään yleisesti melun ja värähtelyn torjuntakeinoja lähinnä lähteeseen (Tanntari & Saarinen 1995) perustuen. Vaimennusta käsitellään kuitenkin erikseen luvussa 5 ja Tapio Lahden kirjoittamassa state-of-the-art-kirjallisuusselvityksessä (liite 2).

Melun ja värähtelyn vähentäminen voi liittyä herätteeseen, siirtotiehen ja vasteeseen. Näin jaoteltuja meluntorjuntakeinoja esitetään kuvassa 4.1.



Kuva 4.1. Meluntorjuntakeinojen jaottelu (Tanntari & Saarinen 1995).

4.2.1 Herätteet

Kuten luvussa 3 ja liitteessä 1 todetaan, tulisi herätteiden pienentäminen valitsemalla hiljaiset ja värinättömät koneet, laitteet ja toimintatapa olla lähtökohtana melu- ja värähtelytason pienentämisessä.

Pyörivien koneiden tyyppien keskinäisessä meluisuudessa on selviä eroja. Esimerkiksi Roots-tyyppiset kiertomäntäkompressorit ovat samantehoisia liukuvasiipisiä ja ruuvi-tyyppisiä kompressoreita selvästi meluisampia, ks. myös liite 2. Jos taas herätteenä on polttomoottori, tulisi sen synnyttämän pintamelun kannalta valita hidaskäyntinen, matalavirtiteinen kone. Lähteessä Tanttari & Saarinen 1995 on seuraava kaava dieselmoottorin keskimääräiselle äänenpainetasolle mitattuna 1 m:n etäisyydellä moottorin pinnoista:

$$L_{pA} = 7,5 \log z + 7,5 \log p_{me} + 15 \log V_h + 30 \log n - 16 \pm 3 \text{ dB} \quad (4.1)$$

missä z on sylinterien lukumäärä, p_{me} sylinterin tehollinen keskipaine täydellä kuormituksella [bar], V_h iskutilavuus sylinteriä kohti [dm³] ja n pyörimisnopeus. Kaava pätee suoraruiskutteisiin rivimoottoreihin tehoalueella 50–200 kW. Kaavan mukaan pyörimisnopeus vaikuttaa moottorin pintameluun voimakkaimmin.

Moottorit ovat yleensä sekä ilmaäänien että runkoäänien lähteitä. Runkoäänien ovat merkittäviä pienillä taajuuksilla, joilla ilmaäänien säteily on vielä tehotonta. Vastaavasti suurilla taajuuksilla esiintyy paikallista värähtelyä, joka siirtyy tehokkaasti ilmaan mutta etenee huonosti esimerkiksi värinäeristimien ja muiden epäjatkuvuuksien läpi (Tanttari & Saarinen 1995). Runkoäänien eristämisen kannalta hidaskäyntinen moottori on siis ongelmallisempi.

Muut herätteet liittyvät useimmiten kulkuvälineen tai työkoneen liikkumiseen ja aiheuttavat alustan epätasaisuudesta, aallokosta, ajoviimasta jne. Nämä ovat usein laajakajaisia tai iskumaisia, mikä vaikeuttaa värähtelyä ja melun torjuntaa. Esimerkiksi ajoneuvon värähtelyjen mallinnuksessa on käytetty yhtenä lähtökohtana tieprofiileja, jotka on mitattu VTT Yhdyskuntatekniikan PTM-autolla (Lehtonen et al. 2000).

4.2.2 Siirtotie

Melun tehokkaassa vähentämisessä on olennaista tuntea siirtotiet mahdollisimman hyvin. Jos joku siirtotie tiedetään selvästi muita tärkeämmäksi, tulee toimenpiteet kohdistaa siihen. Siirtotie voi vahvistaa tai vaimentaa ääntä riippuen akustisten tai rakenteel-

listen ominaistuuksien ja herätteen taajuuden suhteesta. Myös eri lähteiden keskinäisvaikutus voi olla merkittävää.

Ilmaäänien etenemistä estetään tai vaikeutetaan erilaisten seinärakenteiden avulla. Yksinkertaisen seinän ääneneristyskyky seuraa useimmissa tapauksissa massalakiä (ks. 4.1.4 ja liitteet 1 ja 2). Massalakialueen alarajana on resonanssialue ja ylärajana koinssidenssialue. Näillä raja-alueilla ääneneristävyys on selvästi huonompi kuin ympäröivillä taajuuksilla.

Koinsidenssialueella seinärakenteen taivutusvärähtelyn aallonpituus ja ilmaäänien aallonpituus ovat likimain yhtä suuria. Alueen alarajana on ns. kriittinen taajuus, jonka kaava on liitteessä 1. Teräslevyn kriittinen taajuus (kHz) saadaan likimäärin jakamalla luku 12 levyn paksuudella (mm). Tämä pätee kohtuullisesti myös alumiini- ja lasilevyille (Tanttari & Saarinen 1995). Samanpaksuisen, veneteollisuudessa tyypillisen lujitemuovilevyn (lasi-polyesteri, $E \approx 12$ GPa) kriittinen taajuus on noin kaksinkertainen edellisiin verrattuna.

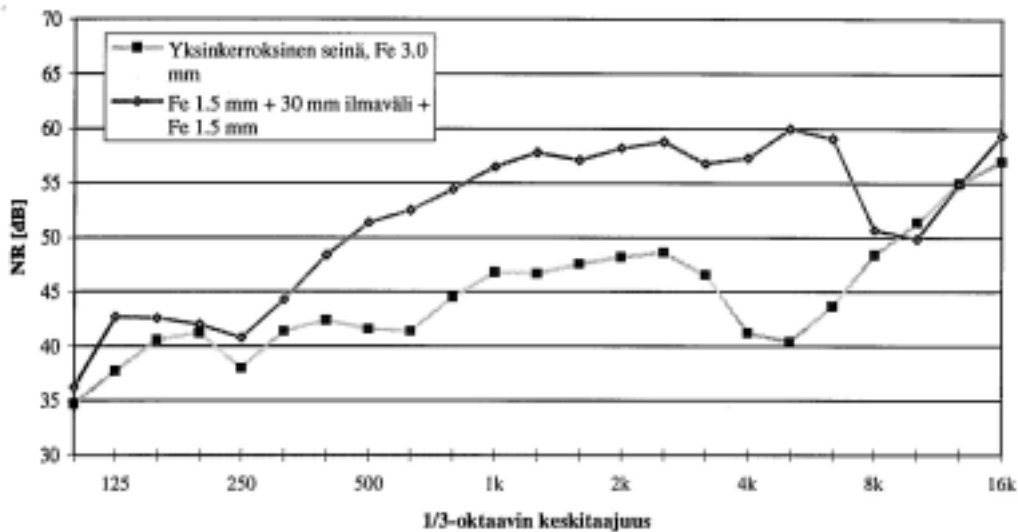
Resonanssialueen alaraja on suunnilleen levyn alimman ominaistuuksien kohdalla. Alueen ylärajataajuus lasketaan alimman ominaistuuksien ja kriittisen taajuuden tulon neliöjuurena. Lähteessä (Tanttari & Saarinen 1995) on tarkasteltu esimerkkinä $0,72 \text{ m} \times 0,72 \text{ m}$:n teräslevyä, jonka paksuus on 3 mm, kimmomoduuli 2 110 GPa ja tiheys $7 850 \text{ kg/m}^3$. Nivelisesti tuetun levyn alimmaksi ominaistuuksiksi saadaan 28,5 Hz. Massalaki pätee siis taajuusalueella 337 Hz – 4 kHz.

Tyypillisten lujitemuovipaneelien ominaistuuksia on laskettu lähteessä (Karjalainen & Hentinen 2001). Esimerkiksi $0,7 \text{ m} \times 0,7 \text{ m}$:n paneelin, jonka paksuus on 9,4 mm, alin ominaistuuksien on noin 45 Hz. Edellä esitettyjä kaavoja soveltaen kriittiseksi taajuudeksi saadaan noin 2,5 kHz, jolloin resonanssialueen ylärajataajuus on noin 335 Hz. Massalaki pätee siis taajuusalueella 335 Hz – 2,5 kHz.

Resonanssialueella vaimennuksen lisääminen parantaa ääneneristävyyttä. Yleinen tapa lisätä vaimennusta on liimata paneelin pintaan räminänvaimennusmateriaalia (ns. raskasmattoa). Tämä kuitenkin vaikuttaa myös paneelin massaan ja jäykkyyteen. Jäykkyyden lisääminen kasvattaa ja massan lisääminen pienentää resonanssialueen alarajataajuutta, ks. myös liite 2.

Alinta ominaistuuksien pienemmillä taajuuksilla toimitaan ns. jäykkyyksialueella, jolla äänenläpäisy tapahtuu pakkovärähtelynä. Näillä pienillä taajuuksilla seinän alimman ominaistuuksien kasvattaminen (yleensä jäykkyyksipainosuhdetta lisäämällä) on tehokas keino parantaa ääneneristävyyttä.

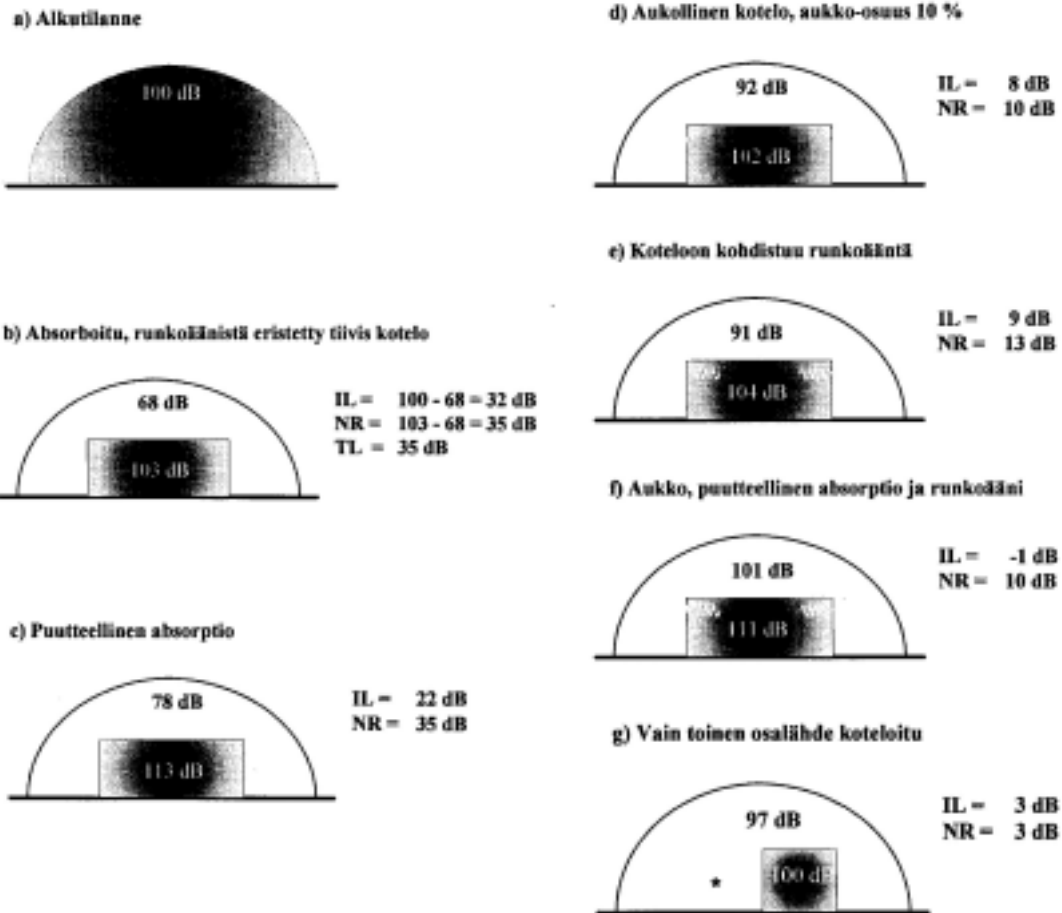
Kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkoneissa massalakialue on ongelmallinen, koska rakenteissa tulisi pyrkiä keveyteen. Kaksi- tai useampikerroksiset seinät ovat tässä mielessä houkuttelevia. Ideaalitapauksessa kerrokset eivät ole rakenteellisesti toisiinsa kytkeytyjä ja niiden välinen ilmaväli on suuri. Käytännössä näitä ehtoja on vaikea saavuttaa ja ns. kaksoisseinäresonanssi voi osua kriittiselle taajuusalueelle. Lähteessä (Tanttari & Saarinen 1995) esitetään resonanssin laskentaan soveltuva kaava ja mittaustuloksia teräslevyillä toteutetulle kaksikerroksiselle seinälle; edut voivat olla hyvinkin selvät (ks. kuva 4.2).



Kuva 4.2. Yksi- ja kaksikerroksisen terässeinän melutason alenema (Tanttari & Saarinen 1995)

Kerroslevy (sandwich-rakenne) on akustisilta ominaisuuksiltaan vaikeampi hallittava. Tämä johtuu sekä koko rakenteen koinsidenssistä että pintakerrosten poikittaisesta resonoinnista ydinmateriaalin varassa. Näistä jälkimmäinen vastaa kaksoisseinäresonanssia ja voi esiintyä selvästi suuremmalla taajuudella kuin ilmavälisessä kaksoisseinässä. Lähteessä (Tanttari & Saarinen 1995) esitellään sandwich-rakenteiden analysointia ja esimerkki, jossa ääneneristävyydessä on päästy yksikerroksisen seinän massalain mukaisen arvon yläpuolelle.

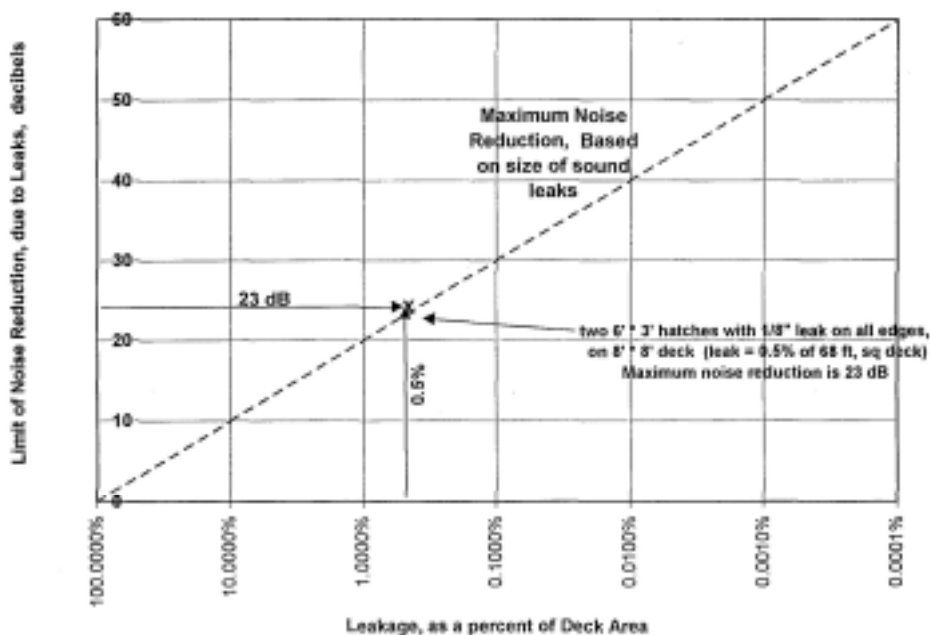
Melulähteen kotelointi on periaatteessa tehokas melun vähentämiskeino. Esimerkkejä kotelon vaikutuksista on kuvassa 4.3. Kotelon tiiveysvaatimus on suuri, ks. kuva 4.4. Erityisesti polttomoottorien kohdalla tämä voi olla ongelma, koska pakoputki, letkut ja johdotukset edellyttävät läpivientejä. Näiden tiivistäminen on työlästä mutta oleellista. Koteloon tehtävät ilmanotto- tai muut aukot on varustettava äänenvaimentimilla, ks. kuva 4.5 ja liite 2.



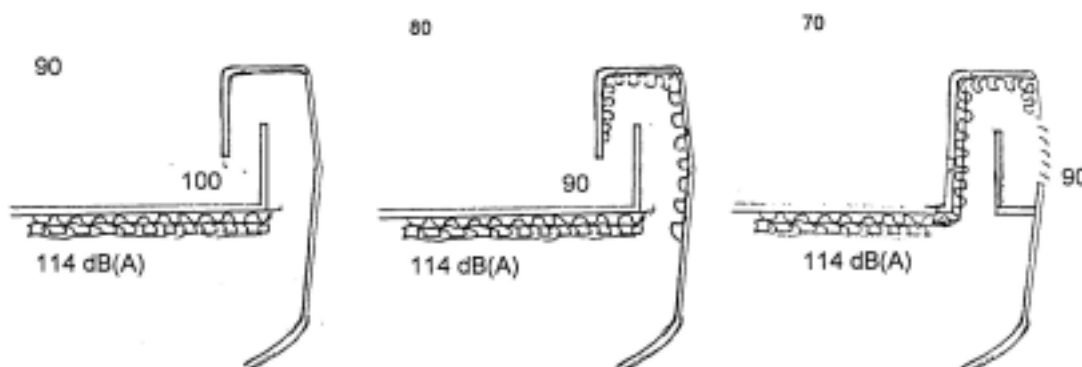
Kuva 4.3. Esimerkkejä kotelon vaikutuksesta eri tilanteissa (Tanttari & Saarinen 1995). *IL* on kotelon lisäämisestä aiheutuva lisäsvaimennus, *NR* on melutason alenema kotelon sisä- ja ulkopuolen välillä ja *TL* on ääneneristävyys.

Kotelon seinien materiaalin, massan ja jäykkyyden valintaan vaikuttaa voimakkaasti kotelon koko. Tätä käsitellään erikseen luvussa 5 ja liitteessä 2.

**Limitation of Noise Reduction (Engine Space to Helm Station)
due to Leaks; at Hatches, Cable Penetrations, Ventilation, etc.**



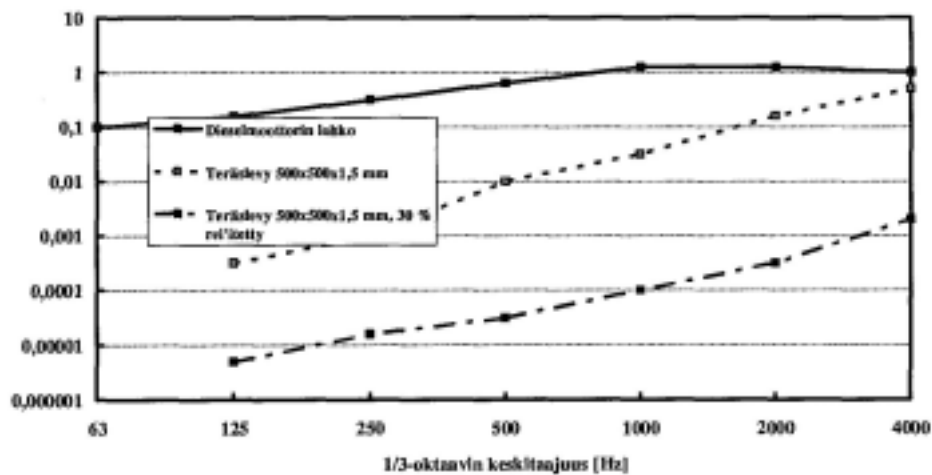
Kuva 4.4. Aukkojen prosentuaalisen koon vaikutus ääneneristyskykyyn sisämoottorive-
nessä (Smullin 1999).



Kuva 4.5. Esimerkki ilmanottokanavan vuorauksen ja suuntauksen vaikutuksesta oh-
jaamomeluun (Smullin 1999).

Runkoäänien vaimennusta ja eristimiä käsitellään erikseen luvussa 5 ja liitteessä 2. Runkoäänien säteilyä ilmaan kuvaa parhaiten ääniteho. Se on verrannollinen kappaleen pinnan normaalin suuntaisen värähtelyn nopeuden neliöön ja suoraan verrannollinen säteilevän pinnan alaan ja säteilysuhteeseen. Säteilysuhde riippuu voimakkaasti kappaleen koosta ja värähtelyn jakautumisesta kappaleen pinnalla. Säteilysuhde on suuri (~1) silloin, kun yhtenäisesti värähtelevä alue on mitoiltaan äänen aallonpituuden luokkaa tai sitä suurempi. Rei'ittäminen on tehokas tapa pienentää säteilysuhdetta. Ilmiö on tosin riippuvainen taajuudesta, reikien koosta ja levyn paksuudesta. Ilmaaänen aallonpituus

teen nähden pienet, monimutkaisella tavalla säteilevät kappaleet ovat tehottomimpia äänensäteilijöitä (Tanttari & Saarinen 1995). Tämä tulisi ottaa huomioon esimerkiksi ohjaamojen seinämien suunnittelussa.



Kuva 4.6 Esimerkkejä kappaleiden säteilysuhteista (Tanttari & Saarinen 1995).

4.2.3 Vaste

Vasteena mitataan yleensä melun tai värähtelyn voimakkuutta tietyssä pisteessä, esimerkiksi kuljettajan tai matkustajien korvan vieressä. Jos tämä piste on suljetussa tilassa, kuten kulkuvälineen ohjaamossa, voidaan äänitasoa vielä pienentää kyseisen tilan akustisilla ominaisuuksilla. Näihin taas voidaan vaikuttaa absorptiolla, dimensioilla ja geometrialla.

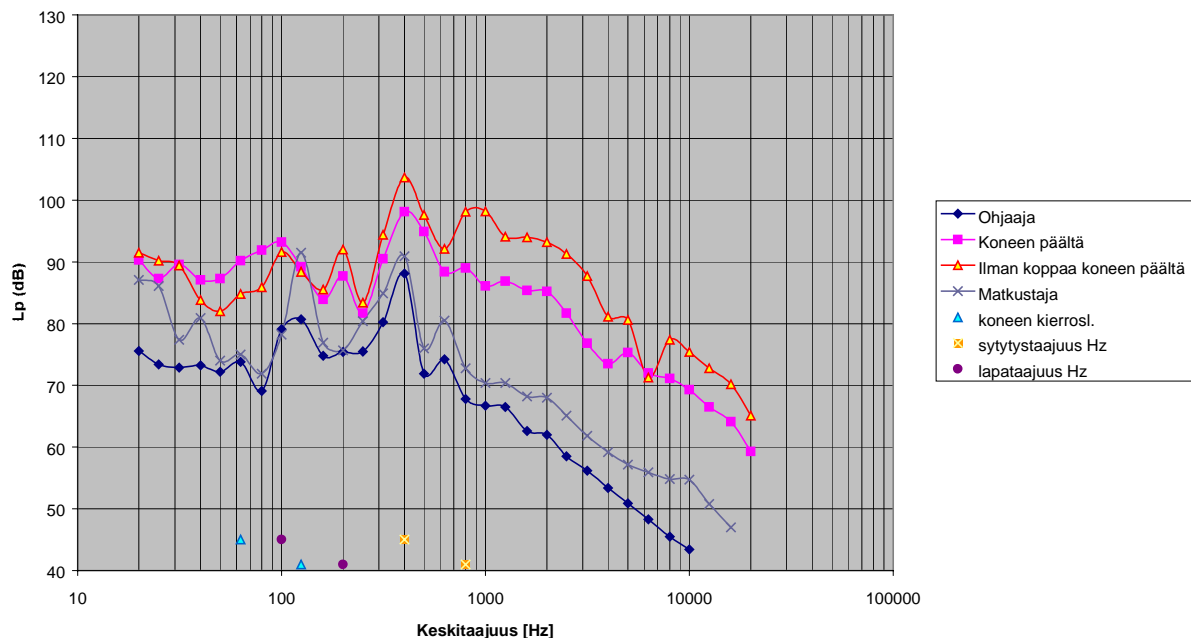
Absorptiomateriaalin avulla vaimennetaan ohjaamon akustisia ominaistajuuksia ja vähennetään kaiuntaa (Tanttari & Saarinen 1995). Absorptiomateriaaliksi sopivat mm. mineraali- ja lasivillat, avosoluiset muovit ja huokoiset keraamit. Ei-huokoiset joustavat materiaalit, esimerkiksi umpisoluiset muovit, absorboivat ääntä selvästi huonommin. Mikäli mahdollista, kannattaa absorptiomateriaali sijoittaa irti heijastavista seinäpinoista. Tämä ilmaväli korvaa osan absorptiokerroksen tarvittavasta paksuudesta. Ilmääntä voidaan absorboida myös akustisilla resonaattoreilla, kuten reikälevyillä, mutta ne toimivat vain kapeahkolla taajuusalueella.

4.3 Analysointi ja mallinnus

Hiljaisen ja tärinättömän kulkuvälineen tai työkonen suunnittelussa tarvitaan lähtötietoja herätteen ominaisuuksista, siirtoteistä ja hyväksyttävistä vasteista. Näiden analy-

sointia ja mallinnusta käsitellään tässä vain lyhyesti ja lähinnä vaimennuksen kannalta. Lukijaa kehoitetaan tutustumaan LIIKKUVÄRE-projektin muihin osaprojekteihin, joissa värähtelyn analysointia, mallinnusta ja simulointia on kehitetty.

Alustavan käsityksen herätteistä ja siirtoteistä, niiden ongelmallisista taajuusalueista ja vasteiden tasosta voi saada mittaamalla pelkästään vastetta. Tästä esimerkkinä mitattiin seitsemän erityyppisen veneen äänenpainetasot tersseittäin. Tulokset osoittavat, että hajonta A-painotettujen arvojen kesken on veneissä suurta esim. henkilöautojen vastavaan hajontaan verrattuna. Tersseittäin mitatuissa äänenpainetasoissa ei suurimmassa osassa veneitä esiintynyt kovin voimakkaita piikkejä, mutta koneen sytytystaajuus on kuitenkin usein nähtävissä, joissain tapauksissa myös potkurin lapataajuus (Hentinen & Marttila 2000).

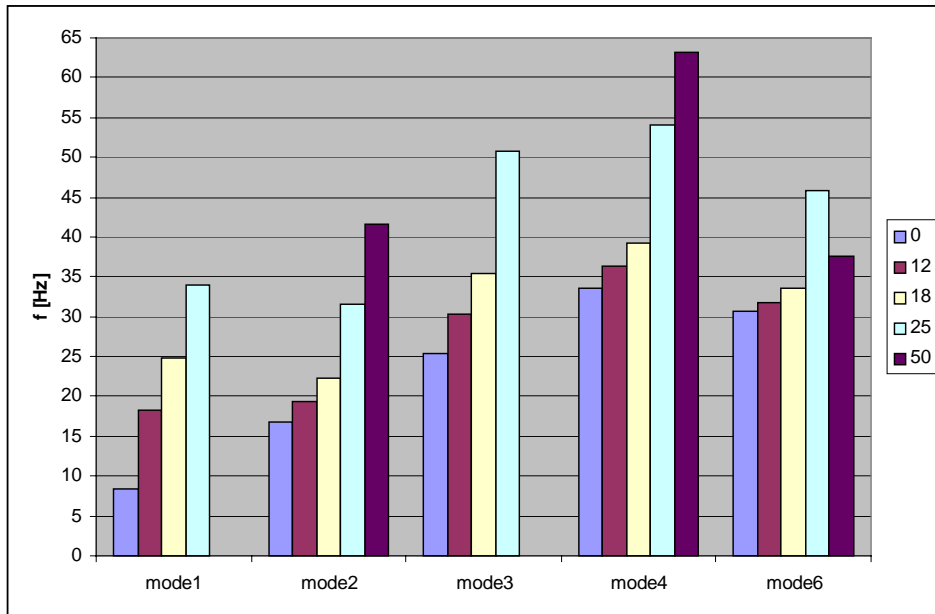


Kuva 4.7. Esimerkki perämoottoriveneen äänitasoista tersseittäin. Huom. koneen pyörimisnopeuden, sytytystaajuuden ja lapataajuuden pisteet kuvaavat vain taajuuksia, eivät äänitasoja (Hentinen & Marttila 2000).

4.3.1 Paneelien ominaistajuudet

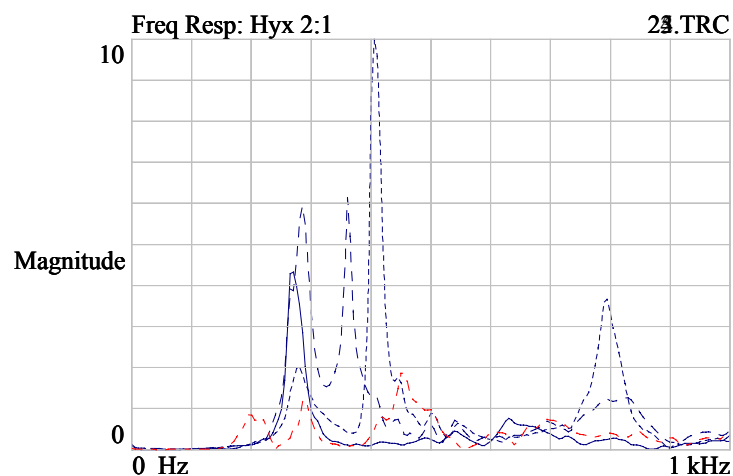
Rakenteen alimpien ominaistajuuksien tunteminen on välttämätöntä vaimennustoimenpiteitä suunniteltaessa. Suorille, suorakulmaisille ja isotrooppisille laatoille ominaistajuudet saadaan suoraan taulukkotapauksina (ks. esim. Karjalainen & Hentinen 2001), kun reunojen kiinnitys on joko nivelinen tai täysin jäykkä. Lujitemuovilaatoille

vastaavia arvoja voidaan laskea mm. ESACOMP-ohjelmalla. Muita geometrioita voidaan mallittaa FEM-ohjelmilla; kuvassa 4.8 esitetään lujitemuovilaatan laskennallisia ominaistajuuksia kaarevuuden funktiona.



Kuva 4.8. Paneelin kaarevuuden (0; 12; 18; 25; 50 mm) vaikutus paneelin alimpiin ominaismuotoihin (Siltala Yachts). Paneelin kaarevuudesta johtuen alin ominaistajuuks ei ole välttämättä muoto 1. Kaarevuudella 50 mm ominaistajuuudet 1 ja 3 ovat tarkasteltavan alueen ulkopuolella (>65Hz) (Karjalainen & Hentinen 2001).

Paneelien ominaistajuuksia voidaan määrittää kokeellisesti iskuvasaratestin avulla. Näiden tuloksista ovat esimerkkinä veneen puolivalmiille lujitemuovirungolle tehdyt kokeet (kuva 4.9).

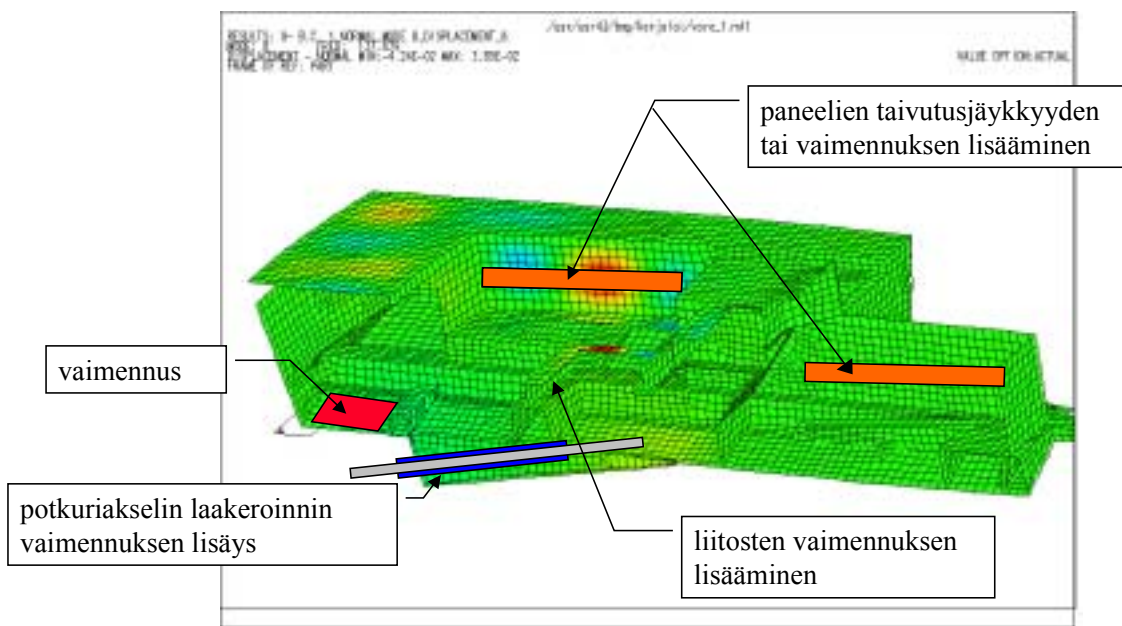


Kuva 4.9. Veneen lujitemuovirungolle tehdyn iskuvasarakokeen tuloksia.

4.3.2 Koko rakenteen tai osarakenteen mallinnus

Elementtimenetelmän (FEM) käyttökohteita akustisessa suunnittelussa ovat rakenteellisten värähtelyjen laskenta (ominaistaajuudet ja -muodot, taajuusvasteet) ja akustisten värähtelyjen laskenta (ominaistaajuudet ja ominaisvärähtelymuodot, taajuusvasteet, rakenteen säteilemä ääniteho). Mallit kasvavat helposti suuriksi; esimerkiksi LIIKKUVÄRE-projektin osaprojektissa 2 (Ajoneuvovärähtelyn mallinnus ja simulointi) on mallinnettu avoauton koko korirakenne ja yhdistetty siihen renkaiden, akseliston, jousien ja vaimentimien käyttäytymistä kuvaavat mallit, ks. esim. (Kiviniemi & Holopainen 1999).

Värähtelyjen laskentaan tarvittavan mallin määrittely on työlästä, ellei käytettävissä ole valmista CAD-mallia. Kuvassa 4.10 esitetään sisämoottoriveneen osarakenteen malli, jonka avulla määritettiin tärkeimpiä vaimennuskohteita. Herätetaajuuksia ovat dieselmoottorin sytytystaajuus ja potkurin lapataajuus. Lujitemuovikappaleissa tulee erityisesti kiinnittää huomiota siihen, että materiaaliarvot ja -paksuudet mallitetaan toteutuneen rakenteen mukaisesti.



Kuva 4.10. Sisämoottoriveneen osarakenteen ja tärkeimmät vaimennuskohteet.

Akustisessa reunaelementtimenetelmässä (BEM) mallinnetaan akustisen alueen reuna, tilavuus kuvataan vain ilman ominaisuudet määrittelevillä tiedoilla. Reunaelementtimenetelmällä voidaan tarkastella mm. kappaleen äänensäteilyä, äänikenttää suljetussa tilassa, äänen heijastumista kappaleen pinnalta ja vaimentimen läpäisyvaimennusta. Kytke-mällä reunaelementtimalli rakenteelliseen elementtimalliin voidaan laskea kytkeytyjä

ongelmia, kuten seinien ääneneristävyyttä. Menetelmän ongelmana on laskennan raskaus (Tanttari & Saarinen 1995).

Tilastollinen energia-analyysi SEA perustuu energiatasapainomalliin systeemiin syötetyn tehon ja häviöiden välillä. Menetelmän etu on, että jako akustisiin ja rakenteellisiin ongelmiin häviää, kun tarkasteltava muuttuja on energia. Mallin ratkaisu vie huomattavasti vähemmän tietokoneaikaa kuin elementtimenetelmät. Ongelmana on yleensä laskennan vaatimien parametrien saatavuus. Aiheeseen on hyvä tutustua lähteiden (Lyon & DeJong 1995), (Uosukainen & Pesonen 1983), (Hynnä 1991), (Hynnä et al. 1995) avulla.

4.3.3 Tärinäeristimien mallinnus ja testaus

Tärinäeristimien oikea mitoitus edellyttää keinoja mallintaa ja testata niiden dynaaminen siirtojäykkyys ja häviökertoimen avulla saatu vaimennus. Näitä ei kuitenkaan käsitellä tässä, vaan tärinäeristimien yli siirtyvän runkoäänitehon määrittystä ja tärinäeristimien testausjärjestelmiä esitetään liitteissä 3 ja 4.

5. Vaimennuskeinot

Kun tavanomaiset rakennemuutokset ja herätteen pienentäminen eivät enää auta tai niihin ei muista syistä voida vaikuttaa, täytyy ottaa käyttöön erilaiset vaimennuskeinot. Kohta 5.1 käsittelee passiivista vaimennusta ja perustuu pääosin Tapio Lahden (Akukon Oy) kirjoittamaan state-of-the-art-kirjallisuusselvitykseen ”Kuljetusvälineiden vaimennusratkaisut”. Kohdat 5.2–5.4 käsittelevät puoliaktiivista ja aktiivista värähtelynvaimennusta. Ne ovat kirjoittaneet Kalervo Nevala ja Aki Vähänikkilä (Oulun yliopisto) sekä Markku Järviluoma (VTT Elektroniikka).

5.1 Passiivinen vaimennus

Passiivisilla, ”perinteisillä” keinoilla pyritään värähtelevästä rakenteesta muuntamaan liike-energiaa toiseksi energiamuodoksi (yleensä lämmöksi) jonkin vaimennusmekanismin avulla. Vaimennus voi syntyä rakenteen materiaalissa, liitoksissa, ympäröivässä väliaineessa tai erillisissä vaimentimissa. Järjestelmä on stabiili eikä jäykkyyttä ja vaimennusta säädetä tarpeen mukaan, kuten puoliaktiivisessa tapauksessa. Järjestelmään ei myöskään tuoda ulkopuolista energiaa, kuten aktiivisessa tapauksessa.

Tämä luku perustuu Tapio Lahden (Akukon Oy) kirjoittamaan state-of-the-art-kirjallisuusselvitykseen ”Kuljetusvälineiden vaimennusratkaisut”, joka on kokonaan liitteessä 2. Tähän lukuun on koottu eri vaimennuskeinojen esittelyt, jotka sisältävät lyhyesti periaatteen ja käyttöesimerkkejä. Kaikki tarkemmat tiedot ja mm. suurin osa kuvista ja kaavoista ovat vain liitteessä 2.

Tarkoituksena on esittää ne tärinän vaimennuskeinot, joita kuljetusvälineen valmistaja voisi järkevästi käyttää. Pois jäävät esimerkiksi koneistojen ja voimansiirtojärjestelmien herätteiden ja sisäisten värähtelyjen vaimentimet sekä vain rakennuksiin sopivat ratkaisut. Meluntorjunnan osalta tavoitteena on vastaavasti löytää akustisesti ja taloudellisesti käyttökelpoisia ratkaisuja.

5.1.1 Vaimennuksesta yleensä

Vaimentaminen ja vaimennus on yleiskäsite, joka tarkoittaa fysiikassa väljästi suunnitellun samaa kuin vähentäminen, pienentäminen tai hiljentäminen. Se sisältää absorption eli energian häviämisen eli imeytymisen lämmöksi mutta myös muista syistä tapahtuvan vähenemisen, kuten synnyn eli herätteen estämisen ja etenemisen estämisen. Eristys on ahtaampi käsite, sillä tarkoitetaan energian siirtymisen estämistä kahden paikan tai pisteen välillä, esimerkiksi kääntämällä etenevä energia tai aalto takaisin paluusuuntaan.

Värähtelyn vaimennus

Rakenteen vaimennus on sen värähtelyä säätelevistä tekijöistä tärkeimpiä. Se on yksi ominaisuuksista, jotka määräävät, mikä on rakenteen vaste siihen kohdistuville dynaamisille voimille. Sitä voidaan myös käyttää yhtenä mittana värähtelyhallinnan laadulle tai laajuudelle. Vaimennus viittaa rakenteen kykyyn vaimentaa omat värähtelynsä; tämä kyky luodaan tai tuotetaan rakenteen suunnittelulla, materiaalien ominaisuuksilla tai lisämateriaaleilla taikka lisäosilla.

Vaativammissa tapauksissa, kun tavoitellaan suuria vaimennuksia, rakenteen suunnittelun tarkastelu ei yksinään riitä. On osoittautunut välttämättömäksi ottaa huomioon myös erityisen vaimentavien materiaalien käyttö. Tämä puoli värähtelyhallinnasta on toistaiseksi suhteellisen tuore ja voimakkaasti kehittyvä.

Vaimennuksen analyysiä ja mittausta varten käytetään useita matemaattisia vaimennuksen malleja. Nämä mallit eivät kuitenkaan välttämättä täsmälleen kuvaa todellista fyysikaalista energian häviämisen mekanismia. Malleja ovat

- viskoottinen vaimennus (vaimennusvoima verrannollinen nopeuteen)
- hystereettinen vaimennus (vaimennusvoima verrannollinen poikkeamaan)
- Coulombin vaimennus (vaimennusvoima on vakio).

Vaimennuksen kuvaamiseen käytetään suurta joukkoa eri suureita. Aineen tai rakenteen häviökerroin (loss factor) on näistä ehkä yleiskäyttöisin.

Kulku- ja kuljetusvälineet ovat yleensä vahvasti tekemisissä värähtelyn ja sen vaimentamisen kanssa. Monet asiaan vaikuttavat olosuhteet vaihtelevat laajalti: lämpötila, taajuus sekä jännitys- ja venymäamplitudit. Käytettyjen materiaalien on tarpeen säilyttää halutut ominaisuutensa näiden käytössä eteen tulevilla vaihtelualueilla. Samalla on otettava huomioon hinta, paino, kestävyys, stabiilius jne. Vaimennusominaisuuksien ja muiden tekijöiden (jäykkyyden, lujuuden) välinen sovittaminen vaatii optimointia.

Joka tapauksessa lähdetessä suunnittelemaan ja optimoimaan värähtelyn vaimennusta, voidaan ongelman tunnistuksen ja ratkaisun tärkeimmät askeleet nimetä seuraavasti:

- Varmistetaan, että ongelman aiheuttaa resonoiva värähtely.
- Järjestelmälle tehdään dynaaminen analyysi, jolla selvitetään resonanssitaajuuDET, värähtelymuodot ja vaimennus.
- Määritellään ympäristöolosuhteet, joissa järjestelmä toimii.
- Määritellään ongelman poistamiseksi tarvittava vaimennusratkaisu.
- Valitaan vaimennukseen sopivat materiaalit ja perussijoitus.
- Laaditaan hankittuihin tietoihin perustuva vaimennussuunnitelma.

Äänen vaimennus

Äänen hallinnassa pätee samantyyppinen menetelmien jako passiivisiin ja aktiivisiin keinoihin kuin värähtelylläkin. Passiivisilla ”perinteisillä” menetelmillä pyritään joko absorboimaan (”imeyttämään”) äänienergia vaimennus- tai eristysmateriaaliin lämpöenergiaksi taikka yritetään vaikeuttaa sen etenemistä väliaineen tai kulkureitin muutoksilla, esimerkiksi pyrkimällä heijastamaan se takaisinpäin tulosuuntaansa.

Säteilyeristyksellä tarkoitetaan eristystyyppisiä mekanismeja, jotka vähentävät tai estävät kiinteän aineen värähtelyenergian säteilyä eli siirtymistä ilmaääneksi.

Varsinaisen ilmaäänieristyksen tapauksessa energia on jo ilmaääntä, ja sen etenemistä yhdestä tilasta (huoneesta tms.) toiseen rajoitetaan erillisellä rakenteella. Rakenne voi sekä heijastaa ääniaaltoja takaisin että absorboida niitä itseensä.

Äänenvaimentimet ovat äänieristyksen erikoistapaus. Niillä estetään äänen etenemistä kanavassa, kuten esimerkiksi pakoputkessa tai imuilman ottokanavassa. Äänenvaimentimet jaetaan kahteen luokkaan sen mukaan, tapahtuuko niissä energian imeytymistä (resistiivinen vaimennin) vai pyritäänkö ääniaallon etenemistä estämään vaikuttamalla sen heijastuksiin (reaktiivinen vaimennin).

Äänen absorptio on vaikutuskeino, jota voidaan käyttää kaikissa tiloissa ja pinnoilla, joiden kautta ääniaallot edetessään heijastuvat. Osa äänienergiasta imeytyy absorptiomateriaaliin muuttuen lämmöksi.

5.1.2 Värähtelyn hallintakeinot

Käytettävissä olevat mekaanisten värähtelyjen hallintakeinot voidaan yhden jaon mukaan luokitella passiivisiin, puoliaktiivisiin ja aktiivisiin keinoihin. Tässä kohdassa käsitellään vain passiivisia keinoja, puoliaktiivista ja aktiivista värähtelyn hallintaa käsitellään kohdissa 5.2 ja 5.3.

Passiivisilla, ”perinteisillä” keinoilla pyritään värähtelevästä rakenteesta poistamaan energiaa jonkin vaimennusmekanismin avulla. Värähtelyn liike-energia muuttuu tavallisesti lämmöksi. Vaimennus voi syntyä rakenteen materiaalissa, liitoksissa, ympäröivässä väliaineessa tai erillisissä vaimentimissa. Järjestelmä on aina stabiili ja periaatteessa helppo toteuttaa. Käytännössä vaimennusta ei useinkaan saada riittäväksi tai ainakaan optimaaliseksi. Puoliaktiivisessa tapauksessa ominaisuuksia, lähinnä jäykkyyttä ja vaimennusta, säädetään sopivissa kohdin optimaalisen vaimennuksen tuottamiseksi. Jär-

jestelmään ei kuitenkaan tuoda jatkuvasti ulkopuolista energiaa, kuten aktiivisessa tapauksessa.

Rakenteiden passiivinen vaimennus koostuu vaimennuksesta materiaaleissa itsessään sekä mekaanisen kokonaisrakenteen tuottamasta lisävaimennuksesta, minkä tavallisin aiheuttaja ovat liitokset. Se, onko jälkimmäisillä hallitseva asema kokonaisvaimennuksen tuottajana, riippuu rakenteen monimutkaisuudesta sekä liitosten laadusta, määrästä ja kuormasta.

Liitosten ohella tehokas monimutkaisen rakenteen vaimennustapa on käyttää erillisiä vaimentimia rakenneosien välissä. Tavallisimpia vaimentimia ovat perinteinen neste-vaimennin eli iskunvaimennin sekä viskoelastinen vaimennin. Erikoisempia vaimentimia ovat taas reologiset nestevaimentimet, kitkavaimentimet, sähköiset vaimentimet sekä virtausvaimentimet.

Paitsi rakenneosien väliin, voidaan vaimennin lisätä myös rakenteen päälle tai pinnalle, ”kylkeen”. Tällöin kyseeseen tulevat perinteiset massavaimentimet sekä niiden muunnokset. Yksinkertaisimmillaan massavaimennus voi tarkoittaa pelkän massan lisäämistä tai poistoa, mutta tämän keinon soveltuvuus tai tehokkuus ovat yleensä hyvin rajallisia. Varsinainen perinteinen massavaimennin muunnoksineen, kuten mm. impaktivaimennin tai nestevaimennin (sloshing-vaimennin), voivat joskus ratkaista värähtelyongelmat varsin näyttävästi ja tehokkaasti.

Runkoäänen vaimennus ja eristys muodostavat kokonaisuutena yhdistelmän yllä mainituista keinoista. Raskasmatot sekä ruiskutettavat tai levitettävät massat ovat lisäkerrostekniikan sovellus. Runkoäänilähteen tärinäeristys puolestaan on liitoksen vaimennuksen tai eristyksen erikoistapaus.

5.1.3 Rakennemateriaalin vaimennus

On olemassa lukuisia mekanismeja, joiden ansiosta värähtelyenergia voi kulua aineen sisällä. Nämä mekanismit liittyvät yleensä aineen sisäisen rakenteen koostumukseen ja vaihtelevat kiderakenteen muodosta aina molekyyylimittakaavan ilmiöihin. Suuri osa materiaalien vaimennuksen tietämyksestä on luonteeltaan kokeellista, ja mekanismien taustalla vaikuttavia fysikaalisia syitä ei aina täysin tunneta.

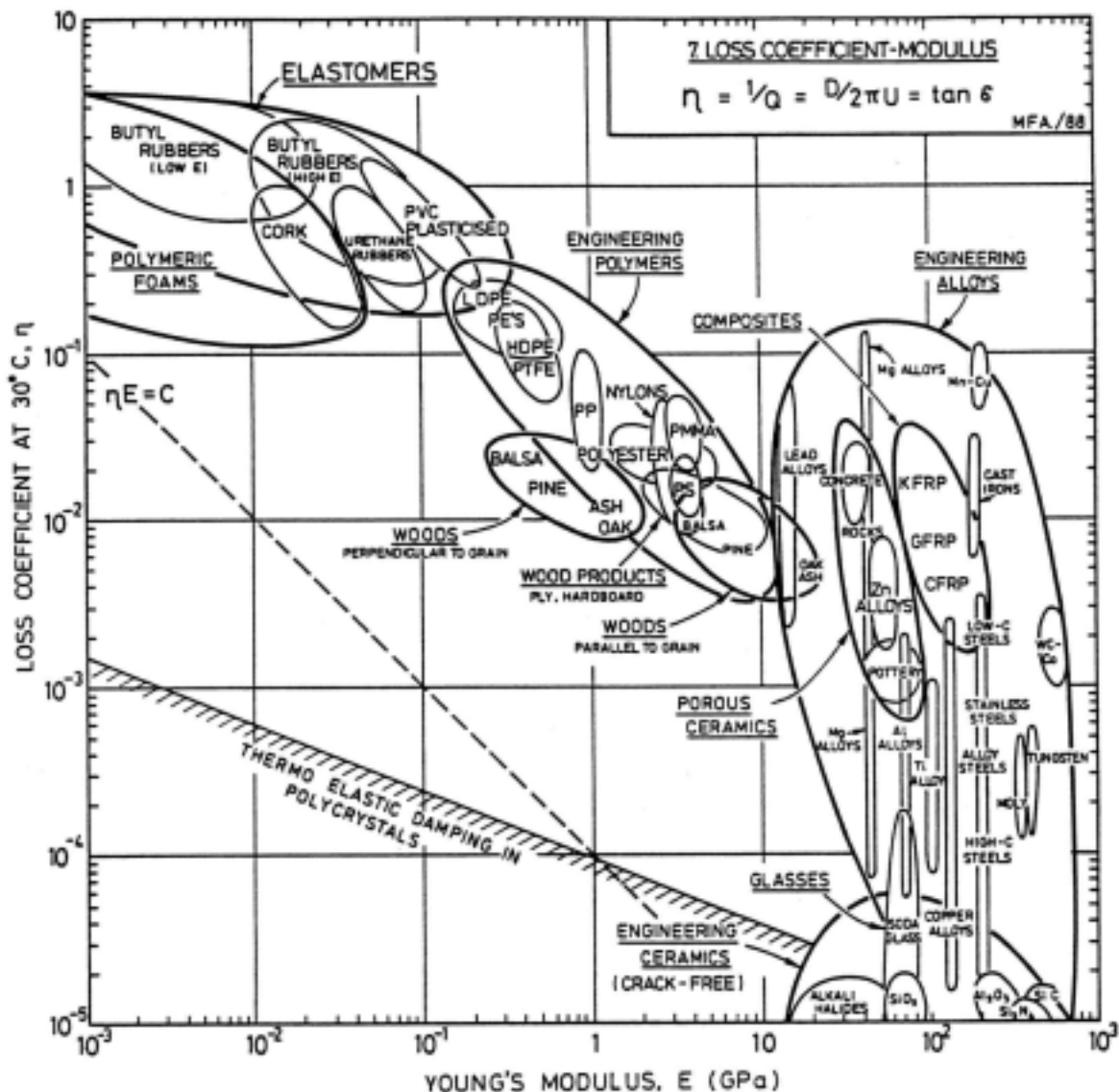
Rakenteiden vaimennuksen lisäämiseksi on tarjolla monia erilaisia materiaaleja: suuri-vaimennuksisia metalleja, viskoelastisia polymeerejä ja useita yhdistelmä-materiaaleja. Näiden vaimennusten mekanismit ovat mutkikkaita ja poikkeavat toisistaan huomattavasti.

Useat materiaaleista sopivat sellaisinaan vain joihinkin sovelluksiin tai olosuhteisiin. Esimerkiksi viskoelastisilla materiaaleilla on huomattava vaimennuskyky, joka sopii moniin sovelluskohteisiin, mutta ne ovat herkkiä eräille ympäristöoloille, mm. suurille lämpötiloille, ja joissakin sovelluksissa niiden lujuus tai jäykkyys ei riitä. Suurivaimennuksiset metallit ja metalliseokset sopivat tilanteisiin, joissa tarvitaan hyvän vaimennuksen ohella suurta lujuutta.

Aineiden vaimennuskyky on yleensä kääntäen verrannollinen jäykkyyteen, ks. kuva 5.1.1. Esimerkiksi elastomeereilla on suurin vaimennuskyky, mutta melko vähäinen jäykkyys, kun taas useimmilla teräksillä ja metalliseoksilla on pieni vaimennuskyky ja suuri jäykkyys. Joillakin suurivaimennuksisilla metalliseoksilla on kuitenkin sekä melko suuri vaimennuskyky että melko suuri jäykkyys. Useiden aineiden vaimennuskyky riippuu tuntuvasti monista eri tekijöistä, kuten lämpötilasta, taajuudesta, jännityksen laajuudesta (amplitudista) jne.

Idealisilla elastisilla aineilla niiden jännityksen ja venymän sitoo toisiinsa yksinkertainen vakio, leikkausmoduuli. Viskoelastisilla aineilla jännitys ja venymä eivät värähtele samassa tahdissa, vaan niiden välillä on viivettä eli vaihe-ero. Venymä on hieman jännityksen vaihetta jäljessä. Tätä kuvaa kompleksinen leikkausmoduuli.

Aineen kompleksinen moduuli voidaan mitata useilla eri menetelmillä. Mittaukset tehdään aina materiaalinäytteille; tavallisin menetelmä on värähtelevän palkin testi. Komposiittipalkin mitatuista jäykkyydestä ja häviökertoimesta lasketaan aineen (kappaleen muodosta riippumattomat) ominaisuudet. Tätä on kuvattu liitteen 2 kohdassa 3.3.



Kuva 5.1.1. Häviökertoimen η ja kimmomoduulin arvoja eri materiaaleille (Ashby 1989).

Suurivaimennuksiset metalliseokset

Useimmilla rakenteissa käytetyillä metalleilla ei ole suurta vaimennusta sellaisilla jännityksen amplitudeilla, jotka ovat tavallisia rakennevärähtelyille. Sen sijaan metalliseoksia, joilla on suuri vaimennus, on jatkuvasti kehitetty viime vuosikymmeninä. Niiden vaimennuskyky voi olla kaksikin kertaluokkaa suurempi kuin tavallisilla metalliseoksilla.

Suurivaimennuksisilla metalleilla ja -seoksilla suurin osa vaimennusmekanismeista johtuu sisäisestä kitkasta, joka liittyy mikrorakenteen epäpuhtauksien jännityksen aiheuttamaan liikkeeseen. Vaimennusmekanismit ovat epälineaarisia, jolloin vaimennus

riippuu käytännössä värähtelyn laajuudesta (amplitudista) mutta on riippumaton taajuudesta. Vaimennuksen parantuminen saavutetaan yleensä lujuuden kustannuksella, joten optimointi vaimennuksen ja lujuuden välillä nousee suunnittelussa tärkeäksi tekijäksi.

Käyttökelpoiselta vaimennusteräkseltä vaaditaan vaimennuskyvyn lisäksi hyviä mekaanisia ominaisuuksia sekä hyvää hitsattavuutta, työstettävyyttä ja muokattavuutta. Tärkeimmät vaimennusteräokset ovat viime vuosina olleet Fe-12Cr-perustaisia seoksia. Näissä teräksissä yhdistyy hyvä vaimennus melko hyviin mekaanisiin ja korroosio-ominaisuuksiin. Liitteen 2 luvussa 5 esitellään mm. japanilaisen NKK-yhtiön kehittämä niukkaseosteinen ferriittinen 'Serena', jonka nimellinen häviökerroin on 0,01.

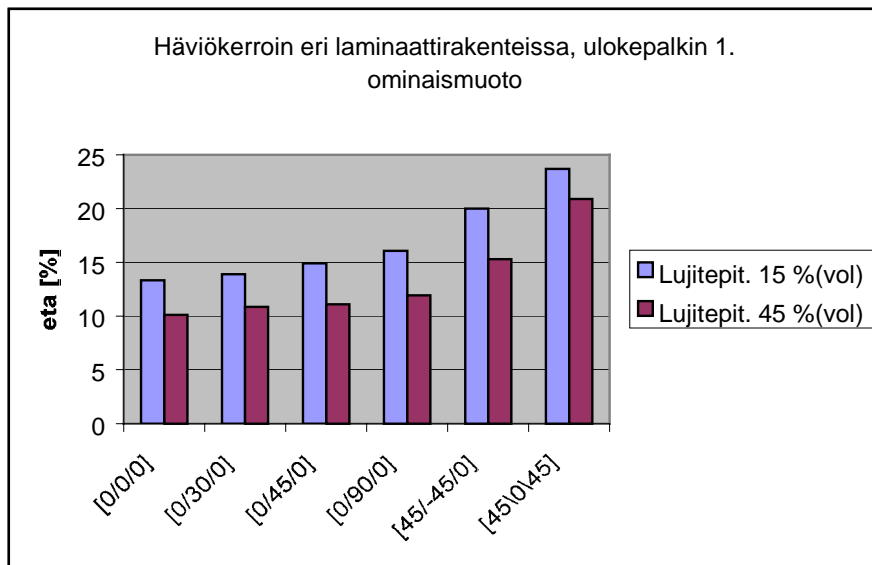
Koneenrakennuksessa eniten käytetyt valuraudat ovat somu- ja pallografiittirauta. Pallografiittiraudan mekaaniset ominaisuudet ovat erinomaiset, mutta sen vaimennus on vain vähän terästä suurempi. Suomugrafiittivaluraudan vaimennuskyky on hyvä ja se on koneenrakennuksessa yleisimmin käytetty metallinen vaimennusmateriaali.

Polymeerit ja lujitetut muovit

Polymeerit ovat tyypillisiä viskoelastisia materiaaleja, joiden vaimennus tapahtuu pitkissä ristiinkytkeytyissä molekyyliketjuissa. Niiden dynaamisia ominaisuuksia kuvataan tavallisesti käyttäen moduulia ja häviökerrointa. Nämä ominaisuudet vaihtelevat lämpötilan, taajuuden, staattisen venymän ja dynaamisen venymän amplitudin mukaan. Lämpötila on tavallisesti näistä tärkein tekijä. Usein materiaalin ominaisuuksiin vaikuttavat myös vanheneminen sekä altistuminen öljylle ja paineelle. Polymeerisiä vaahtomuoveja ovat mm. polyuretaani (PU), polyvinyylidikloridi (PVC) ja polymetakryylimidi (PMI). Niitä voidaan käyttää sandwich-rakenteiden ydinkerroksena, vaimentavana pintakerroksena tai suljetuissa ohutlevyrakenteissa täyteaineena.

Viskoelastisten materiaalien (amorfiset termoplastiset polymeerit) suurimman vaimennuksen alue on ns. lasitransitiolämpötilan tienoilla. Kun polymeerejä käytetään rakennusmateriaaleina, käyttökelpoinen lämpötila-alue on lasisiirroslämpötilan alapuolella. Tälläkin alueella polymeerien vaimennus on kuitenkin suurempi kuin useimmilla muilla aineilla.

Kuitulujitettujen muovien vaimennus riippuu laminaatin määräävistä parametreista: kuitu- ja sideaineista, kuitujen pituudesta ja suunnasta, ks. kuva 5.1.2 ja liitteen 2 kohta 5.1. Vaimennuksen pääosa tapahtuu muovimatriisissa sekä kuitujen ja matriisin rajapinnassa. Tästä johtuen on vaimennuksen kannalta hyödyllistä, jos lujitteiden ja kuormituksen suunnat poikkeavat toisistaan ja jos matriisissa vaikuttaa suuria leikkausjännityksiä. Tällöin laminaatin jäykkyys kuitenkin pienenee.



Kuva 5.1.2. Ulokepalkista mitattu häviökerroin eri laminaattirakenteissa, 1. ominaismuodon taajuusalue 20–50 Hz (Karjalainen & Hentinen 2001).

Kerroslevyt ja materiaaliyhdistelmät

Monimateriaalituotteissa on päämääränä käyttää eri materiaaleja yhdistettyinä niin, että kunkin materiaalin parhaat ominaisuudet tulevat käyttöön. Nämä ns. multimateriaalit voivat olla sopiva ratkaisu värähtelyn vaimennuksen hallintaan. Erilaiset kerroslevyt ja vaimentavat lisäkerrokset, usein myös liimaliitokset, ovat tästä esimerkkejä.

Kerroslevyrakennetta käytetään pääasiassa silloin, kun halutaan saavuttaa suurempi taipuvuusjäykkyys kuin samanpainoisella yksikerroslevyllä. Tällöin valitaan kevyt ydinaine, jonka paksuus on pintalevyihin verrattuna suuri. Jos taas päätarkoituksena on lisätä vaimennusta eikä jäykkyyttä, tulee jäykkien pintalevyjen välissä olla ohut, viskoelastinen materiaali. Esimerkiksi metallipintaisten ns. MPM-levyjen ydinmateriaali on tyyppillisesti paksuudeltaan 10–20 % yhdistelmän kokonaispaksuudesta ja levyt ovat yleensä edelleen työstettävissä, muotoiltavissa ja pistehitsattavissa samoilla työkaluilla kuin tavalliset ohutlevyt. Ydinaineena yleisimmin käytettyjä kestumuoveja ovat polypropeeni (PP), polyeteeni (PE) ja polyamidi (PA) sekä kertamuoveista tyydyttämätön polyesteri (UP). Katso myös liitteen 2 kuva 5.1.

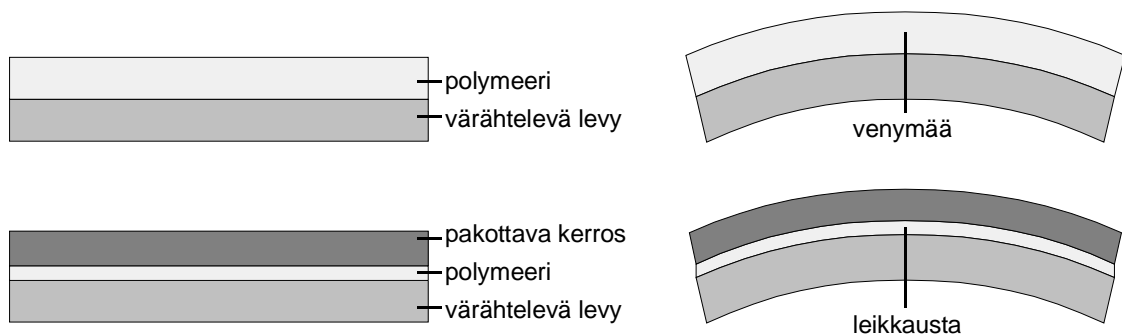
Lisäkerrokset

Valmiin rakenteen vaimennuksen lisäämiseen käytetään yleisesti vaimentavan lisäkerroksen tekniikkaa. Kaksi perusvaihtoehtoa ovat (kuva 5.1.3)

- ulkoinen vaimennuskerros (vapaa viskoelastinen lisäkerros) ja

- pakotettu (*constrained*) vaimennuskerros (kahden rakenteellisen levykerroksen väliin pakotettu viskoelastinen kerros). Pakotettu kerros voi olla myös moninkertainen (multiple constrained layer).

Vapaassa vaimennuskerroksessa esiintyy periaatteessa lähinnä venymää ja puristusta. Pakotetun rakenteen vaimennuskerroksessa esiintyy sen sijaan lähinnä leikkausta. Viskoelastinen leikkaustyyppinen muodonmuutos muuttaa energiaa tehokkaammin lämmöksi kuin venymä ja puristus, joten pakotettu lisäkerros parantaa vaimennusta enemmän tai pienemmällä kerrospaksuudella kuin vapaa lisäkerros. Pakotetun kerroksen parannetuista muunnelmista on esimerkkejä liitteen 2 kohdassa 5.2.



Kuva 5.1.3. Vapaa, ulkoinen viskoelastinen kerros (ylempi) ja pakotettu viskoelastinen kerros (alempi), joka lisää värähtelevän levyn vaimennusta (liite 2).

Runkoäänien vaimentamiseen käytettävät kumi- tai bitumiperustaiset raskasmatot tai pintaan levitettävät massat ovat tyypillinen vapaan lisäkerroksen sovellus. On huomattava, että ne myös lisäävät olennaisesti vaimennettavan levyn massaa. Tällöin jokaisen ominaisuuden värähtelyamplitudi pienenee, jos herätetaajuus on resonanssitaajuuden yläpuolella.

5.1.4 Liitosten vaimennus

Energian häviöiden mekanismit rakenneliitoksissa ja epäjatkuvuuskohdissa ovat monikikkaita. Monissa liitoksissa kyseessä on ensisijaisesti kitka (kuten niitti- ja ruuviliitoksissa). Jännityksen keskittymät itse liitoksissa ja niiden lähellä johtavat myös lisääntyneeseen vaimennukseen, sillä näissä kohdin vaimennus kasvaa, kun jännityskin kasvaa.

Moottoreissa ja muissa koneissa tapahtuu myös merkittäviä viskoottisia häviöitä, joiden aiheuttajana on ohuet öljykerrokset kapeissa raoissa. Kevyissä levyrakenteissa akustiset häviöt – säteily ilmaääneksi – voi olla tuntuva värähtelyenergian häviön syy.

Rakenteellisten liitosten vaimennuksesta on saatavilla suhteellisen vähän tietoa, ja tuotteen suunnitteluvaiheessa se on riittämätöntä optimointiin. Myöskin tutkimukset, joissa verrataan erilaisten liitostapojen vaimennuksia, ovat harvinaisia.

Pulttiliitosten vaimennuksesta tiedetään, että hyvä vaimennus saavutetaan vasta, kun pultin esikuormitus on enintään vain noin 40 % nimellisestä maksimikuormasta. Pultti on siis jätettävä löysälle. Tämä ei yleensä ole hyväksyttävää rakenteen jäykkyyden ja yhtenäisyyden kannalta. Sen sijaan, jos liitokseen lisätään viskoelastinen kerros, hyvä vaimennus saavutetaan myös tiukemmilla pulttiliitoksilla. Viskoelastinen kerros parantaa liitoksen vaimennusta noin 50–100 %.

Liimaliitoksilla voidaan toteuttaa vaimennukseltaan vieläkin tehokkaampia liitoksia. Esimerkiksi epoksi- ja polyuretaaniliimoilla on suuri lujuus ja hyvät vaimennusominaisuudet. Liimatulla teräs-teräслиitoksella on havaittu olevan n. 2–3 %:n häviökerroin, kun liimana käytetään epoksihartsia. Tästä on esitetty koetuloksia esimerkiksi lähteessä (Hildebrand & Vessonen 2000).

Hitsattujen teräsrakenteiden liitosten vaimennusta voidaan jonkin verran kasvattaa käyttämällä hitsausgeometrioita, jotka lisäävät yhteenhitsattujen osien keskinäistä kitkaa. Ratkaisut ovat jälleen kompromisseja vaimennuksen ja rakenteen yhtenäisyyden välillä. Optimaalisen ratkaisun mitoitus varten ei kuitenkaan vielä ole saatavissa riittävästi tietoja.

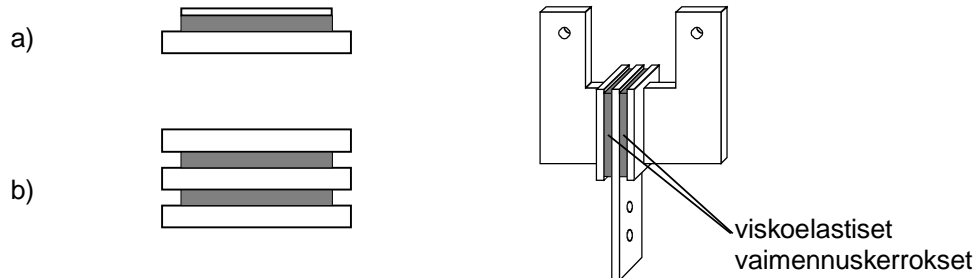
Vaimennin rakenneosien välissä

Tärinäeristin on yksinkertaisimmassa muodossaan rakenneosien välissä oleva liitos, joka voidaan kuvata häviöllisellä jousella tai ideaalisella jousella ja vaimentimella.

Iskunvaimentimella yksinkertaisimmassa muodossaan tarkoitetaan erillistä laitetta, joka toteuttaa tämän järjestelmän häviöt (vastakohtana jousen omat sisäinen häviöt). Vaimennin on tavallisimmin viskoottinen eli viskoosivaimennin. Tutuimmassa käytössä, auton iskunvaimentimena, viskoosivaimentimen muodostaa nesteen täyttämä sylinteri.

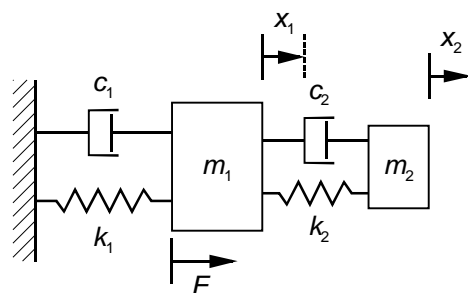
Viskoelastinen vaimennin taas on yksinkertaisimmillaan häviöllinen (kumi- tms.) jousi koneen tai rakenteen tärinäeristimenä. Vaimennus tapahtuu jäykkien kerrosten väliin pakotetun viskoelastisen kerroksen venymä- ja leikkausmuodonmuutoksen ansiosta. Näistä leikkaus on pääasiallinen vaimennusmekanismi. Vaimentimen asennon suhteessa vaimennettavaan värähtelyyn tulisi olla sellainen, että likimain kaikki liike on leikkaussuuntaista, ks. kuva 5.1.4.

Koneiden värinäeristimien lisäksi viskoelastisia vaimentimia on käytetty tuulen aiheuttamien värähtelyjen vaimentamiseen korkeissa rakennuksissa, mm. tunnetussa World Trade Center -kaksoispilvenpiirtäjässä New Yorkissa.



Kuva 5.1.4. Tavallisimman viskoelastisen vaimentimen periaate: (a) pakotettu viskoelastinen kerros, (b) varsinainen kaksoissandwichvaimennin sekä esimerkki käytännön toteutuksesta (liite 2).

Dynaamisessa massavaimentimessa alkuperäiseen värähtelevään järjestelmään lisätään uusi massa m_2 (kuva 5.1.5). Se muodostaa yhdessä oman ripustuksensa joustavuuden ja mahdollisen vaimennuselementin kanssa uuden värähtelevän, yhden vapausasteen jousimassajärjestelmän. Sen resonanssitaajuus viritetään halutulle, torjuttavalle taajuudelle. Resonanssissa värähtelevä apujärjestelmä aiheuttaa alkuperäiseen vaimennettavaan järjestelmään värähtelyä kumoavan voiman. Viritetty massavaimennin sopii kevyille rakenteille, joiden pakkovärähtelyn heräte on vakiotajuinen ja lähellä rakenteen resonanssitaajuuksia. Laajakaistaiselle herätteelle dynaaminen massavaimennin ei yleensä sovi, ks. liitteen 2 kuvat 6.4 ja 6.6.



Kuva 5.1.5. Tavallinen dynaaminen massavaimennin.

Kirjallisuudessa usein mainittu sovellus on SAAB 340 -matkustajakoneen rungon kylkilevyjen värähtelyn vaimennus suurella määrällä pieniä massavaimentimia. Tämän esihankkeen onnistuminen johti muihin sovelluksiin mm. autoteollisuudessa. Toinen julkisuudessa mainittu onnistunut esimerkki tekniikan käytöstä on Volvo 960 -sarjan autojen kylkilevyjen värähtelyn vaimennus. Lopputuloksena oli melutason vaimentuminen n. 10 dB. Lisää esimerkkejä on liitteen 2 kohdassa 6.3.

Perinteisestä viritetystä massavaimentimesta on olemassa useita muunnoksia:

- tavallinen joustavasti ripustettu massa
- heiluri, johon liittyy vaimennin,
- nestevaimennin, jossa heilahtelevana massana on nestettä,
- impaktivaimennin, jossa on vapaasti liikkuva törmäilevä massa.

Impaktivaimentimen värähtelevä järjestelmä on suljetussa tilassa vapaasti liikkuva massa, joka aiheuttaa törmäilyillään värähtelyä vähentäviä liikemäärän muutoksia. Impaktimassan perustyyppinä ovat vierivä metallipallo ja riippuva ketju. Törmäyskohdassa pehmuste vähentää iskun mahdollisesti aiheuttamaa soimista. Impaktivaimentimia on käytetty menestyksellisesti kevyiden resonoivien rakenteiden värähtelyn hallintaan, mm. turbiinin siivissä, valaisinpylväissä, elektroniikkalaitteiden piirilevyissä, robottien puomeissa ja konetyökaluissa.

Eräs impaktimassan kehittämä on haulivaimennin. Siinä massa koostuu teräs-, kupari- tai lyijyhauleista, joiden halkaisija on muutaman millimetrin luokkaa. Haulit ovat kotelossa, jossa on jonkin verran liikkumistilaa. Haulivaimennin on yksinkertainen ja käytännössä varsin tehokas. Se ei tarvitse viritystä jollekin tietylle taajuudelle eikä huoltoa. Se toimii sekä stationäärisellä että transientilla värähtelyllä. Haulivaimentimesta saadaan vieläkin tehokkaampi laajalla toiminta-alueella, jos haulit pakataan suhteellisen tiukasti muovipussiin tai -verkkoon. Näin vaimentimesta saadaan epäherkkä väläyksen suhteen, kun väläys on amplitudin suuruusluokkaa (kuten sen periaatteessa tulisikin olla). Koteloon voidaan myös lisätä kitkaa, jolloin se kasvattaa häviökerrointa.

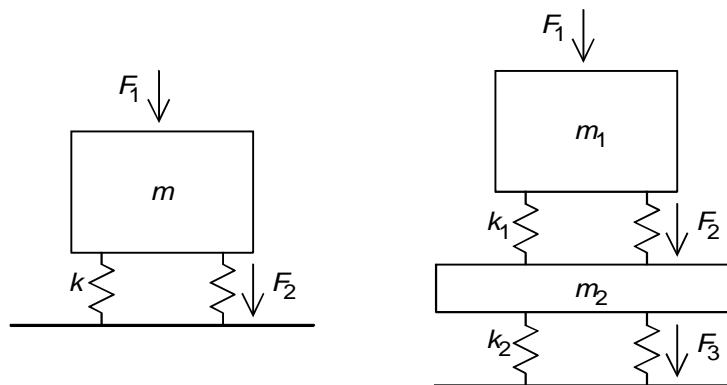
Nestevaimennin on massavaimentimen sovellus, jossa heilahtelevana massana on astias- sa tai säiliössä olevaa nestettä. Vaimentimen muita nimityksiä ovat sloshing-vaimennin ja nutaatiovaimennin. Käytännön sovelluksia on mm. avaruus-, maanjäristys- ja valtameritekniikassa. Sovelluksia lienee toteutettu eniten suurissa rakennusteknisissä rakenteissa, pilvenpiirtäjissä, torneissa ja silloissa, joissa herätteenä on tuuli tai maanjäristys. Myös pienehköissä aluksissa toteutetut keinunnan vaimennustankit voidaan katsoa nestevaimentimen sovellukseksi. Torjuttava taajuusalue on yleensä välillä 0,1–1 Hz. Käytettynä nesteenä on vesi.

Lisätietoja haulivaimentimista, nestevaimentimista ja muista massavaimentimien erikoissovelluksista on luettavissa liitteen 2 kohdassa 6.3.

5.1.5 Runkoäänieristys

Rakenneosien välisistä liitoksista käsitellään tässä erikseen värinäeristystä koneen ja koneperustan välillä. Tämä luku on kokonaisuudessaan lainattu liitteestä 2. Aiheesta löytyy mitoitusohjeita myös lähteestä Tanntari & Saarinen 1995.

Eristykseen käytetään tavallisesti kumi- tai teräsrousia tai eristävää lisäkerrosta jalustan ja perustan välissä. Jousien käyttö on yksinkertainen mutta rajallinen tapa. Raskaampi, mutta tehokkaampi tapa on lisätä koneen ja perustan väliin uusi, omalla joustavalla alustallaan lepävä lisäkerros, esimerkiksi teräspeti tai betonilaatta.



Kuva 5.1.5. Vasemmalla: yksinkertainen malli jousitetulle pyörivälle koneelle. Koneen epäkeskiset voimat liikuttavat sen massaa edestakaisin pystysuunnassa ja jouset välittävät osan voimasta edelleen perustaan. Oikealla: perustaan välittyvä voima pienenee tuntuvasti, jos koneen ja perustan väliin lisätään uusi jousitettu kerros, jonka massa m_2 on huomattavasti koneen massaa m_1 suurempi.

Jousien mitoistiedoiksi tarvitaan koneen massa m ja jälleen perustaajuus. Jousien jäykkyys k valitaan mahdollisimman pieneksi siten, että jousi-massayhdistelmän resonanssitaajuus f_0 saadaan paljon pienemmäksi kuin perustaajuus f :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \ll f \quad (2)$$

”Paljon” pienempi tarkoittaa esimerkiksi vähintään kymmenen kertaa ja mieluummin sata kertaa pienempi kuin perustaajuus. Jousilla saavutettavan vaimennuksen suuruusluokka on usein 10–20 dB. Suurempaan eristykseen vaaditaan varsinainen kelluva lisäkerros.

Yksinkertaisen ratkaisun onnistuminen edellyttää sekä tietoa alkuperäisen jousi-massayhdistelmän (kuva 5.1.6) resonanssitaajuudesta että sen häviökertoimesta. Tiedoiksi riittäisivät siis koneen massa sekä koneen valmistajalta mahdollisesti saatavat

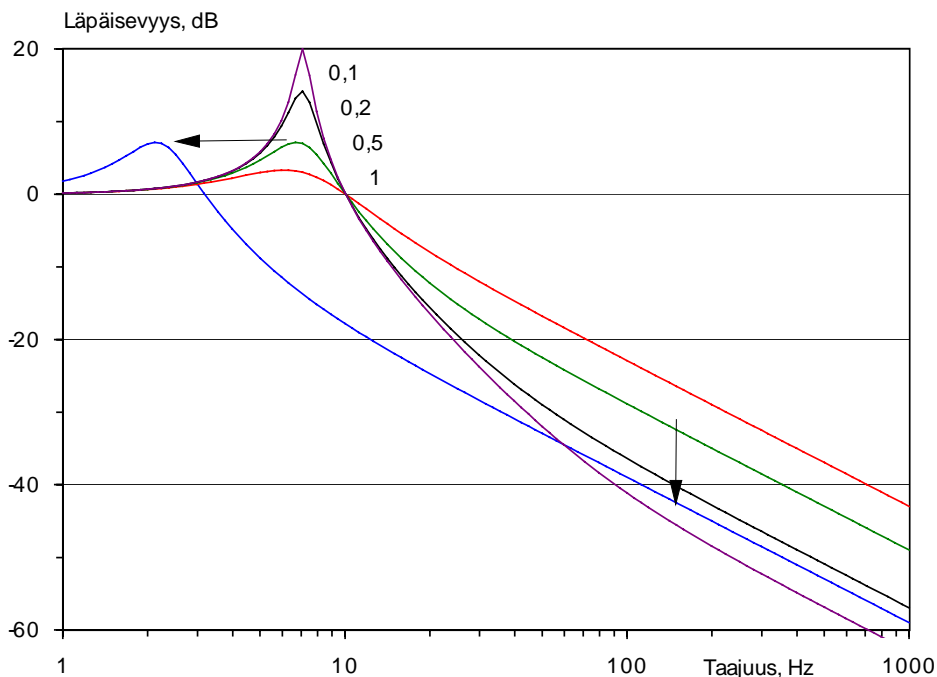
tiedot alkuperäisten jousien jäykkyydestä ja häviökertoimesta. Vaihtoehtoisesti nämä ominaisuudet voidaan mitata iskukokeella koneen ollessa pysäytettynä. Mikäli konetta ei alun perin ole varustettu jousilla, on yleensä hyvät mahdollisuudet saada huomattava vaimennus runkoäänille.

Jousituksen läpäisevyys $T(f)$ taajuuden f funktiona määritellään tärinän synnyttävän epäkeskovoiman F_1 ja alustaan kohdistuvan voiman F_2 suhteena. Se riippuu mallin parametreistä seuraavasti:

$$T(f) = \frac{F_2}{F_1} = \frac{1 + j(f/f_0)\eta}{1 + j(f/f_0)\eta - (f/f_0)^2}, \quad (3)$$

missä j on imaginääriyksikkö, f_0 on yhdistelmän resonanssitaajuus ja η sen häviökerroin. Resonanssitaajuuden määräävät koneen massa m ja jousien jäykkyys k :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4)$$



Kuva 5.1.6. Jousien läpäisevyys eräillä resonanssitaajuuden ja häviökertoimen (0,1–1) arvoilla. Läpäisevyyttä voi pienentää eli tärinäeristystä parantaa, jos jouset vaihdetaan pehmeämpiin, jolloin resonanssitaajuus laskee (vaakanuoli). Esimerkissä jousien jäykkyyttä pienennetään 1/10:aan, resonanssitaajuus laskee 1/3:aan ja eristys 150 Hz:n kohdalla paranee 10 dB (pystynuoli). Jos kuitenkin jousien häviökerroin samalla kasvaa vaihdossa, parannusta ei ehkä saada lainkaan.

Läpäisevyyttä taajuuden funktiona eräillä parametrien arvoilla esittää kuva 5.1.6. Jos jouset vaihdetaan pehmeämpiin mutta niiden häviökerroin ei suurene, eristävyys paranee verrannollisena jäykkyyden neliöjuureen. Esimerkiksi desibeleinä saadaan 10 dB parannus, jos jäykkyys pienenee 1/10:aan, ja 20 dB parannus, jos jäykkyys pienenee 1/100:aan. Jos häviökerroin kasvaa, ei parannusta välttämättä saada. Eri jousivalmistajien kyky ilmoittaa tuotteidensa olennaisista ominaisuuksista vaihtelee kuitenkin hyvin suuresti, jolloin on turvauduttava mittauksiin ja kokeiluun.

Vielä eräs mahdollisuus jousien mitoitukseen on käyttää painuman tai puristuman käsitettä. Eräät jousien valmistajat ilmoittavat tuotteidensa jäykkyyden sitä käyttäen. Painuma on nimensä mukaisesti jousen pituuden muutos x puristussuunnassa. Se riippuu suoraan puristavasta voimasta eli jousitettavan massan m painosta F ja jäykkyydestä k yksinkertaisella yhtälöllä

$$x = \frac{F}{k} = \frac{mg}{k} \quad (5)$$

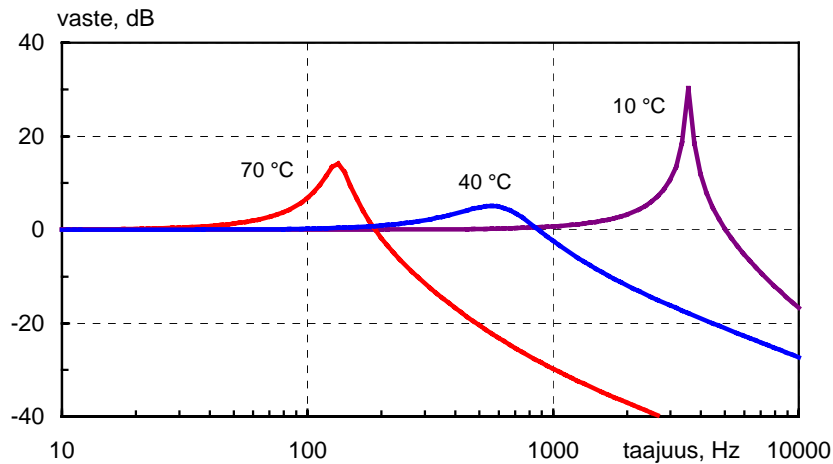
Yksinkertainen numeroesimerkki valaisee asiaa. Esimerkissä oletetaan, että moottorin massa on tasan 200 kg, jolloin se puristaa jousia n. 2 000 N voimalla. Oletetaan, että kone on alun perin varustettu jousilla, joiden jäykkyys on 10 000 N/m. Kukin neljästä jalasta painaa joustusta 500 N voimalla, jolloin painuma on 5 mm. Jos jouset vaihdettaisiin löysempiin, joiden painuma tämän voiman puristaessa olisikin kymmenen kertaa suurempi eli 50 mm, saataisiin resonanssitaajuus laskemaan 1/3:aan ja vaimennus paranisi 10 dB.

Edellistä varmemmin toimiva ja tehokas mutta kalliimpi ratkaisu olisi lisätä koneiden perustaan uusi lisäkerros. Toisin sanoen niiden alle sijoitetaan erillinen jousitettu konepeti (tai ns. uiva betonilaatta, joka kelluu joustavan kerroksen, esim. mineraalivillan päällä).

Jos pedin tai laatan massa on vähintään kertaluokkaa suurempi kuin koneella, saadaan vaimennusta lisää vähintään kymmenkertaisesti eli 20 dB. Karkeaksi numeroesimerkiksi sopii betoninen 4 m² kokoinen ja 20 cm paksu laatta, jonka massa on 2 000 kg. Se vaimentaisi 200 kg painavan koneen runkoääntä luokkaa 20 dB. Näin painavat ratkaisut ovat kuitenkin kuljetusvälineissä yleensä mahdottomia toteuttaa.

Vaimennus on tärkeä ominaisuus, kun tavoitellaan hyvää tärinäeristystä. On olennaista, että eristysjousilla on riittävä vaimennus, jotta eristyksen resonanssin kohdalla ei tapahdu välittyvän voiman liiallista vahvistumista. Toisaalta on tärkeää, että tärinälähde ja alustarakente ovat kohtuullisen vaimennettuja. Kumijousien suureen vaimennukseen kuitenkin yleensä liittyy suuri jäykkyyden vaihtelu lämpötilan mukana.

Jousielementtien jäykkyyden vaihteluilla voi siis olla suuri merkitys värinäeristyksen mitoituksessa. Kuvassa 5.1.7 on esimerkki lämpötilan vaikutuksesta kumijousen eristykseen.



Kuva 5.1.7. Esimerkki värinäeristyksen läpäisevyyden vaihteluista lämpötilan vaikutuksesta; jousitus suurivaimennuksisella kumilla [9].

LIKKUVÄRE-projektin osaprojektissa 2 on käsitelty tarkemmin eristimien mallinnusta ja testausta, johdatuksena aiheeseen esim. (Linjama & Juntunen 1999).

5.1.6 Äänen hallintakeinot

Seuraavassa esitellään äänen hallintakeinoista kotelointi ja äänen absorptioon perustuva vaimennus. Näitä käsitellään tarkemmin liitteessä 2. Reaktiivisten äänenvaimentimien, joita kuljetusvälineiden valmistaja ei yleensä mitoita itse, käsittely on jätetty vain liitteeseen 2 (ks. kohdat 4.3 ja 9.3).

Äänen vaimentaminen absorboimalla on tapahtumajärjestyksessä viimeinen käytettävissä oleva meluntorjuntakeino, kun ääni etenee lähteestä kohti mahdollisesti häiriön kohteena olevaa ihmistä. Vastaanottavassa huone- tai muussa vastaavassa tilassa voidaan ääntä vielä hieman vaimentaa varustamalla tilan pintoja absorboivalla materiaalilla, jolloin tilassa esiintyvä äänipainetaso pienenee.

Sana ”hieman” on yllä avainasemassa; absorboiminen ei juuri koskaan ole tehokas meluntorjuntakeino. Joskus se saattaa sen sijaan olla ainoa käytännössä kyseeseen tuleva keino ja usein se on helpoin keino – syy siihen, miksi meluntorjunta niin usein kuitenkin aloitetaan tällä tavalla. Absorboimalla saavutettava äänitason lasku jää lähes aina 0–5 dB:iin.

5.1.7 Kotelot

Kotelot ovat jäykkiä ja usein ilmatiiviitä rakenteita, jotka yleensä ympäröivät tiiviisti melulähdettä. Hyvin toteutettu kotelo ei ole kosketuksessa meluavan koneen kanssa. Koteloinnin tehokas toteutus edellyttää, että melu ei pääse karkaamaan runkoäänenä koneen jalustan ja perustusten kautta kotelon ulkopuolelle, jossa se säteilee lattian tai vastaavan pinnan värähtelyn ansiosta ilmaääneksi. Kotelot jaetaan akustisen toimintaperiaatteen mukaan pieniin ja suuriin:

- Pieni kotelo toimii koneen pinnan joustavana lisäkuorena, säteilyeristeenä.
- Suuri kotelo toimii ääntäeristävän huoneen tapaan.

”Pieni” ja ”suuri” määräytyvät koneen ja kuoren välimatkasta eli siitä, onko välimatka paljon perustajuuden *aallonpituutta* pienempi vai vähintään samaa luokkaa.

Pienen kotelon mitoituksessa tärkeintä on käyttää *jäykkää* kevyttä materiaalia, esimerkiksi ohutta jäykistettyä metallilevyä. Ilmavälin koneen ja kuoren välissä ei tarvitse olla vaimennettu, sen sijaan kuorilevy voidaan vaimentaa vaimentavalla mutta kevyellä lisäkerroksella.

Suuri kotelo mitoitetaan kuten seinien äänieristys rakennusakustiikassa. Nyt tavoite onkin päinvastainen kuin edellä: tärkeintä on, että kuori on painavaa, *massiivista* materiaalia. Tavallisia ovat rakennuslevyt, vaneri, lastulevy, kipsi, jne. Paksu metallilevykin käy, mutta se täytyy yleensä vaimentaa raskasmattotyypisellä lisäkerroksella. Päinvastoin kuin edellä, on edullista vaimentaa ilmaväliä mineraalivillalla tai avosoluisella vaahtomuovilla.

Yhteinen vaatimus molemmille kotelotyypeille on, että ne ovat, mikäli mahdollista, ilmatiiviitä ja irrallaan koneen rungosta. Jos koteloon tarvitaan aukko esimerkiksi tuloilmaa varten, on se varustettava omalla äänenvaimentimellaan. Tavallisesti tämä vaimennin on perustyypiltään absorptiovaimennin.

Koteloilla saavutettava vaimennus on usein käytännössä noin 20 dB. Monikerrosrakenteilla voidaan vaimennusta kasvattaa edelleen, mutta tiiviysvaatimus nousee nopeasti hallitsevaksi. Samoin tärinäeristyksen tarve kasvaa usein tässä vaiheessa merkittäväksi.

Eristyksen mitoitusperiaatteet ja -kaavoja esitetään liitteen 2 kohdassa 8.2.

5.1.8 Äänenvaimentimet

Oikein suunnitellun äänenvaimentimen tulisi täyttää vähintään seuraavat viisi vaatimusta, jotka ovat usein keskenään ristiriitaisia:

- vaadittava *akustinen* vaimennus, joka toteutuu tarkoitetussa asennustilanteessa,
- riittävät *aerodynaamiset* ominaisuudet, jolloin painehäviö on riittävän pieni,
- *geometriset* vaatimukset enimmäistilavuudelle ja mahdolliselle muodolle
- *mekaaniset* vaatimukset kestävyydelle ja huollettavuudelle erityisesti tilanteissa, joissa virtaava väliaine on kuumaa, korroosiota tai jopa eroosiota aiheuttavaa taikka se sisältää hiukkasia, jotka likaavat vaimentimen ja voivat huonontaa sen tehoa,
- *hint*a (hankinta- ja käyttökulut), jonka on oltava mahdollisimman alhainen.

Äänenvaimentimia käytetään periaatteessa samalla tavoin sekä pako- että imuäänien vaimentamiseen. Äänenvaimennin on tavallisesti tyypiltään joko

- absorptio- eli lamellivaimennin (resistiivinen) tai
- ontelo- eli resonanssivaimennin (reaktiivinen).

Absorptiovaimentimessa käytetään yleensä mineraalivillaa ääntä imevänä, absorboivana pintana. Ääni muuttuu villan sisällä kitkan ansiosta lämmöksi. Ontelovaimentimessa on useita erisuuruisia onteloita, joiden tarkoituksena on saada eri tavoin heijastuneet ääniaallot kumoamaan toisiaan.

Absorptiovaimennin on tehokas, kun

- vaimennettavassa melussa on useita eri taajuuksia tai
- taajuus voi vaihdella laajoissa rajoissa.

Absorptiovaimentimen haittoja ovat, että mitat tulevat pienillä taajuuksilla suuriksi ja että esim. mineraalivilla ei kestä vaativissa olosuhteissa (kuumuus, suuri virtausnopeus, likaisuus).

Ontelovaimennin valitaan, kun

- taajuus pysyy vakiona ja erityisesti kun taajuus on pieni tai
- olosuhteet kanavassa ovat hankalia.

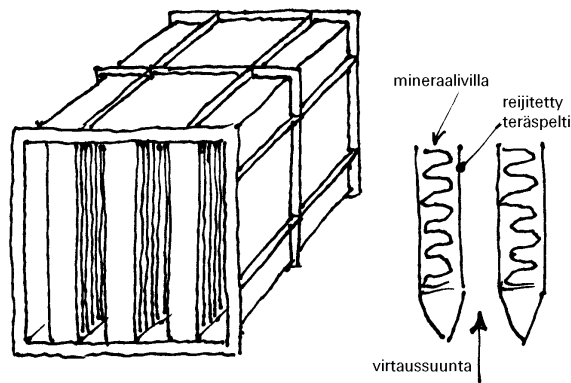
Ontelovaimentimen haittoja ovat, että sen suunnittelu on vaativa matemaattinen toimenpide ja että sen vaimennus voi olla joillakin taajuuksilla olematon.

Äänenvaimentimen tarvittavat mitat ovat voimakkaasti sidoksissa äänen aallonpituuteen. Kuumassa väliaineessa äänennopeus kasvaa (esimerkiksi 200 °C lämpötilassa $c = 450$ m/s), jolloin äänenvaimentimen mittoja täytyy suurentaa vastaavasti, jotta sen tehokkuus pysyisi samana kuin huoneenlämmössä. Vastaavasti virtaava väliaine (esimer-

kiksi pakoputkessa) pidentää tehollista aallonpituutta suoraan virtaus- ja äänennopeuksien suhteessa. Esimerkiksi jos virtausnopeus on 35 m/s, aallonpituus kasvaa huoneenlämmössä myötävirrann suunnassa 10 %.

Absorptiovaimennin

Absorptiovaimennin toteutetaan yleensä käytännössä ns. lamellivaimentimena, jossa ääniaalto ja virtaus joutuvat kulkemaan kapeassa solassa, jonka molemmat sivut on päällystetty absorptiomateriaalilla. Tavallisesti solia on useampi vierekkäin, ja niitä erottavat toisistaan ääntä imevät lamellit (kuva 5.1.8).



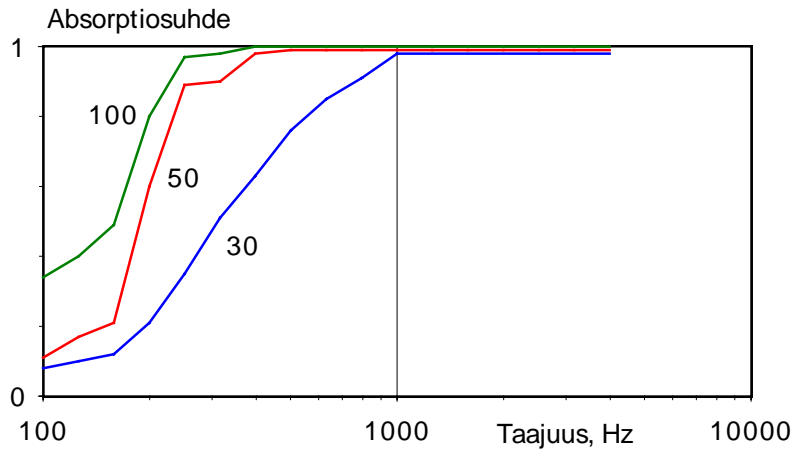
Kuva 5.1.8. Lamellivaimentimen periaate.

Jos virtausnopeus on merkittävä, on tarpeen muotoilla lamellien etu- ja jättöreuna aerodynaamisesti. Tavallisesti lamellit on päällystetty rei'itetyllä teräslevyllä, ohuella alumiinikalvolla tai lasikuitukankaalla villan suojaamiseksi virtauksen aiheuttamalta eroosiolta tai kuuman pakokaasun aiheuttamalta likaantumiselta.

Absorptiovaimentimen mitoitus on verraten suoraviivaista. Poikkileikkaukseltaan suorakulmisen absorptiovaimentimen vaimennus tai täsmällisemmin lisäsvaimennus D saadaan kokeellisesti määritetystä lausekkeesta

$$D = 1,05\alpha^{1.4} \frac{U}{S} l \quad [\text{dB}], \quad (6)$$

missä α on vaimennusmateriaalin absorptiosuhde, U on yhden solan poikkileikkauksen vaimennuspinnan kehän pituus (piiri), S on solan poikkileikkauksen pinta-ala ja l on vaimentimen pituus. Materiaalin paksuus d valitaan tavallisesti siten, että absorptiosuhde on lähes 100 % (kuva 5.1.9). Useamman solan välissä olevan lamellin paksuudeksi on tällöin valittava $2d$.

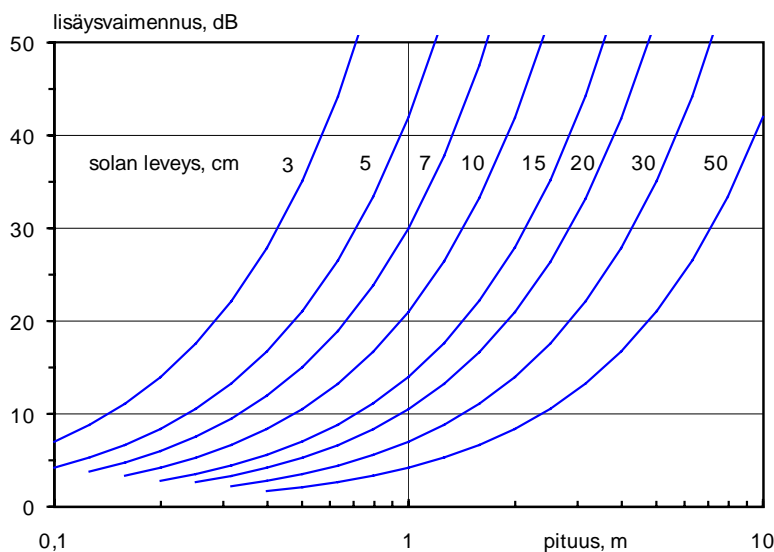


Kuva 5.1.9. Tavallisten mineraalivillojen absorptiosuhteita eri materiaalipaksuuksilla [mm].

Solan leveys b ei saisi olla merkittävästi pienempi kuin $2d$ mutta mieluiten selvästi pienempi kuin tärkeimmän taajuuden aallonpituus. Akustisesti varma valinta on $b = 1-4 d$. Tavallisesti suorakulmaisen vaimentimen poikkipinta on neliömäinen, jolloin välilämellejä on 1–3 kpl.

Tämän jälkeen arvioidaan, onko vapaan poikkipinnan pieneneminen sallittavaa tulevaisa käyttötarkoituksessa. Jos kaventuminen ja kasvavat painehäviöt ovat siedettäviä, tavoiteltava vaimennus määrää seuraavaksi suoraan vaimentimen pituuden.

Jos vapaata poikkipintaa ei voi kuristaa, vaimentimen kokonaispaksuutta on laajennettava, jolloin vaimentimesta tulee myös vastaavasti pidempi. Jos taas painehäviö ei ole ongelma, mutta tila (pituus) on, solia voidaan kaventaa, jolloin pituuskin pienenee.



Kuva 5.1.10. Lamellivaimentimen lisäsvaimennus D vaimentimen pituuden l funktiona, parametrina solien leveys b . Vaimennusmateriaalin absorptiosuhde on 100 % (liite 2).

Absorptiovaimennin voidaan toteuttaa myös poikkileikkaukseltaan pyöreänä, mikä usein sopii paremmin muuhun putkistoon tai kanavistoon. Yksinkertainen ratkaisu on vuorata pyöreän putken osan seinämä vaimennusmateriaalilla, mutta parempi, useampisolaista lamellivaimenninta vastaava rakenne saadaan varustamalla putki vaimennetulla keskielementillä, ks. liite 2.

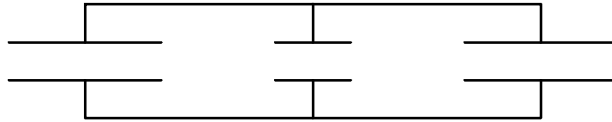
Absorptiovaimentimen vaimennus on tavallisesti taajuusalueessa suhteellisen laajakaistainen. Se sopii hyvin sellaisen melun vaimentamiseen, jonka spektri on laaja ja tasainen, kuten puhaltimien ja suihkumoottoreiden melu. Niistä on hyötyä myös, jos kapeakaistaisen melun huipun taajuus vaihtelee laajalla alueella, kun meluavan laitteen käyttöolosuhteet muuttuvat. Absorptiovaimentimen tärkein rajoitus on tehottomuus tietyn rajataajuuden alapuolella, jonka määrää lähinnä absorptiomateriaalikerroksen paksuus. Absorptiovaimentimella saavutettava vaimennus on usein luokkaa 20–30 dB, suurempaan vaimennukseen voidaan päästä kasvattamalla vaimentimen kokoa.

Reaktiivinen ns. ontelo- eli resonanssivaimennin

Toinen vaimentimien päätyyppi on ns. reaktiivinen eli resonanssivaimennin, jonka suorituskyvyn määrää pääasiassa sen geometrinen muoto. Se toimii periaatteessa heijastamalla osan äänienergiasta takaisin äänilähteen suuntaan.

Tämä vaikutus saavutetaan käyttämällä vaimentimessa peräkkäin poikkipinnan äkillisiä muutoksia, sisäänvedettyjä kanavanjatkoksia leveämmän ontelon tulo- ja lähtöpuolella sekä virtaussuunnan käännöksiä pinnanmuutosten yhteydessä (kuva 5.1.11). Toisin sa-

noen yksi tai useampi perusputkea leveämpi ontelo, resonaattori ja kapeampi putki-
osuus, jotka yhdessä muodostavat reaktiivisen vaimentimen, aiheuttavat impedanssin
epäsovituksen putkessa etenevälle ääniaallolle.



Kuva 5.1.11. Yksinkertainen reaktiivinen vaimennin.

Ontelovaimentimen toiminta perustuu monimutkaista matematiikkaa vaativaan teoriaan. Tämän vuoksi aikaisemmin mitoitukset tapahtui tavallisimmin yrityksen ja erehdyksen menetelmällä eli kokeilemalla ja mittaamalla. Nykyisin suunnittelu voidaan tehdä vaittomasti tietokoneella.

Yksinkertaisen ontelovaimentimen tärkein varottava tapaus on, että ontelon pituus on *aallonpituuden puolikkaan monikerta*. Vastaavalla taajuudella vaimennin ei vaimenna-
kaan vaan joutuu resonanssiin ja melu vahvistuu. Ontelovaimentimen perusosat ja mi-
toittaminen esitetään tarkemmin liitteen 2 kohdassa 9.3.

Ontelovaimentimesta saadaan ulkomitoiltaan pienempi kuin absorptiovaimentimesta, koska vaimennuksen ensimmäinen maksimi on aallonpituuden neljäsosan kohdalla. Toisaalta aina jollakin perustaajuutta suuremmalla taajuudella vaimennus katoaa. Monimutkaisella onteloiden ja sisäputkien yhdistelmällä ensimmäistä minimiä voidaan työntää suuremmille taajuuksille, mutta mitoitukset on herkkä virheille.

Edellä mainituista syistä reaktiivinen vaimennin sopii parhaiten pienille kierrosluvuille tai ohitustaajuuksille ja erityisesti koneille, joiden perustaajuus pysyy vakiona. Hyvin suunnitellulla ontelovaimentimella voidaan sen toiminta-alueella päästä varsin suureen vaimennukseen. Moniosaisen vaimentimen maksimivaimennus voi olla jopa noin 50 dB.

5.1.9 Äänen absorptio

Äänen absorptiolla tarkoitetaan äänen imeytymistä eli absorboitumista huokoiseen materiaaliin, jossa se muuttuu kitkan ansiosta lämmöksi. Ääntä absorboivassa materiaalissa tulee olla avosoluisia huokosia, joihin ääni pääsee ulkopuolelta etenemään ja joissa se muuttuu lämmöksi. Toinen välttämätön ominaisuus on riittävä paksuus. Paksuuden on oltava suhteessa äänen aallonpituuteen. Toisin sanoen taulukko 5.1.1 on sellaisenaan sopiva myös huonetilan äänen absorption karkeaan suunnitteluun.

Tehollista paksuutta voidaan jossain määrin kasvattaa jättämällä ilmaväli absorptiokerroksen taakse, kovan pinnan eteen. Tämä on selitys sille, miksi verhot ovat keskitäajuuksilla huomattavasti tehokkaampi absorbentti kuin matto.

Absorboivan pinnan on periaatteessa oltava paljas, jotta ääni pääsee etenemään materiaalin sisään. Käytännössä pintaa voidaan suojata ja peittää eri tavoin ilman, että absorbentin tehokkuus olennaisesti kärsii. Pinnan eteen voidaan asentaa metalliverkko, riimoitus ja rei'itetty rakennus- tai metallilevy.

Rei'ityksen suhteellinen pinta-ala voi itse asiassa olla melkoisen pieni. Riittävä rei'itys on niinkin alhainen kuin 15–20 %. Tällaisista rei'istä ääni jo pääsee lähes 100-prosenttisesti läpi. Pinta voidaan myös suojata ohuella muovi- tai metallikalvolla taikka huokoisella kankaalla (esim. lasikuitukangas).

Absorptiomateriaalin tarvittava kokonaismäärä riippuu siitä, kuinka kovapintainen vaimennettava lähtötilanne on. Jos huone- tai muu vastaava tila ei ole erityisen korkea muihin mittoihin verrattuna, seuraavaa ohjetta voidaan käyttää ensimmäisenä, hyvin karkeana mitoitussääntönä.

Taulukko 5.1.1. Hyvin yksinkertainen sääntö absorptiomateriaalin kokonaismäärälle (pinta-alalle): äänitason vaimentuma, kun lähtötilanne on suhteellisen kovapintainen huonetila (liite 2).

Absorptiopinnan ala suhteessa lattian alaan	Vaimentuma, dB
25 %	1–2
50 %	2–3
100 %	3–5

5.2 Puoliaktiivinen ja aktiivinen vaimennus kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkonneissa

5.2.1 Johdanto

Kulkuneuvon malli- ja tyyppikohtaisista ominaisuuksista riippuen värähtelyä esiintyy käytännössä kaikissa jousittamattomissa konstruktioissa. Tyypillinen seuraus värähtelytason kohoamisesta on se, että kuljettaja kokee värähtelyn epämiellyttävänä ja pienentää työskentely- tai ajonopeutta. Siten värähtely käytännössä hidastaa työ- tai ajosuoritusta. Joissakin tapauksissa värähtely saattaa kehittyä niin voimakkaaksi, että kuljettajalla on vaikeuksia hallita kulkuneuvoa. Pahimmillaan tämä voi johtaa vaaratilanteisiin.

Perusmateriaalin vaimennusominaisuudet, rakenteen pintaan lisättävät vaimennusmateriaalit, rakenneliitosten vaimennus, erilliset diskreetit vaimentimet, aktiivijousitus sekä passiiviset, puoliaktiiviset tai aktiiviset ohjaamo- ja moottorieristimet ovat esimerkkejä liikkuvien työkonoiden yhteydessä kyseeseen tulevista värähtelyhallinnan keinoista. Kirjallisuudesta on löydettävissä lukuisia joukko erilaisia värähtelyhallinnan toteutuksia, joista uusimpia ovat aktiiviseen ja puoliaktiiviset värähtelyhallintakeinot. Näistä ensiksi mainitussa rakenteen värähtely pyritään kumoamaan aktiivisella vastavoimalla tai -liikkeellä, jonka tuottamiseen tarvitaan energiaa. Puoliaktiivisissa sovelluksissa verrattain pienellä energialla muutetaan jonkin rakennekomponentin ominaisuuksia, esim. jäykkyyttä tai vaimennusta, ja näin saavutetaan toivottu vaimennusvaikutus.

Tässä käsikirjaosuudessa tarkastellaan pääosin kulkuneuvoihin sovellettuja puoliaktiivisiä ja aktiivisiä värähtelyhallintakeinoja. Tavoitteena on sovellusesimerkkien avulla edistää puoliaktiivisen ja aktiivisen värähtelyhallintatekniikan hyödyntämistä kuljetusvälineiden ja työkonoiden tuotesuunnittelussa. LIIKKUVÄRE-projektissa aihetta käsiteltiin osaprojektissa 5, ”Aktiiviset ja puoliaktiiviset värähtelyn hallintakeinot”.

5.2.2 Värähtelyn analysointi

Aktiivisten ja puoliaktiivisten järjestelmien suunnittelu ja vaimennustuloksen todentaminen perustuvat värähtelymittauksiin ja niistä tehtävään analyysiin. Ajoneuvojen rakenteissa esiintyvää mekaanista värähtelyä voidaan mitata poikkeama-, nopeus- tai kiihtyvyyssuureena. Niiden välillä vallitsee matemaattinen yhteys. Nopeus on poikkeaman aikaderivaatta ja kiihtyvyys puolestaan nopeuden aikaderivaatta. Värähtelyn voimakkuus voidaan mitata signaalin keski-, tehollis-, huippu- tai huipusta huippuun -arvona. Tehollisarvo (RMS-arvo) on verrannollinen värähtelyn energiasisältöön (Lahdelma et al. ja Villanen et al., 1998).

Värähtely syntyy useimmiten eri taajuuksilla esiintyvien voimien yhteisvaikutuksena. Käytännössä esiintyvä värähtelyliike on harvoin puhtaasti harmonista, mutta se on kuitenkin usein jaksollista. Taajuusanalyysiä käytetään laajasti jaksollisten värähtelyilmiöiden tutkimisessa. Jaksollinen aikatason värähtelysignaali voidaan esittää Fourier-sarjan muodossa tietyn taajuussuhteen omaavien puhtaiden sinifunktioiden summana. Jaksolliselle värähtelysignaalille $x(t)$ voidaan kirjoittaa yhtälö

$$x(t) = x_0 + \sum_{i=1}^{\infty} x_{pi} \sin(2\pi f_i t + \varphi_i), \quad (5.2.1)$$

missä x_0 on värähtelyn staattinen komponentti
 x_{pi} on värähtelyn i :n taajuuskomponentin amplitudi
 f_1 on perustaajuus
 $f_2 = 2 f_1, f_3 = 3 f_1; f_i = i f_1$, toinen, kolmas ja i :s harmoninen taajuus
 φ_i on i :s vaihekulma.

Taajuusspektri saadaan merkitsemällä komponenttien taajuudet vaakasteikolle ja niiden voimakkuudet pystysteikolle.

Rakenteessa esiintyvän jaksollisen värähtelyn amplitudi riippuu sekä herätteenä olevan pakkovoiman amplitudista että rakenteen värähtelyherkkyydestä, jota kuvaa taajuusvastefunktio. Kokonaisvaste voidaan kuvata yksiselitteisesti, jos tunnetaan sen kaikki taajuuskomponentit ja niiden vaihekulmat.

5.2.3 Taajuusalueet

Aktiivisille ja puoliaktiivisille vaimennusmenetelmille on nähtävissä erilaisia sovellusalueita, jotka karkeasti jakavat sovellukset myös eri taajuusalueille.

- Matalataajuisen (alle 10 Hz:n) värähtelyn ja heilunnan vaimennusongelmia esiintyy yleensä jäykissä rakennuksissa ja ajoneuvoissa. Ihmiskeho on herkin pystysuuntaiselle värähtelylle alueella 4–8 Hz ja vaakasuuntaiselle värähtelylle taajuusalueella 1–2 Hz. (ISO 2631). Varsinkin maastoajoneuvojen heiluntataajuudet osuvat lähelle näitä kriittisiä taajuuksia altistaen kuljettajan erityisesti selkävaivoille.
- Korkeammilla taajuuksilla (10–100 Hz) värähtelyongelmat liittyvät tavallisesti rakenteen resonanssitaajuuksiin. Näiden värähtelyjen vaimennuksessa käytetään esim. vastatäristintyyppisiä ratkaisuja.

5.3 Puoliaktiivisen vaimennuksen toteutusperiaatteet ja -tekniikat

5.3.1 Puoliaktiiviset vaimennusperiaatteet sekä anturointi ja toimilaitteet

Vaimennusperiaatteet

Perinteisillä keinoilla vaimennukseen liittyvien ominaisuuksien parantaminen on muuttamassa taloudellisesti kannattamattomaksi. Ajoneuvojen alustageometrian vaikutukset ajodynamiikkaan tunnetaan nykyisin varsin hyvin ja parhaiden ratkaisuiden käyttämisen

esteenä ovat suuret valmistuskustannukset. Joitain keinoja perinteiselläkin suunnittelulla on kuitenkin saavutettu vielä viime vuosina, näistä tärkeimpänä jousitetun ja jousittamattoman massan suhteen kasvaminen. Osaltaan tähän kehitykseen ovat vaikuttaneet passiiviset turvarakenteet, jotka ovat nostaneet pienten ja kevyiden ajoneuvojen jousitetun massan suhteellista osuutta eniten. Toinen jousitetun ja jousittamattoman massan suhteen kasvattamiseen tähtäävä keino esim. henkilöautoissa ovat alumiiniseoksesta puristamalla valmistetut vanteet sekä alumiiniseosten käyttö pyörien ja akseleiden tuenassa (<http://www.bmw.com>).

Puoliaktiivisen vaimennuksen tarkoituksena on vaikuttaa herätteen aiheuttamaan värähtelykäyttäytymiseen muuttamalla hallitusti jotain mekaanista ominaisuutta, esim. jäykkyyttä, vaimennusta tai massaa. Toimieliminä käytetään mm. hydropneumaattisia jousia, muistimetalleja, joita ohjataan lämpötilaa muuttamalla, ja viskoelastisia nesteitä, joiden viskositeettia voidaan muuttaa sähkön avulla. Ohjauksen energiantarve on varsin pieni. (Fuller et al., 1996, Linjama, 1995). Puoliaktiiviset vaimentimet ovat luonteeltaan passiivisten kaltaisia sikäli, että ne varastoivat ja muuttavat lämmöksi systeemin liikeenergiaa (Karnopp et al. 1974 & 1983 & 1991).

Käytännössä puoliaktiivinen vaimennus toteutetaan muuttamalla vaimennettavassa kohteessa vaimennuselementin vaimennusta ja/tai jäykkyyttä. Kilpa-autoissa on toteutettu myös järjestelmiä, joissa vaimentimen ja jousen ominaisuudet pysyvät vakioina mutta esim. pyöränripustuksen geometriaa ja sitä kautta liikesuhdetta saadaan muutettua. Tällaiset ratkaisut kuuluvat ainakin vielä erikoisuuksien piiriin eivätkä ole löytäneet tietään yleisempään käyttöön (Dixon, J. 1996 & 1999).

Yksi puoliaktiivisella järjestelmällä saavutettava etu esim. maastoajoneuvoissa on se, että jäykkyyttä voidaan säätää ajotilanteen ja -tavan sekä maaston mukaan. Tällöin passiivisille vaimennusjärjestelmille tyypillinen kompromissi ajomukavuuden ja ajettavuuden eri osatekijöiden välillä voidaan suurelta osin välttää (Lizell, M. 1988).

Puoliaktiivisten järjestelmien anturointi

Puoliaktiivisen järjestelmän anturointivalinnat vaikuttavat keskeisesti puoliaktiivisen järjestelmän toteutukseen ja toimintakykyyn. Osaltaan anturoinnin valintaan vaikuttaa myös se, millaiseen tulokseen puoliaktiivisella vaimennusjärjestelmällä pyritään. Anturointi on erilainen, mikäli painotetaan ajomukavuutta tai pyritään saavuttamaan mahdollisimman hyvä ajoneuvon käsiteltävyys. Taulukossa 5.3.1 on eri anturointivaihtoehtojen vertailua (Lizell, 1990, Nehl, et al. 1996).

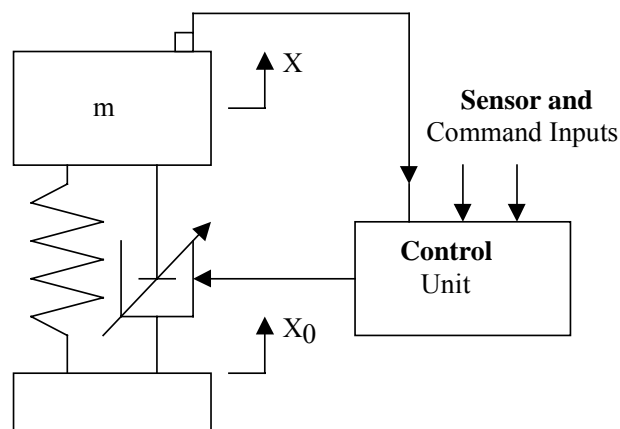
Taulukko 5.3.1. Eri anturointivaihtoehtojen vertailua.

Anturointi	Edut	Ongelmia
Kiihtyvyyssanturi kiinnitettynä jousitettuun massaan:	<ul style="list-style-type: none"> • Rungon nopeus saadaan integroimalla. • Säästöstrategian suunnittelu käsiteltävyyden maksimoinnin suhteen mahdollinen. 	<ul style="list-style-type: none"> • Jousittamattoman massan liikesuunta tuntematon. • DFT- tai FFT-muunnoksen ottaminen ripustuksen liikkeestä mahdotonta. • Moottorin tyhjäkäynnin ja apulaitteiden aiheuttamat häiriöt. (Renkaan pomppimisen ominais- taajuus ja moottorin tyhjäkäynnin kierrostaajuus ovat lähellä toisiaan.)
Kiihtyvyyssanturi kiinnitettynä jousittamattomaan massaan:	<ul style="list-style-type: none"> • Välitön tieto tien kriittisestä karhenemisesta (esim. ajettaessa kestopäällysteeltä soratielle). • FFT-muunnoksen ottaminen ripustuksen liikkeestä onnistuu. 	<ul style="list-style-type: none"> • Käsiteltävyyden säätäminen mahdotonta.
Vaimentimen paine-eron mittaaminen:	<ul style="list-style-type: none"> • Epäherkkä moottorin yms. aiheuttamien häiriöiden kytkeytymiselle. • Kykenee ottamaan huomioon vaimentimen ominaisuuksien muuttumisen lämpötilan, kulumisen jne. mukana. 	<ul style="list-style-type: none"> • Huonot dynaamiset ominaisuudet. • Ei tietoa renkaan tai korin absoluuttisesta kiihtyvyydestä tai nopeudesta.
Voimatakaisinkytkentä:	<ul style="list-style-type: none"> • Samat kuin yllä, paremmat dynaamiset ominaisuudet. 	<ul style="list-style-type: none"> • Ei tietoa renkaan tai korin absoluuttisesta kiihtyvyydestä tai nopeudesta.
Nopeustakaisinkytkentä RVS (Relative Velocity Sensor) -anturilla:	<ul style="list-style-type: none"> • Tarkin tapa saada vaimentimen liikenopeus. • Mittaa itseasiassa juuri sitä muuttujaa, joka vaikuttaa vaimentimen toimintaan. 	<ul style="list-style-type: none"> • Ei tietoa renkaan tai korin absoluuttisesta kiihtyvyydestä tai nopeudesta.

Puoliaktiiviset toimilaitteet

Puoliaktiivinen massavaimennin

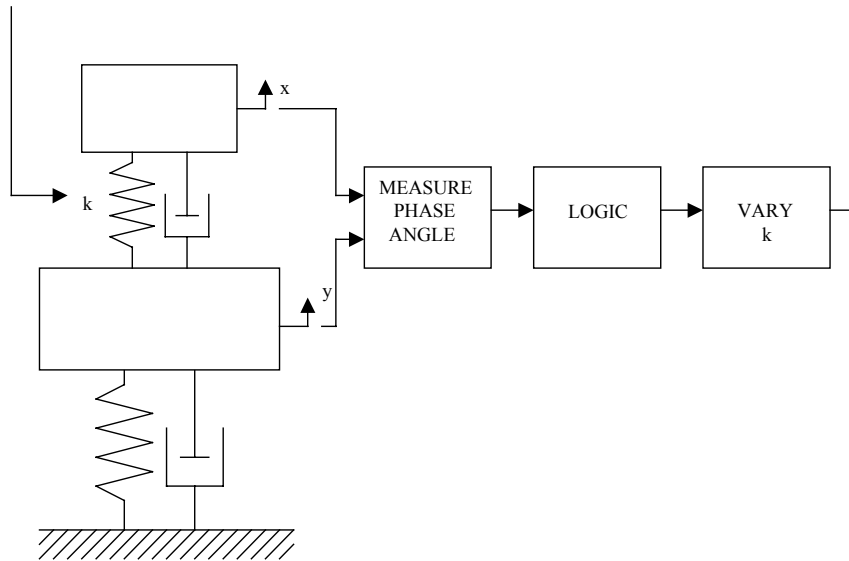
Puoliaktiivinen massavaimennin saadaan, kun massa kytketään paikallaan pysyvään alustaan vaimenninelementillä, jonka vaimennusta voidaan aktiivisesti säätää, kuva 5.3.1. Säädettävä vaimennusvoima on verrannollinen massan absoluuttiseen nopeuteen (skyhook-periaate). Rajoituksena on, että vaimennin ei voi tuottaa tehoa vaan ainoastaan kuluttaa sitä. Vaimennusvoiman suunta määräytyy hetkellisen nopeuseron mukaan. Puoliaktiivinen vaimennus tarvitsee kiihtyvyyden ja suhteellisen nopeuden anturit sekä säätöyksikön, joka huolehtii vaimennuksen muutoksesta. (Hakala et al. 1994).



Kuva 5.3.1. Puoliaktiivisen massavaimentimen periaate (Hakala et al. 1994).

Säädettävänä parametrina voidaan käyttää myös jousen jäykkyyttä, jolloin massavaimennin saadaan toimimaan laajalla taajuuskaistalla. Jatkuvassa tilassa rakenteen ja apumassan välisen vaimentimen optimaalinen vaimennus on nolla, mutta se aiheuttaa ongelmia transienttitilanteissa. Sen vuoksi vaimennusta ei voida poistaa täysin. (Hakala et al. 1994.)

Jäykkyyttä muutetaan vasteen minimoimiseksi, joskaan aina ei päästä optimaaliseen tulokseen muuttamalla jäykkyyttä pienemmän vasteen suuntaan, kuva 5.3.2. Parempaan tulokseen päästään, kun mitataan rakenteen ja apumassan vaihe-eroa, josta voidaan päätellä, kumpaan suuntaan jäykkyyttä pitää muuttaa. Jos vaihe-ero on yli 90° , jäykkyyttä pitää kasvattaa. Jos taas vaihe-ero on alle 90° , jäykkyyttä täytyy pienentää. Pie-nellä vaimennuksen arvoilla ja 90° vaihe-erolla järjestelmän toiminta on lähellä optimia. (Hakala et al. 1994.)

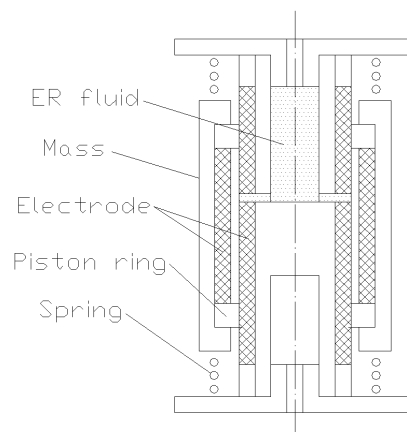


Kuva 5.3.2. Jousen jäykkyyden säätämiseen perustuva itseoptimoituva massavaimennin (Hakala et al. 1994).

ER- ja MR-nestevaimentimet

ER-nestevaimentimen periaate on kuvassa 5.3.3. Elektroreologinen (ER) neste sisältää partikkeleita, jotka saadaan järjestäytymään sähkökentän avulla (vrt. nestekiteet). Nesteen viskositeetti kasvaa sähkökentän voimakkuuden noustessa. Ilmiö on täysin palautuva ja nopea suhteessa perinteisten proportionaali- ja servoventtiileiden vasteaikoihin. Jäykkyyttä ja vaimennusta voidaan muuttaa mikrosekunneissa, sillä säätösilmukka ei sisällä toimilaitteille tyypillistä dynamiikkaa. (Hakala et al. 1994)

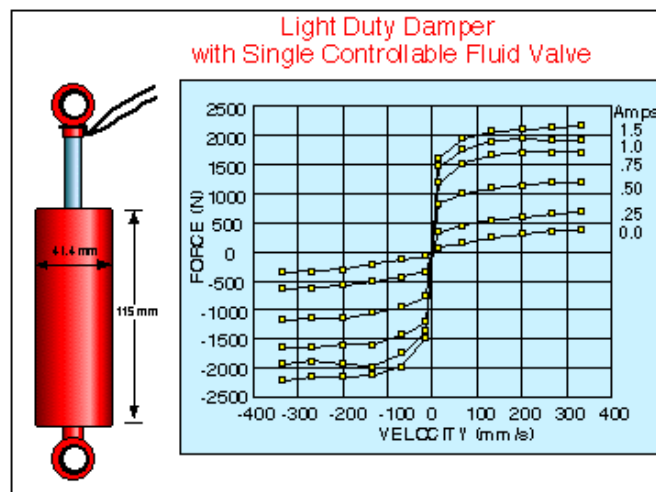
Vain harvoja valmiiksi kaupallisiksi kehitettyjä tuotteita tai laitteita on esitelty. Kaupallisten sovellusten esteenä on ollut rajoitettu käyttölämpötila-alue ja ER-voiman säätöteknologian puute. Tosin näihin ongelmiin on jo löytynyt ratkaisuja, ja ER-nesteet näyttäisivät olevan yksi vaihtoehto tulevaisuuden puoliaktiivisissa vaimennussovelluksissa.



Kuva 5.3.3. ER-nestevaimennin (Hakala et al. 1994).

Choi (1998) on esittänyt idean ER-teknologiaan perustuvasta venttiilisylinteri-yhdistelmästä. ER-venttiilin toiminta perustuu ER-nesteen nopeaan ja palautuvaan käyttäytymiseen (<http://me.keimyung.ac.kr/research/erfluid/erfluid.htm>). Sähkökentällä ohjattava venttiili on nopea ja jatkuvasti säätävä. Venttiilin sähkökentän nostaminen aiheuttaa huomattavan vastuksen nesteen virtaukseen. Täten ER-venttiili kykenee muuttamaan paineen ja lineaarisen virtauksen suhdetta. Vaimennussylinteriin kytkettyjen venttiilien ohjauksessa on käytetty neuroverkkosäätöä. Saavutetut tulokset ovat lupaavia, mutta käytännön sovellusten toteuttamiseksi tulee vielä ratkaista luotettavuus eri häiriötekijöitä, kuten lämpötilamuutoksia ja värinää, vastaan.

Magnetoreologiset (MR) nesteet toimivat alemmalla jännitetasolla, ja niitä käyttämällä voidaan välttää ER-laitteille välttämättömän korkean sähkökentän tuottaminen. MR-nesteillä toteutetuilla vaimentimilla saadaan aikaan jäykempi toiminta. Toisaalta magnetoreologisilla nesteillä on hitaampi vasteaika verrattuna ER-nesteisiin. (Peel et al. 1997) MR-nestevaimentimille löytyy kaupallisia toimittajia. Esimerkiksi Rheonetic™ Magnetic Fluids & Systems (<http://www.webcom.com/mrfluid>), kuva 5.3.4.

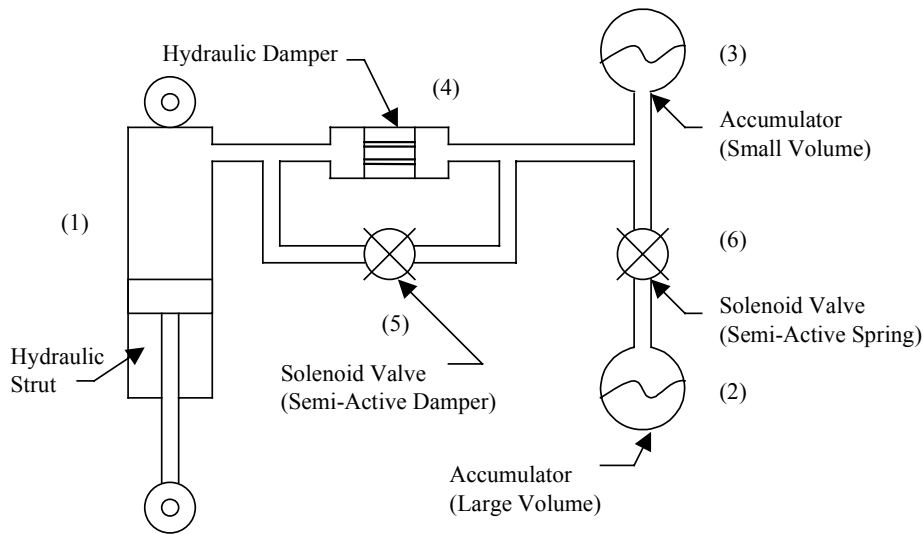


Kuva 5.3.4. Kaupallisen MR-nestevaimentimen nopeus-voimakuvaja eri ohjausvirran arvoilla (Rheonetic™ Magnetic Fluids & Systems).

Hydropneumaattinen jousi- ja vaimenninsysteemi

Maastoajoneuvoissa on tärkeää pehmeä jousitus, joka sallii suuren jousitusliikkeen ajettaessa epätasaisessa maastossa. Pehmeä jousitus kuitenkin huonontaa ajoneuvon hallintaa ja stabiilisuutta ajettaessa hyvällä tiellä ja suurella nopeudella. Puoliaktiivinen hydropneumaattinen jousi- ja vaimenninsysteemi on kehitetty parantamaan erityisesti raskaiden maastoajoneuvojen hallintaa ja ajomukavuutta. Järjestelmä koostuu esim. kaksitilaisesta hydropneumaattisesta jousesta sekä kaksitilaisesta hydraulisesta vaimentimesta, kuva 5.3.5. Jousen tilat ovat pehmeä ja jäykkä. Hydropneumaattinen vaimennin vaihtaa tilaansa pienen ja suuren vaimennuksen välillä. Komponenttien eri tilakombi-

naatiot ovat mahdollisia. Vaimennuksen ominaisuuksia muutetaan ohjaamalla kahta magneettiventtiiliä. (Giliomee & Els 1998.)



Kuva 5.3.5. Puoliaktiivinen jousi- ja vaimennusyksikkö (Giliomee & Els 1998).

Pehmeä jousitus saadaan aikaan, kun venttiili (6) on auki ja kaasua puristetaan kahteen akkuun (2 ja 3). Kun venttiili (6) suljetaan, kaasua puristuu vai akkuun (3), jolloin saavutetaan jäykempi jousitus. Systeemin vaimennusta muutetaan venttiilillä (5). Kun venttiili on auki, kaikki hydraulineeste virtaa vaimentimen ohi, jolloin vaimennus on pieni. Sulkemalla venttiili (5) saavutetaan suuri vaimennus. Lisäämällä systeemiin enemmän akkuja ja venttiileitä voidaan saavuttaa erilaisia jousitusominaisuuksia. (Giliomee & Els 1998.)

Yksi maastoajoneuvoille tärkeä ominaisuus on maavaran säätömahdollisuus. Pienempi maavara pudottaa painopistettä ja pienentää rungon kallistelua. Maavaran säätäminen tapahtuu systeemin öljymäärää muuttamalla. Tässä systeemissä maavaraa voidaan säätää myös ilman ulkoista pumppua. Säätäminen suoritetaan sulkemalla venttiili (6) oikeaan aikaan. Esimerkiksi kun halutaan pienempi maavara, pidetään venttiili (6) kiinni ja avataan se vasta silloin, kun paine akussa (3) on suurempi kuin akussa (2).

Kuvan 5.3.5 mukaisen järjestelmän ominaisuuksia on mitattu käyttämällä puoliaktiivisenä toimilaitteena hydraulista sylinteriä, jonka kehittämä maksimivoima on 160 kN. Vasteajoiksi puoliaktiiviselle vaimentimelle on mitattu pienellä paine-erolla 170 ms ja suurimmalla 70 ms. Vasteajat ovat kääntäen verrannollisia paine-eron suuruuteen. Vaimennusventtiilien vasteajat olivat 40–145 ms.

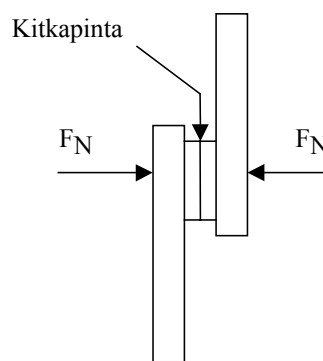
Koetulosten perusteella havaittiin epälineaarisen hydropneumaattisen jousen sopivan hyvin matalataajuisen heilunnan vaimennukseen. Lisäksi havaittiin, että mikäli jousivoima ja vaimennus ovat säädettävissä riittävän laajalla alueella, saadaan systeemi toi-

mimaan hyvin erilaisissa tilanteissa. Venttiilien vasteajat havaittiin riittäviksi puoliaktiiviseen vaimennukseen.

Kitkavaimennin

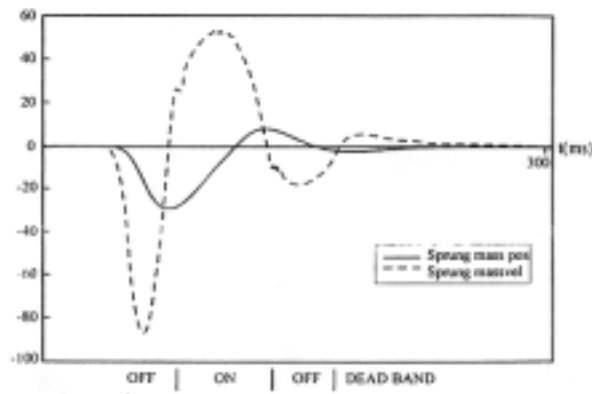
Kitkavaimennin perustuu kitkavoiman säätämiseen levyparin välissä, kuva 5.3.6. Menetelmä on puoliaktiivinen, sillä siinä säädetään ainoastaan energianhäviötä kitkaliitoksessa. Levyjen välistä kitkaa muutetaan servoventtiilillä ohjatun hydraulisynterinterin avulla. Periaatteessa systeemi voi tuottaa juuri halutun vaimennusvoiman, myös nollassa voimalla. Toinen etu on siinä, että vaimennus voidaan tuottaa, vaikka suhteellinen liikenopeus olisi pieni. Puoliaktiivista kitkavaimennusta voidaan soveltaa rakennusten palkkirakenteissa, kiinteissä koneissa sekä ajoneuvoissa.

Esimerkkinä kitkavaimentimesta (Stammers et al. 1999) on auton jousitus, joka on mallinnettu jousi-massa-vaimenninyhdistelmänä. Testeissä käytettiin sinimuotoista herätettä taajuusalueella 1–5 Hz. Jousitetun massan vaimentamattomaksi ominaistajuuudeksi on valittu 1,4 Hz, joka vastaa tyypillistä henkilöauton arvoa. Säädössä on käytetty voimatakaisinkytkentää, ja tarvittava normaalivoima on saatu mittaamalla suhteellista liikematkaa ja nopeutta. Käytännön vaikeuksia on ollut dynaamisen kitkakertoimen määrittämisessä, mikä johtuu lämpenemisen, kosteuden sekä kulumisen mukanaan tuomista häiriöistä.



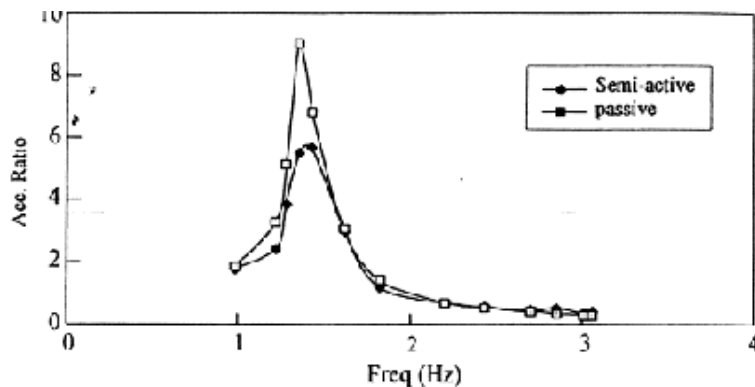
Kuva 5.3.6. Normaalivoiman säätämiseen perustuvan kitkavaimentimen periaate.

Kuvassa 5.3.7 esitetään massan liike häiriön jälkeen. Ensimmäisessä jaksossa vaimennus on pois päältä. Kun suhteellinen nopeus kasvaa positiiviseksi, vaimennin kytkeytyy päälle. Lopussa on kuollut alue, jolloin säätö ei reagoi lainkaan värähtelyyn.



Kuva 5.3.7. Kitkavaimentimen transienttitesti (Stammers et al. 1999).

Kuvassa 5.3.8 verrataan kitkavaimentimen tehokkuutta passiiviseen jousitukseen, kun herätteen taajuus on lähellä systeemin ominaistaajuutta.



Kuva 5.3.8. Kiihtyvyyksien suhde taajuuden funktiona passiivisella ja puoliaktiivisella vaimennuksella (Stammers et al. 1999).

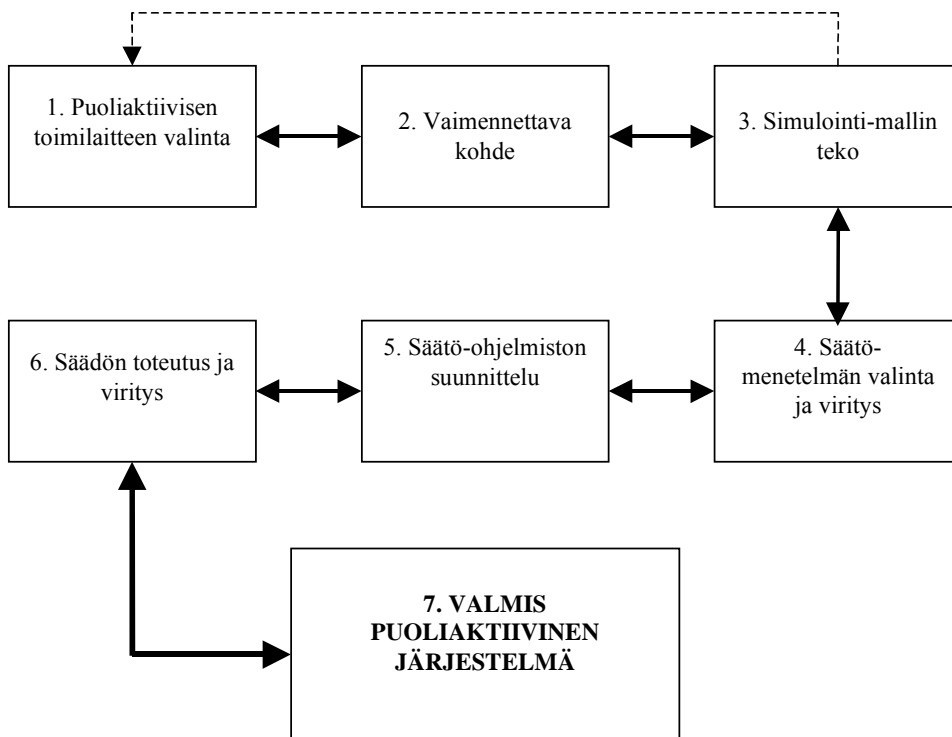
5.3.2 Puoliaktiivisen vaimennusjärjestelmän suunnittelu ja toteutus

Case: maataloustraktorin etuakselin vaimennus

Esimerkkitapauksena puoliaktiivisen vaimennusjärjestelmän suunnittelusta ja toteutuksesta on sumealla logiikalla toteutettu maataloustraktorin etuakselin puoliaktiivinen vaimennus. Maataloustraktorin jousitus joutuu toimimaan vaihtelevissa ajo-, kuormitus- ja maasto-oloissa, joten passiivisella jousituksella on vaikea säilyttää ajettavuus kaikissa tilanteissa. Etuakselin puoliaktiivisella jousituksella pyritään parantamaan traktorin ajo-ominaisuuksia sekä maasto- että maantieajossa. Sumealla säädöllä pyritään vähentämään renkaan ja tien välisen pystysuuntaisen kontaktivoiman muutoksia. Sumea säätö on sopiva puoliaktiivisen vaimennuksen säätöön, koska sillä voidaan säätää hyvin epälineaarisia järjestelmiä. Sumealla logiikalla toteutettu säädin on epäherkkä parametri-muutoksille, joita ovat esimerkiksi traktorin keulan tai nostolaitteen muuttuva kuorma sekä traktorin renkaisiin erilaisissa maastoissa ja maantieajossa kohdistuvat herätteet.

Järjestelmän suunnitteluperiaatteet

Puoliaktiivisen vaimennusjärjestelmän suunnitteluvaiheet esitetään kaaviona kuvassa 5.3.9. Suunnittelu perustuu vaimennettavasta kohteesta suoritettuihin mittauksiin, joilla määritellään vaimennettava taajuus ja amplitudi, toimilaitteiden voimantuottotarve ja liikenopeus sekä sijoitus vaimennettavaan rakenteeseen. Aluksi täytyy valita puoliaktiivisen toimilaitteen tyyppi (1) ja suunnitella sen parametrit vaimennettavaan kohteeseen sopivaksi (2). Järjestelmästä tehdään simulointimalli (3), jonka avulla voidaan kokeilla erilaisten säädinten sopivuutta (4). Simulointien perusteella toimilaitteen parametreja voidaan vielä muokata, jos tarvetta ilmenee. Valitun säätimen virityksen jälkeen voidaan siirtyä säätöohjelmiston suunnitteluun ja säätimen ohjelmakoodin tekoon (5). Ohjelmiston suunnittelun jälkeen asennetaan vaimennettavaan kohteeseen säädön toteutuksessa tarvittavat laitteet (tietokoneet, anturit, johdotukset ym.) (6). Sen jälkeen vaimennettavan kohteen säätöjärjestelmä vielä viritetään toimimaan mahdollisimman hyvin. Puoliaktiivinen vaimennusjärjestelmä on valmis (7)



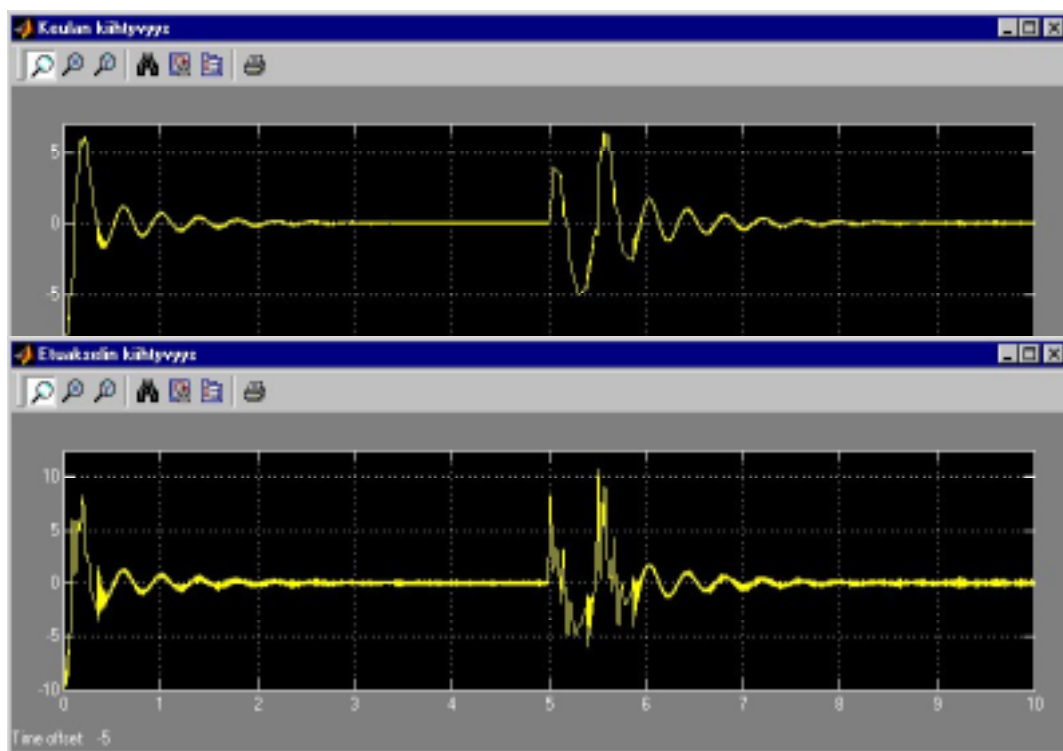
Kuva 5.3.9. Puoliaktiivisen vaimennusjärjestelmän suunnitteluvaiheet.

Vaimennustarpeen kartoittamiseksi ja puoliaktiivisen vaimennuksen suunnittelu- ja simulointiparametrien määrittämiseksi tehtiin Valtran ja VTT Valmistustekniikan toimesta traktorilla koeajoja eri maasto-oloissa sekä erityisellä testiradalla ja mitattiin etuakseliin ja traktorin keulaan kohdistuva värähtely. Vaimentimena käytetyn hydropneumaattisen elementin staattiset ja dynaamiset ominaisuudet mitattiin kuormituspenkissä.

Säädön suunnittelua varten toteutettiin puoliaktiivisesta etuakselin jousituksesta Simulink-malli, jonka avulla voidaan simuloida sumean säätimen toimintaa erilaisilla etuakseliin kohdistuvilla kuormilla ja alustaherätteillä. Säätimen suunnittelussa määritellään aluksi tulo- ja lähtösuureet. Säätimen ulostulona on vaimennuksen säätöventtiileille menevä ohjaus. Sisäänmenoille vaihtoehtoina ovat esim. etuakselin ja keulan nopeus ja kiihtyvyys tai jousituselementin männän asema ja nopeus. Etuakselin ja keulan kiihtyvyyksantureilta saadaan nopeustieto integroimalla ja jousituselementin asema-anturilta nopeustieto aseman muutoksesta. Keskeisimmät näistä suureista ovat keulan ja etuakselin nopeudet ja kiihtyvyydet, ja ne saadaan säätimen suunnittelua varten esim. Simulink-mallista. Kyseisessä mallissa keulan kiihtyvyyksarvot muuttuvat melko tasaisesti ilman suuria äkillisiä heilahteluja, kun taas etuakselin kiihtyvyys voi saada suuria hetkellisiä arvoja (kuva 5.3.10).

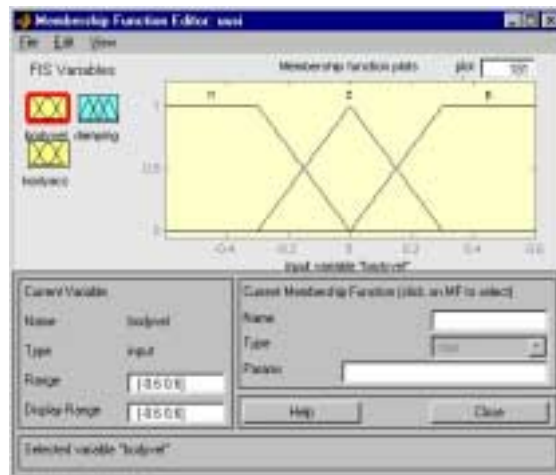
Tulo- ja lähtösuureiden määrittely

Tulosuureiden määrä on rajoitettu kahteen, jotta säädön suunnittelu ja virittäminen olisi helpompaa. Simulointien perusteella päädyttiin käyttämään tulosuureina keulan kiihtyvyyttä ja siitä integroimalla saatavaa keulan nopeutta. Tällä yhdistelmällä säätö on saatu toimimaan parhaiten.



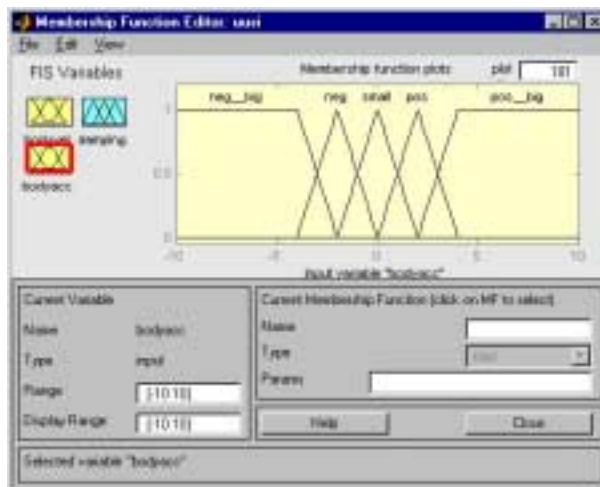
Kuva 5.3.10. Esimerkki traktorin keulan ja etuakselin kiihtyvyyden käyttäytymisestä Simulink-simulointiajon aikana, kun hetkellä $t = 5$ s eturenkaat osuvat töyssyyn.

Tulosuureiden jäsenyysfunktioiden muodoiksi on valittu kolmio- ja trapetsimuodot niiden yksinkertaisuuden ja helppouden vuoksi. Lisäksi nämä muodot ovat yleisimmin käytettyjä käytännön sumeissa säätimissä ja ne ovat laskennallisesti erittäin tehokkaita useimmissa laitteistoissa. Jotta säätö toimisi hyvin, täytyy tulosuureiden jäsenyysfunktioiden kattaa koko suureen mahdollinen vaihteluväli. (Vähänikkilä, 2001) Simuloinneissa traktorin keulan nopeuden vaihteluksi saatiin $-0,8...+0,8$ m/s. Jotta säätökannan koko ei kasva kovin suureksi, keulan nopeus on jaettu kolmeen jäsenyysfunktioon: negatiivinen (n), nolla (z) ja positiivinen (p) (kuva 5.3.11).



Kuva 5.3.11. Traktorin keulan nopeuden jäsenyysfunktiot.

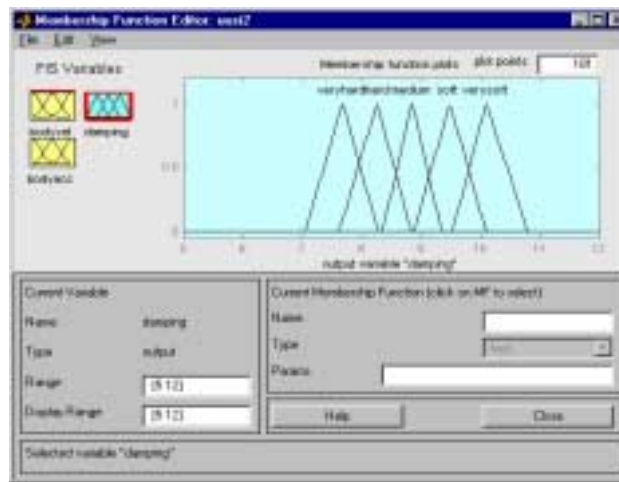
Keulan kiihtyvyys oli noin $-10...+15$ m/s². Kiihtyvyydelle on käytetty viittä jäsenyysfunktioita: negatiivinen_suuri (neg_big), negatiivinen (neg), pieni ($small$), positiivinen (pos) ja positiivinen_suuri (pos_big) (kuva 5.3.12).



Kuva 5.3.12. Traktorin keulan kiihtyvyyden jäsenyysfunktiot.

Jäsenyysfunktiot

Lähtösuureen jäsenyysfunktioina on käytetty sekä kolmioita että pylväitä. Simuloinneissa kolmiomuodoilla on saatu hiukan paremmat tulokset kuin pylväillä. Tämä johtuu todennäköisesti kolmioiden paremmasta viritysmahdollisuudesta. Simulointiajo nopeutui hieman pylväitä käytettäessä, koska ulostulon tarkan arvon laskenta on niillä nopeampaa. Riittävä jäsenyysfunktioiden määrä on viisi: erittäin_jäykkä (*veryhard*), jäykkä (*hard*), keskiverto (*medium*), löysä (*soft*) ja erittäin_löysä (*verysoft*). Ulostulon jäsenyysfunktiot esitetään kuvassa 5.3.13.



Kuva 5.3.13. Ulostulon jäsenyysfunktiot.

Sääntökannan määrittäminen

Sääntökannassa olevat säätösäännöt määräävät sumean säädön toiminnan. Sääntökannan suurin mahdollinen sääntöjen määrä saadaan kertomalla eri tulosuureiden jäsenyysfunktioiden määrä keskenään. Aluksi sääntökannan koko kannattaa pitää pienenä, jotta säätö saadaan toimimaan kunnolla. Lisäksi viritukseen vaikuttavia tekijöitä on helpompi ymmärtää ja havaita. Kun tulosuureiden jäsenyysfunktioita on kolme ja viisi, sääntöjen kokonaismääräksi saadaan 15. Tämän kokoinen sääntökanta on vielä kohtuullisen helppo viritää. Sääntöjen lisääminen ei todennäköisesti paranna säätimen suorituskykyä merkittävästi. Dixon (1996) esittää säädettävälle vaimentimelle annettavia vaimennusarvoja (löysä/jäykkä), kun tiedetään renkaan kontaktivoiman poikkeama staattisesta tilanteesta sekä jousituksen nopeuden suunta (taulukko 5.3.2). Tällaisella säädöllä pyritään pitämään renkaan kontaktivoima mahdollisimman vakiona. Esimerkiksi jos renkaan kontaktivoima on pienempi kuin staattisessa tilanteessa, täytyy kontaktivoimaa lisätä valitsemalla jäykkä vaimennus, mutta vain jos jousitus on puristumassa kokoon. (Vähänikkilä, 2001).

Taulukko 5.3.2. Säädettävän vaimentimen (löysä/jäykkä) vaimennuksen valinta, kun pyritään maksimoimaan käsiteltävyys.

	$F_V - F_{V_{\text{mean}}} < 0$	$F_V - F_{V_{\text{mean}}} > 0$
$\dot{z}_s < 0$ (ulosjousto)	löysä	jäykkä
$\dot{z}_s > 0$ (sisäänjousto)	jäykkä	löysä

missä

- F_V on renkaan pystysuuntainen kontaktivoima dynaamisessa tilanteessa
- $F_{V_{\text{mean}}}$ on renkaan pystysuuntainen kontaktivoima staattisessa tilanteessa
- \dot{z}_s on jousituksen nopeus.

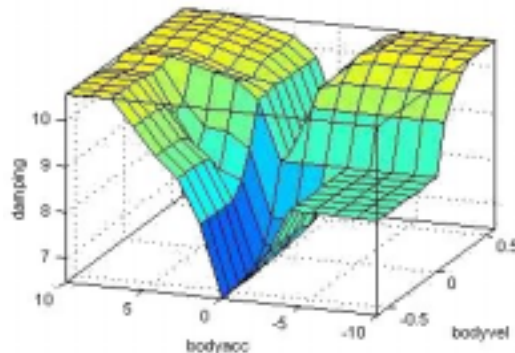
Simulointimallissa renkaan kontaktivoima ja traktorin keulan ja etuakselin kiihtyvyys olivat suoraan toisistaan riippuvia. Keulan ja etuakselin kiihtyvyyden ollessa positiivinen oli myös renkaan kontaktivoima suurempi kuin staattisessa tilanteessa. Negatiivisesta kiihtyvyydestä seuraa renkaan kontaktivoiman väheneminen. Näin ollen, jos traktorin keulan ja etuakselin kiihtyvyyden vaihtelu saadaan pidettyä mahdollisimman pienenä, myös renkaan kontaktivoiman vaihtelu on pientä. Ajettaessa töyssyyn keulan kiihtyvyys on aluksi positiivinen ja keulan nopeus pieni. Tällöin vaimennuksen tulee olla aluksi löysä, jotta rengas ei pomppaa irti tiestä. Joten sopiva sääntö on: Jos keulan kiihtyvyys on positiivinen ja keulan nopeus on pieni, niin vaimennuksen pitää olla pieni. Monet säännöt täytyi kuitenkin löytää kokeilemalla. Simulointien perusteella kehitetty 15 säännön sääntökanta on taulukossa 5.3.3.

Taulukko 5.3.3. Sumean säätimen 15 säännön sääntökanta.

		Traktorin keulan kiihtyvyys				
		<i>Neg_big</i>	<i>Neg</i>	<i>Small</i>	<i>Pos</i>	<i>Pos_big</i>
Traktorin keulan nopeus	<i>N</i>	medium	hard	veryhard	soft	verysoft
	<i>Z</i>	medium	medium	medium	soft	verysoft
	<i>P</i>	verysoft	soft	medium	soft	verysoft

Kun sääntökanta on muodostettu, säätimen hienoviritys voidaan tehdä jäsenyysfunktioita muokkaamalla. Kolmiomuotoisten jäsenyysfunktioiden tapauksessa on muuteltu niiden sijaintia ja leveyttä. Kolmion kallistamisella ei saatu merkittäviä eroja aikaiseksi. Trapetsimuotoiset jäsenyysfunktiot on viritetty muuttamalla trapetsin nousun jyrkkyyttä ja sijaintia. Käytetyimmät ja hyödyllisimmät muuttujat säätimen virityksessä ovat keulan ja etuakselin nopeudet ja kiihtyvyydet, renkaan kokoonpuristuma, venttiilien ohjauksjännite ja vaimentimen liikenopeus. Simuloinnin aikana näiden muuttujien kuvaajista on saatu tietoa säädetyin järjestelmän käyttäytymisestä, kuten esimerkiksi haitallisista värähtelyistä ja äkillisistä kiihtyvyydspiikeistä. (Vähänikkilä, 2001)

Fuzzy Toolbox:n FIS-editor tarjoaa säätimen virityksen avuksi pari hyvää apuvälinettä. Näistä hyödyllisin on Surface Viewer, joka muodostaa säätöpinnan kuvaajan säätimen sisäänmenojen ja ulostulon suhteen. Kahdella sisäänmenolla ja yhdellä ulostulolla muodostuu kolmiulotteinen säätöpinta. Jos sisäänmenoja tai ulostuloja on enemmän, saadaan säätöpinta näkyviin kahdesta sisäänmenosta ja yhdestä ulostulosta kerrallaan. Sääntöjä ja jäsenyysfunktioita viritettäessä tehdyt muutokset näkyvät heti säätöpinnan muodossa, jolloin virityksen vaikutukset voidaan helpommin hahmottaa. Kuvassa 5.3.14 on erään simuloinneissa kehitetyn säätimen säätöpinta.



Kuva 5.3.14. Vaimennuksen (pystyakseli) säätöpinta traktorin keulan nopeuden ja kiihtyvyyden (vaaka-akselit) suhteen.

Järjestelmän toteutus

Valtra 8050 -traktorissa taka-akseli on perinteistä jousittamatonta tyyppiä, mutta etuakselin voi tilata passiivisella Aires-ilmajousituksella (Valtra). Etuakselin jousituksen rakenne esitetään kuvassa 5.3.15.



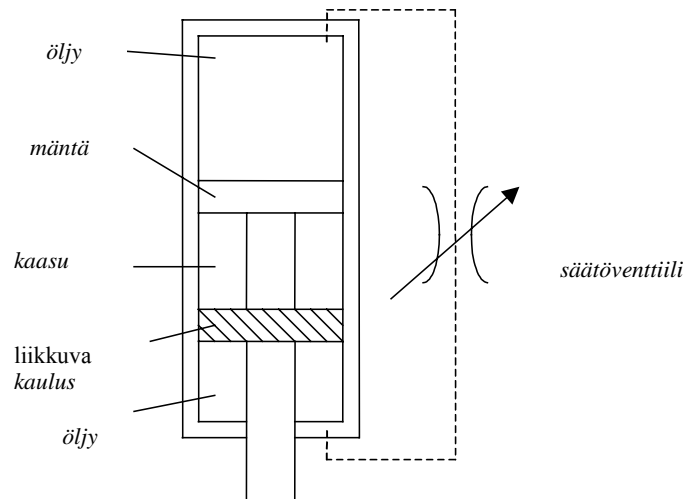
Kuva 5.3.15. Traktorin etuakselin passiivinen ilmajousitus (Valtra).

Etuakseli on kiinni apurungossa (punainen), joka on laakeroitu traktorin runkoon kahdesta pisteestä. Apurunko ei kallistu traktorin poikittaissuunnassa. Vain etuakseli voi kallistua. Tästä johtuen apurunkoon kiinnittyvät iskunvaimentimet ja ilmajouset liikkuvat samaan tahtiin.

Puoliaktiivinen etuakselivaimennus

Puoliaktiivisessa etujousituksessa passiiviset ilmajouset ja vaimentimet on korvattu puoliaktiivisilla hydropneumaattisilla vaimentimilla, joissa vaimennuselementtiin on integroitu kaasujousi ja iskunvaimennin. Puoliaktiivisissa elementeissä vaimennusta voidaan säätää kuristamalla vaimenninöljyn virtausta elementin ulkopuolella olevassa venttiililohkossa. Kuristuksen säätö tapahtuu sähkötoimisilla jänniteohjatuilla venttiileillä. Jännitteen kasvaessa venttiilin virtausaukon koko suurenee jolloin öljy pääsee virtaamaan vapaammin eli vaimennus pienenee. Elementin sisällä olevan kaasun määrän säädöllä saadaan jousen jäykkyyttä muutettua. Kaasujousi on progressiivinen. Ajon aikana kaasun määrää ei säädetä eikä elementissä kiertävän öljyn kokonaismäärä muutu (Hyvärinen, 2000).

Periaatekaavio puoliaktiivisesta elementistä on kuvassa 5.3.16. Kun elementti puristuu kasaan, öljyä virtaa säätöventtiilien kautta männän yläpuolelta männän varren puolelle. Koska männän varren puolella öljytilavuus on pienempi kuin männän yläpuolella, männän liikkuminen ylöspäin aiheuttaa kaasutilan kokoonpuristumisen. Hyvärinen (2000).



Kuva 5.3.16. Puoliaktiivisen elementin yksinkertaistettu rakenne (Hyvärinen, 2000).

Kuvassa 5.3.17 esitetään puoliaktiivisen elementin asennus traktoriin. Elementin rinnalle on asennettu manuaalisesti säädettävä virransäätöventtiili. Ohivirtauksen avulla pyritään lisäämään hydrauliohjauksen maksimivirtausta siten, että elementin jäykkyys dynaamisessa tilanteessa pienenee ja että elementin proportionaalinen säätöalue ei kavennu merkittävästi. Traktoriin asennettu ohjausjärjestelmä koostuu mm. PC-pohjaisesta ohjaimesta, A/D- ja D/A- muunninkorteista ja tarvittavista antureista.

Sumean säätimen toimintaa testattiin maataloustraktorissa, johon oli asennettu kuvan 5.3.16 mukaisesti hydropneumaattiset puoliaktiiviset vaimenninelementit. Elementtien vaimennusta muutettiin vaimenninöljyn virtausta säätämällä. Traktorilla tehdyt testiajot ajettiin tarkoitusta varten tehdyllä töyssyradalla.



Kuva 5.3.17. Traktoriin asennettu hydropneumaattinen puoliaktiivinen elementti ja venttiililohko.

Säätimen suorituskyvyn vertailussa käytettiin kahta eri kriteeriä. Näistä tärkein oli renkaan dynaamisen kuorman keskiarvo S_V . Toisena vertailukriteerinä oli renkaan dynaamisen kuorman neliö S_{Vsq} . Nämä lasketaan dynaamisen tiekuorman (DTL) avulla. Dynaamisen tiekuorman keskiarvo ja neliö saadaan kaavoista:

$$DTL = m_1 \ddot{z}_1 + m_2 \ddot{z}_2 \quad (5.3.1)$$

$$S_V = \sum_{k=1}^n \frac{|DTL_k|}{n} \quad (5.3.2)$$

$$S_{Vsq} = \sum_{k=1}^n \frac{DTL_k^2}{n} \quad (5.3.3)$$

missä

m_1 on traktorin etuakseliston ja renkaiden yhteenlaskettu massa (jousittamaton massa)

m_2 on traktorin keulan massa (jousitettu massa)

\ddot{z}_1 on jousittamattoman massan kiihtyvyys (etuakselin kiihtyvyys)

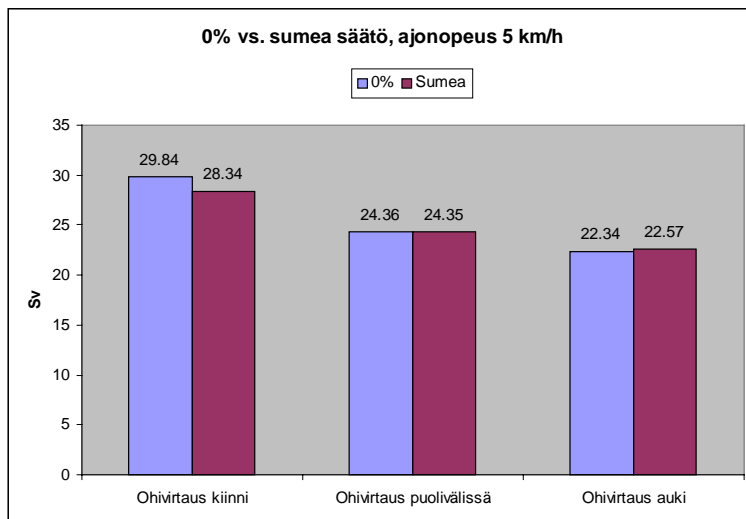
\ddot{z}_2 on jousitetun massan kiihtyvyys (keulan kiihtyvyys)

n on mittauksen kokonaismäärä, joka saadaan jakamalla kokonaisaika näytevälillä,

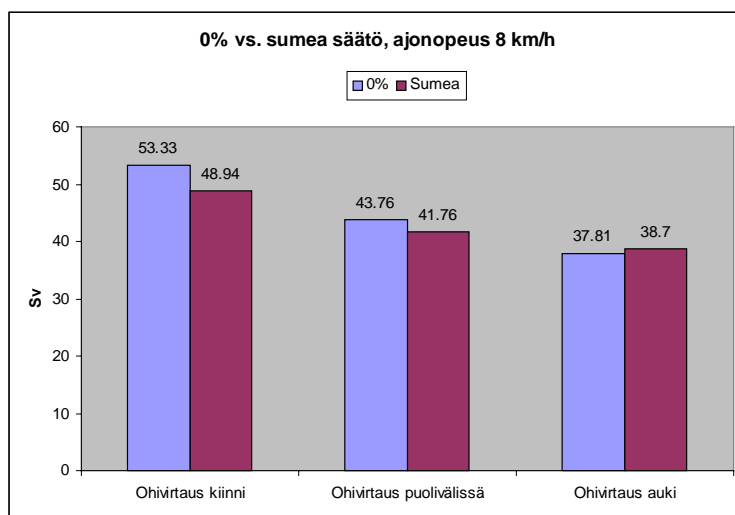
k on mittauksen järjestysnumero.

Vaimennustulokset

Testiajoissa mitatut etuakselin ja keulan kiihtyvyydet tallennettiin tiedostoiksi, jotka siirrettiin Matlab-ohjelmaan vertailukriteerien laskentaa varten. Graafisessa muodossa esitetyissä tuloksissa (kuvat 5.3.18 ja 5.3.19) vertailukriteerinä käytettiin dynaamisen kuorman keskiarvoa S_V . Mitä pienemmät lukuarvot ovat, sitä paremmin säätö toimii. Nollaprocentin vakio-ohjausarvo (0 %) tarkoittaa sellaista tilannetta, jossa vaimennuksen säätöventtiilit ovat täysin kiinni. Sumean säädön ja vakio-ohjauksen vertailuissa esitetään tulokset 5 km/h ja 8 km/h ajonopeuksilla ja eri ohivirtauksen asetuksilla.



Kuva 5.3.18. Vakio-ohjauksen ja sumean säädön vertailu eri ohivirtauksen asetuksilla, kun ajonopeus on 5 km/h.



Kuva 5.3.19. Vakio-ohjauksen ja sumean säädön vertailu eri ohivirtauksen asetuksilla, kun ajonopeus on 8 km/h.

Yhteenveto traktorin etuakselin puoliaktiivisesta vaimennuksesta

Kokeellisten mittauksien perusteella etuakselin puoliaktiivisen vaimennusjärjestelmän avulla on mahdollista muuttaa traktorin ajo-ominaisuuksia erilaisiin kuormitus- ja ajo-oloihin sopivaksi. Tällaisen järjestelmän suunnittelussa kannattaa käyttää hyödyksi simulointimalleja, joiden avulla järjestelmän käyttäytymistä voidaan tutkia erilaisissa tilanteissa. Simulointimallin tulisi olla riittävän tarkka, jotta simuloinneista olisi vastaavaa hyötyä oikean järjestelmän toteutuksessa.

Traktorin etuakselin puoliaktiivista jousitusjärjestelmää voidaan ohjata sumealla säädöllä. Sumean järjestelmän anturoinniksi riittää pelkkä keulaan kiinnitetty kiihtyvyyssanturi. Muuntyyppiset säätimet vaativat yleensä useamman anturin. Simuloinneissa säädön tulokset olivat hyvät. Simulointien perusteella voitiin päätellä, että suunniteltu etuakselin jousitus on liian jäykkä dynaamisessa tilanteessa.

Traktorilla suoritetuissa testiajoissa sumea säädin toimi stabiilisti. Simuloinnissa ilmennyt vaimenninelementin liiallinen jäykkyys dynaamisessa tilanteessa todettiin myös traktorilla suoritetuissa testiajoissa. Ohivirtausta kasvattamalla jousituksen jäykkyys dynaamisessa tilanteessa pieneni merkittävästi, mutta säädön merkitys vaimennustulokseen väheni heti ohivirtauksen lisäyksen jälkeen. Jotta vaimennuksen säädön vaikutus saadaan riittävän selvästi esiin ja jotta säädön vaikutus vaimentimen dynaamiseen käyttäytymiseen voidaan tarkemmin todeta, täytyy vaimenninöljyn virtauksessa tapahtuvaa painehäviötä pienentää. Se voidaan toteuttaa esimerkiksi lyhentämällä hydrauliletkujen pituutta ja kasvattamalla liittimien ja hydrauliletkujen kokoa. Painehäviöt pitää saada niin pieniksi, ettei ohivirtausta tarvita lainkaan. Tällöin kaikki vaimenninöljy virtaa säätöventtiilien kautta, jolloin säädön vaikutus saadaan selvästi esille. Lisäksi vaimennuksen säätöventtiileillä tulee olla riittävä läpivirtauskapasiteetti.

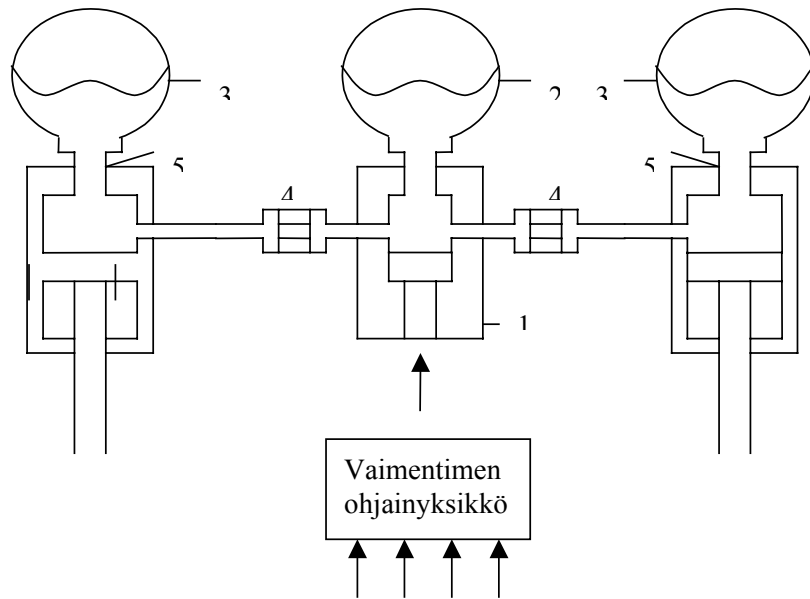
5.3.3 Puoliaktiivisen vaimentimen sovellus- ja ohjausesimerkkejä

Henkilöauton pyöränripustuksen puoliaktiivinen vaimennus

Citroen on kehittänyt puoliaktiivisen Hydractive-jousituksen, joka perustuu hydro-pneumaattiseen vaimennuselementtiin. Kuvassa 5.3.20 esitetään yhden akseliston jousituksen rakenne.

Toiminta perustuu kolmeen jousipalloon ja neljään vaimennusventtiiliin. Pehmeässä tilassa säätöventtiili (1) on auki, jolloin hydraulineeste pääsee virtaamaan neljän vaimennusventtiiliin (4 ja 5) kautta tavallisen kahden sijasta. Siten nesteen virtausta rajoitetaan vähän ja jousituksen liikkeen vaimennus on pehmeä. Hydraulineeste pääsee myös kolmanteen joustopalloon (2), jolloin kaasutilavuus kasvaa ja pehmentää osaltaan jousitusta. Jäykässä tilassa säätöventtiili (1) on kiinni ja näin eristää kaksi vaimenninta (4) ja yhden jousipallon (2) systeemistä.

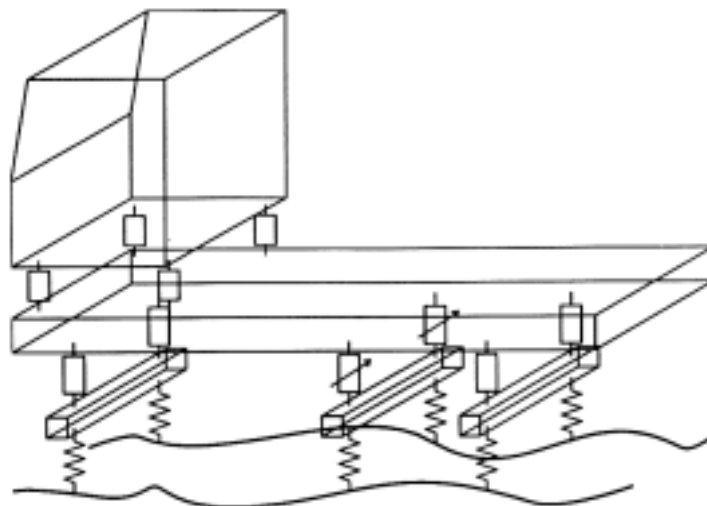
Puoliaktiivinen jousitus on varustettu ohjaimella, joka muuttaa nopeasti jousituksen ominaisuuksia kuljettajan ajotavan ja ulkoisten tekijöiden, kuten tien kunnon, mukaan Ohjain saa tiedot viideltä tunnistimelta: Ohjauspyörän tunnistin mittaa kääntökulman ja ohjausliikkeen nopeuden. Kaasupolkimen tunnistin mittaa polkimen painamis- tai vapautusnopeuden. Jarrutuksen tunnistin mittaa jarrutuspaineen. Etummaiseen kallistuksenvakaajaan on kiinnitetty anturi, joka mittaa korin liikkeitä. Ajonopeutta mitataan vaihdelaatikosta.



Kuva 5.3.20. Hydropneumaattinen puoliaktiivinen jousitus (Citroën).

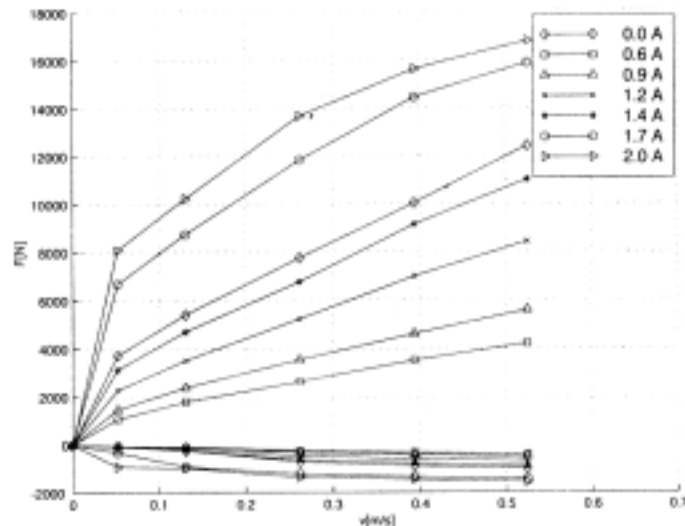
Kuorma-auton akseliston puoliaktiivinen jousitus

Laajennettua groundhook-jousitusta ja sen vaikutusta tien kulumiseen on tutkittu myös todellisen kuorma-auton prototyypin ja sen epälineaarisen 3D-simulaatiomallin avulla (Valásek et al., 1998). Simuloitavana kohteena toimi Skoda-Liazin kuorma-auton prototyyppi. 3D-simulointimalli rakennettiin Simpack-ohjelmistolla, säätimet toteutettiin Matlab/Simulink-ohjelmistolla ja nämä kaksi linkitettiin yhteen SIMPACK-ohjelmiston SIMAT-ohjelmalla. Kuvassa 5.3.21 on 3D-mallin kaaviokuva.



Kuva 5.3.21. Kuorma-auton kaaviokuva.

Mallissa käytettiin epälineaarisia renkaiden ja ilma- ja lehtijousten malleja. Kuormauton alusta, johon kuuluvat ilmajouset, kolme akselia, joista keskimäinen vetää ja viimeinen akseli on nostoteli ilmajousin, on jo passiivisenakin rakenteena tieystävällisempi kuin muut akseliratkaisut. Todellisessa prototyypissä, samoin kuin simulointimallissa puoliaktiivisena elementtinä käytettiin valmista kaupallista tuotetta Fichtel&Sachs CDC N50/55, jonka vaimennuskäyrät esitetään kuvassa 5.3.22. (<http://www.sachs.de>).



Kuva 5.3.22. Säädettävän vaimentimen Fichtel&Sachs CDC N50/55 vaimennuskäyrät eri säätöventtiilin ohjausvirroilla.

Prototyypissä anturointina käytettiin kiihtyvyyssantureita, jotka sijoitettiin etumaisen akselin molempiin päihin, vetävän eli keskimäisen akselin molempiin päihin, jousitettuun massaan eli runkoon eteen ja taakse ja vielä yksi anturi ohjaamoon. Lisäksi mitattiin säädettävän ripustuksen nopeutta.

Mallin, samoin kuin ajoneuvon, testien yhteydessä kokeiltiin useita erilaisia säätimiä ja niiden soveltumista puoliaktiiviseen vaimennukseen:

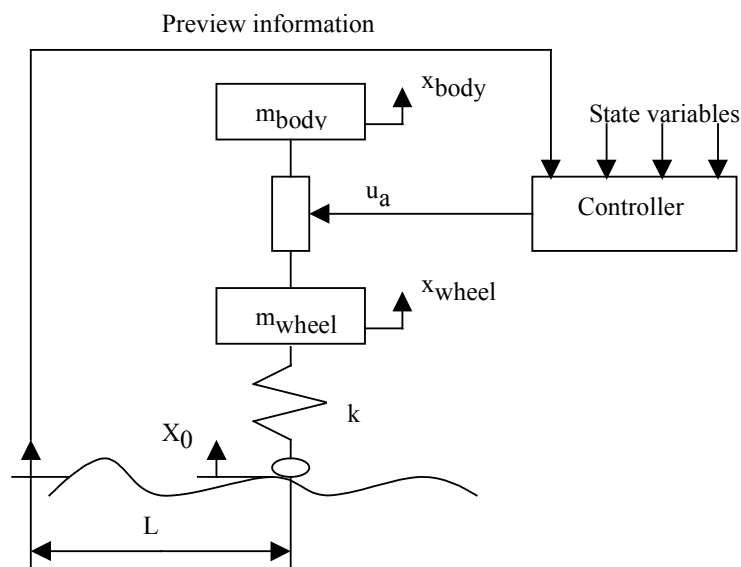
- sumea säädin
- Extended Groundhook -säädin
- optimoitu passiivinen säädin (simuloinnissa)
- Linear Quadratic Regulator (LQR) -säädin (simuloinnissa)
- Robusti Sliding Mode Control (SMC) -säädin (simuloinnissa)
- kaupallinen passiivinen säädin.

Simuloinnissa ja kokeellisissa testeissä ajoneuvoa ajettiin nopeuksilla 54, 72 ja 84 km/h auton täydellä kuormalla, puolillaan ja tyhjänä. Alustaherätteinä käytettiin hyvälaatuista tietä eli lentokenttää ja ns. Kopernikuksen ramppia. Vaimennuksen hyvyyskriteerin käytettiin DLSF:ää (Dynamic Load Stress Factor).

Käytännön testit on suoritettu puoliaktiivisella järjestelmällä käyttäen sumeaa ja EGH-säädintä ja sen lisäksi passiivisella järjestelmällä syöttämällä säädettävien vaimentimien säätöventtiileihin vakiojännite. Tuloksena todettiin, että käyttämällä kuorma-autossa puoliaktiivista vaimennusta, kuten edellä on esitetty, on mahdollista vähentää renkaan ja tien välisen kontaktivoiman heilahduksia noin 10–30 %, mikä merkitsee joko 70 % vähennystä tien kulumiseen tai noin 10 % lisäystä kuormaan.

Ennakoivaan säätöön perustuva puoliaktiivinen jousitus

Ennakoiva säätö perustuu tulevien häiriöiden ennalta tuntemiseen, kuva 5.3.23. Ajoneuvosovelluksissa ennakoiva säätö on houkutteleva menetelmä. Jos tulevat maaston muodot saadaan mitattua, jousituksen käyttäytyminen paranee huomattavasti. On olemassa kaksi peruskonseptia sille, kuinka mittaukset suoritetaan. Ensimmäinen tapa perustuu edessä olevaa maastoa mittaaviin antureihin, jolloin voidaan ohjata sekä etu- että takajousitusta. Toinen menetelmä perustuu siihen olettamukseen, että etupyörien tuntema maasto on sama kuin, mitä takapyörät kulkevat. Tällöin mittaamalla etuakselin liikettä ja kiihtyvyyksiä sekä ottamalla aikaviive huomioon voidaan ohjata takajousitusta. Molemmilla konsepteilla on haittapuolensa. Etumaastoa mittaavat anturit voivat käsittää esim. lehtikasan todelliseksi esteeksi; toisaalta kuoppa voi jäädä kokonaan huomaamatta, jos se on täynnä vettä. Toisessa konseptissa taas etujousituksen tuntema irrallinen este voi työntyä alta pois ennen, kuin takapyörä saavuttaa sen, toiseksi käänöksissä etu- ja takapyörien liikeradat eroavat toisistaan. Lisäksi jälkimmäisessä menetelmässä etujousitus on passiivinen (Kok et al. 1997).



Kuva 5.3.23. Puoliaktiivinen jousitus käyttäen ennakoivaa säätöä (Soliman & Crolla 1996).

Hanson (1996) on tutkinut maataloustraktoriin asennettua puoliaktiivista jousitusjärjestelmää. Säätosysteemi on adaptiivinen, ja se käyttää hyväkseen etuakseliin asennetuilta kiihtyvyyssantureilta saatavaa ennakko-informaatiota. Säädin käyttää hyväkseen neljää suodatinta, jotka kukin laskevat ennustettua jousitusmatkaa tietyllä vaimennuksen arvolla. Näistä arvoista säädin laskee lineaarisesti interpoloimalla vaimennuksen arvon, jolla saavutetaan määritetty referenssijoustop matka. Tämän tyyppinen säätö näytti simuloinneissa reagoivan tarpeeksi nopeasti suuriinkin muutoksiin maaston muodoissa. Toiseksi tällainen säätöperiaate voi pohjautua hitaampiin ja täten robusteihin ja halvempiin komponentteihin.

Soliman & Crolla (1996) tutkivat ajoneuvon edessä olevien tienpinnan muotojen mitaamiseen perustuvaa puoliaktiivista jousitusjärjestelmää, kuva 5.3.23. Simuloinneilla todettiin käyttäytymisen paranevan huomattavasti, kun otettiin käyttöön ennakoiva informaatio. Runkokiihtyvyydet vähenivät 16 % ja dynaamiset rengaskuormat pienenevät 8 %. Ennakointiaikana käytettiin 0,15 s:a ja nopeus oli 20 m/s, joka merkitsee 3 m:n ennakointimatkaa. Käytännön sovelluksissa ennakointimatka tulisi olemaan noin metri, joten maksimiparannukset saavutettaisiin hitailla nopeuksilla. Puoliaktiivinen systeemi ennakoivan informaation kanssa näytti saavuttavan saman käyttäytymisen kuin aktiivinen systeemi ilman preview-informaatiota. Vaikka tienpintaa mittaavassa anturoinnissa on vielä käytännön ongelmia, ennakoiva säätö näyttää tarjoavan etuja kustannusten alentumisena ja energian kulutuksen vähentymisenä.

Maataloustraktorin ohjaamon vaimennus

Maataloustraktoreissa voidaan vähentää heilunnasta ja tärinästä johtuvaa epämukavuutta huomattavasti, mikäli ohjaamo kiinnitetään joustavilla elementeillä traktorin runkoon. Jousitus voidaan toteuttaa monilla eri tavoilla, käyttäen joko passiivista, aktiivista tai puoliaktiivista toimilaitetta. Ohjaamon puoliaktiivisella vaimennuksella pyritään yleensä vaimentamaan pysty- ja vaakasuuntaista heiluntaa sekä kompensoimaan traktorin rungon horisontaalista kallistumista. Jousitettuja istuimia on käytetty traktoreissa jo kymmeniä vuosia, ja jo se lisää huomattavasti mukavuutta, mutta istuimen liikkeitä ei voida kasvattaa kovinkaan suuriksi, koska kuljettajan tulee ylettyä kaikissa ajotilanteissa traktorin hallintalaitteisiin. Eristämällä traktorin ohjaamo muusta rungosta eliminoidaan traktorin moottorista ym. sisäisistä lähteistä tulevan tärinän vaikutus kuljettajaan.

Traktorin ohjaamon mekaaninen malli voidaan kuvata yksinkertaisella jousivaimenninmallilla, jossa otetaan huomioon systeemin vapausasteet sekä myös traktorin rungon ja renkaiden ominaisuudet tai pelkällä ohjaamo-runkomallilla. Renkaat kuvataan yleensä pelkkänä jousena, mutta mikäli halutaan ottaa huomioon myös renkaan muodonmuutoksista johtuva kineettisen energian pieneminen, kuvataan rengas jousiskunvaimennintyyppisenä rakenteena. Ohjaamon massa on yleensä pieni verrattuna traktorin kokonaisuuteen, joten pelkällä ohjaamon ja rungon väliselläkin mallilla voidaan kuvata systeemin toimintaa. Mallinnuksessa tulee ottaa huomioon myös mahdolli-

set jousittamattomat massat rakenteessa. Traktorin ohjaamojousituksen toteutusta on tutkinut P. A. Hansson (1991, 1996) simulointien avulla sekä käytännön koelaitteistolla, jolla on todennettu simulointimallin paikkansapitävyys.

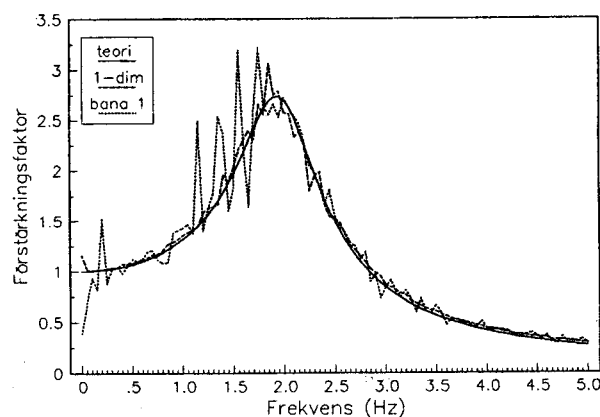
Simulointimallissa on kuvattu pelkästään traktorin rungon ja ohjaamon välistä systeemiä, koska kumirenkaiden dynaamisia ominaisuuksia ei pystytty määrittelemään riittävän tarkasti ja ohjaamon massa verrattuna rungon massaan on huomattavasti pienempi. Simulointimalli rakennettiin SIMNON-ohjelmistolla Mallin simulointi toteutettiin aikatasossa, koska taajuustason analyysi sisälsi liikaa rajoituksia. Aika-askel määrää simuloinnin tarkkuuden, ja liian suuri aika-askel aiheuttaa epämääräisyyttä ja mallin epästabiilisuutta. Mallin heräte oli mitattu 200 Hz:n taajuudella, mikä havaittiin riittäväksi myös simulointimallin aika-askeleeksi.

Simuloinnin heräte

Simulointimallin heräte kerättiin ajamalla Volvo BM T-650 -traktorilla kahdella eri koe-radalla standardin ISO-5008 mukaisella nopeudella 12 km/h ja ISO-2631:n nopeudella 5 km/h. Tärinää mitattiin viidelle eri vapausasteelle kiihtyvyyssanturien avulla; z-akselin ympäri tapahtuvaa kiertymää ei mitattu. Anturisignaalit suodatettiin ylipäästösuodattimella, jonka katkaisutaajuus oli 0,3 Hz. Lopuksi signaaleista laskettiin RMS-arvot.

Pystysuuntaiset liikkeet

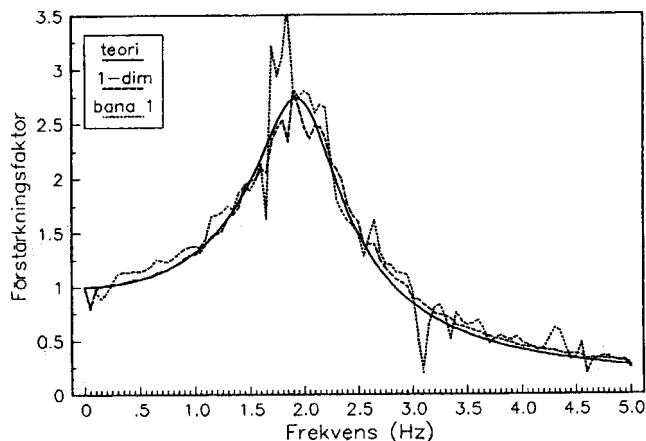
Ohjaamon ja rungon välisen pystysuuntaisen liikkeen ominaistaajuudeksi saatiin 2 Hz ja vaimennuskertoimeksi 0,2 ajettaessa simulointimallia nopeudella 12 km/h. Kiihtyvyyksiä tutkittiin alueella 0–5 Hz, josta 20 sekunnin aikana saatiin n. 4 000 arvoa. FFT-muunnosta varten mallia simulointiin neljä kertaa peräkkäin riittävän informaation saavuttamiseksi. Kuvasta 5.3.24 käy ilmi teorian ja simulointimallin välinen vastaavuus yksi- ja kolmeulotteisissa simuloinnissa. Amplitudi seuraa teoriaa hyvin yksiulotteisessa tapauksessa, mutta kolmiulotteisessa liikkeessä poikkeama on suurempi.



Kuva 5.3.24. Amplitudi taajuuden funktiona alueella 0–5 Hz pystysuuntaisessa liikkeessä ominaistaajuudella 2 Hz ja vaimennuskertoimella 0,2 (Hansson, 1991).

Vaakasuuntaiset liikkeet

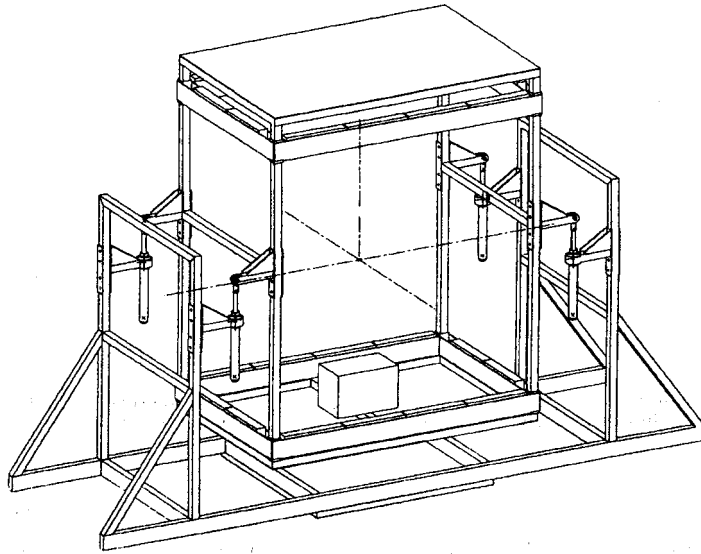
Vaakasuunnassa tutkittiin vastaavasti teorian ja simulointimallin välistä vastaavuutta ominaistaajuudella 2 Hz ja vaimennuskertoimella 0,2 yksiulotteisesti, jolloin muut liikesuunnat nollattiin. Kolmiulotteisessa tapauksessa mallia ajettiin myös nopeudella 12 km/h, jolloin pystysuuntaiseksi ominaistaajuudeksi saatiin 1 Hz ja vaimennuskertoimeksi 0,5. Kuvassa 5.3.25 esitetään teorian ja simulointimallin välinen vastaavuus.



Kuva 5.3.25. Amplitudi taajuuden funktiona alueella 0–5 Hz vaakasuuntaisessa liikkeessä ominaistaajuudella 2 Hz ja vaimennuskertoimella 0,2 (Hansson, 1991).

Koelaitteen konstruktio

Traktorin ohjaamosta rakennettiin koelaitte, joka mekaanisilta ominaisuuksiltaan vastaisi todellista ohjaamoa ja joka täyttäisi mallin asettamat vaatimukset. Kuvasta 5.3.26 käy ilmi koelaitteen mekaaninen konstruktio, joka oli asennettu kuormitusalueeseen, johon voitiin ajaa herätteitä x-, y- ja z-suunnissa sekä kiertymää x- ja y-akselin ympäri. Ohjaamon hitausmomentit määritettiin tietokoneohjelman avulla.

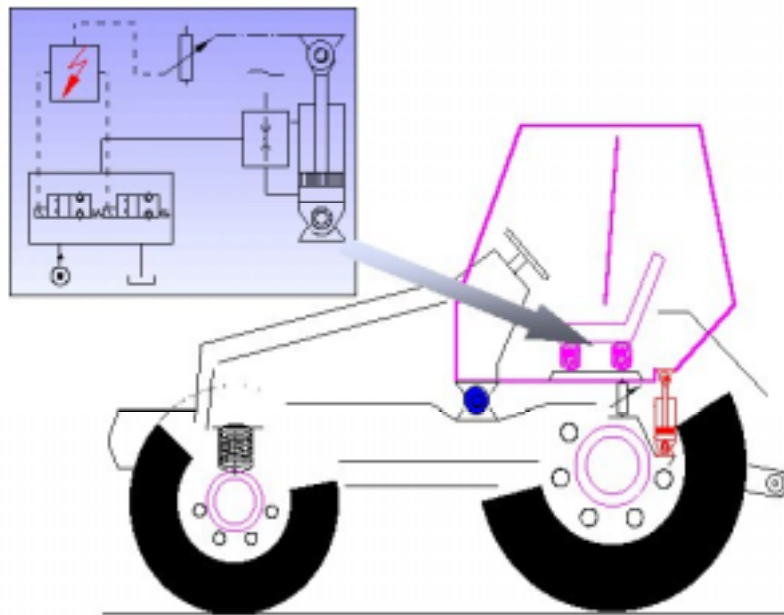


Kuva 5.3.26. Koelaitteen mekaaninen konstruktio ohjaamon ja rungon osalta (Hansson, 1991).

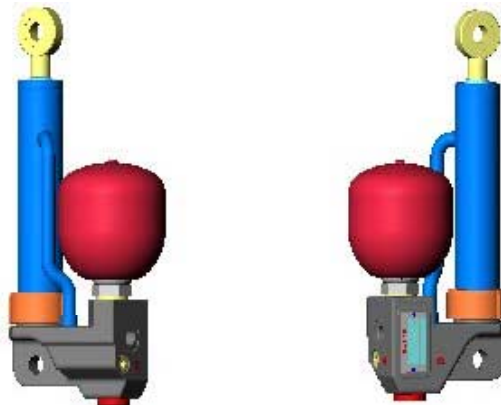
Ohjaamon vaimennuksessa käytetyt toimilaitteet olivat hydropneumaattisia jousia, joiden vaimennusta voitiin säätää. Vaimentimet oli yhdistetty toisiinsa siten, että etumaiset vaikuttivat samaan kaasutilaan ja takavaimentimet samoin. Vaimentimet oli sijoitettu ohjaamon painopistettä ylemmäksi ripustuksen stabiilisuuden vuoksi. Vaimennustuloksia esitetään viitteessä (Hansson 1991).

Kaupallinen puoliaktiivinen traktorin ohjaamon vaimennusjärjestelmä

Hydac on kaupallistanut hydropneumaattisen vaimennusjärjestelmän, joka sisältää vaimennuselementin asennon säädön sekä puoliaktiivisen vaimennuksen. Järjestelmä voidaan sovittaa erilaisiin kohteisiin, kuten traktorin ohjaamon jousitukseen. Kuvassa 5.3.27 esitetään järjestelmän rakenne traktorin ohjaamoon liitettynä. Toimilaite, joka esitetään kuvassa 5.3.28, on hyvin kompakti rakenne ja sisältää sylinterin ja kaasujousen samassa yksikössä. (Hydac, 1999)



Kuva 5.3.27. Hydac-vaimennusjärjestelmä maataloustraktorissa (Hydac, 1999).



Kuva 5.3.28. Puoliaktiivinen toimilaite (Hydac, 1999).

5.3.4 Yhteenveto puoliaktiivisesta vaimennustekniikasta

Ajoneuvoteollisuuden pyrkimys yhä parempiin ajo-ominaisuuksiin mukavuudesta tinkimättä yhdessä mikroelektroniikan kehityksen kanssa on johtanut puoliaktiivisten vaimennusjärjestelmien kehittämiseen ja kaupallistamiseen. Suurista volyymeistä johtuen henkilöautoteollisuus on kulkenut tämän kehityksen kärjessä. Ranskalaiseen PSA-konserniin kuuluva Citroën (<http://www.citroen.com>) on ollut ensimmäisiä puoliaktiivisen vaimennuksen soveltajia hydropneumaattisella jousituksellaan, mutta myös saksalaisten (<http://www.mercedes-benz.com>) ja japanilaisten (<http://www.mitsubishicars.com>) kaupalliset ratkaisut ovat jo toteutuneet.

Suurin osa puoliaktiivisten järjestelmien kehittämisestä on keskittynyt vaimentimen säätämiseen. Pääosa toteutetuista koelaitteista ja tuotteistetuista ratkaisuista on toimintaperiaatteeltaan hydropneumaattisia. Vaimennuksen säätäminen sähköisesti ohjattavalla kuristimella on tähän mennessä osoittautunut toimivuudeltaan parhaaksi ratkaisuksi. Vaimennuselementin jäykkyyden muuttaminen lisäämällä ja vähentämällä kaasumäärää on yksinkertaisin tapa vaikuttaa hydropneumaattisen jousen jäykkyyteen. Mekaanisten vääntö- ja kierrejousien jäykkyyden muuttaminen on mahdollista mutta teknisesti hankala toteuttaa. Johtuen vaimennuksen helpposta, jatkuvasta säädettävyydestä ja toisaalta vaimennuselementin hankalammasta jäykkyyden säädöstä suurin osa puoliaktiivisista järjestelmistä perustuu nimenomaan vaimennuksen säätöön (Dixon, 1999, Lizell, 1990).

Jotta puoliaktiivisuudesta saataisiin mahdollisimman suuri hyöty, tulee järjestelmän staattisen jäykkyyden olla suhteellisen pieni verrattuna vastaavaan passiiviseen rakenteeseen. Osaltaan tämän seurauksena hydropneumaattinen jousitusjärjestelmä soveltuu hyvin puoliaktiivisen järjestelmän peruskonstruktioiksi. Samoin staattisen jäykkyyden progressiivisuudesta on todettu olevan hyötyä. Dynaamisen jäykkyyden säätöalueen tulee olla riittävän laaja. Puoliaktiivisen vaimennusjärjestelmän on todettu toimivan sitä paremmin, mitä pienempi pienin saavutettava dynaaminen jäykkyys on. Esim. hydropneumaattisessa vaimentimessa ihanteellisena voidaan pitää tilannetta, jossa dynaamisen jäykkyyden minimin määräsivät tiivistekitkat. Käytännössä näin alhaisiin jäykkyyksiin ei kuitenkaan päästä virtaushäviöiden ja nesteen hitauden takia.

Tähänastiset puoliaktiiviset kaupalliset sovellukset ovat liittyneet lähinnä joko henkilöautoihin tai urheiluautoihin. Suurin hyöty puoliaktiivisista järjestelmistä saavutettaisiin kuitenkin pienissä henkilöautoissa, raskaissa hyötyajoneuvoissa ja maastoajoneuvoissa. Ajo-ominaisuuksien parantumista tapahtuu paitsi vakiokuormalla ajettaessa myös kuormitusolojen muuttuessa. Rakennetta, komponentteja ja säätöjärjestelmää valittaessa ja suunniteltaessa tulee ottaa huomioon muuttuvat olot, joissa ajoneuvo toimii. Pienissä henkilöautoissa puoliaktiivisesta vaimennuksesta saatava hyöty ilmenee parantuneena ajomukavuutena ja aktiivisena turvallisuutena. Raskaissa hyötyajoneuvoissa ja maastoajoneuvoissa hyöty ilmenee kuljettajaan ja rakenteisiin kohdistuvien rasitusten piene-
nemisenä, aktiivisena turvallisuutena, laitteiden käyttöiän pitenemisenä ja maantiekäytössä tiehen kohdistuvan kuormituksen ja sitä kautta tietä kuluttavan vaikutuksen piene-
nemisenä (Els, I & II, Valásek, 1998, Lizell, 1990).

5.4 Aktiivisen vaimennuksen toteutusperiaatteet ja -tekniikat

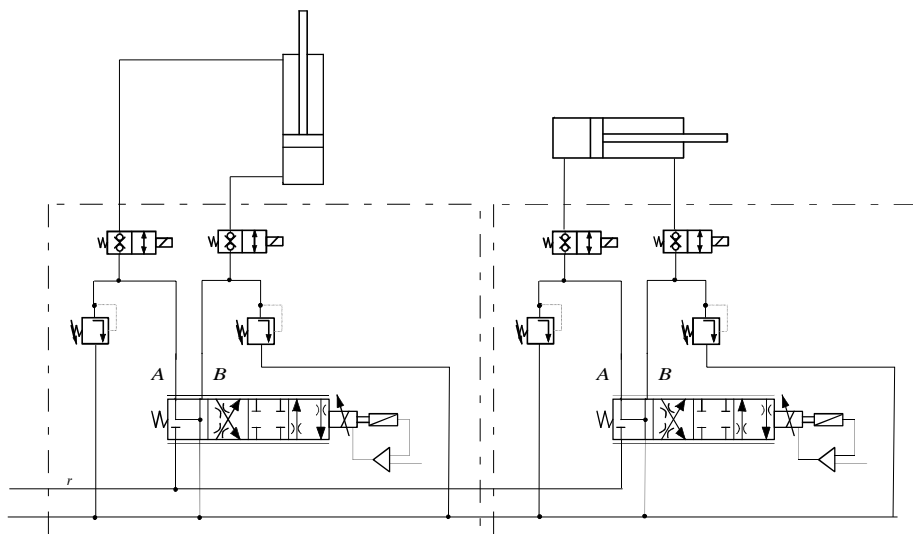
5.4.1 Aktiiviset vaimennusperiaatteet ja toimilaitteet

Vaimennusperiaatteet

Aktiivisen vaimennusjärjestelmän tarkoituksena on tuottaa herätteen aiheuttamaan värähtelyyn nähden samansuuruinen mutta vastakkaisvaiheinen (180 asteen vaihesiirrossa oleva) värähtely, joka kumoo häiriön vaikutuksen. Aktiivisen vaimennuksen perusperiaatteet on tunnettu jo pitkään, mutta vasta 1980-luvulta lähtien ovat käytännön sovellukset lisääntyneet nopeasti. Tällöin yleistyivät mikroprosessoripohjaiset säätimet ja digitaaliset signaalinkäsittelypiirit, joiden myötä tehokkaita uusia säätömenetelmiä alettiin ottaa enenevässä määrin käyttöön. Aktiivisen vaimennusjärjestelmän keskeiset osat ovat anturit, säädin ja toimilaitte. Toimilaitteina käytetään mm. hydraulisia, pietsosähköisiä ja magnetostriktiivisiä toimilaitteita sekä muistimetalleja. Käytännön vaimennuskohteissa järjestelmässä tarvittavien komponenttien määrä vaihtelee tapauskohtaisesti. (Fuller et al., 1996, Shoureshi et al., 1996)

Hydrauliset toimilaitteet

Aktiiviseen vaimennukseen soveltuvan hydraulitoimilaitteen mitoituksessa on oleellista valita dynamiikaltaan riittävän nopea sylinteri-venttiiliyhdistelmä. Venttiilivalinnassa kyseeseen tulevat joko regel- tai servoventtiilit. Servoventtiilien taajuusvaste on n. 30–250 Hz, mutta ongelmana on 10 µm:n suodatusvaatimus ja venttiilien korkea hinta. Kun otetaan huomioon venttiilien hinta, suodatusvaatimukset ja vaimennettava taajuusalue, ovat regelventtiilit riittävän hyviä dynamiikaltaan useimpiin sovelluksiin. Regelventtiilissä on perinteiseen avoimen piirin proportionaaliventtiiliin nähden parannettu transienttiominaisuuksia. Dynamiikan parantuminen johtuu lähinnä normaalia jäykemmäksi suunnitellusta proportionaalimagneetista ja hyvästä säätöteknisestä toteutuksesta venttiilin sisäisessä asemansäätöpiirissä. Karan asemaa mitataan jatkuvasti asema-anturilla ja asemaeron perusteella ohjataan proportionaalivahvistinta. Venttiilin kara on toteutettu regelventtiilissä 0-peitolla. Venttiilin taajuusvaste (-3 dB) 100 %:n ohjaussignaali on venttiilivalmistajasta riippuen n. 50–70 Hz. Jos esim. vaimennusjärjestelmän ohjausventtiiliksi valitaan esim. suuntaregel, jonka taajuusvaste on 70 Hz, ja vaimennussylinteri, jonka hydraulinen ominaistaajuus on 35 Hz, saadaan vaimennussylinteri-venttiiliyhdistelmän ominaistaajuudeksi 23 Hz, joka on riittävä esimerkiksi silloin, kun vaimennettava taajuusalue on 0,5–10 Hz. Aktiiviseen vaimennukseen tarkoitettujen hydraulisylinterien on syytä varustaa pienikitkaisilla tiivisteillä. Kuvassa 5.4.1 on esimerkki istuimen aktiivisessa vaimennuksessa käytetystä hydraulijärjestelmästä.



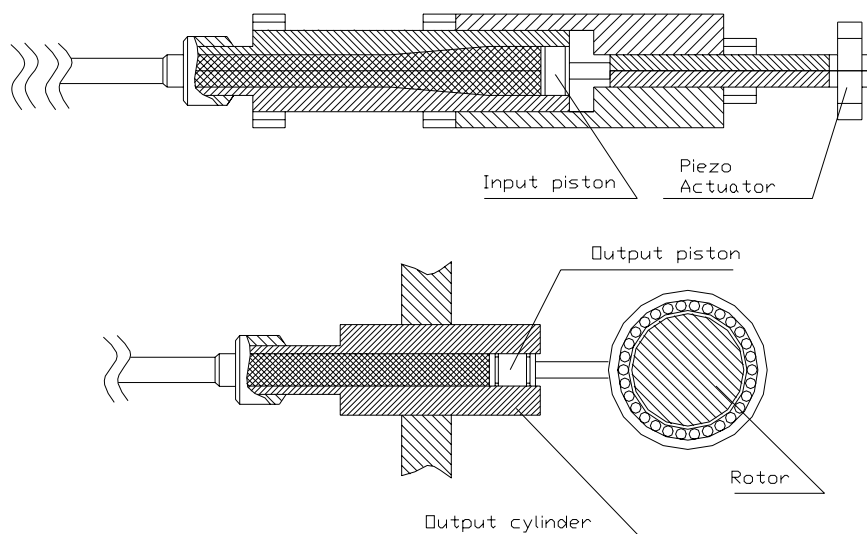
Kuva 5.4.1 Esimerkki aktiivisessa vaimennuksessa käytetystä hydraulijärjestelmästä.

Pietsosähköiset toimilaitteet

Pietsosähköiseen materiaaliin syntyy sähkövaraus mekaanisen rasituksen alaisena. Varaus on verrannollinen voiman suuruuteen. Käänteisessä pietsosähköisessä ilmiössä sähkökentän tuominen materiaaliin voi synnyttää siinä jännityksiä tai venymiä. Pietsosähköinen materiaali sopii sen vuoksi sekä anturiksi että toimilaitteeksi. (Hakala et al. 1994.)

Pietsosähköisissä työntimissä on pino sähköisesti rinnankytkettyjä pietsosähköisiä keramiikkalevyjä päällekkäin. Pinoon kytketään jännite, joka saa jokaisen levyn sähkökentän osoittamaan polarisaation suuntaan, jolloin pinon korkeus kasvaa. Työntimen pitenemä riippuu levyjen määrästä ja paksuudesta sekä jännitteestä. Tuotettu voima riippuu levyjen pinta-alasta. (Hakala et al. 1994.) Heikkouksina voidaan mainita pietsosähköisen materiaalin epälineaarinen käyttäytyminen sekä hystereesi. Pietsosähköinen työntin soveltuu huonosti tehtäviin, joissa vaaditaan pitkää liikematkaa. Tästä syystä on kehitetty hybriditoimilaitteita, joissa pietsosähköinen pino on yhdistetty esimerkiksi hydraulikkaan. (Jänker et al. 1999.)

Tang et al. (1995) esittelivät pietsosähkö-hydraulisen toimilaitteen aktiiviseen vaimennukseen. Toimilaitteessa yhdistyy suuri voima, laaja taajuuskaista ja pieni koko. Kuvas-
sa 5.4.2 esitetään pietsosähkö-hydraulisen toimilaitteen rakenne. Pietsosähköinen työntäjä liikuttaa ensiomäntää, joka tuottaa voiman hydraulinestepilarin kautta toisiomäntään. Toisiomäntä tuottaa voiman tässä sovellusesimerkissä roottorin laakeripesään. Toisiomäntä voidaan sijoittaa etäälle pietsosähköisestä osasta hydrauliletkujen avulla. Mäntän liikematka riippuu mäntien pinta-alasta, neste-
puristuvuudesta, letkujen joustavuudesta ja toisiomännän kohtaamasta vastustuksesta. Tang et al. (1995) testasivat toimilaitetta laboratorios-
sa ja totesivat sen tehokkaaksi roottorin aktiivivaimennuksessa.



Kuva 5.4.2. Yhdistetty pietsosähkö-hydraulinen toimilaite (Tang et al. 1995).

Pietsosähköisiä toimilaitteita voidaan käyttää myös älykkäissä rakenteissa, joissa on integroitu itse rakenteeseen aktiivisesti säädettyjä toimielimiä. Laajasti tutkittu sovellus on pietsosähköisen toimilaitteen integrointi helikopterin roottorilapaan aktiivisena värähtelyn vaimentajana.

Pietsosähköisiä toimilaitteita on saatavana kaupallisesti, kuva 5.4.3. Esimerkiksi *DynaOptic Motion* (<http://www.dynaoptics.com>) valmistaa pietsosähköisiä työntimiä seuraaville alueille: Pienimmät ($\varnothing 9\text{mm}$) toimivat 150 V jännitteellä ja maksimikuorma on 100 N. Suurimmat ($\varnothing 45\text{mm}$) taas toimivat 1 000 V jännitteellä ja maksimikuorma on 35 000 N.

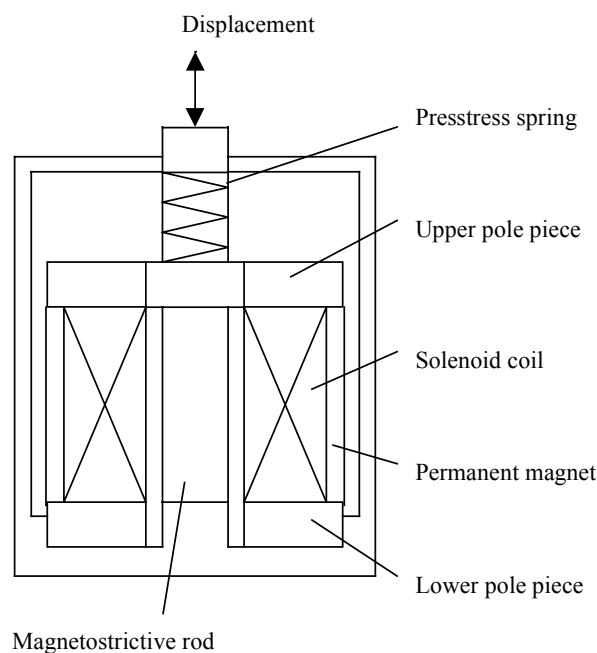


Kuva 5.4.3. Pietsosähköinen toimilaite CTC-PS1 1000V (DynaOptic Motion).

Magnetrostriktiiviset toimilaitteet

Kun ferromagneettinen aine viedään magneettikenttään, siinä tapahtuu muodonmuutos. Tätä toimilaitteissa hyväksikäytettävää ilmiötä kutsutaan magnetrostriktiiviseksi ilmiöksi. Kun magneettikenttä muuttuu magnetrostriktiivisestä materiaalista valmistetun sauvan sisällä, aiheutuu magneettisten alkeisalueiden kiertymistä. Kiderakenteen liike tuottaa suhteellisen, positiivisen, toistettavan ja erittäin nopean muodonmuutoksen. Sekä posi-

tiivinen että negatiivinen magneettikenttä aiheuttavat sauvan pidentymisen. Jotta saadaan aikaan kaksisuuntainen toimilaitte, sauva yleensä esimagnetoidaan ulkoisella kestomagneetilla, jolla sauva venytetään puoleen maksimivenymästä, kuva 5.4.4 (Hakala et al. 1994). Eräs magnetostriktiivinen materiaali on Terfenol-D, joka on terbiumista, dysprosiumista ja raudasta koostuva metalliseos. Sen ominaisuuksia ovat suuri voima, laaja taajuuskaista ja pieni vasteaika. Lisäksi Terfenol-D-materiaalista valmistetut toimilaitteet ovat luotettavia, pienikokoisia sekä kevyitä. Esim. Terfenol-D-materiaalista valmistetut Etrema 110/-12-MP -toimilaitteet pystyvät tuottamaan 1 750 N:n voiman ja 110 μ m:n liikkeen sekä toimimaan jopa 20 000 Hz:n taajuudella. Terfenol-D-toimilaitteita on kaupallisesti saatavilla, ks. esim. *Etrema Product Inc.* (<http://www.etrema-usa.com><http://www.etrema-usa.com/index.html>)

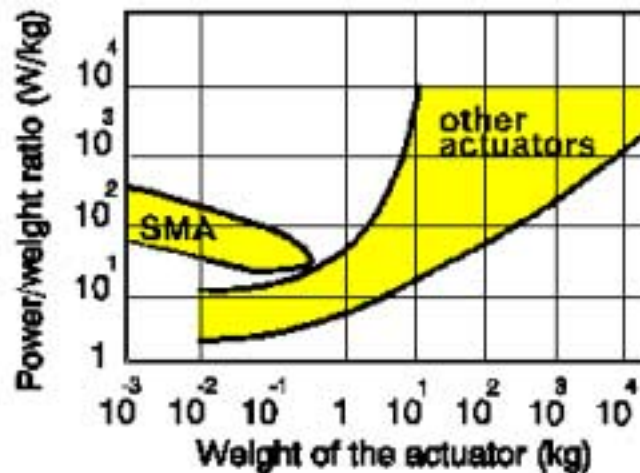


Kuva 5.4.4. Kaksisuuntainen magnetostriktiivinen toimilaitte (Hakala et al., 1994).

Muistimetallit

Muistimetalleilla (Shape Memory Alloy, SMA), kuten titaaninikkeli TiNi:llä, on erityinen muistimetalli-ilmiö. Ilmiötä kutsutaan nimellä thermoelastic martensitic transformation, ja se esiintyy tietyillä titaaninikkeli- ja kuparipohjaisilla metalliseoksilla. SMA-komponenteilla on ominaisuus reagoida lämpötilan muutoksiin muodonmuutoksilla. Muistimetallista voidaan valmistaa toimilaitteita, jotka reagoivat lämpötilan muutoksiin, tai muuttavat muotoaan materiaalin läpi kulkevan sähkövirran aiheuttaman lämpötilan nousun takia. Toiminnaltaan muistimetalleihin perustuvat toimilaitteet ovat yksinkertaisia ja niillä on monia etuja perinteisiin toimilaitteisiin nähden. Ensinnäkin niillä on suhteellisen suuri teho-painosuhde, kuva 5.4.5. Yksinkertainen rakenne vaatii vähem-

män komponentteja, ja siksi toimilaitteet ovat edullisia ja luotettavia. Muistimetalleilla on hyvä kauko-operoitavuus, sillä tilanmuutos saadaan aikaan lämpöenergialla. Niissä on myös anturitoiminto; resistanssin avulla saadaan tietoa asemasta ja voimasta. Myös puhtaus ja äänettömyys ovat tärkeitä ominaisuuksia tietyissä sovelluksissa. (Hakala et al. 1994.)

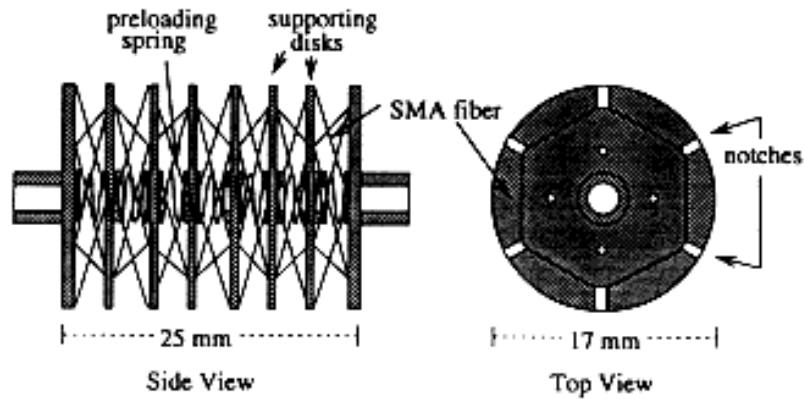


Kuva 5.4.5. Muistimetallien teho-painosuhte toimilaitteen painon suhteen verrattuna muihin toimilaitteisiin (<http://smart-www.ae.ic.ac.uk/papers/stalmans/stalman.html>).

Muistimetalleja voidaan käyttää myös älykkäissä rakenteissa, joihin on integroitu aktiivisesti säätäviä toimielimiä. Muistimetallikuidut voidaan upottaa rakenteen sisään, jolloin ne muuttavat elementin muotoa tai jäykkyyttä.

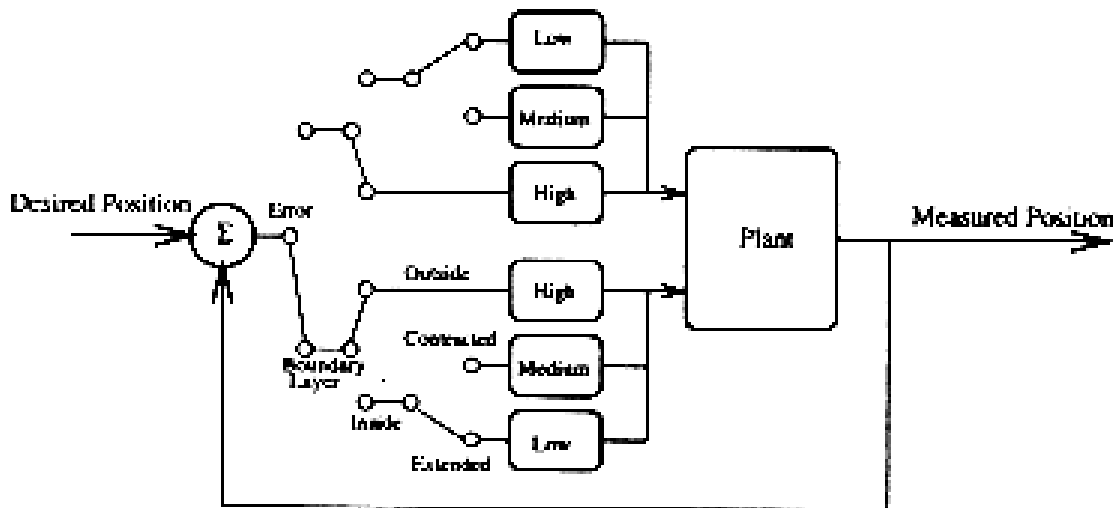
Muistimetallitoimilaite on epälineaarinen, mikä johtuu energian muutosprosessissa (lämpöenergia mekaaniseksi energiaksi) esiintyvistä vaihesiirroista (phase transitions) metallissa. Lisäksi ne tuottavat merkittävän hystereesin lisättynä muihin epälineaarisuuksiin. Muistimetallien yksityiskohtaiset ominaisuudet vaihtelevat laajasti, mikä johtuu metallurgisesta rakenteesta, valmistusprosessista, vanhenemisesta sekä ympäristöoloista. Täten muistimetalleissa esiintyy suuri määrä parametripävarmuuksia. (Grant & Hayward 1997).

Grant & Hayward (1997) kehittivät yksinkertaisen säätimen muistimetalli-toimilaitteelle. Toimilaite koostuu muistimetallikuiduista, tukikiekoista ja jousista, kuva 5.4.6. 100 μm halkaisijaltaan olevat muistimetallikuidut on punottu spiraalin muotoon tukikiekkujen ympärille. Kiekot on erotettu esijännitetyillä jousilla, jotka pitävät kuidut jännitettyinä. Kun kuituja lämmitetään, ne vetävät levyjä toisiaan kohti. Yleensä muistimetallien käyttöä rajoittava tekijä on rajoitettu venymä. Tässä tapauksessa toimilaitteen muistimetallikuitujen kierretty asennustapa saa aikaan siirtymän vahvistuksen, joka ratkaisee ongelman liian pienestä liikematkasta.



Kuva 5.4.6. Muistimetallitoimilaitteen periaate (Grant & Hayward 1997).

Säätimenä on käytetty kolmitilaista säädintä, jonka takaisinkytkentä sisältää kolme vakiovahvistuspulssia, jotka syötetään vastakkaiselle toimilaiteparille. Säätimen rakenne esitetään kuvassa 5.4.7. Takaisinkytkentä vaihtelee kahden toimilaitteen välillä riippuen asemavirheen suunnasta. Vahvistus riippuu asemavirheen suuruudesta ja siitä, onko toimilaitte puristuneena vai laajentuneena.



Kuva 5.4.7. Säätimen periaate lohkokkaaviona (Grant & Hayward).

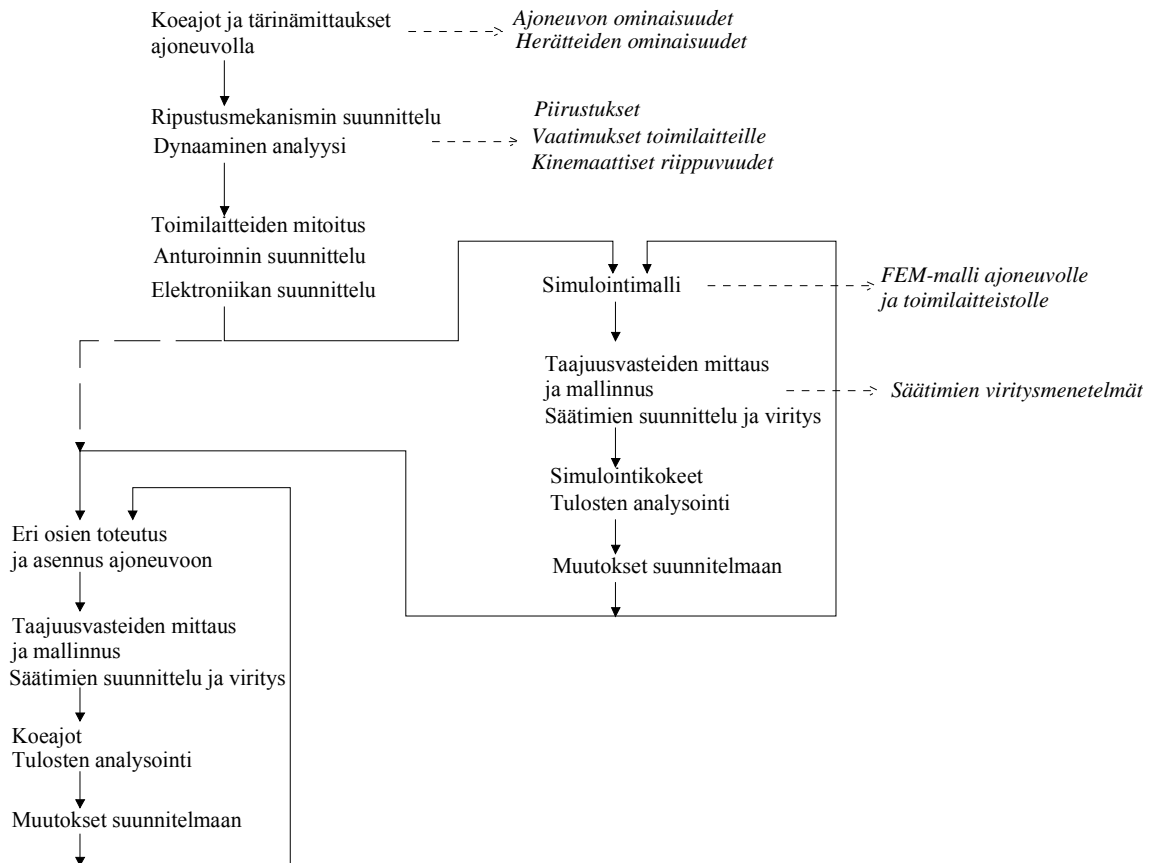
5.4.2 Aktiivisen vaimennusjärjestelmän suunnittelu ja toteutus

Case: maataloustraktorin ohjaamon vaimennus

Esimerkkitapauksena aktiivisen vaimennusjärjestelmän suunnittelusta ja toteutuksesta on aktiivisen ohjaamovaimennuksen toteutus Valtran 8050 -traktoriin. Aktiivinen järjestelmä koostuu hydraulitoimilaitteista, joita ohjataan digitaalisesti käyttäen takaisinkytkettyä säätöä toimilaitteiston asennosta sekä ohjaamon pystykiihtyvyydestä. Vaimennusjärjestelmää testattiin aluksi laboratoriotestipenkissä, jonka jälkeen vaimennusjärjestelmä asennettiin traktoriin vaimennusominaisuuksien mittausta varten.

Järjestelmän suunnitteluperiaatteet

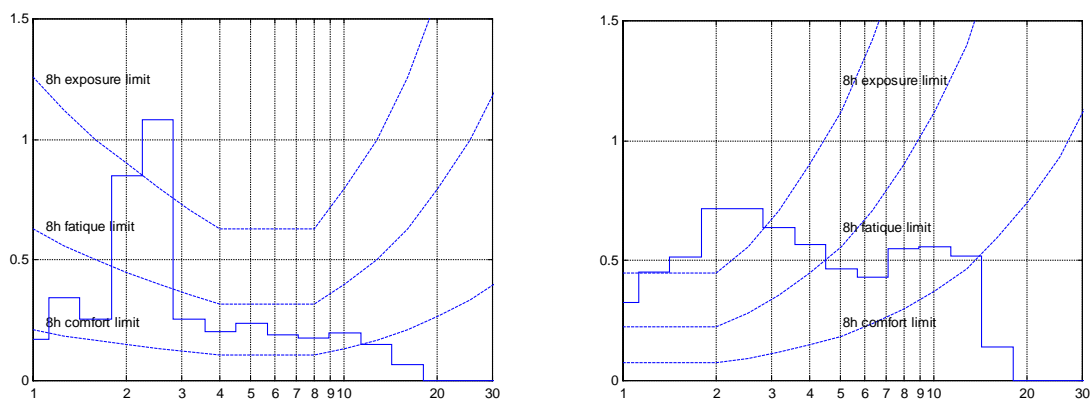
Aktiivisen vaimennusjärjestelmän suunnitteluvaiheet esitetään kaaviona kuvassa 5.4.8. Suunnittelu perustuu vaimennettavasta kohteesta suoritettuihin mittauksiin, joilla määritellään vaimennettava taajuus ja amplitudi, toimilaitteiden voimantuottotarve ja liikenopeus sekä sijoitus vaimennettavaan rakenteeseen.



Kuva 5.4.8. Aktiivisen vaimennusjärjestelmän suunnitteluvaiheet.

Värähtelymittaukset vaimennettavasta kohteesta

Vaimennuksen tarpeen kartoittamiseksi tehtiin Valtran ja VTT:n toimesta traktorilla koeajoja eri maasto-oloissa sekä erityisellä testiradalla ja mitattiin ISO 2631 -standardin mukaiset kuljettajan värähtelykuormitukset. Kuvassa 5.4.9 on esimerkkinä peltoajossa (kynnöspelto, nopeus 11,8 km/s) mitattujen kuljettajan istuimen pystysuuntaisen ja sivusuuntaisen kiihtyvyyden spektrit yhdessä standardin mukaisten altistusrajojen kanssa.



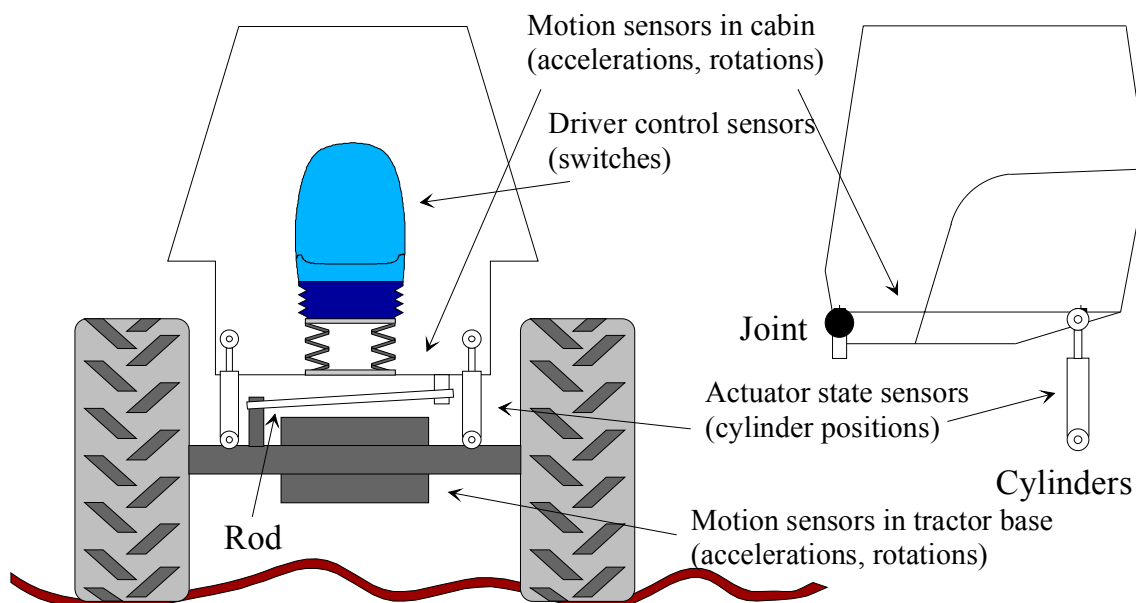
Kuva 5.4.9. Peltoajossa mitattujen istuimen pysty- ja sivukiihtyvyyksien (pysty vasemmallalla ja sivu oikealla) terssispektrit sekä vastaavat ISO 2631:n mukaiset kahdeksan tunnin altistusrajat.

Mittauksien perusteella voidaan todeta, että vaimennusta tarvitaan pystysuunnassa erityisesti alueella 0–3 Hz ja sivusuunnassa alueella 0–5 Hz. Ajettavuuden kannalta olisi hyvä, jos molemmissa suunnissa vaimennus vaikuttaisi alueella 0–10 Hz. Passiivisella vaimennuksella tähän ei ole mahdollista päästä.

Aktiivisen vaimentimen rakenne ja komponentit

Suunniteltu ohjaamon ripustusperiaate esitetään kuvassa 5.4.10. Ohjaamo on edestä keskeltä kiinnitetty hydroholkilla, joka sallii ohjaamon kiertymisen pysty- ja sivusuunnissa. Takaosastaan ohjaamo on kahden hydraulisylinterin sekä sivuliikkeen estävän poikittaistuennan (Panhard-tangon) varassa. Hydraulisylinterit on mitoitettu mm. traktorin ADAMS-simuloinnilla arvioitujen kuormitusten perusteella (50/36–150 mm). Ohjausventtiilit molemmille sylintereille on mitoitettu liikealueiden ja taajuusvaatimusten sekä tuottorajoitusten mukaan (40 l/min, kaista n. 60 Hz). Käytännössä liikealueet sylintereillä ovat n. ± 5 cm.

Ohjaamon pystyliikkeen vaimennuksessa liikeanturina käytetään kiihtyvyyssanturia. Liikeanturointi voidaan sijoittaa joko runkoon tai ohjaamoon riippuen siitä, käytetäänkö myötä- vai takaisinkytkettyä säätötapaa. Lisäksi tarvitaan ripustuksen asentoa mittaavat anturit eli tässä tapauksessa sylinterien aseman mittaukset.



Kuva 5.4.10. Ohjaamon ripustusperiaate ja anturointi.

Aktiivisen vaimentimen ohjaus

Aktiivisen vaimennuksen ohjausjärjestelmän on huolehdittava sekä vaimennuksesta että järjestelmän tilasta. Tässä tapauksessa jälkimmäinen tarkoittaa sitä, että vaimennussylinterit pyritään pitämään lähellä keskiasentoaan, jolloin vaimennukseen käytettävissä oleva liikealue on suurimmillaan. Tämä säätö toimii itse vaimennusohjausta vastaan, ja se tulee virittää vaimennukseen verrattuna matalammalle taajuuskaistalle eli hitaammaksi. Käytännössä on käytetty yksinkertaisia PI-asemasäätimiä.

Jos vaimennetaan useita vapausasteita samanaikaisesti, vaaditaan vaimennusjärjestelmän säädöltä seuraavia toimintoja:

- traktorin ja/tai ohjaamon sekä ajajan liiketilän estimointi mittausten perusteella
- vaimentavien toimilaitteiden liikkeiden asetus ottaen huomioon ripustuksen kinemaattiset rajoitukset
- vaimennusjärjestelmän säätö ottaen huomioon dynaamiset rajoitukset ja joustot.

Jos pyritään vaimentamaan vain yhtä vapausastetta, esim. pystyliikettä tai sivuheiluntaa, voi vaimennus perustua suoraan takaisinkytkentään ohjaamoon sijoitetusta kiihtyvyyss- tai kulmanopeusanturista.

Vaikka hydraulisen toimilaitteen ohjaussignaali on matalilla taajuuksilla verrannollinen toimilaitteen nopeuteen, ei kinematiikasta laskettuja nopeuksia voida suoraan käyttää venttiilien ohjaukseen, vaan väliin tarvitaan järjestelmän joustot ja hitaudet sekä mittausten kohinatasot huomioon ottavat kompensattorit (säätimet). Sama koskee myös yhden vapausasteen suoraa takaisinkytkentää. PID-tyyppisten kompensattoreiden viri-

tys kokeellisesti kattamaan haluttu taajuuskaista (0–10 Hz) osoittautui käytännössä erittäin vaikeaksi, joten jouduttiin turvautumaan mallipohjaisiin menetelmiin (ennakoiva säätö ja H_∞ -säätö).

Aktiivisen vaimennusjärjestelmän toteutus

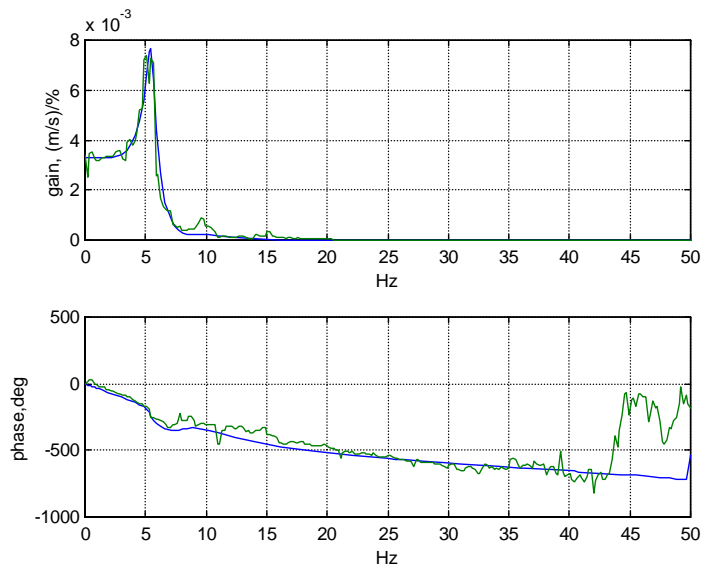
Aktiivisen vaimennusjärjestelmän kehitystä ja testausta varten VTT:n Oulun tutkimushalliin rakennettiin kuvassa 5.4.11 esitetty hydraulisesti toimiva testipenkki, johon traktorin ohjaamo voidaan kiinnittää halutulla ripustusperiaatteella ja jolla voidaan simuloida traktorin rungon pysty- ja sivusuuntaista heiluntaa. Koepenkkiiä ohjataan PC:llä ja sillä voidaan toistaa signaaleita, jotka on mitattu traktorin rungosta ajettaessa esim. kynnöspellolla, metsätiellä ja maantiellä.



Kuva 5.4.11. Aktiivisen vaimennuksen testaukseen suunniteltu koepenkki (VTT).

Koepenkillä tehtiin pääosin vain ohjaamon pystyliikkeen vaimennuskokeita kiihtyvyystakaisinkytkentää käyttäen. Testipenkin alustan todettiin sisältävän huonosti vaimennettuja vääntö- ja kiertojoustoista aiheutuvia värähtelymoodeja alle 10 Hz:n taajuuksilla. Näistä johtuen kokeellisesti viritettävien säätimien käyttö osoittautui mahdottomaksi. Mallipohjaista viritystä varten tehtiin PRB-kokeita, joissa vaimennussylinterit ohjattiin samassa tahdissa. Käytetty PRB-ohjaussignaali sisälsi taajuuksia kaistalla 0–10 Hz. Kokeissa mitattiin pystykiihtyvyys, joka integroitiin nopeudeksi. Ohjaus- ja näytevälinä käytettiin 0,01 s:a. Mittauksissa havaitun kohinan vuoksi mittaukset suodatettiin analogisen laskostumisenestosuotimen lisäksi digitaalisella neljännens kertaluvun Butterworth-alipäästösuotimella. Ohjaus- ja mittaussignaaleista laskettiin MATLABin avulla taajuusvasteet, joihin sovitettiin lineaariset mallit. Mitatut ja mallien taajuusvasteet esitetään kuvassa 5.4.12. Vasteissa alustan joustot näkyvät selvinä resonanssiipiik-

keinä ja suurena vaihejättönä. Pystyliikkeessä merkittävimmän värähtelyn aiheuttaa alustan runkopalkin vääntöjousto.

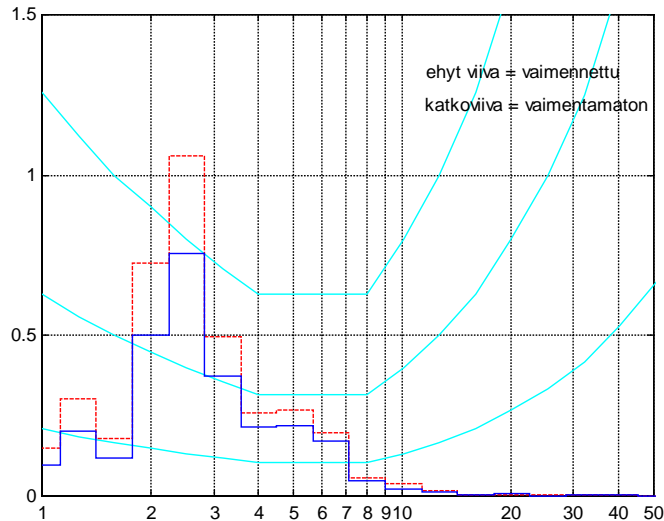


Kuva 5.4.12. Pystysuuntaisen liikkeen taajuusvaste.

Pystyliikkeen vaimennus testipenkissä

Pystyliikkeen vaimennuksessa molempia vaimennussylintereitä ohjataan samalla ohjaussignaalilla. Mittauksena on toimilaitteiden asennon lisäksi ohjaamon pystysuuntainen kiihtyvyys, josta integroidaan nopeus. Takaisinkytkennän mallipohjaiseen viritukseen on käytetty aluksi ns. ennakoivan säädön menetelmää (General Predictive Control, GPC). Menetelmä perustuu säädettävän järjestelmän diskreettiaikaiseen siirtofunktio-malliin, joka saatiin edellä sovitetusta jatkuva-aikaisesta mallista bilineaarimuunnosta käyttäen (diskretointiväli 0,01 s). Kuvassa 5.4.13 on tyypillinen vaimennustulos GPC-säädöllä, kun testipenkin herätteenä on ollut traktorilla peltoajosta mitattu värähtely.

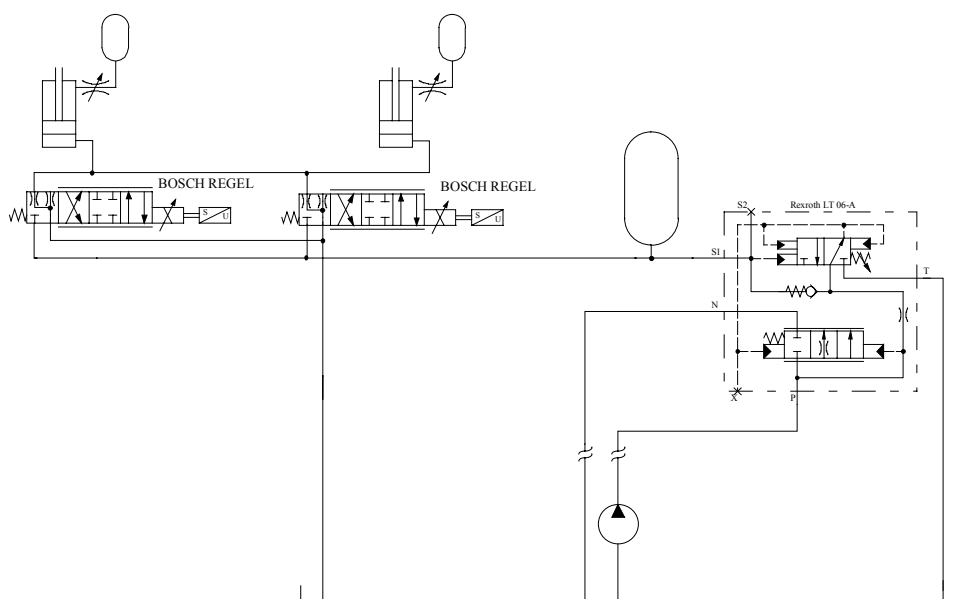
Kuvasta 5.4.12 voidaan todeta, että pystysuuntaisesti ohjattaessa testipenkki joustaa hyvin voimakkaasti ja huonosti vaimentuen n. 5,5 Hz:n resonanssitaajuudella. Vaihejättö on myös suuri (mittauksessa on mukana Butterworth-alipäästösuodin, kertaluku 4, rajataajuus 10 Hz). Tämä vaihejättö aiheuttaa säätimeen voimakkaan vaiheenjohtokompensoinnin, mikä taas väistämättä johtaa suureen vahvistukseen suuremmilla taajuuksilla (yli 10 Hz) ja siten aiheuttaa reagointia mm. mittauskohinaan. Tämä tuli esille käytännössä ajoittaisena vaimeana tärinä. Kuvassa 5.4.13 näkyvä vaimennuksen pieneneminen pienillä taajuuksilla johtuu keskityssäätimen, so. hitaan, sylinterejä keski-asennossaan pitävän PI-säätimen, häiritsevistä vaikutuksesta.



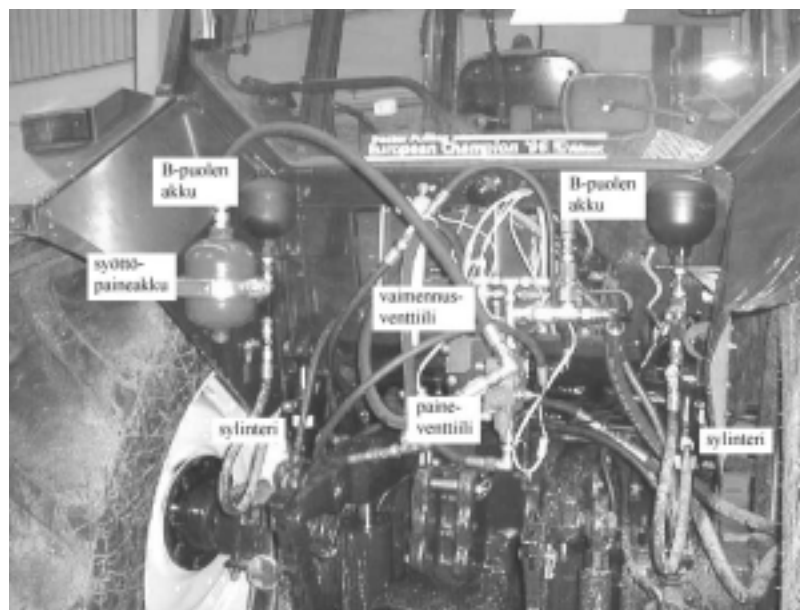
Kuva 5.4.13. Pystyliikkeen vaimennus GPC-säädöllä testipenkissä (ennustushorisontti 20, ohjaushorisontti 10, ohjausten painokerroin $\alpha = 1,0$).

Vaimennusjärjestelmän asennus ja testaukset traktorissa

Traktoriasennuksessa vaimennusjärjestelmän hydraulikkaa ja ohjaustapaa jouduttiin muuttamaan jonkin verran. Testipenkin vakiopainehydrauliikan sijasta käytettävissä oli traktorin vakioilavuusjärjestelmä, jossa toimilaitteiston syöttöpaine vaihtelee hydraulitehon tarpeen mukaan. Tästä syystä jouduttiin konstruoimaan paineakkuihin perustuva syöttöpaineen regulointi. Vaimennussylinterien ohjausventtiilinä käytetään kahta rinnan kytkettyä regel-venttiiliä, joilla ohjataan yksitoimisesti kumpaakin vaimennussylinteriä kuvan 5.4.14 mukaisesti. Molemmille venttiileille menee sama ohjaussignaali. Vaimentimen osat asennettuna traktoriin esitetään kuvassa 5.4.15.



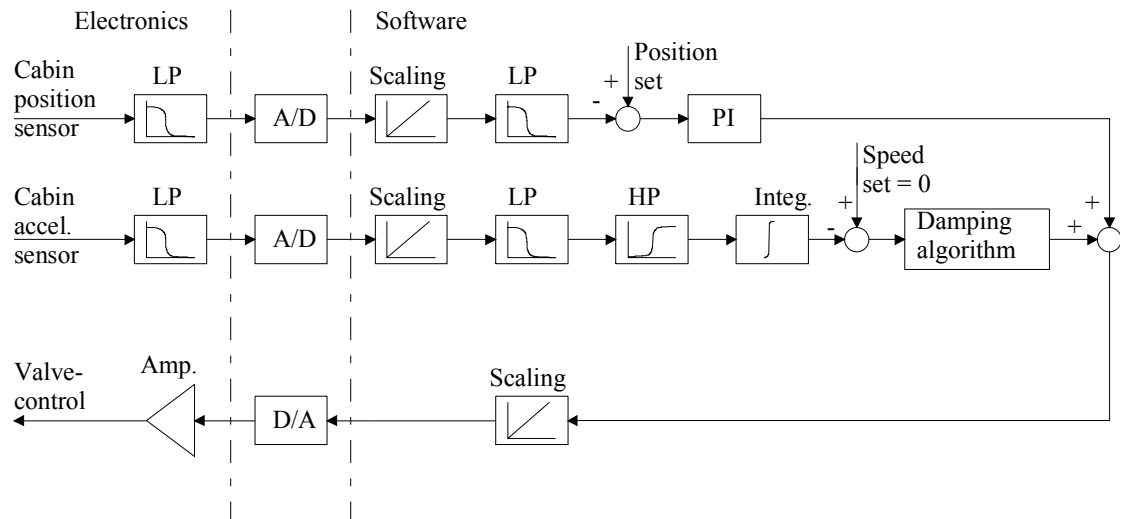
Kuva 5.4.14. Vaimennusjärjestelmän hydraulikaavio.



Kuva 5.4.15. Vaimennusjärjestelmän toimilaitteisto traktorin takaosassa.

Vaimennusohjauksen toteutus traktoriin

Vaimentimen toiminta rajoittuu pelkästään ohjaamon pystysuuntaisen liikkeen vaimennukseen. Laboratoriokokeissa käytetyn ennakoivan säädön (General Predictive Control) ongelmista johtuen traktorin ohjaamovaimennukseen viritettiin H_{∞} -säätö. Tarvittava anturointi koostuu yhdestä asentopotentiometristä sekä yhdestä pystysuuntaista kiihtyvyyttä mittaavasta anturista. Vaimennussäädin sisältää toimilaitteiston keskityssäätimen takaisinkytkennän asentopotentiometristä sekä vaimennussäätimen takaisinkytkennän kiihtyvyyksmittauksesta. Säätimien virityksessä sylinterien paikoitus viritetään matalalle kaistalle ($\ll 1$ Hz) ja vaimennus korkeammalle kaistalle (n. 1–10 Hz). Säätimen rakenne näkyy kuvasta 5.4.16. Vaimentimen sisältämän takaisinkytketyn nopeussäädön viritys on tehty taajuusvasteen mallintamista ja H_{∞} -viritysmenetelmää käyttäen. Aktiivisen ohjauksen avulla päästään noin 50 %:n vaimennukseen pahimmalla taajuusalueella (n. 3 Hz).



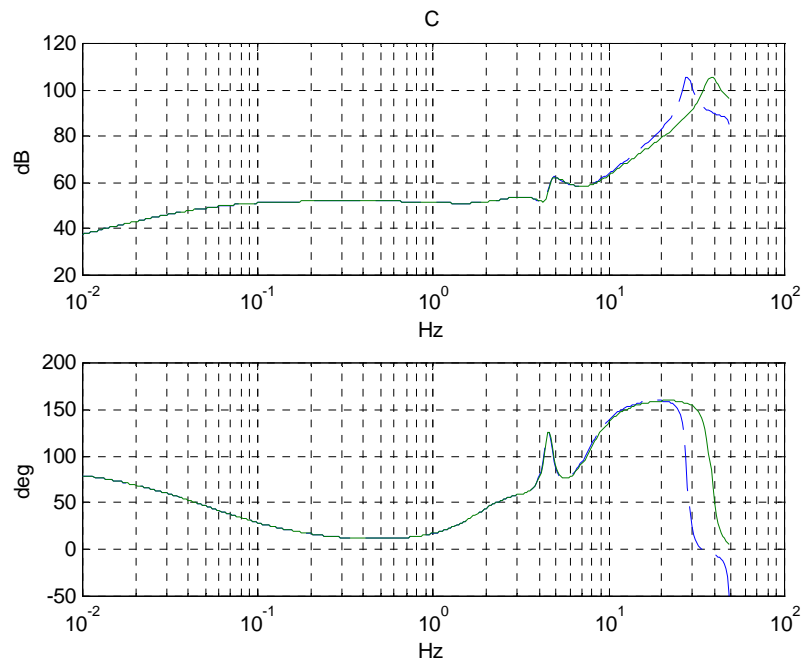
Kuva 5.4.16. Säätimen rakenne.

Asemasäädön PI-säädin on viritetty manuaalisesti kokeilemalla. Vaimennussäädin vaatii monimutkaisemman vityksen. Mallipohjaisen H_∞ -viritysmenetelmän käyttö vaatii järjestelmän siirtofunktion, joka saadaan esim. avoimen piirin testisignaalmittauksen avulla. Siirtofunktio sovitetaan käytetyn avoimen piirin ohjaussignaalin (esim. PRB-signaali) ja testin aikana mitatusta ohjaamon pystyikihtyvyydestä integroitavan nopeussignaalin välille. Siirtofunktion sovituksessa on käytetty iteratiivista pienimmän neliösumman menetelmää. Tätä siirtofunktiomallia käytetään H_∞ -säädön vitykseen.

Saatu jatkuva-aikainen säädin on kertalukua 9/10 ja sen nollat ovat $-58,0$, $-15,4 \pm 45,5i$, $-1,84 \pm 27,2i$, $-0,0002$, $-9,86$ ja $-6,77 \pm 9,96i$, navat ovat $-5311,1$, $-16,2 \pm 239,7i$, $-2,09 \pm 29,7i$, $-19,6 \pm 0,0i$, $-21,7 \pm 0,0i$ ja vahvistus on $140268766,0$.

$$C(s) = \frac{140268766 \cdot 0.0162(s + 58.05)(s + 9.862)(s + 0.0001779)(s^2 + 13.55s + 145.1)(s^2 + 3.687s + 741.1)(s^2 + 30.92s + 2311)}{(s + 5311)(s + 21.65)^2(s + 19.59)^2(s + 0.3289)(s^2 + 4.185s + 887)(s^2 + 32.48s + 57720)} \quad (5.4.1)$$

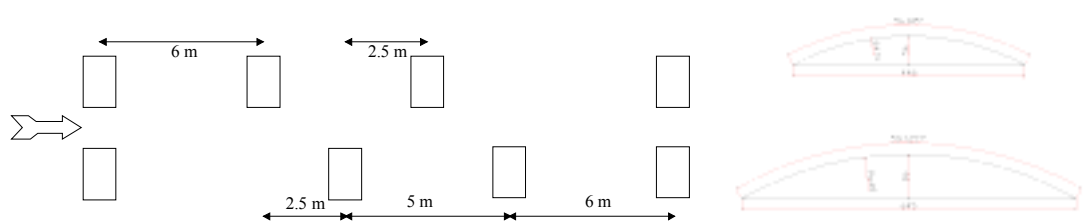
Kaavan 5.4.1 mukaisen säätimen taajuusvaste esitetään kuvassa 5.4.17.



Kuva 5.4.17. Vaimennussäätimen taajuusvasteen jatkuva-aikainen (ehyt viiva) ja diskretoitu (katkoviiva) versio. Diskretointi on tehty näytevälillä 0,01 s Tustin-muunnosta käyttäen.

Vaimennusominaisuuksien mittaaminen

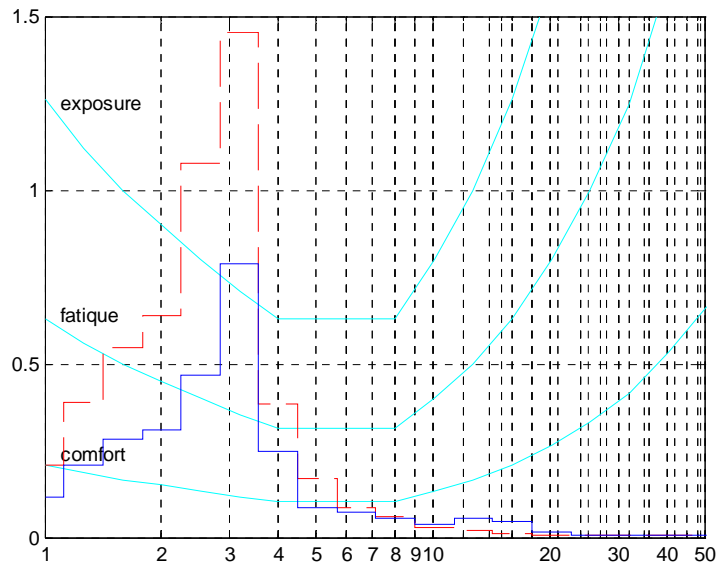
Mittauksissa käytetty koerata muodostui neljästä parista teräskorotuksia, jotka olivat sijoitettuina kuvan 5.4.18 mukaisesti tasaiselle asfalttikentälle. Traktori ajettiin ensin etuperin radan läpi ja sen jälkeen peruuttamalla takaisin. Ensimmäinen estepari oli 8,6 cm korkea ja seuraavat kaksi paria 5,6 cm korkeita. Maantiekoeajot tehtiin suoralla asfalttitiellä, jolla oli hieman poikittaisia saumakohtia sekä lopussa suojatiekorotukset. Koeajoissa traktorin etupyörien ripustus oli jäykkä.



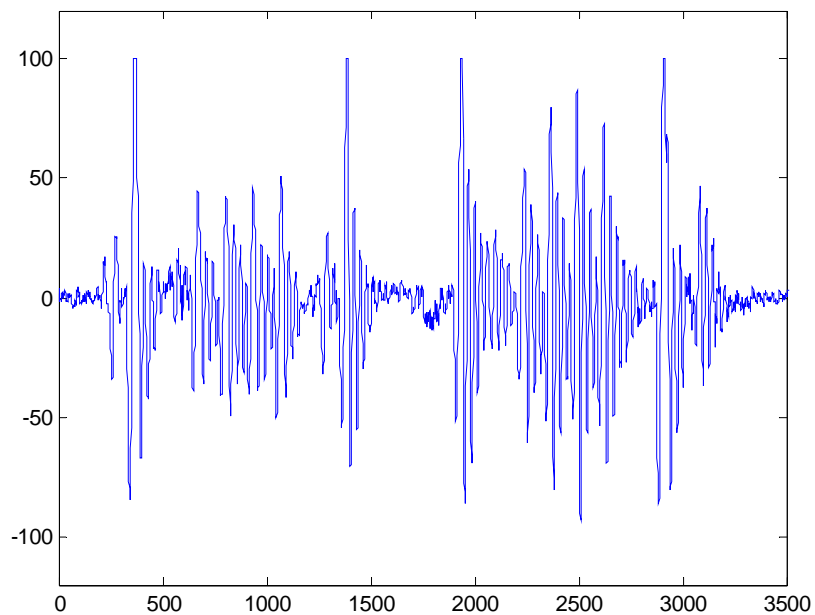
Kuva 5.4.18. Testirata.

Koeajo testiradalla nopeudella 8 km/h esitetään kuvassa 5.4.19. Venttiilien ohjaussignaali esitetään kuvassa 5.4.20, ja siitä todetaan, että venttiilin läpäisemä tilavuusvirta ei rajoita toimintaa muuten kuin suurimpien piikkimäisten tärähdysten kohdalla. Kuvassa 5.4.21 esitetään tehon kulutus tässä testijossa. Tehon kulutusta on arvioitu paineakun syöttöpainemittauksen (työhydrauliikan paineen) ja vakiona pidetyn dieselin kierrosnopeuden perusteella; öljyvirtaus on 73 l/min nominaalikierrosnopeudella 2 200 RPM).

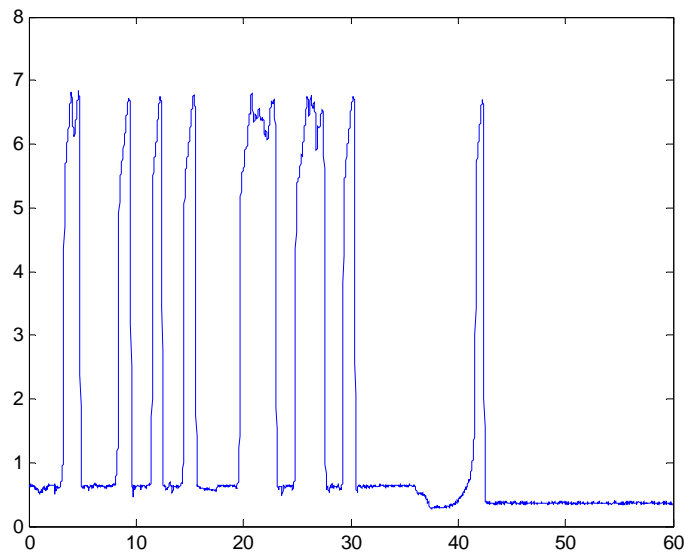
Lisäksi hyötysuhteeksi on arvioitu 0,9. Kuvassa 5.4.21 näkyy tehonkulutushuippuina ne ajanjaksot, jolloin paineakku latautuu.



Kuva 5.4.19. Testiajo 8 km/h nopeudella ilman vaimennusta (ehyt viiva) sekä aktiivisella vaimennuksella (katkoviiva).



Kuva 5.4.20. Testiajo 8 km/h nopeudella, vaimennuksen venttiiliohjaus.



Kuva 5.4.21. Testiajo 8 km/h nopeudella, tehon kulutus laskettuna paineakun syöttöpainemittauksen ja dieselin kierrosluvun perusteella. Koerata alkaa hetkellä 2 s ja loppuu hetkellä 32 s. Keskiarvo tällä välillä on 2,85 kW ja RMS-arvo 3,92 kW.

Yhteenveto maataloustraktorin ohjaamon aktiivisesta vaimennuksesta

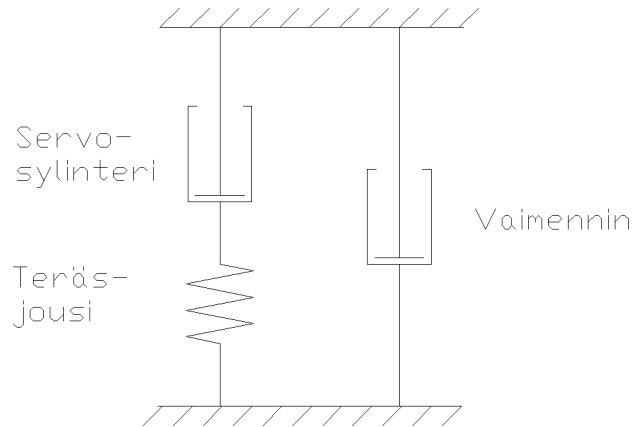
Ohjaamon aktiivisella vaimennuksella päästään n. 50 %:n vaimennukseen pahimmilla taajuusalueilla (1–3 Hz), jos toimilaitteiden liikenopeudet ovat riittävät (ohjausventtiilin nimellinen tilavuusvirta on 80 l/min). Vaimennussäätimen viritykseen liittyvä laskenta on suhteellisen työlästä. Taajuusvasteen mallinnuksessa sovitetaan siirtofunktio mitattuun taajuusvasteeseen iteratiivista pienimmän neliösumman sovitusta käyttäen. Tämä on tehty Matlab-ohjelmistoa käyttäen. Käytännössä siirtofunktion asteluvut on etsittävä kokeilemalla ja sovituksella on taipumus johtaa jo pelkästään pieniä taajuuksia (< 10 Hz) huomioon otettaessa suurehkoihin astelukuihin. Säätimen viritys H_∞ -menetelmällä on tehty Matlabin valmiita funktioita käyttäen (Robust Control Toolbox). Viritystä tehtäessä kokeillaan erilaisia painofunktiovaihtoehtoja ja niiden parametriarvoja ja piirretään tuloksena saatavia herkkyyksifunktiokuvaajia ja säätimen taajuusvasteita. Näiden perusteella arvioidaan säätimen toimivuus käytännössä.

5.4.3 Aktiivisen vaimennuksen sovellus- ja ohjausesimerkkejä

Henkilöauton aktiivinen jousitus

Mercedes-Benzin kehitystyö on johtanut ABC (Active Body Control) -järjestelmän syntymiseen. Järjestelmä on saatu kaupalliseen tuotantoon vuonna 1999. Järjestelmä on toimintaperiaatteeltaan aktiivinen tandem-järjestelmä, jossa jousituksen tehtävät on

jaettu aktiivisen ja passiivisten komponenttien kesken. Aktiivisena elementtinä toimii servosylinteri, joka vaikuttaa teräsrousen päähän. Kaaviokuva järjestelmästä on kuvassa 5.4.22.



Kuva 5.4.22. ABC-järjestelmän kaaviokuva.

Järjestelmän aktiivinen osa eli servosylinteri vaimentaa värähtelyä 5 Hz:n taajuuteen saakka. Tällaisia taajuuksia esiintyy tyypillisesti tien epätasaisuudesta, jarrutuksesta ja ohjausliikkeistä johtuvissa tilanteissa. Aktiivisen toiminnan rajoittaminen 5 Hz:n taajuuteen mahdollistaa järjestelmän toteuttamisen ilman, että energian kulutus kasvaa kohtuuttomasti ja auton suorituskyky kärsii. Passiiviset elementit eli teräsrous ja vaimennin huolehtivat korkeampitaajuisesta värähtelystä. Teräsrousen jäykkyys ja vaimennin vaimennus ovat pienempiä kuin perinteisissä ripustusratkaisuissa. Tällaisella järjestelmällä kyetään parantamaan sekä ajo-ominaisuuksia että ajomukavuutta. Järjestelmän avulla kallistuksenvakaajat käyvät tarpeettomiksi, koska niiden toiminta voidaan korvata servosylinterillä.

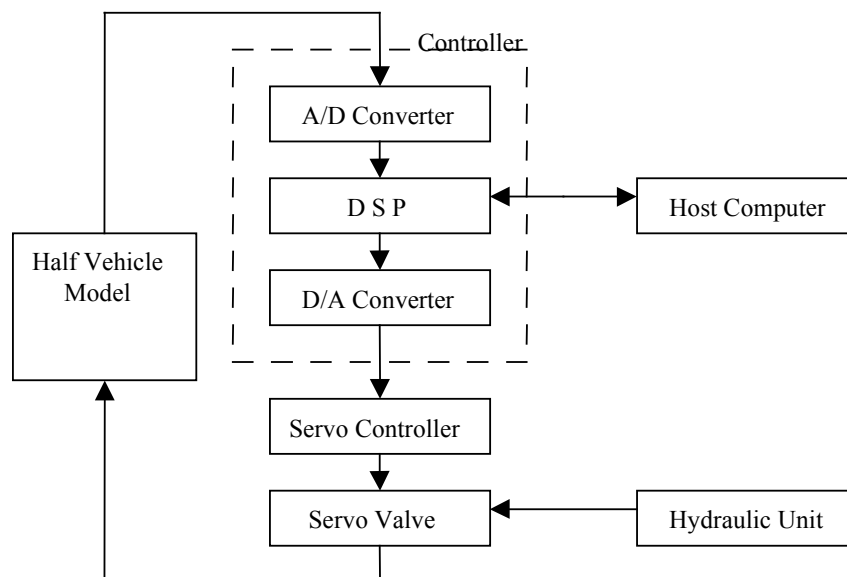
Järjestelmään kuuluu lukuisia antureita. Jokaisessa servosylinterissä on asema-anturi, lisäksi molemmissa akseleissa on asema-anturi. Pitkittäisiä ja poikittaisia kiihtyvyyksiä mitataan neljällä anturilla, jotka on sijoitettu taakse, etumatkustajan penkin alle, keskikonsoliin ja auton keulaan. Lisäksi järjestelmään kuuluu hydraulikkaan liittyviä paineantureita. Kaiken kaikkiaan antureiden määrä nousee kolmeentoista. Järjestelmän ohjauksesta huolehtii kaksi mikroprosessoria. Hydraulinen energia tuotetaan pumpulla, joka ottaa käyttövoiman moottorista. Lisäksi jokaisen joustintuen yhteydessä on paineakku, joka varmistaa riittävän nopean energiansyötön jousitukien servosylintereihin.

Anturit ovat MTS:n (<http://www.mts.com>) ja AB elektronikin (<http://www.abelectronic.com>) valmistamia. Joustintuet, joihin on integroitu servosylinteri, teräsrous, iskunvaimennin ja asema-anturi, ovat Sachs'in (<http://www.sachs.de>) tekemiä. Ohjausyksikkö on Temicin (<http://www.temic.com>) valmistama. Järjestelmän hydraulipumppu on LuK:n (<http://www.luk.de>) valmistama.

ABC-järjestelmä parantaa ajomukavuutta ja turvallisuutta. Järjestelmän suoritusarvot ovat paremmat kuin kaksi vuotta aiemmin esitellyn AIRmatic-vaimennuksen, joka on elektronisesti ohjattu adaptiivinen puoliaktiivinen hydropneumaattisen jousitus. ABC-järjestelmä voidaan kytkeä manuaalisesti ohjaamosta joko sport- tai comfort-asennolle, jolloin jousituksen toimintaa säädetään joko auton käsiteltävyyttä tai mukavuutta painottaen. Järjestelmän avulla saavutetaan 32 % pienempiä kallistelukulmia mutkissa kuin edeltävällä passiivisella järjestelmällä ja noin 30 % pienempiä kallistelukulmia kuin AIRmatic-järjestelmällä varustetuissa autoissa järjestelmän toimiessa comfort-asennossa. Sport-asennossa kallistelukulmat pienenevät edelleen noin 50 % verrattuna aikaisempiin järjestelmiin. Korin heilahtelu nopean väistöliikkeen jälkeen vaimenee noin 33 % nopeammin kuin aikaisemmassa passiivisessä järjestelmässä comfort-asennossa mutta peräti 67 % nopeammin sport-asennossa. Toisaalta järjestelmän tarjoama mukavuus on huippuluokkaa. Kuljettajaan ja matkustajiin kohdistuva kiihtyvyyks on yhtä pieni kuin AIRmatic-järjestelmällä varustetulla autolla, jota on aiemmin pidetty auton mukavuuden mittapuuna. (Automotive Engineering International, July 1999.)

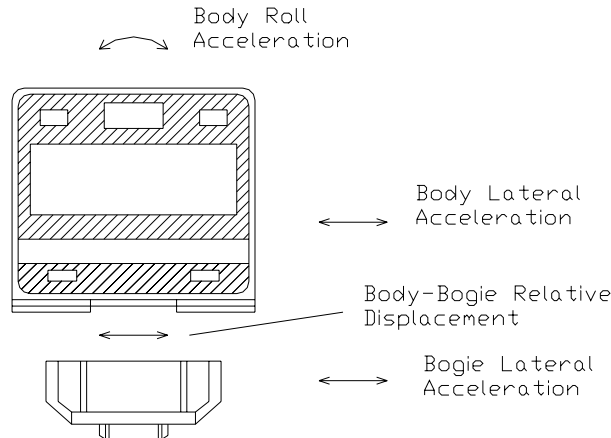
Junan telin aktiivinen vaimennus LQG-säädöllä

Shimamune & Tanifuji (1995) tutkivat junan telissä hydraulisella toimilaitteella toteutettua aktiivista vaimennusta, kuva 5.4.23. Yleensä junissa on käytetty pneumaattisia toimilaitteita, koska niihin on asennettu myös muuta pneumatiikkaa. Kuitenkin pneumaattisten toimilaitteiden taajuusalue rajoittuu 2–3 Hz:iin, mikä johtuu ilman kokoonpuristuvuudesta. Hydraulisilla toimilaitteilla taajuusaluetta saadaan nostettua ja täten myös ajomukavuutta parannettua.



Kuva 5.4.23. Säätojärjestelmän kaavio (Shimamune & Tanifuji 1995).

Säätöalgoritmina käytettiin LQG-säätölakia. Käytetyssä ajoneuvomallissa on kolme vapausastetta. Jokaisen vapausasteen kiihtyvyydet ja absoluuttiset siirtymät mitattiin kiihtyvyyden- ja laserantureilla. Nopeudet saatiin derivoimalla paikkatietoa.



Kuva 5.4.24. Mitattavat tilamuuttujat (Shimamune&Tanifuji 1995).

Simuloinnilla tutkittiin eri tilatakasinkytöntävariaatioita, jotta saadaan selville, mitä tiloja tulee mitata, jotta saadaan aikaan mahdollisimman tehokas systeemi, kuva 5.4.24.

Eri tilavariaatiot luetellaan taulukossa 5.4.2.

Taulukko 5.4.2. LQG-säätimen tutkitut tilavariaatiot.

Case State	A	B	C	D	E
BodyLateral Acc.	O	O	O	O	O
Body Roll Acc.	O	O	O	O	O
Bogie Lateral Acc.			O	O	O
Body-Bogie Relative Vel.		O		O	
Body Lateral Vel.					O
Body Roll Vel.					O
Bogie Lateral Vel.					O

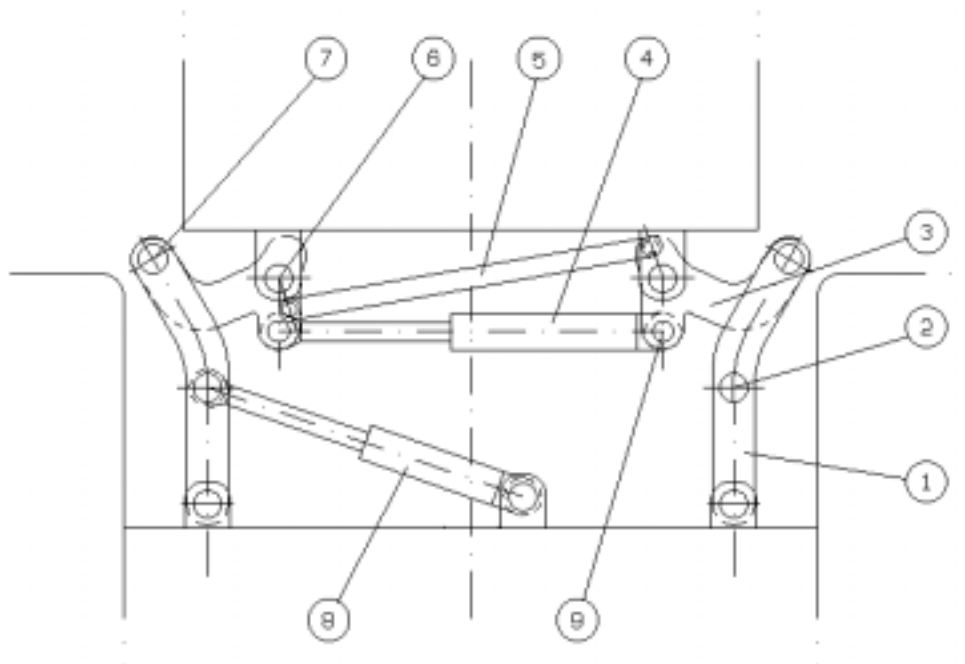
Testeissä havaittiin, että käyttäytyminen parantuu huomattavasti, kun otetaan mukaan tilamuuttujaksi telin lateraalinen kiihtyvyys (tapaukset C, D ja E). Lisäksi tapauksen D säätimen, joka käyttää myös telin ja korin välisen suhteellisen liikkeen tilaa lisättynä tapauksen C tiloihin, toiminta parantui selvästi verrattuna tapaukseen C. Tapauksen D toiminta saavutti lähes ideaalisen tapauksen E, joka käyttää kaikkia tilamuuttujia, toiminnan (Shimamune&Tanifuji 1995).

Tutkimuksen kohteena oli myös korin painonmuutosten vaikutus vaimennuksen käyttäytymiseen. Todettiin, että jos kori tulee raskaammaksi kuin säätimen suunnittelupaino,

niin toiminta pysyy stabiilina. Jos taas kori on kevyempi kuin suunnittelupaino, systeemin toiminta heikentyy resonanssialueella. Tämän vuoksi säätimen suunnittelupainona suositellaan käytettävän tyhjän korin painoa (Shimamune & Tanifuji 1995.).

Metsätraktorin ohjaamon aktiivinen vaimennus

Vuonna 1991 Ruotsissa aloitetun yhteistyöprojektin tuloksena kehitettiin metsäkoneiden aktiivinen värähtelynvaimennusjärjestelmä. Projektissa olivat mukana SkogForsk, Valmet, Korsnäs, Moog Norden ja Luulajan korkeakoulu. Tuloksena kehitettiin ohjaamon heiluntaa kompensoiva mekanismi, kuva 5.4.25, ja tällä mekanismilla varustetulla metsätyökoneella päästiin tekemään maastokokeita kesällä 1993 (Löfgren 1993).



- 1 Vaakaliikkeen sauva (4 kpl, 1/kulma)
- 2 Eri päätymekanismit yhdistävä tanko (2 kpl)
- 3 Pystyliikkeen sauva (4 kpl)
- 4 Pystyliikkeen hydraulisylinteri (syl. lyhenee => hytti nousee)
- 5 Pystyliikkeen eri puolen mekanismit synkronoiva apusauva (yht. 2 kpl)
- 6 Nivelänti hyttiin
- 7 Pystyliikkeen sauvan heiluntanivel (4 kpl)
- 8 Vaakaliikkeen sylinteri (hytin keskikohdalla)
- 9 Eri päätymekanismit yhdistävä tanko (2 kpl)

Kuva 5.4.25. Metsätraktorin ohjaamon ripustus.

Ohjaamon liikkeitä kompensoivana mekanismina on kuvassa 5.4.25 esitetty nivelmekanismi, jota liikutetaan kahdella hydraulisylinterillä. Kuvan mukainen rakenne on sekä ohjaamon etu- että takapäässä, ja ne on yhdistetty neljällä pituussuuntaisella välitangolla, kaksi vaakaliikkeen ja kaksi pystyliikkeen sauvojen välillä. Hydraulisylinterit on sijoitettu välitankojen keskipaikoille.

Pysty- ja vaakakiihtyvyyden mittaamiseksi on koneen runkoon kiinnitetty kaksi kiihtyvyyssanturia sekä rungon absoluuttisen kallistuksen mittaamiseksi inklinometri. Hydraulisyylintereitä käytetään asemaservoina, ja näille muodostetaan asetukset kiihtyvyyssanturien ja inklinometrin mittaamien arvojen perusteella. Vipumekanismin nivelistä suoritetaan lisäksi kulmamittaukset, ja tätä tietoa käytetään asemaservojen takaisinkytkentään. Hydraulisyylintereitä ohjataan näiden mittaustulosten perusteella siten, että ohjaamon pysty- ja sivuttaissuuntaiset kiihtyvyydet vaimenevat ja ohjaamo pysyy lähes horisontaalisessa asennossa.

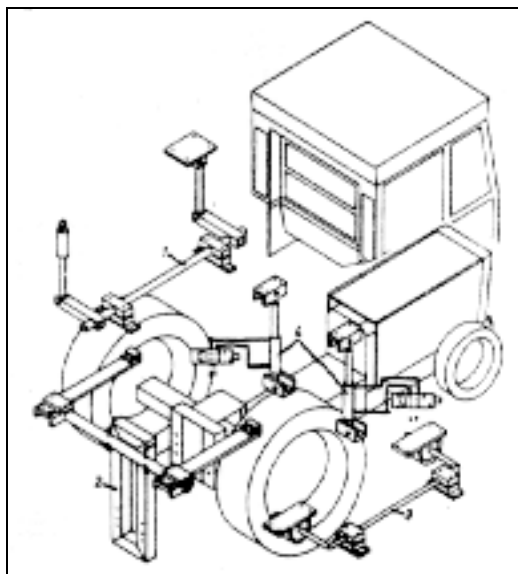
Koeajojen mukaan järjestelmä pystyy vaimentamaan ohjaamon värähtelyjä 50–60 % taajuuskaistan ollessa pystysuunnassa 4,5 Hz ja sivusuunnassa 3 Hz. Näiden tulosten mukaan ohjaamon aktiivinen värähtelynvaimennus toimii melko hyvin ainakin edellä kuvatuilla mittauksilla.

Maataloustraktorin ohjaamon aktiivinen vaimennus

Saksassa vuonna 1982 tehdyssä traktorin aktiivista värähtelynvaimennusta koskevassa tutkimuksessa (Kauß & Göhlich 1982) on paneuduttu paitsi aktiivisen värähtelyn vaimennusjärjestelmän säädön kehittämiseen myös traktorin ohjaamon ja rungon väliin sijoitettavan ripustusmekanismin ominaisuuksien tarkasteluun.

Jo pelkästään passiivisesti jousitetulla ohjaamolla, jonka ominaistajuus on $f_0 \approx 1$ Hz, varustetulla kevyellä traktorilla ($m \approx 3\,000$ kg) tehdyistä kiihtyvyydsmittauksista on käynyt ilmi, että tällä järjestelmällä voidaan saavuttaa huomattava värähtelyjen vaimennus ja tätä kautta ajomukavuuden parannus. Painavassa ($m \approx 5\,000$ kg) ajoneuvossa passiivisen ohjaamon ja istuimen jousituksen toiminta on alun perinkin rajoitettua, koska ajoneuvon massan myötä yhä suurempi osa matalataajuisista värähtelyistä on jousituksen resonanssitaajuuden alueella ja jousituksen ominaistajuutta ei voi käytännöllisistä syistä tässä sovelluksessa saada alle 1 Hz:iin, koska se edellyttäisi jousitukselta pientä jousivakiota. Tämä puolestaan aiheuttaa ongelmia jousien mitoituksessa sekä suurista joustoista aiheutuvia hallitsemattoman suuria ohjaamon poikkeamia tasapainoasema- taan. Näiden passiiviseen vaimennukseen liittyvien rajoitusten johdosta täysin aktiivinen vaimennus katsottiin parhaaksi vaihtoehdoksi.

Täysin aktiivista värähtelynvaimennusta sovellettiin tavalliseen, keskikokoiseen ($m \approx 4\,000$ kg) maataloustraktoriin, jonka ohjaamon ripustuksena käytettiin jo aikaisemmin suunniteltua ja rakennettua passiivista jousitusta varustettuna kallistuksenvakaajilla ja viskoosivaimentimella. Ripustuksen mekaaninen toteutus esitetään kuvassa 5.4.26.



Kuva 5.4.26. Traktorin ohjaamon ripustus.

Traktorin ohjaamo on asennettu tuen 2 keskelle, traktorin takaosaan, kahden lehtijousen varaan. Lehtijouset siis osallistuvat sekä ohjaamon ripustukseen ja tuetaan että ohjaamon jousitukseen pysty- ja vaakasuunnissa. Ohjaamon pituussuuntainen liike jousitetaan pyörötangon 3 välityksellä. Vaimennin 1 on rakennettu siten, että vain pituussuuntainen liike tulee vaimennetuksi. Hydraulisyylinterit 4 toimivat varsinaisina pysty- ja vaakasuuntaisten liikkeiden vaimentavina aktiivisina toimilaitteina. Ohjaamon liikkeitä mitataan kahdella kiihtyvyyssanturilla, jotka sijaitsevat lähellä traktorin taka-akselia ja symmetrisesti ohjaamon pituusakseliin nähden. Anturien sijoitustavan vuoksi mitatussa kiihtyvyyssignaalisissa on sekä pysty- että vaakakomponentti. Analogisen integroinnin avulla lasketaan mitatusta kiihtyvyydestä nopeustakaisinkytkentäsignaali, ja hydraulisyylinteriä ohjataan servoventtiilien avulla siten, että ohjaamon liikkeet kumoavat traktorin rungon liikkeet ja näin värähtelyt pienentyvät. Kummallakin hydraulisyylinterillä on oma servoventtiilinsä ja säätöpiirinsä.

Aktiivisessa värähtelynvaimennusjärjestelmässä ei ole takaisinkytkentää eli se on avoin säätöpiiri. Vaimennusjärjestelmän siirtymätakaisinkytkentä on toteutettu em. lehtijousilla, joiden kanssa sylinterit ovat siis kytketty rinnan. Hydraulisyylinterien männän ohivirtausta on mahdollista säätää sylinterien vaimennusominaisuuksien muuttamiseksi. Energialähteenä käytetään traktorin omaa hydrauliiikkaa, jonka tuotto 25 l/min ja työpaine 190 bar riittävät tähän sovellukseen.

Aktiivisesti vaimennetulla ohjaamolla varustetulla traktorilla on suoritettu koeajot peltotiellä nopeudella 12 km/h ja pellolla nopeudella 6 km/h. Varsinaista resonointia ei esiinny taajuusalueella 0–5 Hz. Järjestelmä vaimentaa värähtelyä em. taajuusalueella 40–70 % ja voimakkaimmin eli yli 70 % alueella 1–1,5 Hz.

Kuljettajalle haitalliset värähtelyt järjestelmä vaimentaa riittävän tehokkaasti pystysuunnassa. Maataloustraktorin tyypillisissä käyttötilanteissa sivuttaisheilunta on huomattavasti vähäisempää kuin esim. metsätraktorissa. Pääpaino vaimennusjärjestelmän kehittämisessä on ollut pystysuuntaisen värähtelyn vaimennuksessa, vaikka käytetyt kaksi hydraulisyylinteriä voivat myös kallistaa ohjaamoja ja täten rajoitetusti vaimentaa myös sivusuuntaista heiluntaa.

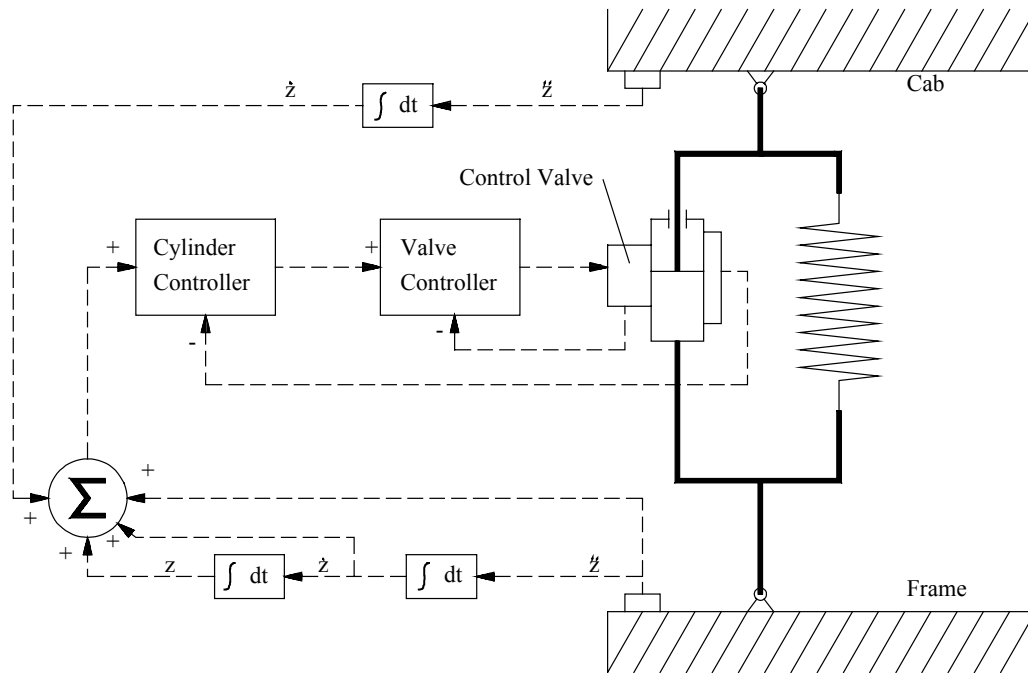
Jos traktorin toisen puolen pyörät ylittävät esteen, vastaanottaa esteen puoleinen kiihtyvyyssanturi suuremman kiihtyvyyssignaalin ja tämän anturin ohjaaman sylinterin pitää tehdä suurempi isku eliminoidakseen ohjaamon liikettä. Tällaisessa tilanteessa sylinterit aiheuttavat kallistusta ohjaamon sivusuunnassa, mutta sen vaikutusta sivusuuntaisen värähtelyn vaimentamiseen ei tutkimuksessa ole kuvattu. Ohjaamon pituussuuntaiset heilunnat vaimennetaan vain passiivisesti edellä kuvatuilla lehtijousilla ja viskoosivaimentimella, ja ohjaamon liiallista heiluntaa tässä suunnassa rajoitetaan kallistuksenvakaajalla.

Edellä kuvattu mekanismi soveltuu maataloustraktorin ohjaamon pystysuuntaisen värähtelyn aktiiviseen vaimennukseen, tosin tietyn varauksin. Pystyliike ei ole suoraviivaista, vaan lehtijousien kiinnitystavasta johtuen ohjaamo tekee traktorin takaosasta loittonevaa kaarta. Samoin sivusuuntaista liikettä eli rotaatiota tarkasteltaessa voidaan päätellä, että ohjaamo kallistuu paitsi sivulle myös eteen- tai taaksepäin. Tämä ei varsinaisesti ole haittatekijä, vaan tällä tavoin ohjaamon pituussuuntaisenkin liike tulee passiivisesti vaimennetuksi.

Kuorma-auton ohjaamon vaimennus

IVECOlla Saksassa on kehitetty kuorma-auton ohjaamon aktiivista värähtelyn vaimennusta (Uffelmann & Wiesmeier, 1992). Aktiivinen värähtelyn vaimennus on toteutettu ripustamalla ohjaamo neljästä nurkastaan hydraulisten differentiaalisylinterien avulla. Sylinterien rinnalla käytetään jousia, jolloin sylintereiltä vaadittavat voimat ja hydraulijärjestelmän tehon tarve ovat pienempiä. Hydrauliikka on toteutettu standardikomponentein.

Kutakin sylinteriä ohjataan servoventtiilillä, jonka luistinasemaa säädetään takaisinkytketysti sylinterin liikkeitä ohjaavalta säätimeltä saatavien asetusarvojen mukaan, kuva 5.4.27. Sääto perustuu pääasiassa myötäkytkentään auton rungon absoluuttisesta kiihtyvyydestä sylinterin kohdalla, jonka avulla sylinteriä pyritään ohjaamaan siten, että sen liikkeet kumoavat rungon liikkeet ja ohjaamo pysyy paikallaan.



Kuva 5.4.27. Ohjaamon aktiivisen vaimennuksen periaate (IVECO).

Koeajoissa todettiin aktiivisen vaimennuksen vaimentavan värähtelyjä taajuusalueella 1,0–3,0 Hz alle neljäsosaan. Sen sijaan yli 5 Hz:n värähtelyjen osalta tulos ei ole tyydyttävä, mikä johtuu resonanssi-ilmiöstä alustan ja akselin välisen ripustuksen kanssa, neljän sylinterin ristikkäisestä vuorovaikutuksesta ja säätöparametrien virityksen epätarkkuudesta.

Aktiivinen järjestelmä rakennus- ja kaivoskoneiden istuimen vaimennukseen

Aura Systemsin (Gniady & Bauman 1991) kehittämä aktiivinen värähtelynvaimennusjärjestelmä soveltuu pääasiassa rakennus- ja kaivoskoneiden istuimen vaimennukseen. Lähtökohdana istuimen alle sijoitettavan vaimennusjärjestelmän kehittämiseksi olivat tutkimukset, joiden mukaan istumatyö ajoneuvoissa rasittaa ihmisen lihaksia ja niveliä, erityisesti selkää. Istumisen fyysistä rasittavuutta erilaisissa työkonneissa lisäävät kuljettajaan työskentelyn aikana kohdistuvat värähtelyt. Edelleen aktiivisen värähtelynvaimennusjärjestelmän kehittäjillä oli käytössään tutkimusaineistoa, jonka mukaan ihmiseen kohdistuvasta kokokehon värähtelystä haitallisinta on pystysuuntainen värähtely ja vaakasuuntaiset värähtelyt ovat merkityksellisempiä. Tällaiseen johtopäätökseen on tullut siksi, että rakennus- ja kaivoskoneissa esiintyy pääasiassa pystysuuntaista heiluntaa ja tätä kautta vaakasuuntainen heilunta on em. koneissa kuljettajan terveydelle vähemmän haitallista.

Jos kuljettajan massa on n. 90 kg ja istuimen n. 45 kg, tulisi aktiivisen värähtelynvaimennusjärjestelmän kyetä tuottamaan n. 2 000 N:n suuruinen voima, jotta 1,5 g:n suuruisista värähtelyistä voitaisiin vaimentaa tavoitteeksi asetettu 20 dB. Merkittävin hyöty

saavutetaan pystysuuntaisten värähtelyjen vaimennuksella, joten alun pitäen useampi-suuntaisten värähtelyjen eliminoimisesta on luovuttu. Tämä takaa myös värähtelynvaimennusjärjestelmän valmistuskustannusten pysymisen riittävän alhaisina, jotta sen markkinointi kohtuulliseen hintaan olisi mahdollista.

Auran kehittämässä värähtelynvaimennusjärjestelmässä käytetään standardikomponentteja. Mekaaniselta toteutukseltaan järjestelmä on tavanomainen; tavallinen kuljettajan istuin on kiinnitetty vaimennusmekanismiin, joka tekee suoraviivaista pystysuoraa liikettä. Tämä on toteutettu kahdella samansuuntaisella saksimekanismilla istuimen alustan molemmilla puolilla. Istuimen oma tuenta ja passiivinen vaimennus on toteutettu kookkaalla pneumaattisella jousella tai vaihtoehtoisesti tavallisella teräsjoussella. Mikäli passiivisena vaimentimena on pneumaattinen jousi, voidaan sen painetta muuttamalla säätää passiivisen vaimennuksen jäykkyyttä.

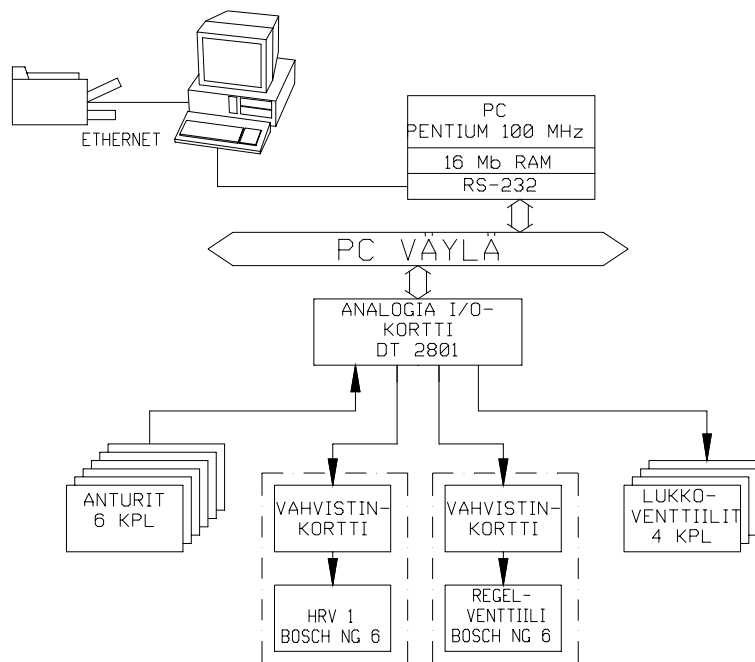
Auran patentoimaa sähkömagneettista toimilaitetta käytetään varsinaisina aktiivisina toimilaitteina, ja niitä on aktiivisessa värähtelyn vaimennusjärjestelmässä neljä, yksi jokaisessa istuimen alustan kulmassa. Värähtelyn tunnistavina antureina käytetään joko yhtä kiihtyvyyssanturia tai istuimen pystysuuntainen värähtely havaitaan mittaamalla passiivisena vaimentimena käytetyn jousen pituuden muutosta. Auran toimilaitetta käytetään ohjaamaan digitaalisesti. Toimilaite on täysin kitkaton eikä vaadi mitään voitelua. Järjestelmä tarvitsee huomattavasti vähemmän komponentteja kuin hydrauliset ja pneumaattiset järjestelmät ja myös vähemmän energiaa. Lisäksi sen etuihin kuuluvat meluttomuus toiminnan aikana, keveys, hyvä teho-painosuhte sekä helppo ohjattavuus.

Yhdellä istuimen alustaan kiinnitetyllä pietsosähköisellä kiihtyvyyssanturilla mitataan istuimen pystysuuntainen kiihtyvyys. Kiihtyvyyssanturista saatu analoginen signaali johdetaan A/D-muuntimeen ja siitä edelleen digitaaliseen säätimeen. Auran toimilaitteet (HFA) on toteutettu voimakkailla magneeteilla, ja magneetikentän muodostavat puolestaan käämit jokaisessa toimilaitteessa. Pulssileveysmoduloidut komponentit (MOSFET) säätävät käämeihin kulkevan sähkövirran suuruutta ja suuntaa kiihtyvyyssantureilta saamaansa mittaustulokseen verrannollisesti.

Kokeellisia tuloksia istuimen aktiivisen värähtelynvaimennuksen toimivuudesta ei ole esitetty, mutta kirjoittajien (Gniady & Bauman 1991) mukaan istuimen siirtymät vähentyvät yhteen neljäsosaan passiivisesti vaimennetun istuimen siirtymistä. Istuimen aktiivinen värähtelynvaimennus parantaa kuljettajan turvallisuutta kahdella tavalla: 1. pitää kuljettajan paremmin paikallaan koneen suurien heiluntojen aikana ja täten hallintalaitteet varmemmin kuljettajan ulottuvilla sekä 2. värähtelyjä vaimentaessaan pienentää kuljettajan väsymistä.

Myötäkytkettyyn ohjaukseen perustuva istuinvaimennus metsä- ja kaivoskoneisiin

Istuimen aktiivisessa vaimennuksessa (Nevala & Järviluoma, 1997) ohjausjärjestelmä pyrkii hydraulisylinterien välityksellä minimoimaan istuimeen ja kuljettajaan kohdistuvia pysty- ja vaakasuuntaisia kiihtyvyyksiä. Hydraulisylinterit liikuttavat pysty- ja sivuliikkeen vaimennusmekanismeja siten, että alustan liikkeen vaikutus istuimeen vaimenee ja tällöin kuljettajaan kohdistuva värähtely pienenee. Pystyliikkeen vaimennuksessa käytetään saksimekanismeja ja sivusuuntaisessa vaimennuksessa nelinivelmekanismeja. Aktiivisen vaimennuksen ohjaus koostuu tuolin alustan (ohjaamon lattian) liiketilan myötäkytkennästä ja vaimennusmekanismeja ohjaavien toimilaitteiden tilojen takaisinkytkennästä. Myötäkytkennällä pyritään vaimentamaan alustan liikkeen siirtymistä tuolin liikkeiksi. Takaisinkytkennän tarkoituksena on pitää toimilaitteisto ja vaimennusmekanismi sopivalla toiminta-alueella. Vaimennusohjaus on toteutettu 100 Mhz:n Pentium-tietokoneeseen, johon on kytketty A/D-muuntimella varustettu I/O-kortti. Kytkentäperiaate anturien, ohjausventtiilien, tietokoneen ja I/O-kortin välillä esitetään kuvassa 5.4.28.



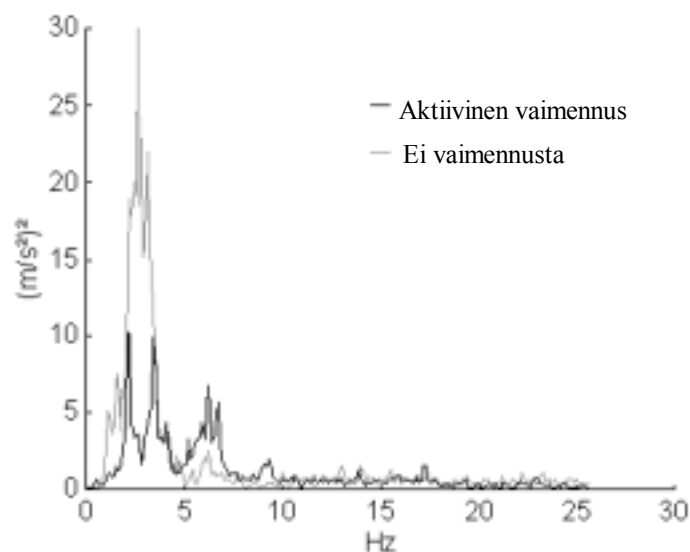
Kuva 5.4.28. Ohjausjärjestelmän kaavio.

Periaatteena myötäkytketyssä vaimennustavassa on, että mitataan ohjaamon lattian liiketilaa ja sen perusteella lasketaan tuolissa istuvan kuljettajan liiketila. Tuloksen perusteella lasketaan, ottaen huomioon tuolin kiinnitysmekanismien ja vaimennuksen toimilaitteiston kinematiikka, vaimennussylintereille ohjaukset, jotka kompensoivat kuljettajan liikkeitä. Myötäkytkennän lisäksi tarvitaan myös keskittävä takaisinkytkentä vaimennusmekanismien asennosta riittävän toiminta-alueen turvaamiseksi. Vaimennus on toteutettu vain yhdessä tasossa. Translaatio- ja rotaatioliikkeitä istuimen etu- tai takasuuntaan ei ole otettu huomioon.

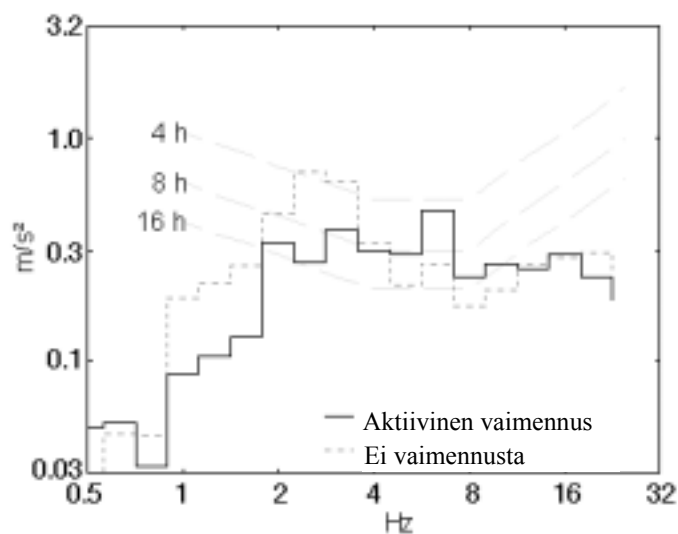
Seuraavassa on tuloksia vaimennusmekanismilla tehdyistä koeajoista. Koeajoissa on käytetty VTT:n Oulun laboratorioon rakennettua alustaherätelaitteistoa, jonka häiriösignaalit on generoitu maastoajoneuvosta mitattujen ohjaamon lattian pysty- ja vaakakiihtyvyyksien perusteella. Häiriösignaali on kaikissa ajoissa ollut sama ja kestoaltaan noin kaksi minuuttia. Koeajoissa on mitattu istuimen pysty- ja sivukiihtyvyyksiä käyttäen kapasitiivista kiihtyvyyssanturia, jonka antamasta lukemasta on vähennetty maan veto-voiman kiihtyvyys ottaen huomioon alustan kallistus yhteen suuntaan. Koska alusta kallistuu koeajoissa jonkin verran myös toisen vaaka-akselin ympäri, aiheutuu mittaus- tuloksiin tästä jonkin verran virhettä. Kiihtyvyyksiä on mitattu istuimen asennuslevystä tai istuinosan alapinnalta. Istuimen oman vaimentimen mekanismin välykset ja joustot aiheuttavat sen, että istuimesta mitatut kiihtyvyysspektrit ovat hieman epämääräisiä ja kokeiden toistettavuus heikko. Istuimen asennuslevystä mitattaessa tilanne on parempi ja koetulokset johdonmukaisia ja toistettavia. Näyteväli mittauksissa on ollut n. 20 ms. Koeajoista esitetään sekä tehospektrit että 1/3-oktaavin RMS-spektrit. RMS-spektrien yhteydessä esitetään myös standardin ISO 2631/1-1985 mukaiset 4:n, 8:n ja 16:n tunnin työn tekemisen rajat (fatigue-decreased proficiency boundary).

Pystyliikkeen vaimennus

Pystyliikkeen aktiivisen vaimennuksen vaikutus esitetään kuvissa 5.4.29 ja 5.4.30. Kiihtyvyys mitattiin istuimen asennuslevystä. Vaimennus on merkittävää alle 4 Hz:n taajuuksilla. Välillä 4–10 Hz esiintyy värähtelyn voimistumista. Tämä voimistuminen johtuu siitä, että tällä taajuuskaistalla istuimen liikuttaminen vaimennussylinterillä aiheuttaa liikettä myös istuimen alustaan ("ohjaamon lattiaan"), joka liike näkyy alustan liikettä mittaavissa antureissa ja aiheuttaa näin myötäkytketyssä säädössä epästabiliin positiivisen takaisinkytkennän. Tämän ilmiön estämiseksi tulisi ko. taajuuskaista suodattaa pois alustan liikettä mittaavien anturien signaaleista.



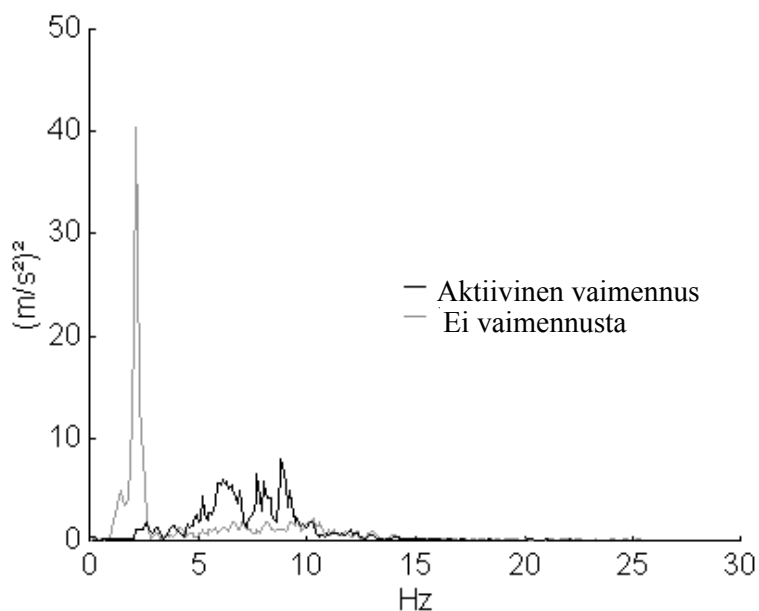
Kuva 5.4.29. Pystyliikkeen vaimennus, tehospektrit.



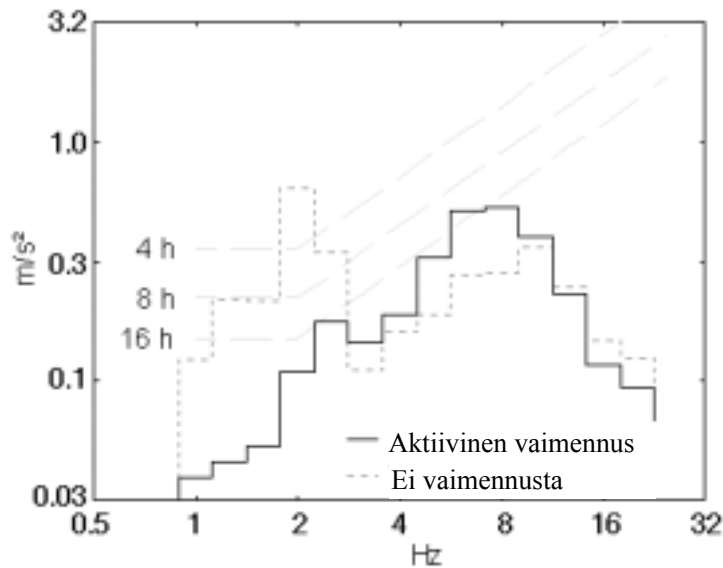
Kuva 5.4.30. Pystyliikkeen vaimennus, RMS-spektrit.

Poikittaisliikkeen aktiivinen vaimennus

Poikittaisliikkeen aktiivisen vaimennuksen vaikutus esitetään kuvissa 5.4.31 ja 5.4.32. Kiihtyvyys mitattiin istuimen asennuslevystä. Kuvista havaitaan, että taajuusalueella 0–4 Hz saadaan hyvä vaimennustulos mutta taajuusalueella 5–10 Hz värähtely hieman vahvistuu.



Kuva 5.4.31. Poikittaisliikkeen vaimennus, tehospektrit.



Kuva 5.4.32. Poikittaisliikkeen vaimennus, RMS-spektrit.

5.4.4 Yhteenveto aktiivisesta vaimennustekniikasta

Erilaisten maastossa liikkuvien työkoneiden kuljettajat altistuvat työskentelynsä aikana matalataajuiselle, $f = 0\text{--}20$ Hz:n, tärinälle, joka on luonteeltaan ns. kokokehon tärinää ja ihmisen terveydelle erittäin haitallista. Tärinän aiheuttajia ovat pääasiassa maaston epätasaisuudet, mutta koneen heiluntaan vaikuttavat myös kuljettajan ajotapa, koneen kuormaus ja akseliväli. Yli 20 Hz:n taajuiset värähtelyt kyetään hyvin vaimentamaan passiivisella jousituksella. Tämänaltaajuisia värähtelyjä ihminen kestääkkin huomattavasti paremmin kuin lähellä ihmisen kehon ominaistajuutta, $f_0 = 4,8$ Hz, olevia värähtelyjä. Metsäkoneissa, maatalouskoneissa, rakennuskoneissa ja kaivoskoneissa kuljettajat altistuvat hyvin yleisesti taajuusalueella 0–20 Hz oleviin värähtelyihin, joiden aiheuttama kiihtyvyys on 0,2–1,2 g. Jotta aktiivinen värähtelynvaimennus tarjoaisi merkittävää hyötyä kuljettajalle, tulisi värähtelyjä ja sitä kautta myös kiihtyvyyksiä pienentää vähintään 20 dB.

Työkoneiden heilunnasta on tehty lukuisia tutkimuksia, mutta pääpaino niissä on pystysuuntaisen tärinän tutkimisella. Varsinkin metsäkoneiden heiluntaa koskevissa tutkimuksissa on osoitettu myös voimakkaan vaakasuuntaisen heilunnan olemassaolo ja sen pystysuuntaista heiluntaa haitallisempi vaikutus kuljettajan terveydelle. Muuntotyypisissä työkoneissa ei vaakasuuntaisella heilunnalla ole yhtä suurta merkitystä, mikä johtuu maaston pienemmistä epätasaisuuksista. Etenkin ulkomaisissa tutkimuksissa keskitytään traktoreiden ja erilaisten maansiirto- ja kaivoskoneiden pystysuuntaisen heilunnan tutkimiseen sekä teoreettisesti matemaattisten mallien avulla että kiihtyvyyksimittauksin.

Ajoneuvojen heiluntaa ja värähtelyjä aktiivisesti vaimentavaa tekniikkaa ja sen yhteydessä käytettävää säätötekniikkaa on kymmenen viime vuoden aikana tutkittu eri ta-
hoilla. Tutkimus on pääosin keskittynyt ajoneuvojen pyörien aktiiviseen ripustukseen
sekä ohjaamo ja istuinvaimennuksiin. Aktiivisen ripustuksen ja vaimennuksen tutkimus
on ollut hyvin teoreettista keskittyen pääasiassa säätötekniisten menetelmien kehittelyyn,
soveltamiseen ja kokeiluun simuloimalla. Optimisäätö (LQ, LQG) on ollut yleisin lä-
hestymistapa, mutta myös uudempia säätötapoja, kuten adaptiivinen säätö, robusti säätö
(H_∞), sumea säätö ja neuroverkkosäätö, on sovellettu (Nagai 1993). Tutkimuksissa
matemaattisten mallien käytöllä on keskeinen asema. Mallit ovat muodoltaan tavalli-
simmin epälineaarisia tai linearisoituja tilamalleja, joiden tilasuureiden lukumäärä (as-
teluku) vaihtelee muutamasta muutamaankymmeneen. Systemin tilaa kuvaavia muut-
tujia ovat tavallisimmin ajoneuvon korin ja renkaiden keskinäistä asemaa ja liiketiloja
kuvaavat muuttujat ja korin rotaatioliikkeitä kuvaavat muuttujat (pitch-kulma ja kulma-
nopeus) sekä renkaiden ja tien pinnan välistä suhdetta kuvaavat muuttujat. Joissain ta-
pauksissa malliin sisältyy myös kiihtyvyyksien vaikutusta ihmisen hyvinvointiin kuva-
avia tilamuuttujia, esim. (Elmadany 1988). Malleja käytetään sekä simulointiin että sää-
tömenetelmien kehittämiseen. Teoreettisissa tutkimuksissa tavallisin säätötapa on tila-
säätö, joka edellyttää tietoa kaikkien järjestelmän tilaa kuvaavista suureista. Yleensä nii-
den kaikkien mittaaminen on käytännössä joko mahdotonta tai liian kallista, jolloin tila-
suureiden arvoja joudutaan estimoimaan käytettävissä olevien mittausten perusteella
joko tilahavainnoijatekniikalla tai esim. Kalman-suotimella.

Ohjaamon ripustustekniikasta on julkaistu tutkimuksia, jotka käsittelevät erityisesti
kuorma-autojen ohjaamoihin sovellettavia aktiivisia värähtelynvaimennusjärjestelmiä.
Myös maataloustraktoreiden ja metsäkoneiden ohjaamoiden värähtelyn vaimennuksen
mekaanista toteutusta on tutkittu. Istuimen aktiivista värähtelyn vaimennusta on tutkittu
jonkin verran, mutta tutkimukset ovat painottuneet pääasiassa säädön mallintamiseen ja
matemaattisten mallien luomiseen tutkittavasta koneesta ja istuin-kuljettaja-
yhdistelmästä. Värähtelyn vaimennusjärjestelmien mekaanisen toteutuksen esittely on
yleensä jätetty vain toimilaitteiden, esim. hydraulisynterien, tyypin ja kokoluokan sekä
testilaitteiden rakenteen kuvaamiseen. Varsinaisten ripustusmekanismien kuvaaminen
on tutkimuksissa ja eri raporteissa sekä artikkeleissa hyvin vähäistä.

Istuimen aktiivista värähtelyn vaimennusta koskevat tutkimukset liittyvät yleisimmin
traktoreiden ja erilaisten kaivoskoneiden värähtelyn vaimennukseen. Em. tyyppisten
työkoneiden työskentelymaastosta johtuen tutkimuksissa on keskitytty vain pystysuun-
taisen heilunnan vaimentamiseen ja vaimennusjärjestelmät soveltuvat mekaaniselta to-
teutukseltaan vain tämän liikesuunnan vaimentamiseen. Useamman vapausasteen ri-
pustusmekanismeista on tutkimuksia julkaistu varsin vähän.

Ohjaamon ja istuimen aktiivisen värähtelynvaimennuksen tutkimus- ja kehitystoiminnasta huolimatta valmiiksi tuotteiksi kehitettyjä aktiivisia järjestelmiä on vielä vähän. Monissa tutkimuksissa parhaimmaksi järjestelmäksi ohjaamon ja istuimen aktiivisessa vaimennuksessa todetaan, ainakin teoriassa, täysin aktiivinen vaimennus. Sen etuna mainitaan vaimennuskomponenttien yleisyys, eli hydraulisylinterit soveltuvat hyvin tähän tarkoitukseen. Aktiivisen vaimennuksen hydrauliikan dynamiikalle asetetaan suu-remmat vaatimukset kuin esim. puoliaktiivisen vaimennuksen dynamiikalle. Vaatimuk-sina sylintereille ovat niiden aikaansaama riittävä voima ja iskun pituus. Myös männän maksiminopeuden tulee olla riittävä. Täysin aktiivinen vaimennus etenkin hydraulisilla toimilaitteilla toteutettuna soveltuu hyvin suurien amplitudien vaimennukseen, mikä on erittäin merkittävä etu.

6. Yhteenveto

Värähtelyn ja melun vaimentaminen on kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkoneissa erityisen haastavaa, koska kasvavat suorituskykyvaatimukset yleensä edellyttävät konetehtävien lisäämistä ja painon pienentämistä. Lisäksi herätteet ovat usein laajakaistaisia, mikä rajoittaa tietyille taajuuksille viritettyjen vaimennusratkaisujen käyttöä.

Vaimennuskeinojen valinnassa on haasteena tuntea heräte-siirtotie-vasteketju, jotta toimenpiteet voidaan kohdistaa tehokkaasti. Tämä edellyttää äänen ja värähtelyn peruskäsitteiden osaamista ja kykyä rakenteen analysointiin. Näitä käsitellään tämän julkaisun alussa. Puolivalmiissa tai valmiissa rakenteissa tehtävät eritasoiset mittaukset ovat usein myös välttämättömiä. Tämän jälkeen voidaan arvioida, mitkä keinot ovat käytettävissä ottaen huomioon vaimennuskyky, mekaaniset ja olosuhteiden sietovaatimukset sekä materiaali- ja asennuskustannukset.

Julkaisussa annetaan käsikirjamaisia ohjeita värähtelyn ja melun lähteenä olevan moottorin eristämiseen, runkoäänen vaimentamiseen ja äänenvaimentimien mitoittamiseen. Huolellisella toteutuksella ja riittävällä mitoituksella päästään passiivisillakin keinoilla tyydyttävään tulokseen. Puoliaktiiviset ja aktiiviset vaimennuskeinot antavat kuitenkin uusia mahdollisuuksia erityisesti värähtelyn vaimennukseen ajoneuvoissa. Raporttiin kootut sovellusesimerkit osoittavat, että varsinkin pienillä taajuuksilla puoliaktiivinen ja aktiivinen värähtelyhallinta on tehokasta ja että kaupallisia sovelluksia ollaan kehittämässä nopeasti.

Lähdeluettelo

Ashby, M. 1989. Overview No. 80: On the engineering properties of materials. *Acta Metall.*, Vol. 37, No. 5, s. 1273–1293.

Hentinen, M. & Marttila, K. 2000. Äänitasomittaukset erityyppisille veneille, yhteen-veto. Espoo: VTT BVAL36-001071.

Hildebrand, M. & Vessonen, I. 2000. Experimental data on damping of adhesively bonded single-lap joints. *Design Optimisation and Guidelines for Multimaterial Applications*. www.dogma.org.uk:

Hynnä, P. 1991. SEA-mallit (tilastollinen energia-analyysi). *Rakenteiden mekaniikka* 1, s. 83–92.

Hynnä, P., Klinge, P. & Vuoksinen, J. 1995. Prediction of structure-borne sound transmission in large welded ship structures using statistical energy analysis. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 180, No. 4, s. 583–607.

Karjalainen, J.-P. & Hentinen, M. 2001. Lujitemuovipaneelien ominaistuuudet ja vaimennus venerakenteissa. Espoo: VTT. 21 s. (BVAL36-011149.)

Kiviniemi, T. & Holopainen, T. 1999. Modelling of flexible members for simulation of vehicle dynamics. VTT Valmistustekniikka. 37 s. (VALB-424.)

Lehtonen, M., Säilä, J. & Savolainen, M. 2000. Suomalaisia tieprofiileja simuloiteja varten. Espoo: VTT. 16 s. (BVAL: 35-001045 .)

Linjama, J. & Juntunen, M. 1999. Estimation of dynamic properties of resilient mounts. *Proceedings of the Second International Conference. Identification in Engineering Systems*. Swansea, UK, March 29–31, 1999. S. 74–83.

Lyon, R. & DeJong, R. 1995. *Theory and Application of Statistical Energy Analysis*. 2. ed. Newton, MA, USA: Butterworth-Heinemann. ISBN 0-7506-9111-5

Plunt, J. & Wedel, M. 1999. Weight reduction with maintained sound comfort for automotive structures; possibilities and consequences. *Inter-noise 99*. Fort Lauderdale, Florida, USA: Institute of Noise Control Engineering, Washington, DC, USA. 6 s. ISBN 0-9622072-3-3

Smullin, J. 1999. Trouble shooting noisy boats. International Boatbuilders' Exhibition & Conference IBEX '99. Fort Lauderdale: Soundown Corp.

Tanttari, J. & Saarinen, K. 1995. Työkoneiden melun vähentäminen – perusteet. Helsinki: Metalliteollisuuden Keskusliitto MET. 124 s. ISBN 951-817-619-1

Uosukainen, S. & Pesonen, K. 1983. Tehdasrakennusten runko- ja ilmaäänien laskenta statistista energia-analyysiä käyttäen. Helsinki: Työsuojelurahasto, Insinööritoimisto Kari Pesonen Oy. 108 s.

Muuta kirjallisuutta

Al-Holou, N., Joo, D. S. & Shaout, A. 1995. The Development of Fuzzy Logic Based Controller for Semi-Active Suspension System. IEEE Midwest Symposium on Circuits and System '95. S. 1373–1376. (ISSN 0-7803-2428-5/95)

Automotive Engineering International, July 1999. SAE 1999.

Barr, A. J. & Ray, J. L. 1996. Control of an Active Suspension Using Fuzzy Logic. Proceedings of the Fifth IEEE International Conference on Fuzzy Systems, Fuzz-IEEE'96 (Cat. No. 96CH35998), 3 Vol. (xxxi + 2214 + ICNN 16) pp. 1, S. 42–48.

Barrett, T. S., Palazzololo, A. B. & Kascak, A. F. 1995. Active Vibration Control of Rotating Machinery Using Piezoelectric Actuators Incorporating Flexible Casing Effects. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Transactions of the ASME, Vol. 117, No. 1, s. 176–187.

Besinger, F. H., Cebon D. & Cole D. J. 1995. Force control of semi-active damper. Vehicle system dynamics 24, s. 695–723.

Calkins, F. T., Zrostlik, R. L., Flatan, A. B. & Vogel, J. M. 1994. Trefenol – D vibration Control of a Rotating Shaft Adaptive Structures and Composite Materials: Analysis and Application. American Society of Mechanical Engineers, Aerospace Division, AD. Vol. 45. S. 267–273.

Choi, S.-B. 1998. Control Characteristics of ER Devices. Proceedings of the 6th International Conference on Electro-Rheological Fluids, Magnetorheological Suspensions and Their Applications. World Scientific, Singapore, s. 764–771.

Chou, J.-H., Chen, S.-H. & Lee, F.-Z. 1998. Grey-Fuzzy Control of Active Suspension Design. International Journal of Vehicle Design, Vol. 19, No. 1, s. 65–77.

Corriga, G. et al. 1991. An optimal tandem active-passive suspension system for road vehicles with minimum power consumption. IEEE Transactions, Vol. 38, No 3, s. 210–216.

Crolla, D. A. 1988. Theoretical comparisons of various active suspension systems in terms of performance and power requirements, C420/88 IMechE 1988.

Dixon, John C. 1999. The shock absorber handbook. Society of Automotive Engineers (SAE), Inc. 495 s.

Dixon, John C. 1996. Tires, suspension and handling. Society of Automotive Engineers (SAE), Inc. 550 s.

Elbeheiry, E. M. & Karnopp, D. C. 1996. Optimal Control of Vehicle Random Vibration with Constrained Suspension Deflection. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 189, No. 5, s. 547–564.

El-Shafei, A. & Hathout, J. P. 1995. Modelling and Control of HSFs for Active Control of Rotor-Bearing Systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 117, No. 4, s. 757–766.

Els, P. S. I The development history of semi-active dampers in South Africa. 11 s.

Els, P. S. II Ride comfort standards for military vehicles under off-road conditions. 10 s.

Foo, E. & Goodall, R. 1998. Active Suspension Control Strategies for Flexible-Bodied Railway Vehicles. UKACC International Conference on CONTROL'98, Conference Publication No. 455. S. 1300–1305.

Fuller, C. R., Elliot, S. J. & Nelson, P. A. 1996. *Active Control of Vibration*. San Diego: Academic Press. 332 s. ISBN 0-12-269440-6.

Giliomee, C. L. & El, P. S. 1998. Semi-Active Hydropneumatic Spring and Damper System. *Journal of Terramechanics*, 35, s. 109–117.

Gniady, J. & Bauman, J. 1991. *Active Seat Isolation for Construction and Mining Vehicles*. SAE Technical Paper Series 910946, Warrendale, Pennsylvania, USA: Society of Automotive Engineers, Inc.

Grant, D. & Hayward, V. 1997. Controller for a High Gain Shape Memory Alloy Actuator. *Proc. IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*. Vol. 1. S. 254–259.

Hagele, K. H. et al. 1990. Continuously adjustable shock absorbers for rapid acting ride control systems. *Proceedings SAE 1990*. S. 37–46.

Hakala, M. K., Kullaa, J., Kivento, T. & Linjama, J. 1994. Mekaanisten väärtelyjen hallinta. Kirjallisuustutkimus. Espoo: VTT Tiedotteita 1610. 105 s.

Hansson, P. A. 1991. Simulerings- och optimeringsmodell för vibrationsdämpande förarhyttupphängning – tillämpad på lantbrukstraktor. Uppsala: Swedish University of Agricultural Sciences, Report 148.

Hansson, P. A. 1996. Rear axle suspensions with controlled damping on agricultural tractors. *Computers and Electronics in Agriculture* 15, s. 123–147.

Howell, M. N., Frost, G. P., Gordon, T. J. & Wu, Q. H. 1997. Continuous Action Reinforcement Learning Applied to Vehicle Suspension Control. *Mechatronics*, Vol. 7, No. 3, s. 263–276.

HYDAC Technology GMBH, Produktbereich Mobiltechnik. Tuote-esite, 1999.

Hyvärinen, J.-P. 2000. Semi-active damping of front axle of tractor. Oulu: University of Oulu, Department of Mechanical Engineering. Diploma Thesis. 85 s.

ISO 2631/1. 1985. Evaluation of human exposure to whole body vibration. Part 1: General requirements. 17s.

Isobe, H. & Kyusojin, A. 1999. Development of Active Squeeze Air Bearing Using Oscillation of Piezoelectric Actuators. Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Proceedings, Vol. 5. S. 2020–2025.

Isomursu, P., Juuso, E., Rauma, T., Haataja, K., Kemppainen, S. & Myllyneva, J. 1994. Sumea säätö suomalaisessa prosessiteollisuudessa. Espoo: VTT Tiedotteita 1614. 70 s.

Jänker, P., Christmann, M., Hermle, F., Lorkowski, T. & Storm, S. 1999. Mechatronics Using Piezoelectric Actuators. *Journal of the European Ceramic Society*, 19, s. 1127–1131.

Karnopp, D. C., Crosby, M. & Harwood R. A. 1974. Vibration Control Using Semiactive Force Generator. *Journal Engineering for Industry*, Vol. 96, B(2), s. 619–626.

Karnopp, D. C. 1983. Active Damping in Road Vehicle Suspension Systems. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 12, No. 6.

Karnopp, D. C. & Heess, G. 1991. Electronically Controllable Vehicle Suspension. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 20, s. 207–218.

Kauß, W. & Göhlich, H. 1982. Aktive Schwingungsisolierung des Fahrerplatzes unfederter Fahrzeuge. *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*, Vol. 84, No. 9, s. 425–434.

Kok, J. J., van Heck, J. G. A. M., Huisman, R. G. M., Muijderman, J. H. E. A. & Veldpaus, F. E. 1997. Active and Semi-Active Control of Suspension Systems for Commercial Vehicles Based on Preview. Proceedings of the 1997 American Control Conference (cat. no. 97CH36041). Vol. 5. S. 2992–2996.

Lahdelma, S. & Leskinen, R. 1991. Kunnonvalvonta. Kunnossapitokoulu. Kunnossapito-lehden erikoisliite nro 7. 16 s.

Linjama, J. 1995. Kokemuksia värähtelyn vaimennuksesta aktiivisella massavaimentimella. Akustiikkapäivä 95, 25.–26.10.1995, Tampere.

Lines, J. A., Whyte, R. T. & Stayner, R. H. Suspensions for tractor cabs. AFRC Engineering, Bedford, UK.

Lizell, M. 1990. Dynamic leveling for ground vehicles. Doctoral thesis. Stockholm: Norstedts tryckeri. 113 s.

Lizell, M. 1988. Semi-active damping, C429/88 IMechE 1988. Monroe Auto Equipment, Michigan, USA. S. 91–83.

Ma, R. P. & Sinha, A. 1996. A Neural Network Based Active Vibration Absorber with State Feedback Control. Journal of Sound and Vibration 190, 1, s. 121–128.

Mehra, R. K. & Amin, J. N. 1997. Active Suspension Using Preview Information and Model Predictive Control. Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications (Cat. No. 97CH36055). S. 860–865.

Moshou, D., Anthonis, J. & Ramon, H. 1998. An Active Suspension Based on Self-Organizing Maps. Intelligent Components for Vehicles, s. 359–364.

Mäkelä, Kimmo K. 1999. Characterization and performance of electrorheological fluids based on pine oils. Espoo: VTT Publications 385. 69 s.

Nehl, T. W., Betts, J. A. & Mihalko, L. S. 1996. An Integrated Relative Velocity Sensor for Real-Time Damping Applications. IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 32, No. 4, s. 873–881.

Nevala, K., Kangaspuoskari, M. & Leinonen, T. 1996. Development of an active suspension mechanism for the seat vibration damping. Proceedings of the IASTED International Conference on Robotics and Manufacturing. Honolulu, Hawaii, USA. August 19–22, 1996. Ed. by R. V. Mayorga. Anaheim, USA. S. 337–339.

Nevala, K. & Järviluoma, M. 1997. An active vibration damping system of a driver's seat for off-road vehicles. Proceedings of the International Conference on Mechatronics & Machine Vision in Practice. Toowoomba, Australia, September 23–25, 1997. Published by the IEEE Computer Society Press, Los Alamitos, California. S. 38–43. ISBN 0-8186-8025-3.

Nicolás, C. F., Landaluze, E., Castrillo, M., Gastón, M. & Reyero, R. 1997. Application of Fuzzy Logic Control to the Design of Semi-Active Suspension Systems. Proceedings of the Sixth IEEE International Conference on Fuzzy Systems (Cat. No.97CH36032), Vol. 3. S. 987–993.

Noori, M. & Hakimmashhadi, H. 1988. Vibration Analysis. Signal Processing Handbook. New York: Marcel Dekker Inc. ISBN 0-8247-7956-8.

Outinen, H. 1997. Dynamiikka. Tampere: Pressus Oy. 240 s. ISBN 952-9835-30-2.

Peel, D. J., Stanway, R. & Bullough, W. A. 1997. Experimental study of an ER long-stroke vibration damper. Proceedings of the SPIE, The International Society for Optical Engineering, Vol. 3045, s. 96–107.

Przybylowicz, P. M. 1995. Torsional Vibration Control by Active Piezoelectric System. *Mechanika Teoretyczna I Stosowana*, Vol. 33, No. 4, s. 809–823.

Shimamune, R. & Tanifuji, K. 1995. Application of Oil-Hydraulic Actuator for Active Suspension of Railway Vehicle: Experimental Study. SICE'95 Proceedings of the 34th SICE Annual Conference, International Session Papers (IEEE Cat. No. 95TH8107). S. 1335–1340.

Shoureshi, R. & Knurek, T. 1996. Automotive Applications of a Hybrid Active Noise and Vibration Control. *IEEE Control systems*, December, s. 72–77.

Soliman, A. M. A. & Crolla, D. A. 1996. Preview Control for a Semi-Active Suspension System. *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 17, No. 4, s. 384–397.

Stammers, C. W., Guglielmino, E. & Sireteanu, T. 1999. A Semiactive Friction System to Reduce Machine Vibration. Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Proceedings, Vol. 5. S. 2168–2173.

Suda, Y., Nakadai, S. & Nakano, K. 1998. Hybrid Suspension System with Skyhook Control and Energy Regeneration. *Vehicle System Dynamics Supplement 28*, s. 619–634.

Valásek, M., Novak, M., Sika, Z. & Vaculín, O. 1997. Extended Ground-Hook – New Concept of Semi-Active Control of Truck's Suspension. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, No. 5–6, s. 289–303.

Valásek, M., Kortüm, W., Sika, Z., Magdolen, L. & Vaculín, O. 1998. Development of Semi-Active Road-Friendly Truck Suspensions. *Control Engineering Practice*, 6, s. 735–744.

Vähänikkilä, Aki 2001. Fuzzy control of a semi-active front-axle suspension of a tractor. Oulu: University of Oulu, Department of Mechanical Engineering, Diploma Thesis. 85 s. (in Finnish)

Uffelmann, F. & Wiesmeier, A. 1992. Active cap suspension for trucks. Technical realization and achievable ride comfort. Vortrag auf dem XXIV Internationalen FISITA-Congress, London, 7.–11.6.1992. SAE-Paper Nr. 925177.

Åström, K. J. & Wittenmark, B. 1989. *Adaptive Control*. Addison-Wesley Publishing Company. 526 s. ISBN 0-201-09720-6.

Liite 1: Akustiikan peruskäsitteitä

ALKUSANAT

Teknologian kehittämiskeskus Tekes käynnisti Värähtelyn ja äänen hallinta -teknologia-ohjelman vuosiksi 1998–2002. Sen eräänä projektina on Kuljetusvälineiden ja liikkuvien työkoneneiden värähtelyn ja äänen hallinta (LiikkuVÄRE). Tämän viisi osaprojektia sisältävän projektin tavoitteena on kuljetusvälineiden ja liikkuvien työkoneneiden dynaamisten ja akustisten ominaisuuksien hallinta niin, että tuotteelle voidaan etukäteen suunnitella halutut värähtely- ja äänitekniset ominaisuudet sekä toteuttaa hallitusti mahdollisesti tarvittavat passiiviset tai aktiiviset vaimennuskeinot. Toimiala/tuotekohtainen tarvekartoitus ja vaimennuksen tyyppiratkaisut -osaprojektissa (VÄRE/Liikkukar) pidettiin päivän mittainen ryhmätyöseminaari 23.3.2000. Seminaari oli kohdennettu veneteollisuuden ja muiden pk-yritysten ääni- ja värähtelytekniikasta vastaaville henkilöille.

Ryhmätyöseminaarin alustuksen "Akustiikan peruskäsitteitä" pohjalta on laadittu tämä täydennetty ja korjattu "Akustiikan peruskäsitteitä" työraportti. Se sisältää akustiikan ja värähtelytekniikan käsitteiden ja perussuureiden määritelmiä, teoriaa, laskentaesimerkkejä esitetyn teorian soveltamiseksi ja kirjallisuusviitteitä. Tässä työraportissa on pyritty noudattamaan Akustiikan sanaston (SFS 5100) mukaista terminologiaa sikäli kuin suomenkielisiä termejä on ollut käytettävissä. Tutustumalla esitettyyn kirjallisuuteen on mahdollista täydentää teoreettista ja käytännöllistä osaamista, tutustua käytännön esimerkkeihin ja saada tietoa alan standardeista.

Tekes on projektin päärahoittaja. VTT Tuotteet ja Tuotanto tutkimusyksikön (entinen VTT Valmistustekniikka) lisäksi tässä osaprojektissa rahoittajina ovat mukana seuraavat yritykset: Bella Veneet Oy, Botnia-Marin Oy Ab, Inhan Tehtaat Oy, Kesko Oy Ab Marine, Sarins Båtar Ab Oy, Siltala Yachts Oy, Tristan Boats Oy ja Volvo-Penta Norden Oy Ab.

Tutkija, filosofian lisensiaatti (fysiikka) Ari Saarinen ja erikoistutkija, tekniikan tohtori (akustiikka) Seppo Uosukainen VTT Rakennus- ja Yhdyskuntatekniikka tutkimusyksikön talotekniikka -ryhmästä ovat tarkastaneet vapaa-aikanaan käsikirjoituksen ja käytetyn terminologian. Kirjoitustyön aikana kirjoittaja on saanut arvokkaita ohjeita ja neuvoja tarkastajilta.

Kiitän tutkimuksen rahoittajia ja käsikirjoituksen tarkastajia Ari Saarista ja Seppo Uosukaista.

Espoo 10.5.2002

Pertti Hynnä
Tutkija, tekniikan lisensiaatti
VTT TUOTTEET JA TUOTANTO
Laiva- ja konetekniikka

Sisällys

ALKUSANAT	1
1 JOHDANTO	3
2 AKUSTIIKAN KÄSITTEITÄ	3
2.1 Akustiikka	3
2.2 Ääni ja melu	4
2.3 Vakiotaajuiset aallot	4
2.4 Kahden kenttäsuureen tulon aikakeskiarvo	6
2.5 Äänen eteneminen	6
2.6 Äänenpaine ja äänenpainetaso	7
2.7 Ekvivalentti A-äänitaso	9
2.8 Äänialtistustaso	9
2.9 Äänenpainetasojen yhteen- ja vähennyslaskua	10
3 PAINOTUSSUODATTIMET JA ÄÄNITASOMITTARIEN AIKAVAKIOT	13
4 ÄÄNEN ETENEMINEN ULKONA	17
5 ÄÄNEN INTENSITEETTI	20
6 ÄÄNITEHO	22
6.1 Äänitehotason määrittäminen	23
6.2 Äänenpainetaso laskenta äänitehotason avulla	23
7 ÄÄNEN ABSORPTIO	25
7.1 Äänen absorptio määrittäminen	25
7.2 Absorptiosuhde ja absorptioala	25
7.3 Absorbentti	25
8 ÄÄNENERISTÄVYYS	26
8.1 Ilmaääneneristävyys	26
8.2 Koinsidenssi-ilmiö	28
8.3 Aaltovastuslaki	29
8.4 Yksinkertaisen seinän ilmaääneneristävyys	30
8.5 Absorptiomateriaalin lisäyksen vaikutus alumiinilevyn ilmaääneneristävyyteen	33
8.6 Kaksinkertaisen seinän ilmaääneneristävyys	34
8.7 Ikkunarakenteiden ilmaääneneristävyys	35
8.8 Ilmaääneneristävyyden määrittäminen mittamalla	37
8.9 Ilmaääneneristysluku	37
9 MEKAANINEN VÄRÄHTELY	39
9.1 Sinimuotoinen värähtely	39
9.2 Mekaaninen mobiliteetti ja impedanssi	41
10 RUNKOÄÄNI	41
10.1 Runkoääniteho	41
10.2 Tehokalibrointi	42
10.3 Tehokalibrointi, kun lähde on paikalla	43
10.4 Säteilysuhteet	44
10.5 Runkoäänien säteily ilmaääniksi	46
11 MELUN VÄHENTÄMISEN PERIAATTEET	47
KIRJALLISUUS	48

AKUSTIIKAN PERUSKÄSITTEITÄ

1 JOHDANTO

Värähtely- ja äänitekniset ominaisuudet ovat tänä päivänä kilpailutekijä markkinoilla. Näiden ominaisuuksien saavuttamiseen liittyy kehitysristiriitoja. Uusien tai optimoitujen rakenteiden massa pienenee ja samalla konetehoja ja suoritusarvoja pyritään kasvattamaan, mikä vuorostaan pyrkii lisäämään ei haluttua tai haitallista värähtelyä ja ääntä eli tärinää ja melua. Äänen ja värähtelyn laatu eli se millaiseksi ihminen kokee kuulemansa äänen tai tuntemansa värähtelyn tulee entistä tärkeämmäksi.

Hiljaisten (vähämeluisten) koneiden, laitteiden, työpaikkojen ja ympäristön suunnitteluun (Low Noise Design) on kiinnitetty viime aikoina paljon huomiota (ks. esim. [1], [2], [3], [4], [5], [6]). Tämä on johtanut useiden kansallisten ja kansainvälisten standardien, ohjeiden ja suositusten julkaisemiseen (esim. [7], [8], [9], [10], [11], [12]).

Ääni- ja värähtelytekniisiä suureita voidaan mitata toistettavasti (repeatability) ja uusittavasti (reproducibility). Usein mitattavia suureita ovat esimerkiksi: äänenpaine, ääniteho, äänen intensiteetti, värähtelyn kiihtyvyys, mekaaninen mobiliteetti, laatua kuvaavat suureet ja niiden perusteella määritettävät indeksit ja runkoäänilähdettä kuvaavat suureet.

Jotta hiljaisten koneiden suunnittelu onnistuisi, tarvitaan ennustettavuutta suunnittelussa. Tähän päästään käyttämällä tarpeen ja suunnitteluvaiheen edellyttämiä kokeellisia, puolikokeellisia tai analyttisiä menetelmiä.

Värähtelyjen ja äänen syntyyn, leviämiseen, hallintaan ja vaikutuksiin liittyvien ilmiöiden ymmärtäminen helpottuu ja kommunikointi täsmentyy, jos peruskäsitteet ovat samalla tavalla määriteltyjä. Tässä esityksessä käsitellään lyhyesti peruskäsitteitä ja annetaan kirjallisuusviitteitä, joihin tutustumalla asioihin voi perehtyä syvällisemmin.

2 AKUSTIIKAN KÄSITTEITÄ

2.1 Akustiikka

Akustiikka on tiede, joka käsittelee ääntä, sen tuottamista, etenemistä ja vaikutuksia ([13], [14], [15]). Ääni ei tarkoita ainoastaan niitä ilmiöitä ilmassa, jota aiheuttavat kuuloaistimuksen, vaan kaikkia analogisia ilmiöitä, joita hallitsevat samat fysikaaliset periaatteet. Siten häiriöitä, joiden taajuus on liian alhainen (infraääni) tai liian suuri (ultraääni) normaalikuuloisen ihmisen kuultavaksi, pidetään myös ääninä. Näin määritellen voidaan puhua äänestä vedessä (nesteessä) tai kiinteissä aineissa ja esimerkiksi runkoäänestä. Akustiikka eroaa optiikasta siinä, että ääni on mekaanista aaltoliikettä, kun taas valo on sähkömagneettista aaltoliikettä.

2.2 Ääni ja melu

Ääneksi voidaan määritellä kaikki kuultavissa oleva värähtely ([13], [14]). Ihmiskorva reagoi pääasiassa paineen muutoksille ilmassa, minkä vuoksi äänellä yleensä tarkoitetaan ilman pitkittäistä painevärähtelyä. Akustisina häiriöinä, ääninä, voidaan pitää pieniamplitudisia häiriöitä staattisen ilmanpaineen ympärillä. Normaalikuuloisen ihmisen kuuloalue kattaa taajuu-
det noin 20 Hz - 20 kHz [13].

Melu on tarpeetonta tai haitallista ääntä [14]. Melulla tarkoitetaan terveydelle haitallista, ympäristön viihtyisyyttä merkityksellisesti vähentävää tai työntekoa merkityksellisesti haittaavaa ääntä taikka siihen rinnastettavaa tärinää [16]. Myös pieni- ja suuritaajuiset äänet (infra- ja ultraäänit), joita ihminen ei kuule, saattavat haitata ihmisen terveyttä. Melun aiheuttaman terveysvaaran arvioinnin perusteena käytetään lääketieteellistä tietämystä (ks. esim. [17]). Arvioinnissa otetaan huomioon myös erityisille riskiryhmille, kuten lapsille, kuulovammaisille ja sairaille, aiheutuva vaara. Elinympäristön riittävän hiljaisuuden turvaaminen on tärkeä hyvinvoinnin, elämän laadun, osatekijä. Suhteellisen hiljainekin normaalista poikkeava ääni saattaa haitata keskittymistä vaativaa työntekoa, lepoa tai virkistäytymistä. Erityistä huomiota meluun täytyy kiinnittää asumiseen käytettävillä alueilla, virkistysalueilla taajamissa ja taajamien välittömässä läheisyydessä, loma-asumiseen käytettävillä alueilla, leirintäalueilla, taajamien ulkopuolisilla virkistysalueilla ja luonnonsuojelualueilla (ks. esim. [7], [18], [19]). Ääntä, joka ei aiheuta virkistäytymiselle tai työnteolle merkityksellistä haittaa, ei pidetä meluna [16].

2.3 Vakiotaajuiset aallot

Akustinen häiriö on vakiotaajuinen, jos kenttämuuttujat vaihtelevat sinimuotoisesti ajan funktiona siten, että esimerkiksi äänenpaineelle $p(t)$ [13]

$$p(t) = p_{pk} \cos(\omega t - \phi) = p_{pk} \sin(\omega t - \phi') = \operatorname{Re} \widehat{p} e^{-i\omega t}, \quad (1)$$

missä p_{pk} (amplitudi tai paineen huippuarvo) (ks. alaindeksien merkintäsäännöt [20]), ω (kulmataajuus), \widehat{p} (kompleksinen paineamplitudi) ja ϕ (vaihevakio) ovat riippumattomia ajasta t . Re merkitsee kompleksiluvun reaaliosaa. Yhtälön (1) kolme lauseketta ovat ekvivalentteja, jos

$$\phi' = \phi - \frac{\pi}{2} \quad \text{ja} \quad \widehat{p} = p_{pk} e^{i\phi}, \quad (2)$$

koska

$$\sin\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right) = \cos \alpha \quad \text{ja} \quad e^{i\alpha} = \cos \alpha + i \sin \alpha. \quad (3)$$

Yhtälön (1) suureiden arvot vaihtelevat positiivisten ja negatiivisten arvojen välillä ja toistavat itsensä, kun niiden argumentit $\omega t - \phi$ tai $\omega t - \phi'$ muuttuvat määrällä 2π . Siten jakson aika $T = 2\pi / \omega$ ja jaksojen lukumäärä aikayksikköä kohti, taajuus f , on

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi}. \quad (4)$$

Taajuuden yksikkö on hertsi [Hz] ja 1 Hz vastaa 1 jaksoa sekuntia kohti [s⁻¹].

Vakiotaajuisella etenevällä tasoallolla äänenpaineen aaltomuoto on muotoa $p_{\text{pk}} \cos(\omega t - \phi_0)$, missä p_{pk} ja ϕ_0 ovat vakioita. Tällöin seuraava yhtälö on voimassa [13]

$$\begin{aligned} p(t) &= p_{\text{pk}} \cos[\omega(t - c^{-1}s) - \phi_0] = p_{\text{pk}} \cos(\omega t - ks - \phi_0) \\ &= p_{\text{pk}} \cos(\omega t - \mathbf{k} \cdot \mathbf{x} - \phi_0) = \text{Re } p_{\text{pk}} e^{i\phi_0} e^{i\mathbf{k} \cdot \mathbf{x}} e^{-i\omega t}, \end{aligned} \quad (5)$$

missä aaltoluku $k = \omega / c$ ja

$$\mathbf{k} = \frac{\omega}{c} \mathbf{n} = k \mathbf{n} \quad (6)$$

on aaltolukuvektori. Etäisyys s on määritetty pistetulon $\mathbf{n} \cdot \mathbf{x}$ avulla, missä \mathbf{n} on aallon etenemissuuntaan osoittava yksikkövektori. Vertaamalla yhtälöitä (1) ja (5) saadaan kompleksisen amplitudin lausekkeeksi

$$\hat{p}(\mathbf{x}) = p_{\text{pk}} e^{i\phi_0} e^{i\mathbf{k} \cdot \mathbf{x}} = p_{\text{pk}} e^{i\phi_0} e^{i\mathbf{k} \cdot \mathbf{x}}. \quad (7)$$

Yhtälön (5) avulla nähdään, että vakiotaajuinen etenevä tasoalto on jaksollinen ajan suhteen jakson ajan ollessa $1/f$ ja myös edetyn matkan suhteen jakson matkan, aallonpituuden, ollessa $\lambda = 2\pi / k$.

Aaltoluvun k , kulmataajuuden ω , taajuuden f , aallon etenemisnopeuden c ja aallonpituuden λ väliset yhtälöt voidaan esittää kootusti yhtälöillä

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c} = \frac{2\pi}{\lambda}. \quad (8)$$

Yhtälön (1) mukaisesti käyttäytyvien häiriöiden neliökeskiarvo ajan suhteen (mean squared pressure) $(p^2)_{\text{av}}$ ja tehollisarvo (root-mean-squared (rms) pressure) p_{rms} määritellään [13] siten, että

$$(p^2)_{\text{av}} = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} p^2(t) dt = p_{\text{rms}}^2, \quad (9)$$

missä T on aallonpituuden puolikkaiden jaksonaikojen kokonaislukumäärä tai loputtoman pitkä aikaväli. Trigonometrisen identiteetin

$$\cos^2 \alpha = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos 2\alpha \quad (10)$$

avulla nähdään, että $\cos^2(\omega t - \phi)$ vaihtelee keskiarvon $1/2$ ympärillä ja vaihtelun jaksonaika on $1/2f$. Siten yhtälöistä (1) ja (9) saadaan vastaavuudet [13]

$$(p^2)_{\text{av}} = p_{\text{rms}}^2 = \frac{1}{2} p_{\text{pk}}^2 = \frac{1}{2} |\widehat{p}|^2. \quad (11)$$

2.4 Kahden kenttäsuureen tulon aikakeskiarvo

Tarkastellaan kahta kenttäsuuretta, jotka vaihtelevat samalla taajuudella, mutta eivät välttämättä samassa vaiheessa. Merkitään [13]

$$X = \text{Re } \widehat{X} e^{-i\omega t}, \quad Y = \text{Re } \widehat{Y} e^{-i\omega t}, \quad (12)$$

silloin kenttäsuureiden X ja Y tulon aikakeskiarvo on

$$(XY)_{\text{av}} = \frac{1}{2} \text{Re } \widehat{X} \widehat{Y}^*, \quad (13)$$

missä \widehat{Y}^* on \widehat{Y} :n kompleksikonjugaatti.

2.5 Äänen eteneminen

Ääni etenee ilmassa pitkittäisinä puristusaaltoina pääasiassa lämpötilasta riippuvalla nopeudella (ks. riippuvuus korkeudesta ja ilmanpaineesta esim. [21]). Kineettisen ideaalikaasun teorian avulla voidaan johtaa ääniaallon etenemisnopeudeksi ilmassa [13]

$$c = \sqrt{\gamma RT}, \quad (14)$$

missä ilmalle tavanomaisissa lämpötiloissa vakio $\gamma = 1,4$ ja kaasuvakio $R = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ja T on lämpötila (kelvineissä). Käytännön tarpeita varten yhtälöstä (14) saadaan likiarvoyhtälö äänen nopeudelle c [m/s] ilmassa lämpötilan t [°C] funktiona [13]

$$c = 331 + 0,6 t. \quad (15)$$

Tätä yhtälöä käyttäen saadaan lämpötilassa 20 °C likiarvo äänen nopeudelle 343 m/s . Vastavasti tarkemmasta yhtälöstä (14) saadaan äänen nopeudelle 20 °C lämpötilassa arvo $c = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot (273,16 + 20)} \text{ m/s} = 343,2 \text{ m/s} \approx 343 \text{ m/s}$, minkä myös likiarvoyhtälö antaa.

Aaltoliikkeessä kahden perättäisen samassa liikevaiheessa olevan pisteen väliä kutsutaan aallonpituudeksi λ . Aaltoliikkeen värähtelyn taajuus f saadaan yhtälöstä

$$f = c / \lambda, \quad (16)$$

mistä nähdään, että pienitaajuisten äänien aallot ovat pitkiä ja suuritaajuisten äänien aallot ovat lyhyitä verrattuna useimpien esineiden mittoihin ympäristössä. Tällä on merkitystä ääniaaltojen heijastuessa ja taipuessa esteiden vaikutuksesta. Ainoastaan ääniaallon pituuden suuruusluokkaa olevat esteet vaikuttavat äänen etenemiseen.

Äänen nopeus vedessä c [m/s], kun lämpötila on välillä $0\text{ °C} - 20\text{ °C}$ ja ilmanpaine p välillä $0,1\text{ MPa} - 10\text{ MPa}$, saadaan yhtälöstä [13]

$$c = 1447 + 4,0\Delta T + (1,6 \times 10^{-6})p, \quad (17)$$

missä $\Delta T = T - 283,16$ (lämpötila 10 °C :een verrattuna) ja T on absoluuttinen lämpötila [K]. Siten esimerkiksi normaali-ilmanpaineessa ja 20 °C lämpötilassa äänen nopeus vedessä $c = 1487,16\text{ m/s} \approx 1500\text{ m/s}$.

Kiinteässä aineessa ääni etenee useina värähtelyn aaltomuotoina, esim.: pitkittäinen, poikittainen, vääntö- ja taivutusaalto. Levyrakenteessa pitkittäisen aallon etenemisen vaihenopeus c_L on vakio ja riippuu aineen tiheydestä ρ , kimmovakiosta E ja Poissonin vakiosta ν yhtälön

$$c_L = [E / \rho(1 - \nu^2)]^{1/2} \quad (18)$$

mukaan. Teräksellä $E = 2 \times 10^{11}\text{ Nm}^{-2}$ ja $\rho = 7,8 \times 10^3\text{ kg/m}^3$ ja $\nu = 0,28$, jolloin $c_L = 5270\text{ m/s}$. Taivutusaalloilla etenemisen vaihenopeus riippuu taajuudesta ja on siten dispersiivinen. Ohuelle levyille taivutusaallon vaihenopeus saadaan yhtälöstä

$$c_B = (2\pi f)^{1/2} (B / \rho h)^{1/4} \approx (1,8 c_L h f)^{1/2}, \quad (19)$$

missä taivutusjäykkyys $B = Eh^3 / 12(1 - \nu^2)$. Esimerkiksi teräslevylle, jonka paksuus on 10 mm vaihenopeus $c_B = 31\text{ m/s}$ ($\lambda_B = 3,1\text{ m}$), kun $f = 10\text{ Hz}$; $c_B = 98\text{ m/s}$ ($\lambda_B = 0,98\text{ m}$), kun $f = 100\text{ Hz}$; $c_B = 310\text{ m/s}$ ($\lambda_B = 0,31\text{ m}$) kun $f = 1\text{ kHz}$ ja $c_B = 970\text{ m/s}$ ($\lambda_B = 0,097\text{ m}$), kun $f = 10\text{ kHz}$.

2.6 Äänenpaine ja äänenpainetaso

Äänenpaine p (skalaarisuure) on äänikentästä aiheutuvan hetkellisen paineen ja staattisen paineen erotus. Käytännössä äänen aiheuttamat paineet ovat hyvin pieniä staattisiin arvoihin verrattuna. Staattinen ilmanpaine on $0,1\text{ MPa} = 0,1 \cdot 10^6\text{ Pa} = 10^5\text{ Pa} = 10^5\text{ Nm}^{-2}$ ja esimerkiksi puheäänen äänenpaine on noin $0,02\text{ Pa}$ normaalikeskustelun aikana.

Äänenpainetaso L_p (re $20\text{ }\mu\text{Pa}$) desibeleinä (ks. logaritmiset suureet ja yksiköt [22]) saadaan äänenpaineen tehollisarvosta p käyttäen yhtälöä

$$L_p(\text{re } 20\text{ }\mu\text{Pa}) = 10 \log_{10} \frac{p^2}{p_0^2} = 10 \lg \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \lg \frac{p}{p_0}, \quad (20)$$

missä vertailupaineen tehollisarvo $p_0 = 20\text{ }\mu\text{Pa}$ ilmassa ja $p_0 = 1\text{ }\mu\text{Pa}$ vedessä [23]. Äänenpainetaso yksikkönä on desibeli [dB]. Annettaessa äänenpainetaso lukuarvo desibeleinä täytyy antaa myös käytetty vertailupaine, koska tason lukuarvo riippuu käytetystä vertailuarvosta. Tästä olkoon esimerkkinä äänenpainetaso $L_p(\text{re } 20\text{ }\mu\text{Pa}) = 85\text{ dB}$, jossa vertailupaineen tehollisarvo on merkitty sulkuihin ja sen edessä on merkintä re (relative to, suhteessa johonkin). Puhuttaessa painotussuodattimilla painotetuista äänenpainetasoista käytetään usein lyhyempää nimitystä äänitaso ja sen yhteydessä mainitaan painotukseen käytetyn suodattimen tyyppi. Tämän käytännön mukaisesti A-painotetusta äänenpainetasosta käytetään nimitystä A-

äänitaso ja suodattimen tyyppi merkitään alaindeksiin, jolloin merkintä on L_{pA} . Äänenpainetaso L_p avulla saadaan äänenpaineen tehollisarvo p_{rms} yhtälöstä

$$p_{\text{rms}} = p_0 10^{L_p/20}, \quad (21)$$

mikä seuraa suoraan logaritmin määritelmästä. Äänenpainetaso 0 dB (re 20 μPa) vastaa äänenpaineen tehollisarvoa $p_{\text{rms}} = p_0 = 20 \mu\text{Pa} = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$, 20 dB tehollisarvoa $2 \times 10^{-4} \text{ Pa}$ ja 40 dB tehollisarvoa $2 \times 10^{-3} \text{ Pa}$. Joten äänenpainetaso 20 dB:n kasvu vastaa äänenpaineen kasvua 10-kertaiseksi. Äänenpaineen kaksinkertaistuksessa äänenpainetaso kasvaa 6 dB. Käytännössä esiintyvät äänenpaineet vaihtelevat alueella 0,000 02 Pa - 200 Pa, jolloin suurimman ja pienimmän paineen suhde on 10^7 . Äänenpaineet saadaan desibeliasteikkoa käyttäen äänenpainetasoina käytännölliselle asteikolle, jossa lukuarvot vaihtelevat tyypillisesti välillä 0–100 dB (Taulukko 1).

Kahden äänenpaineen neliökeskiarvon suhteesta saadaan äänenpainetasojen erotus yhtälöstä

$$L_{p2} - L_{p1} = 10 \lg \frac{p_2^2}{p_1^2}, \quad (22)$$

missä erotus $L_{p2} - L_{p1}$ ei riipu vertailupaineen p_0 valinnasta.

Taulukko 1. Esimerkkejä äänistä, joiden taso voisi vastata tiettyä kokonaislukuarvoa [13].

Esimerkkiäani	A-äänitaso [dB re 20 μPa]	Äänenpaine [Pa]
Lähellä suihkumoottoria (3 m etäisyydellä)	140	200
Kipukynnys ¹⁾	130	63
Rock-konsertti	120	20
Moottoripyörä kiihdytyksessä (5 m etäisyydellä)	110	6,3
Paineilmavasara (2 m etäisyydellä)	100	2
Meluisa tehdas	90	0,63
Pölyimuri	80	0,2
Vilkas liikenne	70	0,063
Kahden henkilön keskustelu	60	0,02
Hiljainen ravintola	50	0,006 3
Asuntoalue yöllä	40	0,002
Tyhjä elokuvateatteri	30	0,000 63
Lehtien kahina	20	0,000 2
Ihmisen hengitys (3 m etäisyydellä)	10	0,000 063
Tarkkakuuloisen henkilön kuulokynnys	0	0,000 02

1) Kipukynnyksen taso vaihtelee. Voimakkaat äänet aiheuttavat normaalikuuloisella kiputuntemuksen, kun A-äänitaso on noin 110–130 dB [18].

2.7 Ekvivalentti A-äänitaso

A-painotetun äänenpainetaso arvo sillä jatkuvalla tasaisella äänellä, jolla määritetyllä aikavälillä T on sama äänenpaineen tehollisarvo kuin tarkasteltavalla tasoltaan ajallisesti vaihtelevalla äänellä, on ekvivalentti A-äänitaso L_{Aeq} [dB] [8]. Se saadaan yhtälöstä

$$L_{\text{Aeq},T} = 10 \lg \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right], \quad (23)$$

missä määrittelyaikaväli T alkaa hetkellä t_1 ja päättyy hetkellä t_2 , p_0 on vertailuäänepaineen tehollisarvo ($20 \mu\text{Pa}$) ja $p_A(t)$ on äänisignaalin hetkellinen A-painotettu äänenpaine. Valtioneuvoston päätöksessä melutason ohjeistoista (993/92) [7] suureesta käytetään nimitystä A-painotettu ekvivalenttitaso. Ekvivalenttia A-äänitasa aikavälillä T kutsutaan myös aikavälin keskiäänitasoksi, $L_{A,T}$ desibeleinä, jolloin tunnuksessa yleensä ilmoitetaan keskiarvotukseen käytetty aika; esimerkiksi kahdeksan tunnin keskiäänitaso $L_{A,8h}$ (re $20 \mu\text{Pa}$) = 85 dB.

2.8 Äänialtistustaso

Kertailmiöitä kuvaamaan käytetään usein äänialtistustasoa, koska ekvivalentti A-äänitaso riippuu sekä äänitasosta että sen kestoajasta. Äänialtistustaso on tarkasteltavalla aikavälillä vallinnut samanarvoinen jatkuva äänitaso normalisoituna yhteen sekuntiin [14]. Toisin sanottuna: Äänialtistustaso on A-painotetun äänenpaineen tehollisarvon kertymää [Pa^2s] vastaava A-äänitaso, eli tarkasteltavana aikana vallinnut keskiäänitaso normalisoituna yhteen sekuntiin [24].

Erillisen tapahtuman synnyttämän lyhytkestoisen äänen äänialtistustaso saadaan yhtälöstä [8]

$$L_{\text{AE}} = 10 \lg \frac{1}{t_0} \int_{t_1}^{t_2} \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt, \quad (24)$$

jossa $p_A(t)$ on äänisignaalin hetkellinen A-painotettu äänenpaine, tapahtuman äänet sisältävä mittausaikaväli on $t_2 - t_1$, $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$ on vertailuäänepaineen tehollisarvo ja $t_0 = 1 \text{ s}$ on aikavälin vertailuarvo. Koko tutkittava ilmiö on sisällytettävä mittausaikaan. Jos mittausaika T esiintyy vain yksi kertailmiö, saadaan L_{Aeq} yhtälöstä

$$L_{\text{Aeq}} = L_{\text{AE}} - 10 \lg \frac{T}{T_0}, \quad (25)$$

missä $T_0 = 1 \text{ s}$.

2.9 Äänenpainetasojen yhteen- ja vähennyslaskua

Tarkastellaan äänikenttää, joka syntyy usean äänilähteen synnyttämistä äänistä. Tällöin äänenpaine $p(t)$ tietyssä pisteessä on yksittäisten äänilähteiden synnyttämien äänenpainoiden aaltomuotojen $p_s(t)$ ($s = 1, 2, \dots$) summa. Oletetaan, että jos ainoastaan äänilähteen s voimakkuutta muutetaan, niin silloin ainoastaan siihen liittyvä termi $p_s(t)$ muuttuu. Kun ollaan kiinnostuneita ainoastaan yhdestä äänilähteestä $p_s(t)$, kaikkien muiden äänilähteiden synnyttämää ääntä voidaan pitää taustaääninä. Tällöin äänenpaine $p(t)$ voidaan lausua summana $p(t) = p_s(t) + p_{bg}(t)$, missä $p_{bg}(t)$ on taustaääni. Kaksi äänilähdettä s_1 ja s_2 ovat keskenään epäkoherentteja, jos missä tahansa pisteessä ja millä tahansa taajuuskaistalla b aikakeskiarvo [13]

$$[p_{s_1, b}(t)p_{s_2, b}(t)]_{av} = 0. \quad (26)$$

Epäkoherenttien äänilähteiden äänenpainoiden neliökeskiarvot voidaan summata neliöllisesti [13]

$$(p^2)_{av} = (p_1^2)_{av} + (p_2^2)_{av} + \dots + (p_n^2)_{av}. \quad (27)$$

Sama pätee taajuuskaistalle ja mille tahansa taajuuspainotukselle. Kun yhtälön (27) molemmat puolet jaetaan vertailuäänepaineen tehollisarvon neliöllä, saadaan

$$\frac{(p^2)_{av}}{p_0^2} = \frac{(p_1^2)_{av}}{p_0^2} + \frac{(p_2^2)_{av}}{p_0^2} + \dots + \frac{(p_n^2)_{av}}{p_0^2}. \quad (28)$$

Kun nyt otetaan yhtälön (28) molemmilta puolilta 10-kantainen logaritmi ja kerrotaan se kymmenellä, saadaan

$$10 \log_{10} \frac{(p^2)_{av}}{p_0^2} = 10 \log_{10} \left(\frac{(p_1^2)_{av}}{p_0^2} + \frac{(p_2^2)_{av}}{p_0^2} + \dots + \frac{(p_n^2)_{av}}{p_0^2} \right). \quad (29)$$

Äänenpainetason määritelmän mukaan (yhtälö (20)) yhtälön (29) vasemmalla puolella on summäänenpaineen taso L_p ja oikealla puolella kukin summattava termi i voidaan esittää muodossa $\frac{(p_i^2)_{av}}{p_0^2} = 10^{L_{pi}/10}$. Tällöin epäkoherenttien äänilähteiden äänenpainoiden neliöllisestä summautumisesta yhtälö (27) ja yhtälöstä (29) seuraa, että niiden synnyttämät äänenpainetasot L_{pi} voidaan laskea yhteen seuraavan yhtälön mukaisesti

$$L_p = 10 \cdot \lg \sum_{i=1}^n 10^{L_{pi}/10}, \quad (30)$$

missä n on yhteenlaskettavien äänenpainetasojen lukumäärä. Merkintä $s = \sum_{i=1}^n x_i$ tarkoittaa summaa $s = x_1 + x_2 + \dots + x_n$, missä lasketaan indeksin i osoittamat termit x_i järjestyksessä 1 ... n yhteen.

Esim. 1. Laskettava yhteen A-äänitasot 82,3 dB ja 78,0 dB (re 20 μ Pa).

Ratkaisu: Yhtälön (30) mukaan L_{pA} (re 20 μ Pa) = $10 \cdot \lg(10^{82,3/10} + 10^{78,0/10}) = 83,7$ dB.

Yhteenlaskettavien äänenpainetasojen erotuksen ΔL [dB] perusteella voi päätellä vaikuttaako pienempi summattava kokonaistasoon ja miten paljon (Taulukko 2).

Taulukko 2. Suurempaan äänenpainetasoon L_1 lisättävät desibelit $\Delta L_{\text{lisä}} = 10 \lg(1 + 10^{-\Delta L/10})$, kun yhteenlaskettavien äänenpainetasojen erotus $L_1 - L_2 = \Delta L$ [dB] tunnetaan.

ΔL [dB]	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\Delta L_{\text{lisä}}$ [dB]	3,01	2,54	2,12	1,76	1,46	1,19	0,97	0,79	0,64	0,51	0,41	0,33	0,27	0,21

Esim. 2. Laske yhteen äänenpainetasot 85 dB ja 85 dB. Ratkaisu $\Delta L = 0$ dB, joten $\Delta L_{\text{lisä}} = 3,01$ dB ja kokonaistaso $L_{\text{kok}} = L_1 + \Delta L_{\text{lisä}} = 85$ dB + 3,01 dB \approx 88 dB.

Esim. 3. Laske yhteen äänenpainetasot 96 dB + 87 dB. Ratkaisu $\Delta L = 9$ dB, joten $\Delta L_{\text{lisä}} = 0,51$ dB ja kokonaistaso $L_{\text{kok}} = L_1 + \Delta L_{\text{lisä}} = 96$ dB + 0,51 dB \approx 96,5 dB. Tarkistus yhtälön (30) avulla $L_{\text{kok}} = 10 \lg(10^{96/10} + 10^{87/10}) = 96,5$ dB.

Taulukosta 2 havaitaan, että summattaessa kaksi yhtä suurta äänenpainetasoa, summataso saadaan lisäämällä toiseen tasoon 3 dB. Jos toinen yhteenlaskettavista tasoista on 10 dB pienempi kuin suurempi, kasvaa suurempi taso vain 0,4 dB eli vaikutus on mitätön. Näillä säännöillä voi arvioida toisen yhteenlaskettavan tason vaikutusta summatasoon. Tällä on merkitystä esimerkiksi arvioitaessa taustamelun tason vaikutusta mittaustuloksiin. Taustamelu ei vaikuta häiritsevästi mittaustuloksiin, jos sen taso on 10 dB pienempi kuin mitattavan äänen taso.

Yleensä tulokset pyöristetään täysiin desibeleihin, ellei esimerkiksi haluta tarkistamisen vuoksi säilyttää niitä.

Esim. 4. Työntekijän paikalla on mitattu taustääänelle A-äänitaso $L_{A, tausta}$ (re 20 μPa) = 83 dB. Työpaikalle pitäisi hankkia lisää yksi kone. Paljonko uuden koneen A-äänitaso $L_{A, kone}$ saisi enintään olla, että kokonaisäänitaso $L_{A, kok}$ (re 20 μPa) = 85 dB ei ylittyisi [26]?

Ratkaisu: Oletetaan, että uuden koneen synnyttämä ääni ja entinen taustääni ovat epäkoherentteja, jolloin ne voidaan summata tasoina. Tällöin äänenpaineiden neliöiden summautumisesta seuraa, että

$$L_{A, kok} = L_{A, kone} + L_{A, tausta}$$

$$L_{A, kone} \leq L_{A, kok} - L_{A, tausta}$$

$$L_{A, kone} \leq 10 \lg \left(\frac{p_{A, kok}^2}{p_0^2} - \frac{p_{A, tausta}^2}{p_0^2} \right) = 10 \lg (10^{L_{A, kok}/10} - 10^{L_{A, tausta}/10})$$

$$L_{A, kone} \text{ (re 20 } \mu\text{Pa)} \leq 10 \lg (10^{85/10} - 10^{83/10}) = 80,7 \text{ dB, vaaditaan } L_{A, kone} \text{ (re 20 } \mu\text{Pa)} \leq 80 \text{ dB.}$$

Esim. 5. Koneen ollessa pysähdyksissä on mitattu taustan A-äänitaso $L_{A, tausta}$ (re 20 μPa) = 79 dB. Sitten kone käynnistettiin ja sen jälkeen mitattiin koneen ja taustan yhdessä synnyttämä A-äänitaso $L_{A, kok}$ (re 20 μPa) = 86 dB. Mikä on koneen yksinään synnyttämä A-äänitaso [26]?

Ratkaisu: Oletetaan, että koneen synnyttämä ääni ja taustääni ovat epäkoherentteja, jolloin äänenpaineet summautuvat neliöllisesti. Tällöin

$$L_{A, kok} = L_{A, tausta} + L_{A, kone}$$

$$\Delta L = L_{A, kok} - L_{A, tausta}$$

$$L_{A, kone} = L_{A, kok} - L_{A, tausta}$$

$$= 10 \lg (10^{L_{A, kok}/10} - 10^{L_{A, tausta}/10})$$

$$= 10 \lg (10^{L_{A, kok}/10} - 10^{(L_{A, kok} - \Delta L)/10}) = 10 \lg (10^{L_{A, kok}/10}) + 10 \lg (1 - 10^{-\Delta L/10})$$

$$= L_{A, kok} + \Delta L_{\text{korj}}, \text{ missä } \Delta L_{\text{korj}} = 10 \lg (1 - 10^{-\Delta L/10})$$

$$= 86 \text{ dB} + 10 \lg (1 - 10^{-7/10}) = 86 \text{ dB} - 0,97 \text{ dB} \approx 85 \text{ dB.}$$

Tarkistus

$$L_{A, kone} + L_{A, tausta} = 10 \lg (10^{L_{A, kone}/10} + 10^{L_{A, tausta}/10}) = 10 \lg (10^{85/10} + 10^{79/10}) = 85,97 \text{ dB} \approx 86 \text{ dB.}$$

Esim. 6. Kuinka suuri korjaus [dB] täytyy lisätä äänitason mittaustulokseen, jos mitatun äänitason ja mitatun taustan äänitason erotus on a) 1 dB, b) 3 dB, c) 6 dB ja d) 10 dB [26]?

Ratkaisu: katso korjaustermi edellä olleesta esimerkistä (Esim. 5), jolloin saadaan

$$\text{a) } \Delta L_{\text{korj}} = 10 \lg (1 - 10^{-\Delta L/10}) = 10 \lg (1 - 10^{-1/10}) \approx -6,9 \text{ dB}$$

$$\text{b) } \Delta L_{\text{korj}} = 10 \lg (1 - 10^{-3/10}) \approx -3,0 \text{ dB}$$

$$\text{c) } \Delta L_{\text{korj}} = 10 \lg (1 - 10^{-6/10}) \approx -1,3 \text{ dB}$$

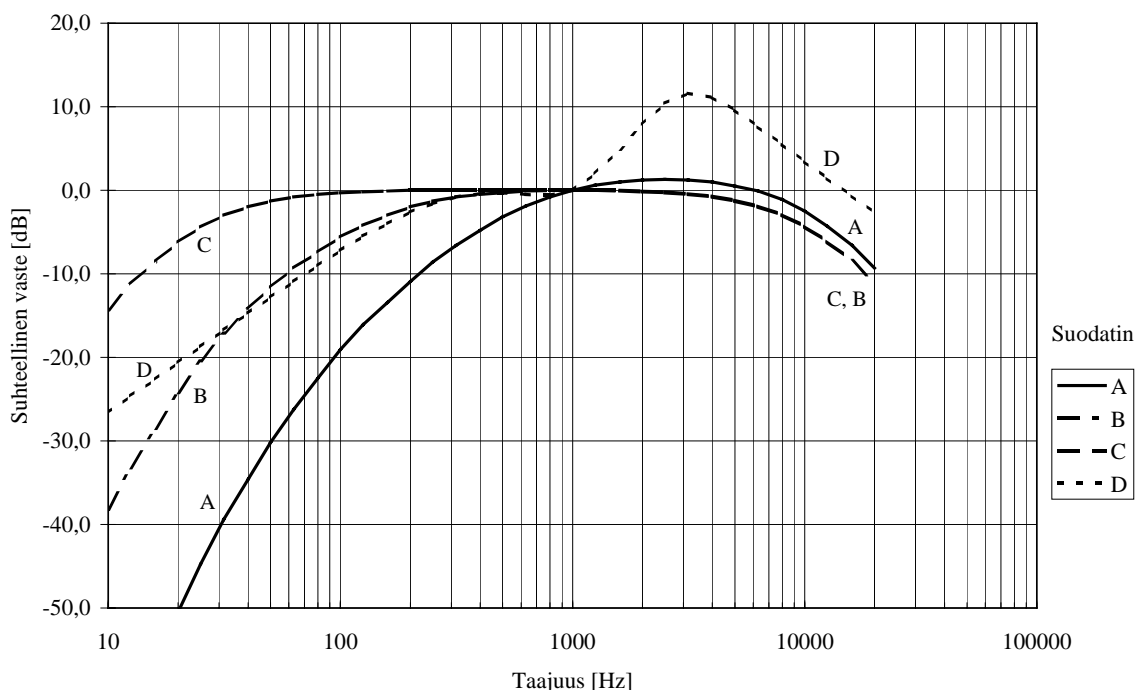
$$\text{d) } \Delta L_{\text{korj}} = 10 \lg (1 - 10^{-10/10}) \approx -0,5 \text{ dB}$$

Korjaus on arvo, joka on lisättävä alkuperäiseen mittaustulokseen, jotta saataisiin korjattu mittaustulos [25]. Lisää laskentaesimerkkejä löytyy esimerkiksi viitteestä [26].

3 PAINOTUSSUODATTIMET JA ÄÄNITASOMITTARIEN AIKAVAKIOT

Äänitaso on äänenpainetason taajuuspainotettu arvo [14]. Ääniteknisissä mittauksissa taajuuspainotukseen käytetään mittauksia varten standardoituja suodattimia A-, B-, C- ja D-suodatinta [27], [28]. Niiden vaste vapaassa äänikentässä on esitetty alla (Kuva 1). Käytetyn taajuuspainotuksen mukaisesti puhutaan esimerkiksi A-äänitasosta 85 dB, kun äänitason mitaus on tehty A-suodatinta käyttäen. Painotussuodattimien taajuusvaste jäljittelee jotakin korvan herkkyyssäilyä, jotta mittaustulokset vastaisivat kuulovaikutelmaa [29].

A-suodatin on vakiintunut käyttöön, koska useimmat viranomaismääräykset ja standardit perustuvat sen käyttöön. B- ja C-suodattimet on alunperin suunniteltu haluttaessa mitata voimakkaampia ääniä kuin mille A-suodatin on katsottu soveltuvan. Ne ovat jäämässä pois käytöstä, koska niillä mitatut tulokset eivät korreloi hyvin melun haittavaikutusten kanssa. D-suodatinta käytetään mitattaessa lentokoneiden synnyttämää ääntä, mutta nykyisin yhä useammin käytetään A-suodatinta, ainakin haittavaikutusta mitattaessa.



Kuva 1. Standardoitujen painotussuodattimien suhteellinen vaste vapaassa äänikentässä.

Standardoidut äänitasomittarit osoittavat äänenpaineen lineaarista tai painotussuodattimella painotettua tehollisarvoa desibeleinä. Mittarien ilmaisimen aikavakiona käytetään seuraavia aikavakioita [27]: S (hidas, slow; 1 s), F (nopea, fast; 0,125 s) ja I (impulssi, Impulse; nousuaika 35 ms, laskuaika 1,5 s). Kun käytetään F tai S aikavakiota, mittari ilmaisee signaalin tehollisarvon, jonka keskiarvotusaika vastaa kyseistä aikavakiota. Impulssiaikavakiota käytettäessä mittari ilmaisee signaalin lyhytaikaisen tehollisarvon maksimiarvon. Yleensä mittauksissa käytetään F-aikavakiota. S-aikavakio helpottaa silmämääräistä mittarin lukemista, jos signaalin taso vaihtelee nopeasti. Nykyaikaisissa mittareissa saadaan esimerkiksi jatkuva samanarvoinen äänitaso L_{Aeq} suoraan digitaalinityöltä.

Painotussuodattimien suhteellisen vasteen arvot [dB] on esitetty myös taulukoituina standardeissa (Taulukko 3).

Taulukko 3. Standardoitujen A-, B-, C- ja D-painotussuodattimien suhteellinen vaste [dB] vapaassa äänikentässä mittauksessa käytettävien suodattimien keskitaajuuden f funktiona [27] ja [28]. Oktaavien keskitaajuudet on lihavoitu (ks. [30]). Oktaaviin kuuluu 3 terssiä, joista alempi on oktaavin keskitaajuuden ala- ja ylempi keskitaajuuden yläpuolella.

Nimellinen keskitaajuus f [Hz]	Tarkka keskitaajuus f [Hz]	A [dB]	B [dB]	C [dB]	D [dB]
10	10,00	-70,4	-38,2	-14,3	-26,6
12,5	12,59	-63,4	-33,2	-11,2	-24,6
16	15,85	-56,7	-28,5	-8,5	-22,6
20	19,95	-50,5	-24,2	-6,2	-20,6
25	25,12	-44,7	-20,4	-4,4	-18,7
31,5	31,62	-39,4	-17,1	-3,0	-16,7
40	39,81	-34,6	-14,2	-2,0	-14,7
50	50,12	-30,2	-11,6	-1,3	-12,8
63	63,10	-26,2	-9,3	-0,8	-10,9
80	79,43	-22,5	-7,4	-0,5	-9,0
100	100,0	-19,1	-5,6	-0,3	-7,2
125	125,9	-16,1	-4,2	-0,2	-5,5
160	158,5	-13,4	-3,0	-0,1	-4,0
200	199,5	-10,9	-2,0	0,0	-2,6
250	251,2	-8,6	-1,3	0,0	-1,6
315	316,2	-6,6	-0,8	0,0	-0,8
400	398,1	-4,8	-0,5	0,0	-0,4
500	501,2	-3,2	-0,3	0,0	-0,3
630	631,0	-1,9	-0,1	0,0	-0,5
800	794,3	-0,8	0,0	0,0	-0,6
1 000	1 000	0,0	0,0	0,0	0,0
1 250	1 259	0,6	0,0	0,0	2,0
1 600	1 585	1,0	0,0	-0,1	4,9
2 000	1 995	1,2	-0,1	-0,2	7,9
2 500	2 512	1,3	-0,2	-0,3	10,4
3 150	3 162	1,2	-0,4	-0,5	11,6
4 000	3 981	1,0	-0,7	-0,8	11,1
5 000	5 012	0,5	-1,2	-1,3	9,6
6 300	6 310	-0,1	-1,9	-2,0	7,6
8 000	7 943	-1,1	-2,9	-3,0	5,5
10 000	10 000	-2,5	-4,3	-4,4	3,4
12 500	12 590	-4,3	-6,1	-6,2	1,4
16 000	15 850	-6,6	-8,4	-8,5	-0,7
20 000	19 950	-9,3	-11,1	-11,2	-2,7

Huomautus: Tarkat keskitaajuudet lasketaan lausekkeesta $1000 \times 10^{3n/10}$ oktaavisuodattimille ja lausekkeesta $1000 \times 10^{n/10}$ terssisuodattimille, missä n on positiivinen tai negatiivinen kokonaisluku tai nolla [30].

Terssi- tai oktaavikaistoittain mittauksia tehtäessä käytetään yleensä lineaarista taajuuspainotusta (eli ei lainkaan painotusta), koska painotussuodattimen vaimennuksella on aina jokin äärellinen toleranssi Δ , joka on välillä $-0,5 \text{ dB} \leq \Delta \leq 6 \text{ dB}$ (ks. [27], [30]). Lineaarista painotusta käyttäen tehdyistä mittaustuloksista on helppo laskea mikä tahansa taajuuspainotettu arvo käyttäen standardisoituja suhteellisen vasteen (vaimennuksen) arvoja (*Taulukko 3*).

Mittauksia tehtäessä on syytä kiinnittää huomiota siihen, että suodattimen taajuuskaistan alaja ylärajataajuutta vastaavalla taajuusvälillä signaalit pystytään mittaamaan käytetyillä antureilla tai mikrofoneilla luotettavasti.

Oktaavikaistan alarajataajuudelle f_1 ja ylärajataajuudelle f_2 saadaan kaistan keskitaajuuden $f_m = \sqrt{f_1 f_2}$ avulla lausekkeet $f_1 = f_m / \sqrt{2} \cong 0,7071 f_m$ ja $f_2 = f_m \sqrt{2} \cong 1,4142 f_m$, missä $f_2 = 2 f_1$ [30]. Erotus $f_2 - f_1 \approx 0,7 f_m$.

Terssikaistan alarajataajuudelle f_1 ja ylärajataajuudelle f_2 saadaan kaistan keskitaajuuden $f_m = \sqrt{f_1 f_2}$ avulla lausekkeet $f_1 = f_m / \sqrt[6]{2} = f_m 2^{-1/6} \cong 0,8909 f_m$ ja $f_2 = f_m \sqrt[6]{2} = f_m 2^{1/6} \cong 1,1225 f_m$, missä $f_2 = f_1 \sqrt[3]{2} \cong 1,2599 f_1$ [30]. Erotus $f_2 - f_1 \approx 0,23 f_m$.

Esimerkiksi oktaavikaistan 31,5 Hz alarajataajuus käytettäessä nimellistä keskitaajuutta on $f_1 = f_m / \sqrt{2} \cong 0,7071 f_m = 0,7071 \cdot 31,5 \text{ Hz} \approx 22,3 \text{ Hz}$. Oktaavikaistan 8 kHz ylärajataajuus käytettäessä nimellistä keskitaajuutta $f_2 = f_m \sqrt{2} \cong 1,4142 f_m = 1,4142 \cdot 8 \text{ kHz} \approx 11,3 \text{ kHz}$. Tarkkaa keskitaajuutta käytettäessä saadaan lähes sama lopputulos $f_2 = 1,4142 \cdot 7943 \text{ Hz} = 11,23 \text{ kHz}$. Oktaavikaista 8 kHz sisältää teressin 10 kHz, jolle saadaan ylärajataajuus laskemalla se kyseistä teressin laskentakaavaa käyttäen $f_2 = 1,1225 \cdot 10\,000 \text{ Hz} = 11,23 \text{ kHz}$. Nähdään, että päädytään samaan ylärajataajuuteen laskemalla oktaavikaistan keskitaajuutta käyttäen tai oktaavin sisältämän ylimmän teressin keskitaajuutta käyttäen.

Tarkastellaan seuraavassa esimerkissä miten mitatuista lineaarisista äänenpainetasoista saadaan laskettua taajuuspainotettu arvo.

Esim. 7. Vaihteen lineaariset äänenpainetasot tunnetaan oktaavikaistoittain. Laske A-äänitaso.

Oktaavin keskitaajuus f [Hz]	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
Äänenpainetaso [dB]	63,6	78,7	78,7	84,4	84,9	67,6	62,4

Ratkaisu: Summaa etumerkkeineen lineaarinen äänenpainetaso ja A-painotus (Taulukko 3), jolloin saadaan A-painotettu äänenpainetaso oktaavikaistoittain. Tämän jälkeen summataan oktaavikaistojen tasot, jolloin saadaan:

Oktaavin keskitaajuus f [Hz]	Lineaarinen äänenpainetaso L_{pi} [dB re 20 μ Pa]	A-painotus A_{fi} [dB]	A-painotettu äänenpainetaso L_{pAi} [dB re 20 μ Pa]
125	63,6	-16,1	47,5
250	78,7	-8,6	70,1
500	78,7	-3,2	75,5
1 000	84,4	0	84,4
2 000	84,9	+1,2	86,1
4 000	67,6	+1,0	68,6
8 000	62,4	-1,1	61,3

A-äänitaso L_{pA} lasketaan A-painotetuista äänenpainetasoista yhtälöstä

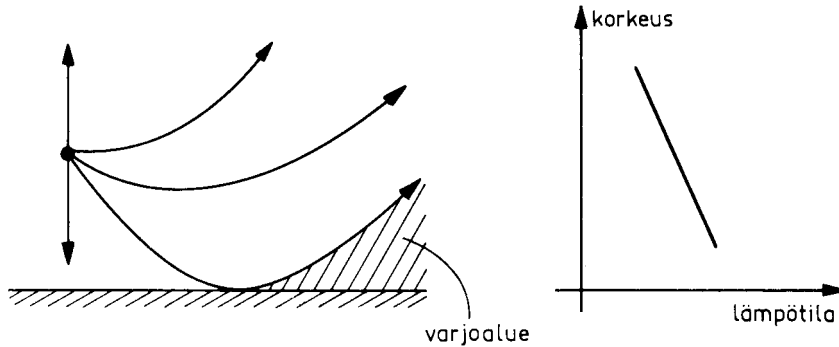
$$L_{pA}(\text{re } 20 \mu\text{Pa}) = 10 \lg \left(\sum 10^{(L_{pi} + A_{fi})/10} \right) = 10 \lg \left(\sum 10^{(L_{pAi})/10} \right) \quad (31)$$

$$= 10 \lg (10^{47,5/10} + 10^{70,1/10} + 10^{75,5/10} + 10^{84,4/10} + 10^{86,1/10} + 10^{68,6/10} + 10^{61,3/10})$$

$$= 88,7 \text{ dB} \approx 89 \text{ dB.}$$

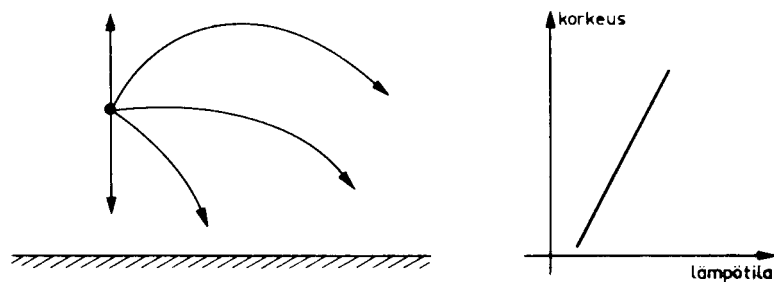
4 ÄÄNEN ETENEMINEN ULKONA

Äänen etenemistä ulkona ilmakehässä voidaan havainnollistaa äänisäteiden avulla. Päivällä ilmakehän lämpötila yleensä laskee siirryttäessä maanpinnalta ylöspäin, jolloin äänen nopeus yhtälön (15) mukaisesti pienenee. Tässä tilanteessa äänisäteet taipuvat ylöspäin (Kuva 2). Kuvasta havaitaan, että näissä oloissa saattaa syntyä varjoalueita, joihin ääni ei etene lainkaan.



Kuva 2. Äänisäteet ilmakehässä ja ilmakehän lämpötila korkeuden funktiona [29].

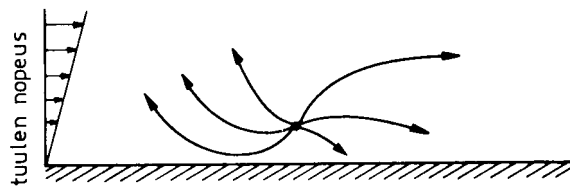
Joskus, esimerkiksi kirkkaina öinä, ilmakehän lämpötila voi nousta korkeuden kasvaessa. Tätä ilmiötä kutsutaan inversioksi. Tällöin äänisäteet taipuvat alaspäin (Kuva 3). Inversio-



Kuva 3. Äänisäteet ilmakehässä ja ilmakehän lämpötila korkeuden funktiona inversio-oloissa [29].

oloissa ääni voi edetä maanpinnalla olevien esteiden yli pitkiäkin matkoja ja tällöin ääni tuntuu tulevan ylhäältä päin.

Väliaineen (ilman) liikkeen nopeus summautuu (superponoituu) ääniaallon etenemisnopeuteen. Tasainen puuskaton ja pyörteetön tuuli ei periaatteessa vaimenna ääntä, vaan vaimeneminen tapahtuu ilman pyörteiden vaikutuksesta. Tuulen nopeus kasvaa yleensä korkeuden funktiona. Äänen eteneminen myötätuuleen vastaa inversio-oloissa tapahtuvaa etenemistä (Kuva 4).



Kuva 4. Tuulen vaikutus äänen etenemiseen [29].

Teknisiä tarkoituksia varten äänen etenemisvaimennus ulkona pistemäisestä äänilähteestä vastaanottopisteeseen voidaan laskea esimerkiksi standardoitua ISO 9613-2: 1996 [12] mukaista menetelmää käyttäen suotuisissa meteorologisissa oloissa. Näitä tilanteita ovat: eteneminen myötätuuleen tai eteneminen hyvin kehittyneessä lämpötilainversiossa, joka yleensä esiintyy yöllä; menetelmä ei kata veden yläpuolista inversiokerrosta, jossa tällä menetelmällä ennustetut arvot voivat jäädä liian pieniksi. Menetelmässä lähdetään äänilähteen äänitehotasoista oktaavikaistoilla 63 Hz - 8 kHz. Jos vain A-painotettu tehotaso tunnetaan voidaan vaimennus arvioida käyttäen vaimennusta oktaavikaistalla 500 Hz. Algoritmeissa otetaan huomioon seuraavat fysikaaliset ilmiöt: geometrinen leviämismvaimennus, ilmakehän absorptio, maanpinnan absorptio, heijastus pinnoista ja esineiden estevaikutus. Menetelmä soveltuu tuulen nopeuksille 1 m/s - 5 m/s, jotka on mitattu 3 - 11 m korkeudella ja tuulen suunta on $\pm 45^\circ$:n kulmassa hallitsevasta äänilähteestä vastaanottoalueen keskelle vedettyyn linjaan, kun ei ole voimakasta inversiota maanpinnan lähellä eikä sada voimakkaasti.

Oktaavikaistalla ekvivalentti jatkuva myötätuulen (downwind) äänenpainetaso, $L_{fT}(DW)$, vastaanottopisteessä täytyy laskea kullekin pistelähteelle yhtälöstä [12]

$$L_{fT}(DW) = L_W + D_c - A, \quad (32)$$

missä L_W on äänilähteen äänitehotaso [dB re 1 pW] oktaavikaistalla; D_c on suuntakorjaus [dB], joka kuvaa miten paljon äänilähteen ekvivalentti äänenpainetaso poikkeaa kyseisessä suunnassa ympärisäteilevän pistelähteen, jonka äänitehotaso on L_W , synnyttämästä äänenpainetasosta; D_c sisältää pistelähteen suuntaavuusindeksin D_I ja indeksin D_Ω , joka ottaa huomioon äänen etenemisen pienempään avaruuskulmaan kuin 4π sr (steradiaani); ympärisäteilevällä pistelähteellä, joka säteilee koko avaruuteen, $D_c = 0$ dB; A [dB] on etenemisvaimennus oktaavikaistalla pistelähteestä vastaanottopisteeseen.

Etenemisvaimennustermi A lasketaan yhtälöstä

$$A = A_{div} + A_{atm} + A_{gr} + A_{bar} + A_{misc} \quad (33)$$

missä A_{div} on geometrinen leviämismvaimennus, A_{atm} on ilmakehän absorption aiheuttama vaimennus, A_{gr} on maanpinnan vaimennus, A_{bar} on esteiden vaimennus ja A_{misc} on muiden ilmiöiden aiheuttama vaimennus. Näistä geometrinen leviämismvaimennus ja ilmakehän vaimennus ovat lukuarvoltaan suurimmat termit vapaassa äänikentässä, jossa ei ole esteitä ja jossa maanpinta on kova. Usein tehtäessä teknisiä arvioita lähietäisyyksille riittää kun arvioidaan näiden termien vaikutus. Kun tehdään ympäristömelun leviämislaskelmia, otetaan muutkin vaimennusilmiöt huomioon standardien mukaisesti. Usein mittauksia tehdään noin 30 m etäisyydellä, jolloin ainoastaan geometrisella leviämismvaimennuksella on merkitystä.

Geometrinen leviämismvaimennus, kun ääni etenee pallomaisesti, lasketaan yhtälöstä

$$A_{div} = 20 \lg(d/d_0) + 11 \text{ [dB]}, \quad (34)$$

missä d [m] on etäisyys äänilähteestä vastaanottopisteeseen ja vertailuetäisyys $d_0 = 1$ m. Vakio 11 dB yhtälössä (34) liittyy ympärisäteilevän pistelähteen äänitehotason äänenpainetasoon 1 m:n etäisyydellä.

Ilmakehän absorptiosta johtuva vaimennus A_{atm} [dB] matkalla d [m] saadaan yhtälöstä

$$A_{\text{atm}} = \alpha d / 1000, \quad (35)$$

missä α on ilmakehän absorptiokerroin [dB/km] kunkin oktaavikaistan keskitaajuudella (ks. Taulukko 4). Ilmakehän aiheuttama absorptio riippuu ilman lämpötilasta, suhteellisesta kosteudesta, äänen taajuudesta ja vallitsevasta ilmanpaineesta. Kun ääni etenee ulkona, sääolosuhteiden muutokset voivat vaikuttaa kohteen äänitasoon, jos äänilähteen ja kohteen välinen etäisyys on vähintään noin 30 m [10], [24]. Tästä syystä ulkomittauksissa äänilähteen synnyttämää äänitasaota mitattaessa mittausetäisyytenä käytetään enintään noin 30 m:n etäisyyttä, jos halutaan välttää sääolosuhteiden vaikutus mittaustulokseen. Yleensä äänen edetessä suuritaajuiset äänet vaimenevat nopeammin kuin pienitaajuiset äänet, joten äänen taajuusjakautuma muuttuu.

Taulukko 4. Ilmakehän vaimennuskerroin α melun oktaavikaistoilla ilman eri lämpötiloissa t ja suhteellisella kosteudella RH [12].

t [°C]	RH [%]	Ilmakehän vaimennuskerroin α [dB/km]							
		Nimellinen oktaavin keskitaajuus [Hz]							
		63	125	250	500	1 000	2 000	4 000	8 000
10	70	0,1	0,4	1,0	1,9	3,7	9,7	32,8	117
20	70	0,1	0,3	1,1	2,8	5,0	9,0	22,9	76,6
30	70	0,1	0,3	1,0	3,1	7,4	12,7	23,1	59,3
15	20	0,3	0,6	1,2	2,7	8,2	28,2	88,8	202
15	50	0,1	0,5	1,2	2,2	4,2	10,8	36,2	129
15	80	0,1	0,3	1,1	2,4	4,1	8,3	23,7	82,8

Muiden vaimennustermien laskemiseksi katso ohjeita kyseisestä standardista.

Ääniteknisten mittausten vertailtavuus ja luotettavuus ovat tärkeitä, kun mittaustulosten perusteella tehdään johtopäätöksiä. Mittaustulosten epävarmuuteen vaikuttavat esimerkiksi mitauslaitteiden tarkkuus, mittausmenetelmän tarkkuus, mittaajan aiheuttamat ääniheijastukset, mitattavien äänilähteiden äänensäteilyn vaihtelu, sääolot ja taustamelu [24]. Usein tuulen nopeus ja suunta vaikuttavat voimakkaimmin äänen etenemisvaimenemiseen aiheuttaen mittaustuloksiin epävarmuutta erityisesti, jos mittausetäisyys on yli 30 m. Mittaustulosten epävarmuus kasvaa mittausetäisyyden kasvaessa (*Taulukko 5*).

Taulukko 5. Mittaustulosten epävarmuus eri mittausetäisyyksillä [24].

tulosten epävarmuus ΔL	2 dB	4 dB	7 dB
mittausetäisyys	30 m	100 m	500 m

Mittaustulosten epävarmuutta voidaan parantaa huomattavasti tekemällä useita toisistaan riippumattomia mittauksia. Mittauksia voidaan pitää toisistaan riippumattomia, mikäli ne tehdään eri päivinä, mieluummin ei aivan perättäisinä päivinä [24].

Äänitasomittarien tarkkuus jatkuvaa ääntä mitattaessa on karkeasti itseisarvoltaan mittarin tarkkuusluokkanumero + 1 dB, mikä tarkoittaa tarkkuutta ± 1 dB tarkkuusluokassa 0, ± 2 dB tarkkuusluokassa 1, ± 3 dB tarkkuusluokassa 2 ja ± 4 dB tarkkuusluokassa 3 [24]. Jos ääni sisältää impulsseja, joiden kesto on mittarien ominaisuuksia vastaava, tarkkuus huononee noin ± 1 dB [24]. Äänitasomittarien tarkkuusluokkia vastaavina mittarin mittausepävarmuutta kuvaavina keskihajontoina voidaan pitää 0,4 dB, 0,8 dB, 1,2 dB ja 1,6 dB sekä impulsseja sisältävää ääntä mitattaessa 0,8 dB, 1,2 dB, 1,6 dB ja 1,9 dB tarkkuusluokissa 0, 1, 2 ja 3 vastavasti [24].

Mittaustuloksen epävarmuus saadaan yhdistämällä eri epävarmuustekijöihin liittyvät epävarmuudet käyttäen epävarmuustekijöihin liittyviä keskihajontoja, kun mittaustulosten jakaumatyyppi, mittausten lukumäärä, asetettu riskitaso ja testin tyyppi tunnetaan. Menettely mittaustulosten luotettavuusarvion tekemiseksi keskiäänitasoa määrittäessä kuvataan Ympäristömelun mittaaminen -ohjeen liitteessä B ([24]).

5 ÄÄNEN INTENSITEETTI

Äänen intensiteetti kuvaa aallon etenemissuuntaan siirtyvää äänitehoa pinta-alayksikköä kohti [29]. Äänen intensiteetti \mathbf{I} on siten vektorisuure, joka kuvaa äänen energian määrää ja virtausuuntaa tietyssä pisteessä. Se voidaan määrittellä äänenpaineen $p(t)$ ja hiukkasnopeuden $\mathbf{v}(t)$ hetkellisarvojen tulona [13]

$$\mathbf{I} = p(t)\mathbf{v}(t). \quad (36)$$

Äänen intensiteetin yksikkö on 1 Wm^{-2} . Usein äänen intensiteetti annetaan aikakeskiarvona hetkellisarvojen sijaan. Koska tasoallolla hiukkasnopeus $\mathbf{v} = \mathbf{n}p / \rho c$, missä \mathbf{n} on yksikkönormaalivektori osoittaen tasoallon etenemissuuntaan, ρ ilman tiheys ja c äänen nopeus ilmassa, saadaan intensiteetti muotoon [13]

$$\mathbf{I} = \frac{\mathbf{n}p^2}{\rho c}. \quad (37)$$

Intensiteettitaso L_I määritellään intensiteetin aikakeskiarvoa \mathbf{I}_{av} käyttäen yhtälöllä [13]

$$L_I = 10 \lg \frac{|\mathbf{I}_{av}|}{I_0}, \quad (38)$$

missä vertailuintensiteetti $I_0 = 10^{-12} \text{ Wm}^{-2}$ [23]. Taso- ja palloaalloilla $|\mathbf{I}_{av}| = (p^2)_{av} / \rho c$, joten [13]

$$L_p = 10 \lg \frac{|\mathbf{I}_{av}|}{p_0^2 / \rho c}. \quad (39)$$

Ilmalla normaalioloissa $\rho c \approx 400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ja siten $p_0^2 / \rho c \approx 10^{-12} \text{ W}/\text{m}^2$, kun äänenpaineen tehollisarvon vertailuarvoksi otetaan $20 \mu\text{Pa}$. Tästä seuraa, että ilmassa taso- ja palloaalloilla äänenpainetaso ja intensiteettitaso ovat likimäärin yhtä suuria.

Äänikenttää voidaan kuvata kahdella osalla: aktiivinen osa, jossa äänenpaine ja hiukkasnopeus ovat samassa vaiheessa ja reaktiivinen osa, jossa äänenpaineella ja hiukkasnopeudella on 90° vaihesiirto. Aktiivinen osa kuljettaa äänienergiaa, kun taas reaktiivinen osa varastoi sitä. Äänikenttää pidetään sitä reaktiivisempänä, mitä suurempi on varastoituneen energian suhde kuljetettuun energiaan. Tasoallolla vapaassa kentässä $L_I - L_p \approx 0 \text{ dB}$ ja reaktiivisessa kentässä $L_I - L_p < 0 \text{ dB}$. On olemassa kenttäkonfiguraatioita, joissa on sekä aktiivinen että reaktiivinen komponentti ja joilla $L_I - L_p > 0$.

Äänen intensiteetin eräs ominaisuus on se, että se erottaa äänikentän aktiivisen ja reaktiivisen osan, mitä äänenpaine ei tee. Ideaalinen intensiteettimittari mittaa vain äänikentän aktiivisen osan eli etenevän äänienergian. Vapaassa kentässä etenevä ääniaalto on esimerkki puhtaasti aktiivisesta äänikentästä. Reaktiivisesta kentästä eräs esimerkki on ideaalinen seisova aalto.

Vapaa äänikenttä on sellainen, jossa ei ole heijastuksia rajapinnoista. Vapaa äänikenttä voi rajoittua heijastavaan tasoon kuten äänikenttä kovapintaisen maanpinnan yläpuolella. Tällöin puhutaan vapaasta kentästä heijastavan tason yläpuolella. Diffuusilla äänikentällä tarkoitetaan kenttää, joka muodostuu äärettömän monesta suoraan etenevästä tasoallosta, joiden kaikki etenemissuunnat ja taajuudet ovat yhtä todennäköisiä ja joiden keskinäiset vaihe-erot ovat satunnaisia [31]. Äänikenttä voi olla diffuusi myös jollakin taajuuskaistalla kuten esimerkiksi oktaavikaistalla. Diffuusissa äänikentässä energiatiheys on vakio.

Diffuusissa äänikentässä pinnan vain toiselta puolelta lävistävän äänen intensiteetti on

$$I = \frac{p_{\text{rms}}^2}{4\rho c}. \quad (40)$$

6 ÄÄNITEHO

Ääniteho P eli äänilähteestä tietyllä aikavälillä siirtynyt äänienergia jaettuna tällä aikavälillä on se suure, joka parhaiten kuvaa äänilähteen, koneen tai laitteen, ominaisuutta synnyttää ääntä. Ilmaan säteilevälle äänilähteelle voidaan määritellä ääniteho yhtälöllä [13]

$$P = \int_S \mathbf{I}_{av} \cdot \mathbf{n}_{out} dS = \int_S I_n \cdot dS, \quad (41)$$

missä keskimääräinen intensiteetti \mathbf{I}_{av} (teho/pinta-ala) integroidaan lähteen sisältämän pinnan S yli tai intensiteettivektorin normaalikomponentti I_n integroidaan pinnan yli. Pallosymmetrisessä tapauksessa äänilähteen intensiteetillä on vain säteittäinen komponentti $I_{r,av}$ ja integrointipintana on r -säteisen pallon ala $4\pi r^2$, joten

$$I_{r,av} = \frac{P}{4\pi r^2}. \quad (42)$$

Tämän mukaan intensiteetti pienenee kääntäen verrannollisena etäisyyden r neliöön. Tätä leviämismallia kutsutaan pallomaiseksi leviämiseksi.

Äänilähteen tehotaso [dB] voidaan määritellä yhtälöllä [23]

$$L_w (\text{re } 1 \text{ pW}) = 10 \lg \frac{P}{P_0}, \quad (43)$$

missä vertailuteho $P_0 = 10^{-12} \text{ W} = 1 \text{ pW}$ (1 pikowatti) [23]. Ilmassa äänilähteen näkemä impedanssi ρc on käytännössä vakio. Tästä johtuen ääniteho kuvaa äänilähteen voimakkuutta riippumatta ympäristöstä. Sen sijaan äänilähteen synnyttämä äänenpaine riippuu ympäristöstä ja esimerkiksi etäisyydestä äänilähteestä. Samoin ympäristön äänen absorptio pienentää voimakkaasti äänenpainetta.

Esimerkiksi 1 W ääniteho vastaa äänitehotasoa $L_w = 10 \lg(1/10^{-12}) = 10 \lg 10^{12} = 120 \text{ dB}$. Äänitehotasojen suuruudesta saa käsityksen seuraavista esimerkeistä (ks. Taulukko 6).

Taulukko 6. Käytännössä esiintyviä äänitehoja ja -tasoja.

Ääni	Ääniteho P [W]	Äänitehotaso L_w [dB re 1 pW]
lyhyt kuiskaus	10^{-9}	30
puhetaso	$10^{-5} = 10 \mu$	70
55 kW vaihde	3×10^{-4}	85
6,7 MW sähkömoottori	0,01	100
suihkumoottori jälkipoltolla	10^5	170
Saturnus-raketti	$25 - 40 \times 10^6$	195

6.1 Äänitehotason määrittäminen

Äänilähteen äänitehotaso voidaan määrittää äänenpaineeseen (esim. [32], [33], [34], [35]) tai äänen intensiteetin (ks. [36], [37]) mittaamiseen perustuvia standardoituja menetelmiä käyttäen. Äänitehotaso voidaan määrittää intensiteettimittausten avulla paikan päällä käyttöympäristössä, vaikka taustamelun taso on noin 10–15 dB korkeampi kuin tutkittavan koneen synnyttämä äänenpainetaso. Intensiteettimittauksia tehtäessä täytyy tarkastella, että standardeissa esitetyt äänikenttä ja mittausolosuhteita koskevat vaatimukset (rajoitukset) täyttyvät (ks. [36], [37]). Monet äänenpaineen mittaamiseen perustuvat standardit vaativat erikoistilojen käyttöä. Niitä ovat: kaiuton huone (vapaa äänikenttä), puolikaiuton huone (vapaa äänikenttä heijastavan tason yläpuolella) ja kaiuntahuone (diffuusi äänikenttä).

Äänitehotasoja voidaan käyttää [32]:

- a) tietyssä ympäristössä toimivan koneen tietylle etäisyydelle aiheuttaman likimääräisen äänenpainetaso laskemiseen,
- b) samantyyppisten ja -kokoisten koneiden säteilemän melun vertailemiseen,
- c) eri tyyppisten ja kokoisten koneiden säteilemän melun vertailemiseen,
- d) koneen äänen emission ja sille sallitun ylärajan vertaamiseen,
- e) tiettyä ympäristöä varten vaaditun etenemisvaimennuksen tai meluntorjuntatoimenpiteiden suunnitteluun,
- f) konstruktioyön apuna kehitettäessä hiljaisia koneita ja laitteita.

6.2 Äänenpainetaso laskenta äänitehotason avulla

Äänitehotason ja äänenpainetaso välinen yhteys riippuu syntyvästä äänikentästä ja siten ympäristöstä. Vapaassa tilassa äänenpainetaso L_p (re 20 μPa) saadaan yhtälöstä [38]

$$L_p(\text{re } 20 \mu\text{Pa}) = L_w(\text{re } 1 \text{ pW}) + 10 \lg(Q / \Omega r^2), \quad (44)$$

missä L_w on lähteen äänitehotaso [dB re 1 pW], Q on suuntakerroin tarkastelukulmassa, pienikokoisilla lähteillä $Q \approx 1$, Ω on avaruuskulma, johon lähde säteilee ja r [m] on etäisyys pistemäiseksi oletetusta äänilähteestä. Puoliavaruuteen säteilevällä lähteellä $\Omega = 2\pi$ ja koko avaruuteen säteilevällä lähteellä $\Omega = 4\pi$.

Esim. 8. Miten suuren äänenpainetaso 1 m etäisyydellä aiheuttaa pienikokoinen lattialle sijoitettu kone, jonka A-painotettu äänitehotaso on $L_{wA}(\text{re } 1 \text{ pW}) = 92 \text{ dB}$?

Ratkaisu: Oletetaan, että suuntakerroin $Q = 1$, avaruuskulma $\Omega = 2\pi$ ja $r = 1 \text{ m}$, yhtälön (44) mukaan

$$L_{pA}(\text{re } 20 \mu\text{Pa}) = L_{wA} + 10 \lg(Q / \Omega r^2) = 92 \text{ dB} + 10 \lg(1 / (2\pi \cdot 1^2)) = 92 \text{ dB} - 7,98 \text{ dB} \approx 84 \text{ dB}.$$

Kun vapaassa tilassa toimii yhtä aikaa eri etäisyyksillä n eri tehoista epäkoherenttia äänilähdettä, syntyvä äänenpainetaso saadaan yhteenlaskulla yhtälöstä

$$L_p = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^n Q_i P_i / \Omega_i r_i^2 P_0 \right), \quad (45)$$

missä P_i on äänilähteen i ääniteho [W], P_0 on vertailuteho [1 pW], Q_i on äänilähteen i suuntakerroin, Ω_i on avaruuskulma, johon äänilähde i säteilee, r_i [m] on etäisyys äänilähteestä i ja n äänilähteiden lukumäärä.

Äänilähteen toimiessa huoneessa, jossa on heijastuksia tilan rajapinnoista, kasvaa äänenpainetaso L_p kunnes saavutetaan energiatasapaino säteilyyn ja absorboituneen äänienergian välillä. Tällöin etäisyydellä r [m] äänilähteestä äänenpainetaso L_p on [38]

$$L_p(\text{re } 20 \mu\text{Pa}) = L_w(\text{re } 1 \text{ pW}) + 10 \lg\left(\frac{Q}{\Omega r^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha})}{A\bar{\alpha}}\right), \quad (46)$$

missä $\bar{\alpha}$ on huoneen pintojen keskimääräinen absorptiokerroin ja A [m²] huoneen vaipan ala. Keskimääräinen absorptiokerroin lasketaan yhtälöstä

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i A_i}{\sum_{i=1}^n A_i}, \quad (47)$$

missä α_i on pinnan i absorptiokerroin, A_i on osapinnan i ala ($\sum_{i=1}^n A_i = A$).

Esim. 9. Miten suuren äänenpainetason 10 m etäisyydellä aiheuttaa teollisuushallissa (20 m x 10 m x 5 m, $\bar{\alpha} = 0,2$) oleva kompressori, jonka A-painotettu äänitehotaso $L_{wA}(\text{re } 1 \text{ pW}) = 105 \text{ dB}$?

Ratkaisu: Oletetaan, että suuntakerroin $Q = 1$, avaruuskulma $\Omega = 2\pi$ ja $r = 10 \text{ m}$, huoneen vaipan ala $A = (20 \times 5 \times 2 + 10 \times 5 \times 2 + 20 \times 10 \times 2) \text{ m}^2 = 700 \text{ m}^2$ ja $\bar{\alpha} = 0,2$. Tällöin yhtälön (46) mukaan saadaan

$$\begin{aligned} L_{pA}(\text{re } 20 \mu\text{Pa}) &= L_{wA}(\text{re } 1 \text{ pW}) + 10 \lg\left(\frac{Q}{\Omega r^2} + \frac{4(1-\bar{\alpha})}{A\bar{\alpha}}\right) \\ &= 105 \text{ dB} + 10 \lg\left(\frac{1}{2\pi \cdot 10^2} + \frac{4(1-0,2)}{700 \cdot 0,2}\right) = 105 \text{ dB} - 16,1 \text{ dB} \approx 89 \text{ dB}. \end{aligned}$$

7 ÄÄNEN ABSORPTIO

7.1 Äänen absorptioon määrittely

Äänen absorptiolla tarkoitetaan energiahäviöiden aiheuttamaa ääniaallon vaimenemista sen edessä väliaineessa tai heijastuessa rajapinnasta [14]. Huomaa ero äänen absorptioon ja ilmaääneneristävyyden fysikaalisten perusteiden ja niiden määrittelyjen välillä. Ilmaääneneristävyydellä tarkoitetaan äänen tehotason alenemista sen kulkiessa eristävän rakenteen, esimerkiksi seinän, läpi [14].

7.2 Absorptiosuhde ja absorptioala

Absorptiosuhde (absorptiokerroin) määrittelyään pinnan absorboiman ja siihen osuvan äänitehon suhteena [14]. Absorptioala on pinnan ala kerrottuna sen absorptiosuhteella [14].

7.3 Absorbentti

Absorbentti on ääntä absorboiva aine tai rakenne [14]. Sen absorptiosuhde halutulla taajuuskaistalla on suuri. Absorbentteina käytetään huokoisia kuitu- tai avosolurakenteisia aineita kuten esimerkiksi pumpulia, mineraalivillaa, lasivillaa, vaahtomuovia. Käyttötarkoituksesta riippuen absorboiva aine voi olla päällystetty suojaavalla ohuella kalvolla tai esimerkiksi reikälevyllä. Kun ääniaalto kohtaa kovan seinäpinnan, se heijastuu takaisin. Tällöin seinän pinnalla ilman hiukkassopeus on lähes nolla ja kasvaa sen jälkeen saavuttaen suurimman arvon aallonpituuden neljäsosan etäisyydellä pinnasta. Ilman viskositeetista johtuva vaimennus on sitä suurempi mitä suurempi on hiukkassopeus. Seinän pinnalle asetettu absorptiomateriaali vaimentaa tehokkaasti ääniaaltoja, joiden aallonpituus on pienempi kuin 4 kertaa absorbentin paksuus. Tästä johtuen pienitaajuisien ääniaaltojen vaimentamiseen tarvitaan suuria kerrospaksuuksia (vert. Taulukko 7).

Taulukko 7. Materiaalien absorptiosuhteita [42], [13].

Materiaali	Absorptiosuhde α					
	Oktaavin keskitajuus [Hz]					
	125	250	500	1000	2000	4000
Mineraali- tai lasivilla tiheys 20-100 kg/m ³	-	-	-	-	-	-
kiinni taustassa, 2 cm	0,04	0,07	0,18	0,43	0,80	1,00
" 3 cm	0,08	0,16	0,36	0,71	0,96	0,95
" 4 cm	0,11	0,19	0,55	0,87	0,97	0,95
" 5 cm	0,21	0,31	0,76	0,90	0,92	0,96
" 6 cm	0,24	0,41	0,78	0,91	0,92	0,97
" 7 cm	0,25	0,41	0,82	0,97	0,94	0,97
" 8 cm	0,26	0,52	0,84	0,93	0,95	0,97
" 9 cm	0,37	0,60	0,84	0,87	0,96	0,98
" 10 cm	0,43	0,64	0,85	0,88	0,96	0,99
Lasivilla 50 mm (60 kg/m ³), pääll. Al-foliolla	0,45	0,51	0,95	0,92	0,67	0,57
Seinälaatoitus	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
Vaneripanelointi, 1 cm	0,28	0,22	0,17	0,09	0,10	0,11
Ikkuna, tyypillisesti	0,35	0,25	0,18	0,12	0,07	0,04
Teräs- tai alumiinilevy	0,02	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02
Vedenpinta	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03

8 ÄÄNENERISTÄVYYS

8.1 Ilmaääneneristävyys

Ääneneristävyydellä tarkoitetaan äänen tehotason alenemista sen kulkiessa eristävän rakenteen, esimerkiksi seinän, läpi [14]. Ilmaääneneristävyys R määritellään pintaan osuneen äänitehon P_1 ja pinnan läpi kulkeneen äänitehon P_2 suhteen avulla yhtälöllä [39] (ks. myös [40] ja [41])

$$R = 10 \lg \frac{P_1}{P_2} \text{ dB} . \quad (48)$$

Läpäisysuhde τ määritellään pinnan läpi etenevän P_2 ja pinnan kohdanneen äänitehon P_1 suhteena $\tau = P_2 / P_1$, jolloin ilmaääneneristävyys saadaan sen avulla yhtälöstä

$$R = 10 \lg(1/\tau) \text{ dB} . \quad (49)$$

Esimerkiksi, jos seinän ilmaääneneristävyys tietyllä taajuuskaistalla on 50 dB, on läpäisysuhde $\tau = 10^{-R/10} = 10^{-5}$. Massalain mukainen ilmaääneneristävyys diffuusille äänikentälle, jossa ääniaallon tulokulmat rajoitetaan pienemmiksi kuin 78° , saadaan rakenteen pinta-alamassan $\rho_s = \rho h$ (rakenteen tiheyden ρ ja paksuuden h tulo) ja äänen taajuuden f funktiona yhtälöstä [38] (ks. myös [42])

$$R = 20 \lg(\rho_s f) - 47 \text{ dB} . \quad (50)$$

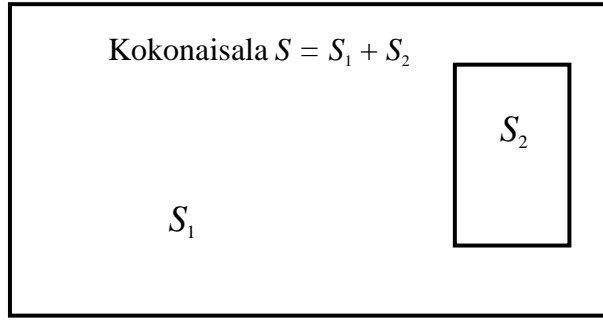
Massalain mukainen ilmaääneneristävyys kasvaa 6 dB aina kun äänen taajuus nousee yhden oktaavin eli kaksinkertaistuu tai kun pinta-alamassa kaksinkertaistuu.

Tarkastellaan seinärakennetta, jossa on kaksi tai useampaa osaa esimerkiksi ovi tai ikkuna, joilla on eri ilmaääneneristävyys kuin varsinaisella seinärakenteella. Tällöin seinän läpi mennyt ääniteho $P_{\text{läpi}}$, kun seinään kohdistuu sama keskimääräinen intensiteetti I_{in} saadaan yhtälöstä [38]

$$P_{\text{läpi}} = I_{\text{in}} \sum \tau_i S_i , \quad (51)$$

missä τ_i on seinän osan i läpäisysuhde ja S_i sen ala. Tällöin esimerkiksi kaksiosaiselle seinärakenteelle saadaan ilmaääneneristävyudeksi [38] (ks. Kuva 5)

$$R_c = 10 \lg \frac{P_{\text{in}}}{P_{\text{läpi}}} = 10 \lg \frac{I_{\text{in}} \sum_i S_i}{I_{\text{in}} \sum_i \tau_i S_i} = 10 \lg \frac{S_1 + S_2}{\tau_1 S_1 + \tau_2 S_2} \text{ dB} . \quad (52)$$

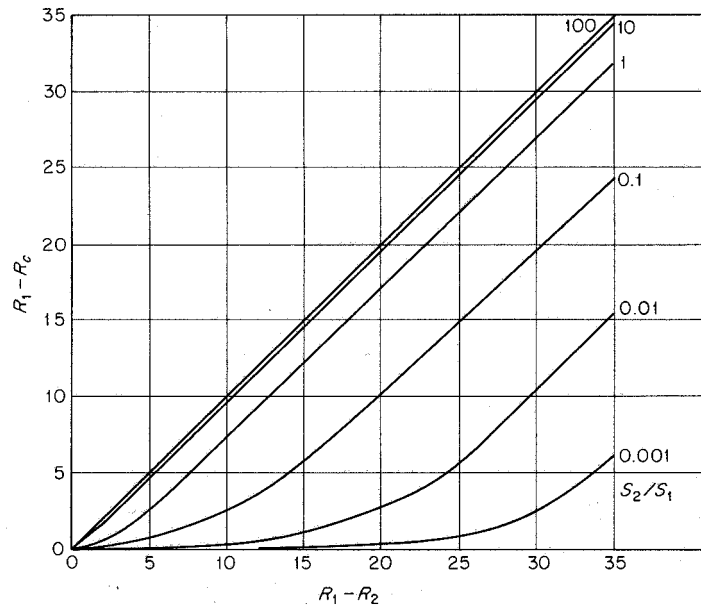


Kuva 5. Kaksiosainen seinärakenne, jossa osien pinta-alat ovat S_1 ja S_2 .

Huomaa, että kyseessä on nimenomaan kaksiosainen seinärakenne eikä kaksinkertainen seinärakenne (double wall), jossa on ilmapäli, joka kytkee rakenteet toisiinsa. Kaksinkertaiselle seinärakenteelle yhtälö (52) ei ole voimassa, vaan täytyy käyttää kaksinkertaiselle seinärakenteelle johdettuja yhtälöitä (ks. esim. [38]). Useampiosaisen seinärakenteen, jonka osapintojen alat ovat S_i , ilmääneneristävyys R_c saadaan yleisemmässä muodossa suoraan osien ilmääneneristävyysien R_i avulla yhtälöstä

$$R_c = 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^n S_i}{\sum_{i=1}^n S_i 10^{-R_i/10}} = 10 \lg \frac{S_{\text{Tot}}}{\sum_{i=1}^n S_i 10^{-R_i/10}}, \quad (53)$$

missä n on osapintojen lukumäärä ja S_{Tot} seinän kokonaisala. Yhtälön (52) esittämä ilmääneneristävyys on piirretty normalisoidussa muodossa alla olevaan kuvaan (Kuva 6).



Kuva 6. Kaksiosaisen seinärakenteen ilmääneneristävyys osien ilmääneneristävyysien erotuksen funktiona. R_1 on suurempi ja R_2 on pienempi ilmääneneristävyys, sekä R_c on koko seinärakenteen ilmääneneristävyys. S_2/S_1 on seinän osien alojen suhde [38].

Esim. 10. Olkoon seinän mitat $2,5 \text{ m} \times 3 \text{ m} = 7,5 \text{ m}^2$. Siinä on ikkuna, jonka pinta-ala on $0,7 \text{ m}^2$ ja ilmaääneneristävyyttä 15 dB . Jos muun seinäosan ilmaääneneristävyyttä on 35 dB , niin mikä on koko ikkunallisen seinän ilmaääneneristävyyttä?

Ratkaisu 1: Pinta-alojen suhde $S_2 / S_1 = 0,7 / 6,8 = 0,1$; ilmaääneneristävyyksien erotus $R_1 - R_2 = 35 - 15 = 20 \text{ dB}$, jolloin käyrästön (Kuva 6) avulla saadaan $R_1 - R_c = 10 \text{ dB}$. Tällöin $R_c = R_1 - 10 \text{ dB} = 25 \text{ dB}$.

Ratkaisu 2: Merkitään $S_{\text{Tot}} = 7,5 \text{ m}^2$, $S_1 = 7,5 \text{ m}^2 - 0,7 \text{ m}^2 = 6,8 \text{ m}^2$, $R_1 = 35 \text{ dB}$, $S_2 = 0,7 \text{ m}^2$ ja $R_2 = 15 \text{ dB}$. Tällöin yhtälöstä (53) saadaan

$$R_c = 10 \lg \frac{S_{\text{Tot}}}{\sum_{i=1}^n S_i 10^{-R_i/10}} = 10 \lg \frac{7,5}{6,8 \cdot 10^{-35/10} + 0,7 \cdot 10^{-15/10}} = 10 \lg \frac{7,5}{0,00215 + 0,0221} = 24,9 \text{ dB}.$$

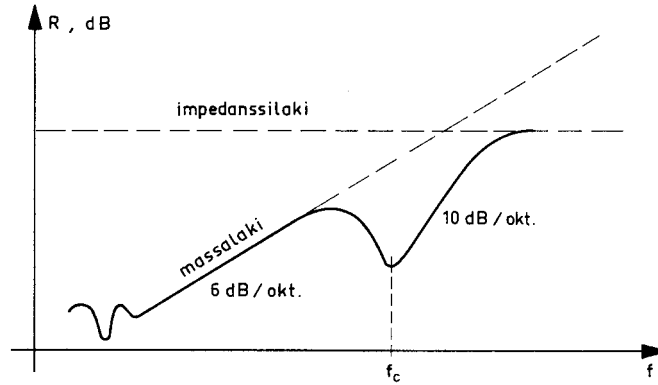
Riippumatta siitä miten korkea seinän ilmaääneneristävyyttä on, ilmaääneneristävyyttä ei voi olla suurempi kuin $10 \lg(S / S_{\text{aukko}})$, missä S on seinärakenteen kokonaisala ja S_{aukko} siinä olevien reikien pinta-ala. Esimerkiksi, jos seinän ilmaääneneristävyyttä on 40 dB ja siinä olevien reikien pinta-ala on 1% seinärakenteen pinta-alasta S , niin seinän ilmaääneneristävyyttä ei voi olla suurempi kuin 20 dB .

8.2 Koinsidenssi-ilmio

Ilmassa ääni etenee vakionopeudella noin 340 m/s . Taivutusaallon etenemisnopeus levyssä sen sijaan riippuu taajuudesta yhtälön (19) mukaan. Tällöin on olemassa tietty äänen taajuus, jolla äänen etenemisnopeus ilmassa on yhtä suuri kuin taivutusaallon etenemisnopeus levyssä. Tätä taajuutta kutsutaan koinsidenssitaajuudeksi. Se voidaan laskea yhtälöstä [13]

$$f_c = \frac{c^2}{2 \pi h} \left(\frac{12 \rho (1 - \nu^2)}{E} \right)^{1/2}, \quad (54)$$

missä c on äänen etenemisnopeus ilmassa, h levyn paksuus, ρ levymateriaalin tiheys, ν levymateriaalin Poissonin vakio ja E levymateriaalin kimmovakio. Koinsidenssin vallitessa ääniallalta siirtyy tehokkaasti energiaa levymateriaalissa etenevään taivutusaaltoon, joka sitten vuorostaan aiheuttaa äänen säteilyä levyn toiselle puolelle. Tällä tavalla koinsidenssi pienentää ääneneristävyyttä verrattuna siihen, mitä se olisi massalain mukaan (vert. Kuva 7).

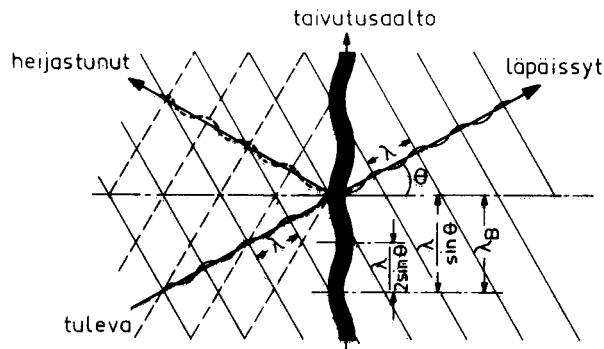


Kuva 7. Koinsidenssin (koincidenssitaajuus f_c) likimääräinen vaikutus ilmaääneneristävyyteen diffuusissa äänikentässä [29].

Koinsidenssin vallitessa seinän suuntaisesti ilmassa etenevä tasoaalto (ääniaalto) on kaikkialla seinän taivutusaallon värähtelyn kanssa samassa vaiheessa. Kun tasoaalto kohtaa seinän kulmassa θ , koincidenssi tapahtuu ehdolla (ks. Kuva 8)

$$\lambda = \lambda_B \sin \theta, \quad (55)$$

missä λ_B on taivutusaallon aallonpituus seinässä ja λ on aallonpituus ilmassa.



Kuva 8. Koincidenssi: tuleva tasoaalto, aallonpituus λ , kohtaa seinän kulmassa θ , jolloin tulevan tasoallon jälki (projektio) $\lambda / \sin \theta$ seinällä on taivutusaallon aallonpituuden λ_B suuruinen [29].

Kun tilan äänikenttä on diffuusi, löytyy aina koincidenssitaajuuden yläpuolella ääniaaltoja, joiden tulokulma täyttää koincidenssiehdon.

8.3 Aaltovastuslaki

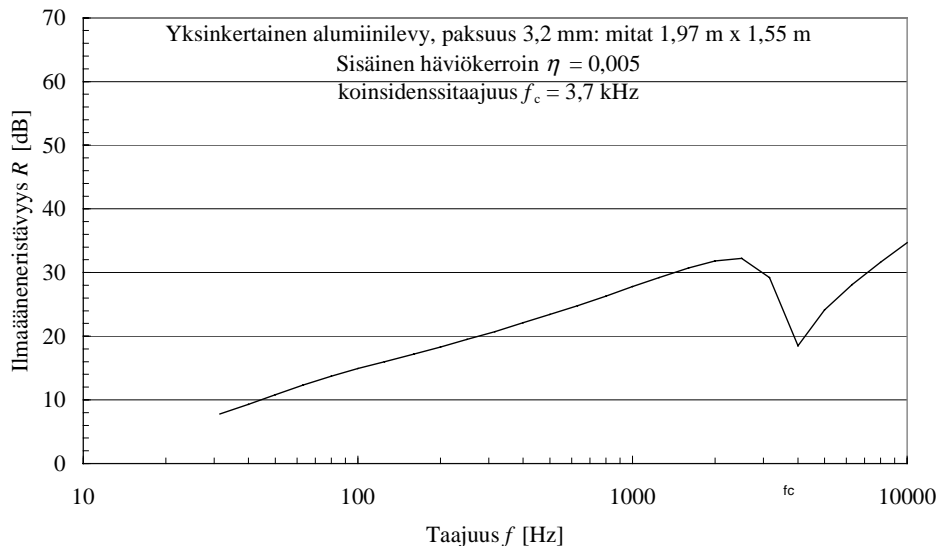
Ääniaallon kohdatessa väliaineen rajapinnan osa aallon tehosta mene läpi ja osa heijastuu takaisin. Väliaineessa 1 etenevän ääniaallon kohdatessa rajapinnan on pintaan kohdistuvan tehon P_1 suhde väliaineeseen 2 pinnan läpi menneeseen tehoon P_2 [42]

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{4Z_1Z_2}{(Z_1 + Z_2)^2}, \quad (56)$$

missä $Z_1 = \rho c_L$ on väliaineen 1 karakteristinen impedanssi eli väliaineen tiheyden ρ ja pitkittäisen aaltoliikkeen etenemisnopeuden c_L tulo, vastaavasti Z_2 . Tasoaallon tapauksessa karakteristinen impedanssi on tasoaaltoon vaikuttava väliaineen akustinen ominaisimpedanssi aallonnormaalin suunnassa [14]. Yhtälöstä (56) nähdään, että kun karakteristiset impedanssit ovat yhtä suuret, kulkee kaikki teho rajapinnan läpi, eikä rajapinnasta tapahdu heijastusta. Mitä enemmän karakteristiset impedanssit poikkeavat toisistaan sitä vähemmän tehoa siirtyy rajapinnan läpi. Tällöin puhutaan impedanssien epäsovituksista. Yhtälön (56) mukaista äänen siirtymislakia kutsutaan aaltovastuslaiksi. Ilmaäänien etenemistä voidaan estää seinällä, jonka karakteristinen impedanssi on suuri (teräs, betoni, tiili). Runkoäänien etenemistä voidaan estää katkaisemalla etenemistie materiaalilla, jonka karakteristinen impedanssi on pieni (ilma, mineraalivilla, korkki, kumi) [42]. Seinän tapauksessa rajapinnasta johtuvia impedanssin epäsovituksia on seinän pinnan kummallakin puolella. Aaltovastuslaki antaa seinän ilmaääneneristävyyden ylärajan, johon käytännössä ei päästä.

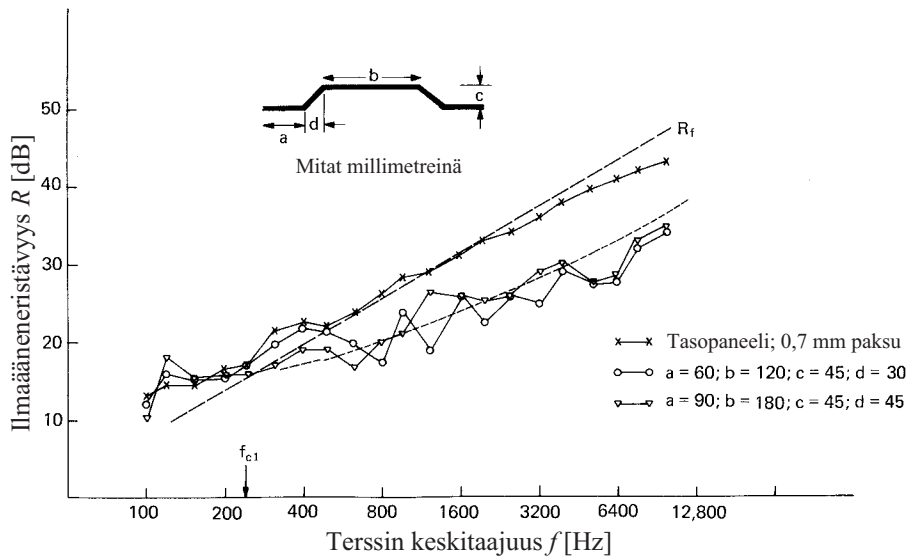
8.4 Yksinkertaisen seinän ilmaääneneristävyyksiä

Yksinkertaisella seinärakenteella ilmaääneneristävyys noudattaa pienillä taajuuksilla massalakea. Lisäämällä seinän massaa paranee ilmaääneneristävyys käytännössä 4-6 dB, kun seinän massa tulee kaksinkertaiseksi [42]. Seinän ominaistaajuuksilla on merkitystä lähinnä koinsidenssitaaajuuden läheisyydessä ja sen yläpuolella sekä hyvin pienillä taajuuksilla (alimpien ominaismuotojen läheisyydessä). Näiden kahden taajuusalueen välissä ne eivät oleellisesti vaikuta, koska äänenläpäisy tapahtuu tällöin alimpien ominaismuotojen kautta ei-resonoivasti (massalain mukainen taajuusalue). Koinssidenssi-ilmiö pienentää seinän ilmaääneneristävyyttä koinsidenssitaaajuuden ympäristössä. Pienennyksen suuruus riippuu levymateriaalin sisäisestä häviökertoimesta η ja on sitä pienempi mitä suurempi häviökerroin on (vert Kuva 9).



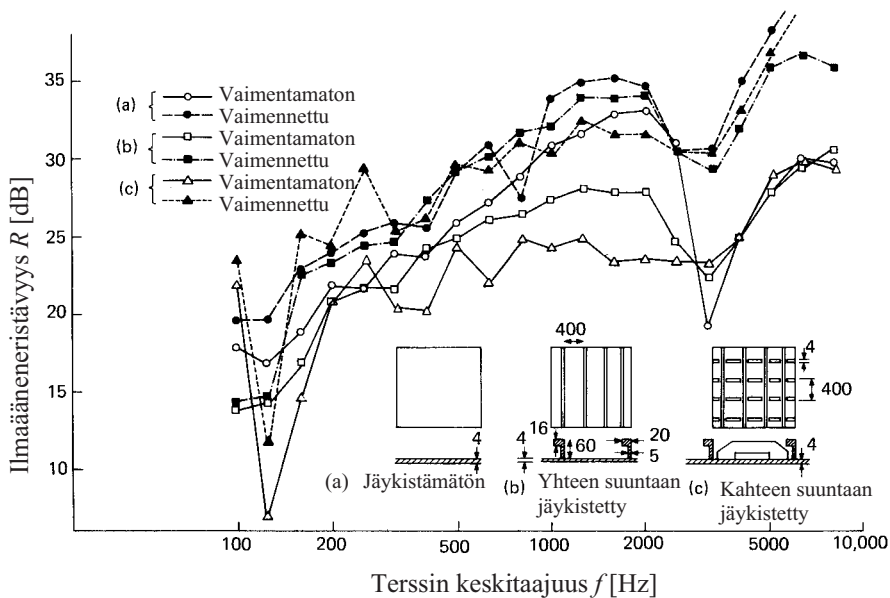
Kuva 9. Yksinkertaiselle alumiinilevyille tilastollista energia-analyysii (SEA) käyttäen laskettu ilmaääneneristävyys tersseittäin keskiarvotettuna [43].

Yksinkertaisen aaltopeltiseinän ilmajääneristävyyden esitys alla (ks. Kuva 10).



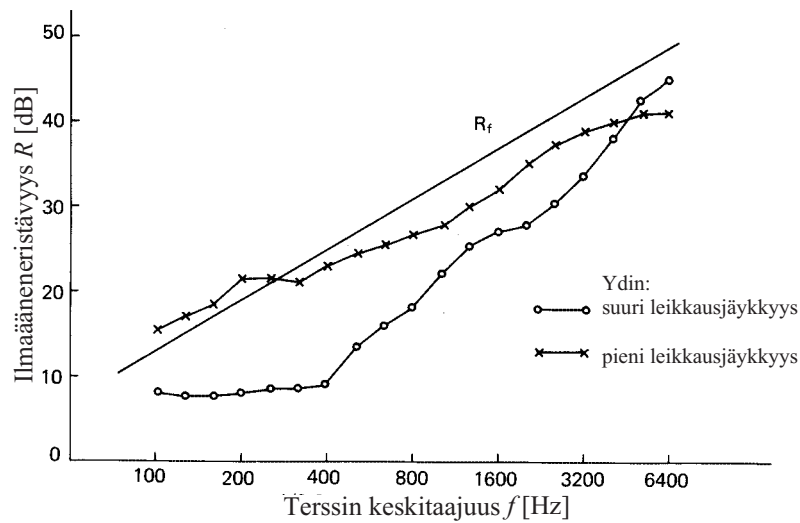
Kuva 10. Kahden teräksisen aaltopeltilevyn ilmajääneristävyyden esitys [44]. R_f on massalain mukainen ilmajääneristävyyden esitys, kun ääniaallon tulokulma on välillä $0 - 78^\circ$. Alempi katkoviivakäyrä kuvaa erästä teoreettisesti lasketusta ilmajääneristävyydestä (ks. [44]).

Seinän jäykkyyden lisäämiseksi se rivoitetaan, muotoillaan aaltomaiseksi tai tehdään kerrosrakenteisena. Tällöin seinän ilmajääneristävyyden yleensä huononee siitä, mitä se on saman pinta-alamassan omaavalle yksinkertaiselle levyllä (ks. Kuva 11). Vaimentaminen vaikuttaa enemmän rivoitettujen seinäelementtien ilmajääneristävyyden kuin rivoittamattoman levyn.



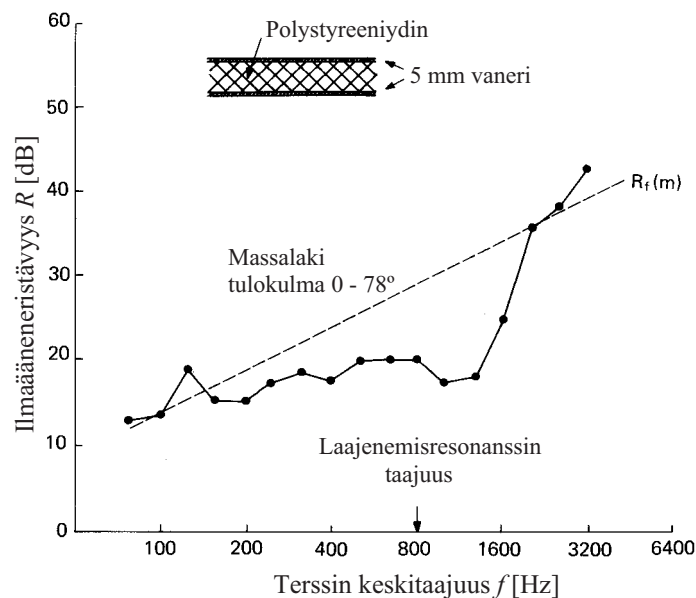
Kuva 11. Jäykistämisen ja vaimennuksen vaikutus alumiinipaneelien ilmajääneristävyyden (von Venzke et al., 1973 teoksessa [44]).

Kennorakenteisessa seinässä on yleensä jäykkä ydin (sisäosa), joka on hyvin jäykkä puristusjännitykselle levyn tasoa vatsaan kohtisuorassa suunnassa. Tällaisen kennorakenteen rakenne täytyy optimoida hyvin, jotta sillä saadaan hyvät ilmaääneneristysominaisuudet (ks. Kuva 12).



Kuva 12. Kennorakenteisen seinäpaneelin mitattuja ilmaääneneristävyyksiä [44]. R_f on massalain mukainen ilmaääneneristävyys, kun ääniaallon tulokulma on välillä $0 - 78^\circ$.

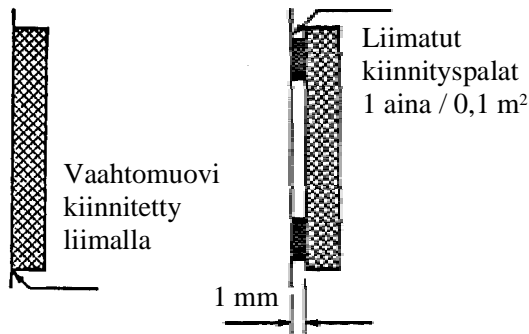
Sandwich-rakenteissa sydänmateriaalina on kokoonpuristuvaa materiaalia, kuten vaahtomuovia. Näissä rakenteissa on poikittainen laajenemisresonanssi, joka muodostuu pintakerrosten levyjen massojen ja ydinmateriaalin kokoonpuristuvuuden muodostaman jousen resonanssista. Kuva 13 esittää tyypillistä sandwich-rakenteen ilmaääneneristävyysskäyrää ja siinä havaittavaa laajenemisresonanssin heikentävää vaikutusta.



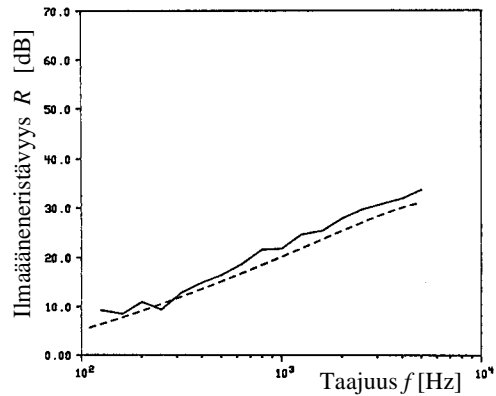
Kuva 13. Laajenemisresonanssin vaikutus sandwich-rakenteen ilmaääneneristävyyteen [44].

8.5 Absorptiomateriaalin lisäyksen vaikutus alumiinilevyn ilmääneneristävyyteen

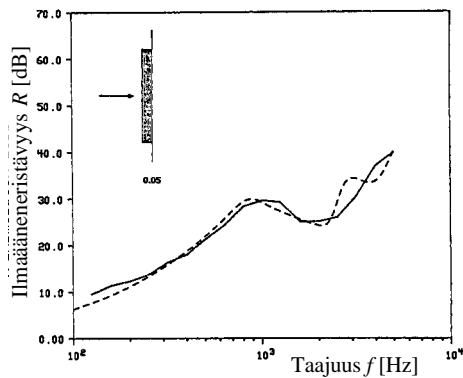
Absorptiomateriaalin lisäyksen vaikutus alumiiniseinän ilmääneneristävyyteen eräissä esimerkkitapauksissa (ks. Kuva 14).



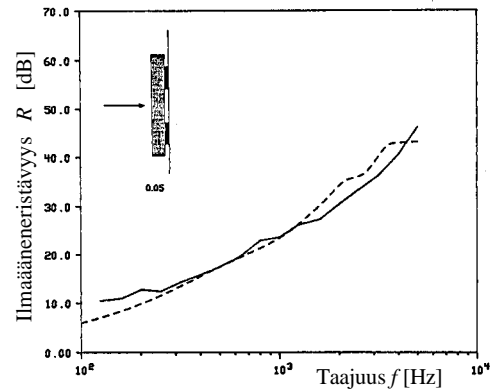
a) vaahtomuovin kiinnitystavat



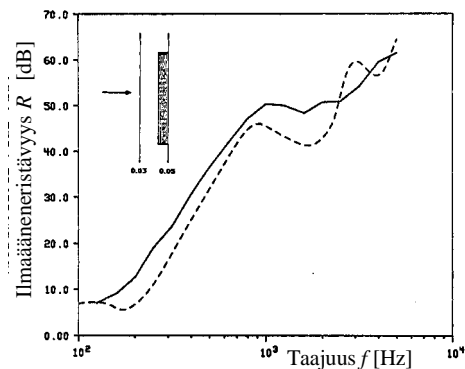
b) alumiinilevy, paksuus 1,27 mm (0,05")



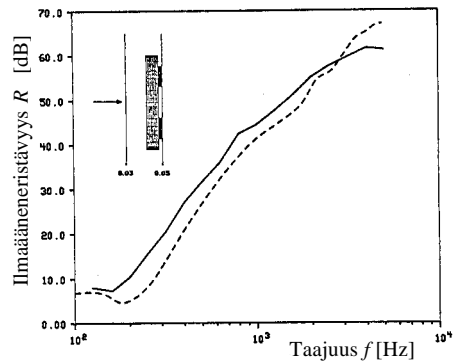
c) vaahtomuovi liimattu; 1,27 mm levy



d) vaahtomuovi kiinnityspaloilla



e) vaahtomuovi liimattu; 0,76 mm levy + 1,27 mm levy f) vaahtomuovi kiinnityspaloilla



Kuva 14. Vaahtomuoviverhouksen vaikutus alumiiniseinän ilmääneneristävyyteen eräissä esimerkkitapauksissa. Liimakiinnitys siirtää koinsidenssitaajuutta pienempiin taajuuksiin ja ilmääneneristävyys kasvaa koinsidenssitaajuutta pienemmillä taajuuksilla. Levyn mitat 1,1 m x 1,1 m (44" x 44"), yksinkertaisen seinän paksuus 1,27 mm; kaksinkertaisen seinän leypaksuudet: 0,76 mm ja 1,27 mm. ---- teoria, — kokeellinen [45].

8.6 Kaksinkertaisen seinän ilmaääneneristävyyksiä

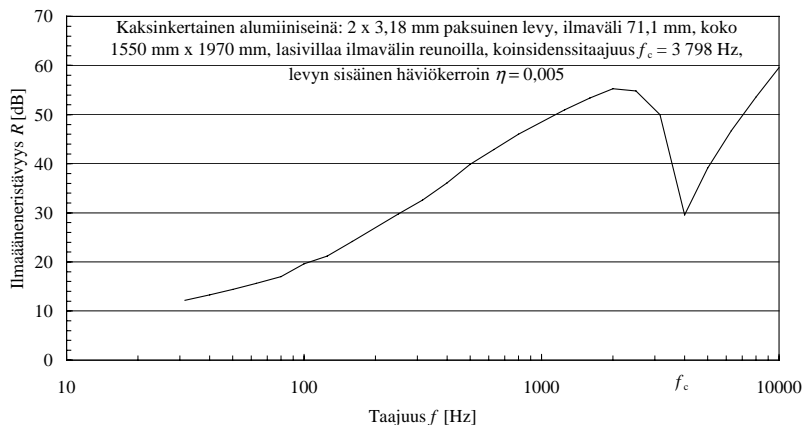
Kaksinkertainen seinärakenne muodostuu kahdesta seinäpuoliskosta, joiden välissä on ilmapäli. Äänienergia läpäisee kaksinkertaisen seinän pääasiallisesti kahdella tavalla: 1) seinään osuva ääniaalto herättää ensimmäisen seinäpuoliskon värähtelemään, jolloin se säteilee äänienergiaa ilmapäliin, jossa se herättää toisen seinäpuoliskon, joka vuorostaan säteilee äänienergiaa seinän toiselle puolelle; 2) äänienergia siirtyy runkoääninä seinäpuoliskoja yhdistävien mekaanisten kytkentöjen kautta (sivutiesiirtymä runkoääninä) ensimmäisestä seinäpuoliskosta toiseen seinäpuoliskoon, joka sitten säteilee äänienergiaa seinän toiselle puolelle.

Hyvin pienillä taajuuksilla, jolloin seinien välinen etäisyys on paljon pienempi kuin ääniaallon aallonpituus, ilmapäliissä oleva ilma käyttäytyy jousen tavoin ja kytkee seinäpuoliskot toisiinsa. Jos tällöin kumpikin seinäpuolisko käyttäytyy massalain mukaan, niin silloin koko seinäkin käyttäytyy massalain mukaan. Massalaki selittää myös kaksoiseinä-resonanssin [38]. Se syntyy kun seinäpuoliskojen massat ja ilmapälin kokoonpuristuvuuden jousivoima muodostavat resonanssijärjestelmän, jonka resonanssitaajuus saadaan yhtälöstä

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \left(\frac{(m_1 + m_2)\rho}{m_1 m_2 d} \right)^{1/2} \quad (57)$$

missä c on äänen nopeus ilmassa, m_1 ja m_2 seinäpuoliskojen pinta-alamassat, ρ ilman tiheys ja d on ilmapälin suuruus. Yhtälöä (57) johdettaessa ei ole otettu huomioon seinäpuoliskon jäykkyyttä, joten yhtälö on voimassa kun resonanssitaajuus f_0 on seinäpuoliskon ensimmäistä ominaistajuutta huomattavasti suurempi.

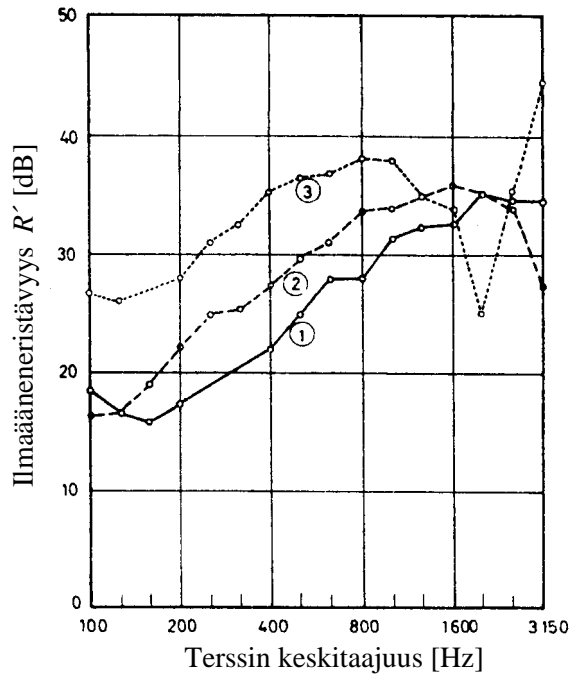
Suurilla taajuuksilla koinvidenssi pienentää kaksinkertaisen seinän ilmaääneneristävyyttä (ks. Kuva 15) samalla tavoin kuin yksinkertaisen seinänkin. Resonanssin ilmaääneneristävyyttä pienentävää vaikutusta voidaan pienentää lisäämällä ilmapäliin absorptiota.



Kuva 15. Kaksinkertaiselle seinärakenteelle tilastollista energia-analyysiä (SEA) käyttäen laskettu ilmaääneneristävyys tersseittäin keskiarvotettuna [46].

8.7 Ikkunarakenteiden ilmaääneneristävyksiä

Yksinkertaisella lasilevyllä, jonka paksuus < 6 mm, koinsidenssitaajuus on äänialueen yläpäässä ja koinsidenssi-ilmiön vaikutusalue on suhteellisen leveä. Eripaksuisten lasilevyjen ilmaääneneristävyyskäyriä taajuuden funktiona näkyy koinsidenssin siirtyminen pienemmille taajuuksille, kun lasilevyn paksuus kasvaa (ks. Kuva 16).



R' on keskimääräinen ilmaääneneristävyys

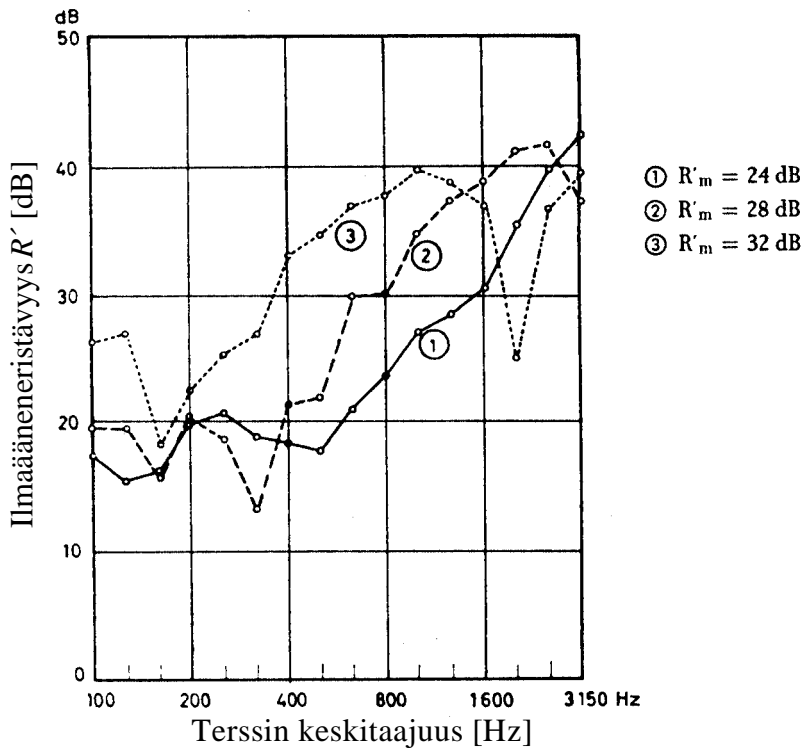
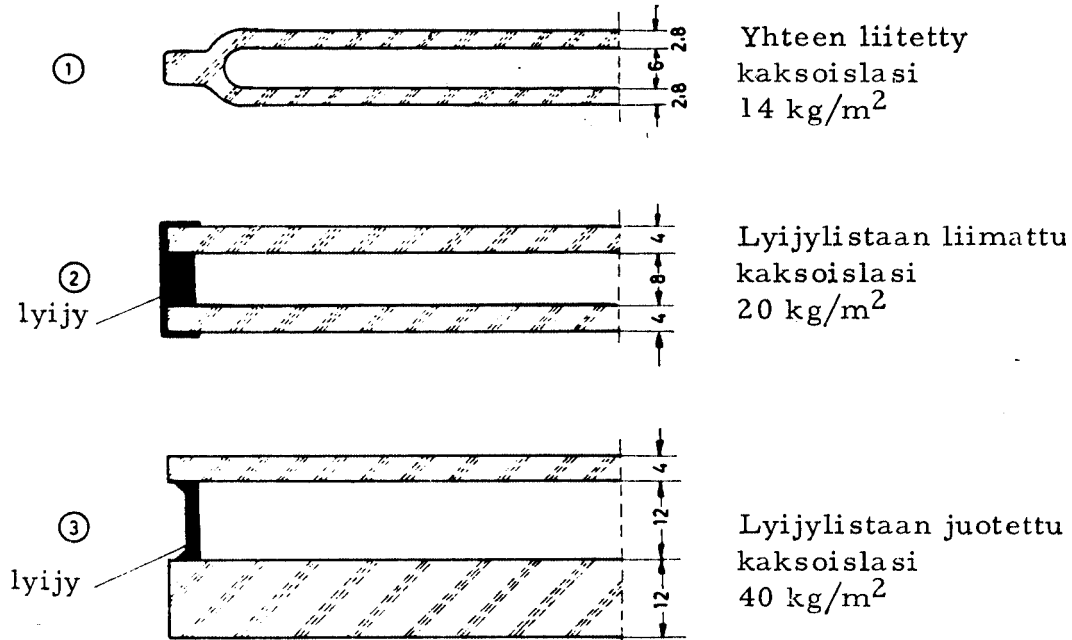
1: $R' = 26$ dB, $h = 2,8$ mm, $\rho h = 7$ kg/m²

2: $R' = 28$ dB, $h = 6$ mm, $\rho h = 15$ kg/m²

3: $R' = 33$ dB, $h = 12$ mm, $\rho h = 30$ kg/m²

Kuva 16. Eripaksuisten lasilevyjen ilmaääneneristävyys [47].

Kaksinkertaisella ikkunarakenteella saavutetaan parempi ilmaääneneristävyys kuin yksinkertaisella ikkunarakenteella, jos ilmväli on suhteellisen suuri. Kaksinkertaisissa ikkunaraken-teissa, joissa ilmväli on lyhyt, ääni kytkeytyy reunakiinnitysten ja ilmvälin kautta melko hyvin lasista toiseen (ks. Kuva 17).



Kuva 17. Kaksinkertaisten ikkunoiden ilmaääneneristävydet, kun ilmväli on lyhyt [47]. R'_m on keskimääräinen ilmaääneneristävyys (vanha tunnusluku).

8.8 Ilmääneneristävyyden määrittäminen mittaamalla

Rakenteen tai rakenneosan ilmääneneristävyys voidaan määrittää laboratoriossa (esim. ISO 140-sarjan standardit) tai kenttämittauksena käyttäen standardoituja mittausmenetelmiä. Laboratorio-oloissa saadaan tarkimmat mittausarvot. Tällöin voidaan tutkia myös rakenteiden, työtapojen ja rakennusvirheiden vaikutusta mittauksista. Vakio-oloissa mitattuja arvoja voidaan käyttää verrattaessa eri rakenteiden keskinäistä paremmuutta. On huomattava, että kenttäoloissa usein ei saavuteta mittauksissa vaadittavia akustisia oloja (esim. sivutiesiirtymän eliminointia) eikä sellaisia akustisia äänikenttiä, joita käyttäen luotettava mittaus on mahdollista. Intensiteettitekniikan käyttö on parantanut kenttämittausten suoritushallittavuutta ja lisännyt sovelluksia esimerkiksi äänivuotojen paikantamisessa.

Mittaamalla saadaan luotettavimmat arvot ilmääneneristävyydelle. On huomattava, että rakenneosan ilmääneneristävyys voi riippua sen kiinnitystavasta, koosta ja rakenteen yksityiskohdista.

8.9 Ilmääneneristysluku

Ilmääneneristävyyden luokitusmenettelyssä (rating of sound insulation) käytetään yksiluku-suureita (single-number quantity) kun luokitellaan rakenneosia tai rakenteita ilmääneneristävyyden mukaan paremmuusjärjestykseen tai kun esitetään äänitekniisiä vaatimuksia, jotka tulisi täyttää. Näistä käytetään yleisimmin ilmääneneristyslukua R_w (weighted sound reduction index) [48]. Vertailumenettelyssä standardien mukaisesti terssi- tai oktaavikaistoin saatuja, 0,1 dB tarkkuudella annettuja, mittauksia verrataan vertailukäyrään siirtämällä vertailukäyrää 1 dB portain ylöspäin kunnes ei toivottujen poikkeamien summa on niin suuri kuin mahdollista, mutta ei kuitenkaan ylitä 32,0 dB:ä (mittaus 16:lla terssikaistalla) tai 10,0 dB:ä (mittaus 5:llä oktaavikaistalla). Ei toivottu poikkeama tietyllä taajuuskaistalla tapahtuu, kun mittausarvo on pienempi kuin vertailukäyrän standardoitu vertailuarvo (ks. Taulukko 8). Vertailukäyrän lukuarvo [dB] 500 Hz kohdalla on kyseisen spektrin ilmääneneristysluku R_w . Kun mittaus tehdään paikan päällä rakennuksessa, käytetään termiä ilmääneneristysluku rakennuksessa, jossa on mukana sivutiesiirtymän vaikutus. Sitä merkitään selviyden vuoksi tunnuksella R'_w , missä pilkku

Taulukko 8. Standardoidut vertailukäyrän arvot, joita käytetään määrittäessä R_w :tä [48].

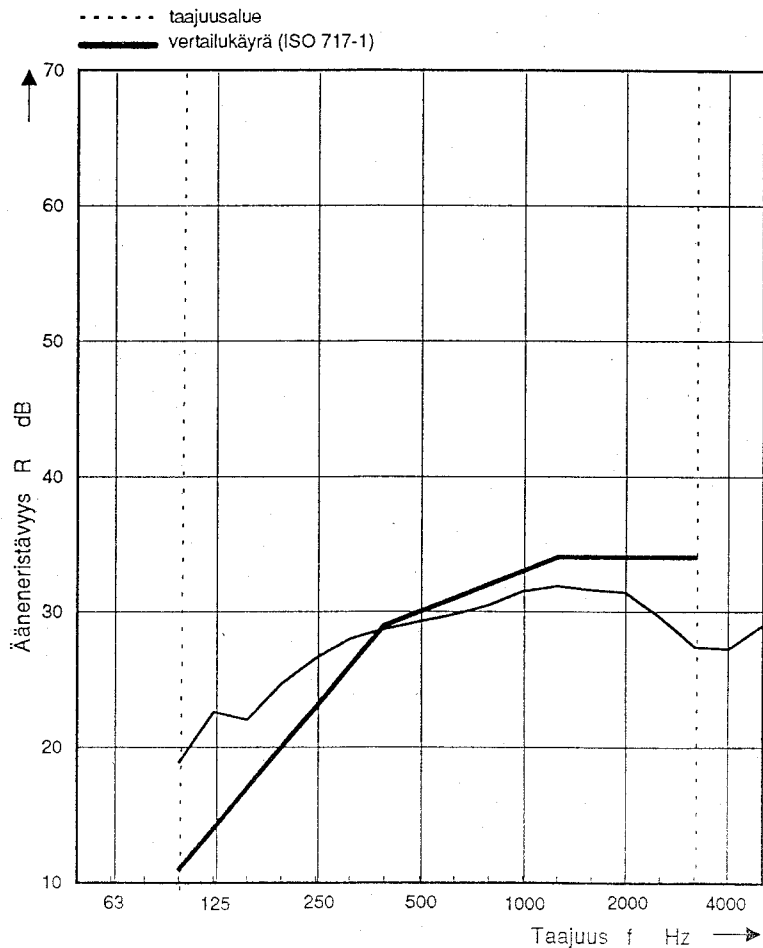
Taajuus Hz	Vertailuarvo [dB]	
	Terssikaista	Oktaavikaista
100	33	
125	36	36
160	39	
200	42	
250	45	45
315	48	
400	51	
500	52	52
630	53	
800	54	
1 000	55	55
1 250	56	
1 600	56	
2 000	56	56
2 500	56	
3 150	56	

viittaa paikan päällä tehtyyn mittaukseen. Sivutiesiirtymä heikentää kenttämittauksessa saatavaa ilmääneneristävyyttä, koska osa äänienergiasta siirtyy sivutierteitä pitkin mitattavan rakenteen toiselle puolelle. Kuva 18 esittää ilmääneneristysluvun määrittämistä lastulevytäytteiselle massiiviselle väliovelle käyttäen laboratoriossa terssikaistoittain mitattuja ilmääneneristävyyksiä, joista vertailukäyrämenetelmällä saadaan ilmääneneristävyyden luku $R_w(C; C_{tr}) = 30(0; -1)$ dB, jossa sulussa on annettu sovitusermit tavanomaiselle melulle C ja liikennemelulle C_{tr} , joiden laskenta on kuvattu standardissa ISO 717-1 (ks. [48]).

Selostus välineistöstä, testikappaleesta ja kokeen järjestelyistä:

Testikappaleen pinta-ala S : 1,9 m²
 Massa pinta-alayksikköä kohti: 17,3 kg/m²
 Koehuoneiden lämpötila: 20 °C
 Koehuoneiden ilmankosteus: 57 %
 Lähtevän huoneen tilavuus: 101 m³
 Mittaushuoneen tilavuus: 128 m³

taajuus f Hz	R 1/3 - oktaavi dB
50	
63	
80	
100	18,9
125	22,6
160	22,0
200	24,7
250	26,6
315	28,0
400	28,7
500	29,3
630	29,8
800	30,5
1000	31,5
1250	31,9
1600	31,6
2000	31,4
2500	29,6
3150	27,4
4000	27,3
5000	29,0



Luokitus ISO 717-1:n mukaan:	
$R_w(C; C_{tr}) = 30(0; -1)$ dB;	$C_{100-5000} = -3$ dB
Arviointi perustuu tarkkuusmenetelmällä saatuihin laboratoriomittauksiloksiin:	$C_{tr,100-5000} = -1$ dB

Kuva 18. Lastulevytäytteisen massiivisen välioiven terssikaistoittain laboratoriossa mitattu ilmääneneristävyyden ja ilmääneneristävyyden R_w määrittäminen vertailukäyrämenetelmällä (VTT Rakennustekniikka / akustiikka).

9 MEKAANINEN VÄRÄHTELY

9.1 Sinimuotoinen värähtely

Mekaanisen järjestelmän liikettä tai paikkaa kuvaavan suureen amplitudin vaihtelua ajan funktiona, kun suureen amplitudi on vuoroin suurempi tai pienempi kuin jokin keskimääräinen arvo tai vertailuarvo, kutsutaan värähtelyksi. Jäykällä kappaleella tämä tarkoittaa kappaleen liikettä tasapainoaseman molemmin puolin. Värähtelyyn liittyviä standardeja on koottu käsikirjoihin (ks. esim. [49] ja [50]).

Olkoon kulmataajuudella $\omega = 2\pi f$ sinimuotoisen värähtelyn siirtymä ajan t funktiona

$$x = x_0 \sin(\omega t), \quad (58)$$

missä siirtymän amplitudi on x_0 , silloin värähtelyn nopeus on

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = \omega x_0 \cos(\omega t), \quad (59)$$

ja värähtelyn kiihtyvyys

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 x_0 \sin(\omega t). \quad (60)$$

Värähtelyn siirtymätaso määritellään siirtymän tehollisarvon d avulla yhtälöllä

$$L_d = 20 \lg \frac{d}{d_0}, \quad (61)$$

missä vertailusiirtymän tehollisarvo $d_0 = 1 \text{ pm} = 10^{-12} \text{ m}$.

Värähtelyn nopeustaso L_v määritellään värähtelyn nopeuden tehollisarvon v avulla yhtälöllä

$$L_v = 20 \lg \frac{v}{v_0}, \quad (62)$$

missä vertailunopeuden tehollisarvo $v_0 = 1 \text{ nm/s} = 10^{-9} \text{ m/s}$ [23].

Värähtelyn kiihtyvyydestaso määritellään värähtelykiihtyvyyden tehollisarvon a avulla yhtälöllä

$$L_a = 20 \lg \frac{a}{a_0}, \quad (63)$$

missä vertailukiihtyvyyden tehollisarvo $a_0 = 1 \text{ } \mu\text{m/s}^2 = 10^{-6} \text{ m/s}^2$ [23].

Lähtien kiihtyvyyden ja nopeuden välisestä yhteydestä $a = \omega v = 2 \pi f v$, voidaan johtaa seuraava muunnoskaava: Taajuudella f värähtelyn kiihtyvyydestä L_a saadaan nopeustason L_v avulla yhtälöstä

$$L_a = L_v + 20 \lg \left(\frac{f}{f_0} \right) + 20 \lg \left(\frac{v_0 f_0}{a_0} \right) + 20 \lg (2\pi), \quad (64)$$

missä v_0 on värähtelyn nopeuden ja a_0 värähtelykiihtyvyyden vertailuarvon tehollisarvo ja $f_0 = 1 \text{ Hz}$. Samoin siirtymätaso L_d saadaan nopeustason L_v avulla yhtälöstä

$$L_d = L_v - 20 \lg \left(\frac{f}{f_0} \right) - 20 \lg \left(\frac{d_0 f_0}{v_0} \right) - 20 \lg (2\pi), \quad (65)$$

missä d_0 on siirtymän vertailuarvon tehollisarvo. Usein tason vertailuarvo on erilainen kuin mihin sitä täytyy verrata. Tällöin esimerkkinä voidaan käyttää nopeustasojen muuntamista vertailunopeudesta toiseen, jolloin tasot L_{v1} voidaan muuntaa uudeksi tasoksi L_{v2} yhtälöllä

$$L_{v2} = 20 \lg \left(\frac{v}{v_{02}} \right) = 20 \lg \left(\frac{v}{v_{01}} \cdot \frac{v_{01}}{v_{02}} \right) = L_{v1} + 20 \lg \left(\frac{v_{01}}{v_{02}} \right), \quad (66)$$

missä vertailunopeuksien tehollisarvot ovat v_{01} ja v_{02} .

Esim. 11. Muunna värähtelyn nopeustaso $L_{v1}(\text{re } 5 \times 10^{-8} \text{ m/s}) = 78,5 \text{ dB}$ tasoksi, jonka vertailunopeuden tehollisarvo on $1 \times 10^{-9} \text{ m/s}$. Ratkaisu: Yhtälöstä (66) saadaan

$$L_{v2}(\text{re } 1 \times 10^{-9} \text{ m/s}) = L_{v1}(\text{re } 5 \times 10^{-8} \text{ m/s}) + 20 \lg \left(\frac{5 \times 10^{-8}}{10^{-9}} \right) = 78,5 \text{ dB} + 33,98 \text{ dB} \approx 112,5 \text{ dB}.$$

9.2 Mekaaninen mobiliteetti ja impedanssi

Mekaaninen mobiliteetti $Y_{ij}(\omega)$ kulmataajuuden ω funktiona määritellään taajuusvaste-funktiona [51]

$$Y_{ij}(\omega) = v_i(\omega) / F_j(\omega), \quad (67)$$

missä $v_i(\omega)$ on nopeusvaste pisteessä i , kun herätevoima $F_j(\omega)$ vaikuttaa pisteessä j , kun muut rakenteen pisteet saavat liikkua vapaasti ilman mitään muita rajoituksia, kuin ne, jotka vastaavat normaaleja käyttöolosuhteita. Mobiliteetin yksikkö on $[m/(N \cdot s)]$. Syöttöpistemobiliteetti Y_{ii} saadaan kun nopeus mitataan samasta pisteestä i , johon herätevoima vaikuttaa.

Mekaaninen impedanssi määritellään vastaavaan tapaan yhtälöllä

$$Z_{ij}(\omega) = F_i(\omega) / v_j(\omega), \quad (68)$$

mikä ei kuitenkaan ole yleisesti mobiliteetin käänteisarvo, koska yleisessä tapauksessa kyse on matriisi- ja vektorilaskennasta. Tässä on esitetty vain periaate. Tarkemmin asiaan voi perehtyä esim. viitteissä [52], [53].

10 RUNKOÄÄNI

Runkoääni on runkorakenteessa tai muussa kiinteässä kappaleessa etenevää mekaanista värähtelyä, joka aiheuttaa ilmaahtä [14]. Runkoäänellä tarkoitetaan yleensä äänitaajuisista 20 Hz - 20 kHz värähtelyä. Runkoäänien lähteinä ovat yleensä koneet ja laitteet, joista mekaaninen värähtely siirtyy koneen kiinnityksen kautta rakenteisiin. Rakenteiden värähtelevät pinnat sitten vuorostaan säteilevät osan runkoäänivärähtelystä äänenä ilmaan.

Äänen etenemisessä rakenteissa runkoääni on tärkein komponentti, koska runkoääni (mekaaninen värähtely) vaimenee vähän rakenteissa ja voi siten edetä pitkiä matkoja. Materiaalien sisäinen vaimennus on esimerkiksi metalleilla noin 0,1 %. Ilmaäänellä on yleensä merkitystä tarkasteltaessa äänen etenemistä viereisiin tiloihin yhden rajoittavan seinän läpi.

10.1 Runkoääniteho

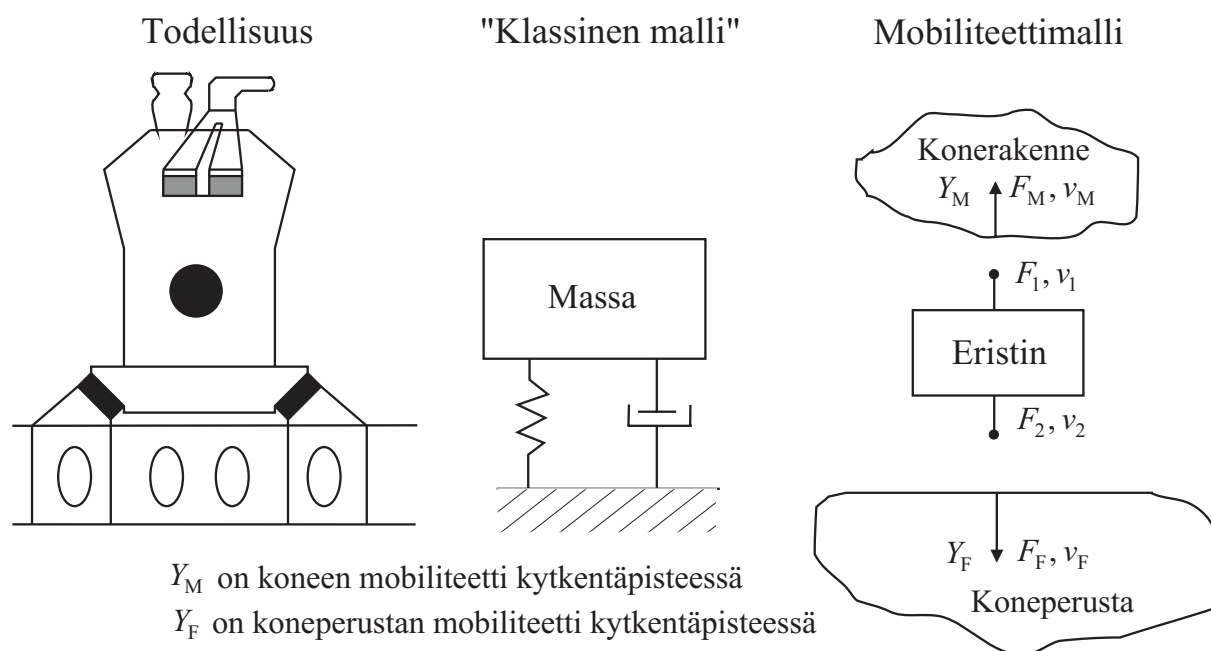
Yhdestä pisteessä vaikuttavasta voimasta $\hat{F}e^{-i\omega t}$, joka saa vastaanottavan rakenteen värähtelemään samassa pisteessä nopeudella $\hat{v}e^{-i\omega t}$ siirtyy runkoääniteho (äänitaajuinen mekaaninen teho) [52]

$$P = \frac{1}{2} \operatorname{Re}(\hat{F} \cdot \hat{v}^*) = \operatorname{Re}(F \cdot v^*), \quad (69)$$

missä \hat{v}^* on nopeuden kompleksisen amplitudin kompleksikonjugaatti. Jälkimmäisessä muodossa on käytetty tehollisarvoja voimalle F ja nopeudelle v amplitudien asemasta. Yksinkertaistetussa muodossa koneesta rakenteeseen siirtyy runkoääniteho, joka riippuu koneen jalustan vapaasta värähtelynopeudesta v_f , jalustan mobiliteetista Y_f ja vastaanottavan rakenteen mobiliteetista Y_m seuraavan yhtälön mukaisesti

$$P = |v_f^2| \cdot \frac{\operatorname{Re}\{Y_f\}}{|Y_f + Y_m|^2}. \quad (70)$$

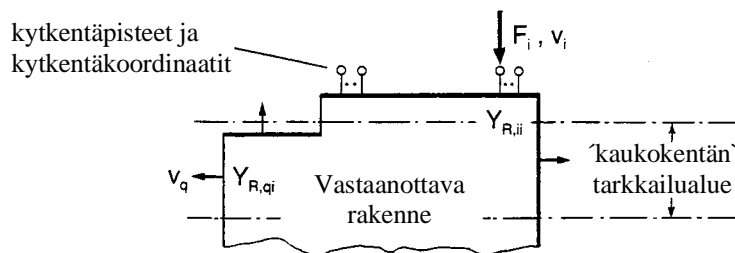
Tällä hetkellä runkoäänilähteen karakterisointiin ei ole olemassa kansainvälisiä standardeja. Huomaa, että ilmaäänilähteen lähdevoimakkuus voidaan kuvata vain yhdellä suureella, ilmaääniteholla, koska käytännössä ilmaäänilähteen näkemä impedanssi $\rho_0 c$ on vakio. Runkoäänilähdettä kuvaamaan tarvitaan lähteen jalustan vapaat värähtelynopeudet, lähteen mobiliteetti ja vastaanottavan rakenteen mobiliteetti. Mobiliteettitekniikkaa havainnollistaa Kuva 19.



Kuva 19. Todellisuuden mallitus klassisesti ja mobiliteettien avulla.

10.2 Tehokalibrointi

Tanskalaisen Mogens Ohlrichin kehittämä paikan päällä tehtäväksi soveltuva vastaanottavan rakenteen tehokalibrointi perustuu syöttöpisteen tehon ja vastaanottavan rakenteen kaukokentän tarkkailualueen energiavasteen väliseen suhteeseen (ks. Kuva 20). Rakenteeseen syötetään laajakaistainen tunnettu runkoääniteho P käyttäen tärastintä, jonka herätevoiman tehollisarvo on F . Tällöin syöttöteholle pisteessä i saadaan yhtälö [54]



Kuva 20. Vastaanottavan rakenteen tehokalibrointi kaukokentässä käyttäen tehon syöttöpisteenä kytkentäpistettä i [54].

$$P_i = \langle v_q^2 \rangle \frac{\text{Re}(Y_{R,ii})}{\langle |Y_{R,qi}|^2 \rangle} = \langle v_q^2 \rangle \text{Re}(\alpha_{qi}), \quad (71)$$

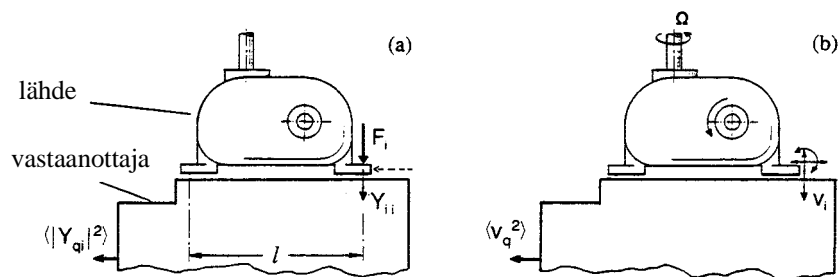
missä taajuudesta riippuvaa suhdetta on merkitty yhtälöllä

$$\text{Re}(\alpha_{qi}) = \text{Re}(Y_{R,ii}) / \langle |Y_{R,qi}|^2 \rangle. \quad (72)$$

Yhtälöissä $Y_{R,ii}$ on vastaanottavan rakenteen syöttöpiestemobilitteetti, $Y_{R,qi}$ on vastaanottavan rakenteen siirtomobilitteetti, kun nopeusvaste v_q on mitattu pisteessä q herätevoiman vaikuttaessa pisteessä i .

10.3 Tehokalibrointi, kun lähde on paikalla

Likimääräinen vastaanottavan rakenteen tehokalibrointi voidaan tehdä, kun lähde on paikalla (ks. Kuva 21).



Kuva 21. Kaaviokuva lähde-vastaanottaja -järjestelmästä, jolla määritetään: (a) kytketyn lähde-vastaanottaja -järjestelmän kokonaismobilitteetti, (b) keskimääräinen käytön aikainen värähtelyn nopeus kaukokentässä [54].

Tällöin kytketyn lähde-vastaanottaja -järjestelmän syöttöpisteen kokonaismobilitteetti Y_{ii} ja siirtomobilitteetti Y_{qi} ovat likimäärin kun oletetaan, että lähteen syöttöpistemobilitteetti $Y_{S,ii}$ ja vastaanottavan rakenteen syöttöpistemobilitteetti $Y_{R,ii}$ ovat rinnan kytketyt

$$Y_{ii} \approx \frac{Y_{S,ii} Y_{R,ii}}{Y_{S,ii} + Y_{R,ii}}, \quad (73)$$

kun merkitään vastaanottavan rakenteen siirtomobilitteettia $Y_{R,qi}$, saadaan siirtomobilitteetiksi

$$Y_{qi} \approx \frac{Y_{S,ii} Y_{R,qi}}{Y_{S,ii} + Y_{R,ii}}. \quad (74)$$

Kun lähteen mobilitteetti $Y_{S,ii}$ tunnetaan, saadaan rakenteeseen siirtyvälle teholle likimääräisyhtälö

$$\tilde{P}^S \approx \langle v_q^2 \rangle \left\langle \frac{|Y_{ii}|^2 \operatorname{Re}(1/Y_{ii} - 1/Y_{S,ii})}{\langle |Y_{qi}|^2 \rangle} \right\rangle_i \quad (75)$$

tai kun vastaanottavan rakenteen syöttöpistemobilitteetti $Y_{R,ii}$ tunnetaan, saadaan rakenteeseen siirtyvälle teholle likimääräisyhtälö

$$\tilde{P}^R \approx \langle v_q^2 \rangle \left\langle \frac{|Y_{ii}|^2 \operatorname{Re}(1/Y_{R,ii})}{\langle |Y_{qi}|^2 \rangle} \right\rangle_i. \quad (76)$$

10.4 Säteilysuhde

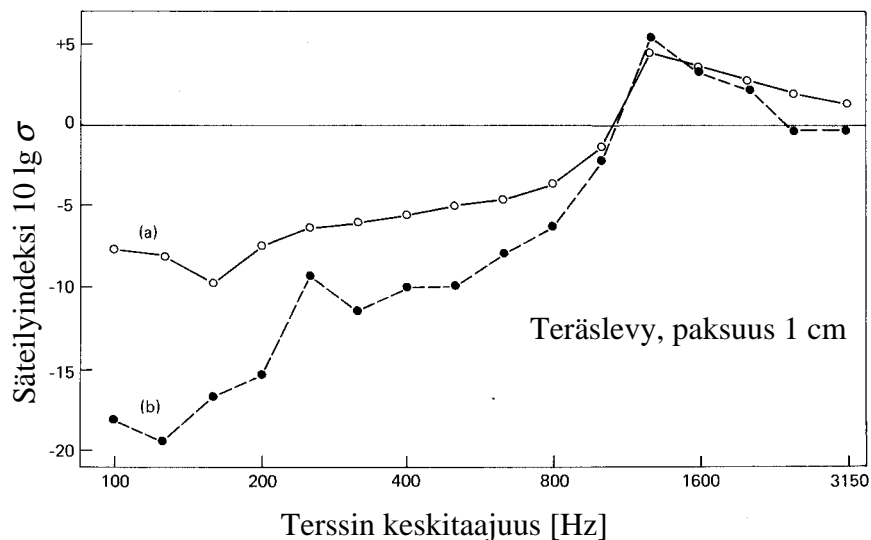
Usein halutaan tietää äänilähteen (esimerkiksi koneen, laitteen, tai värähtelevän rakenteen) ilmaan säteilemän äänitehon lisäksi mikä yhteys äänilähteen pinnan värähtelynopeuden ja sen säteilemän äänitehon välillä on. Tavallisesti tämä suhde kuvataan säteilysuhteen avulla. Sitä merkitään usein symbolilla σ ja se määritellään yhtälöllä [52]

$$\sigma = \frac{P}{\rho c S \langle v^2 \rangle}, \quad (77)$$

missä P on värähtelevän äänilähteen säteilemä ääniteho, ρ on ilman tiheys, c on äänen nopeus ilmassa, S on äänilähteen pinta-ala ja $\langle v^2 \rangle$ on nopeuden neliön aikakeskiarvon pinta-alakeskiarvo. Suurilla pinnoilla, jotka värähtelevät kuin jäykkä mäntä, $\sigma = 1$. Siten säteily-

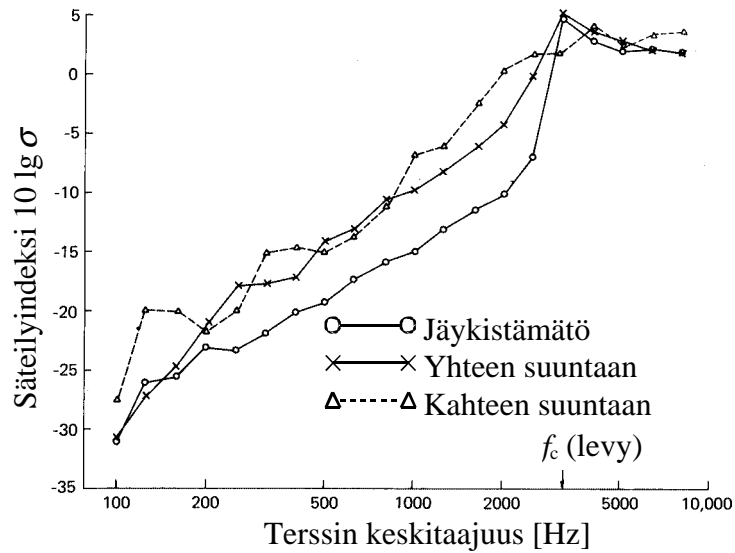
suhde ilmoittaa paljonko vähemmän tai enemmän tehoa tietty äänilähde säteilee samaan väliaineeseen kuin mäntäsäteilijä, jolla on sama pinta-ala ja jonka värähtelynopeus on yhtäsuuri. Mitään fysikaalista syytä ei ole miksi värähtelevän pinnan säteilyosuus näin määriteltynä ei voisi olla suurempi kuin 1. Käytännössä säteilyosuus on pienillä taajuuksilla yleensä pienempi kuin 1 ja suurilla taajuuksilla ≈ 1 . Akustiikan sanasto [14] määrittelee säteilyosuuden: säteilyosuus on säteilevän pinnan aiheuttaman äänitehon suhde tasoaltoa säteilevän, samankokoisen pinnan aiheuttamaan äänitehoon. Tämä määritelmä vastaa fysikaalisesti edellä yhtälömuodossa annettua määritelmää. Mittaustietojen yhteydessä käytetään usein säteilyindeksiä, joka on säteilyosuuden kymmenkantainen logaritmi kerrottuna kymmenellä, jolloin yksikkö on desibeli.

Huomaa, että säteilyosuuden arvo riippuu herätetävästä. Yleensä säteilyosuuden arvot on annettu monimuotoiselle resonanssivärähtelylle, jonka laajakaistaiset mekaaniset voimat ovat herättäneet. Nämä säteilyosuuden arvot eivät sovellu akustisesti äänen herättämille rakenteille, joissa pakotettu aaltoliike on vallitseva (ks. Kuva 22). Säteilyosuuden laskemiseksi löytyy yhtälöitä kumpaakin tapausta varten kirjallisuudesta (ks. esim. [38], [44], [52]).

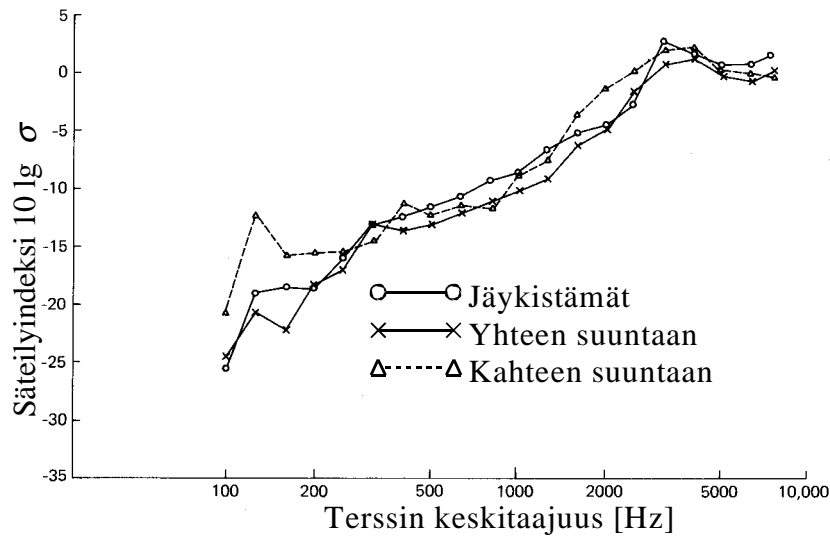


Kuva 22. Teräslevyn säteilyindeksien vertailu, kun heräte on (a) ilmaäänihäly ja (b) mekaaninen häly (Macadam, 1976 teoksessa [44]).

Jäykistäjien lisääminen levyyn kasvattaa levyn säteilyä. Maidanikin mukaan tämä johtuu siitä, että levy jakaantuu tällöin pienempikokoisiin levyihin, jolloin säteilyosuus kasvaa koinsidensitaajuuden alapuolella likimäärin kertoimella $1 + 2P/B$, missä P on jäykistäjien kokonaispituus ja B on alkuperäisen levyn piirin pituus. Kuva 23 esittää jäykistämisen mitatun vaikutuksen pistemäisesti herätetyn levyn äänen säteilyyn. Kuva 24 esittää jäykistämisen vaikutuksen levyn äänen säteilyyn, kun herätteenä on diffuusi äänikenttä.



Kuva 23. Jäykistämisen vaikutus pistemäisesti herätetyn levyn säteilyindeksiin (von Venzke et al., 1973 teoksessa [44]).



Kuva 24. Jäykistämisen vaikutus diffuusin äänikentän herättämän levyn säteilyindeksiin (von Venzke et al., 1973 teoksessa [44]). (Kuva 11 esittää käytetyt levyrakenteet.)

10.5 Runkoäänien säteily ilmaääneksi

Runkoäänilähteestä värähtely siirtyy runkoäänenä (mekaanisena värähtelynä) vastaanottavaan rakenteeseen saaden sen pinnat värähtelemään. Nämä värähtelevät pinnat vuorostaan säteilevät ilmaan ääntä. Laskentamenetelmissä käytetään lähtötietona runkoäänitehoa ja sitten käytetään värähtelytehon siirtymisanalyysiä, jolla määritetään rakenteen värähtelynopeus. Kun värähtelynopeus tunnetaan saadaan pinnan säteilemä akustinen teho arvioitua yhtälöllä [52]

$$P = \rho c \sigma S \langle \overline{v^2} \rangle, \quad (78)$$

missä ρ on ilman tiheys, c äänen nopeus ilmassa, σ säteilysuhde, S säteilevän pinnan ala ja $\langle \overline{v^2} \rangle$ nopeuden neliön aikakeskiarvon pinta-alakeskiarvo. Merkinnässä yläviiva tarkoittaa aikakeskiarvoa ja kulmasulut $\langle \rangle$ tarkoittavat pinta-alakeskiarvoa.

11 MELUN VÄHENTÄMISEN PERIAATTEET

Ääniteknisten vaatimusten huomioonottaminen tuotesuunnittelussa edellyttää, että koneen tai laitteen äänitekniisiä ominaisuuksia arvioidaan jo esisuunnittelussa. Arviointia jatketaan varsinaisen suunnittelun yhteydessä, kun mitoitetaan ja muotoillaan rakenteita ja kun valitaan osakomponentteja [55].

Melun vähentämisessä suunnittelun päämääränä täytyy olla sellaisen toimintaperiaatteen ja sellaisten komponenttien valinta, että melua ei synny lainkaan. Vasta, jos tässä ei onnistuta, turvaudutaan meluntorjuntatoimenpiteisiin [55].

Huomaa, että reiät ja vaimentamattomat läpivientiaukot pilaavat hyvän rakenteen ilmaääneneristävyyden. Jos käytetään tiiviitä rakenteita, niin ääniteknisten ominaisuuksien lisäksi täytyy varmistua tarvittavasta ilmanvaihdosta ja jäähtytyksestä. Vältä äänisiltojen (mekaanisten yhteiden) syntymistä kelluvissa lattiarakenteissa. Mekaaniset yhteydet pilaavat täysin kelluvan rakenteen vaimennuksen. Runkoäänien leviämisen pienentämiseksi voi käyttää joustavaa ripustusta esimerkiksi koneiden, laitteiden, putkien, kanavien ja johtojen asennuksessa. Joustava ripustus vähentää tehokkaasti edellä mainittujen laitteiden kautta siirtyvää värähtelyä.

Huomaa, että tilan, esimerkiksi hytin tai kotelon, sisäpinnoilla täytyy olla akustista absorptiomateriaalia. Absorptio pienentää kaiuntaisuutta ja alentaa äänenpainetasoa. Kovapintaisessa tilassa äänenpainetaso nousee kunnes saavutetaan energiatasapaino tilaan tuodun ja siinä häviöihin kuluvan äänienergian välillä. Yleensä näin syntyvä äänenpainetaso on 3 - 6 dB korkeampi kuin tilassa, jossa sisäpinnoilla on absorptiomateriaalia.

Vähämeluisten koneiden, laitteiden ja komponenttien suunnittelijan täytyy tuntea ääni- ja värähtelytekniikan teorian perusteet, tärkeimmät äänen ja värähtelyn syntymekanismit, äänen siirtymistavat, äänen säteily rakenteista ja ne keinot, joilla ääntä ja värähtelyä voidaan hallita.

KIRJALLISUUS

- [1] ISO/TR 11688-1. Acoustics – Recommended practice for the design of low-noise machinery and equipment – Part 1: Planning. International Organization for Standardization, 1995. 36 s.
- [2] ISO/TR 11688-2. Acoustics – Recommended practice for the design of low-noise machinery and equipment – Part 2: Introduction to the physics of low-noise design. International Organization for Standardization, 1998. 46 s.
- [3] ISO/TR 11688-3. Acoustics – Recommended practice for the design of low-noise workplaces containing machinery – Part 3: Sound propagation and noise prediction in workrooms, 1997. 36 s.
- [4] Vähämeluisten koneiden suunnittelu. Helsinki: Insinöörijärjestöjen koulutuskeskus, 1984. 200 s. (Julkaisu 187–84)
- [5] Värähtelymittausten hyväksikäyttö konekonstruktiossa. Helsinki: Insinöörijärjestöjen koulutuskeskus, 1982. 206 s. (Julkaisu 129–82)
- [6] Tanttari, J. & Saarinen, K. Työkoneiden melun vähentäminen – perusteet. Tampere: Metalliteollisuuden Keskusliitto, MET, 1995. 124 s. (Tekninen tiedotus 4/95, MET)
- [7] VNp 993/92. Valtioneuvoston päätös melutason ohjearvoista.
- [8] SFS-ISO 1996-1. Akustiikka. Ympäristömelun kuvaaminen ja mittaaminen. Perussuureet ja menetelmät, 1992. 6 s.
- [9] SFS-ISO 1996-2. Akustiikka. Ympäristömelun kuvaaminen ja mittaaminen. Maankäyttöä koskevien mittaustietojen hankinta, 1992. 6 s.
- [10] SFS-ISO 1996-3. Akustiikka. Ympäristömelun kuvaaminen ja mittaaminen. Soveltaminen melurajoihin, 1992. 3 s.
- [11] ISO 9613-1. Acoustics – Attenuation of sound during propagation outdoors – Part 1: Calculation of the absorption of sound by the atmosphere. International Organization for Standardization, 1993. 26 s.
- [12] ISO 9613-2. Acoustics – Attenuation of sound during propagation outdoors – Part 2: General method of calculation. International Organization for Standardization, 1996. 18 s.
- [13] Pierce, A. D. Acoustics. An Introduction to Its Physical Principles and Applications. 2nd. ed. 1991. New York: The Acoustical Society of America. 678 s.
- [14] SFS 5100. Akustiikan sanasto. Suomen Standardisoimisliitto, 1985. 119 s.
- [15] Björk, E. Meluntorjunta. Kuopio: Kuopion yliopisto, Ympäristöterveyden laitos, 1991. 204 s.
- [16] Meluntorjunta. Ohjekirjanen meluntorjuntalaista ja -asetuksesta. Helsinki: Ympäristöministeriö, 1989. 21 s. (Ympäristöministeriön ympäristönsuojeluosaston sarja B/13/1989)
- [17] Pyykkö, I. Starck, J. Färkkilä, M. & Korhonen, O. Melun vaikutukset elimistöön. Melun haitallisuuden arviointi ja melun eräitä muita kuin kuulovaikutuksia. Helsinki: Työterveyslaitos, 1982. 57 s. (Työterveyslaitos, katsauksia 45)
- [18] Jauhiainen, T., Vuorinen, H. S., Heinonen-Guzejev, M. & Paikkala, S.-L. Ympäristömelun vaikutukset. 2. p. Helsinki: Ympäristöministeriö, 1997. 64 s. (Ympäristöministeriö, Suomen ympäristö 94/97)

- [19] Eurasto, R., Lahti, T. & Sysiö, P. Ympäristömelu; lähteet, leviäminen, arviointi. Helsinki: Ympäristöministeriö, 1991. 71 s. (Ympäristöministeriön ympäristönsuojelu-osaston selvitys 92/1990)
- [20] SFS 4004. Suureet ja yksiköt, alaindeksit. Suomen Standardisoimisliitto, 1992. 11 s.
- [21] ISO 2533. Standard atmosphere. International Organization for Standardization, 1975. 108 s.
- [22] SFS-IEC 27-3. Logaritmiset suureet ja yksiköt. Suomen Standardisoimisliitto, 1991. 6 s.
- [23] ISO 1683. Acoustics – Preferred reference quantities for acoustic levels. International Organization for Standardization, 1983. 2 s.
- [24] Eurasto, R. & Uosukainen, S. Ympäristömelun mittaaminen. Helsinki: Ympäristöministeriö, ympäristönsuojeluosasto, 1995. 82 s. (Ympäristöministeriön ympäristönsuojeluosaston ohje 1/1995)
- [25] SFS 3700. Metrologia. Mittaustekniikan perusanasto. 2. p. Suomen Standardisoimisliitto, 1982. 225 s.
- [26] Pesonen, K. Meluntorjuntasuunnittelun laskuesimerkkejä. Helsinki: Insinööritoimisto Kari Pesonen Oy, 1987. 145 s.
- [27] IEC 651. Sound level meters. International Electrotechnical Commission, 1979. 53 s.
- [28] IEC 537. Frequency weighting for the measurement of aircraft noise (D-weighting). International Electrotechnical Commission, 1976. 7 s.
- [29] Toivanen, J. Teknillinen akustiikka. 3. p. Espoo: Otakustantamo, 1981. 618 s.
- [30] IEC 225. Octave, half-octave and third-octave band filters intended for the analysis of sounds and vibrations. International Electrotechnical Commission, 1982. 17 s.
- [31] Internordisk jämförelsemätning av ljudabsorptionsfaktorn α_s . NORTEST-projekt nr 6-74. Statens provningsanstalt, Teknisk rapport 1974:30. 12 s. + liitt.
- [32] ISO 3740. Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources – Guidelines for the use of basic standards and for the preparation of noise test codes. International Organization for Standardization, 1980. 14 s.
- [33] ISO 3741. Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Precision methods for reverberation rooms. International Organization for Standardization, 1999. 32 s.
- [34] ISO 3744. Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Engineering method in an essentially free field over a reflecting plane. International Organization for Standardization, 1994. 31 s.
- [35] ISO 3746. Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources – Survey method employing an enveloping measurement surface over a reflecting plane. International Organization for Standardization, 1995. 27 s.
- [36] ISO 9614-1. Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound intensity – Part 1: Measurement at discrete points. International Organization for Standardization, 1993. 19 s.
- [37] ISO 9614-2. Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound intensity – Part 2: Measurement by scanning. International Organization for Standardization, 1996. 19 s.
- [38] Beranek, L. L. (ed.). Noise and vibration control. Revised edition. Washington, DC: Institute of Noise Control Engineering, 1988. 672 s.

- [39] ISO 140-3. Acoustics – Measurement of sound insulation in buildings and of building elements. International Organization for Standardization, 1995. 20 s.
- [40] ISO Standards Handbook Acoustics. Vol. 1: General aspects of acoustics, Methods of noise measurement in general, Noise with respect to human beings. International Organization for Standardization, 1995. 615 s.
- [41] ISO Standards Handbook. Acoustics. Vol. 2: Noise emitted by vehicles, Noise emitted by specific machines and equipment, Acoustics in buildings. International Organization for Standardization, 1995. 790 s.
- [42] Halme, A. Rakennus- ja huoneakustiikka. 2. p. Espoo: Otapaino, 1981. 592 s.
- [43] Crocker, M. J. & Price, A. J. Sound transmission using statistical energy analysis. Journal of Sound and Vibration, 1969. Vol. 9, no. 3, s. 469–486.
- [44] Fahy, F. Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response. London: Academic Press, 1985. 309 s.
- [45] Shiau, N.-M., Bolton, J. S. & Ufford, D. A. Random incidence sound transmission through foam-lined panels. Ray W. Herrick Labs, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette IN 47907. 16 s.
- [46] Price, A. J. & Crocker, M. J. Sound transmission through double panels using statistical energy analysis. The Journal of the Acoustical Society of America, 1969. Vol. 47, no. 3 (Part 1), s. 683–693.
- [47] Malinen, U. & Heinonen, R. Ikkunan ääneneristävyys. Espoo: Valtion teknillinen tutkimuskeskus, 1977. 61 s. (VTT, rakennustekniikan laboratorio, tiedonanto 35)
- [48] ISO 717-1. Acoustics – Rating of sound insulation in buildings and of building elements – Part 1: Airborne sound insulation. International Organization for Standardization, 1996. 15 s.
- [49] ISO Standards Handbook. Mechanical vibration and shock. Vol. 1: Terminology and symbols, Tests and test equipment, Balancing and balancing equipment. International Organization for Standardization, 1995. 607 s.
- [50] ISO Standards Handbook. Mechanical vibration and shock. Vol. 2: Human exposure to vibration and shock, Vibration in relation to vehicles, specific equipment and machines, and buildings. International Organization for Standardization, 1995. 607 s.
- [51] ISO 2041. Vibration and shock – Vocabulary. International Organization for Standardization, 1990. 59 s.
- [52] Cremer, L. Heckl, M. & Ungar, E. E. (transl.). Structure-Borne Sound. Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies. Berlin: Springer-Verlag, 1973. 528 s.
- [53] ISO 7626-1. 1986. Vibration and shock – Experimental determination of mechanical mobility – Part 1: Basic definitions and transducers. International Organization for Standardization. 23 s.
- [54] Ohlrich, M. In-situ estimation of structural power transmission from machinery source installations. Teoksessa: Jacobsen, F. (ed.) Sixth International Congress on Sound and Vibration Proceedings, Lyngby 5–8 July 1999. The International Institute of Acoustics and Vibration, 1999. Vol. 5, s. 2149–2160.
- [55] Vähämeluiset konepajatuotteet. Helsinki: Suomen Metalliteollisuuden Keskusliitto. 102 s. (Tekninen tiedotus 27/86).

Liite 2: Kuljetusvälineiden vaimennusratkaisut – State-of-the-art-kirjallisuus selvitys

Tapio Lahti

Insinööritoimisto Akukon Oy
Kornetintie 4 A
00380 HELSINKI
puh:(09) 5617 170
fax: (09) 5617 1711

TEKES

”VÄRE”-teknologiaohjelma, ”Liikkuväre”-projekti

tilaaja: VTT Valmistustekniikka
tilaus: VAL399-125-MTH
yhdyshenkilö: Markku Hentinen

Sisällys

1 Johdanto	5
1.1 Tausta	5
1.2 Tavoite	5
1.3 Rajaus	6
2 Lähtökohdat	7
2.1 Käsitteitä	7
Vaimennus ja eristys	7
Häviöt, dissipaatio ja absorptio	7
Tärinä, melu ja runkoääni	7
2.2 Tärinän- ja meluntorjunnan keinoja	7
2.2.1 Värähtelyn hallintakeinot	8
Passiiviset keinot	8
Puoliaktiiviset ja aktiiviset keinot	8
Värähtelyvaimennus	9
2.2.2 Äänen hallintakeinot	9
Meluntorjunta	10
2.3 Keinojen valintaan vaikuttavia tekijöitä	10
2.3.1 Heräte	10
2.3.2 Aaltoliikkeen eteneminen	11
3 Värähtelytekniikan perusteita	12
3.1 Värähtelyn teoreettista taustaa	12
3.1.1 Ensimmäisen vapausasteen värähtelijä	12
3.1.2 Yleinen värähtelevä rakenne	13
3.2 Aineiden ja rakenteiden vaimennus	14
3.2.1 Vaimennusmekanismi	14
3.2.2 Vaimennussuureet	15

3.2.3	Vaimennuksen suurentaminen	16
	Vaimennusominaisuuksien parantamismahdollisuuksia	18
3.3	Rakennemateriaalien vaimennus	18
3.3.1	Elastiset ja viskoelastiset materiaalit	19
	Metalliset materiaalit	20
	Polymeeriset materiaalit	20
	Kuituvahvisteiset muovit	21
	Yhdistelmä- ja multimateriaalit	21
3.3.2	Vaimentavat kerrosmateriaalit	21
	Kerroslevyt	21
	Vaimentava lisäkerros	22
3.4	Liitosten vaimennus ja vaimentimet	23
3.4.1	Liitokset	23
3.4.2	Tärinäeristin ja iskunvaimennin	23
3.4.3	Viskoelastinen vaimennin	24
3.4.4	Dynaaminen massavaimennin	24
3.5	Materiaalien ja rakenteiden häviökertoimen mittaus	25
4	Akustiikan perusteita	26
4.1	Taustaa	26
4.1.1	Käsitteitä	26
	Ääni ja melu	26
	Äänipaine- ja äänitehotaso	26
	Taajuus ja aallonpituus	27
4.1.2	Melun ohjearvoja	28
	Työmelu	29
	Laitemelu	29
4.2	Äänen synty ja leviäminen	29
4.2.1	Äänilähteitä	29
	Moottori	30
	Puhaltimet	31
	Aerodynaaminen melu	31
4.2.2	Äänen heijastuminen, eristys ja absorptio	31
	Impedanssi	31
	Heijastus- ja läpäisysuhde	32
	Tehosuhteet, äänieristävyys ja absorptiosuhde	32
4.2.3	Ääniaallot suljetussa tilassa	32
	Tasoaalto kanavassa	32
	Interferenssi, seisova aalto	33
	Kanavan resonanssi	34
	Kanavan pää, suljettu ja avoin	35
	Pehmeän pinnan suuntaisesti etenevän aallon vaimentuminen	35
	Kaiuntakenttä kovaseinäisessä tilassa	36
	Lämpötila ja väliaineen virtaus	37
4.3	Meluntorjunnan keinoja	37
4.3.1	Äänieristys ja kotelointi	38
	Eristykseen vaikuttavat tekijät	38
	Äänieristyksen tavoitteet	38
	Konekoteloinnin ja säteilyeristyksen tavoitteet	38
4.3.2	Äänenvaimentimet	39
	Valinta	39
	Absorptiovaimennin	39
	Ontelovaimennin	40
4.3.3	Äänen absorptio	40

5	Tärinäntorjunta materiaalin tai rakenteen vaimennusta lisäämällä	42
5.1	Rakennemateriaalien vaimennusominaisuudet	42
5.1.1	Vaimennusmetallit ja metalliseokset	42
	Vaimennusteräket	42
	Valuraudat	42
5.1.2	Polymeerit	42
5.1.3	Lujitemuovit	43
5.1.4	Kerroslevyt ja materiaaliyhdistelmät	43
5.2	Rakenteen pintaan lisättävät vaimennusmateriaalit	44
5.2.1	Levyjen ja palkkien vaimennus	44
	Vapaa viskoelastinen kerros	44
	Pakotettu kerros	45
5.3	Runkoäänen vaimennus	47
6	Tärinäntorjunta vaimentimin	48
6.1	Liitosten vaimennus	48
6.2	Vaimennin rakenneosien välissä	49
6.2.1	Viskoosi vaimennin (iskunvaimennin)	49
6.2.2	Viskoelastinen vaimennin	49
6.3	Massavaimentimet	50
6.3.1	Dynaaminen massavaimennin	50
	Moninkertainen massavaimennin	53
	Massavaimenninsovelluksia	53
6.3.2	Impaktivaimennin	54
	Palkin impaktivaimennus	56
	Impakti-massavaimennin	56
	Impaktivaimentimen sovelluksia	56
	Haulivaimennin	57
	Ketjuvaimennin	57
6.3.3	Nestevaimennin	57
	Aluksen keinunnan vaimentaminen nestetankilla	59
6.3.4	Muita massavaimenninsovelluksia	59
	Liukuvan massan vaimennin	59
	Öljypallovaimennin	59
6.3.5	Pietsosähköinen vaimennin	59
7	Runkoäänieristys	61
7.1	Tärinäeristimet	61
7.1.1	Periaatteet	61
7.1.2	Mitoitus esimerkkejä	63
	Tärinäeristimen suunnittelu/mitoitus	63
8	Melulähteen kotelointi ja säteilyeristys	64
8.1	Toimintaperiaatteet	64
8.2	Eristyksen mitoitus	64
8.3	Ilmatilan vaikutus	66
9	Äänenvaimentimet	67
9.1	Perustyyppit ja parametrit	67
9.2	Resistiivinen ns. lamelli- eli absorptiovaimennin	67
9.2.1	Toimintaperiaate	67
9.2.2	Absorptiovaimentimen mitoittaminen	68
	Vaimennus	68
	Lamellien paksuus ja lukumäärä	69
	Poikkipinta ja pituus	69

Aerodynamiikka	70
9.3 Reaktiivinen ns. ontelo- eli resonanssivaimennin	70
9.3.1 Toimintaperiaate	70
9.3.2 Ontelovaimentimen perusosat	71
Poikkipinnan muutokset	71
Putken jatke ontelon tulo- tai lähtöpuolella	72
Helmholtz-resonaattori	72
Putken reijitys	73
9.3.3 Ontelovaimentimen mitoittaminen	74
Kokoonpanon valinta	74
Esimerkkejä vaimennuskäyristä	75
9.4 Yhdistelmävaimentimet	75
10 Äänieristys ja äänen absorptio	76
10.1 Yksikerrosrakenne	76
10.1.1 Massalaki	76
10.1.2 Joustava väliseinä	78
Koinsidenssi ja kriittinen taajuus	78
Diffuusi äänikenttä	79
Äärellisen kokoisen kerroksen läpäisy	79
10.2 Monikerrosrakenteet	80
10.3 Äänikentän vaimennus	81
10.4 Käytännön sovellusesimerkki: venemoottorin melun vaimennus	83
Lähtötiedot	83
Tärinäeristys	83
Ilmaäänien absorptio	83
Ilmaäänien etenemisen estäminen	84
Ilmaäänien eristys kopalla	84
Lähteet	85

1 Johdanto

1.1 Tausta

Tämä kirjallisuusselvitys liittyy yhtenä osana Teknologian Kehittämiskeskuksen (Tekes) vuosiksi 1999–2002 käynnistämään kansalliseen teknologiaohjelmaan ”VÄRE” eli ”Värähtelyn ja äänen hallinta”. Ohjelman yleistavoitteena on parantaa yritysten valmiuksia vastata tulevaisuuden vaatimuksiin, joita tuotteiden värähtely- ja ääniominaisuuksille asetetaan.

VÄRE-teknologiaohjelman yksi osahanke on ”LIKKUVÄRE” eli ”Kuljetusvälineiden ja liikkuvien työkoneiden värähtelyn ja äänen hallinta”. Tässä hankkeessa pyritään ymmärtämään aihepiirin fysikaalisia ilmiöitä, mallintamaan niitä matemaattisesti sekä kehittämään kokonaisvaltaisia simulointimalleja. Tavoitteena on voida suunnitella tuotteelle etukäteen halutut värähtelytekniset ja akustiset ominaisuudet.

Kulkuvälineen vaimennustarpeelle — sen tärinän- ja meluntorjunnalle — voi tavallisesti olla kolmenlaisia syitä:

- tärinä voi kohdistua kulkuvälineen kuljettajiin tai matkustajiin aiheuttaen epä-mukavuutta;
- tärinä voi muuttua meluksi, joka voi häiritä välineessä olijoita tai levitä ympäristöön — ääritapauksessa melusta voi olla terveydellistä haittaa;
- tärinä voi aiheuttaa rakenteiden väsymistä taikka lyhentää koneen tai kulkuvälineen käyttöikä.

1.2 Tavoite

Tämä selvitys liittyy LIKKUVÄRE-hankkeen ensimmäisiin vaiheisiin. Tavoitteena on kirjallisuuskatsaus vaimennuksen ja vaimennustekniikan käytöstä melun ja tärinän torjunnassa. Vaimennuksen vaikutuksista värähtelyvasteeseen ja säteilyyn ääneen sekä erilaisten vaimennussuureiden välisistä yhteyksistä pyritään laatimaan yhteenveto, jonka tarkoituksena on edustaa yleistä osaamisen nykytilaa ja tasoa (= ”*State-of-the-art*”).

Tämän kirjallisuuskatsauksen näkökulma on hankkeen teollisuustaustan mukainen. Selvityksen tavoitteena on lähinnä pk-teollisuuden tuotekehityksen ja -suunnittelun tueksi sopiva opas. Värähtelytekniikkaa ja akustiikkaa käsittelevillä kirjallisuuskatsauksilla on tapana herkästi muotoutua kovin matemaattisiksi. Tämä selvitys pyritään mahdollisuuksien mukaan saamaan käytännönläheiseksi, eli käytännön tekniikan parissa työskentelevän henkilön ymmärrettäväksi. Kaikkea matematiikkaa ei voida välttää, mutta sen määrä ja taso pyritään kuitenkin pitämään rajallisena.

Selvityksen kohderyhmäksi tarkoitettua teollisuuden oletetaan olevan lähinnä kotimaista kuljetusväline- ja työkoneiteollisuutta. Sen tuottamia, täriseviä ja meluavia järjestelmiä ovat siis esimerkiksi veneet (huvi- ja työvenee), laivojen paikalliset rakenteet, metsätyökoneet (harvesterit, ajokoneet), maatalouskoneet (traktorit, puimurit), kaivoskoneet, lastinkäsittelykoneet (trukit, lukit), puolustusajoneuvot (miehistönkuljetusajoneuvot), kuorma-autot, henkilöautot, bussit, kaivinkoneet sekä junavaunut.

Tarkoituksena on löytää ne tärinän vaimennuskeinot, joita kuljetusvälineen valmistaja voisi järkevästi käyttää. Pois jäävät esimerkiksi koneistojen ja voimansiirtojärjestelmien herätteiden ja sisäisten värähtelyjen vaimentimet sekä vain rakennuksiin sopivat ratkaisut. Meluntorjunnan osalta tavoitteena on löytää vastaavasti akustisesti ja taloudellisesti käyttökelpoisia ratkaisuja.

Selvityksessä käsitellään värähtelyn ja äänen hallinnan passiivisia keinoja, sellaisia jotka seuraavana askeleena tulevat kyseeseen, kun tavanomaiset rakennemuutokset ja herätteen pienentäminen eivät enää auta. Toisin sanoen oletetaan, että hiljaiset komponentit ja toimintatavat ovat mahdollisuuksien mukaan jo käytössä.

1.3 Rajaus

Rakenteen värähtelyn hallinnan osalta tarkastelun näkökulmia ovat sekä rakenteiden kokorungon globaalinen värähtelyn hallinta että paikallisen rakenneosan värähtelyn hallinta (rakente- ja sisustuslevyt, palkkimaiset rakenneosat).

Värähtelyjen hallinnasta on kasvanut yhä tärkeämpi tehtävä, kun tähtäimessä on laitteen toiminnan luotettavuus, käyttöikä tai ihmisten mukavuus. Mukavuuden yhteydessä tärinänhallinnan vakioseuralainen, meluntorjunta, liittyy usein kokonaisuuteen. Värähtelyn voimakkuuden rajoittaminen on usein tarpeen, jotta rakenne ei kärsisi rakenteellisia vaurioita tai jotta se ei olisi käyttäjälleen, kuljettajalle tai matkustajille haitallista.

Kulkuvälineissä värähtelyn aiheuttajina ovat yleisimmin oma voimanlähde sekä liikkumisen ja käytön mukanaan tuomat ulkoiset vaihtelut tai muutokset. Jälkimmäisiä voivat olla vaikkapa tien tai muun alustan epätasaisuudet, aallokko tai työskentelyn tuottamat muutokset: iskut, kolahdukset, törmäykset jne.

Rakenteen vaimennus on sen värähtelyä säätelevistä tekijöistä tärkeimpiä. Se on yksi ominaisuuksista, jotka määräävät, mikä on rakenteen vaste siihen kohdistuville dynaamisille voimille. Sitä voidaan myös käyttää yhtenä mittana värähtelyhallinnan laadulle tai laajuudelle. Vaimennus viittaa rakenteen kykyyn vaimentaa omat värähtelynsä; tämä kyky luodaan tai tuotetaan rakenteen suunnittelulla, materiaalien ominaisuuksilla tai lisämateriaaleilla taikka lisäosilla.

Vaativammissa tapauksissa, kun tavoitellaan suuria vaimennuksia, rakenteen suunnittelun tarkastelu ei yksinään riitä. On osoittautunut välttämättömäksi ottaa huomioon myös erityisen vaimentavien materiaalien käyttömenetelmät. Tämä puoli värähtelyhallinnasta on toistaiseksi suhteellisen tuore ja voimakkaasti kehittyvä.

Kulku- ja kuljetusvälineet ovat yleensä vahvasti tekemisissä värähtelyn ja sen vaimentamisen kanssa. Monet asiaan vaikuttavat olosuhteet vaihtelevat laajalti: lämpötila, taajuus sekä jännitys- ja venymäamplitudit. Käytettyjen materiaalien on tarpeen säilyttää halutut ominaisuutensa näiden käytössä eteen tulevilla vaihtelualueilla. Samalla on otettava huomioon hinta, paino, kestävyys, stabiilius jne. Vaimennusominaisuuksien ja muiden tekijöiden (jäykkyys, lujuus) välinen sovittaminen vaatii optimointia.

2 Lähtökohdat

2.1 Käsitteitä

Vaimennus ja eristys

Vaimentaminen ja vaimennus on yleiskäsite, joka tarkoittaa fysiikassa väljästi suunnilleen samaa kuin vähentäminen, pienentäminen, hiljentäminen. Se sisältää absorptio eli energian häviämisen eli imeytymisen lämmöksi, mutta myös muista syistä tapahtuvan vähenemisen. Muita syitä ovat synnyn eli herätteen estäminen ja etenemisen estäminen. Eristys on ahtaampi käsite, sillä tarkoitetaan energian siirtymisen estämistä kahden paikan tai pisteen välillä, esimerkiksi kääntämällä etenevä energia tai aalto takaisin paluusuuntaan.

Häviöt, dissipaatio ja absorptio

Kun värähtelyn liike-energia tai äänienergia muuttuu lämmöksi, se häviää, dissipoituu tai absorboituu. Sanat ovat tässä käytössä synonyymejä. Värähtelyn vaimentaminen tai estäminen reaktiivisesti, eli esimerkiksi vaihtamalla etenevän energian tai aallon kulkusuuntaa, ei sen sijaan ole absorptiota. Absorptiota on kuitenkin myös se, että energia siirtyy järjestelmästä, rakenteesta tai huoneesta toiseen ja häviää sinne, dissipoituu siellä (tai muualla) palaamatta takaisin.

Tärinä, melu ja runkoääni

Värähtely ja ääni ovat täsmällisiä ja neutraaleja fysikaalisia käsitteitä. Tärinä ja melu ovat jossain määrin väljiä yleiskielisiä sanoja, jotka sisältävät subjektiivisen, negatiivissävyisen luonnehdinnan. Tärinä on yleensä haitallista värähtelyä, jonka ihminen voi aistia; melu on ihmiselle haitallista ääntä. Vastaavasti värähtelynhallinta ja äänenhallinta ovat kirjallisia käsitteitä, tärinäntorjunta ja meluntorjunta reiluja käytännön sanoja.

Kun rakenteiden värähtelyä tarkastellaan akustiikan ja meluntorjunnan näkökulmasta, puhutaan usein runkoäänestä. Sinänsä kyse on samasta asiasta. Runkoääni-käsite ja -näkökulma korostaa jonkinverran energian *virtausta* rakenteen osasta toiseen ja sen (mahdollista) säteilyä lopuksi ilmaääneksi.

Toisin sanoen, paitsi että värähtelyenergia voi värähdellä paikallaan yhdessä rakenteessa tai rakenneosassa ja kulua siinä häviöihin, se voi myös siirtyä eteenpäin toiseen rakenteen osaan ja lopuksi säteillä rakenteen pinnasta ilmaan kuultavaksi ääneksi. Tässä selvityksessä runkoääni-ilmiöt on sijoitettu värähtely- ja tärinäkohtien alle ja termiä runkoääni käytetään rinnan värähtelyn kanssa.

Runkoääni-näkökulman kannalta vaimennuksen ja eristyksen keinot voidaan hyvin sijoittaa samaan jaotteluun kuin värähtelynhallinnankin keinot. Materiaalin tai rakenneosan oman vaimennuksen lisäämiskeinoja ovat esimerkiksi raskasmatot, ruiskutettavat tai levitettävät massat, tai vaikkapa ns. tuhatjalkaiset.

Liitosten vaimennuksessa korostuu ns. nurkkapiste-eristyksen käsite, jolla tarkoitetaan kahden tai useamman rakenneosan liitoksessa tapahtuvaa eristystä ja vaimennusta. Värähtelyenergian etenemisen kannalta (lähes) pistemäisten liitosten lisäksi kyseeseen tulevat usein pintojen, levyjen, seinien tms. liitokset.

2.2 Tärinän- ja meluntorjunnan keinoja

Eräs tärinä- ja meluongelmien torjunnan klassinen kolmijako on jakaa torjuntakeinot sen mukaan miten ne sijoittuvat tärinän syntykohdan ja vaikutusten lopullisen kohteen väliselle kulkureitille:

- syntyvän tärinäenergian vähentäminen
- etenemisen estäminen, vaikeuttaminen tai energian vaimentaminen
- kohteen eristäminen tai suojaaminen

Tässä selvityksessä ei puututa värähtelyenergian syntyyn. Pääpaino on energian vaimentamisessa ja etenemisen estämisessä.

Tärinän ja melun vähentäminen edellyttää joko rakennetta herättävien dynaamisten voimien tai näiden aiheuttaman rakenteen vasteen pienentämistä. Lisäksi meluntorjunta yleensä sisältää värähtelevien pintojen säteilemän äänen vähentämistä. Miten rakenteen värähtelyn vaste muodostuu herättävien voimien aiheuttamana, sen määrää rakenteen massa, jäykkyys ja vaimennus.

Hyvin raskaiden rakenteiden käyttö värähtelyn pienentämiseksi ei yleensä ole käytännössä mahdollista. Päinvastoin nykyaikaiset rakenteet pyritään ”optimoimaan” eli saamaan yhä kevyemmiksi.

Rakenteen suunnittelijan keinoiksi jää yrittää muuttaa rakenteen jäykkyyttä tai lisätä sen vaimennusta eli tavallisesti sisäisiä häviöitä. Vaimennustekniikkaa tarvitaankin erityisesti kulkuvälineiden, kuten autojen, veneiden, laivojen ja lentokoneiden valmistuksessa.

2.2.1 Värähtelyn hallintakeinot

Käytettävissä olevat mekaanisten värähtelyjen hallintakeinot voidaan yhden jaon mukaan luokitella passiivisiin, puoliaktiivisiin ja aktiivisiin keinoihin.

Passiiviset keinot

Passiivisilla, ”perinteisillä” keinoilla pyritään värähtelevästä rakenteesta poistamaan energiaa jonkin vaimennusmekanismin avulla. Värähtelyn liike-energia muuttuu tavallisesti lämmöksi. Vaimennus voi syntyä rakenteen materiaalissa, liitoksissa, ympäröivässä väliaineessa tai erillisissä vaimentimissa. Järjestelmä on aina stabiili ja periaatteessa helppo toteuttaa. Käytännössä vaimennusta ei useinkaan saada riittäväksi tai ainakaan optimaaliseksi. Tässä selvityksessä tarkastellaan vain passiivisia keinoja.

Puoliaktiiviset ja aktiiviset keinot

Viime vuosina on kiinnostus ja kehitys kohdistunut voimakkaasti uusiin menetelmiin, joita yhteispiirteensä luonnehtii *aktiivinen* hallinta tai torjunta. Aktiivisella tarkoitetaan yleiskäsitteenä järjestelmää, jossa sen käyttäytymistä tarkkaillaan ja säädetään ulkoapäin.

Puoliaktiivisessa tapauksessa ominaisuuksia, lähinnä jäykkyyttä ja vaimennusta säädetään sopivissa kohdin optimaalisen vaimennuksen tuottamiseksi. Järjestelmään ei kuitenkaan tuoda jatkuvasti ulkopuolista energiaa.

Aktiivisessa tapauksessa värähtelevään järjestelmään tuodaan värähtelyä kumoavaa vastavoimaa. Järjestelmä voidaan suunnitella optimaaliseksi ja muutoksiin mukautuvaksi. Keino vaatii toimiakseen säätöjärjestelmän sekä jatkuvasti ulkopuolista energiaa.

Tässä selvityksessä ei käsitellä puoliaktiivisiä tai varsinaisia aktiivisiä keinoja.

Värähtelynvaimennus

Tässä selvityksessä käsitellään seuraavia värähtelyjen hallinnan ja tärinänvaimennuksen tapoja ja menetelmiä:

Materiaali- ja rakennevaimennus

- rakennemateriaalin omat vaimennusominaisuudet,
- rakenteen pintaan lisättävät vaimennusmateriaalit.

Liitokset ja erilliset vaimentimet

- runkoäänen vaimennus,
- liitosten vaimennus,
- vaimennin rakenneosien välissä,
- massavaimentimet.

Rakennemateriaalien vaimennusominaisuuksia esitellään mm. vaimennusteräksille valuraudoille, lujitemuoveille, materiaaliyhdistelmille, MPM- ja muille kerroslevyille. Tarkasteltavia, rakenteen pintaan lisättävät vaimennusmateriaaleja ovat mm. viskoelastiset kerrokset, pakotettu (constrained) vaimennuskerros sekä ruiskutettavat vaimennusaineet.

Liitoksista tarkastellaan sekä perinteisiä niitti-, pultti-, hitsi- ym. liitoksia että liimaliitoksia. Niissä esiintyviä vaimennusmekanismeja ovat lähinnä kitka ja viskoelastisuus.

Liitosten ohella tehokas monimutkaisen rakenteen vaimennustapa on käyttää erillisiä vaimentimia rakenneosien välissä. Tavallisimpia vaimentimia ovat perinteinen nestevaimennin eli iskunvaimennin sekä viskoelastinen vaimennin. Erikoisempia reologiset nestevaimentimet, kitkavaimentimet, sähköiset vaimentimet sekä virtausvaimentimet.

Paitsi rakenneosien väliin, voidaan vaimennin lisätä myös rakenteen päälle tai pinnalle, ”kylkeen”. Tällöin kyseeseen tulevat perinteiset massavaimentimet sekä niiden muunnelmat. Yksinkertaisimmillaan massavaimennus voi tarkoittaa pelkän massan lisäystä tai poistoa, mutta tämän keinoon soveltuvuus tai tehokkuus ovat yleensä hyvin rajallisia. Varsinainen perinteinen massavaimennin muunnoksineen, kuten mm. impaktivaimennin tai nestevaimennin (sloshing-vaimennin), voivat joskus ratkaista värähtelyongelmat varsin näyttävästi ja tehokkaasti.

Runkoäänen vaimennus ja eristys muodostaa kokonaisuutena yhdistelmän yllä mainituista keinoista. Raskasmatot sekä ruiskutettavat tai levitettävät massat ovat lisäkerrostekniikan sovellus. Runkoäänilähteen tärinäeristys puolestaan on liitoksen vaimennuksen tai eristyksen erikoistapaus.

Erityisesti osa kuljetusvälineen voimanlähteen melusta voi karata konekotelosta etenemällä runkoäänenä koneperustaan ja säteilemällä sieltä ilmaääneksi. Sen torjuntaan tarvitaan jalustan tärinäeristystä. Eristykseen käytetään tavallisesti jousia tai eristävää lisäkerrosta jalustan ja perustan välissä. Jousien käyttö on yksinkertaisempi mutta rajallinen tapa. Raskaampi, mutta tehokkaampi tapa on lisätä koneen ja perustan väliin uusi, omalla joustavalla alustallaan lepäävä lisäkerros, esimerkiksi teräspeti tai jopa betonilaatta.

2.2.2 Äänen hallintakeinot

Äänen hallinnassa pätee samankaltainen menetelmien jako passiivisiin ja aktiivisiin kuin värähtelylläkin. Passiivisilla ”perinteisillä” menetelmillä pyritään äänienergia joko absorboimaan (”imeyttämään”) vaimennus- tai eristysmateriaaliin lämpöenergiaksi taikka sen etenemistä yritetään vaikeuttaa väliaineen tai kulkureitin muutoksilla, esimerkiksi pyrkimällä

heijastamaan se takaisinpäin tulosuuntaansa.

Akustiikassa tutkitaan myös aktiivisia hallintamenetelmiä, ”äänen vaimentamista vasta-äänellä”. Tässä selvityksessä ei kuitenkaan käsitellä aktiivista meluntorjuntaa.

Meluntorjunta

Kokonaisongelman kahtiajaossa tärinään ja meluun jälkimmäisessä eli ääniosassa käsiteltäviä passiivisen torjunnan osa-alueita ovat

- säteilyeristys,
- äänieristys,
- äänenvaimentimet,
- äänen absorptio.

Säteilyeristyksellä tarkoitetaan eristystyyppisiä mekanismeja, jotka vähentävät tai estävät kiinteän aineen värähtelyenergian säteilyä eli siirtymistä ilmaääneksi.

Varsinaisen ilmaäänieristyksen tapauksessa energia on jo ilmaääntä ja sen etenemistä yhdestä tilasta (huoneesta tms.) toiseen rajoitetaan erillisellä rakenteella. Rakenne voi sekä heijastaa ääniaaltoja takaisin että absorboida niitä itseensä. Tarkasteltavia osa-alueita ovat

- yksi- tai monikerroksiset seinätyyppiset rakenteet,
- koteloinnit (konekopat),
- rakenteiden ja koteloiden aukot: luukut, ovet, ikkunat, saumat, tiiviys.

Äänenvaimentimet ovat äänieristyksen erikoistapaus. Niillä estetään äänen etenemistä kanavassa, kuten esimerkiksi pakoputkessa tai imuilman ottokanavassa. Äänenvaimentimet jaetaan kahteen luokkaan sen mukaan, tapahtuuko niissä energian imeytymistä (resistiivinen vaimennin) vai pyritäänkö ääniaallon etenemistä estämään vaikuttamalla sen heijastuksiin (reaktiivinen vaimennin).

Äänen absorptio on vaikutuskeino jota voidaan käyttää kaikissa tiloissa ja pinnoilla, joiden kautta ääniaallot edetessään heijastuvat. Osa äänienergiasta imeytyy absorptiomateriaaliin muuttuen lämmöksi.

2.3 Keinojen valintaan vaikuttavia tekijöitä

2.3.1 Heräte

Usein tärkein yksittäinen tekijä vaimennuksen suunnittelussa on tärinän ja melun *perustaajuus*, joka määräytyy värähtelyn alkulähteestä, esimerkiksi pyörivän koneen kierrosnopeudesta. Taajuus lasketaan kertomalla kierrostaajuus [1/s] mäntien, siipien, solien tai vastaavien lukumäärällä. Esimerkiksi 4-sylinterisen 4-tahtimoottorin, jonka kierrosnopeus on R [1/min], perustaajuus f saadaan kertomalla kierrostaajuus 2:lla:

$$f = \frac{R}{60} \cdot 2 \quad [\text{Hz}] \quad (2.1)$$

Esimerkiksi jos moottorin kierrosnopeus on 3000 min^{-1} , on kierrostaajuus 50 Hz ja perustaajuus 100 Hz.

Perustaajuus määrää tärkeimmän varottavan taajuuden rakenteiden suunnittelussa ja mi-

toituksessa. Rakenteilla on väistämättä omia tiettyjä taajuuksia, joilla niiden värähtelyn laajuus kasvaa suuremmaksi kuin muilla taajuuksilla. Ilmiötä kutsutaan usein resonanssiksi, ja näitä taajuuksia nimitetään usein resonanssitaajuuksiksi, täsmällinen nimi on ominaistaajuus.

2.3.2 Aaltoliikkeen eteneminen

Perustaajuus määrää myös tärkeimmän melukomponentin *aallonpituuden*. Se on mittakaava, jonka mukaan akustisten torjuntalaitteiden ja -rakenteiden koko määräytyy. Aallonpituus λ saadaan perustaajuudesta ja äänennopeudesta c [m/s]

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad [\text{m}] \quad (2.2)$$

Ilmassa huoneenlämmössä äänennopeus $c = 345$ m/s, jolloin edellisen esimerkin melun aallonpituus on 3,45 m.

Kuumassa väliaineessa äänennopeus voi olla huomattavasti suurempi, esimerkiksi 200 °C lämpötilassa $c = 450$ m/s. Tällöin esimerkiksi äänenvaimentimen mittoja täytyy suurentaa vastaavasti, jotta sen tehokkuus pysyisi samana kuin huoneenlämmössä.

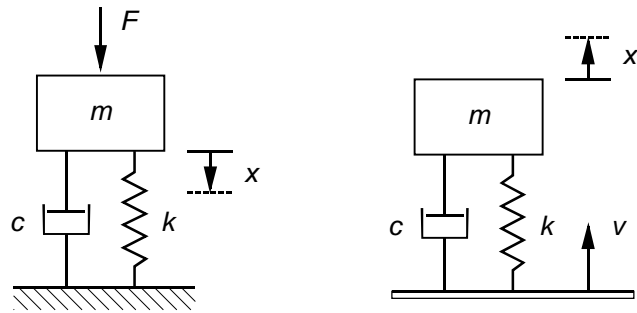
Virtaava väliaine (esimerkiksi pakoputkessa) pidentää tehollista aallonpituutta suoraan virtaus- ja äänennopeuksien suhteessa. Esimerkiksi jos virtausnopeus on 35 m/s, aallonpituus kasvaa huoneenlämmössä myötävirran suunnassa 10 %.

3 Värähtelytekniikan perusteita

3.1 Värähtelyn teoreettista taustaa

3.1.1 Ensimmäisen vapausasteen värähtelijä

Vaimennuksen tarkastelu voidaan aloittaa yksinkertaisesta jousi–massa -värähtelijästä eli yhden vapausasteen järjestelmästä (kuva 3.1).



Kuva 3.1. Yksinkertainen jousi–massa -värähtelijä eli yhden vapausasteen järjestelmä. Herätteenä voi olla massaan kohdistuva voima (vasemmalla) tai alustan liikenoisuus (oikealla).

Sen liikeyhtälö on

$$F = ma + cv + kx \quad (3.1)$$

missä F on voima, a kiihtyvyys, v nopeus, x poikkeama, m massa, k jäykkyys eli jousivakio ja vaimennustermi

$$c = 2\zeta\sqrt{km} \quad (3.2)$$

missä ζ on suhteellinen vaimennuskerroin. Värähtelijän ominais- eli resonanssitaajuus:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.3)$$

Liikeyhtälö kirjoitetaan usein kahteen muuhunkin muotoon:

$$\frac{F}{m} = a + 2\zeta \cdot 2\pi f_0 \cdot v + (2\pi f_0)^2 x \quad (3.4)$$

$$F = ma + k(1 + j\eta)x \quad (3.5)$$

Jälkimmäisessä muodossa vaimennusta kuvataan kompleksisen jousivakion käsitteellä:

$$k = k(1 + j\eta) \quad (3.6)$$

Imaginaariosan tekijänä on tässä häviökerroin η , joka on toinen tapa kuvata värähtelijän vaimennusta. Sinimuotoisella liikkeellä vaimennuskerroin ja häviökerroin suhtautuvat:

$$\eta = 2\zeta \quad (3.7)$$

Yksinkertainen matematiikka on täsmällisesti voimassa vain mainitulle ensimmäisen kerta-luokan värähtelijälle, kun vaimennus on vähäistä. Mutta likimääräisenä se on käyttökelpoi-nen kaikille rakenteille silloin, kun rakenteen liike voidaan kuvata värähtelymuodoilla ja vaimennus voidaan liittää värähtelymuotojen vaimennuksiin.

Massa ja jäykkyys ovat yleensä helposti ja yksikäsitteisesti määriteltäviä värähtelevän järjes-telmän ominaisuuksia. Sen sijaan vaimennus voi olla mutkikas ja rajallisesti tunnettu ilmiö. Sen tarkka matemaattinen kuvaaminen ei useinkaan ole yksinkertaista. Perusliikeyhtälössä (3.1) on oletettu, että vaimennus on tyypiltään *viskoosia*. Tällöin vaimennusvoima on suo-raan verrannollinen värähtelynopeuteen, mitä edustaa yhtälön keskimäinen termi c .

Viskoosi vaimennusmalli on usein likimääräinen. Se on kuitenkin yleisimmin käytetty, kos-ka sillä saadaan matematiikka mahdollisimman yksinkertaiseksi. Käytännössä viskoosi vai-mennus toteutuu kitkallisessa nestevaimentimessa. Muita yleisesti käytettyjä vaimennus-malleja ovat *hystereesivaimennus* eli rakenteellinen vaimennus sekä *Coulombin* vaimennus eli kuiva kitka. Hystereesi vastaa kiinteän aineen sisäistä kitkaa, ja Coulombin vaimennuksen synnyttää toisiinsa nähden liikkuvien kappaleiden kitkavoimat.

Jos käytetään muita kuin viskoosia vaimennusmallia, myös liikeyhtälö muuttuu. Silti viskoo-sia vaimennusta käytetään usein myös muillekin vaimennustyypeille matemaattisen käsitte-lyn helpottamiseksi. Silloin liikeyhtälön vaimennustermi c korvataan ekvivalentilla viskootti-sella vaimennustermillä. Se määritetään siten, että viskoosin mallin mukainen, yhden vä-rähtelyjakson aikana häviävä energia asetetaan samaksi kuin todellinen energia.

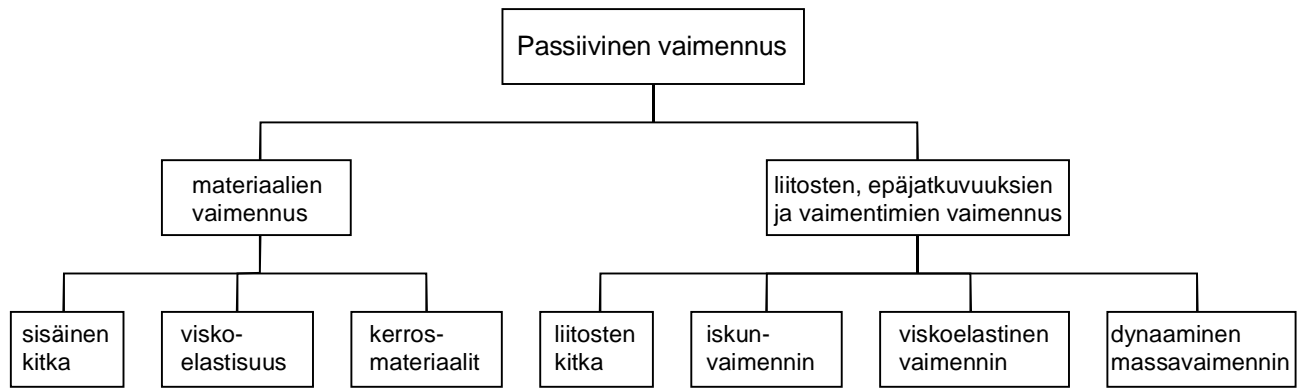
3.1.2 Yleinen värähtelevä rakenne

Yleisemmin monimutkaisen rakenteen vaste dynaamisille, ajan mukana vaihteleville voi-mille voidaan kuvata värähtelymuotojen eli moodien avulla. Yksinkertaisella massa–jousi-värähtelijällä on yksi värähtelymuoto ja yksi resonanssitaajuus. Mutkikkaammalla raken-teella on monta värähtelymuotoa, joiden ominais- eli resonanssitaajuudet ovat erisuuria. Koko rakenteen vaste kokonaisherätteelle voidaan ajatella koostuvan eri värähtelymuotojen vasteiden summasta.

Kukin värähtelymuoto erikseen näyttää taajuus- ja aika-alueessa käyttäytyvän kuten yksin-kertainen värähtelijä (kuva 3.1). Koko rakenteen aika- ja taajuusalueen kokonaisvasteet ovat näiden osavasteiden summia. Ajan ja taajuuden lisäksi kolmas näkökulma värähtelymuoto-jen ominaisuuksiin on niiden ominaismuoto, millä tarkoitetaan värähtelyn laajuutta eli -amplitudia eri paikoissa, rakenteen eri pisteissä, kullekin ominaismuodolle erikseen. Myös tästä näkökulmasta katsottuna rakenteen värähtelyn kokonaisvaste on eri moodien omi-naismuotojen summa.

Näennäinen yksinkertainen värähtelijä ominaismuodon edustajana tarkoittaa sitä, että jokai-sella moodilla erikseen on oma näennäinen eli tehollinen massa, oma näennäinen eli tehollinen jäykkyys ja oma näennäinen eli tehollinen vaimennus. Miten kukin värähtelymuoto herää vasteena dynaamiseen herätteeseen, riippuu yksinkertaistaen siitä, mihin heräte koh-distuu paikallisesti, suhteessa ominaismuotoon. Muodon maksimin kohdalle sattuva heräte on tehokas, muodon minimin kohdalle sattuva tehoton.

Toisin sanoen, värähtelyvasteen kannalta rakenne voidaan ajatella koostuvan useista yksin-kertaisista värähtelijöistä, jotka edustavat kukin yhtä moodia. Niiden perusparametrit ovat moodimassa, -jäykkyys ja -vaimennus. Rakenteen todellisen massan, jäykkyyden ja vaimen-nuksen muutokset vaikuttavat yleensä kaikkiin moodikohtaisiin arvoihin.



Kuva 3.2. Värähtelevien rakenteiden passiivisen vaimennuksen syitä [11] (soveltaen).

3.2 Aineiden ja rakenteiden vaimennus

3.2.1 Vaimennusmekanismit

Liike-energia voi vähentyä rakenteessa kahdella eri tavalla:

- 1) Liike-energian dissipoituminen (häviäminen, kuluminen, imeytyminen) materiaalissa tai rakenteessa vaihtelevan jännityksen seurauksena. Liike-energia kuluu samassa rakenneosassa tai materiaalissa, eli häviää toiseksi energialajiksi, lämmöksi (ks. kuva 3.2).
- 2) Liike-energia siirtyy aaltoliikkeen kuljettamana toiseen rakenteeseen, rakenneosaan tai väliaineeseen, muuttuakseen siinä (tai edelleen muualla) lopuksi lämmöksi.

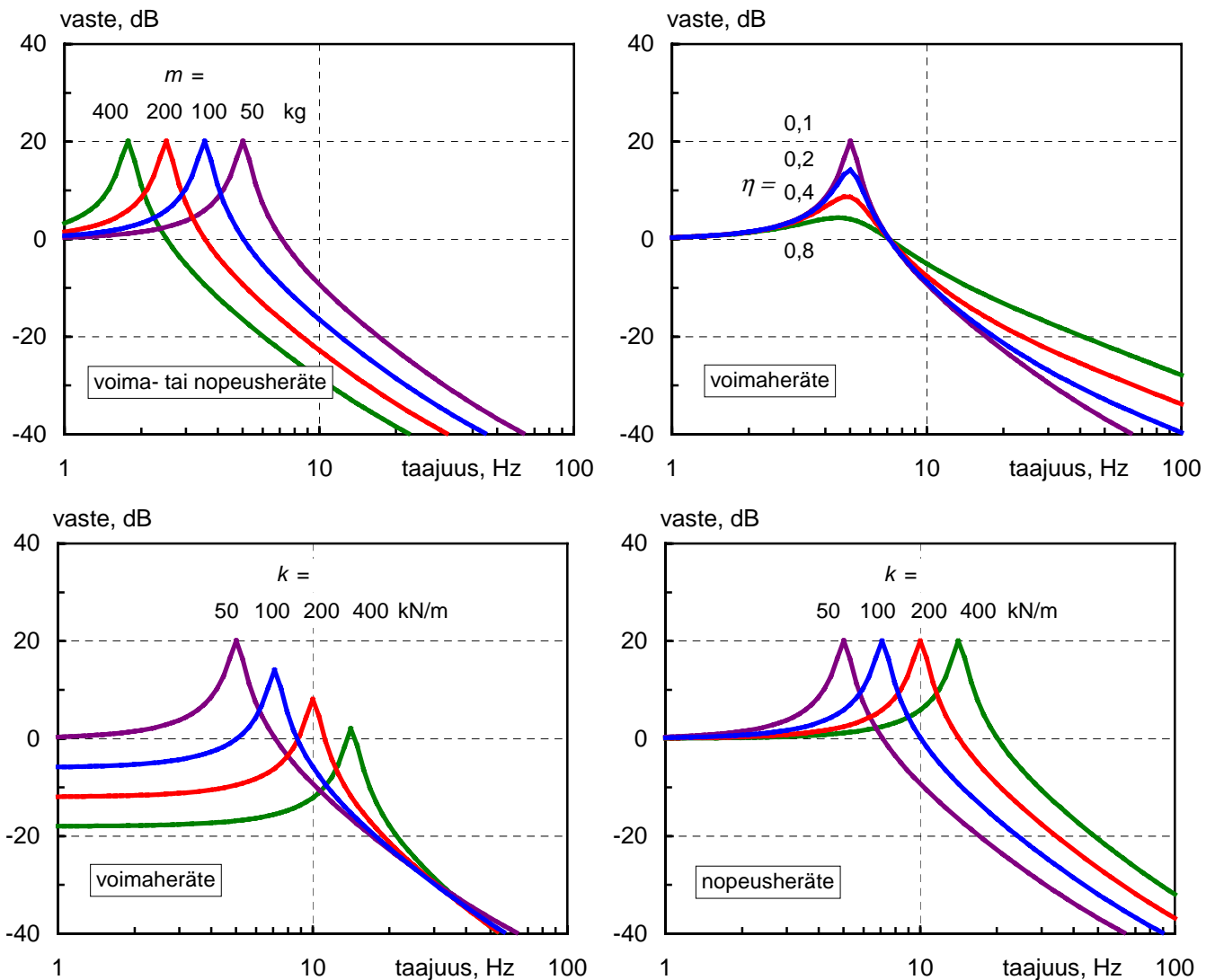
Rakenteiden vaimennus koostuu vaimennuksesta materiaaleissa itsessään sekä mekaanisen kokonaisrakenteen tuottamasta lisävaimennuksesta, minkä tavallisin aiheuttaja on liitokset. Nousevatko jälkimmäiset hallitsevaan asemaan kokonaisvaimennuksen tuottajana, riippuu rakenteen monimutkaisuudesta sekä liitosten laadusta, määrästä ja kuormasta.

On olemassa lukuisia mekanismeja, joiden ansiosta värähtelyenergia voi kulua aineen sisällä. Nämä mekanismit liittyvät yleensä aineen sisäisen rakenteen koostumukseen, vaihdellen kiderakenteen muodosta aina molekyylimittakaavan ilmiöihin. Suuri osa materiaalien vaimennuksen tietämyksestä on luonteeltaan kokeellista, ja niiden taustalla vaikuttavia fysikaalisia syitä ei aina täysin tunneta.

Energian häviöiden mekanismit rakenneliitoksissa ja epäjatkuvuuskohdissa ovat mutkikkaita. Monissa liitoksissa kyseessä on ensisijaisesti kitka (kuten niitti- ja ruuviliitoksissa). Jännityksen keskittymät itse liitoksissa ja niiden lähellä johtavat myös lisääntyneeseen vaimennukseen, sillä näissä kohdin vaimennus kasvaa, kun jännityskin kasvaa.

Vaimennuksen analyysiä ja mittausta varten käytetään useita matemaattisia vaimennuksen malleja. Nämä mallit eivät kuitenkaan välttämättä täsmälleen kuvaa todellista fysikaalista energian häviämisen mekanisme:

- viskoottinen vaimennus (vaimennusvoima verrannollinen nopeuteen),
- hysteereettinen vaimennus (vaimennusvoima verrannollinen poikkeamaan),
- Coulombin vaimennus (vaimennusvoima on vakio).



Kuva 3.3. Massan, vaimennuksen ja jäykkyyden muutosten vaikutus jousi-massa -värähtelijän vasteseen, kun kunkin suureen arvo kasvaa 2-, 4- ja 8-kertaiseksi. Lähtökohtana on $m = 50$ kg, $k = 50$ kN/m ja $\eta = 0,1$; jolloin tesonanssitaajuus $f_0 = 5$ Hz. Yläkuvat: (vasen) massa, (oikea) vaimennus, alakuvat: (vasen) jäykkyys voimaherätteellä, (oikea) jäykkyys nopeuserätteellä. Heräte ei vaikuta massan muutokseen ja sen vaikutus on vähäinen vaimennuksen muutokseen.

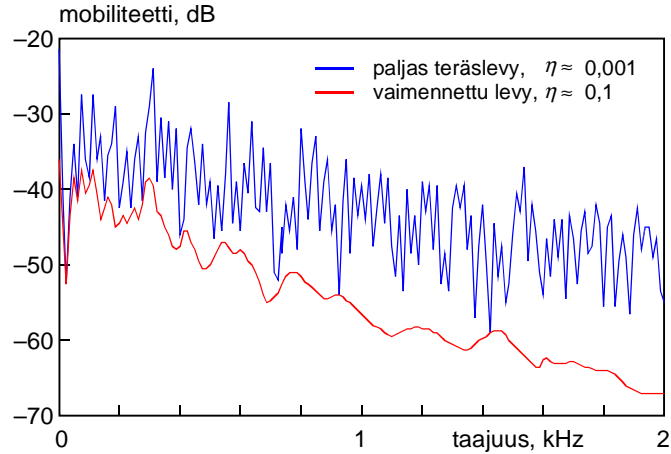
3.2.2 Vaimennussuureet

Massan, jäykkyyden ja vaimennuksen muutosten yleisiä vaikutuksia voidaan helposti kuvata yksinkertaisen jousi-massa -värähtelijän vasteen avulla (kuva 3.3).

Häviöt eli vaimennus on tärkein tekijä, jolla vähennetään rakenteiden resonanssien värähtelyn amplituda tai lisätään värähtelyn etäisyyden mukana tapahtuvaa vaimenemista kauempana herätekohdasta. Havainnollinen esimerkki on esitetty kuvassa 3.4.

Rakenteen vaimennuksen lisäämiseen käytetään kahta perustapaa, rakennetta joko parannetaan muuttamalla sen perusominaisuuksia tai siihen lisätään uusia rakenneosia. Kuinka paljon värähtelyä onnistutaan vähentämään vaimennusta lisäämällä, riippuu ensisijaisesti siitä, paljonko rakenteessa on ennestään omaa vaimennusta (ks. myös kuva 3.5).

Vaimennuksen kuvaamiseen käytetään suurta joukkoa eri suureita. Aineen tai rakenteen häviökerroin (loss factor) on näistä ehkä yleiskäyttöisin.



Kuva 3.4. Teräslevyn värähtelyvaste (siirtomobilitteetti) ilman lisävaimennusta ja sen kanssa [9].

Rakenteen häviökerroin tietyllä taajuudella f määritellään perimmältään yhtälöllä

$$\eta(f) = \frac{P(f)}{f E(f)} \quad (3.8)$$

jossa P on häviöihin kuluva värähtelyteho ja E on rakenteen venymäenergian huippuarvo.

Aineen vaimennusta kuvataan usein käyttäen kompleksisen leikkausmoduulin käsitettä.

$$G = G_0(1 + j\eta) \quad (3.9)$$

missä G_0 on reaalinen, varsinainen leikkausmoduuli.

Usein käytetään muita vaimennuksen mittoja. Ne liittyvät häviökertoimeen seuraavasti

$$\eta = 2\zeta = \frac{B}{f_0} = \frac{1}{Q} \quad (3.10)$$

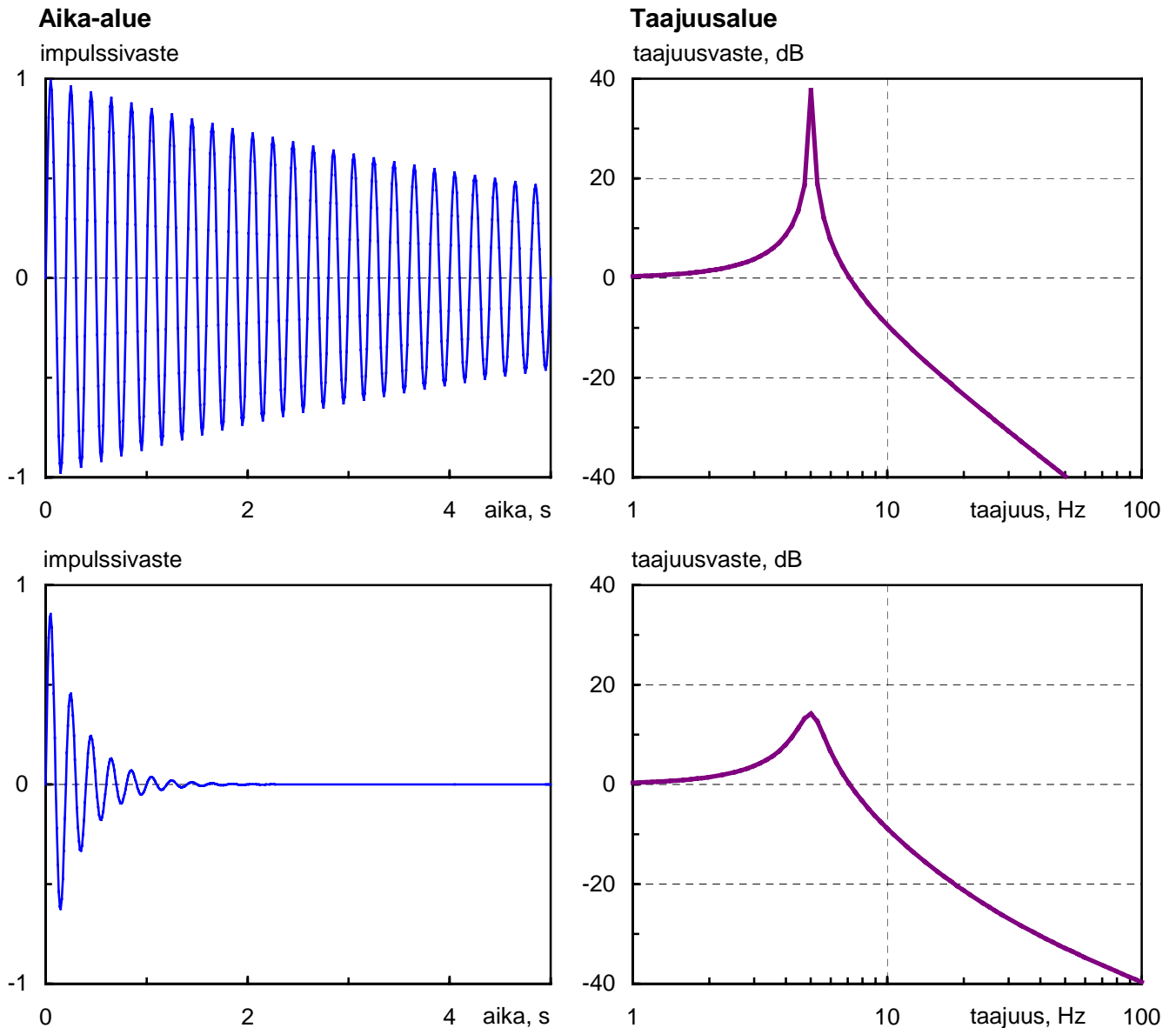
missä ζ on (värähtelymuodon suhteellinen) vaimennuskerroin eli kriittinen vaimennus ja B on (värähtelymuodon) puolentehon kaistaleveys resonanssin taajuusalue-esityksessä. Sen resonanssitaajuuteen f_0 normalisoitu käänneisluku Q on puolestaan värähtelymuodon hyvyys eli hyvyysluku.

Vaimennuksen eri mittaluvuista häviökerroin on yleiskäyttöisin. Se esimerkiksi sopii suoraan sellaisen monimutkaisen rakenteen vaimennuksen kuvaamiseen eri taajuuksilla, jolla on monta eritaajuista värähtelymuotoa eli resonanssia.

3.2.3 Vaimennuksen suurentaminen

Värähtelyenergia dissipoituu (kuluu, imeytyy eli häviää) rakenteissa, eli liike-energia muuttuu muuksi energian lajiksi, yleensä ja lopuksi lämpöenergiaksi. Tämä voi tapahtua useilla eri tavoilla. Energia voi kulua rakenteen sisäisiin häviöihin, ks. Taulukko 1. Lisäksi monimutkaisissa rakenteissa häviöitä voi esiintyä liitoksissa ns. ilman pumppauksen tai kitkan ansiosta.

Moottoreissa ja muissa koneissa tapahtuu myös merkittäviä viskoottisia häviöitä, joiden aiheuttajana on ohuet öljykerrokset kapeissa raoissa. Kevyissä levyrakenteissa akustiset häviöt — säteily ilmaääneksi — voi olla tuntuva värähtelyenergian häviön syy.



Kuva 3.5. Yksinkertaisen värähtelijän (massa–jousi -systeemi) vapaan ominaisvärähtelyn eli resonanssin kuvaus aika- ja taajuusalueessa: impulssi- ja taajuusvaste. Resonanssi, joka on taajuusalueessa kapea ja korkea, soi äkillisen ja lyhytaikaisen herätteen vasteena pitkään (yläkuvat), matala ja leveä resonanssi vaimenee pian (alakovat). Jälkimmäisen vaimennus on suurempi.

Taulukko 3.1. Materiaalien häviökertoimia.

materiaali	häviökerroin η
teräs, alumiini, kupari	0,001 – 0,005
valurauta, lyijy	0,02 – 0,05
vaimennusmetalliseokset	0,01 – 0,02
betoni	0,01 – 0,02
pienivaimennuksiset kumit	0,1 – 0,3
suurivaimennuksiset kumit	2 – 5
silikonikumit	0,3 – 0,6

Nämä materiaalien perusvaimennuksen lisäksi esiintyvät vaimennusmekanismit tuottavat rakenteelle kokonaishäviökertoimen, jonka arvo voi olla tuntuvasti suurempi kuin rakenteen muodostavien aineiden omat häviökertoimet. Luotettavia menetelmiä vaimennusmekanismien laskemiseksi ja arvioimiseksi on yritetty kehittää huomattavin ponnistuksin. Siitä huolimatta rakenteiden kokonaishäviökertoimet on yleensä määritettävä mittauksin.

Rakenteiden vaimennusta kasvatetaan tavallisesti lisäämällä niihin

- viskoelastista vaimennusta (lisäkerroksia, liitoksia tai massavaimentimia);
- viskoottista vaimennusta (öljykalvoja, hydraulisia vaimentimia jne.);
- kuivan kitkan vaimennusta (kaksinkertaisia pintakerroksia, lisäliitoksia jne.).

Vaimennusominaisuuksien parantamismahdollisuuksia

Värähtelevien rakenteiden passiivinen vaimennus voidaan toteuttaa useilla tavoilla (kuva 3.2). Aineen vaimennus (suurivaimennuksiset materiaalit) on usein houkutteleva vaihtoehto. Liitosten vaimennus on toinen keskeinen mekanismi rakenteissa ja tarjoaa erinomaiset mahdollisuudet tuntuviin energiahäviöihin. Dynaamisen massavaimentimen lisääminen sopivaan kohtaan rakennetta voi ratkaista ongelman yksinkertaisesti ja tehokkaasti.

Yksittäisiä tapoja käyttäen saavutetaan tietty vaimennustaso, mutta useiden menetelmien yhdistelmällä päästään yleensä kuitenkin tehokkaampaan, optimia lähestyvään ratkaisuun. Esimerkiksi yhdistelmässä, jossa käytetään liimasidosta metallien ja polymeerien välillä, saadaan samalla kertaa sekä polymeerin suuri vaimennus että metallin suuri jäykkyys ja tämän lisäksi tulee itse liitoksen vaimennus. Tuloksena on suotuisa kompromissi rakenteellisen jäykkyyden ja vaimennuksen välille.

Monimateriaalitekniikka on väline, jolla päästään käsiksi tähän aihepiiriin, mutta hyödyt edellyttävät vielä suuria tutkimusponnistuksia. Vaimennusta lisääviä tekniikoita täytyy toisistaan tutkia tiiviissä yhteydessä sovellusten kanssa, koska tietyssä kohteessa hyödylliset menetelmät ja ratkaisut eivät välttämättä tuota lainkaan etua muissa tapauksissa.

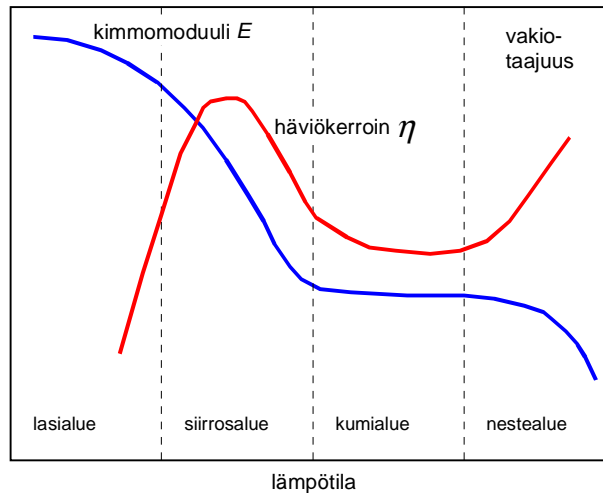
Joka tapauksessa lähettäessä suunnittelemaan ja optimoimaan vaimennusta, voidaan ongelman tunnistuksen ja ratkaisun tärkeimmät askeleet nimetä seuraavasti:

- varmistetaan, että ongelman aiheuttaa resonoiva värähtely;
- järjestelmälle tehdään dynaaminen analyysi, jolla selvitetään resonanssitaajuuDET, värähtelymuodot ja vaimennus;
- määritellään ympäristöolosuhteet, joissa järjestelmä toimii;
- määritellään ongelman poistamiseksi tarvittava vaimennusratkaisu;
- valitaan vaimennukseen sopivat materiaalit ja perussijoitus;
- laaditaan hankittuihin tietoihin perustuva vaimennussuunnitelma.

3.3 Rakennemateriaalien vaimennus

Rakenteiden vaimennuksen lisäämiseksi on nykyisin tarjolla monia erilaisia aineita: suurivaimennuksisia metalleja, viskoelastisia polymeerejä ja useita yhdistelmäaaleja. Näiden vaimennusten mekanismit ovat mutkikkaita ja poikkeavat toisistaan huomattavasti.

Useat aineista sopivat sellaisinaan vain joihinkin sovelluksiin tai olosuhteisiin. Esimerkiksi viskoelastisilla materiaaleilla on huomattava vaimennuskyky, joka sopii moniin sovelluskohteisiin, mutta ne ovat herkkiä erälle ympäristöoloille, mm. suurille lämpötiloille, ja niiden kestävyys ei riitä joissakin sovelluksissa. Suurivaimennuksiset metallit ja metalliseokset sopivat tilanteisiin, joissa tarvitaan hyvän vaimennuksen ohella suurta lujuutta.



Kuva 3.6. Polymeerin leikkausmoduulin ja häviökertoimen riippuvuus lämpötilasta vakiotajuudella [9].

Aineiden vaimennuskyky on yleensä kääntäen verrannollinen jäykkyyteen. Esimerkiksi elastomeereilla on suurin vaimennuskyky, mutta melko vähäinen jäykkyys, kun taas useimilla teräksillä ja metalliseoksilla on pieni vaimennuskyky ja suuri jäykkyys. Joillakin suurivaimennuksilla metalliseoksilla on kuitenkin sekä melko suuri vaimennuskyky että melko suuri jäykkyys. Useiden aineiden vaimennuskyky riippuu tuntuvasti monista eri tekijöistä, kuten lämpötilasta, taajuudesta, jännityksen laajuudesta (amplitudista) jne.

3.3.1 Elastiset ja viskoelastiset materiaalit

Idealisilla elastisilla aineilla niiden jännityksen ja venymän sitoo toisiinsa yksinkertainen vakio, leikkausmoduuli. Viskoelastisilla aineilla jännitys ja venymä eivät värähtele samassa tahdissa, vaan niiden välillä on viivettä eli vaihe-ero. Venymä vaihtelee hieman jännityksen jäljessä, jolloin sinimuotoisella herätteellä venymän vaiheen sanotaan olevan jännityksen vaihetta jäljessä. Tätä ilmiötä kuvaa kompleksinen leikkausmoduuli yhtälössä (3.9).

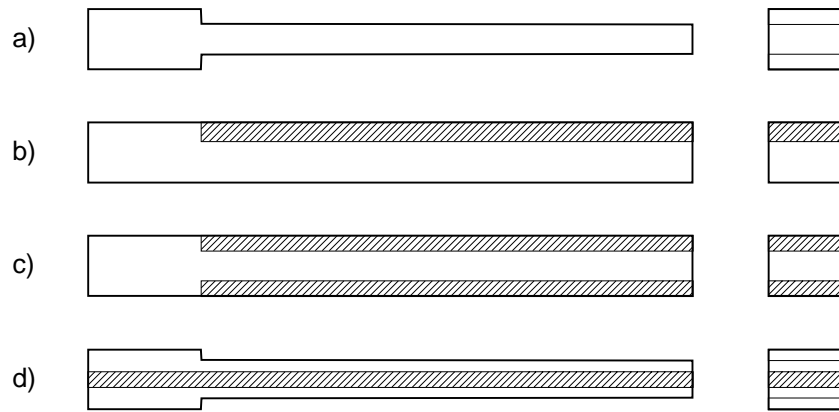
Polymeerit ovat tyypillisiä viskoelastisia materiaaleja, joiden vaimennus tapahtuu pitkissä ristiinkytetyissä molekyyliketjuissa. Vaimennuksen saa aikaan polymeerien molekyyliverkoston relaksaatio (viivästynyt reaktio) ja palautuminen muodonmuutosten jälkeen. Niiden dynaamisia ominaisuuksia kuvataan tavallisesti käyttäen moduulia ja häviökertoainta.

Nämä aineiden ominaisuudet vaihtelevat lämpötilan, taajuuden, staattisen venymän ja dynaamisen venymän amplitudin mukaan. Lämpötila on tavallisesti näistä tärkein tekijä, ja taajuuden sekä lämpötilan vaikutusten välillä vallitsee voimakas riippuvuus. Lisäksi materiaalin ominaisuuksiin vaikuttavat vanheneminen sekä altistuminen öljylle, paineelle ja suurille lämpötiloille.

Polymeerin ominaisuuksien riippuvuus lämpötilasta on tapana jakaa neljään alueeseen (kuva 3.6). Taajuuden ja lämpötilan välillä on käänteinen riippuvuus, jonka käsittelyyn käytetään tavallisesti siirroskertoimen (*shift factor*) α_T käsitettä. Sen avulla kompleksiset leikkausmoduulit, jotka on mitattu eri lämpötiloissa, suhtautuvat toisiinsa seuraavasti

$$G(f, T) = \frac{T_0 \rho_0}{T \rho} G(\alpha_T f, T_0) \quad (3.11)$$

missä T on lämpötila ja ρ materiaalin tiheys.



Kuva 3.7. Esimerkkejä palkkinäytteistä, joita käytetään materiaalien dynaamisen leikkausmoduulin ja häviökertoimen mittaauksissa: a) homogeeninen palkki, b) ulkoinen lisäkerros, c) ulkoisen kerroksen muunnelma, d) sandwich-palkki [9].

Aineen siirroskerroin lämpötilan funktiona voidaan määrittää kokeellisesti, mittaamalla kompleksinen moduuli eri lämpötiloissa. Käytännössä siirroskerroin määritetään sopivan matemaattisen lausekkeen avulla, etsimällä ja sovittamalla lausekkeen parametrit suureen mittaustulosjoukkoon.

Aineen kompleksinen moduuli voidaan mitata useilla eri menetelmillä. Mittaukset tehdään aina materiaalinäytteille; tavallisin menetelmä on värähtelevän palkin testi. Mittauksissa käytetään erilaisia palkkinäytteitä mitattavan aineen tyypistä riippuen (kuva 3.7). Komposiittipalkin mitatuista jäykkyydestä ja häviökertoimesta lasketaan aineen (kappaleen muodosta riippumattomat) ominaisuudet, käyttämällä ns. R_{KU}-yhtälöitä [48].

Metalliset materiaalit

Useimmilla rakenteissa käytetyillä metalleilla ei ole suurta vaimennusta sellaisilla jännityksen amplitudeilla, jotka ovat tavallisia rakennevärähtelyille. Sen sijaan metalliseoksia, joilla on suuri vaimennus, on jatkuvasti kehitetty viime vuosikymmeninä. Niiden vaimennuskyky voi olla kaksikin kertaluokkaa suurempi kuin tavallisilla metalliseoksilla.

Suurivaimennuksisilla metalleilla ja -seoksilla suurin osa vaimennusmekanismeista johtuu sisäisestä kitkasta, jotka liittyvät mikrorakenteen epäpuhtauksien jännityksen aiheuttamaan liikkeeseen. Vaimennusmekanismit ovat epälineaarisia, jolloin vaimennus riippuu käytännössä värähtelyn laajuudesta (amplitudista), mutta on riippumaton taajuudesta. Vaimennuksen parantuminen saavutetaan yleensä lujuuden kustannuksella, joten optimointi vaimennuksen ja lujuuden välillä nousee suunnittelussa tärkeäksi tekijäksi.

Polymeeriset materiaalit

Polymeerien käytöllä vaimennukseen on pitkät perinteet. Niitä käytetään mm. monissa kerrosrakenteissa varsinaisena vaimentavana kerroksena. Polymeerien suureen vaimennukseen on syynä niiden viskoelastinen käyttäytyminen. Niiden vaimennusominaisuudet riippuvat taajuudesta ja lämpötilasta. Suurin vaimennus saavutetaan kapealla lämpötila-alueella, jolla aineen jäykkyys pienenee huomattavasti.

Viskoelastisten materiaalien (amorfiset termoplastiset polymeerit) suurimman vaimennuksen alue on ns. lasitransitiolämpötilan tienoilla (kuva 3.6). Tällä kohdalla häviökerroin on suurimmillaan. Siirtymäalueen leveys määrää vaimennusominaisuuksien käyttökelpoisen taajuus- tai lämpötila-alueen ja sen korkeus määrää vaimennuksen tehokkuuden.

Taulukko 3.2. Esimerkkejä vaimennusmateriaalien mahdollisista sovelluksista [11].

Alue	potentiaaliset sovelluskohteet	tavoite
Autot	runkolevyt, venttiilikannet, öljy-pohjat, voimansiirron peitteet	rakennevärähtely, meluntorjunta
Veneet	moottorit, rungot	rakennevärähtely, meluntorjunta, väsymisen hallinta
Junat	vaunun rakenteet, levyt, pyörät	meluntorjunta, pyörän kirskunta, väsymisen hallinta
Työkoneet	moottorit, rungot	rakennevärähtely, meluntorjunta, väsymisen hallinta

Niinpä olisi hyödyllistä, että vaimennukseen käytettävän polymeerin käyrällä on leveä ja korkea huippu. Viskoelastisilla materiaaleilla tämä on kuitenkin osoittautunut mahdottomaksi. Niillä ei voida toisistaan riippumattomasti säätää häviön huipun korkeutta ja leveyttä. Leventäminen tavallisesti aiheuttaa huipun madaltumista.

Kun polymeerejä käytetään rakennemateriaaleina, käyttökelpoinen lämpötila-alue on lasisierroslämpötilan alapuolella. Tälläkin alueella polymeerien vaimennus on kuitenkin suurempi kuin useimmilla muilla aineilla.

Kuituvahvisteiset muovit

Kuituvahvisteisten muovien vaimennuskyky on yleensä yhtä kertaluokkaa suurempi kuin useimmilla teräksillä. Kuitumuovien vaimennus riippuu laminaatin määräävistä parametreista: kuitu- ja sideaineista, kuitujen pitoisuudesta ja suunnasta. Lasikuitujen ja hiilikuitujen häviökertoimet ovat tavallisesti välillä 0,010 – 0,016.

Yhdistelmä- ja multimateriaalit

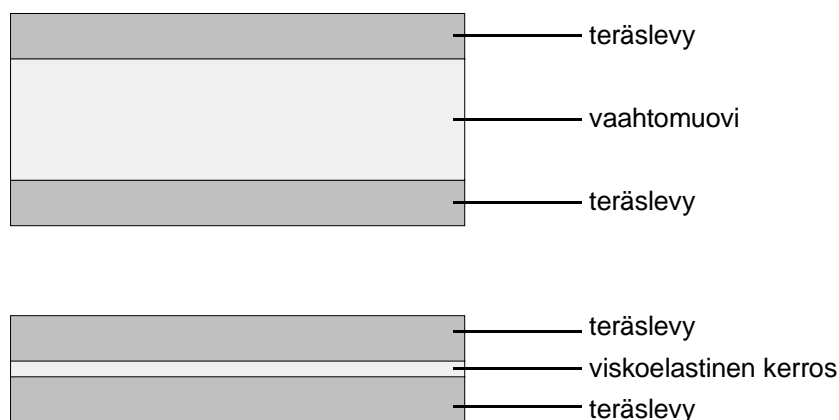
Multimateriaali/monimateriaali-tuotteilla tarkoitetaan koosteita, joissa on useita erilaisia aineita, useista toiminnallisista syistä. Multimateriaaliratkaisuissa eri materiaalien optimikäyttö yhdistää niiden erityisominaisuudet yhdeksi tuotteeksi tai laitteeksi. Multimateriaalit voivat muiden tavoitteiden ohella olla sopiva ratkaisu värähtelyn vaimennuksen hallintaan. Esimerkiksi suurvaimennuksisia aineita kuten polymeerejä voidaan käyttää erityisenä osana rakenteessa missä vaimennuksen kasvattaminen on tarpeen, mutta muu osa rakenteesta voi koostua muista aineista, minkä määräävänä ovat muut toiminnot.

Tämän lisäksi jotkin vaimennusmateriaalit itsessään koostuvat useista eri aineista, esimerkiksi laminoidut kerrosmateriaalit. Niinpä eri materiaalien optimaalinen käyttö voi muodostaa haastavan tehtävän, erityisesti kehittyneiden liitostekniikoiden yhteydessä.

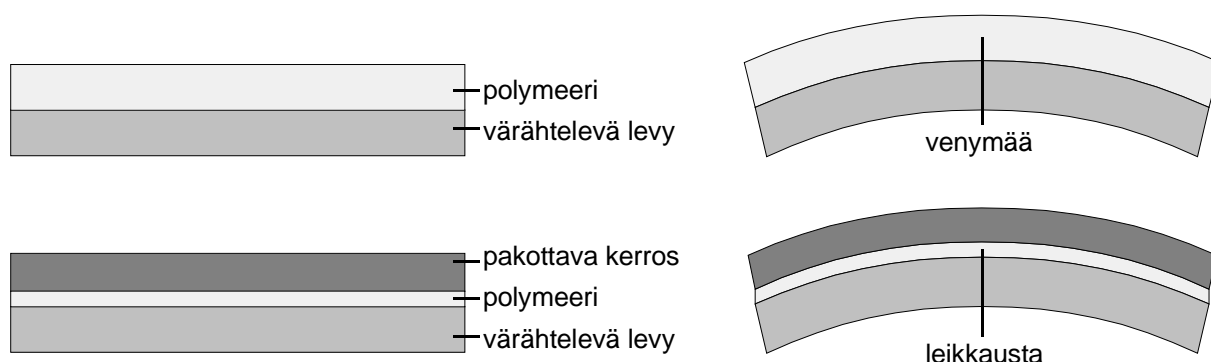
3.3.2 Vaimentavat kerrosmateriaalit

Kerroslevyt

Sandwich on tyypillinen rakennemateriaali, jossa yhdistyvät sekä polymeerien rakenteelliset että vaimennusominaisuudet. Tavallisessa sandwich-rakenteessa voidaan saavuttaa suuri vaimennus, jos ydinaineena käytetään polymeeristä vaahtomuovia. Muovien vaimennus perustuu siihen, että kerros on suhteellisen paksu verrattuna pintalevyihin, jolloin sen venymäkuormitus on suuri.



Kuva 3.8. Tavallinen rakenteellinen sandwich-materiaali ja erityisesti värähtelyn vaimennukseen tarkoitettu kerroslevy [9].



Kuva 3.9. Vapaa, ulkoinen viskoelastinen kerros (ylempi) ja pakotettu viskoelastinen kerros (alempi), joka lisää värähtelevän levyn vaimennusta [11].

Sandwich-rakennetta käytetään pääasiassa silloin, kun halutaan saavuttaa suurempi taivutusjäykkyys kuin samanpainoisella yksikerroslevyllä. Tavallisesta sandwich-ratkaisusta poikkeavaa rakennetta käytetään, jos päätarkoituksena onkin lisätä vaimennusta eikä jäykkyyttä. Tällöin kahden metallilevyn välisen kerroksen muodostaa ohut viskoelastinen materiaali. Välikerros on tyypillisesti paksuudeltaan 10 – 20 % yhdistelmän kokonaispaksuudesta, ks. kuva 3.8. Tällaisia sandwich-levyjä käytetään pääasiassa kulkuvälineteollisuudessa; ne ovat yleensä edelleen muotoiltavia ja pistehitsattavia, jolloin niitä voidaan käyttää samalla tavalla kuin tavallisia teräslevyjä.

Vaimentava lisäkerros

Valmiin rakenteen vaimennuksen lisäämiseen on vielä muitakin keinoja. Tavallinen ratkaisu on käyttää vaimentavan lisäkerroksen tekniikkaa. Kaksi perusvaihtoehtoa ovat (kuva 3.9)

- ulkoinen vaimennuskerros (vapaa viskoelastinen lisäkerros) ja
- pakotettu (*constrained*) vaimennuskerros (kahden rakenteellisen levykerroksen väliin pakotettu viskoelastinen kerros).

Vapaan vaimennuskerroksen ratkaisu koostuu vaimennettavasta rakenteellisesta levystä ja sen pintaan kiinnitetystä viskoelastisesta lisäkerroksesta. Pakotetun kerroksen tekniikassa käytetään kolmea kerrosta. Edellisten lisäksi viskoelastisen vaimennuskerroksen toiselle puolelle lisätään vielä yksi, ”pakottava” kerros, joka rajoittaa vaimennuskerroksen liikkumistapaa.

Taulukko 3.3. Vapaan ja pakotetun vaimennuskerrostekniikan vertailu [11].

Kerros	edut	haitat
vapaa	helppokäyttöinen, halpa	rajallinen vaimennus
pakotettu	erittäin hyvä vaimennus	monimutkainen, kallis

Vapaassa vaimennuskerroksessa esiintyy periaatteessa lähinnä venymää ja puristusta. Pakotetun rakenteen vaimennuskerroksessa esiintyy sen sijaan lähinnä leikkausta. Viskoelastinen leikkaustyyppinen muodonmuutos muuttaa energiaa tehokkaammin lämmöksi kuin venymä ja puristus, joten pakotettu lisäkerros parantaa vaimennusta enemmän kuin vapaa lisäkerros. Toinen näkökulma on, että pakotetussa ratkaisussa suuren vaimennuksen tuottamiseksi riittää hyvin ohut viskoelastinen kerros, kun vapaan kerroksen on oltava huomattavasti paksumpi saman vaimennuksen saavuttamiseksi.

Näitä kahta tekniikkaa verrataan taulukossa 3.3. Vapaa kerros toimii parhaiten, kun polymeeri on lasisiirtymän (transiition) huippukohdassa ja se on jäykkää. Pakotettu kerros on tehokkaimmillaan, kun vaimennuskerroksella on alhainen leikkausmoduuli ja kun materiaali toimii siirtymän pohjalla. Tämä ero johtuu lähinnä viskoelastisen kerroksen erilaisesta kuormituksesta. Ratkaisujen olennaisin ero on, että vapaa kerros on selvästi halvempi ja pakotettu selvästi parempi.

3.4 Liitosten vaimennus ja vaimentimet

3.4.1 Liitokset

Useissa mutkikkaimissa metallirakenteissa mekaanisen rakenteen eli liitosten ja epäjatkuvuuskohtien vaimennus on vallitsevaa verrattuna itse materiaalin pieneen vaimennukseen. Paikalliset, epäjatkuvat liitokset (pistehitsaus, lyhyistä jaksoista muodostuva hitsaus, niitit, pultit ja ruuvit) voivat muodostaa koko rakenteelle tehokkaan vaimennusmekanismien.

Mekaanisissa liitoksissa esiintyy aina kitkaa, joka kuluttaa energiaa rakenteen värähdellessä. Tämä rakenteellinen vaimennus syntyy, kun liitoksen rajapinnoissa tapahtuu pientä suhteellista liikettä. Rakenteellisten liitosten vaimennuksesta on saatavilla suhteellisen vähän tietoa, ja tuotteen suunnitteluvaiheessa se on riittämätöntä optimointiin. Myöskin tutkimukset, joissa verrataan erilaisten liitostapojen vaimennuksia, ovat harvinaisia.

3.4.2 Tärinäeristin ja iskunvaimennin

Tärinäeristin yksinkertaisimmassa muodossaan on esitetty kuvassa 3.1. Se on liitos, joka voidaan kuvata häviöllisellä jousella tai ideaalisella jousella ja vaimentimella. Jousta kuormittaa värähtelevä massa ja siihen kohdistuu värähtelyvoima, joka vuorotellen puristaa ja laajentaa joustaa. Kyseessä on siis yksinkertaisimmillaan pelkkä tavallinen yhden vapausasteen jousi-massa -järjestelmä.

Iskunvaimentimella yksinkertaisimmassa muodossaan tarkoitetaan erillistä laitetta, joka toteuttaa tämän järjestelmän häviöt (vastakohtana jousen omat sisäinen häviöt). Vaimennin on tavallisimmin viskoottinen eli viskoosivaimennin. Tutuimmassa käytössä, auton iskunvaimentimena, viskoosivaimentimen muodostaa nesteen täyttämä sylinteri.

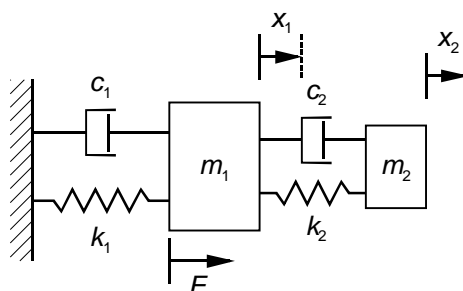
3.4.3 Viskoelastinen vaimennin

Vaimennin voidaan myös toteuttaa viskoelastisena laitteena. Viskoelastinen vaimennin (VE-vaimennin) on laite, joka ei välitä kuormia, vaan joka vain tuottaa häviöitä paikkaan tai liitokseen, johon se on kiinnitetty. Häviöt tapahtuvat viskoelastisessa materiaalissa, jossa värähtelyenergia muuttuu lämmöksi. VE-vaimennin on periaatteessa hyvin lähellä vaimentavan sandwich-rakenteen käsitettä.

3.4.4 Dynaaminen massavaimennin

Perinteistä passiivista dynaamista massavaimenninta on käytetty jo useita vuosikymmeniä. Se tunnetaan myös nimillä viritetty massavaimennin (*tuned mass damper, TMD*) tai dynaaminen värähtelyvaimennin (*dynamic vibration absorber DVA*).

Dynaamisessa massavaimentimessa alkuperäiseen värähtelevään järjestelmään lisätään uusi massa m_2 (kuva 3.10). Se muodostaa yhdessä oman ripustuksensa joustavuuden ja mahdollisen vaimennuselementin kanssa uuden värähtelevän, yhden vapausasteen jousi-massa-järjestelmän. Sen resonanssitaajuus viritetään halutulle, torjuttavalle taajuudelle. Resonanssissa värähtelevä apujärjestelmä aiheuttaa alkuperäiseen vaimennettavaan järjestelmään värähtelyä kumoavan voiman.



Kuva 3.10. Tavallinen dynaaminen massavaimennin.

Perinteisestä viritetystä massavaimentimesta on olemassa useita muunnoksia:

- tavallinen joustavasti ripustettu massa;
- heiluri, johon liittyy vaimennin;
- nestevaimennin, jossa heilahtevana massana on nestettä;
- impaktivaimennin, jossa on vapaasti liikkuva törmäilevä massa.

Impaktivaimentimen värähtelevä järjestelmä on suljetussa tilassa vapaasti liikkuva massa, joka aiheuttaa törmäilyillään värähtelyä vähentäviä liikemäärän muutoksia.

Dynaaminen vaimennin voidaan myös toteuttaa kerrosrakenteella. Laminoitu eli sandwich-tyyppinen teräslevy, jossa on kaksi metallilevyä ja niiden välissä ohut polymeeri keskikerroksena, toimii fysikaalisesti periaatteessa samantapaisesti. Jos toinen levyistä tulkitaan lisätyksi massaksi, erityisesti jos se on paikallinen tai koostuu erillisistä palasista, sitä voidaan tarkastella ja se voidaan suunnitella massavaimentimen tapaan.

Toisin sanoen edellä esitettyä pakotettua kerrosrakennetta voidaan tarkastella myös dynaamisen massavaimentimen näkökulmasta. Tässä tapauksessa pakottavan kerroksen massa on lisämassa ja kerrosrakenteen keskikerroksen polymeeri muodostaa jousen ja vaimentimen.

3.5 Materiaalien ja rakenteiden häviökertoimen mittaaminen

Yksittäisen materiaalin tai värähtelijän häviökerroin mitataan yksinkertaisimmillaan kuormittamalla sitä apumassalla ja mittaamalla samanaikaisesti voima ja kiihtyvyys. Niiden keskinäisessä vastefunktiossa näkyy näin muodostuvan jousi-massa -värähtelijän eli yhden vapausasteen järjestelmän resonanssi, jonka taajuudesta ja muodosta ratkeavat värähtelijän perusominaisuudet, mukaanlukien häviökerroin.

Rakenteiden häviökerroin mitataan eri tavoilla kuin yksittäisen materiaalin häviökerroin. Käytössä olevia menetelmiä ovat

- moodianalyysin käyränsovitus,
- vaimenemisen eli jälkikaiunta-ajan mittaaminen,
- tehonsyöttömenetelmä.

Yksittäisten värähtelymuotojen häviökertoimet voidaan määrittää moodianalyysin käyränsovitusmenetelmillä, joilla saadaan selville kunkin moodin massa, jäykkyys ja vaimennus. Menetelmät sopivat yleensä vain rajoitetulle lukumäärälle taajuudeltaan alimpia värähtelymuotoja.

Vaimenemisen eli jälkikaiunta-ajan mittaaminen on laajalti käytössä rakenteellisessa akustiikassa eli runkoäänien tutkimuksessa. Menetelmä on yksinkertainen (se on periaatteessa sama menetelmä kuin konserttisaleissa käytetty), mutta sillä on muutamia vakavia rajoituksia. Tarkasteltavan taajuuskaistan vaimenemisnopeuden määrää yleensä tällä kaistalla olevista moodista se tai ne muutamat, joiden vaimennus on pienin.

Tehonsyöttömenetelmällä (power injection) mitataan todelliset, testin aikana esiintyvät häviöt. Tätä dissipoitunutta energiaa verrataan rakenteen venymäenergian estimaattiin, joka saadaan mittaamalla värähtelyn liike-energia. Menetelmä tuottaa oikeamman vaimennusarvion taajuuskaistan keskimääräiselle häviökertoimelle kuin jälkikaiuntamenetelmä.

4 Akustiikan perusteita

4.1 Taustaa

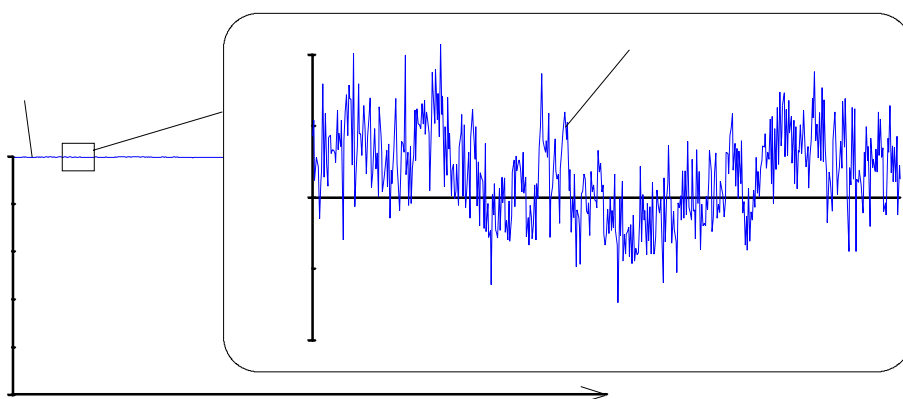
4.1.1 Käsitteitä

Ääni ja melu

Ääni on ilmahiuksasten värähtelyä, joka etenee aaltoliikkeenä. Värähtely ja aalto voidaan havaita ilman paineen vaihteluina, ilman tihentyminä ja harventumina tai suuren ilmamolekyylijoukon keskimääräisenä liikenopeutena, hiukkasnopeutena. Yleensä riittää, että tarkastellaan vain painetta, mm. koska paineen muutokset aiheuttavat kuuloaistimuksen. Vastakun halutaan tutkia energian siirtymistä äänikentässä, tarvitaan lisäksi tietoa myös hiukkasnopeudesta.

Äänipaine on paineen vaihtelua staattisen ilmanpaineen suhteen. Vaihtelun laajuus on erittäin pientä ilmanpaineeseen verrattuna (kuva 4.1). Yhden ilmakehän paine on n. 100 kPa. Jo miljoonasosa siitä (100 mPa) vastaa melko voimakasta (74 dB) ääntä.

Melu on haitallista tai häiritsevää ääntä. ”Ääni” on neutraali fysikaalinen käsite; sana ”melu” sisältää lisäksi kuulijan subjektiivisen luonnehdinnan.



Kuva 4.1. Ääni on paineen vaihtelua. Äänipaine on vähäinen murto-osa ilmanpaineesta.

Äänipaine- ja äänitehotaso

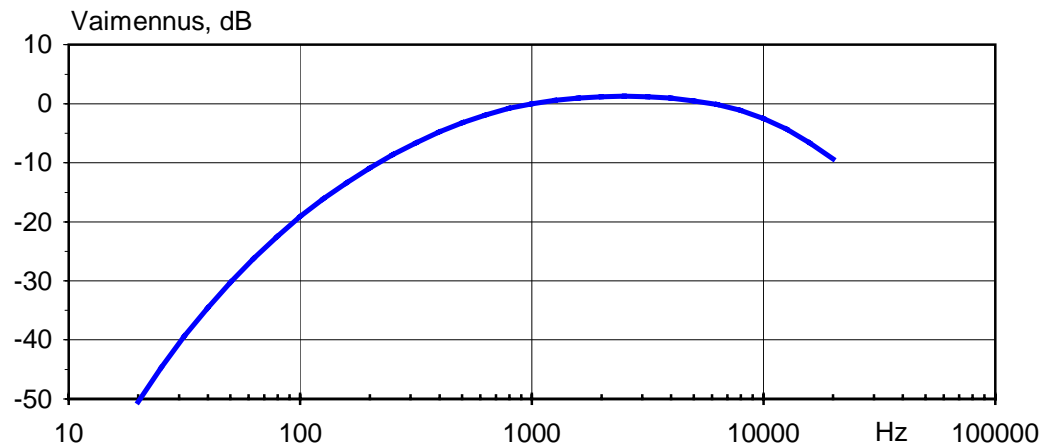
Melua kuvaavista käsitteistä tärkeimmät ovat melulähteen *melupäästö* ja melun kohteena olevan paikan *melutaso*. Melupäästö on sama kuin melulähteen ääniteho watteina; yleensä se kuitenkin ilmaistaan *äänitehotasona*. Melutaso on tarkemmin kohteen tai kuuntelupisteen äänipainetaso, yleensä ilmaistuna ns. A-painotettuna *äänitasona*.

Äänitaso on A-painotettu äänipainetaso. Se määritellään

$$L_{pA} = 20 \lg(p_A / p_0) \quad [\text{dB}] \quad (4.1)$$

missä p_A on A-painotettu äänipaine ja p_0 vertailupaine (= 20 μPa).

A-painotus on tarkoitettu ihmisen kokeman meluhäiriön arviointiin. Se toteutetaan signaalin suotimella, joka jäljittelee kuuloaistin herkkyyttä erikorkuisille äänille (kuva 4.2).



Kuva 4.2. A-painotussuodin on tekninen pelkistys sille, miten ihminen kuulee erikorkuisia ääniä.

Äänitehotason määritelmä on

$$L_W = 10 \lg(P/P_0) \quad [\text{dB}] \quad (4.2)$$

missä P on ääniteho ja P_0 vertailuteho (= 1 pW). Kokonaismelupäästö on tavallisesti A-painotettu äänitehotaso (L_{WA}). Meluntorjunnan suunnittelua varten äänitehotasosta on kuitenkin ilmoitettava sen spektri oktaavikaistoittain (jolloin A-painotusta ei käytetä).

Molemmilla tasosuureilla on sama yksikkö, desibeli (dB). Sekaannusta voi aiheutua siitä, että tasojen lukuarvot voivat poiketa suurestikin toisistaan. Äänitehotaso on yleensä paljon suurempi kuin yleisemmin käytetyt äänitasot.

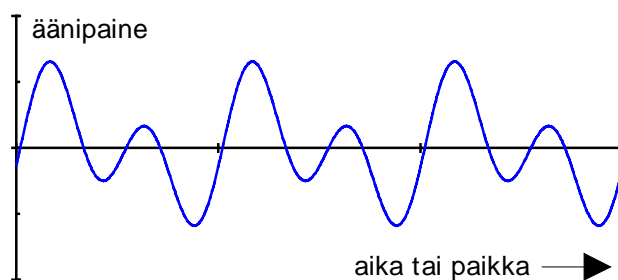
Desibelin käyttö akustiikassa perustuu korvan toimintaan. Kuuloaisti ei arvioi äänen voimakkuutta absoluuttisin yksiköin, vaan vertaillen kuinka monta kertaa tietty ääni on toista ääntä voimakkaampi. Korvan suhteellinen toiminta sekä se, että normaaliäänien voimakkuusalue on tavattoman laaja (suuren suihkukoneen ääniteho on ehkä tuhat miljoonaa kertaa suurempi kuin rannekellon tikitys), on johtanut desibelin valintaan äänelle sopivana esitystapana.

Äänitehon mittaaminen on huomattavasti työläämpää kuin äänipaineen. Äänitehoa varten on mitattava painetta useissa eri pisteissä jollain tunnetulla tai oletetulla mittauspinnalla. Äänikentän muoto on tunnettava tai siitä on voitava tehdä riittävän tarkkoja oletuksia. Käytännössä tarvitaan usein joko selkeä yksinkertainen sijoitustilanne tai erikoislaboratorio, jossa yksinkertainen tilanne luodaan keinotekoisesti. Neljä tärkeätä erikoistapausta, joissa mittaus on mahdollinen, ovat

- tasoaalto (ääni etenee hajaantumatta kapeassa putkessa vain yhteen suuntaan)
- täysin vapaa kenttä (läheisyydessä ei heijastavia pintoja),
- puolivapaa kenttä (vain kova heijastava alusta tai maanpinta),
- kaiuntakenttä (hyvin paljon kovia heijastavia pintoja).

Taajuus ja aallonpituus

Erilaisten värähtelyiden ja äänien tärkein luokittelu koskee sitä, ovatko ne *jaksollisia* vai ei. Jaksollinen ääni toistuu vakiovälein samanlaisena (kuva 4.3). Toistuminen koskee sekä ääniaaltoa, avaruudessa tietyllä hetkellä paikan suhteen, että äänisignaalia, yhdessä pisteessä tarkasteltuna ajan suhteen.



Kuva 4.3. Jaksollinen ääni toistuu samanlaisena vakiomatkan tai -ajan kuluttua.

Ei-jaksollisten äänien tärkein tyyppi on *satunnaisesti* vaihteleva ääni. Esimerkiksi puheen äänneistä vokaalit ovat jaksollisia ja f, h ja s satunnaisia. Pyörivien koneiden melu on jaksollista ja pyörteilevän ilmapvirran satunnaista.

Jaksollisella äänellä on tietty, kuulon avulla aistittava *korkeus*. Korkeusaistimuksen fysikaalinen vastine on *taajuus*. Jos värähtely tai ääni toistuu ajan suhteen samanlaisena ajanjakson T välein, värähtelyn tai äänen taajuus on

$$f = 1 / T \quad (4.3)$$

Ääniaalto etenee äänennopeudella c , normaali-ilmakehässä ja huoneenlämmössä $c = 345$ m/s. Yhden toistumisajanjakson T aikana aalto etenee yhden toistumisjakson pituisen matkan λ , jota nimitetään aallonpituudeksi. Taajuuden ja aallonpituuden riippuvuus on

$$\lambda = c / f \quad (4.4)$$

Aallonpituus on tärkeä käytännön mitta meluntorjunnassa. Äänen käyttäytymiseen voidaan vaikuttaa rakenteilla tms., joiden mitat ovat *vähintään* aallonpituuden suuruusluokkaa. Eräitä taajuuksia vastaavia aallonpituuksia ovat

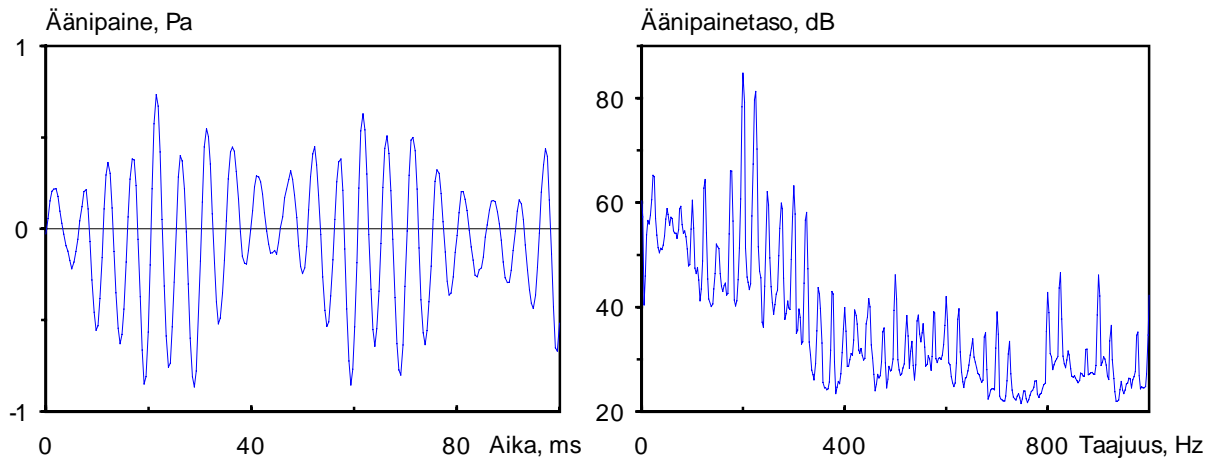
äänen korkeus	taajuus	aallonpituus
matala	100 Hz	3,4 m
keskikorkea	1 kHz	340 mm
korkea	10 kHz	34 mm

Jos ääniaalto ja -signaali ovat sinikäyrän muotoisia, äänellä on vain yksi taajuus. Kyseessä on ns. *äänes* (viheltäminen on lähes puhdas äänes). Jos toistuvan jakson muoto on mikä muu tahansa, ääni sisältää useita taajuuksia, jotka ovat perustaajuuden monikertoja: $1 \cdot f$, $2 \cdot f$, $3 \cdot f$, $4 \cdot f$, $5 \cdot f$ jne.

Taajuuksien jakautumaa nimitetään *spektriksi*. Jaksollisen äänen spektrillä on arvoja vain näillä monikerroilla. Satunnaisen tai lyhytaikaisen äänen (esim. äänneet k, p, t) spektri on sen sijaan jatkuva ja se sisältää *kaikkia* taajuuksia. Käytännön jaksollisen äänen spektrissä on voimakkaita huippuja monikertojen taajuuksilla (kuva 4.4).

4.1.2 Melun ohjearvoja

Melu on häiritsevää, haitallista tai jopa terveydelle vaarallista ääntä. Äänekäs melu ärsyttää, häiritsee muita toimintoja (keskittymistä vaativa työ, puhekommunikaatio). Voimakas työmelu voi aiheuttaa kuulovamman. On katsottu tarpeelliseksi asettaa rajoja, jota melun voimakkuus (A-äänitaso) ei tietyissä tilanteissa saa ylittää.



Kuva 4.4. Erään moottorin melun signaali ja sen spektri.

Työmelu

Työssä vallitsevan melun torjunnasta annetussa valtioneuvoston päätöksessä määrätään kolmenlaisista toimenpiteistä, jos melun A-äänitaso työntekijän paikalla $L_A \geq 85$ dB:

- työntekijöille on varattava kuulonsuojaimet;
- laitteeseen on kiinnitettävä kilpi, jossa melusta varoitetaan;
- jos melun aiheuttaa tietty kone, on sen valmistajan tai myyjän annettava käyttäjälle kirjallinen tyyppikohtainen meluselvitys, jossa ilmoitetaan koneen mitattu melupäästö (äänitehotaso) L_{WA} .

Laitemelu

Edellisen kohdan viimeisen määräyksen lisäksi on annettu valtioneuvoston päätös konekohtaisista ohjearvoista erälle *rakennustöissä* käytetyille koneille. Tässä yhteydessä voidaan mainita kompressorit, joiden melupäästölle on määrätty seuraavat enimmäisarvot

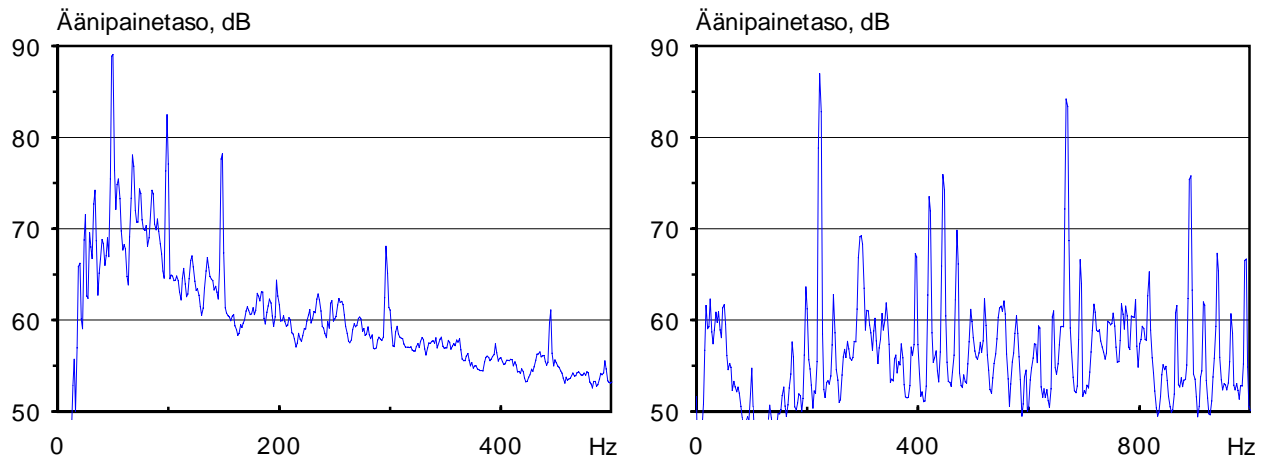
nimellisvirta Q (m ³ /min)	äänitehotaso L_{WA} (dB)
≤ 10	100
≤ 30	102
> 30	104

4.2 Äänen synty ja leviäminen

4.2.1 Äänilähteitä

Ääni syntyy, kun joku syy saa ilmahiukkaset liikkumaan edestakaisin tai kun ilmaan syntyy paine-eroja. Liikenopeus ja paine ovat aina sidoksissa siten, että jos yksi niistä esiintyy, samanaikaisesti esiintyy myös toinen.

Väliaineella, tavallisesti ilmalla, on massaa ja joustavuutta. Akustiikka on tavallisen perusmekaniikan erikoistapaus siten, että voimaa vastaa paine ja nopeutta väliaineen hiukkasnopeus. Newtonin massan kiihtyvyyssyhtälöllä $F = ma$ ja jousen puristuvuusyhtälöllä $F = kx$ on suoraan vastineensa akustiikassa.



Kuva 4.5. Kahden pumpputyypin meluspektrit: (vasen) kaksisolainen ruuvityyppinen jätevesipumppu, kierrosnopeus 1500 min^{-1} , ohitustaajuus $2 \times 25 \text{ Hz}$; (oikea) 9-mäntäinen hydraulipumppu, kierrosnopeus 1500 min^{-1} , ohitustaajuus $9 \times 25 \text{ Hz}$.

Käytännössä tärkein ääntä synnyttävä mekanismi on se, että kiinteä pinta työntää ilmaa edellään ja vetää sitä perässään hetkellisesti tai jatkuvasti edestakaisin (kaiutin, moottorin mäntä, rakenteen pinta). Toiseksi tärkein on laite tai tapahtuma, joka katkoo tai muuten häiritsee tasaista ilmavirtausta (äänihuulet, puhallinsoittimet, pyörteinen virtaus, suihkumoottori)

Moottori

Kulkuvälineiden melun tärkein lähde on polttomoottori. Siinä melu syntyy, kun mäntä, pyörä tms. imee ja puristaa väliainetta sylinterissä. Kun mäntä tai vastaava siirtyy asentoon, jossa väylä imu- tai poistokanavaan aukeaa, syntyy äkillisiä painemuutoksia ja ne lähtevät etenemään äänenä melun syntykohdasta pois päin useita eri reittejä.

Tavallisesti melu etenee imu- ja poisto- eli painekanavaa pitkin ja, jos väliaine on ilma, lopulta pääte-elimien kautta ulkoilmaan. Osa melusta siirtyy rungon värähtelyksi ja sen ulkopintojen säteilemänä jälleen ilmaääneksi. Oman osansa melusta synnyttää moottorin jäähdytyspuhallin.

Suurin osa vaihtelevasta paineesta on tasaisesti koneen pyörimisnopeuden ja mäntien tai roottorin elementtien lukumäärän määräämässä tahdissa sykkivää, jaksollista painetta. Sen spektri koostuu pyörimisnopeuden ja ohitustaajuuden monikerroilla esiintyvistä piikeistä (kuva 4.5). Osa painevaihtelusta on satunnaista pyörteilyä, joka synnyttää jatkuvan spektrin.

Pyörivien koneiden tyyppien keskinäisessä meluisuudessa on selviä eroja. Edestakaisin liikkuviin mäntiin perustuvat moottorit ja muut koneet synnyttävät tyypillisesti pientaajuista melua, suhteellisen pienestä peruspyörimisnopeudesta johtuen. Hyötytehoon suhteutettu melu ei ole A-painotettuna laiteryhmän voimakkaimmasta päästä, mutta sen torjuminen on, kuten yleensäkin pientaajuisten melun, vaikeaa.

Pyörivään mekanismiin perustuvat kompressorit ja pumput ovat yleensä meluisampia, mutta ehkä suhteellisesti helpompia torjua vakiomenetelmin. Roots-tyyppiset kiertomäntäkompressorit ovat samantehoisia liukuvasiipisiä ja ruuvityyppisiä kompressoreita selvästi meluisampia. Melun synty on imu- ja poistoväylien suhteellisen äkillisen aukeamisen ja sulkeutumisen takia tehokasta.

Puhaltimet

Puhaltimien synnyttämä melu on peräisin samantapaisesta tapahtumasta kuin edelläkin; puhallinpyörän siivet työntävät ylipainetta edellään ja vetävät alipainetta perässään. Siipien ohittaessa epäjatkuvuuskohdan, akselintuen taikka imu- tai painekanavan reunan, painevaihtelu korostuu ja pääosin jaksollinen ääni syntyy. Spektri on samankaltainen jaksollisen ja satunnaisen painevaihtelun yhdistelmä kuin moottoreillakin.

Aerodynaaminen melu

Varsinaiseksi aerodynaamiseksi meluksi luokitellaan äänet, jotka syntyvät tilanteessa, jossa tasainen ilmavirtaus häiriintyy ja siihen syntyy pyörteisyyttä. Pyörteisessä esiintyy paikallisia paine- ja nopeusvaihteluita, ja tämä merkitsee samalla myös äänen syntymistä. Jos väliaine on nestettä, voidaan vastaavasti puhua hydrodynaamisesta melusta. Sen erikoistapaus on kavitaation aiheuttama melu, joka on aina erityisen voimakasta.

Esimerkkejä laitteista tai rakenteista, jotka aiheuttavat pyörteisyyttä virtaukseen ja synnyttävät aerodynaamista melua, ovat äkilliset epäjatkuvuuskohdat tai mutkat kanavistossa, särmit ja säleiköt sekä vapaaseen tilaan purkautuvat ilmasuihkut, liekit ja venttiilit.

4.2.2 Äänen heijastuminen, eristys ja absorptio

Impedanssi

Kun etenvä ääniaalto kohtaa jonkin, minkä tahansa muutoksen väliaineessa, jossa se etenee, äänikenttään syntyy häiriö. Aallon muoto muuttuu ja osa aallosta ja äänitehosta kääntyy muuhun kuin alkuperäiseen suuntaan.

Muuttumatonta väliainetta kuvataan käsitteellä väliaineen *karakteristinen impedanssi*, joskus sitä nimitetään *aaltovastukseksi*. Ilman karakteristinen impedanssi Z_0 on siinä etenevän *taso-aallon* äänipaineen p ja hiukkasnopeuden u suhde ja se voidaan lausua myös ilman tiheyden ρ ja äänennopeuden c tulona

$$Z_0 = \frac{p}{u} = \rho c \quad (4.5)$$

Tyypillisiä ääniaallon kohtaamia väliaineen muutoksia, jolloin paineen ja nopeuden suhde eli impedanssi muuttuu, ovat mm.

- kiinteän kappaleen tai tason pinnalla hiukkasnopeus pienenee (lähes) nolnaan ja impedanssi kasvaa
- kanavan laajentuessa äkillisesti tai päättyessä vapaaseen tilaan äänipaine ja impedanssi pienenevät
- aallon tullessa toiseen väliaineeseen kuten mineraalivillaan tiheys ja nopeus muuttuvat

Äänikentän häiriökohdassa aalto ei aina säilytä tasoaltomuotoa, vaikka saapuva aalto olisi tasoaalto. Tällöin äänipaineen ja hiukkasnopeuden suhde eli impedanssi ei ole vakio, vaan vaihtelee paikan funktiona, ja sitä nimitetään täsmällisesti *ominaisimpedanssiksi*. Erityistapauksessa, jossa impedanssia tarkastellaan kahden erilaisen väliaineen rajapinnalla, impedanssia nimitetään *pintaimpedanssiksi*. Pinnan impedanssin Z tärkein piirre on, että se on yleensä kompleksiluku. Toisin sanoen siniaallon muotoisena saapuvan aallon äänipaine ja hiukkasnopeus eivät yleensä ole samassa vaiheessa pinnan kohdalla.

Heijastus- ja läpäisysuhde

Kun ääniaalto heijastuu kiinteästä pinnasta tai muusta väliaineen muutoskohdasta, osa aallosta kääntyy takaisin vastakkaiseen suuntaan. Tärkein tapaus on kohtisuoraan pintaan tai muutoskohtaan tuleva tasoalto. Saapuva aalto ja palaava heijastunut aalto eivät nekään yleensä ole samassa vaiheessa. Niiden keskinäisen suhteen määrää kompleksinen heijastussuhde R .

Pinnan impedanssi Z normalisoituna ilman karakteristiseen impedanssiin $z = Z/\rho c$ ja pinnan kompleksinen heijastussuhde R suhtautuvat toisiinsa seuraavasti

$$R = \frac{z - 1}{z + 1} \quad (4.6)$$

Loppuosa tulevasta aallosta, joka ei käänny takaisin, jatkaa eteenpäin rajapinnan läpi tai muutoskohdan ohi. Jatkavan, läpimenneen aallon voimakkuuden ja vaihekulman määrää kompleksinen läpäisysuhde T . Se saadaan myös impedanssista

$$T = \frac{2z}{z + 1} \quad (4.7)$$

Tehosuhteet, äänieristävyys ja absorptiosuhde

Usein on riittävää tarkastella vain tulevaa, heijastuvaa tai läpimennyttä äänitehoa, kiinnittä-mättä huomiota äänipaineeseen ja erityisesti sen vaiheeseen. Tällöin päästään eroon kompleksiluvuista ja tarkastelusta, joka sellaisenaan pätee vain yhdessä paikassa, rajapinnalla. Heijastuneen äänitehon P_r suhde tulevaan äänitehoon P_i on *tehoheijastussuhde*

$$\rho = \frac{P_r}{P_i} = |R|^2 \quad (4.8)$$

ja läpimenneen tehon P_t suhde tulevaan tehoon on *teholäpäisysuhde*

$$\tau = \frac{P_t}{P_i} = 1 - |R|^2 \quad (4.9)$$

Kun teholäpäisysuhde ilmoitetaan desibeleinä, se on nimeltään *äänieristävyys*. Läpäisysuhteen eräs erikoistapaus on ääntäimevän eli -absorboivan pinnan absorptiosuhde

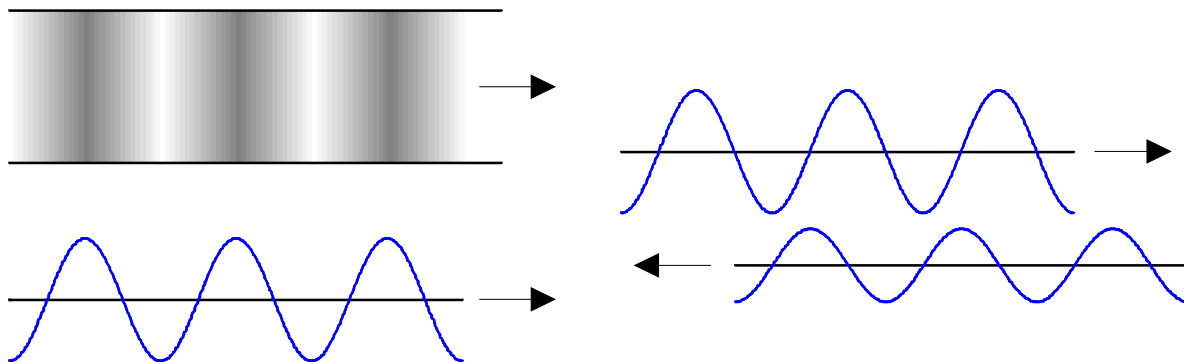
$$\alpha = \frac{P_\alpha}{P_i} \quad (4.10)$$

jonka yhteydessä läpimennyttä tehoa P_α nimitetään absorboituneeksi tehoksi.

4.2.3 Ääniaallot suljetussa tilassa

Tasoaalto kanavassa

Toinen äänikentän ääritapaus on tasoalto. Se etenee hajaantumatta, intensiteetin ja paineen säilyessä vakiona. Esimerkki on entisaikojen puheputki laivan komentosillan ja konehuoneen välillä: tavallinen puhevoimakkuus eteni lähes vaimentumatta kymmeniä metrejä.



Kuva 4.6. Putkessa etenevä tasoaalto: a) ilman tihentymät ja harventumat muodostavat tasomaisia aaltorintamia, b) vastaava äänipaine, c) käytännön putkissa esiintyy etenevä ja takaisin palaava aalto.

Yleensä tasoaaltoja esiintyy kapeassa kovaseinäisessä putkessa, kuten kanavassa, imu- tai pakoputkessa. Kapeus määräytyy verrattuna aallonpituuteen λ . Pyöreässä putkessa esiintyy vain putken suunnassa etenevä tasoaalto, jos sen halkaisija D on

$$D \leq \frac{1,84}{\pi} \lambda \quad (4.11)$$

muussa tapauksessa putkessa etenee sekä tasoaalto että putken seinistä edestakaisin heijastelevia palloaaltoja. Käytännössä kapeassakin putkessa esiintyy aina etenevän aallon lisäksi takaisin palaava tasoaalto, joka usein on etenevää aaltoa heikompi (kuva 4.6).

Tasoaallon intensiteetti on täsmälleen samaa muotoa kuin palloaallonkin kaukana lähteestä. Aallon kuljettaman äänitehon P määrittämiseksi se kerrotaan pinta-alalla S , jonka läpi intensiteetti virtaa (kovaseinäisen putken tapauksessa ala on putken poikkipinta-ala):

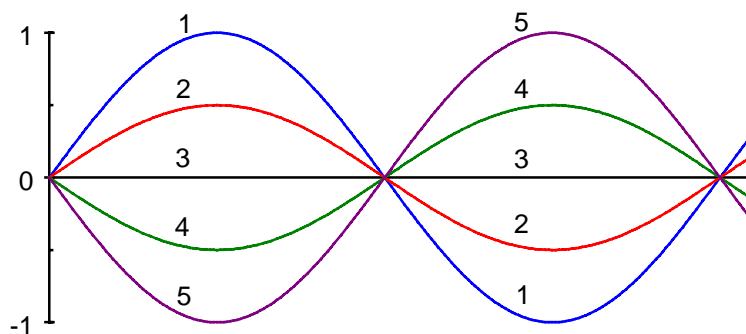
$$P = \frac{p^2}{\rho c} S \quad (4.12)$$

Interferenssi, seisova aalto

Täydellinen tai osittainen heijastus pinnasta tai putken päätteestä synnyttää äänikentän, jossa tuleva ja heijastunut, takaisin palaava aalto muodostavat yhdessä kokonaiskentän. Joissakin paikoissa tai joillakin taajuuksilla ne vahvistavat ja toisissa heikentävät toisiaan; niiden sanotaan *interferoivan* keskenään.

Jos aallot ovat likimain yhtä voimakkaita eli jos heijastus on lähes täydellinen ja erityisesti jos heijastus on kohtisuora, kokonaiskenttää kutsutaan *seisovaksi aalloksi*. Nimi tulee siitä, että kokonaiskenttä näyttää seisovan paikoillaan, vaikka se koostuu kahdesta vastakkaisiin suuntiin etenevästä aallosta, jotka eivät mitenkään vaikuta toisiinsa.

Jos heijastus ei ole täydellinen, osa kokonaisuudesta etenee häiriintymättä äänilähteestä päättekuormitukseen päin ja loppuosa ”seisoo” paikoillaan. Jos heijastus on täydellinen eli $|R| = 1$, vain seisova osa jää jäljelle. Äänipaine on pysyvästi nolla puoliaalloittain sijaitsevista solmukohtista, mutta vaihtelee *ajallisesti* sinimuotoisesti niiden välillä. Aallon verhoikäyrä eli maksimipaineen paikallinen vaihtelu on myös ajallisesti sinimuotoinen, ja se siis pysyy paikallaan (kuva 4.7).



Kuva 4.7. Seisovan aallon muodostuminen.

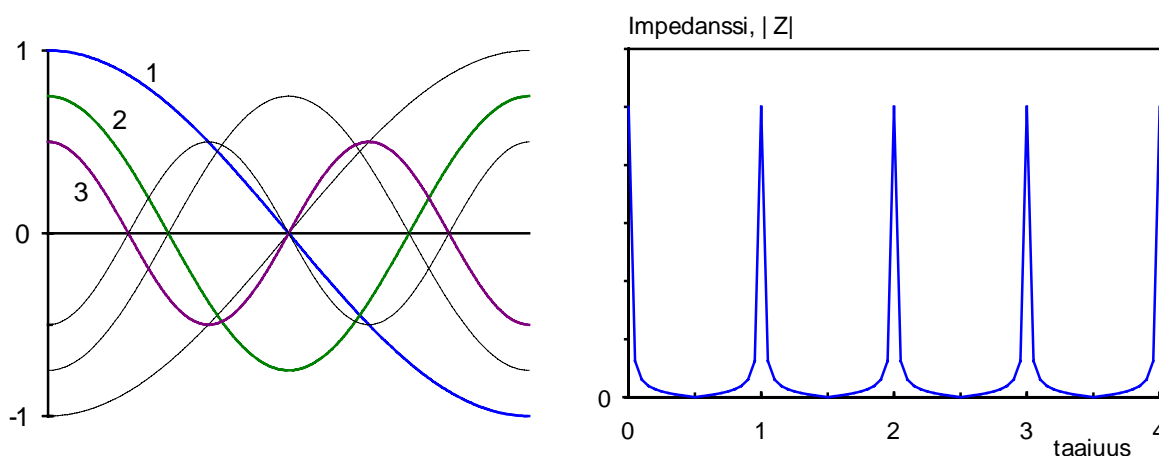
Kanavan resonanssi

Seisovan aallon syntyyn riittää, että äänikenttä muodostuu yhden heijastavan pinnan tai muutoskohdan eteen. Jos ääniaallot kuitenkin esiintyvät molemmilta puolilta rajatussa tai kokonaan suljetussa tilassa, syntyy varsinainen *resonanssi*. Käytännön esimerkkejä ovat monet puhallinsoittimet, imu- ja pakoputket sekä ilmastointikanavat.

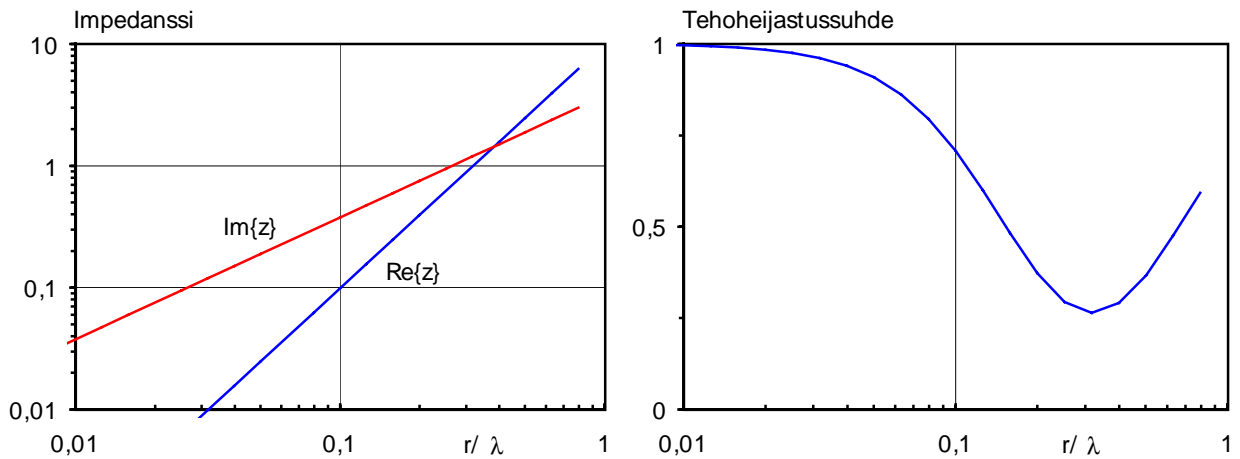
Resonanssissa sarja äärettömän monta kertaa edestakaisin heijastuneita aaltoja muodostaa seisovan aallon. Kokonaiskenttä muodostuu äärettömästä suppenevasta sarjasta aaltoja. Suppeneminen johtuu siitä, että mikään käytännön heijastus ei koskaan ole täyttä 100 %, koska osa energiasta aina poistuu äänikentästä ja muuttuu kitkan ansiosta lämmöksi tai säteilee ulos rajatusta tilasta.

Varsinainen resonanssi esiintyy niillä taajuuksilla, joilla kaikki aallot osuvat samaan vaiheeseen ja vahvistavat toisiaan. Muilla taajuuksilla aallot eivät ole samassa vaiheessa ja niiden summa ei kasva merkittävästi alkuperäiseen aaltoon verrattuna.

Yksinkertaisin esimerkki kanavan resonanssista on putki, joka päättyy kuormitukseen, jolla on tietty kuormitusimpedanssi z_L . Putken alkupäässä olevan äänilähteen näkemä impedanssi z ei kuitenkaan ole sama kuin kuormitusimpedanssi (aaltojen kulkeman äärellisen matkan takia). Resonanssi esiintyy sellaisella taajuudella, jolla äänilähteen näkemän impedanssin imaginääriosa menee nolleen; silloin vähäisellä äänilähteen nopeudella saa putkessa aikaan suuren äänipaineen. Jos putken päätte on umpinainen ja kova, resonanssi on matemaattisesti yksinkertainen (ks. kuva 4.8).



Kuva 4.8. Resonanssi kovassa jäykässä putkessa: (vasen) äänipaine putkessa paikan funktiona; (oikea) putken päästä näkyvä impedanssi taajuuden funktiona, taajuus akseli normalisoidun resonanssitaajuuden $l/(\lambda/2)$ monikertoina.



Kuva 4.9. Vapaaseen tilaan päättyvän kapean avoimen putken pääteimpedanssi z ja -heijastus säteen r ja aallonpituuden λ funktiona.

Resonanssi syntyy kuitenkin yhtä helposti kanavaan, joka on päätetty muilla tavoin, esimerkiksi vapaaseen tilaan päättyvän avoimen putken suuhun (puhallinsoittimet tai pakoputki). Resonanssitaajuudet siirtyvät muille taajuuksille; niiden arvo ja seisovan, resonoivan aallon muut yksityiskohdat määräytyvät pääteheijastusten ja -impedanssien arvoista.

Kanavan pää, suljettu ja avoin

Jos kanavan pää on suljettu eli se päättyy kovaan, (lähes) jäykkään päätteeseen, sen impedanssi $Z \approx \infty$, koska liikkumattoman päätteen nopeus on ≈ 0 . Ääretön impedanssi tuottaa täyden heijastuksen, jonka $R = +1$. Tuleva ääniaalto kääntyy takaisin vaiheensa säilyttäen.

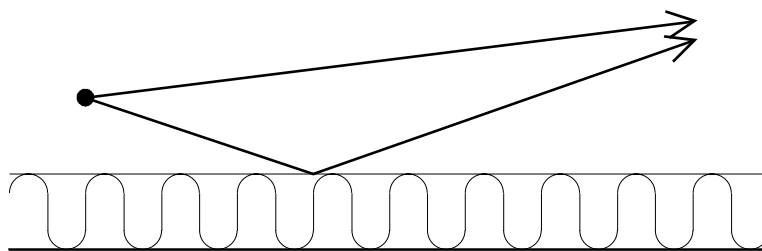
Jos kanavan pää on avoin, voidaan tarkastella kahta kapean pyöreän putken perustapausta. Joko putki päättyy vapaasti (kuten pakoputki tai savupiippu) tai äärettömään tasopintaan, ts. putken pää on varustettu äärettömällä laipalla. Putken impedanssi päätteen kohdalla on kompleksiluku, joka riippuu aallonpituudesta λ ja putken säteestä r .

Jos putki on kapea aallonpituuteen verrattuna $r \ll \lambda$ (taajuus on pieni), impedanssi on melkein imaginäärinen ja $\ll 1$. Heijastussuhde on $R \approx -1$. Toisin sanoen tuleva ääniaalto kääntyy tässäkin tapauksessa lähes kokonaan putken suulta takaisin sisäänpäin. Ainoastaan sen vaihe (etumerkki) kääntyy heijastuksessa vastakkaiseksi. Vain pieni osa kokonaistehosta säteilee putken suulta ulos (kuva 4.9).

Pehmeän pinnan suuntaisesti etenevän aallon vaimentuminen

Ääntä hyvin imevällä eli absorboivalla pinnalla vuoratussa kanavassa syntyy interferenssin erikoistapaus, jossa tietyissä oloissa ääni vaimenee tehokkaasti. Suoraan putken akselia pitkin kulkeva ääni ja hyvin loivassa kulmassa vuoratusta pinnasta heijastuva ääni interferoivat keskenään niin, että tietyllä taajuusalueella aallot ovat kanavan pituussuunnassa likimain toisilleen vastakkaisia ja kumoavat toisensa (kuva 4.10).

Edellytyksinä ovat, että vuorauksen paksuus d on aallonpituuteen verrattuna riittävä ($\approx \lambda/8 - \lambda/4$) ja että pinnan absorptiosuhde on lähellä 100 % vastaavalla taajuudella. Interferenssi suuntaa äänienergian virtausta niin, että se kääntyy sivulle, kohti ääntäimevää pintaa ja kuluu siellä kitkahäviöihin.



Kuva 4.10. Suoraan etenevä ja absorptiomateriaalilla vuoratus pinnasta heijastunut ääni. Aallot kumoavat toisensa, kun eteneminen tapahtuu (lähes) vaakasuoraan ja paksuus riittävän suuri.

Kaiuntakenttä kovaseinäisessä tilassa

Yksiulotteista kapean kanavan resonanssia vastaava ilmiö syntyy kolmiulotteisena suljetussa kovaseinäisessä tilassa, jonka mitoista vähintään kaksi ja yleensä kaikki kolme on aallonpituutta suurempia. Äänikentän matematiikka tulee hyvin monimutkaiseksi. Kuljetusvälineissä tällaisia tiloja voivat olla ohjaamo tai matkustamo sekä mootoritila. Vaimentimien yhteydessä tämä tapaus voi esiintyä suurten koteloiden sisällä tai ontelovaimentimissa hyvin suu- rilla, usean kilohertsin taajuuksilla.

Suorakulmaisessa kovapintaisessa ontelossa (tai huoneessa) esiintyy kolmiulotteisia resonansseja, jossa resonoiva aalto voi heijastella edestakaisin kolmella eri tavalla:

- yhden koordinaattiakselin suunnassa eli kahden vastakkaisen seinän välillä
- kahden koordinaattiakselin määräämässä tasossa eli vinottain neljän seinän kautta mutta yhdensuuntaisesti kahden muun, vastakkaisen seinän kanssa
- täysin vinottain kaikkien seinien suhteen

Ontelon resonanssitaajuudet saadaan yhtälöstä

$$f_{n_x n_y n_z} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} ; n_x, n_y, n_z = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (4.13)$$

missä l_x , l_y ja l_z ovat ontelon mitat. Kun taajuus kasvaa, resonanssitaajuuksia on yhä tiheämässä. Tietystä taajuudesta ylöspäin yksittäisiä resonansseja ei enää voi erottaa toisistaan. Kenttä näyttää koostuvan hyvin suuresta joukosta eri suuntiin eteneviä aaltoja. Kenttää ei enää voi käsitellä matemaattisesti eksaktisti, vaan on turvauduttava tilastolliseen lähestymistapaan.

Todellisessa mielivaltaisen muotoisessa tilassa esiintyy aivan vastaavalla tavalla resonansseja, yhtä paljon kuin suorakulmaisessakin ja keskimäärin yhtä voimakaina. Vain niiden matemaattinen kuvaus ei ole yhtä yksinkertainen kuin suorakulmaisessa tilassa.

Keskikokoisessa huoneessa (mitat muutamia metrejä) ensimmäiset resonanssitaajuudet ovat muutaman kymmenen hertsin taajuudella ja resonanssien määrä kasvaa suureksi muutama sataan hertsiin mennessä. Kotelossa tai ontelossa, jonka mitat ovat kymmeniä senttimetrejä, nämä taajuudet suurenevastavasti kymmenkertaisiksi.

Kovaseinäisessä tilassa esiintyvää äänikenttää, joka koostuu hyvin suuresta määrästä resonansseja, kutsutaan kaiuntakentäksi. Sitä käsitellään käsitteen *diffuusi kenttä* avulla. Diffuusi kenttä on ideaalinen tapaus, joka koostuu äärettömästä määrästä tasoaaltoja, jotka saapuvat tasaisesti kaikista suunnista. Diffuusissa kentässä äänienergia ei virtaa keskimäärin mihinkään suuntaan. Sen sijaan kaikkiin pintoihin S kohdistuu tuleva ääniteho

$$P_{\text{diff}} = \frac{\langle p^2 \rangle_s}{4\rho c} S \quad (4.14)$$

jossa kulmasuluilla on merkitty äänipaineen neliön *paikkakeskiarvoa*. Koska pinnat ovat koivia, sama teho heijastuu niistä takaisinkin.

Lämpötila ja väliaineen virtaus

Käytännön kanavistoissa ja vaimentimissa väliaine on usein kuumaa tai se virtaa huomattavalla nopeudella. Huoneenlämmöstä $T_0 = 298 \text{ K}$ (25°C) poikkeava lämpötila T aiheuttaa äänennopeuden muuttumisen absoluuttisen lämpötilan neliöjuureen verrannollisena:

$$c = c_0 \sqrt{T/T_0} \quad (4.15)$$

missä c_0 on äänennopeus huoneenlämmössä ($= 345 \text{ m/s}$); lämpötilat on annettava Kelvinasteina. Suurempi äänennopeus pidentää aallonpituutta. Tämä merkitsee mm. sitä, että suurissa lämpötiloissa putkistojen ja vaimentimien mitat ovat tehollisesti pienempiä (aallonpituuteen verrattuna) kuin huoneenlämmössä. Huoneenlämmössä pituudeltaan riittävä vaimennin vaimentaakin kuumassa liian vähän.

Virtaava väliaine aiheuttaa samantapaisia hankaluuksia. Sinänsä ääniaalto ei välitä väliaineen virtauksesta muuten, kuin että se oman etenemisensä lisäksi siirtyy virtauksen mukana. Vasta hyvin suurilla virtausnopeuksilla ($> 30 - 50 \text{ m/s}$) alkaa esiintyä muitakin vaikutuksia. Virtaus kuitenkin pidentää aallonpituutta myötävirrassa suunnassa ja lyhentää vastavirtaan. Jos ääni etenee samaan suuntaan kuin virtaus, vaimennin myöskin tehollisesti lyhenee samoin kuin edellä.

4.3 Meluntorjunnan keinoja

Pyörivän koneen meluntorjuntaan ja äänenvaimennukseen käytetään tavallisesti seuraavia ratkaisuja

- imu- ja painekanavan äänenvaimennin,
- kotelointi ja äänieristys,
- runkoäänen tärinäeristys,
- vastaanottavan tilan vaimennus.

Kanaviin etenevä melu on aina voimakkainta ja runkoääni yleensä vähäisintä. Äänenvaimentimet ovat siksi yleensä välttämättömiä ensimmäisiä torjuntakeinoja. Jälkimmäiset toimet nousevat myös tärkeiksi, jos voimakkaampi melu on ensin vaimennettu.

Ilmäänen edetessä koneelta ohjaamoon tai matkustamoon tai kulkuvälineen ulkopuolelle tarkasteltavana ratkaisuna on tavallinen (ilma)äänieristys. Mikäli ääntä tulee tilaan useita eri reittejä, voidaan käyttää runkoäänieristystä eri liitoskohdissa sekä säteilyeristystä pinnoissa, jotka säteilevät värähtelyn ilmääneksi. Viimeisenä keinona tilassa, johon melu lopulta saapuu ja jossa se voi aiheuttaa häiriötä (ohjaamo, matkustamo), voidaan käyttää akustista vaimentamista lisäämällä absorptiota. Runkoäänen eristystä ja torjuntaa käsitellään tässä katsauksessa värähtelyn ja tärinätorjunnan yhteydessä.

Torjuntatoimien ja äänenvaimentimen tyypin valintaan vaikuttavia seikkoja ovat koneen liittyminen muuhun kokonaisuuteen: mihin kanavat johtavat, tarvitaanko esteetöntä pääsyä koneen luo sen toimiessa ja minkälaiselle alustalle se on sijoitettu.

4.3.1 Äänieristys ja kotelointi

Eristykseen vaikuttavat tekijät

Ilmäänen eristys on yleiskäsite, joka kattaa erikoistapauksenaan koteloinnin. Jälkimmäisestä puhutaan, kun eristettävä tila on suhteellisen pienikokoinen, esimerkiksi moottorin tai koneen koppa. Äänieristys-termiä käytetään tavallisimmin tiloille, jotka ovat niin tilavia, että ihminen voi niissä oleskella. Säteilyeristys on myös äänieristyksen erikoistapaus, jossa värähtelevä pinta verhoillaan lisäkerroksella, joka on suhteellisen lähellä pintaa.

Äänieristys ja kotelointi toteutetaan asentamalla äänilähteen ja suojattavan tilan väliin kerros materiaalia, joka on akustisesti mahdollisimman erilaista kuin väliaine eli tavallisesti ilma. Kerros on yleensä rakenteellinen väliseinä tai -pohja taikka kotelon kuori tai seinämä. Yksinkertaisessa tapauksessa kerros on yhtä homogeenista materiaalia ja kyseessä on siis 1-kerrosrakenne.

Eräs mahdollinen askel parantaa eristystä on lisätä toinen rakenteellinen kerros. Silloin kyseessä on nimellisesti 2-kerrosrakenne. Uuden lisäkerroksen on oltava irti ensimmäisestä, jolloin koko eristävässä rakenteessa on itse asiassa yhteensä kolme vuorotellen erilaista kerrosta: kaksi seinäkerrosta ja niitä erottava välitila. Vastaavasti 3-kerrosrakenteessa on yhteensä viisi kerrosta (esim. 3-lasinen ikkuna; lasien lisäksi siinä on kaksi ilmaväliä).

Eristävän rakenteen koostumuksesta riippumatta käytännön lopputulokseen vaikuttavat kerrosten lisäksi useat muutkin tekijät. Tavallisia rajoittavia, huomioon otettavia lisätekijöitä ovat luukut, ovet ja ikkunat sekä saumojen ja liitosten tiiviys.

Äänieristyksen tavoitteet

Huone- ja vastaavien tilojen välisessä äänieristyksessä tärkeintä on käyttää mahdollisimman massiivista, painavaa materiaalia. Toinen tavoiteltava periaate on käyttää mahdollisimman monia erillisiä rakennekerroksia. Yksikerroksisen eristysrakenteen tapauksessa ei aina ole käytännöllistä tai mahdollista kasvattaa määrättömästi rakenteen massaa. Jossain vaiheessa on parempi lisätä uusi, erillinen kerros. Tällä tavalla saatetaan saada sama parannusvaikutus, vaikka kokonaisuudessa olisikin huomattavastikin pienempi.

Konekoteloinnin ja säteilyeristyksen tavoitteet

Useimmiten pääosa koneen melusta etenee imu- ja painekanavia pitkin. Jos ne johtavat muualle, pois häiriintyvistä kohteesta tai ovat jo vaimennettuja kanavistoäänenvaimentimilla, saattaa koneen rungon säteilemä melu nousta tärkeäksi. Sen vaimentamiseen käytetään tavallisesti koteloa.

Kotelot jaetaan akustisen toimintaperiaatteen mukaan pieniin ja suuriin:

- pieni kotelo toimii koneen pinnan joustavana lisäkuorena, säteilyeristeenä;
- suuri kotelo toimii ääntäeristävän huoneen tapaan.

”Pieni” ja ”suuri” määräytyvät koneen ja kuoren välimatkasta, eli onko välimatka paljon perustaaajuuden *aallonpituutta* pienempi vai vähintään samaa luokkaa.

Pienen kotelon mitoituksessa tärkeintä on käyttää *jäykkää* kevyttä materiaalia, esimerkiksi ohutta jäykistettyä metallilevyä. Ilmavälin koneen ja kuoren välissä ei tarvitse olla vaimennetta, sen sijaan kuorilevy voidaan vaimentaa vaimentavalla mutta kevyellä lisäkerroksella, erityisesti jos se on metallia.

Suuri kotelo mitoitetaan kuten seinien äänieristys rakennusakustiikassa. Nyt

tavoite onkin päinvastainen kuin edellä: tärkeintä on, että kuori on painavaa, *massiivista* materiaalia. Tavallisia ovat rakennuslevyt, vaneri, lastulevy, kipsi, jne. Paksu metallilevykin käy, mutta se täytyy yleensä vaimentaa raskasmatto-tyyppisellä lisäkerroksella. Päinvastoin kuin edellä, on edullista vaimentaa ilmaväliä mineraalivillalla tai avosoluisella vaahtomuovilla.

Yhteinen vaatimus molemmille kotelotyypeille on, että ne ovat, mikäli mahdollista, ilmatii- viitä ja irrallaan koneen rungosta. Jos koteloon tarvitaan aukko esimerkiksi tuloilmaa varten, on se usein varustettava omalla äänenvaimentimellaan. Tavallisesti tämä vaimennin on pe- rustyypiltään absorptiovaimennin. Labyrinttityyppisenäkin sen mitoittamiseen voidaan sovel- taa jäljempänä esitettävää absorptiovaimentimen yhtälöä.

Koteloilla saavutettava vaimennus on usein käytännössä 20 dB luokkaa. Monikerros- rakenteilla voidaan vaimennusta kasvattaa tuntuvasti, mutta tiiviysvaatimus nousee nopeasti tärkeäksi. Samoin värinäeristyksen tarve kasvaa usein tässä vaiheessa merkittäväksi.

4.3.2 Äänenvaimentimet

Valinta

Äänenvaimentimia käytetään periaatteessa samalla tavoin sekä pako- että imuäänien vai- mentamiseen. Äänenvaimennin on tavallisesti tyyppiltään joko

- absorptio- eli lamellivaimennin (resistiivinen) tai
- ontelo- eli resonanssivaimennin (reaktiivinen).

Absorptiovaimentimessa käytetään yleensä mineraalivillaa ääntä imevänä, absorboivana pintana. Ääni muuttuu villan sisällä kitkan ansiosta lämmöksi. Ontelovaimentimessa on useita erisuuruisia onteloita, joiden tarkoituksena on saada eri tavoin heijastuneet ääniaallot kumoamaan toisiaan.

Absorptiovaimennin on tehokas, kun

- vaimennettavassa melussa on useita eri taajuuksia tai
- taajuus voi vaihdella laajoissa rajoissa.

Absorptiovaimentimen haittoja ovat, että mitat tulevat pienillä taajuuksilla suuriksi ja että mineraalivilla ei kestä vaativissa olosuhteissa (kuumuus, suuri virtausnopeus, likaisuus).

Ontelovaimennin valitaan, kun

- taajuus pysyy vakiona ja erityisesti kun taajuus on pieni tai
- olosuhteet kanavassa ovat hankalia.

Ontelovaimentimen haittoja ovat, että sen suunnittelu on vaativa matemaattinen toimenpi- de ja että sen vaimennus voi olla joillakin taajuuksilla olematon.

Absorptiovaimennin

Absorptiovaimentimen mitoitus on verraten suoraviivaista. Ensin valitaan mineraalivillan tai muun absorptiomateriaalin, kuten avosoluisen vaahtomuovin, paksuus perustaajuuden perusteella. Esimerkiksi kohdassa 2.3.1 (s. 10) esitetystä tapauksesta ($R = 1500 \text{ min}^{-1}$) pe- rustaajuus oli 100 Hz, jolloin absorptiokerroksesta tulisi suhteellisen paksu.

Seuraavaksi valitaan pienin mahdollinen vapaa poikkipinta aerodynaamisin perustein (pai- nehäviö). Suorakulmaisessa kanavassa saadaan vaimentimen *lisäsvaimennukseksi* D

$$D = 2,1 \frac{l}{b} \quad [\text{dB}] \quad (4.16)$$

missä b on kanavan leveys ja l vaimentimen pituus. Vaimentimen pituus määräytyy halutusta vaimennuksesta. Vaimennusta tehostaa, jos kanava jaetaan vaimentimen sisällä useampaan solaan, jolloin yhtälön b tarkoittaa yhden solan leveyttä. Absorbenttikerroksen paksuus solien välissä on oltava kaksinkertainen, minkä vuoksi vaimentimen ulkomitat saattavat nousta suuriksi.

Absorptiovaimentimella saavutettava vaimennus on usein luokkaa 20 – 30 dB, vaikka selvästi suurempaankin vaimennukseen voidaan päästä kasvattamalla vaimentimen kokoa.

Taulukko 4.1. Yksinkertainen sääntö absorptiomateriaalikerroksen paksuudelle: taajuus, jonka yläpuolella absorptio on lähes 100 %.

absorbentin paksuus, mm	taajuus, Hz
200	125
100	250
50	500
25	1000

Ontelovaimennin

Ontelovaimentimen toiminta perustuu monimutkaista matematiikkaa vaativaan teoriaan. Tämän vuoksi aikaisemmin mitoitus tapahtui tavallisimmin yrityksen ja erehdyksen menetelmällä eli kokeilemalla ja mittaamalla. Nykyisin suunnittelu voidaan tehdä vaivattomasti tietokoneella.

Yksinkertaisen ontelovaimentimen tärkein varottava tapaus on, että ontelon pituus on *aallonpituuden puolikkaan monikerta*. Vastaavalla taajuudella vaimennin ei vaimennakaan, vaan joutuu resonanssiin ja melu vahvistuu. Kohdan 2.3.1 (s. 10) esimerkkitapauksessa ontelon pituus ei saa huoneenlämmössä olla 1,35 m.

Tämä merkitsee sitä, että ontelovaimentimesta saadaan ulkomitoiltaan pienempi kuin absorptiovaimentimesta, koska vaimennuksen ensimmäinen maksimi on aallonpituuden neljäsosan kohdalla. Toisaalta aina jollakin perustaajuutta suuremmalla taajuudella vaimennus katoaa. Monimutkaisella onteloiden ja sisäputkien yhdistelmällä ensimmäistä minimiä voidaan työntää suuremmille taajuuksille, mutta mitoitus on herkkä virheille.

Hyvin suunnitellulla ontelovaimentimella voidaan sen toiminta-alueella päästä varsin suureen vaimennukseen. Moniosaisen vaimentimen maksimivaimennus voi olla jopa 50 dB luokkaa.

4.3.3 Äänen absorptio

Äänen absorptiolla tarkoitetaan äänen imeytymistä eli absorboitumista huokoiseen materiaaliin, jossa se muuttuu kitkan ansiosta lämmöksi. Äänen vaimennus on käytännössä käsitteenä suunnilleen sama kuin absorptio.

Kuten edellä esitettiin, laitteena äänenvaimennin voi toimia absorption lisäksi myös toisella periaatteella, mikä väljentää äänen vaimennuksen käsitettä. Samoin joskus ääntä säteilevän lähteen säteilyeristystä saatetaan kutsua vaimentamiseksi. Pääsääntöisesti kuitenkin äänen-

vaimennus on yleiskäsite, joka merkitsee (lähes) samaa kuin täsmällinen käsite äänen absorptio.

Äänen vaimentaminen absorboimalla on tapahtumajärjestyksessä viimeinen käytettävissä oleva meluntorjuntakeino, kun ääni etenee lähteestä kohti mahdollisesti häiriön kohteena olevaa ihmistä. Vastaanottavassa huone- tai muussa vastaavassa tilassa voidaan ääntä vielä hieman vaimentaa varustamalla tilan pintoja absorboivalla materiaalilla, jolloin tilassa esiintyvä äänipainetaso pienenee.

Sana ”hieman” on yllä avainasemassa; absorboiminen ei juuri koskaan ole tehokas meluntorjuntakeino. Joskus se saattaa sen sijaan olla ainoa käytännössä kyseeseen tuleva keino ja usein se on helpoin keino — syy miksi meluntorjunta niin usein kuitenkin aloitetaan tällä tavalla. Absorboimalla saavutettava äänitason lasku jää lähes aina välille 0 – 5 dB.

Ääntä absorboivan materiaalin välttämätön ominaisuus on, että siinä on avosoluisia huokosia, joihin ääni pääsee ulkopuolelta etenemään ja joissa se muuttuu lämmöksi. Toinen välttämätön ominaisuus on riittävä paksuus. Paksuuden on oltava suhteessa äänen aallonpituuteen. Toisin sanoen taulukko 4.1 on sellaisenaan sopiva myös huonetilan äänen absorption karkeaan suunnitteluun.

Tehollista paksuutta voidaan jossain määrin kasvattaa jättämällä absorptiokerroksen taakse, kovan pinnan eteen ilmaväli. Tämä on selitys sille, miksi verhot ovat huomattavasti tehokkaampi absorbentti keskitaajuuksilla kuin matto.

Absorboivan pinnan on periaatteessa oltava paljas, jotta ääni pääsee etenemään materiaalin sisään. Käytännössä pintaa voidaan suojata ja peittää eri tavoin, ilman että absorbentin tehokkuus olennaisesti kärsii. Pinnan eteen voidaan asentaa metalliverkko, rimoitus ja rei'itetty rakennus- tai metallilevy.

Rei'ityksen suhteellinen pinta-ala voi itse asiassa olla melkoisen pieni. Riittävä rei'itys on niinkin alhainen kuin 15 – 20 %. Tällaisista rei'istä ääni jo pääsee lähes 100 %:sesti läpi. Pinta voidaan myös suojata ohuella muovi- tai metallikalvolla taikka huokoisella kankaalla (esim. lasikuitukangas).

Absorptiomateriaalin tarvittava kokonaismäärä riippuu siitä, kuinka kovapintainen vaimennettava lähtötilanne on. Jos huone- tai muu vastaava tila ei ole erityisen korkea muihin mittoihin verrattuna, seuraavaa ohjetta voidaan käyttää ensimmäisenä, hyvin karkeana mitoitussääntönä.

Kun absorptiomateriaalin kokonaismäärää edelleen kasvatetaan, sen lisäys käy yhä tehotomammaksi, kunnes lopulta lisääminen ei enää tehoa juuri lainkaan (ks. taulukko 4.2).

Taulukko 4.2. Hyvin yksinkertainen sääntö absorptiomateriaalin kokonaismäärälle (pinta-alalle): äänitason vaimentuma, kun lähtötilanne on suhteellisen kovapintainen huonetila.

absorptiopinnan ala suhteessa lattian alaan	vaimentuma, dB
25 %	1–2
50 %	2–3
100 %	3–5

5 Tärinätorjunta materiaalin tai rakenteen vaimennusta lisäämällä

5.1 Rakennemateriaalien vaimennusominaisuudet

5.1.1 Vaimennusmetallit ja metalliseokset

Vaimennusteräokset

Käyttökelpoiselta vaimennusteräkseltä vaaditaan vaimennuskyvyn lisäksi hyviä mekaanisia ominaisuuksia sekä hyvää hitsattavuutta, työstettävyyttä ja muokattavuutta. Tärkeimmät vaimennusteräokset ovat viime vuosina olleet Fe-12Cr -perustaisia seoksia. Näissä teräksissä yhdistyy hyvä vaimennus melko hyviin mekaanisiin ja korroosio-ominaisuuksiin.

Viimeaikaisista kehitelmistä parhaaksi vaimennusteräkseksi on osoittautunut japanilainen NKK-yhtiön kehittämä niukkaseosteinen ferriittinen 'Serena', koostumukseltaan Fe-Al-Si (tarkemmin Fe-2.5Al-0.5Si). Sen vaimennus on erittäin hyvä suurella taajuus- ja lämpötila-alueella, niukkahiiliseen teräkseen verrattuna lähes satakertainen. Sen nimellinen häviökerroin on 0,01.

Serena-teräs on hyvin hitsattavaa sekä mekaanisilta ja korroosio-ominaisuuksiltaan yleisen rakenneteräksen Fe 37 luokkaa. Serenaa on suunniteltu käytettäväksi mm. seuraavissa kohteissa:

- kuljetusvälineet: laivat, ajoneuvot ja junat;
- teräsrakenteet: sillat ja korkeat rakennukset;
- konstruktiomateriaali työkoneissa ja laitteissa;
- toimistoautomaatiolaitteet ja kodinkoneet;
- ilmastointilaitteet.

Valuraudat

Koneenrakennuksessa eniten käytetyt valuraudat ovat somu- ja pallografiittirauta. Pallografiittiraudan mekaaniset ominaisuudet ovat erinomaiset, mutta sen vaimennus on vain vähän terästä suurempi. Suomugrafiittivaluraudan vaimennuskyky on hyvä ja se on koneenrakennuksessa yleisimmin käytetty metallinen vaimennusmateriaali.

Suomugrafiittirautojen tavallisimpia käyttökohteita ovat moottoreiden ja työstökoneiden rungot sekä vaihteistokotelot. Suomugrafiittirautojen mekaaniset ominaisuudet ovat kuitenkin yleensä vaatimattomat. Jos ne korvataan lujemmilla metalleilla, teräksillä tai pallografiittirautoilla, kustannukset kasvavat ja melu- ja tärinäongelmat lisääntyvät.

5.1.2 Polymeerit

Useimpien polymeerien hyvää vaimennuskykyä voidaan käyttää monissa sovelluksissa siten, että polymeerit toimivat samalla sekä rakenteellisena että vaimennusmateriaalina. Tyypillinen esimerkki on sandwich-rakenne, jossa polymeerinen vaahtomuovi on liimattu ydinmateriaaliksi kahden jäykän pintalevyn väliin.

Polymeerisiä vaahtomuoveja ovat mm. polyuretaani (PU), polyvinyylidikloridi (PVC) ja polymetakrylimiidi (PMI). Niitä voidaan käyttää sandwich-rakenteiden ydinkerroksena, vaimentavana pintakerroksena tai suljetuissa ohutlevyrakenteissa täyteaineena. Useita vaahtomuovityyppejä on saatavilla tiheysalueella 20–1000 kg/m³, tavallisimmin tiheys on välillä

40–300 kg/m³. PU-vaahtomuovia käytetään usein ääntävaimentavana aineena, mutta se so-
pii myös tärinänvaimennukseen.

Useimpien polymeerien paras vaimennuskyky esiintyy vain kapealla lämpötila-alueella. Äs-
kettäin on kuitenkin kehitetty uusi ainetyyppi *interpenetrating polymer networks* (IPN), joka ky-
kenee vaimentamaan laajalla, jopa yli 100 °C vaihtelun kattavalla lämpötila-alueella. IPN-
materiaalit koostuvat eräästä ns. monikomponenttisten polymeerien luokasta.

5.1.3 Lujitemuovit

Kuituvahvisteisten muovien vaimennuskyky on yleensä yhtä kertaluokkaa suurempi kuin
useimmilla teräksillä. Lasikuitujen ja hiilikuitujen häviökertoimet ovat tavallisesti välillä
0,010–0,016.

Samoin kuin kuitumuovien useat muutkin mekaaniset ominaisuudet, niiden vaimennus
riippuu laminaatin määräävistä parametreistä: kuitu- ja sideaineista, kuitujen pitoisuudesta ja
suunnasta. Koska sideaineen vaimennus on yleensä suurempi kuin kuituaineen, kuitupitoi-
suus vaikuttaa huomattavasti vaimennusominaisuuksiin. Suurimmat häviökertoimet ovat
pienillä kuitupitoisuuksilla.

Kuitumuovien jäykkyyttä ja lujuutta voidaan säätää kuitujen suuntaa vaihtelemalla. Ja sa-
malla keinolla myös niiden vaimennusta voidaan yrittää sovittaa käyttötarkoituksen mukai-
seksi. Koska kuitumuovien vaimennuksen pääosa tapahtuu sideaineessa sekä sideaineen ja
kuitujen rajapinnassa, on vaimennuksen kannalta hyödyllistä, jos kuitujen ja kuormituksen
suunnat poikkeavat toisistaan. Lisäksi suuremmat leikkausjännitykset sideaineessa lisäävät
laminaatin vaimennusta. Sen jäykkyys kuitenkin huononee, jos kuitujen suunta poikkeaa
kuormituksen suunnasta. Koska suunnittelussa yleensä tähdätään sekä suureen lujuuteen
että suureen vaimennukseen, on pyrittävä löytämään kompromissi.

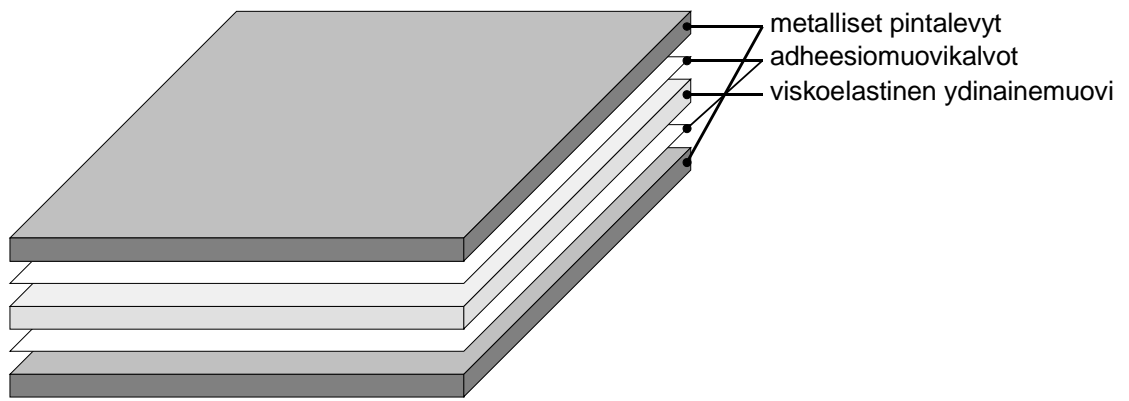
Kuten polymeereilläkin, kuitumuovien vaimennus riippuu taajuudesta. Lisäksi vaimennus
on jonkin verran lämpötilasta riippuvainen, koska useimpien sideaineiden mekaaniset omi-
naisuudet riippuvat lämpötilasta. Tavallisesti vaikutus ei kuitenkaan ole voimakas.

Kuitumateriaalin vaikutus vaimennukseen on myös tuntuva, vaikka suurin osa vaimennuk-
sesta tapahtuukin sideaineessa. Vähäisin vaimennus on hiilikuiduilla, ja aramidikuiduilla
vaimennus on selvästi suurempaa kuin tavallisilla lasikuiduilla. Aramidin parempi vaimen-
nus johtuu siitä, että se on, päinvastoin kuin lasi ja hiili, myös itsessään polymeerinen aine ja
se käyttäytyy jossain määrin viskoelastisesti.

5.1.4 Kerroslevyt ja materiaaliyhdistelmät

Muovattava kerroslevy on rakennemateriaali, jolla voidaan pienentää rakennepainoa ja sa-
malla saavuttaa muita etuja tavalliseen ohutlevyyn verrattuna. Kerroslevy koostuu metalli-
sista pintalevyistä ja muoviydinaineesta (kuva 5.1). Valmista kerroslevyä voidaan työstää pe-
rinteisillä ohutlevyn muovausmenetelmillä.

Muovattavalla kerroslevyllä voidaan toteuttaa jäykkiä ja kevyitä rakenteita. Kerroslevyn
eniten hyödynnetty ominaisuus on sen erinomainen kyky vaimentaa värähtelyjä. Pintalevyi-
nä käytetään yleensä alumiinia tai terästä. Ydinaineena voidaan käyttää useita eri kerta- ja
kestomuoveja. Yleisimmin käytettyjä kestomuoveja ovat polypropeeni (PP), polyeteeni
(PE) ja polyamidi (PA) sekä kertamuoveista tyydyttämätön polyesteri (UP). Kestomuovi-
ydinaine liimataan pintalevyyn adheesiokalvoilla, jotka ovat yleensä ydinaineena käytetyn
muovin modifikaatioita.



Kuva 5.1. Muovattavan kerroslevyn rakenne.

Tavallisen värähtelyä vaimentavan VD-levyn (VD: *vibration damping*) pinnat ovat terästä. Ydinaineen paksuus vaihtelee välillä 0,02–0,2 mm. Häviökerroin on tyypillisesti noin 0,5 eli vaimennuskyky on noin tuhatkertainen pelkkään teräslevyyn verrattuna. Levyn värähdellesä leikkauskuormituksen alainen viskoelastinen ydinaine absorboi värähtelyn liike-energiaa. Se muuttuu lämmöksi, joka poistuu pintalevyjen kautta.

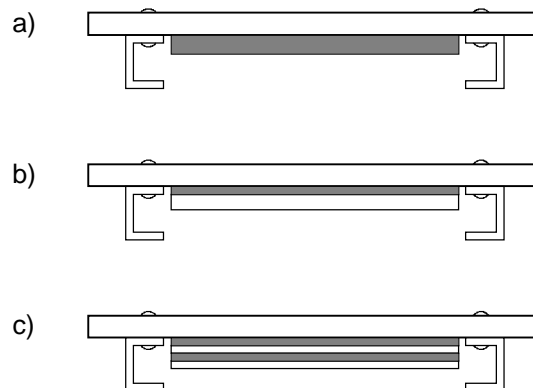
Muovattavia kerroslevyjä voidaan työstää samoilla menetelmillä kuin tavallisiakin ohutlevyjä. Leikkaus, lävistys, poraus ja jysintä onnistuvat tavallisilla työkaluilla. Kerroslevyt voivat olla myös pistehitsattavia, mutta hitsattavien laatuojen värähtelyvaimennusominaisuudet ovat huonompia kuin muilla kerroslevyillä.

5.2 Rakenteen pintaan lisättävät vaimennusmateriaalit

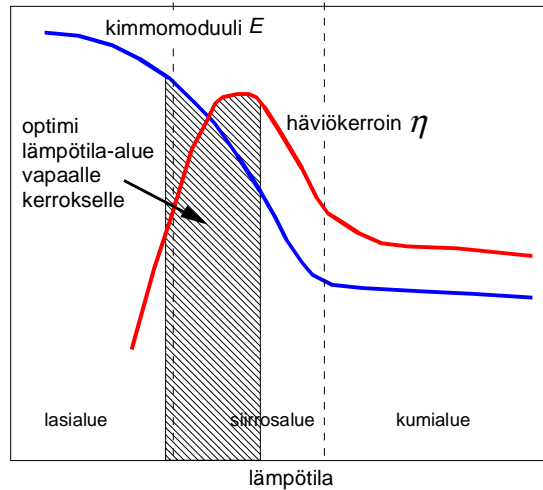
5.2.1 Levyjen ja palkkien vaimennus

Vapaa viskoelastinen kerros

Monia värähtely- ja meluongelmia voidaan torjua lisäämällä rakenteen, levyn tai palkin pinnalle tai sisään vaimentava kerros. Näin syntyy eri materiaaleista koostuva komposiittirakenne. Vaimennuskerros tai -päällyste voidaan toteuttaa vapaana kerroksena, pakotettuna kerroksena (constrained layer) tai moninkertaisena pakotettuna kerroksena (multiple constrained layer), kuva 5.2.



Kuva 5.2. Erilaisia vaimennuskerroksen toteutuksia: a) vapaa kerros, b) pakotettu kerros, c) moninkertainen pakotettu kerros.



Kuva 5.3. Vapaan kerroksen optimi lämpötila-alue [9].

Yksinkertaistaen voidaan antaa seuraava valintaohje: pakotettu kerros on tehokas paksulle levyille, vapaa kerros ohuelle levyille tai paneelille. Vapaa kerros aiheuttaa energian häviötä lisättyssä vaimennusmateriaalissa venymämuodonmuutoksen ansiosta. Suuri häviökerroin saadaan aikaan, jos materiaalin häviömoduuli on suuri ja jos materiaalia on paksu kerros.

Optimi lämpötila-alue vapaalle vaimennuskerrokselle ei satu yksiin vaimennusmateriaalin suurimman häviökertoimen kanssa, koska suurin komposiitin häviökerroin saavutetaan, kun häviömoduuli (kimmomoduuli \times häviökerroin) on suurimmillaan. Optimi lämpötila-alue on esitetty kuvassa 5.3.

Vapaan kerroksen komposiitin häviökertoimen lämpötilariippuvuus on sama kuin vaimennusmateriaalin häviömoduulilla. Jotta saataisiin suuri häviökerroin laajalla lämpötila-alueella, voidaan käyttää joko useampaa kuin yhtä vapaata kerrosta päällekkäin tai useiden polymeerien sekoitusta.

Vapaan viskoelastisen vaimennuskerroksen sijaintia ja paksuuden jakautumaa voidaan suunnitteluvaiheessa optimoida moodivaimennuksen kannalta [86]. Tavoitteena on materiaalikustannusten ja lisäpainon optimointi. Yksi menetelmä painonsäästöön on käyttää vain palasia ja niille vaihtelevia paksuuksia. Kokeellisessa laboratoriotutkimuksessa on saatu moodivaimennuksille suurimmillaan yli 200 % parannuksia.

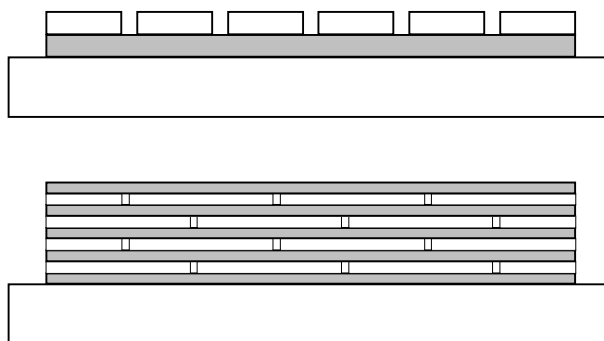
Pakotettu kerros

Pakotettua kerrosta käyttävässä vaimennusratkaisussa vaimentava materiaali on sijoitettu, pakotettu, alkuperäisen vaimennettavan pinnan ja toisen jäykän lisäpinnan väliin (kuva 5.2). Ratkaisu toimii vaimentavan materiaalin leikkausmuodonmuutoksen periaatteella. Komposiitin häviökerroin riippuu taivutusvärähtelyn poikkeaman *kaarevuudesta* eli amplitudista ja aallonpituudesta, ja se on melko mutkikas funktio kaikkien kerrosten suhteellisista paksuuksista ja kimmomoduuleista.

Pakotetulla kerroksella varustettujen homogeenisten levyjen tai palkkien komposiitin häviökertoimen määräävä matematiikka tunnetaan hyvin. Vastaava käyttäytyminen tunnetaan myös erilaisille palkeille. Näillä yhtälöillä voidaan laskea ja optimoida vaimennuskerrosten toiminta, lähtien vaimennusmateriaalin ominaisuuksista. Myös monikerrosrakenteiden vaimennus voidaan laskea. Mikäli vaimennettava rakenne on suoraa levyä tai yksinkertaista palkkia mutkikkaampi, sen vaimennus voidaan myös arvioida käyttämällä samaa taivutus-aallon allonpituutta.

Kirjallisuudessa on esitetty lukuisia tapauskuvauksia vaimennuskerroksen sovelluksista. Hankalissa tapauksissa vaimennuksen optimointi on mutkikas ja vaativa tehtävä. Tyypillinen esimerkki on jarrukirskunnan torjunta, jossa kirskunnan esiintymiselle otollisten jarrun dynaamisten ominaisuuksien ja toimintaolosuhteiden syvälinen analyysi tarvitaan onnistuneen ratkaisun löytämiseksi [9].

Useita eri menetelmiä on kehitetty tavallisen pakotetun kerroksen perusmuodon parantamiseksi. Tärkeimpiä ovat segmentoitu (vyöhykkeisiin jaettu) pakotettu kerros, moninkertainen pakotettu kerros ja moninkertainen, peittävästi segmentoitu kerros (kuva 5.4).



Kuva 5.4. Pakotetun kerroksen parannettuja muunnelmia [11].

Jos moninkertaiset pakotetut kerrokset ovat yhtenäisiä ja keskenään samanlaisia, juuri mitään lisätua ei saada verrattuna yhteen samanpainoiseen pakotettuun kerrokseen. Jos kerrosten ominaisuudet ovat erilaisia, saavutetaan tiettyä lisähyötyä; esimerkiksi tapauksissa, joissa tavoitellaan vaimennusta laajalla lämpötila-alueella. Tutkimuksissa on havaittu, että moninkertaisella segmentoidulla ratkaisulla päästään muita parempaan tulokseen, mutta käytännön sovellukset ovat olleet harvoja — mitä ilmeisimmin monimutkaisuuden takia.

Vaimennuskerrosmenetelmän tehokas käyttö edellyttää räätälöintiä kulloinkin kyseessä olevaan kohteeseen. Niinpä on tärkeä ja haastava tehtävä optimoida tarvittava kerrosten sijainti ja mahdollinen määrä; esimerkiksi koko värähtelevän rakenteen peittäminen vaimennuskerroksella on tuskin hyödyllistä.

Massa- ja tilarajoitusten vuoksi vaimentavan kerroksen täysi kattavuus ei aina ole käytännöllistä, vaan käytetään osittaista peittoa, vaimennuspaloja. Pienillä kevyillä rakenteilla pakotetun vaimennuskerroksen massaa ei voida pitää olemattoman pienenä. Pakotetulla kerroksella voi olla oma moodinsa ja resonanssinsa. Tällöin vaimennuskerrokset voivat muuttaa moodien resonanssitaajuuksia, värähtelymuotoa ja ilmestymisjärjestystä.

Näin syntyy samalla yhdistelmä pakotetusta kerroksesta ja viritetystä massavaimentimesta, jota on kutsuttu viritetyksi vaimennuskerrokseksi [43]. Kun uusi massa tulee mukaan järjestelmään, tarjolle tulee samalla mahdollisuus virittää se, sen värähtelymuoto ja ominaistaajuus — vaimennuksen lisäksi. Virityksellä voidaan saavuttaa parempi vaimennus jonkun alkuperäisen moodin osalta. Edellytyksinä ovat taajuuksien sovitus lähelle toisiaan ja värähtelymuotojen sovitus, mikä tuottaa kerrosten moodien välisen kytkennän.

Pakotetun kerroksen tekniikkaa voidaan käyttää myös ohutseinäisen palkin värähtelyn vaimentamiseen [70]. Kerros vaimentaa sekä globaaleja, koko rakenteen pientaajuisia (pitkäaaltoisia) värähtelymoodeja että paikallista suurtaajuisia värähtelyä. Globaalit moodit voivat välittää tehokkaasti pientaajuisia melua ja tärinää, ja niiden vastetta on vaikea torjua. Pakotetun kerroksen vaimennus tehoaa tähän samalla, kun paikallinenkin värähtely vaimenee. Vaimennuskerroksen segmentointi on tärkeää hyvän tuloksen saavuttamisessa.

Suurissa lämpötiloissa voidaan elastisena välikerroksena käyttää keraamisia kuituja. Tavallisin esimerkki aiheesta on mineraalivilla. Käytännössä mineraalivillojen käyttö yhdistyy usein jäljempänä esitettävään äänen säteilyeristykseen, jolloin kyseessä voi, mutta ei tarvitse olla suuret lämpötilat.

Pakotetun kerroksen vaimennustekniikkaa on metalli- ja levyrakenteiden ohella yritetty soveltaa myös rakennekeramiikkaan. Kokeiltu materiaali on Si_3N_4 piinitriitti (*silicon nitride*). Se toimii erittäin suurissa lämpötiloissa (aina $1100\text{ }^\circ\text{C}$ asti). Sovelluskohteena voi olla esimerkiksi moottorin venttiilit [84].

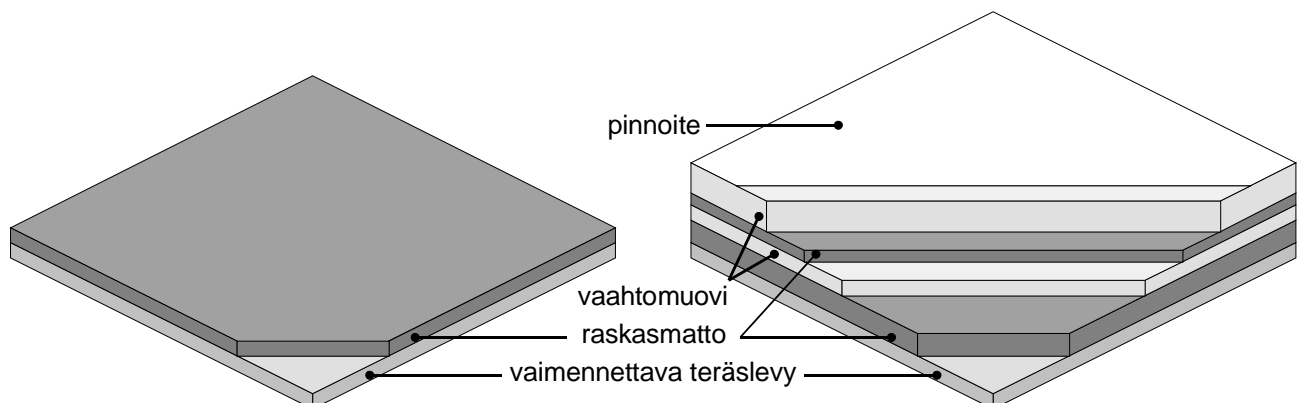
Hyvin erikoinen sovellus pakotetun kerroksen periaatteesta on nestepintavaimennus (*fluid surface damping*, FSD). Tätä uutta vaimennusmekanismia on tutkittu yksinkertaisesti tuetulle palkille [40]. Palkin eri puolilla on viskoelastiset (vapaat) kerrokset, joissa on nesteen täyttämiä onkaloita. Ylä- ja alapuolisia onkaloita yhdistävät ohuet käytävät. Neste pumppautuu käytäviä pitkin edestakaisin palkin taivutusvärähtelyn määräämänä, kun onkaloiden tilavuus muuttuu taivutuksen seurauksena. Osoittautui, että FSD on palkille selvästi tehokkaampi vaimennusmenetelmä kuin vastaava pakotettu vaimennuskerros.

5.3 Runkoäänien vaimennus

Runkoäänien ja koneen pinnasta tapahtuvan äänisäteilyn vaimentamiseen on jo pitkään käytetty ns. raskasmattoja. Tutuimpia sovelluskohteita lienevät esimerkiksi auton konepelti, pesukoneen kyljet tai tiskipöytä. Kyseessä on periaatteessa vapaan lisäkerroksen tai harvemmin, monimutkaisemman kerrosmaton tapauksessa, pakotetun kerroksen sovellus.

Raskasmatot ovat tavallisesti kumi- tai bitumiperustaisia. Kun ne liitetään ohueen vaimennettavaan metalli- tai rakennuslevyyn (esim. vaneriin), ne toimivat vaimennustehtävän lisäksi myös toisellakin tavalla: ne lisäävät olennaisesti vaimennettavan levyn massaa. Tällöin jokaisen ominaisuuden värähtelyamplitudi pienenee, jos herätetaajuus on resonanssitaajuuden yläpuolella (vrt. kuva 3.3). Raskasmattoa toiminnallisesti muistuttava ratkaisu voidaan toteuttaa myös vaimennettavan levyn pintaan ruiskutettavalla tai levitettävällä massalla.

Mutkikkaammassa raskasmattorakenteessa voi massakerroksen ohella olla kevyempää vaahtuovia sekä esimerkiksi ohut muovi- tai metallikalvo tai -levy pintakerroksena (kuva 5.5). Tämänkaltaisissa tapauksissa rakenne on sekoitus eli hybridi monista eri periaatetekniikoista. Vaimentavassa ja äänieristävässä toiminnassa on piirteitä sekä pakotetun vaimennuskerroksen että säteily- tai äänieristyskerroksen ominaisuuksista.



Kuva 5.5. Runkoäänien vaimennus raskasmattolla tai mutkikkaammalla kerrosrakenteella.

6 Tärinätorjunta vaimentimin

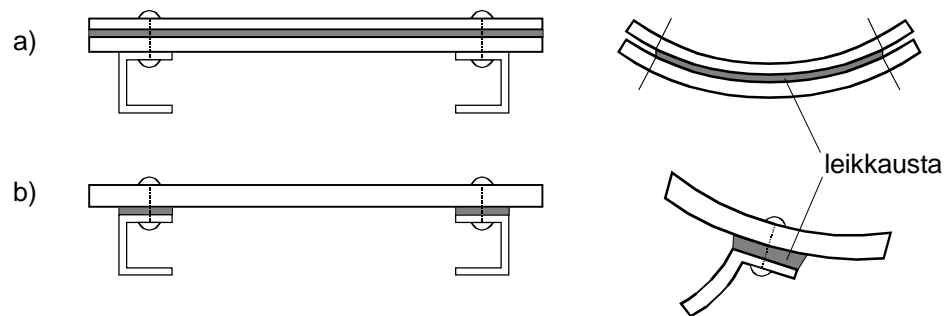
6.1 Liitosten vaimennus

Rakenteiden liitosten vastinpintojen suhteellisesta liikkeestä johtuva vaimennus on monessa tapauksessa merkittävimpiä vaimennustekijöitä. Tästä huolimatta liitosten vaimennusta käytetään harvoin tehokkaasti hyväksi. Niiden vaimennuksen optimointi on vieläkin harvinaisempaa.

Usen pelätään, että jos liitoksissa sallitaan suhteellista liikettä, joudutaan moniin vaikeuksiin:

- rakenteiden jäykkyys pienenee,
- liitoksissa esiintyy korroosiota,
- liitosparametrien hallitseminen on vaikeaa,
- liitosten suunnittelu on ongelmallista,
- rakenteen dynaamisen käyttäytymisen simulointiin liittyy paljon epävarmuustekijöitä.

Useimmat näistä vaikeuksista voidaan jo nykytekniikalla voittaa ja liitosten vaimennusta voidaan periaatteessa käyttää tehokkaasti hyväksi. Sopivan vaimennusmateriaalin käyttö liitospintojen välissä voi lisätä rakenteen vaimennusta tehokkaasti (kuva 6.1).



Kuva 6.1. Vaimennusmateriaali liitoksissa.

Liitosten tiedetään olevan esimerkiksi ristikkotyypisten rakenteiden tärkeimpiä vaimennuksen aiheuttajia. Eräs pääasiallinen häviön synnyttävä mekanismi on kuiva Coulombin kitka, jota esiintyy esimerkiksi niitti- ja pulttiliitoksessa.

Pulttiliitosten vaimennuksesta tiedetään, että hyvä vaimennus saavutetaan vasta, kun pultin esikuormitus on enintään vain noin 40 % nimellisestä maksimikuormasta. Pultti on siis jätettävä löysälle. Tämä ei yleensä ole hyväksyttävää rakenteen jäykkyyden ja yhtenäisyyden kannalta. Sen sijaan jos liitokseen lisätään viskoelastinen kerros, hyvä vaimennus saavutetaan myös tiukemmilla pulttiliitoksilla. Viskoelastinen kerros parantaa liitoksen vaimennusta noin 50 – 100 %. Se on hyvä, helppo ja käytännöllinen ratkaisu pulttiliitosten vaimennuksen suurentamiseksi.

Hitsattujen teräsrakenteiden liitosten vaimennusta voidaan jonkin verran kasvattaa käyttämällä hitsausgeometrioita, jotka lisäävät yhteenhitsattujen osien keskinäistä kitkaa. Ratkaisut ovat jälleen kompromisseja vaimennuksen ja rakenteen yhtenäisyyden välillä. Optimaalisen ratkaisun mitoitusta varten ei kuitenkaan vielä ole saatavissa riittävästi tietoja.

Liimaliitoksilla voidaan toteuttaa vaimennukseltaan vieläkin tehokkaampia liitoksia. Raskean luokan liimoilla (esim. epoksi- ja polyuretaanimuunnelmilla) on erinomainen lujuus ja

hyvät vaimennusominaisuudet, koska ne ovat viskoelastisia.

Esimerkiksi liimatulla teräs-teräs -liitoksella on havaittu olevan n. 2–3 %:n luokkaa oleva häviökerroin, kun liimana käytetään muovitettua epoksihartsia. Luku pätee virheettömille liimaliitoksille. Lisäämällä keinotekoisesti 'liimausvirheitä' voidaan häviökerrointa vielä kasvattaa, mutta luonnollisesti lujuuden kustannuksella.

Toisistaan poikkeavien materiaalien liimaliitosten vaimennuskäyttäytymisestä ei juuri ole saatavana tietoja. Periaatteessa liiman vaimennuksen ei pitäisi ratkaisevasti riippua materiaalien samankaltaisuudesta.

6.2 Vaimennin rakenneosien välissä

6.2.1 Viskoosivaimennin (iskunvaimennin)

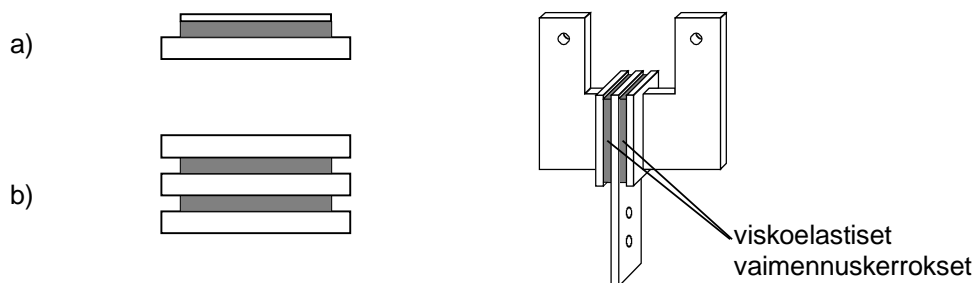
Auton iskunvaimentimena tuttu viskoosivaimennin on vuosikymmeniä vanha ja käyttäytymiseltään hyvin tunnettu laite. Teoreettisessa käsittelyssä viskoosivaimennin ja seuraavassa esiteltävä viskoelastinen vaimennin voidaan ryhmitellä yhteen, koska niiden molempien energiahäviö riippuu vaimentimen päiden välisestä suhteellisesta nopeudesta.

6.2.2 Viskoelastinen vaimennin

Yksinkertaisin viskoelastisen vaimentimen käyttötapa on häviöllinen (kumi- tms.) jousi koneen tai rakenteen tärinäeristimenä.

Tavallisin vaimentimen toteutustapa periaatteessa edellä esitellyn pakotetun kerroksen sovellus. Siinä vaimennus tapahtuu jäykkien kerrosten väliin pakotetun viskoelastisen kerroksen venymä- ja leikkausmuodonmuutoksen ansiosta. Näistä leikkaus on pääasiallinen vaimennusmekanismi.

Tyypillinen vaimentimen käytännön toteutus on sellainen, jossa miltei kaikki muodonmuutokset ovat leikkaustyyppisiä. Siinä on kaksi viskoelastista kerrosta kolmen värähtelevän jäykan kerroksen välissä, ks. kuva 6.2. Tällainen on paras viskoelastinen vaimennintyyppi. Vaimentimen asento suhteessa vaimennettavaan värähtelyyn on sellainen, että likimain kaikki liike on leikkaussuuntaista. Eräs tavallisesta poikkeava viskoelastisen vaimentimen toteutus käyttää vaimentavana elementtinä U:n muotoista, telaketjun tapaan taipuilevaa teräsluskaa [17].



Kuva 6.2. Tavallisimman viskoelastisen vaimentimen periaate: (a) pakotettu viskoelastinen kerros, (b) varsinainen kaksois-sandwich -vaimennin sekä esimerkkki käytännön toteutuksesta [69].

Paljon tutkittu ja käytetty rakenteiden välisen vaimentimen sovellus on korkeiden rakennusten (pilvenpiirtäjien) värähtelyjen vaimentaminen, kun herätteenä on tuuli tai maanjäristys. Sekä viskoosivaimentimia (iskunvaimentimia) että viskoelastisia (esim. polymeeri-) vaimentimia käyttäen yhdistetään sellaisia pistepareja, joiden välillä esiintyy suhteellista lii-

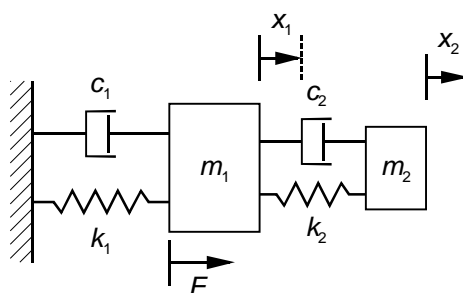
kettä. Jos pisteiden välinen etäisyys on suuri, lisävarusteena käytetään haruksia. Näin muodostuu rakennuksen värähtelyä vaimentava ristikkomainen apurakenne.

Viskoelastisia iskunvaimentimia käytettiin tuulen aiheuttamien värähtelyjen vaimennukseen mm. tunnetussa World Trade Center -kaksoispilvenpiirtäjässä New Yorkissa.

6.3 Massavaimentimet

6.3.1 Dynaaminen massavaimennin

Dynaamisen massavaimentimen perustoteutuksessa alkuperäiseen vaimennettavaan järjestelmään lisätään toinen jousitetun apumassan m_2 järjestelmä, joka viritetään vaimennettavalle resonanssitaajuudelle (ks. kuva 6.3). Näin syntyy kahden vapausasteen yhdistetty järjestelmä. Sillä on kaksi resonanssitaajuutta, jotka sijaitsevat alkuperäisen taajuuden molemmilla puolilla sen lähellä.



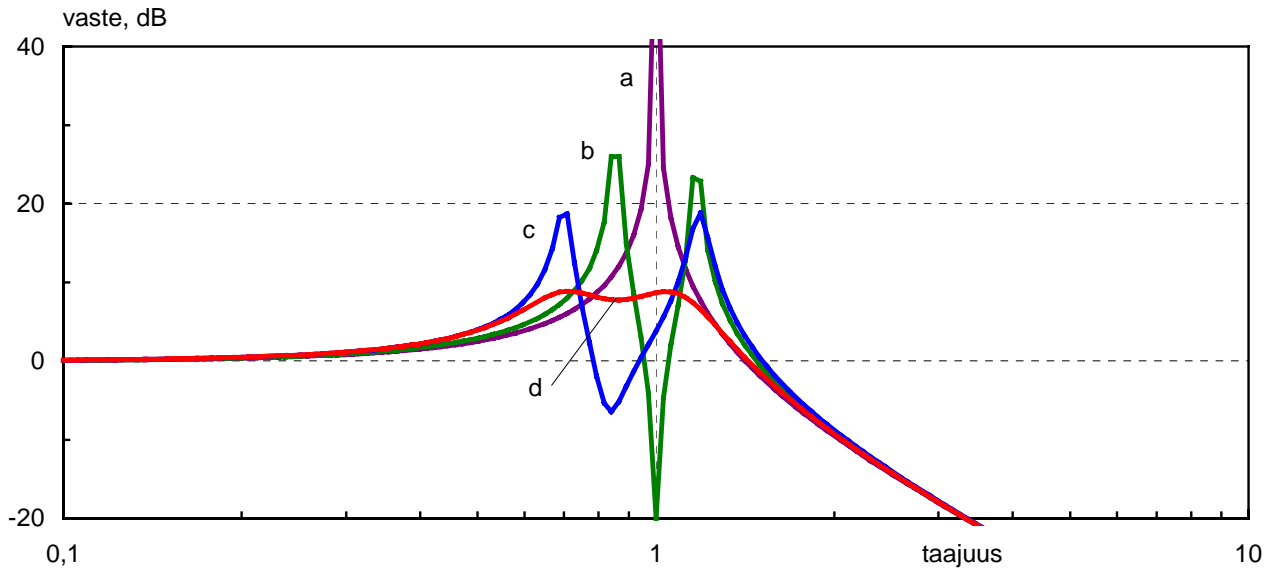
Kuva 6.3. Tavallinen dynaaminen massavaimennin: m_1 vaimennettava massa, m_2 apumassa.

Perusmuodossaan massavaimennin viritetään vaimentamaan vakiotaajuisia jatkuvaa värähtelyä. Jatkuvan värähtelyn ohella massavaimennin vaimentaa myös transienttia värähtelyä, mutta ei äkillisen transientin alkupiikkiä.

Massavaimennin saadaan toimimaan myös laajemmalla taajuuskaistalla suurentamalla apumassaa ja lisäämällä vaimennusta, esimerkiksi käyttämällä viskoelastista jousielementtiä. Sen lisäksi, että massavaimennin kasvattaa vaimennusta resonanssitaajuuden ympärillä, viritettyä massavaimenninta voidaan käyttää lisäämään paikallista dynaamista jäykkyyttä.

Viritetty massavaimennin sopii kevyille rakenteille, jotka toimivat (joiden pakkovärähtelyn heräte on) lähellä resonanssitaajuuksiaan. Seurauksena saatava kaksihuippuinen taajuusvaste ei tuottaisi hankaluuksia, jos herätetaajuus pysyisi käytännöllisesti katsoen vakiona viritystaajuudella.

Oletus vakiotaajuisesta herätteestä on kuitenkin usein epärealistinen. Vähintäänkin pienet taajuuden vaihtelut ovat kuitenkin yleisiä, esimerkiksi pyörivien koneiden tapauksessa. Käynnistyvä ja pysähtyvä heräte joka tapauksessa ohittaa ensimmäisen kahdesta resonanssista, mikä voi johtaa ohimenevästi suureen amplitudiin. Herätetaajuudet vaihtelevat ja herätteen spektri on leveä, paitsi rakennustekniikassa (esimerkiksi tuulikuorma tai maanjäristykset), niin vielä sitäkin tyypillisemmin kuljetusvälineissä.



Kuva 6.4. Viritetyn massavaimentimen vaikutus yhden vapausasteen järjestelmän vasteeseen: vaimennettavan järjestelmän häviökerroin: $\eta_1 = 0,001$; massavaimentimen muunneltavat parametrit: massasuhde $\mu = m_2/m_1$, häviökerroin η_2 ja virityssuhde $f = \omega_2/\omega_1$; taajuusakseli normalisoitu alkuperäiseen resonanssitaajuuteen ω_1 .

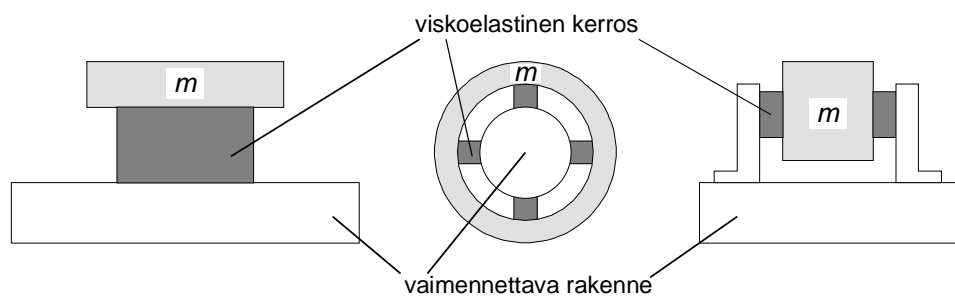
a) lähtötilanne, ei massavaimenninta;

b) massasuhde $\mu = 0,1$ häviökerroin $\eta_2 = 0,01$ virityssuhde $f = 1$;

c) massasuhde $\mu = 0,3$ häviökerroin $\eta_2 = 0,10$ virityssuhde $f = 0,83$;

d) massasuhde $\mu = 0,3$ häviökerroin $\eta_2 = 0,59$ virityssuhde $f = 0,77$ (= optimiviritys laajakaistaiselle herätteelle).

Massavaimentimen peruskäyttötapa on pienentää rakenteen yhden yksittäisen resonanssin värähtelyvastetta. Tehokas vaimennus vaatii suhteellisen suuren apumassan. Apumassan ja vaimennettavan järjestelmän massan suhdetta nimitetään massasuhteeksi. Kuva 6.4 esittää massavaimentimen virityksiä usealla eri apumassan arvolla. Kuvassa 6.5 on esitetty eräitä viskoelastisella jousella varustettuja massavaimenninratkaisuja.



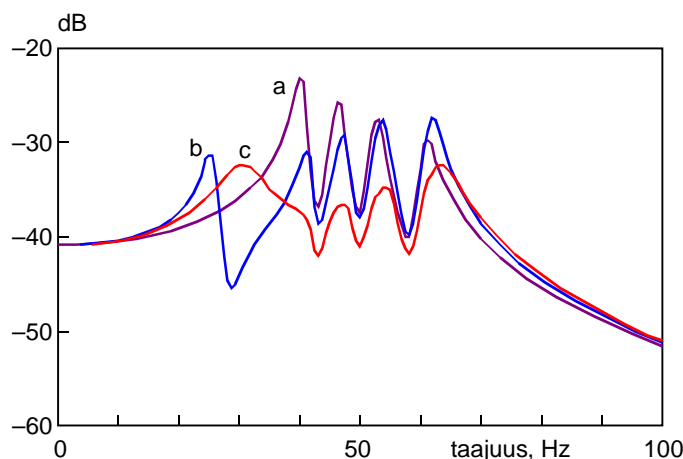
Kuva 6.5. Esimerkkejä viritetyistä massavaimentimista, joissa on viskoelastiset jouselementit [9].

Vaimennuksen optimimitoitus riippuu herätteen luonteesta. Pieni vaimennus on tehokkain, kun herätteen taajuus on vakio ja sama kuin vaimennettavan järjestelmän resonanssitaajuus. Kun herätteen taajuus vaihtelee, paras vaimennin on sellainen, jolla on suuri vaimennus.

Optimaalinenkaan massavaimennin ei kuitenkaan aina toimi riittävän hyvin etenkin suurissa rakenteissa seuraavista syistä. Vaimennusteho riippuu pelkästään massasuhteesta, joka on yleensä suurissa rakenteissa hyvin pieni. Jos massasuhde on pieni, optimaalinenkin vaimennus on myös pieni. Tällöin on käytännössä mahdotonta viritellä apumassaa oikealle taajuudelle, sillä pienikin poikkeama aiheuttaa huomattavan heikennyksen apujärjestelmän suorituskyvyssä.

Mitä pienempi vaimennuskerroin on, sitä hitaammin lisämassa saavuttaa vakiotilan; kuorimituksen alussa vaimennin ei toimi tarpeeksi tehokkaasti. Kun massasuhde ja vaimennus ovat pieniä, apumassan vasteet kasvavat suuriksi. Massa jatkaa värähtelyään vielä pitkään ulkoisen herätteen loputtua.

Viritettyjä massavaimentimia voidaan käyttää myös pienentämään monen vapausasteen järjestelmän vastetta. Kuvassa 6.6 on esimerkki neljästä jousi-massa -resonanssista koostuvan järjestelmän vaimentamisesta. Kun vaimentimen jousessa on riittävästi vaimennusta, se pienentää tuntuvasti kaikkien neljän moodin vastetta.



Kuva 6.6. Neljän vapausasteen järjestelmän vaimentaminen viritetyllä massavaimentimella; massasuhde: 10 %; a) vaimentamaton lähtötilanne; b) vaimentimen häviökerroin: $\eta_2 = 0,1$; c) vaimentimen häviökerroin: $\eta_2 = 0,5$ [9].

Kaikkien elastomeerijousilla varustettujen viritettyjen vaimentimien yhteinen ongelma on virityksen ryömiminen lämpötilan muutosten ansiosta. Sopivalla jousen elastomeerimateriaalin valinnalla voidaan yrittää yhdistää kohtuullisen suuri vaimennus pieneen dynaamisen jäykkyyden muutokseen. Esimerkiksi polyakrylaattikumista tehdyllä jousella on hyvin suuri häviökerroin (esimerkiksi suuruusluokkaa 1) transiioalueella, mutta sen jäykkyyden muutos on tällä alueella suuri. Vastaavasti silikonikumien häviökerroin voi olla luokkaa 0,1, mutta jäykkyys lähes riippumaton lämpötilasta. Jälkimmäistä materiaalia käyttävä jousiratkaisu pysyy vireessä suurissakin lämpötilan vaihteluissa.

Massavaimentimet mitoitetaan tavallisesti vain värähtelyn minimoinnin kannalta. Kuitenkin käytännön ongelmatilanteissa esiintyy usein myös äänisäteilyä värähtelevän rakenteen pinnasta. Näissä tapauksissa saattaa käydä niin, että kun vaimennin vähentää ääntä yhdellä taajuudella (viritystaajuudella), muilla taajuuksilla melu lisääntyy alkuperäisestä. Äänisäteilyn huomioon ottava teoria selittää ilmiön [47]. Massavaimennin paitsi muuttaa värähtelyn amplitudia myös vaikuttaa värähtelevän pinnan äänisäteilyn hyötysuhteeseen. Muualla kuin ns. kriittisen eli koinsidenssitaajuuden kohdalla hyötysuhde kasvaa, jolloin sama liike synnyttää enemmän ääntä.

Maanjäristyksiä varten on tarpeen tarkastella, mitä tapahtuu, kun poikkeaman amplitudi lähestyy järjestelmän lineaarisen toiminta-alueen ylärajaa. Tällöin voidaan kytkeä toimintaan toinen, ”älykäs” mutta passiivinen, apujärjestelmä, joka muuttaa järjestelmän ominaisuuksia [82]. Tällainen ratkaisu on tuskin tarpeen liikennevälineissä.

Kaksisuuntainen hystereesi on ilmiö, joka vaikeuttaa suunnittelua, koska järjestelmän käytös on perustapausta mutkikkaampaa [16]. Hystereesiä voi esiintyä useissa käytännön rakenteissa. Esimerkkinä rakennukset, joiden kalusteet ja varusteet voivat liikkua erillään pääraken-

teesta. Vastaavia järjestelmiä lienee löydettävissä myös kulkuvälineistä. Ilmiön käytännön merkityksestä ei toistaiseksi kuitenkaan tarkempaa tietoa.

Massavaimentimesta on esitetty myös erikoistapauksia, jossa vaimennuselementin toimintaperiaatteena on Coulombin kitka [55, 46]. Tällöin vaimentimesta tulee mm. huomattavan epälineaarinen. Tarkastelut ovat kuitenkin olleet vain teoreettisia.

Moninkertainen massavaimennin

Jos heräte on satunnainen vain yhdellä taajuudella olevan siniherätteen sijasta, on edullista pyrkiä levittämään vaimennusta yhdeltä pistemäiseltä viritystaajuudelta laajemmalle taajuusalueelle. Ratkaisuna on käyttää montaa massaa eli ns. moninkertaista massavaimenninta (*multiple mass damper*), jossa massojen viritystaajuudet ovat erisuuria [26].

Esimerkiksi rakennuksissa asennus helpottuu, koska yksittäiset vaimentimet ovat pienempiä ja kevyempiä. Myös jälkiasennus ja kokeilu helpottuvat. Menetelmä sopii periaatteessa myös kulkuvälineisiin, joilla herätteen taajuus ei ole vakio tai sen spektri on leveä.

Yhden ja usean massan vaimentimien ominaisuuksia on verrattu analyttisten tarkastelujen avulla, joissa siniherätteen taajuuden on annettu vaihdella. Jos päärakenteessa on n resonanssia (suhteellisen lähekkäin), tarvitaan vähintään n vaimenninta [15]. Kun massa on sama, moninkertainen vaimennin on epäherkempi (robustimpi) erilaisille vaihteluille (taajuus ym.) [45]. Lyhyt optimoivan suunnittelun esimerkki monimassavaimentimesta on esitetty viitteessä [68].

Erikoisempi monen massan sovellus on dynaaminen absorboiva palkki [18]. Hyötynä on se, että keskitetty yhden vapausasteen massa vaimentaa vain perustaajuuden siniherätteellä. Palkki vaimentaa muitakin taajuuksia, vaikka viritys tehtäisiinkin yksinkertaisten laskemalla keskitetyn massan mukaan. Ratkaisu muistuttaa siis myös sekä pakotettua lisäkerrosta että monen massan vaimenninta, jotka sijoitettu riviin pitkin palkkia.

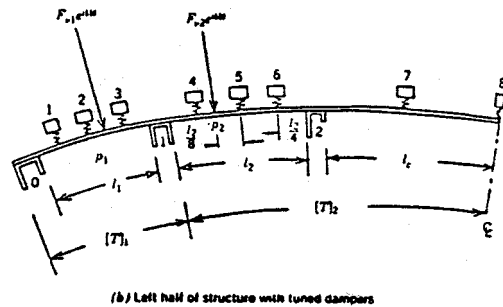
Miltei samanlaisessa sovelluksessa vaimentava palkki on kiinnitetty pääpalkkiin viskoelastisella kerroksella [31]. Likimääräinen yksinkertaistettu suunnittelu voidaan tässäkin tapauksessa tehdä kahden vapausasteen keskitetyin vakioin. Dynaamista absorboivaa palkkia on sovellettu myös terässillan kannen vaimennukseen [49]. Likimääräisestä virityksestä huolimatta myös ylempiä moodeja onnistuttiin vaimentamaan tehokkaasti.

Toisessa sovellusesimerkissä tutkittiin viritystä sillan vaimentamiseksi yhdellä tai muutamalla vaimentimella [34]. Tarkasteltavana oli satunnaisheräte ja useita moodeja. Osoittautui, että onnistumisaste riippuu moodien muotojen paikkajakautumasta.

Massavaimenninsovelluksia

Kirjallisuudessa usein mainittu sovellus on SAAB 340 -matkustajakoneen rungon kylkilevyjen värähtelyn vaimennus suurella määrällä pieniä massavaimentimia (ks. kuva 6.7). Tämän esihankkeen onnistuminen johti muihin sovelluksiin mm. autoteollisuudessa. Toinen julkisuudessa mainittu onnistunut esimerkki tekniikan käytöstä on Volvo 960 -sarjan auton kylkilevyjen värähtelyn vaimennus. Lopputuloksena oli melutason vaimentuminen n. 10 dB.

Massavaimentimien täyden mittakaavan seurantamittauksia on tehty rakennuksissa tuulikuormilla [54]. Näissä tapauksissa vaimentimet ovat toimineet tarkoitetulla tavalla.



Kuva 6.7. Saab 340 -lentokoneen rungon vaimentaminen useilla pienillä massavaimentimilla [9].

Tyypillinen käytännön sovellusesimerkki on tuulivoimalan torni [72]. Alustava meluntorjunta tornin rungon äänisäteilyn vaimentamiseksi tehtiin pakotetun kerroksen vaimentavalla kerrosrakenteella. Se toimi värähtelyn vähentämisessä, mutta ei melun. Lisävaimennukseen käytettiin pieniä massavaimentimia tornin yläpäässä, jolloin myös melu väheni.

Useita muitakin sovelluksia tuulen aiheuttaman värähtelyn vähentämiseksi on mainittu kirjallisuudessa [79]: mm. heiluri sillantornissa, heiluri ja magneettinen vaimennin savupiipussa, sylinterinmuotoinen massa sillantornissa, jossa vaimennuksen synnyttää kapeassa raossa oleva ilma, sekä nestevaimennin sillantornissa (vettä suorakulmaisessa tankissa). Kokemukset ovat osoittaneet, että vaimentimet toimivat pääosin hyvin. Hyödyiksi mainitaan pieni koko, vähäinen huoltotarve ja halpa hinta.

Laivan rungon aaltojen aiheuttaman värähtelyn vaimennus on erikoisempi sovellus [87]. Massana käytettiin ankkuriketjua ja sen lukkoa, jotka oli ripustettu laivan runkoon jousin ja hydraulisin vaimentimin. Havaittu vaimennus oli 5–6 dB.

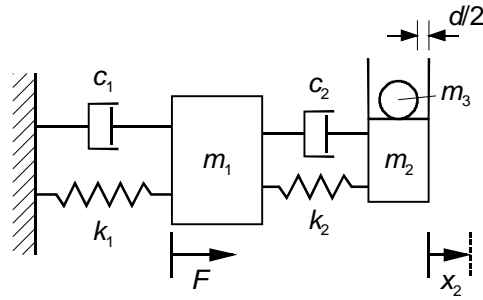
6.3.2 Impaktivaimennin

Tavallinen viritetty massavaimennin voi itse asiassa pahentaa tilannetta, jos toimintataajuus ei pysy vakiona. Raskaat viritetyt massavaimentimet esimerkiksi rakennuksissa voivat olla vaativia (ja huoltoa vaativia) rakenteita, mm. viskoosi vaimennus synnytetään tyypillisesti hydraulikan avulla. Tilannetta voidaan parantaa käyttämällä korvaavana tai täydentävänä vaimentimena impakti- eli törmäysvaimenninta (*impact damper*, ID).

Impaktivaimennin koostuu irtonaisesta jäykästä massasta, joka on sijoitettu suljettuun koteloon. Kotelo on liitetty vaimennettavaan resonoivaan rakenteeseen. Kotelon sisämitat on valittu siten, että impaktimassan ympärille on jätetty väli, jotta massa voi törmäillä kotelon seiniin. Impaktimassan perustyyppejä ovat vierivä metallipallo ja riippuva ketju. Törmäyskohdassa pehmuste vähentää iskun mahdollisesti aiheuttamaa soimista.

Impaktivaimennin on yksinkertainen laite, sen etuja ovat taloudellisuus, luotettavuus ja vähäinen huollon tarve. Haittoja voi aiheutua mm. käytännön toteutuksesta, esimerkiksi ripustuksen ja geometrian vaatimuksista. Toinen ilmeinen rajoitus on meluntorjunta. Impaktivaimenninta ei luonnollisestikaan voi käyttää, jos vaimennuksen tarve on lähtöisin melun vähentämisestä ja törmäily aiheuttaisi kuultavaa lisääntä.

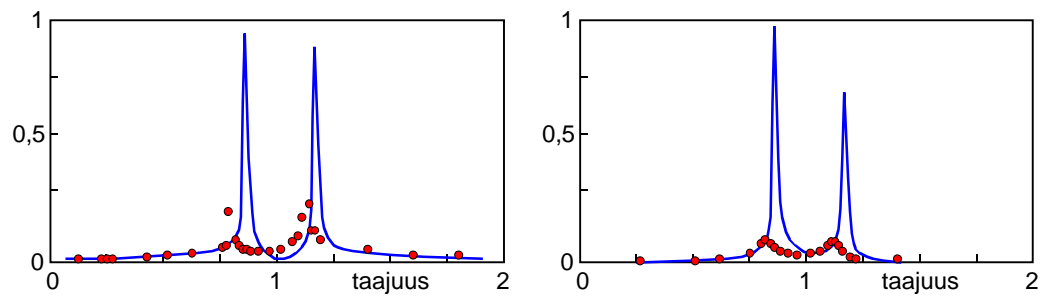
Impaktivaimentimen toiminta perustuu siihen, että jokainen törmäys kuluttaa jonkin verran energiaa ja aiheuttaa liikemäärän muutoksen. Tämän liikemäärän vaihdoksen seurauksena pienempi impaktimassa vaihtaa liikesuuntaansa. Toisaalta suuremman primäärimassan liike vain hidastuu sen liikemäärän pienenemisen seurauksena, jonka se menettää impaktimasalle. Tavoiteltavan vaimennuksen aiheuttaa tämä primäärimassan liikkeen hidastuminen, jolloin sen värähtelyn amplitudi pienenee.



Kuva 6.8. Tavalliseen massavaimentimeen liitetty impaktivaimennin: m_3 on impaktimassa [11].

Törmäilevä massa voidaan yhdistää myös tavalliseen dynaamiseen massavaimentimeen, jolloin impaktivaimennus tehostaa sen toimintaa tuntuvasti. Jos massavaimennin on pieni ja kevyt suhteessa vaimennettavan rakenteen massaan, sen amplitudi kasvaa suureksi. Lisävarusteena oleva impaktivaimennin toimii tällöin herkästi ja tehokkaasti [58].

Massavaimentimen teho putoaisi viritystaajuuden sivuilla nopeasti, ja monet käytännön herätteet ovat pikemminkin laajakaistaisia kuin sinimuotoisia. Impaktivaimennuksen ansiosta kokonaisuus toimii huomattavasti laajemmalla taajuuskaistalla ja pienentää tarvittavaa apumassaa (kuvat 6.8 ja 6.9).

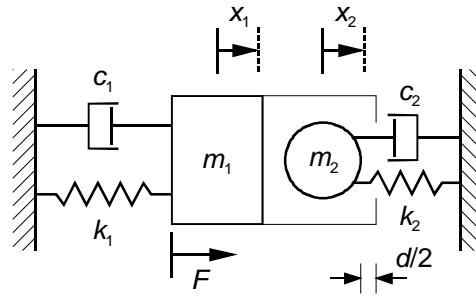


Kuva 6.9. Impaktivaimentimen taajuusvaste (pallot) verrattuna tavalliseen massavaimentimeen (käyrä); (vasen) vaimennettava massa, (oikea) vaimenninmassa [11].

Impaktivaimentimen toiminnan tehokkuus riippuu ensisijaisesti välyksen oikeasta valinnasta. Jos törmäilevä massa on täysin irrallinen, vaimentimen asento vaikuttaa painovoiman takia tuntuvasti vaimentimen tehokkuuteen. Ongelmaan auttaa versio, jossa myös törmäilevä massa on joustavasti ripustettu (kuva 6.10).

Käytännössä impaktivaimentimen lisäys massavaimentimeen voi olla melko yksinkertainen. Törmäilykotelo voi olla suoraan osa viritettyä vaimenninta tai se voidaan liittää vaimentimen kylkeen. Kitkaa tulee välttää, koska se voi hidastaa törmäyksen osumisnopeutta. Vähäinen kitka saadaan, jos massa voidaan ripustaa.

Viritetyn massavaimentimen ja impaktivaimentimen yhdistelmää on analysoitu optimaalisen toteutuksen löytämiseksi laajakaistaiselle herätteelle. Vertailukohde on optimaalinen viritetty vaimennin, jossa on viskoosia vaimennusta. Tutkittuja tekijöitä ovat herkkyys välyksen vaihteluille, restitutiokertoimelle ja massasuhteelle sekä viritykselle ja vaimennukselle. Optimaaliseksi massasuhteeksi on osoittautunut 25 %, mutta herkkyys massasuhteen vaihteluille on vähäinen [33]. Restitutiokertoimen optimiarvo on 0,3, mutta sekään ei ole herkkä vaihteluille. Käytännön arvo 0,7 on tyydyttävä. Sopiva välys on suoraan verrannollinen herätteen voimakkuuteen, jos primäärijärjeselmän voidaan olettaa olevan lineaarinen ja elastinen. Yhdistelmä vaimennin tulee viritää hieman ylemmäksi kuin pelkkä viritetty massavaimennin. Yhdistelmä on epäherkempi virityksen muutoksille.



Kuva 6.10. Impaktivaimennin, jossa törmäilevänä massana on irtonaisen massan sijasta joustavasti riipustettu, toisen värähtelevän järjestelmän massa m_2 [30].

Massa- ja impaktivaimentimien yhdistelmä hyödyntää molempien vaimennintyyppien parhaat puolet. Lisäksi yhdistelmävaimentimen kokonaislisämassa primäärijärjestelmään nähden pienenee, sama tehokkuus saadaan pienemmällä massan lisäyksellä. Itse iskukohta, iskutapahtuma saadaan siirretyksi kauemmaksi, pois primäärirakenteen luota. Sen kannalta välissä oleva viritetty massavaimennin toimii ikäänkuin transienttitärinävaimentimena. Haittapuoli on, että jos alkuperäisellä hallittavalla primäärijärjestelmällä on jo itsessään suhteellisen suuri vaimennus, impaktivaimennin ei ole tehokas.

Impaktivaimentimet eivät vielä ole kovin suosittuja, vaikka niitä kuvataan tehokkaammiksi kuin massaltaan vastaavat viritetyt massavaimentimet [65]. Yksi syy voi olla mutkikkaampi matematiikka, jota tarvitaan optimimitoituksessa. Suunnitteluun on tarjolla kuitenkin myös tarkkoja ja helppokäyttöisiä likiarvomenelmiä.

Palkin impaktivaimennus

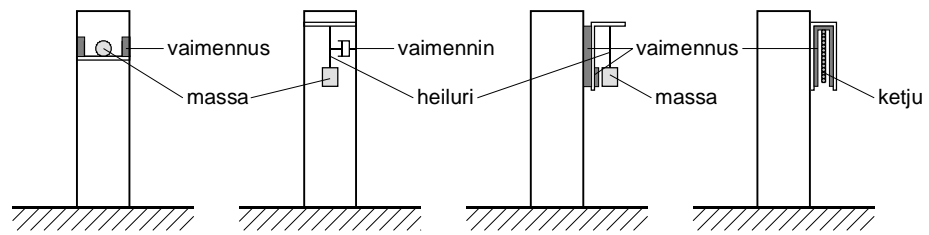
Impaktivaimennuksen periaatteen laajennus on palkin vaimentaminen [27]. Palkki on jatkuva systeemi, jolla on useita värähtelymuotoja. Moodien vaimennus riippuu epälineaarisesti impaktivaimentimen massasta ja välkystä. Usein suunnittelussa oletetaan, että vaimennettavan järjestelmän massaa voidaan käsitellä keskitettynä. Jos massa onkin jatkuva, kuten palkilla, impakti vaikuttaa sen nopeuteen rakenteen kaikissa pisteissä. Tässä tapauksessa optimi törmäily on sellainen, jossa tapahtuu kaksi törmäystä värähdysjakson aikana. Palkin impaktivaimentimen tehokkuus kasvaa, kun massa kasvaa, kun restitutiokerroin pienenee ja kun se on sijoitettu värähtelymuodon maksimi- eli kupukohtaan.

Impakti-massavaimennin

Impakti-massavaimennin (*impact mass damper*, IMD) on eräs impaktivaimentimen kehitelmä [64]. IMD on vaijerista riippuva massa, ts. heiluri joka törmää primäärijärjestelmän kylkeen; törmäyskohdassa on pehmuste. Vaimentimen törmäilytaajuus säädetään tasan puolikkaaksi primäärijärjestelmän värähtelytaajuudesta. Ero tavalliseen impaktivaimentimeen on siinä, että jälkimmäisessä ensisijainen suunnitteluparametri on vällys. IMD:ssä se on taajuuden asettaminen puolikkaaksi. Muuten toimintaperiaatteet ovat lähellä toisiaan. IMD:n etuna on, että se toimii myös pienillä amplitudeilla, koska vällystä ei ole. Massa voi olla vain $1/3 - 1/4$ vastaavan impaktivaimentimen massasta.

Impaktivaimentimen sovelluksia

Erilaisia impaktivaimentimia (ks. kuva 6.11) on käytetty menestyksellisesti kevyiden resonoivien rakenteiden värähtelyn hallintaan, mm. turbiinin siivissä, valaisinpylväissä, elektronikkalaitteiden piirilevyissä ja konetyökaluissa.



Kuva 6.11. Impaktivaimentimia [64].

Monissa käytännön tilanteissa impaktivaimennin voi toimia vinossa, kallistetussa suunnassa, jolloin päämassan ja törmäysmassan välillä voi esiintyä kitkaa [23]. Massan liikkumissuunta vaikuttaa käytännön toteutukseen: vaakasuora on edullinen, pystysuora epäedullinen; painovoima synnyttää systemaattista vinoutumaa, jolloin törmäykset eivät tapahdu optimirytmisissä.

Kun kevyt ja joustava robotin puomi liikkuu nopeasti uuteen asentoon ja pysähtyy siihen tultuaan äkisti, voi syntyä voimakasta transienttivärähtelyä. Sen vaimentamiseen sopii impaktivaimennin [30]. Tehokas muunnelmä on toinen joustava palkki, joka törmäilee primääripalkkiin. Impaktimassa ei siten olekaan irtonainen, vapaasti liikkuva, vaan toisen, joustavasti värähtelevän järjestelmän massa. Yksi hyöty on, että pystysuuntaisenkin liike saadaan tarvittaessa toteutetuksi ilman painovoiman huonontavaa vaikutusta.

Haulivaimennin

Eräs impaktimassan kehitelmä on haulivaimennin [29]. Siinä massa koostuu teräs-, kupari- tai lyijyhauleistä, joiden halkaisija on muutaman millimetrin luokkaa. Haulit ovat kotelossa, jossa on jonkin verran liikkumistilaa. Haulivaimennin on yksinkertainen ja käytännössäkin varsin tehokas. Se ei tarvitse viritystä jollekin tietylle taajuudelle eikä huoltoa. Se toimii sekä stationäärisellä että transientilla värähtelyllä.

Haulivaimentimesta saadaan vieläkin tehokkaampi laajalla toiminta-alueella, jos haulit pakataan suhteellisen tiukasti muovipussiin tai -verkkoon. Näin vaimentimesta saadaan epäherkkä väläyksen suhteen, kun väläys on amplitudin suuruusluokkaa (kuten sen periaatteessa tulisi olla). Koteloon voidaan myös lisätä kitkaa, jolloin se kasvattaa häviökerrointa.

Ketjuvaimennin

Riippuvan ketjun vaimentimen (*hanging chain damper*, HCD) idea on peräisin jo vuodelta 1967. Ketjua käytetään mm. torneissa ja mastoissa. Neljä käytännön toteutusta on kuvattu viitteessä [52]. Primäärirakenteen kyljessä on kotelo, jossa on kumipäällysteinen ketju. Jos torni on kapea sylinteri, ketju voi olla suoraan sen sisällä, muuten omassa kotelossaan.

Vaimennukseen vaikuttavia parametrejä ovat ketjun pituus, massa pituusyksikköä kohti, toimintataajuus (pakkovärähtelyn taajuus), väläys ketjun ja kotelon välillä, amplitudi sekä riippuvan ketjun ominaistajuus. Suunnittelussa pyritään stabiiliin kaksi iskua per jakso -toimintaan.

6.3.3 Nestevaimennin

Nestevaimennin on massavaimentimen sovellus, jossa heilahtelevana massana on astiassa tai säiliössä olevaa nestettä. Vaimentimen muita nimityksiä ovat sloshing-vaimennin ja nu-taativaimennin. Sloshing tarkoittaa kirjaimellisesti loiskumista tai hölskymistä, ja siitä astiassa olevan nesteen sloshing-resonanssissa onkin kyse.

Loiskevaimentimen teoreettisissa tarkasteluissa on tutkittu mm. toruksen (munkkirinkilän) muotoista astiaa [60, 62]. Matalan nesteen hölskyminen on epälineaarista, ja matemaattinen mallintaminen on mutkikasta. Nestevaimentimen toiminta on samankaltaista kuin viritetyn massavaimentimen, myös tehokkuus on samaa luokkaa.

Käytännön viritetyn nestevaimentimen (*tuned liquid damper*, TLD) perusmuotona voidaan pitää suorakulmaista tankkia, jossa on matala nestekorkeus [37]. Se on toiminnaltaan olennaisesti sama laite kuin toruksen muotoinen nutaatiovaimennin. Se on halpa ja helppo asentaa (erityisesti olemassaoleviin rakenteisiin, joissa on usein tilanpuutetta). Se sopii tilapäiseen käyttöön, sen vaimentavan toiminnan liipaisuus on miltei nolla, sen toiminta ei rajoitu yksisuuntaiseen liikkeeseen, ja sen huollontarve on vähäinen.

Nesteenä voidaan käyttää mm. vettä, alkoholia, kerosiinia tai öljyä. Toiminta ei riipu kovin voimakkaasti nesteestä (Reynoldsin luvusta). Jos nestevaimentimen neste on vettä, saadaan oheishyötyjä. Vettä voidaan hätätilassa käyttää tulipalon sammutukseen. Jos vesi on lisäksi puhdasta, se voi käydä jopa talousvedeksi.

Käytännön sovelluksia on mm. avaruus-, maanjäristys- ja valtameritekniikassa. Sovelluksia lienee toteutettu eniten suurissa rakennusteknisissä rakenteissa, pilvenpiirtäjissä, torneissa ja silloissa, joissa herätteenä on tuuli tai maanjäristys. Torjuttava taajuusalue on yleensä välillä 0,1–1 Hz. Käytettynä nesteenä on vesi.

Moninkertaisen massavaimentimen kanssa analoginen kehitemä on moninkertainen nestevaimennin (*multiple tuned liquid damper*, MTL) [38]. Alimmat hölskymistäajuudet levitetty tasaisesti vaimennettavalle taajuusalueelle. Etuna on parempi vaimennus pienillä amplitudeilla kuin yhdellä altaalla, suurilla vaimennus on samaa luokkaa. Monen altaan ryhmä on epäherkkä epäviritykselle.

Koska neste on kevyempää kuin teräs (massavaimentimen tavallisin massan aine), ja koska massan määrän tulee sovelluksissa olla samaa luokkaa, tarvitaan paljon nestettä. Toisaalta koska viritystaajuudet osuvat halutulle alueelle suhteellisen pienillä altailla, niitä tarvitaan useita. Tyypillisissä käytännön sovelluksissa niitä voi olla kymmeniä tai jopa satoja. Vaimennusta voi korostaa nesteessä olevalla verkolla tms.

Eräs vaimentimen muunnelmä on viritetty nestepylväs vaimennin (*tuned liquid column damper*, TLCD) [21]. Sovelluskohteina on mainittu tornit ja pilvenpiirtäjät tuuliherätteellä. Vaimentimessa on U:n muotoinen säiliö: kaksi pystysäiliötä on kytketty alapäästään yhteen vaakasuoralla kanavalla. Sen keskellä voi olla säädettävä rako, jolloin viritys helpottuu ja vaimennus suurenee. Vaimentimesta on esitetty myös kaksikulotteinen muunnelmä [44].

Nestevaimentimia on tutkittu pääosin vain pienillä amplitudeilla; suunnittelu perustuu yksinkertaistettuihin menetelmiin. Kun pyritään suunnittelemaan nestevaimentimia maanjäristystä eikä vain tuulikuormaa varten, tarvitaan suurten amplitudien laboratoriotutkimuksia [67]. Niissä on havaittu, että nestevaimennin on epälineaarinen: neste toimii kuten järjestelmä, jossa jousi jäykistyy, kun amplitudi kasvaa.

Raskaan sarjan käytännön sovelluksia lienee toteutettu eniten Tyynenmeren alueella. Kirjallisuudessa on mainittu mm. kaksi lennonjohtotornia, näkötorni ja pilvenpiirtäjä; herätteenä tuuli [75]. Esimerkkinä vaimennuksesta maanjäristystä vastaan on silta, jossa on monta tankkia, kukin viritettynä rakenteen eri ominaistajuuksille [51].

Aluksen keinunnan vaimentaminen nestetankilla

Pienen kalastusaluksen keinunnan vaimennus nestetankin avulla [24] on huomattavasti relevantimpi tämän selvityksen kannalta kuin muut kirjallisuudessa esitetyt nestevaimenninsovellukset. Aluksissa tehdyissä käytännön testeissä nestevaimennin osoittautui merkittävästi paremmaksi keinunnan vähentäjäksi kuin toinen tähän tarkoitukseen käytetty laite: ”paravane” -vakaajat (aluksen sivulla olevaan puomiin kiinnitetty, vedessä hinattava, ajoankkurin tai jarruevilla varustetun uistimen tapainen esine).

Tankki voi olla yksinkertainen vapaan pinnan tankki tai mutkikkaampi rakenne. Testeissä käytetty tankki oli periaatteessa ns. U-tyyppiä. Keskikanavassa voi olla virtausta jarruttamassa spoilereita tai levyjä. Yksinkertainen tankki muistuttaa eniten massavaimenninta. Vesimassalla on ominaistaajuus, joka viritetään geometrian ja nestemäärän avulla aluksen keinunnan taajuudelle. Mutkikkaampi tankki suurentaa värähtelevän nesteen vaimennusta, jolloin resonanssi madaltuu, mutta toimiva taajuusalue levenee, aivan kuten muillakin yksinkertaisilla värähtelijöillä.

Mutkikkaan tankkivaimentimen mitoitus analyttisesti on liian työlästä ja epävarmaa (matematiikka ei ole riittävän kehittyntä). Käytännössä viritys tehdään kokeellisesti.

6.3.4 Muita massavaimenninsovelluksia

Liukuvan massan vaimennin

Liukuva massa -vaimennin (*sliding mass damper*, SMD) muodostuu primäärijärjestelmään liittyvästä, mutta vapaasti liikkumaan pääsevästä massasta [77]. Se lähtee liukuen liikkeelle, kun värähtelyn amplitudi kasvaa. Kun se on siirtynyt toiseen kohtaan, primäärivärähtelijän ja liukuvan lisämangan muodostama yhdistetty järjestelmä muuttuu, sen resonanssitaajuus muuttuu, amplitudi pienenee ja massa pysähtyy. Liukuva massa näyttäisi olevan tehokkain, kun on tarve vaimentaa suuria amplitudeja. Näin se olisi sopiva menetelmä täydentämään muita vaimenninratkaisuja, jotka tyypillisesti ovat tehokkaita pienillä amplitudeilla.

Öljypallovaimennin

Eräs muunnelma öljyä käyttävästä viskoosista iskunvaimentimesta on sylinteri, jossa on viskoottista öljyä, reijitetty mäntä, sen yhdellä puolella pelkkää öljyä ja toisella puolella öljyn ja pallojen seos [73]. Pallot voivat olla esim. lasia, terästä tai lyijyä. Mäntä on kytketty värähtelevään primäärijärjestelmään. Pallot parantavat vaimentimen tehoa verrattuna tavalliseen iskunvaimentimeen. Vaimennin sopii sekä koneille että rakenteille. Tehokas taajuusalue on 1–200 Hz, mikä merkitsee, että sopivia sovelluskohteita voidaan periaatteessa löytää myös kulkuvälineistä. Geometrian tarkkuus ei ole niin kriittinen kuin tavallisessa iskunvaimentimessa. Vaimennin voi toimia myös suurilla poikkeamilla, kun taas liitoskohtien tavalliset vaimentimet, kuten kumikappaleet, sallivat vain vähäisen liikepoikkeaman.

6.3.5 Piettosähköinen vaimennin

Piettosähköisten materiaalien käyttö tarjoaa periaatteessa hyvin erikoisen ja jännittävän tavan vaimentaa värähtelyn energiaa [42, 56, 57].

Toimintaperiaatteena on, että värähtelevän piettosähköisen materiaalin synnyttämä sähköenergia absorboidaan sähköisen virtapiirin vastuksessa. Värähtelevään rakenteeseen liitetään piettosähköisestä materiaalista muodostuva lisäkerros tai -rakenteosa. Piettosähköinen kerros synnyttää toistensa suhteen liikkuvien pintojen välille sähköisen jännitteen. Jännite kytketään virtapiiriin, jolloin osa liike-energiasta muuttuu sähköenergiaksi. Sähkövirta johdetaan vastukseen, jossa se absorboituu eli häviää lämmöksi.

Vastus näyttää mekaaniselta puolelta katsottuna viskoottiselta lisävaimennukselta. Sähköinen virtapiiri voidaan varustaa vastuksen (resistanssin) lisäksi myös kelalla (induktanssilla). Tällöin jälkimmäinen näkyy mekaaniselta puolelta katsottuna lisäjäykisteenä. Koska pietso-materiaali itse on kondensaattori (kapasitanssi), näyttää se puolestaan lisämassalta. Tämä jousen, massan ja häviöt sisältävä piiri voidaan virittää mekaanisten resonanssien kannalta sopivasti siten, että lopputulos näyttää samalta kuin rakenteeseen olisi kytketty viritetty massavaimennin.

Testeissä on osoittautunut, että pietsovaimennus-mekanismilla on mahdollista päästä varsin hyvään vaimennuskykyyn. Samalla materiaalin jäykkyys on suuri ja häviökerroin suhteellisen vakio laajalla taajuusalueella. Herkkyys lämpötilan vaihteluille on vähäinen.

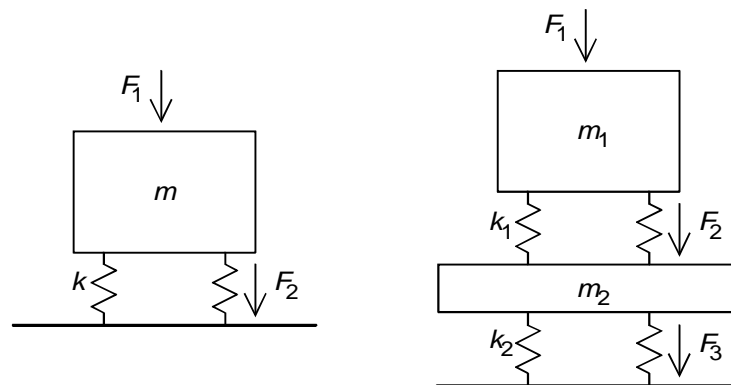
Paitsi edellä esitetyssä toteutuksessa, ideaa voidaan periaatteessa kehittää pidemmällekin. Tehdään komposiittimateriaali, jossa perusmateriaaliin sekoitetaan pietsosähköisiä ja sähköisesti resistiivisiä ainesosia (esim. keraamista ainetta ja hiiltä). Tällöin ei tarvittaisi erillisiä virtapiirejä, vaan kytkentä tapahtuisi suoraan materiaalin sisällä. Sekoitussuhteita säätämällä voitaisiin toteuttaa materiaali, jonka omat sisäiset häviöt olisivat suurempia, kuin ilman lisä-ainesosia. Kokeilut laboratorioissa eivät kuitenkaan (vielä) ole johtaneet käytännöllisiin ratkaisuihin.

7 Runkoäänieristys

7.1 Tärinäeristimet

7.1.1 Periaatteet

Osa kulkuvälineen moottorin melusta voi karata konekotelosta etenemällä runkoääninä koneperustaan ja säteilemällä sieltä edelleen ilmaääniksi. Tämän reitin torjuntaan tarvitaan jalustan tärinäeristystä. Eristykseen käytetään tavallisesti kumi- tai teräsousia tai eristävää lisäkerrosta jalustan ja perustan välissä. Jousien käyttö on yksinkertainen mutta rajallinen tapa. Raskaampi, mutta tehokkaampi tapa on lisätä koneen ja perustan väliin uusi, omalla joustavalla alustallaan lepäävä lisäkerros, esimerkiksi teräspeti tai betonilaatta.



Kuva 7.1. Vasemmalla: yksinkertainen malli jousitetulle pyörivälle koneelle. Koneen epäkeskiset voimat liikuttavat sen massaa edestakaisin pystysuunnassa ja jouset välittävät osan voimasta edelleen perustaan. Oikealla: perustaan välittyvä voima pienenee tuntuvasti, jos koneen ja perustan väliin lisätään uusi jousitettu kerros, jonka massa m_2 on huomattavasti koneen massaa m_1 suurempi.

Jousien mitoitustiedoiksi tarvitaan koneen massa m ja jälleen perustaaajuus. Jousien jäykkyys k valitaan mahdollisimman pieneksi siten, että jousi-massa -yhdistelmän resonanssitaajuus f_0 saadaan paljon pienemmäksi kuin perustaaajuus f

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \ll f \quad (7.1)$$

”Paljon” pienempi tarkoittaa esimerkiksi vähintään 10 kertaa ja mieluummin 100 kertaa pienempi kuin perustaaajuus. Jousilla saavutettavan vaimennuksen suuruusluokka on usein 10–20 dB. Suurempaan eristykseen vaaditaan varsinainen kelluva lisäkerros.

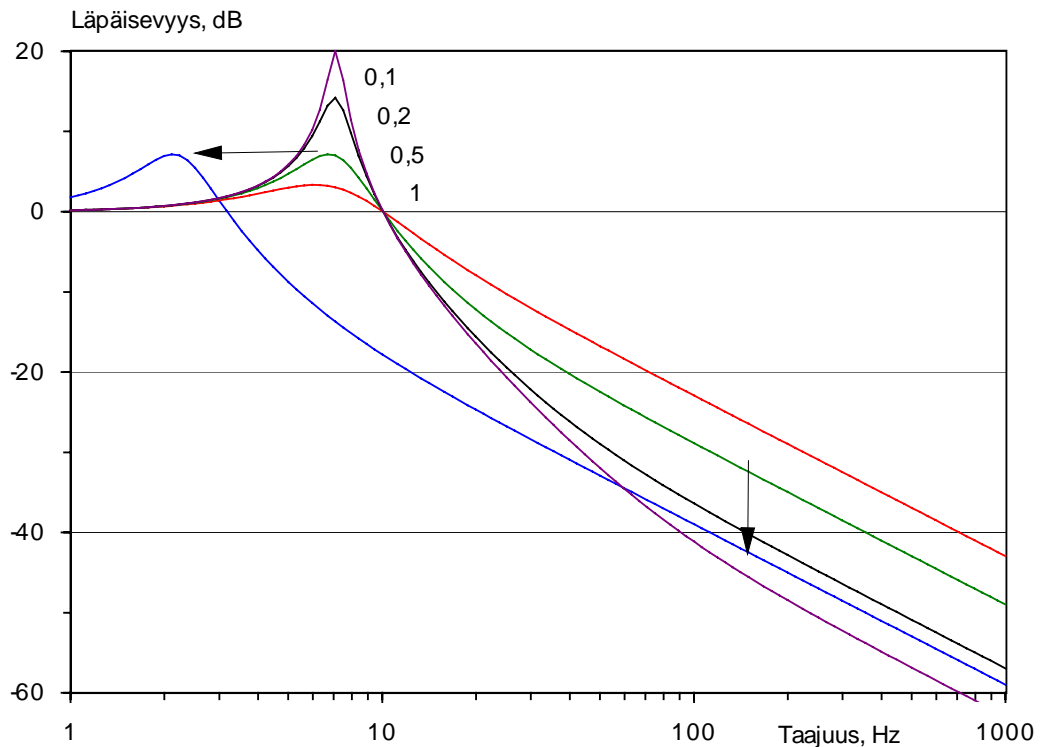
Yksinkertaisen ratkaisun onnistuminen edellyttää sekä tietoa alkuperäisen jousi-massa -yhdistelmän (kuva 7.1) resonanssitaajuudesta että sen häviökertoimesta. Tiedoiksi riittäisivät siis koneen massa sekä koneen valmistajalta mahdollisesti saatavat tiedot alkuperäisten jousien jäykkyydestä ja häviökertoimesta. Vaihtoehtoisesti nämä ominaisuudet voidaan mitata iskukokeella koneen ollessa pysäytettynä. Mikäli konetta ei alunperin ole varustettu jousilla, on yleensä hyvät mahdollisuudet saada huomattava vaimennus runkoäänille.

Jousituksen läpäisevyys $T(f)$ taajuuden f funktiona määritellään tärinän synnyttävän epäkeskivoiman F_1 ja alustaan kohdistuvan voiman F_2 suhteena. Se riippuu mallin parametreista seuraavasti

$$T(f) = \frac{F_2}{F_1} = \frac{1 + j(f/f_0)\eta}{1 + j(f/f_0)\eta - (f/f_0)^2} \quad (7.2)$$

missä j on imaginääriyksikkö, f_0 on yhdistelmän resonanssitaajuus ja η sen häviökerroin. Resonanssitaajuuden määräävät koneen massa m ja jousien jäykkyys k :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (7.3)$$



Kuva 7.2. Jousien läpäisevyys eräillä resonanssitaajuuden ja häviökertoimen (0,1...1) arvoilla. Läpäisevyyttä voi pienentää eli tärinäeristystä parantaa, jos jouset vaihdetaan pehmeämpiin, jolloin resonanssitaajuus laskee (vaakanuoli). Esimerkissä jousien jäykkyyttä pienennetään 1/10:aan, resonanssitaajuus laskee 1/3:aan ja eristys 150 Hz kohdalla paranee 10 dB (pystynuoli). Jos kuitenkin jousien häviökerroin samalla kasvaa vaihdossa, parannusta ei ehkä saada lainkaan.

Läpäisevyyttä taajuuden funktiona eräillä parametrien arvoilla esittää kuva 7.2. Jos jouset vaihdetaan pehmeämpiin, mutta niiden häviökerroin ei suurene, eristävyys paranee verrannollisena jäykkyyden neliöjuureen. Esimerkiksi desibeleinä saadaan 10 dB parannus, jos jäykkyys pienenee 1/10:aan, ja 20 dB parannus, jos jäykkyys pienenee 1/100:aan. Jos häviökerroin kasvaa, ei parannusta välttämättä saada. Eri jousivalmistajien kyky ilmoittaa tuotteidensa olennaisista ominaisuuksista vaihtelee kuitenkin hyvin suuresti, jolloin on turvaututtava mittauksiin ja kokeiluun.

Vielä eräs mahdollisuus jousien mitoitukseen on käyttää painuman tai puristuman käsitettä. Eräät jousien valmistajat ilmoittavat tuotteidensa jäykkyyden sitä käyttäen. Painuma on nimensä mukaisesti jousen pituuden muutos x puristussuunnassa. Se riippuu suoraan puristavasta voimasta eli jousitettavan massan m painosta F ja jäykkyydestä k yksinkertaisella yhtälöllä

$$x = \frac{F}{k} = \frac{mg}{k} \quad (7.4)$$

7.1.2 Mitoitus-esimerkkejä

Yksinkertainen numeroesimerkki valaisee asiaa. Esimerkissä oletetaan, että moottori painaa tasan 200 kg, jolloin se puristaa jousia n. 2 000 N voimalla. Oletetaan, että kone on alunperin varustettu jousilla, joiden jäykkyys on 10 000 kg/s². Kukin neljästä jalasta painaa joustusta 500 N voimalla, jolloin painuma on 5 mm. Jos jouset vaihdettaisiin löysempiin, joiden painuma tämän voiman puristaessa olisikin 10 kertaa suurempi eli 50 mm, saataisiin resonanssitaajuus laskemaan 1/3:aan ja vaimennus paransi 10 dB.

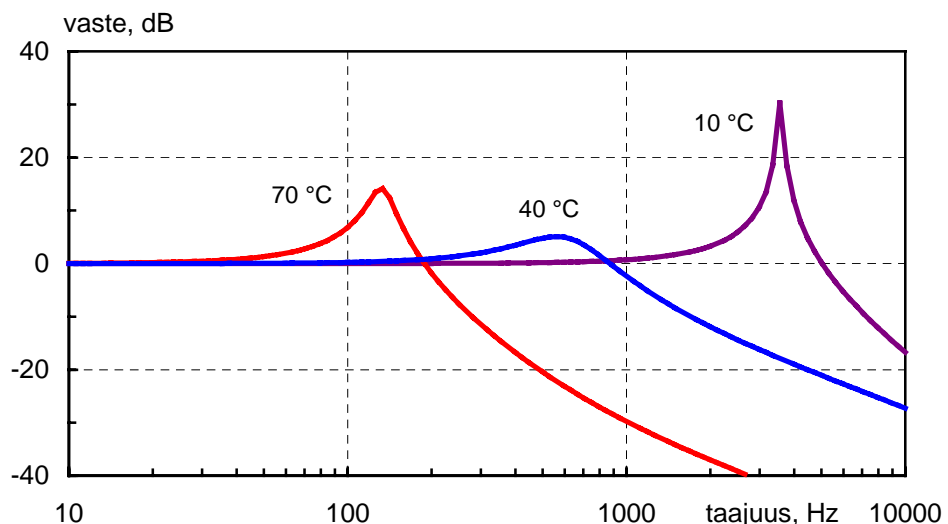
Edellistä varmemmin toimiva ja tehokas, mutta kalliimpi ratkaisu olisi lisätä koneiden perustaan uusi lisäkerros. Toisin sanoen niiden alle sijoitetaan erillinen jousitettu konepeti (tai uiva betonilaatta, joka kelluu joustavan kerroksen, esim. mineraalivillan päällä), kuva 7.1.

Jos pedin tai laatan massa on vähintään kertaluokkaa suurempi kuin koneella, saadaan vaimennusta lisää vähintään kymmenkertaisesti eli 20 dB. Karkeaksi numeroesimerkiksi sopii betoninen 4 m² kokoinen ja 20 cm paksu laatta, joka painaa 2 tonnia; se vaimentaisi 200 kg painavan koneen runkoääntä luokkaa 20 dB.

Tärinäeristimen suunnittelu ja mitoitus

Vaimennus on tärkeä ominaisuus, kun tavoitellaan hyvää tärinäeristystä. On olennaista, että eristysjousilla on riittävä vaimennus, jotta eristyksen resonanssin kohdalla ei tapahdu välittävän voiman liiallista vahvistumista. Toisaalta on tärkeää, että tärinä lähde ja alustarakente ovat kohtuullisen vaimennettuja. Kumijousien suureen vaimennukseen kuitenkin yleensä liittyy suuri jäykkyyden vaihtelu lämpötilan mukana.

Jousielementtien jäykkyyden vaihteluilla voi siis olla suuri merkitys tärinäeristykseen mitoituksessa. Kuvassa 7.3 on esimerkki lämpötilan vaikutuksesta kumijousien eristykseen.



Kuva 7.3. Esimerkki tärinäeristykseen lämpötilan vaihteluista lämpötilan vaikutuksesta; jousitus suurivaimennuksisella kumilla [9].

8 Melulähteen kotelointi ja säteilyeristys

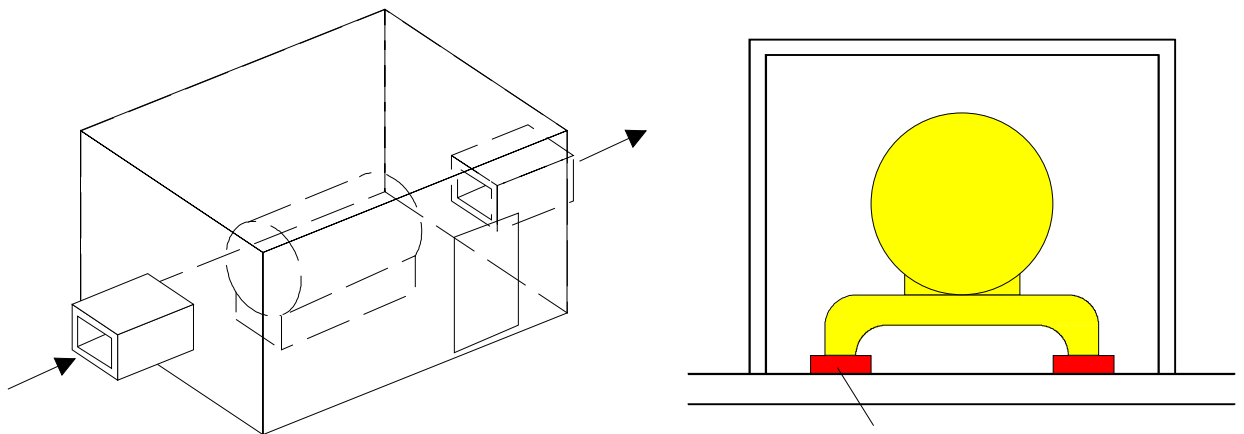
8.1 Toimintaperiaatteet

Joissakin tapauksissa meluavan koneen rungosta suoraan ilmaan säteilevä ääni kasvaa merkittäväksi imu- ja painekanaavista säteilevään ääneen verrattuna. Erityisesti tämä tilanne saattaa olla kohdalla, jos kanavat on jo suhteellisen hyvin vaimennettu tai ne on johdettu ulos meluisasta tilasta, mutta meluntorjuntatavoitetta ei vielä ole saavutettu. Tällöin saateetaan tarvita koneen kotelointia sen rungon äänisäteilyn vähentämiseksi.

Kotelot ovat jäykkiä ja usein ilmatiiviitä rakenteita, jotka yleensä ympäröivät tiiviisti melulähdettä. Hyvin toteutettu kotelo ei ole kosketuksessa meluavan koneen kanssa. Koteloinnin tehokas toteutus edellyttää, että melu ei pääse karkaamaan runkoäänenä koneen jalustan ja perustusten kautta kotelon ulkopuolelle, jossa se säteilee lattian tai vastaavan pinnan värähtelyn ansiosta ilmaääneksi.

Kotelot voivat olla pysyviä rakenteita, jotka on tehty tavallisista rakennustarvikkeista, tai erityisesti vaimentamiseen tarkoitettuja ja tiiviitä, äänisäteilyn kannalta optimoituja katteita. Sisään jäävän ilmatilan vaimentamiseen voidaan lisäksi käyttää absorptiomateriaalia (kuva 8.1).

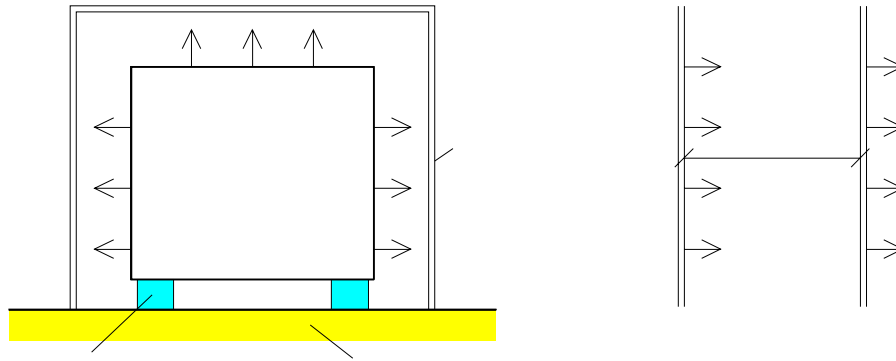
Kotelot käyttäytyvät akustisesti hyvin erilailla kuin suuremmat melua vaimentavat rakenteet, joita käytetään huonetilojen ja yleensä rakennusten äänieristyksen yhteydessä. Jälkimmäisten akustisen käyttäytymisen tärkein selittäjä on väliseinän *massa*. Pienet kotelot toimivat sen sijaan pääasiassa seinämien *jäykkyyden* perusteella.



Kuva 8.1. Koteloitu kone saattaa tarvita omat tulo- ja poistoilman vaimentimensa. Tärinäeritys on myös yleensä välttämätöntä hyvän kokonaisvaimennuksen saavuttamiseksi.

8.2 Eristyksen mitoitus

Meluavan koneen ja sen ympäröivän kotelon yksinkertaistettua järjestelmää esittää kuva 8.2. Lähde ja eristävä kotelo oletetaan sykkiviksi suorakulmioiksi, joiden sivut ovat jäykkiä levyjä ja säteilevät tasoaaltoja ympäristöön. Ensisijaisesti kiinnostava asia on, kuinka paljon yhdistelmän melupäästö eli äänitehotaso vähenee pelkän koneen päästöön verrattuna.



Kuva 8.2. Kotelon yksinkertainen kaavio ja yksiulotteinen akustinen malli.

Täsmällisemmin järjestelmän ideaalinen esitys koostuu kahdesta äärettömästä, yhdensuuntaisesta levystä, joiden välissä on ohut ilmapäli. Vasemmanpuoleinen levy edustaa koneen pintaa, jonka liikenopeus tunnetaan. Oikeanpuoleinen on kotelon eristävä levy, joka värähtelee ensimmäisen levyn synnyttämän äänipaineen herättämänä. Sen säteilemän äänitehon tulisi olla pienempi kuin paljaan koneen pinnan säteilemä teho.

Herätetyn levyn eristykseen vaikuttavat ominaisuudet ovat sen jäykkyys, massa ja häviöt. Yksinkertaisen vaimennusanalyysin perusoletukset ovat, että kotelo ei ole mekaanisessa yhteydessä melulähteen minkään osan kanssa, että kotelon läsnäolo ei vaikuta lähteen pinnan värähtelyyn ja että värinä (runkoääni) ei pääse etenemään lähteen jalustan tai muiden tukien kautta.

Kuvatussa yksinkertaisessa mallissa läpäisyvaimennus voidaan laskea suoraan kahden levy-pinnan värähtelyn nopeuksien suhteesta, koska nopeudella, säteilyllä tasoaallolla ja sen kuljettamalla ääniteholla on suora yhteys. Läpäisyvaimennus on tässä tapauksessa myös yhtä kuin lisäsvaimennus.

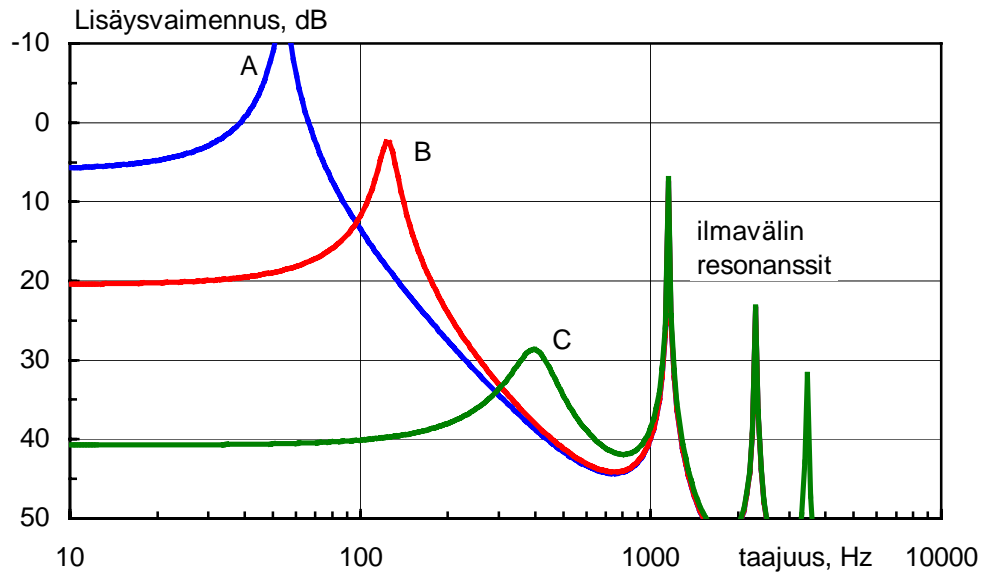
Ilmapäli ja eristävä levy muodostavat yksiulotteisen sarjaresonanssipiirin, jossa on mekaanista hitautta (levyn massa) ja yhdistettyä akustista ja mekaanista jäykkyyttä (ilmapälin joustavuus, levyn jäykkyys). Resonanssipiiriin liittyy lisäksi ilmapälin akustinen seisovan aallon resonanssi. Teholäpäisy-suhteeksi tulee

$$\tau = \left(\cos kd - \sin kd \frac{X}{\rho c} \right)^2 + \sin^2 kd \cdot \left(1 + \frac{R}{\rho c} \right)^2 \quad (8.1)$$

missä tiivis muoto $kd = 2\pi d/\lambda$, ja $X = M\omega - K/\omega$ on koteloinnin mekaanisen impedanssin imaginääriosa. M on levyn pintamassa (massa pinta-alayksikköä kohti), kg/m^2 , ja K levyn ja ilmapälin yhteinen jäykkyys pintayksikköä kohti, N/m^3 . Se saadaan laskemalla levyn ja ilman jäykkyydet yhteen

$$K = \frac{1}{C_A} + K_m \quad (8.2)$$

missä C_A on ilmapälin akustinen kapasitanssi pintayksikköä kohti, joka riippuu pelkästään ilmapälistä d , ja K_m on levyn jäykkyys samoin pintayksikköä kohti. Kuvassa 8.3 on esitetty esimerkkejä läpäisyvaimennuksesta eräillä ilmapälin d , pintamassan M ja levyn jäykkyyden K_m arvoilla.



Kuva 8.3. Tiiviin pienen kotelon säteilyeristyksen teoreettisia käyriä yhtälöstä (8.1). Ilmaväli 150 mm, seinämien pintamassa 16 kg/m^2 . Resonanssihuiput 1 kHz yläpuolella aiheuttaa ilmavälin seisovan aallon resonanssi. Parametreina kuoren seinämäjäykkyys K ja häviökerroin η :

- A: $K = 0$, $\eta = 0,03$
 B: $K = 8 \cdot 10^6 \text{ N/m}^3$, $\eta = 0,1$
 C: $K = 1 \cdot 10^8 \text{ N/m}^3$, $\eta = 0,3$.

Yhtälön (8.1) ja kuvan 8.3 esittämien käyrästä viesti kotelon suunnittelijalle on, että hyvin eristävän kotelon levyntojen on pienillä taajuuksilla oltava kevyitä ja jäykkiä (M pieni, K suuri). Tämä on, ällistyttävää kyllä, juuri päinvastainen ohje, kuin yleensä äänieristyksen yhteydessä. Rakennusakustiikassa etsitään massiivista ja löysää materiaalia; kouluesimerkkinä mainitaan lyijy aineena, joka on ideaalinen huonetilojen väliseen äänieristykseen. Itse kotelon levyn jäykkyys on merkittävää vasta, jos se on suurempi kuin ilmatilan akustinen jäykkyys.

Kotelon ja ilmatilan yhteisen vaimennuksen lisääminen on edullista. Kotelon kuoren häviöiden lisääminen toimii vain, jos ne onnistutaan saamaan suuremmaksi kuin ilmatilan häviöt. Ilmatila kannattaa täyttää absorptiomateriaalilla. Alimman resonanssin kohdalla ilmatilan vaimennus jää kuitenkin käytännössä vähäiseksi, ja kuori on syytä vaimentaa erityisellä vaimennuskerroksella. Se kiinnitetään yleensä kotelon sisäpintaan. Vaimennusmaton suuresta massasta (ns. raskasmatto) ei kuitenkaan tässä tilanteessa ole hyötyä.

8.3 Ilmatilan vaikutus

Edellä on tarkasteltu pientä koteloa, missä pienellä tarkoitetaan kapeata ilmaväliä melulähteen pinnan ja kotelon seinien välillä. Kapea väli määritellään jälleen suhteessa aallonpituuteen. Jos kotelo on edellistä väljempi siten, että ilmaväli on vähintään äänen aallonpituuden luokkaa, kotelo alkaa käyttäytyä toisin. Sen sisätilan äänikenttä muuttuu tasoallon sijasta kolmiulotteiseksi. Kotelo alkaa muistuttaa huonetta, jossa esiintyy useita kolmiulotteisen kentän resonansseja ja äänikenttä lähestyy diffuusia kaiuntakenttää.

Kotelon suunnittelutilanne muuttuu päinvastaiseksi kuin edellä. Nyt rakennusakustiikan säännöt pätevät ja rakenne suunnitellaan kuten tavallinen äänieristys. Eristys on suoraan verrannollinen koteloseinän pintamassaan: mitä painavampi sen parempi. Ilmatilan vaimentaminen absorptiomateriaalia (mineraalivillaa) lisäämällä on jälleen eduksi.

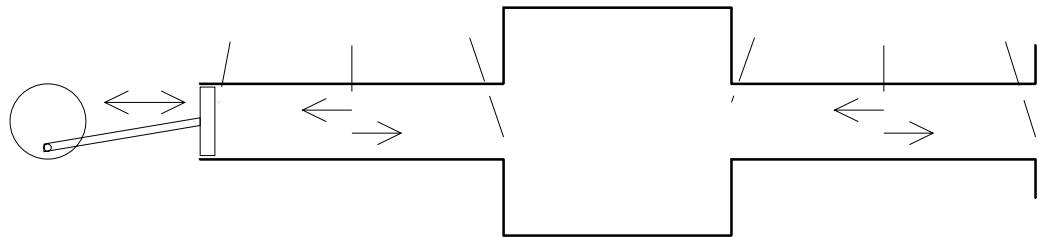
9 Äänenvaimentimet

9.1 Perustyyppit ja parametrit

Oikein suunnitellun äänenvaimentimen tulisi täyttää vähintään seuraavat viisi vaatimusta, jotka ovat usein keskenään ristiriitaisia:

- vaadittava *akustinen* vaimennus, joka toteutuu tarkoitetussa asennustilanteessa;
- riittävät *aerodynaamiset* ominaisuudet, jolloin painehäviö on riittävän pieni;
- *geometriset* vaatimukset enimmäistilavuudelle ja mahdolliselle muodolle;
- *mekaaniset* vaatimukset kestävyydelle ja huollettavuudelle erityisesti tilanteissa, joissa virtaava väliaine on kuumaa, korroosiota tai jopa eroosiota aiheuttavaa taikka se sisältää hiukkasia, jotka liikaavat vaimentimen ja voivat huonontaa sen tehoa;
- *hint*a (hankinta- ja käyttökulut), jonka on oltava mahdollisimman alhainen.

Kuvassa 9.1 on esitetty tyypillisen äänenvaimentimen kaaviokuva. Äänilähde, jonka sisäinen impedanssi on z_g , liittyy putken 1 välityksellä vaimentimeen, ja tämä liittyy edelleen putken 2 välityksellä ympäröivään vapaaseen kenttään. Putken pääteimpedanssin z_L määrää avoimen putkenpään säteilyimpedanssi. Vaimentimen päistä putkiin päin näkyvät impedanssit z_1 ja z_2 . Impedansseihin liittyvät vastaavat tehoheijastussuhteet ρ , jotka määräävät putkissa 1 ja 2 etenevien ja takaisin palaavien aaltojen keskinäiset voimakkuudet.



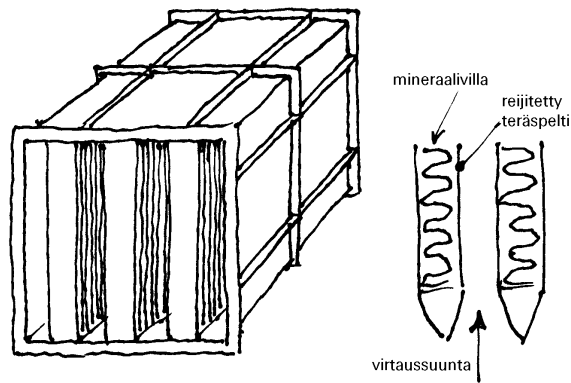
Kuva 9.1. Kanavavaimentimen parametreja, joiden itseisarvot voidaan ihanteellisissa olosuhteissa mitata vaimentimen ylä- ja alavirran puolelta. Intensiteettitekniikan avulla saadaan etenevien ja palaavien paineiden ja heijastussuhteiden ohella selville intensiteetit ja tehot.

9.2 Resisttiivinen ns. lamelli- eli absorptiovaimennin

9.2.1 Toimintaperiaate

Resistiivinen vaimennin on laite, jonka akustisen käyttäytymisen määrää pääasiassa ääntäimevä eli -absorboiva materiaali. Absorptio tapahtuu muuttamalla äänienergiaa kitkan avulla lämmöksi sellaisen materiaalin sisällä, jonka *virtausvastus* on poikkeuksellisen suuri. Tavallisimpia absorbenttejä ovat mineraalivillat (lasi- ja vuorivilla), reikälevyt, kankaat ja niiden yhdistelmät.

Absorptiovaimentimen vaimennus on tavallisesti taajuusalueessa suhteellisen laajakaistainen. Se sopii hyvin sellaisen melun vaimentamiseen, jonka spektri on laaja ja tasainen, kuten puhaltimien ja suihkumoottoreiden melu. Niistä on myös hyötyä, jos kapeakaistaisen melun huipun taajuus vaihtelee laajalla alueella, kun meluavan laitteen käyttöolosuhteet muuttuvat. Absorptiovaimentimen tärkein rajoitus on tehottomuus tietyn rajataajuuden alapuolella, jonka määrää lähinnä absorptiomateriaalikerroksen paksuus.



Kuva 9.2. Lamellivaimentimen periaate.

Absorptiovaimennin toteutetaan yleensä käytännössä ns. lamellivaimentimena, jossa ääni-aalto ja virtaus joutuvat kulkemaan kapeassa solassa, jonka molemmat sivut on päällystetty absorptiomateriaalilla. Tavallisesti solia on useampi vierekkäin, ja niitä erottavat toisistaan ääntäimevät lamellit (kuva 9.2).

Jos virtausnopeus on merkittävä, on tarpeen muotoilla lamellien etu- ja jättöreuna aerodynaamisesti. Tavallisesti lamellit on päällystetty reijitettyä teräslevyllä, ohuella alumiinikalvolla tai lasikuitukankaalla villan suojaamiseksi virtauksen aiheuttamalta eroosiolta tai kuumen pakokaasun aiheuttamalta likaantumiselta.

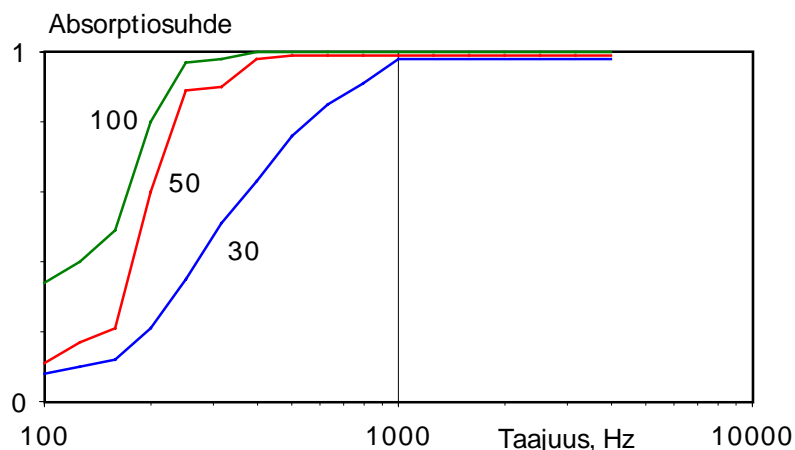
9.2.2 Absorptiovaimentimen mitoittaminen

Vaimennus

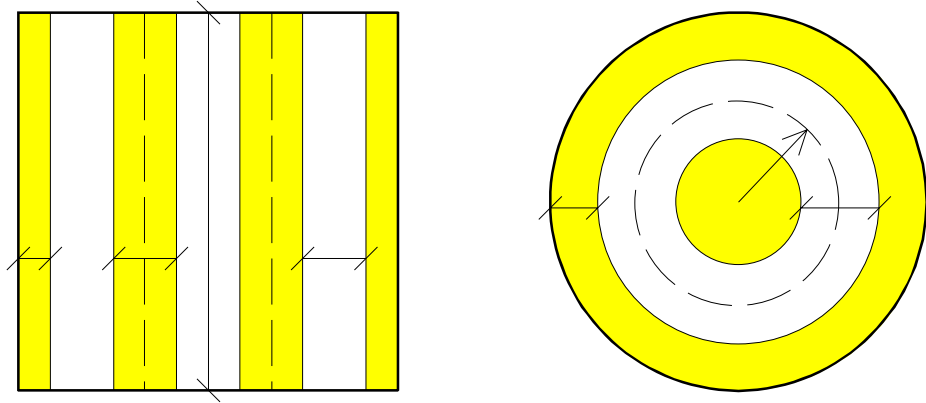
Poikkileikkaukseltaan suorakulmaisen absorptiovaimentimen vaimennus tai täsmällisemmin lisäsvaimennus D saadaan kokeellisesti määritetystä lausekkeesta

$$D = 1.05\alpha^{1.4} \frac{U}{S} l \quad [\text{dB}] \quad (9.1)$$

missä α on vaimennusmateriaalin absorptiosuhde, U on yhden solan poikkileikkauksen vaimennuspinnan kehän pituus (piiri), S on solan poikkileikkauksen pinta-ala ja l on vaimentimen pituus. Materiaalin paksuus d valitaan tavallisesti siten, että absorptiosuhde on lähes 100 % (kuva 9.3). Useamman solan välissä olevan lamellin paksuudeksi on tällöin valittava $2d$. Jos absorptio $\alpha \approx 1$, saadaan vaimennusyhtälö muotoon



Kuva 9.3. Tavallisten mineraalivillojen absorptiosuhteita eri materiaalipaksuuksilla [mm].



Kuva 9.4. Useampisolaisen lamellivaimentimen ja vastaavan pyöreän keskielementillä varustetun absorptiovaimentimen poikkileikkausten keskeiset mitat. Pyöreän keskielementin säteen suositeltava arvo on vähintään $2d$.

$$D = 2,1 \frac{l}{b} \quad [\text{dB}] \quad (9.2)$$

missä b on solan leveys. Absorptiovaimennin voidaan myös toteuttaa poikkileikkaukseltaan pyöreänä, mikä usein sopii paremmin muuhun putkistoon tai kanavistoon. Yksinkertainen ratkaisu on vuorata pyöreän putkenosan seinämä vaimennusmateriaalilla, mutta parempi, useampisolaista lamellivaimenninta vastaava rakenne saadaan varustamalla putki vaimennetulla keskielementillä. Jos keskikappale on suhteellisen paksu, pätee edellinen yhtälö myös likimain pyöreällä vaimentimella (kuva 9.4). Kaava tulee epätarkaksi, kun b lähestyy aallonpituutta, jolloin tarvitaan huomattavasti raskaampaa matematiikkaa vaimenuksen ennustamiseen.

Lamellien paksuus ja lukumäärä

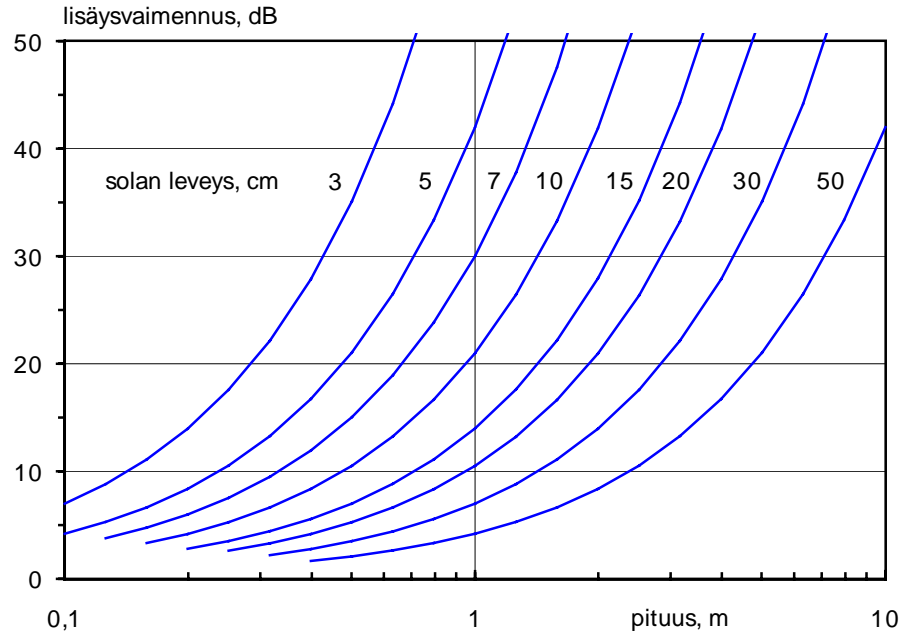
Absorptiovaimentimen mitoituksessa lähdetään useimmiten liikkeelle tavoiteltavasta lisäysvaimennuksesta ja tärkeimmästä taajuudesta tai taajuusalueesta. Tärkein taajuus määrää vaimennusmateriaalin paksuuden: yleensä pyritään siihen, että absorptiosuhde $\alpha \approx 1$ tällä taajuudella.

Tämän jälkeen etsitään sopiva solan leveys b siten, että se ei ole merkittävästi pienempi kuin $2d$, mutta mieluiten selvästi pienempi kuin tärkeimmän taajuuden aallonpituus. Akustisesti varma valinta on $b = 1 \dots 4 d$. Tavallisesti suorakulmaisen vaimentimen poikkipinta on neliömäinen, jolloin välilamelleja on 1–3 kpl.

Poikkipinta ja pituus

Tämän jälkeen arvoidaan, onko vapaan poikkipinnan pieneminen sallittavaa tulevassa käyttötarkoituksessa. Tavallisesti poikkipinta ei ole paljon suurempi kuin putki, johon vaimennin on liitetty. Tällöin vapaa poikkipinta on n. 75–50 % alkuperäisestä. Jos kaventuminen ja kasvavat painehäviöt ovat siedettäviä, tavoiteltava vaimennus määrää seuraavaksi suoraan vaimentimen pituuden.

Jos vapaata poikkipintaa ei voi kuristaa, vaimentimen kokonaispaksuutta on laajennettava, jolloin vaimentimesta tulee myös vastaavasti pidempi. Jos taas painehäviö ei ole ongelma, mutta tila (pituus) on, solia voidaan kaventaa, jolloin pituuskin pienenee (ks. kuva 9.5).



Kuva 9.5. Lamellivaimentimen lisäsvaimennus D vaimentimen pituuden l funktiona yhtälöstä (9.1), parametrina solien leveys b . Vaimennusmateriaalin absorptiosuhde 100 %.

Aerodynamiikka

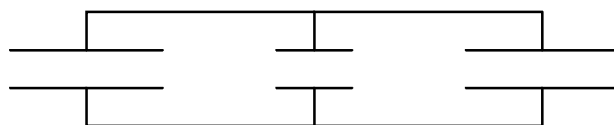
Jos virtausnopeus vaimentimessa on suuri ja painehäviön kasvu varteenotettava vaara, on tarpeen kiinnittää huomiota lamellien (tai pyöreän vaimentimen keskielementin) aerodynamiikkaan. Poikkileikkaukseltaan puolipyöreä (puolipallo) etureuna on tavallisesti riittävä. Tärkeämpää on kuitenkin muotoilla lamellien tai elementin jättöreuna, koska se sekä vaikuttaa enemmän painehäviöön että on tärkeämpi uuden virtausmelun synnyttäjä.

9.3 Reaktiivinen ns. ontelo- eli resonanssivaimennin

9.3.1 Toimintaperiaate

Toinen vaimentimien päätyyppi on ns. reaktiivinen eli resonanssivaimennin, jonka suorituskyvyn määrää pääasiassa sen geometrinen muoto. Se toimii periaatteessa heijastamalla osan äänienergiasta takaisin äänilähteen suuntaan.

Tämä vaikutus saavutetaan käyttämällä vaimentimessa peräkkäin poikkipinnan äkillisiä muutoksia, sisäänvedettyjä kanavanjatkoksia leveämmän ontelon tulo- ja lähtöpuolella sekä virtaussuunnan käännöksiä pinnanmuutosten yhteydessä (kuva 9.6). Toisin sanoen yksi tai useampi perusputkea leveämpi ontelo, resonaattori ja kapeampi putkiosuus, jotka yhdessä muodostavat reaktiivisen vaimentimen, aiheuttavat impedanssin epäsovituksen putkessa etenevälle ääniaallolle.



Kuva 9.6. Yksinkertainen reaktiivinen vaimennin.

Reaktiivisen vaimentimen vaimennus vaihtelee voimakkaasti eri taajuuksilla. Vaimennus voidaan mitoittaa pienille taajuuksille helpommin kuin absorptiovaimentimessa. Se voidaan myöskin kohdistaa erityisen suureksi jollekin tietylle kapealle taajuuskaistalle. Näistä syistä reaktiivinen vaimennin sopii paremmin pienille kierrosluvuille tai ohitustaajuuksille ja erityisesti koneille, joiden perustaajuus pysyy vakiona.

9.3.2 Ontelovaimentimen perusosat

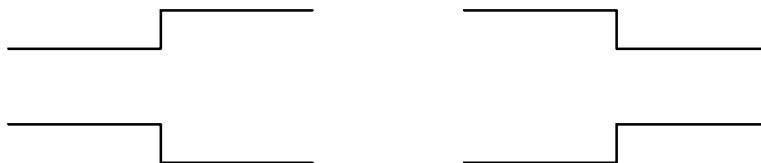
Poikkipinnan muutokset

Yksinkertaisin reaktiivinen vaimennin on äkillinen poikkipinnan muutos (kuva 9.7). Putken akustinen impedanssi on $Z_A = Z/S$ eli karakteristiseen impedanssiin ρc normalisoitu impedanssi $z = z_A \cdot S$. Jos yksinkertaisuuden vuoksi oletetaan, että putki muutoksen jälkeen on ääretön tai päättyy kaiuttomasti, $Z = \rho c$ ja $z = 1$ eli $z_A = 1/S$. Kompleksiset heijastus- ja läpäisy-suhteet saavat muodot

$$R = \frac{S_1/S_2 - 1}{S_1/S_2 + 1} \quad (9.3)$$

$$T = \frac{4S_1S_2}{(S_1 + S_2)^2} \quad (9.4)$$

Tämä pätee molempiin suuntiin, sekä poikkipinnan laajentuessa että supistuessa. Esimerkiksi jos putki laajenee 10-kertaiseksi tai supistuu 1/10:aan, n. 20 % tehosta jatkaa muutoskohdasta eteenpäin ja sen vaimennukseksi tulee 5 dB.



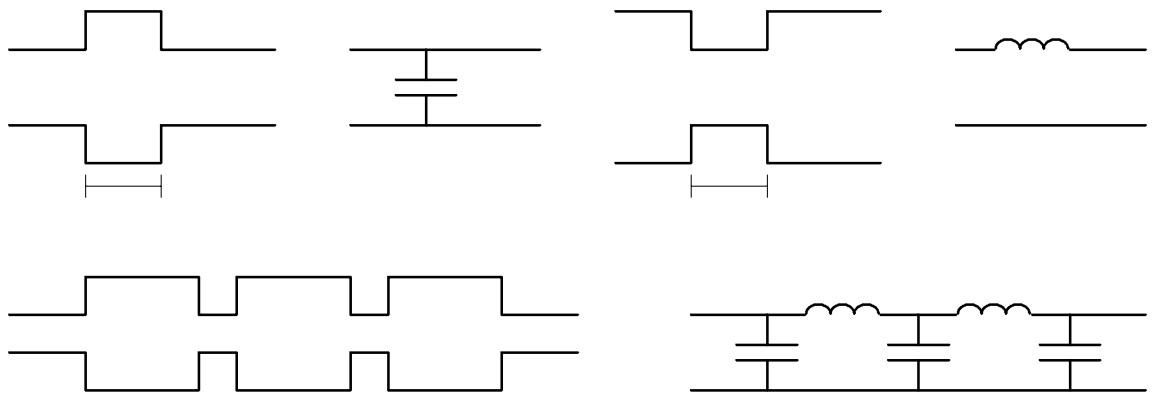
Kuva 9.7. Putken poikkipinnan muutokset ovat yksinkertaisin reaktiivinen vaimennuselementti.

Seuraava askel on liittää kaksi eri suuntiin tapahtuvaa poikkipinnan muutosta peräkkäin (kuva 9.8). Jos ne ovat huomattavasti aallonpituutta lähempänä toisiaan, kyseessä ovat akustinen "kondensaattori" tai "kela". Tarvitsematta erikseen laskea kapasitanssia tai induktanssia, tehöläpäisy suhde saa yleisessä tapauksessa muodon

$$\tau = \frac{4}{4 \cos^2(2\pi L/\lambda) + \left(\frac{S_1}{S} + \frac{S}{S_1}\right) \sin^2(2\pi L/\lambda)} \quad (9.5)$$

Yhtälö pätee molemmille elementeille, koska se ei riipu siitä, onko S_1 suurempi vai pienempi kuin S . Jos kaksi perättäistä poikkipinnan muutosta eivät ole aallonpituuteen nähden lähellä toisiaan, tullaan kynnykselle, jossa matematiikka hankaloituu huomattavasti.

Vain esimerkinomaisesti esitetään tässä kokonaisen, monesta muutos-elementistä koostuvan vaimentimen laskennan suoritus. Impedanssia seurataan takaperin pätekuormituksesta äänilähteeseen päin. Viimeisen muutoskohdan impedanssimuutos on $Z_{A1} = S_1/S_2 \cdot Z_{A2}$ ja heijastussuhde sen kohdalla yhtälön (9.3) muotoinen. Tätä impedanssia siirretään taaksepäin kahden muutoskohdan välimatkan L verran yhtälöllä



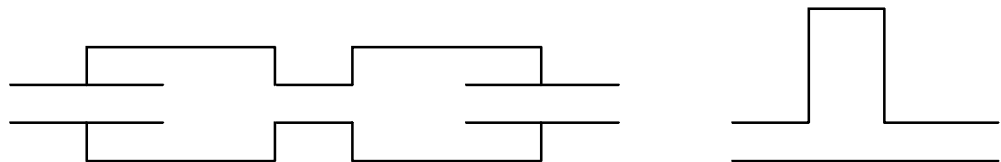
Kuva 9.8. Putken levennys on rinnakkaiskapasitanssi, kavennus sarjainduktanssi. Kytkemällä näitä peräkkäin saadaan tehokas LC-tyyppinen alipäästösuodatin.

$$\mathbf{Z}(-L) = \frac{\mathbf{Z} \cos(2\pi L/\lambda) - j \sin(2\pi L/\lambda)}{\cos(2\pi L/\lambda) - j\mathbf{Z} \sin(2\pi L/\lambda)} \quad (9.6)$$

Tämän jälkeen lasketaan uusi poikkipinnan muutoksen vaikutus impedanssiin skaalaamalla jälleen pintojen suhteella, siirretään taas impedanssia taaksepäin jne. Kun koko putkiston muodostama ketju on käyty läpi, voidaan muodostaa heijastus- ja tehonläpäisysuhde vakioyhtälöillä. Kaikki laskentasuureet ovat taajuuden funktioita (aallonpituuden λ kautta) eli ketjun laskenta on toistettava kaikilla halutuilla taajuuksilla. Lisäksi impedanssit ja heijastussuhteet ovat aina kompleksilukuja.

Putken jatke ontelon tulo- tai lähtöpuolella

Eräs tavallinen reaktiivisissa vaimentimissa käytetty elementti on kapeamman putkenosan jatke leveämmän ontelon tulo- tai lähtöpuolella (kuva 9.9).



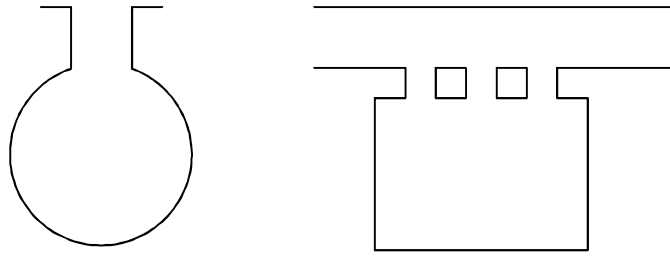
Kuva 9.9. Putken jatke ontelon tulo- ja lähtöpuolella ovat putken sivuhaaran sovelluksia.

Sisäänvedetyn putken suulta katsoen kumpikin leveämmän ontelon umpikujaisuus voidaan analyysiä ja mitoitusta varten tulkita putken sivuhaaraksi. Pää- ja sivuhaarojen impedanssit kytkeytyvät risteyskohdasta katsoen rinnan ja niiden yhdistetty impedanssi lasketaan käänteisarvojen summana

$$\frac{1}{\mathbf{Z}} = \frac{1}{\mathbf{Z}_1} + \frac{1}{\mathbf{Z}_2} \quad (9.7)$$

Helmholtz-resonaattori

Kaikkein yksinkertaisin akustinen resonaattori on Helmholtzin resonaattori. Se koostuu perusmuodossaan aallonpituutta pienemmästä ontelosta ja kapeasta kaulaosasta, jonka kautta ontelo on yhteydessä muuhun äänikenttään (kuva 9.10). Tyhjäan pulloon puhaltaminen lie-nee tutuin esimerkki Helmholtz-resonaattorista.



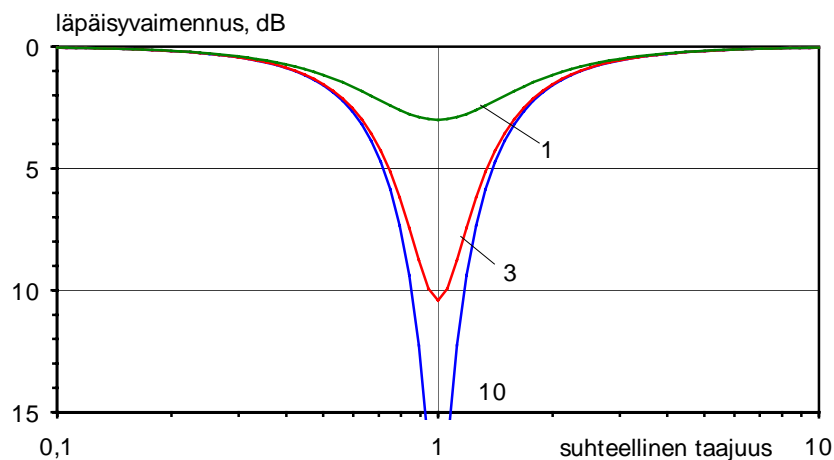
Kuva 9.10. Helmholtzin resonaattorin perusmuoto on ”pullo”. Vaimenninsovelluksissa kaula voi olla moniosainen.

Resonaattorin ontelo on akustinen kapasitanssi C ja kaula akustinen induktanssi L . Kaulaosan kitkahäviöt tai ontelon seinillä oleva vaimennusmateriaali vastaavat piirin resistanssista R . Koko ”pullo” muodostaa sarjaresonanssipiirin, jolla on yksi resonanssitaajuus. Tällä taajuudella resonaattori on ulkopuolelta katsoen tehokas vaimennin (kuva 9.11). Resonaattorin impedanssi on

$$Z = j\omega L + \frac{1}{j\omega C} + R \quad (9.8)$$

sekä resonanssitaajuus ja piirin hyvyys:

$$f = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}}; Q = 2\pi LR \quad (9.9)$$

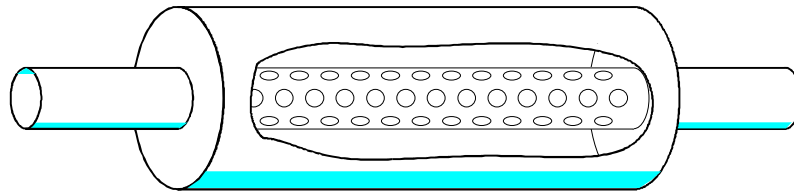


Kuva 9.11. Helmholtz-resonaattorin vaimennus, parametrina piirin hyvyys Q , jonka määrää resistanssi.

Putken rei'itys

Helmholtz-resonaattoria käytetään harvemmin sellaisenaan kanaviston sivuhaarana vaimentamassa yhtä tiettyä ei-toivottua taajuutta. Sen yleisin sovellus äänenvaimentimissa on reikälevy tai rei'itetty putki, jonka läpi kaasu ei virtaa (kuva 9.12). Jos kaasu päinvastoin virtaa rei'ityksen läpi, kyseessä on sen sijaan poikkipinnan äkillisen kavennuksen sovellus.

Rei'ityksen impedanssin laskennassa resonaattorin kaulan poikkipinta-ala on reikien yhteenlaskettu pinta-ala. Reikien tehollista pituutta lisättäessä käytetään sen sijaan yhden reiän alaa.



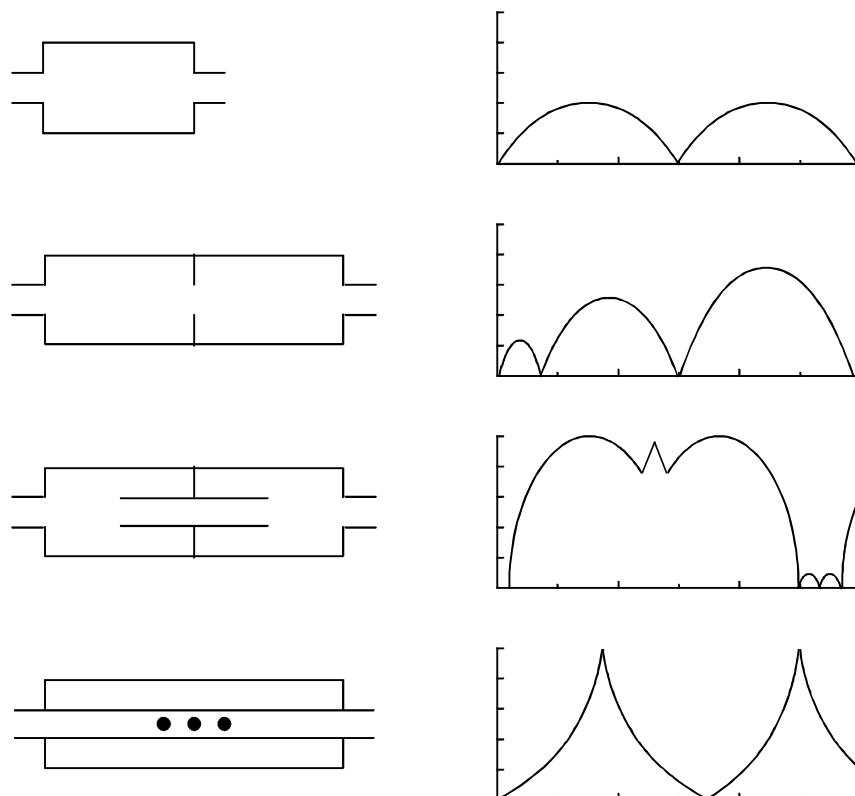
Kuva 9.12. Rei'itetty putki on Helmholtz-resonaattorin käytännön sovellus.

9.3.3 Ontelovaimentimen mitoittaminen

Kokoonpanon valinta

Eri tarpeisiin, eri melulähteille, taajuusalueille ja spektreille, sopivalle reaktiiviselle vaimentimelle ei ole ennalta olemassa yhtä tiettyä tai parasta ratkaisua. Vaatimukset täyttävä ratkaisu voidaan koota monella eri tavalla ja monen eri osan yhdistelmänä. Ratkaisua lähdetään hakemaan esimerkiksi käsikirjavihjeiden ja suunnittelijan oman kokemuksen pohjalta. Aikaisemmin tärkein suunnittelumenetelmä oli yksinkertaisesti yritys ja erehdys. Ratkaisua etsittiin kokeilemalla, tekemällä eri prototyypeille vaimennusmittauksia, muuttamalla osien mittoja ja mittaamalla uudestaan.

Tietokoneiden aika on tuonut merkittävän muutoksen tähän perinteiseen työtapaan. Hyvinkin monimutkaisia vaimenninyhdistelmiä voidaan mallintaa tarkasti tietokoneessa ja antaa sen ennustaa toteutuva vaimennus. Mallivaimentimen mittojen muuttaminen on vaivatonta ja uusi tulos saadaan välittömästi. Mallinnuksen aloitusyhdistelmän valinta perustuu kuten ennenkin suunnittelijan kokemukseen, mutta kokemuksen karttumisen on tietokoneen avulla ratkaisevasti aikaisempaa nopeampaa.



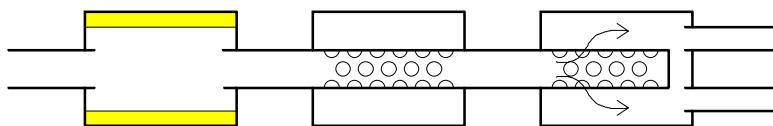
Kuva 9.13. Esimerkkejä yksinkertaisista reaktiivisista vaimentimista ja niiden läpäisyvaimennuksista; oikeanpuoleisissa kuvissa vaaka-akselilla taajuus (Hz) ja pystyakselilla vaimennus (dB).

Esimerkkejä vaimennuskäyristä

Kuvaan 9.13 on koottu muutamia esimerkkejä reaktiivisten vaimentimien perustyypeistä ja niillä saatavista vaimennuskäyristä. Melukirjallisuudesta on saatavana huomattavasti suurempikin joukko esimerkkejä. Käsikirjatietojen yleisenä puutteena on, että esimerkkikäyrän soveltaminen toiselle taajuudelle tai eri perusratkaisuiden yhdistäminen eivät ole itsestään selviä.

9.4 Yhdistelmävaimentimet

Useimmat laajakaistaiset tai suuritehoisiksi tarkoitetut vaimentimet käyttävät molempien pääperiaatteiden mukaisia osia, jolloin voidaan hyödyntää niiden parhaita puolia. Tuttu esimerkki on auton tai muun polttomoottorin äänenvaimennin. Tavallisesti reaktiivinen vaimennin varustetaan ääntäimevillä lisäelementeillä, jotka myös tasoittavat voimakkaasti vaihtelevaa vaimennuskäyrää eri taajuuksilla. Tyypillisesti suuremmat ontelot saatetaan verhoilla absorptiomateriaalilla, osa kapeammista putkista saatetaan reijittää tai virtaus valitaan kulkemaan paikoin reijitettyjen pintojen läpi (kuva 9.14).



Kuva 9.14. Kolme tapaa täydentää reaktiivista vaimenninta absorboivilla lisäelementeillä.

10 Äänieristys ja äänen absorptio

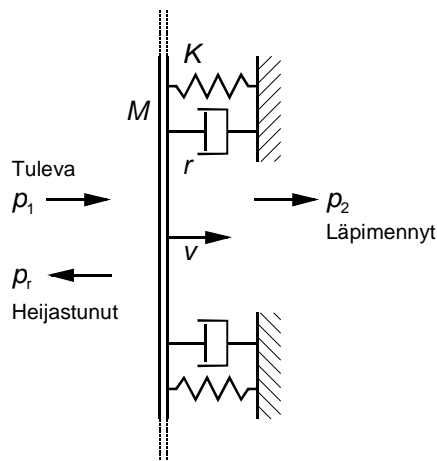
10.1 Yksikerrosrakenne

10.1.1 Massalaki

Kun ilmassa etenevä ääniaalto kohtaa kiinteää ainetta olevan välikerroksen, kuten väliseinän tai -pohjan, se ei voi jatkaa etenemistään tässä kerroksessa. Ääniaalto voi esiintyä vain kaasuissa ja nesteissä, mutta ei kiinteässä aineessa. Osa äänestä kuitenkin pääsee kulkemaan kerroksen läpi.

Akustinen energia joutuukin välillä muuttamaan olomuotoaan kiinteän aineen mekaaniseksi energiaksi eli värähtelyksi. Täsmällisemmin kiinteän rakenteen värähtely esiintyy lähinnä taiputusaaltona.

Äänieristyksen tarkastelu on kuitenkin tapana aloittaa vielä yksinkertaisemmasta ideaalisesta tapauksesta. Siinä tuleva ääniaalto on kohtisuoraan tuleva tasoaalto ja se kohdistuu täysin jäykkään ja äärettömän suureen välikerrokseen. Kerros on kuitenkin joustavasti ripustettu ja siksi se pystyy värähtelemään tulevan äänen tahdissa. Kerros värähtelee yhtenä kappaleena (kuva 10.1).



Kuva 10.1. Tasoaalto kohtaa kohtisuoraan äärettömän, jäykän, mutta joustavasti ripustetun taso-kerroksen, jonka pintamassa on M sekä ripustuksen joustavuus K ja resistanssi r .

Tasoaalto kohdistaa pintaan (ääni)paineen p_1 . Sen voimasta pinta värähtelee nopeudella v edestakaisin liikkuva pinta säteilee toiselle puolelle uuden ääniaallon, jonka äänipaine on p_2 . Välikerroksen värähtelynopeuden v määrää sen impedanssi Z

$$v = \frac{2p_1}{Z} \quad (10.1)$$

$$Z = j\omega M + \frac{K}{j\omega} + r + 2\rho c \quad (10.2)$$

missä M on välikerroksen pintamassa eli massa pinta-alayksikköä kohti [kg/m^2], K on vastaavasti jäykkyys ja r vaimennustermi pinta-alayksikköä kohti; $\omega = 2\pi f$, f on taajuus ja j imaginääriyksikkö. Ilman karakteristinen impedanssi ρc on mukana kahteen kertaan siksi, että värähtelevä levy luovuttaa osan värähtelyenergiastaan säteilemällä sen takaisin ääneksi

kummallekin puolelle, sekä etu- että jälkipuolelle. Jälkimmäiselle puolelle säteilty äänipaine p_2 saadaan yksinkertaisesti

$$p_2 = v \cdot \rho c \quad (10.3)$$

On huomattava, että hyvinkin vähäinen välikerroksen liike riittää kuultavan äänen säteilyyn. Esimerkiksi kohtuullisen voimakkaan 60 dB äänipainetason säteilyyn aiheuttaa vain 50 $\mu\text{m/s}$ värähtelynopeus, mikä vastaisi 1 kHz taajuudella vaivaista 8 nm liikepoikkeamaa!

Eristävyyttä ennakoiden muodostetaan läpäisysuhde

$$\tau = \frac{|p_2|^2}{|p_1|^2} = \frac{4(\rho c)^2}{(\omega M - K/\omega)^2 + (\omega_0 M \eta + 2\rho c)^2} \quad (10.4)$$

missä vaimennustermin sijaan on käytetty välikerroksen häviökerrointa

$$r = \omega_0 M \eta \quad (10.5)$$

ω_0 on kerroksen ominais- eli resonanssitaajuus, $= \sqrt{K/M}$ [vrt. myös yhtälöt (3.2), (3.3) ja (3.7)]. Varsinainen äänieristävyys on läpäisysuhteen käänteisluku desibeleinä:

$$R = 10 \lg(1/\tau) \quad (10.6)$$

Läpäisysuhdetta on tapana tarkastella kolmessa eri tapauksessa:

- 1) pienillä taajuuksilla, $\omega < \omega_0$ eli $f < f_0$;
- 2) ominaistaajuuden tienoilla $f \cong f_0$ ja
- 3) suurilla taajuuksilla, $f > f_0$.

Se onko joku tietty taajuus pieni tai suuri, riippuu suuresti välikerroksen laadusta. Lyhyesti todettuna: pienillä taajuuksilla käyttäytymisen määrää kerroksen jäykkyys ja ominaistaajuuden tienoilla sen häviöt. Käytännön rakenteilla ollaan kuitenkin useimmiten suurtaajuudessa tapauksessa. Tällöin yhtälö (10.4) supistuu yksinkertaiseen muotoon

$$\frac{1}{\tau} \cong \left(\frac{\pi f M}{\rho c} \right)^2 \quad (10.7)$$

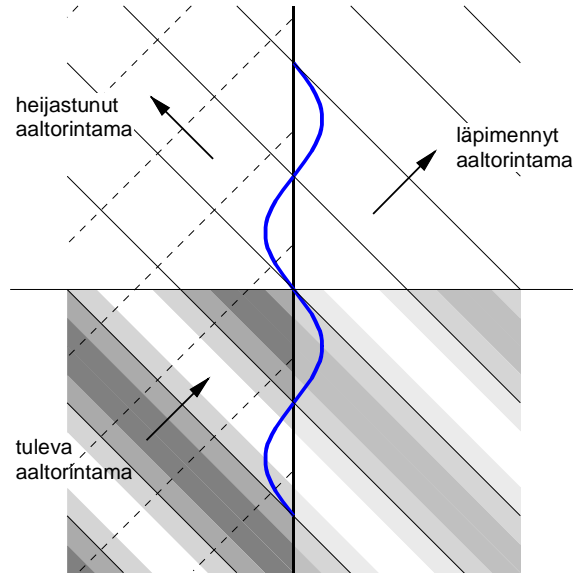
Kerroksen eristys R riippuu sen pintamassasta ja se kasvaa verrannollisena taajuuden neliöön. Eristys on käytännössä riippumaton jäykkyydestä ja häviöistä. Tämä yhtälö tunnetaan nimellä äänieristykseen *massalaki* (pinnan normaalin suuntaisesti tulevalle äänikentälle). Kirjoitettuna desibeleiksi

$$R = 20 \lg(fM) - 42 \quad [\text{dB}] \quad (10.8)$$

Massalaki on yksioikoinen yksinkertaistus. Todellisissa välikerroksissa esiintyy heti muitakin merkittäviä ilmiöitä, kun kerros on mitoiltaan äärellinen ja kun ääntä tulee muistakin suunnista kuin pinnan normaalin suunnasta. Siitä huolimatta massalakiin on tapana nojata hyvinkin monissa käytännön tapauksissa.

10.1.2 Joustava väliseinä

Seuraava askel eristyksen kuvaamisessa on olettaa saapuvalle ääniaallolle mielivaltainen vino tulokulma ja välikerrokselle elastista joustavuutta. Ääniaalto on edelleen muodoltaan tasoaalto ja kerros kooltaan äärettömän tasokerroksen (kuva 10.2).



Kuva 10.2. Vinossa kulmassa tuleva tasoaalto kohtaa joustavan äärettömän tasokerroksen.

Nyt matematiikka hypähtää rajusti raskaammaksi ja yleistajuisissa teksteissä kuvausta on tapana jatkaa pelkästään sanallisesti. Vain näytteeksi tässä esitetään ensimmäiset yhtälöt. Läpäisyysuhde saa tiiviin muodon

$$\tau = \left| \frac{2Z_r}{2Z_r + Z_p} \right|^2 \quad (10.9)$$

ja auki kirjoitettuna

$$\tau = \left| \frac{2 \frac{\rho c \omega}{\cos \theta}}{2 \frac{\rho c \omega}{\cos \theta} + B \eta k^4 \sin^4 \theta + jB(k_B^4 - k^4 \sin^4 \theta)} \right|^2 \quad (10.10)$$

missä $Z_r = \rho c / \cos \theta$ on äänikentän osuutta kuvaava ns. säteily- ja kenttäimpedanssi ja $Z_p = jB(k_B^4 - k^4 \sin^4 \theta) / \omega + B \eta k^4 \sin^4 \theta / \omega$ on paneelin mekaaninen impedanssi, missä $k_B^4 = \omega^2 M / B$. Levyn jäykkyyttä kuvaa taivutusjäykkyys B , ja k on äänen aaltoluku ilmassa $k = \omega / c$.

Koinsidenssi ja kriittinen taajuus

Jos tarkasteltava taajuus on suurempi kuin tietty kriittinen taajuus, esiintyy ns. koinsidenssi-ilmiö. Silloin ääniaallon tullessa koinsidenssikulman θ_c suunnasta ilmaäänen aaltoluvun pinnansuuntainen komponentti on sama kuin taivutusaallon aaltoluku levyssä. Läpäisyysuhde saa maksimi- ja eristävyys minimiarvon. Täsmällisesti: kriittisellä taajuudella $k = k_B$ ja koinsidenssitaajuudella $k \sin \theta_c = k_B$.

Yleistajuisesti ilmaistuna kriittisellä taajuudella äänennopeus ilmassa on yhtä suuri kuin taivutusaallon nopeus levyssä. Koinssidenssitaajuudella äänen näennäinen etenemisnopeus pinnan suunnassa (vektorin pinnansuuntainen komponentti) on sama kuin taivutusaallon nopeus. Kriittinen taajuus on siis koinssidenssi-ilmiön ja koinssidenssitaajuuden alaraja. Koinssidenssitaajuus sen sijaan vaihtelee äänen tulokulman mukaan.

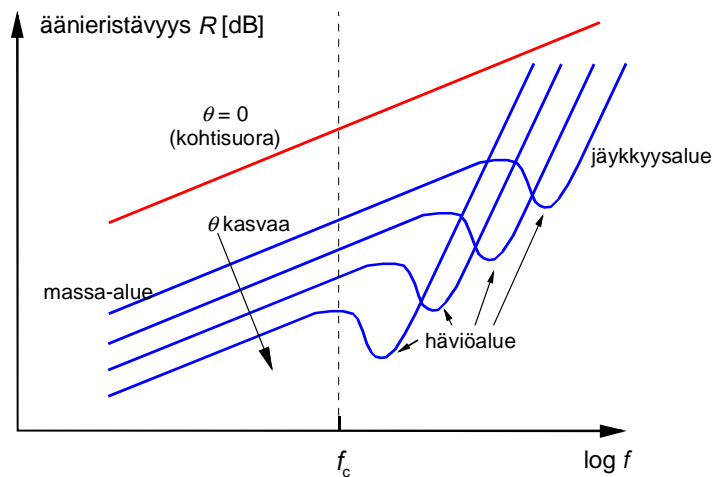
Koinssidenssi-ilmiön esiintyessä ääni läpäisee levykerroksen kaikkein helpoimmin, pienimmällä läpäisyvaimennuksella. Eristävyyden määräävä tekijä on tässä tapauksessa rakenteen häviökerroin. Esimerkkejä kriittisten taajuuksien lukuarvoista ovat betonin (300–50 mm) 70–400 Hz sekä lasin tai teräksen (10–2 mm) 1,3–5 kHz. Puun tai kipsin kriittiset taajuudet ovat samoilla materiaalipaksuuksilla jonkin verran lasia ja metallia suurempia.

Diffuusi äänikenttä

Käytännössä ääntä tulee eristävään pintaan yhtäaikaan useista eri suunnista. Eristävyys on eri suuntien osalta erilainen. Kokonaisilmiön matemaattinen mallintaminen muuttuu tässä tapauksessa jo erittäin työlääksi. Eristystä kuvataan tavallisesti empiirisellä, kokemusperäisellä tiedolla:

$$R = 20 \lg(fM) - 47 \quad [\text{dB}] \quad (10.11)$$

jota kutsutaan diffuusin äänikentän massalaiksi. Diffuusin kentän ja koinssidenssitaajuuden yhdistettyä vaikutusta äänieristävyyteen esittää kuva 10.3.



Kuva 10.3. Yksinkertaisen rakenteen äänieristävyys eri suunnista tuleville ääniaalloille: yleinen teoreettinen muoto. Kun tulokulma θ suurenee, koinssidenssitaajuus lähestyy kriittistä taajuutta f_c .

Äärellisen kokoisen kerroksen läpäisy

Edeltävä tarkastelu on edelleen kovin ideaalista, koska käytännön väliseinät ja -kerrokset eivät ole äärettömän suuria. Äärellisten paneelien reunat heijastavat siinä esiintyvän ja etenevän taivutusaallon takaisin. Paneelissa ilmenee samanlainen resonanssi ja seisova aalto kuin suljetussa putkessa (kohta 4.2.3), vain sillä erotuksella että seisova aalto ei ole yksi-, vaan kaksikulotteinen. Seisova taivutusaalto muodostaa taajuusalueessa resonanssin ja paikallisesti tarkasteltuna vuorotellen ylös-alas värähtelevän ruudukkokuviota, ”shakkilautakuviota”. Kullakin kerroksella on useita eri resonansseja taajuuksineen ja useita erilaisia värähtelykuviota eli -muotoja.

Tällaisen resonoivan paneelin vastetta saapuvalle ääniaallolle on kuvataan tavallisesti käytämällä seuraavaa kahta mekanismia:

- Tietyn taajuinen ja tietystä suunnasta tuleva ääniaalto ”pakottaa” paneelin taivutusaallon heräämään resonansseista ja värähtelymuodoista riippumatta omalla taajuudellaan ja oman aaltomuotonsa määräämällä tavalla; herännyt värähtelyvaste säteilee ääntä toiselle puolelle.
- Sopivasta suunnasta tulevan ääniaallon sopiva taajuuskomponentti sattuu sopivasti yksin paneelin jonkin värähtelymuodon kanssa; paneeli herää herkästi värähtelemään jollakin ominaisuudellaan eli resonanssillaan ja säteilee ääntä toiselle puolelle.

Erottelusta on hyötyä mielikuvien ja ymmärryksen kannalta. Jos herätteen kytkentä värähtelyvasteeseen, ”sopivuus”, on huono, värähtely on lähinnä ”pakonomaista”. Jos taas kytkentä on sopiva, värähtely on luontaista, ”resonoivaa”, helposti ilmenevää. Vastaavasti kummallakin osailmiöllä on periaatteessa oma toisesta poikkeava kyky säteillä ääntä. Yleensä pakotettu värähtely säteilee ääntä paremmin kuin resonoiva; jopa niin paljon paremmin, että pakkovärähtelyn merkitys eristävyteen on tavallisesti ratkaiseva.

Värähtelymuodot ja resonanssitaajuudet vaikuttavat myös jonkin verran käytännön paneelien äänieristykseen, mutta tämä vaikutus ei ole kovin merkittävä. Tämän takia resonanssien häviökertoimen kasvattamisella *ei yleensä ole vaikutusta*. Toisin sanoen: pääsääntöisesti äänieristystä ei kannata yrittää parantaa kerroksen vaimennusta lisäämällä. Häviökertoimella on merkitystä vain koinsidenssin kohdalla.

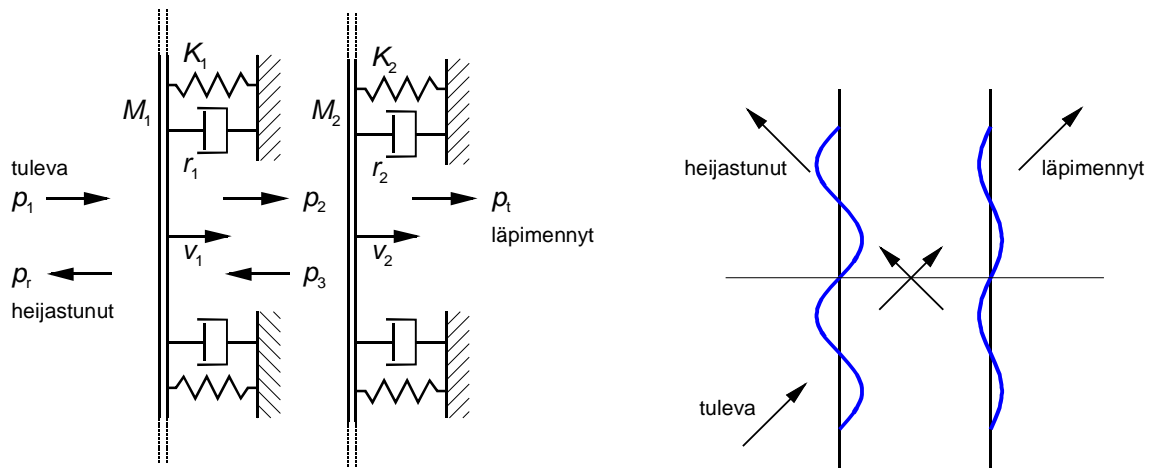
10.2 Monikerrosrakenteet

Äänieristystä voidaan periaatteessa yksinkertaisimmin parantaa suurentamalla välikerroksen massaa. Tämä keino on kuitenkin kovin tehoton ja nopeasti loppunkäytetty. Esimerkiksi materiaalipaksuuden kasvattaminen vaikkapa vaihtamalla 1 mm teräslevyn tilalle 2 mm levy tai 150 mm betoniseinän tilalle 300 mm seinä parantaa äänieristystä (enintään) vain 6 dB.

Usein äänieristyksen tai meluntorjunnan ongelmatilanteissa halutaan paljon suurempaa parannusta. Mutta lisäksi eristävien välikerrosten toivotaan hyvin usein olevan mahdollisimman kevyitä, muista kuin akustisista syistä. On selvää, että yksinkertainen rakenne ei useinkaan kelpaa. Tavallisin ratkaisu on käyttää rakennetta, jossa on kaksi eristävää kerrosta ja niiden välissä ilman tai muun kevyen materiaalin täyttämä välitila tai -ontelo.

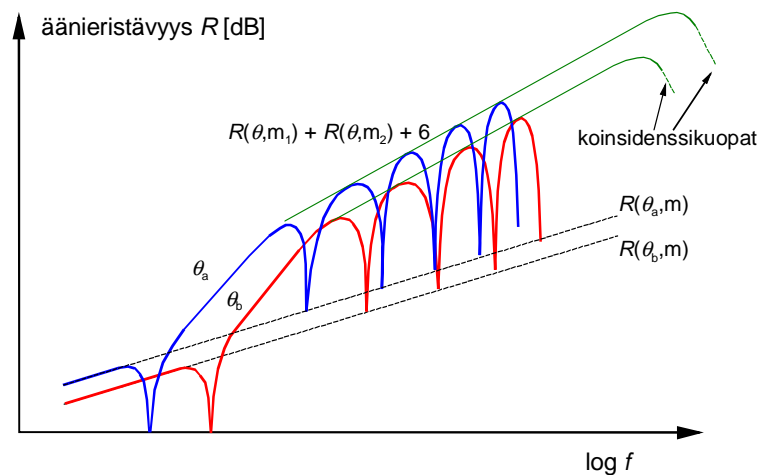
Olisi kovin edullista, jos kokonaisuuden äänieristävyys olisi erillisten kerrosten eristävyysien summa. Käytännössä eristys on kuitenkin paljon huonompi, koska välitilassa oleva ilma kytkee eristyskerrokset akustisesti toisiinsa. Tällaisen kerrosrakenteen (kuva 10.4) matemaattinen mallintaminen on jälleen hyvin vaativa tehtävä. Käytännössä nojaututaan usein kokemusperäiseen tietoon.

Yleistetty eristävyden muoto on esitetty kuvassa 10.5 [2]. Pienimmillä taajuuksilla rakenne käyttäytyy kuin yksikerrosrakenne, jonka massa on kerrosten massojen summa. Vaimennuksella ei ole merkitystä. Seuraavaksi taajuusakselilla näkyy massa-ilma-massa -yhdistelmän akustinen resonanssi. Kuopan syvyyden määrää lähinnä levyjen vaimennus, mutta jos se on vähäinen ilman karakteristiseen impedanssiin nähden eikä akustista vaimennusta ole, ääni pääsee rakenteen läpi (lähes) vaimentumatta. Tilannetta voidaan parantaa valitsemalla kerroksille erisuuret massat.



Kuva 10.4. Kaksinkertaisen, äärettömän suuren eristysrakenteen ideaalisia malleja: (vasen) mekaaninen, kohtisuora tulokulma, (oikea) aaltoakustinen, vino tulokulma.

Perusresonanssin yläpuolella eristävyys paranee ensin jyrkästi. Seuraavaksi ilmestyvät välitilan akustiset resonanssit taajuuksilla, joilla välitila ei enää ole paljon äänen aallonpituutta kaapeampi. Eristävyyskäyrä vaihtelee voimakkaasti. Maksimien kohdalla eristävyys on jopa 6 dB parempi kuin kahden täysin erillisen kerroksen eristävyysien summa. Minimit määräytyvät yksinkertaisen rakenteen ja massojen summan mukaan. Päinvastoin kuin edellä, tällä alueella taas onkin edullisinta valita kerrosten massat samoiksi. Lopuksi ylimpänä tulee vastaan koinsidenssi-ilmiö.



Kuva 10.5. Kaksinkertaisen rakenteen periaatteellinen äänieristävyys kahdella tulokulmalla; välitilassa ei häviöitä.

10.3 Äänikentän vaimennus

Äänen edetessä kohti mahdollisen häiriön kohdetta voidaan viimeisessä, vastaanottavassa tilassa sitä vielä hieman vaimentaa. Kun tilan pintojen absorptiota listään, siinä esiintyvä äänipainetaso pienenee. Absorboiminen ei kuitenkaan ole tehokas meluntorjuntakeino, vaikka se saattaakin joskus olla ainoa käytännöllinen keino.

Jos vastaanottavan huoneen tai muun tilan pintojen kokonaisala on S , ja pintojen keskimääräinen absorptiosuhde α , tilan kokonaisabsorptioala on

$$A = S\alpha \quad (10.12)$$

Tilassa vallitseva, yleensä ainakin jossain määrin sekoittunut äänikenttä, jonka keskimääräinen äänipaine on p , kohdistaa rajapintoihin tulevan äänitehon

$$P_i = \frac{p^2}{4\rho c} S \quad (10.13)$$

Absorptiosuhteen määritelmä on $\alpha = P_\alpha/P_i$, missä P_α on absorboitunut ääniteho. Jälkimmäinen on vastaavasti

$$P_\alpha = \frac{p^2}{4\rho c} A \quad (10.14)$$

Energiatasapainon takia pintojen absorboiman äänitehon on oltava sama kuin huoneeseen tuleva, äänilähteiden synnyttämä ääniteho. Kun tämä kirjoitetaan äänipaine- ja äänitehota-son avulla desibeliyhtälöksi ja ratkaistaan keskimääräinen äänipainetaso

$$L_p = L_W - 10 \lg A - 6 \quad [\text{dB}] \quad (10.15)$$

Kun teho pysyy vakiona ja absorptioalaa kasvatetaan, äänipainetaso pienenee yksinkertaisesti

$$\Delta L_p = L_{p1} - L_{p2} = 10 \lg(A_2 / A_1) = 10 \lg(\alpha_2 / \alpha_1) \quad [\text{dB}] \quad (10.16)$$

Äänitason alenema (tai absorptiomateriaalin tarvittava määrä) riippuu siitä, kuinka kovapintainen vaimennettava lähtötilanne on. Kovapintaisen tilan keskimääräinen absorptiosuhde on hyvin tyypillisesti välillä 0,1...0,3. Vaikka tilaa absorboitaisiinkin voimakkaasti, on käytännössä hyvin vaikeaa päästä suurempaan absorptiosuhteeseen kuin 0,5–0,6. Tavallisesti vähintäänkin tilan lattia on jätettävä kovaksi. Alunperin kovaseinäisen tilan saavutettava vaimennus asettuu näin useimmiten välille 3–5 dB. Jonkin verran absorptiota sisältävässä tilassa tulos on yleensä heikompi.

Absorptioalan mittaamiseen ja tarvittavan lisäabsorption mitoittamiseen käytetään yleensä *jälkikaiunta-ajan* käsitettä. Tunnettu Sabine'n yhtälö sitoo sen absorptioalaan ja tilan tilavuuteen V yksinkertaisesti

$$T = 0,161 \frac{V}{A} \quad (10.17)$$

Äänipainetason alenemaksi saadaan alkuperäisen ja lopullisen jälkikaiunta-ajan avulla

$$\Delta L_p = 10 \lg(T_1 / T_2) \quad [\text{dB}] \quad (10.18)$$

Esimerkiksi jos jälkikaiunta-aika saadaan lyhenemään puoleen, äänitaso laskee 3 dB.

Tavallisesti absorptiota käytetään äänen etenemisketjun viimeisessä vaiheessa, vastaanottavassa huonetilassa. Samat säännöt pätevät yleensä myös aikaisemmissa vaiheissa, esimerkiksi äänieristävän seinämän lähtöpuolella. Tämänkin tilan absorboiminen aiheuttaa vastaavan, käytännössä siis suhteellisen vähäisen vaimentumisen.

10.4 Käytännön sovellusesimerkki: venemoottorin melun vaimennus

Tämän katsauksen lopuksi esitetään yksi käytännön esimerkki tavallisen kulkuvälineen vaimennus- ja meluntorjuntaongelmasta, jonka ratkaisuun voidaan periaatteessa yrittää soveltaa useita edellä käsiteltyjä menetelmiä: perämoottoriveneen melun vaimentaminen. Tässä esimerkissä oletetaan, että pakoäänen vaimennus (kohta 9.4) on suhteellisen hyvä, jolloin pääasiallinen melu syntyy muita reittejä. Pakoääni olisi tässäkin tapauksessa alunperin ylivoimaisesti tärkein melun osa.

Lähtötiedot

Veneen (perä)moottorin tyypillinen perustaajuus on liikkeessa välillä 60 – 100 Hz. Tällä taajuudella on lisäksi tyypillisesti useita merkittäviä harmonisia eli perustaajuuden monikertoja, joten koko torjuttava taajuusalue on suhteellisen laaja. Perustaajuus on kuitenkin yleensä tärkein vaimennettava taajuuskomponentti. Se on äänen taajuudeksi varsin pieni, ja pääasiassa tästä syystä sen torjuminen on vaikeaa.

Tärinäeristys

Pienen taajuuden eli matalan äänen säteily moottorin äärellisen kokoisista pinnoista on tehontonta. Tehokkaasti säteilevän pinnan tulee olla mitoiltaan vähintään aallonpituuden suuruusluokkaa ($100 \text{ Hz} > 3,4 \text{ m}$). Ilmiö on tuttu monista soittimista: kitaran tai viulun kapea kieli säteilee ääntä itse hyvin huonosti, mutta kun sen värähtely kytketään soittimen runkoon eli äänikoppaan, säteily tehostuu huomattavasti. Samalla tavalla ääniraudan ääni saadaan kunnolla kuuluviin vasta painamalla se pöydän pintaan.

Tämän periaatteen mukaan on tärkeää estää äänen säteily veneen suurista pinnoista, jotka vastaavat perustaajuutta vastaavan aallonpituuden suuruusluokkaa. Moottorin kiinnityksen tärinäeristyksen tulee siis olla tehokas myös äänitaajuuksilla eikä vain itse koneen kierrosluvun määräämällä alimmalla tärinätaajuudella. Kyseeseen voi tulla liitoksen vaimennuksen (kohdat 6.1 tai 6.2.2) tai tärinäeristimen (kohta 7.1) sovellus.

Ilmaäänien absorptio

Suuremmilla taajuuskomponenteilla eli perustaajuuden ylemmillä harmonisilla moottorin oma koppa alkaa toimia hyvänä äänen säteilijänä. Lisäksi pieni osa säteilystä saattaa tapahtua moottorin imuaukon kautta. Ilmaääniksi jo päässeän äänen torjunta on näiden osalta keskitaajuusalueellakin vaikeaa, pääasiassa koska käytettävissä olevat materiaalit ja rakenteiden dimensiot ovat rajallisia.

Mikäli moottori oletetaan ulkopuolisen tahon valmistamaksi ja siten toimien ulkopuolelle jääväksi, ainoa tehokas tapa vaimentaa ilmaääntä on koteloida moottori tiiviisti kokonaan erillisellä kopalla. Mikäli tämä ei muista syistä ei ole mahdollista, torjuntakeinot käyvät vähiin ja jäävät suhteellisen tehottomiksi. Jos esimerkiksi oletetaan seuraavaksi, että moottoria ympäröivästä avaruuskulmasta puolet voidaan varustaa täysin absorboivalla pinnalla, moottorin keskimääräinen tehosäteily vähenisi vain 3 dB. Avoimeen suuntaan ei kuitenkaan tällä tavoin saataisi mitään vaimennusta.

On hyvin epätodennäköistä, että laajalla taajuusalueella lähes täysin absorboiva pintaa voidaan käytännössä toteuttaa. Absorboivan kerroksen tulisi olla hyvin huokoista ja perustaajuudella vähintään 250 – 300 mm paksua. Lisäksi sen tulisi olla pinnaltaan kestävä, ja joko vesitiivistä tai vettä hyvin läpäisevää. Vesi ei saisi päästä ja jäädä ilmalle tarkoitettuihin huokosiin.

Parhaat absorptiomateriaalit, mineraalivillat ja vaahtomuovit tuskin tulisivat sellaisinaan kysymykseen. Niiden pinnoittaminen vesitiiviiksi huonontaisi niiden toimintaa. Tosin keski-
taajuuksilla muutaman senttimetrin paksuinen mekaanisesti pehmeä pinta (esimerkiksi kumityyppinen materiaali) voisi parhaimmillaan absorboida suhteellisen hyvin, n. 0,5–0,7 absorptiosuhteella.

Ilmaäänien etenemisen estäminen

Jos moottori ”upotetaan” kaikilta sivuiltaan suljettuun ”kaivoon”, saadaan syntyvä ääniteho säteilemään jossain määrin lähinnä avoimeksi jäävään suuntaan eli ylöspäin. Jos kaivo on kovapintainen, ei edellä mainittua, n. 3 dB vaimennusta esiinny, vaan kaikki ääniteho virtaa ulos kaivosta. Kaivon pohja heijastaa ääntä valonheittimen peilin tapaan, ja avoimeen suuntaan esiintyy melun vahvistumista. Kaivo ei siksi saisi olla takaa auki, koska silloin tähänkään suuntaan ei saataisi vaimennusta, vaan lievä vahvistus. Lisäksi veden pinta heijastaa ääntä täydellisesti.

Jos kaivo on sivuilta umpinainen ja sen reunat ulottuvat moottorin yläpintaa korkeammalle, saadaan sivuille päin pienehkö, muutaman desibelin estevaimennus. Hyvään estevaimennukseen tarvittaisiin pienen perustaajuuden takia vähintään n. 0,5 m korkuiset kaivon seinämät sekä seinien sisäpintojen varustaminen yllä esitellyllä absorptiopinnalla.

Ilmaäänien eristys kopalla

Näin ollen kohtuullista äänenvaimennusta tavoiteltaessa ainoaksi mahdollisuudeksi jää mahdollisimman umpinainen kotelo. Toisin sanoen kaivo tulisi peittää kattavalla ja tiiviillä kannella tai kopalla päältä ja pyrkiä ulottamaan se myös takapuolelle. Kopan äänieristys määräytyisi muuten eristävän kerrosten lukumäärästä ja massasta, mutta aukon suuntaan eristys olisi likipitään olematon. Tältä osin tilannetta parantaa hieman, jos kopan sisäpinnat ovat mahdollisimman kattavasti absorboivaa materiaalia.

Koppaa tuskin voidaan toteuttaa niin tiukkana, että se olisi luvun 8 mukainen tiivis, jäykkyyteen perustuva kotelo. Jäljelle jää luvun 10 tavallinen ääntäeristävä kerros. Jos se tehdään yksinkertaisena, eristävän kovan ulkokerroksen tulee olla mahdollisimman painava. Mitoitus tehdään yhtälön (10.11) mukaan. Esimerkiksi 10 mm vaneri tuottaisi 100 Hz taajuudella vain n. 9 dB eristyksen (ja tämänkin vain, jos koppa on täysin umpinainen).

Painon suhteen optimoitu rakenne olisikin periaatteessa nelikerrosrakenne, jossa on sisältä ulos lueteltuna vuorotellen pehmeä, kova, pehmeä ja kova kerros. Sisin kerros on ilmaäänien absorbentti. Kovat kerrokset voisivat olla puuta, metallia tai muovia ym. Keskellä olevan pehmeän kerroksen lähes ainoa merkitys on olla mahdollisimman erilaista materiaalia kuin kovat kerrokset. Edellä esitetyn perusteella sen ei välttämättä tarvitse olla tärinävaimennuksen mielessä häviöllistä. Se ei kuitenkaan saa olla umpisoluista ja jäykkää, kuten esimerkiksi polyuretaani tai styrokso, koska ne kytkevät kovat kerrokset tehokkaasti yhdeksi jäykäksi kerrokseksi, jolloin kaksikerrosrakenteen edut menetetään.

Lähteet

Keskeiset lähteet

1. EMBLETON T F W, Mufflers. Teoksessa: *Handbook of noise and vibration*, toim. L L BERANEK. McGraw-Hill, New York 1971.
2. FAHY F, *Sound and structural vibration. Radiation, transmission and response*. Academic Press, Lontoo 1987. 309 s.
3. FAVRE B M & TYLER J, Quiet vehicle development. Teoksessa: *Transportation noise reference book*, toim. P M NELSON. Butterworths, Lontoo 1987. 00 s.
4. GOODMAN L E, Material damping and slip damping. Teoksessa: *Shock and vibration handbook*, toim. C M HARRIS & C E CREDE (2. p.). McGraw-Hill, New York 1976. Luku 36, 28 s.
5. HAKALA M K, KULLAA J, KIVENTO T & LINJAMA J, Mekaanisten värähtelyjen hallinta. Kirjallisuustutkimus. *VTT Tiedotteita* **1610**, Espoo 1994. 105 s.
6. KORENEV B G & REZNIKOV L M, *Dynamic vibration absorbers. Theory and technical applications*. Wiley, Chichester 1993. 296 s.
7. *Melu ja sen torjunta. Periaatteita ja sovellutuksia*. Työturvallisuuskeskus, Helsinki 1979. 139 s.
8. PLUNKETT R, Vibration control by applied damping treatments. Teoksessa: *Shock and vibration handbook*, toim. C M HARRIS & C E CREDE (2. p.). McGraw-Hill, New York 1976. Luku 37, 20 s.
9. PLUNT J, Damping technology for noise and vibration control. *Vibrationsdagen 1990*. IVA-SVIB, Tukholma 28.11.1990. 14 s.
10. REED F E, Dynamic vibration absorbers and auxiliary mass dampers. Teoksessa: *Shock and vibration handbook*, toim. C M HARRIS & C E CREDE (2. p.). McGraw-Hill, New York 1976. Luku 6, 38 s.
11. SUN Z & HILDEBRAND M, Damping with multimaterial technology. *VTT Tiedotteita* **1529**. Espoo 1993. 32 s.

Muut lähteet

12. AALTIO I, ULLAKKO K & HÄNNINEN H, Properties of Fe-Al-Si high-damping steel. [tunnisteeton kopio]
13. AALTIO I, ULLAKKO K & HÄNNINEN H, Properties of NKK-SERENA damping steel. *TKK Materiaalitekniikan laboratorio, julkaisu* **MTR 2/95**. Espoo 1995. 41 s.
14. ABÉ M & FUJINO Y, Dynamic characterization of multiple tuned mass dampers and some design formulas. *Earthquake Eng Struct Dyn* **23**(1994), 813–835.
15. ABÉ M & IGUSA T, Tuned mass dampers for structures with closely spaced natural frequencies. *Earthquake Eng Struct Dyn* **24**(1995), 247–261.
16. ABÉ M, Tuned mass dampers for structures with bilinear hysteresis. *J Eng Mech* **122**(1996)8, 797–800.
17. AGUIRRE M & SÁNCHEZ A R, Structural seismic damper. *J Struct Eng* **118**(1992)5, 1158–1171.
18. AIDA T, TODA S, OGAWA N & IMADA Y, Vibration control of beams by beam type dynamic vibration absorbers. *J Eng Mech* **118**(1992)2, 248–258.
19. BACKHOLM M, Henkilökohtaiset tiedonannot. Vibkon Oy, Helsinki 2000–01.
20. BAILEY T & SEMERCIGIL S E, A passive controller for flexible L-structures. *J Sound Vib* **173**(1994)1, 131–136.
21. BALENDRA T, WANG C M & CHEONG H F, Effectiveness of tuned liquid column dampers for vibration control of towers. *Eng Struct* **17**(1995)9, 668–675.

22. BAPAT C N & SANKAR S, Single unit impact damper in free and forced vibration. *J Sound Vib* **99**(1985), 85–94. [toistaiseksi toisen käden lähde]
23. BAPAT C N, The general motion of an inclined impact damper with friction. *J Sound Vib* **184**(1995)3, 417–427.
24. BASS D & FRIIS D, Roll reduction for small fishing boats. *Oceanic Eng Int* **1**(1997)1, 16–24.
25. BRANDER T, Muovattavat kerroslevyt keventävät rakennetta. *Konepajamies* **1991**:11, 22–23.
26. BRENNAN M J, Characteristics of a wideband vibration neutralizer. *Noise Control Eng J* **45** (1997)5, 201–207.
27. BUTT A S & AKL F A, Experimental analysis of impact-damped flexible beams. *J Eng Mech* **1997**:4, 376–383.
28. BUTT A S & AKL F A, Numerical model of impact-damped continuous systems. *J Eng Mech* **1997**:4, 384–392.
29. CEMPEL C & LOTZ G, Efficiency of vibrational energy dissipation by moving shot. *J Struct Eng* **119**(1993)9, 2642–2652.
30. CHEN L A & SEMERCIGIL S E, A beam-like damper for attenuating transient vibrations of light structures. *J Sound Vib* **164**(1993)1, 53–65.
31. CHEN Y-H & LIN C-Y, Structural analysis and optimal design of a dynamic absorbing beam. *J Sound Vib* **212**(1998)5, 759–769.
32. CHOW L C, LEUNG R C N & PINNINGTON R J, An investigation of an elastic sandwich damping treatment for high temperature use. *J Sound Vib* **184**(1995)2, 299–310.
33. COLLETTE F S, A combined tuned absorber and pendulum impact damper under random excitation. *J Sound Vib* **216**(1998)2, 199–213.
34. DAS A K & DEY S S, Effects of tuned mass dampers on random response of bridges. *Computers Struct* **43**(1992)4, 745–750.
35. FERRI A A & HECK B S, Analytical investigation of damping enhancement using active and passive structural joints. *J Guidance Control Dyn* **15**(1992)5, 1258–1264.
36. FU Y & KASAI K, Comparative study of frames using viscoelastic and viscous dampers. *J Struct Eng* **1998**:5, 513–522.
37. FUJINO Y, SUN L, PACHECO B M & CHAISERI P, Tuned liquid damper (TLD) for suppressing horizontal motion of structures. *J Eng Mech* **118**(1992)10, 2017–2030.
38. FUJINO Y & SUN L M, Vibration control by multiple tuned liquid dampers (MTLDs). *J Eng Mech* **119**(1993)12, 3482–3502.
39. GADE S, ZAVERI K, KONSTANTIN-HANSEN H & HERLUFSEN H, Stress/strain measurements of viscoelastic materials. *Sound & Vibration* **1995**:3, 16–19.
40. GHONEIM H, Fluid surface damping versus constrained layer damping for vibration suppression of simply supported beams. *Smart Mater Struct* **6**(1997), 40–46.
41. GLUCK N, REINHORN A M, GLUCK J & LEVY R, Design of supplemental dampers for control of structures. *J Struct Eng* **122**(1996)12, 1394–1399.
42. HAGOOD N & VON FLOTOW A, Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks. *J Sound Vib* **146**(1991)2, 243–268.
43. HARRISON J C & TALKE F E, Design of laminar dampers to achieve an advantageous compromise between tuned and constrained layer damping behaviour. *Mach Vib* **1995**:4, 51–59.
44. HITCHCOCK P A, KWOK K S C, WATKINS R D & SAMALI B, Characteristics of liquid column vibration absorbers (LCVA). *Eng Struct* **19**(1997)2, osa I: 126–134, osa II: 135–144.
45. IGUSA T & XU K, Vibration control using multiple tuned mass dampers. *J Sound Vib* **175** (1994)4, 491–503.

46. INAUDI J A & KELLY J M, Mass damper using friction-dissipating devices. *J Eng Mech* **121**(1995)1, 142–149.
47. JOLLY M R & SUN J Q, Passive tuned vibration absorbers for sound radiation reduction from vibrating panels. *J Sound Vib* **191**(1996)4, 577–583.
48. JONES D I G, Reflections on damping technology at the end of the twentieth century. *J Sound Vib* **190**(1996)3, 449–462.
49. KAWAZOE K, KONO I, AIDA T, ASO T & EBISUDA K, Beam-type dynamic vibration absorber comprised of free-free beam. *J Eng Mech* **124**(1998)4, 476–479.
50. KIM N-E & GRIFFIN J H, A special element approach for calculating the vibratory response of adhesively bonded and composite structures. *J Sound Vib* **170**(1994)3, 377–395.
51. KOH C G, MAHATMA S & WANG C M, Reduction of structural vibrations by multiple-mode liquid dampers. *Eng Struct* **17**(1995)2, 122–128.
52. KOSS L L & MELBOURNE W H, Chain dampers for control of wind-induced vibration of tower and mast structures. *Eng Struct* **17**(1995)9, 622–625.
53. KUNG S-W & SINGH R, Vibration analysis of beams with multiple constrained layer damping patches. *J Sound Vib* **212**(1998)5, 781–805.
54. KWOK K C S & SAMALI B, Performance of tuned mass dampers under wind loads. *Eng Struct* **17**(1995)9, 655–667.
55. LARSON D S & FAFITIS A, Slip-stick steady-state solution for simple Coulomb-damped mass. *J Eng Mech* **121**(1995)2, 289–298.
56. LAW H H, ROSSITER P L, SIMON G P & KOSS L L, Characterization of mechanical vibration damping by piezoelectric materials. *J Sound Vib* **197**(1996)4, 489–513.
57. LESIEUTRE G A, Vibration damping and control using shunted piezoelectric materials. *Shock Vib Digest* **30**(1998)3, 187–195.
58. MA S & SEMERCIGIL S E, A modified passive tuned absorber for secondary systems under random excitation. *J Sound Vib* **208**(1997)3, 349–366.
59. MAGDENKOV V A, The new type of constrained vibration-damping coating. *J Low Freq Noise Vib* **15**(1996)3, 107–113.
60. MODI V J, WELT F & IRANI M B, On the suppression of vibrations using nutation dampers. *J Wind Eng Ind Aerodyn* **33**(1990), 273–282.
61. MODI V J & WELT F, On the nutation damping of fluid-structure interaction instabilities. *Int J Offshore Polar Eng* **1**(1991)3, 167–175.
62. MODI V J, WELT F & SETO M L, Control of wind-induced instabilities through application of nutation dampers: a brief overview. *Eng Struct* **17**(1995)9, 628–637.
63. NIINI E, Valurautojen vaimennuskyvyn ja lujouden yhdistämiseen liittyvän kokeellisen tutkimuksen tulokset. *TKK Valimotekniikan laboratorio*. Espoo 199?. [tunnisteeton kopio!]
64. OGAWA K, SAKAI Y & SAKAI F, Control of wind-induced vibrations using an impact mass damper. *J Wind Eng Ind Aerodyn* **41–44**(1992), 1881–1882.
65. POPPLEWELL N & LIAO M, Simple design procedure for optimum impact dampers. *J Sound Vib* **146**(1991)3, 519–526.
66. RANDALL S E, HALSTED D M & TAYLOR D L, Optimum vibration absorbers for linear damped systems. *J Mech Des* **103**(1981)10, 908–913.
67. REED D, YU J, YEH H & GARDARSSON S, Investigation of tuned liquid dampers under large amplitude excitation. *J Eng Mech* **124**(1998)4, 405–413.
68. RICE H J, Design of multiple vibration absorber systems using modal data. *J Sound Vib* **160** (1993)2, 378–385.

69. SAMALI B & KWOK K C S, Use of viscoelastic dampers in reducing wind- and earthquake-induced motion of building structures. *Eng Struct* **17**(1995)9, 639–654.
70. SATTINGER S S, Constrained-layer damping of global bending vibration modes of thin-walled beams. *Vibration control of mechanical structural, and fluid-structural systems. ASME PVP-Vol.* **202**(1990), 45–53.
71. SEMERCIGIL S E, LAMMERS D & YING Z, A new tuned vibration absorber for wide-band excitations. *J Sound Vib* **156**(1992)3, 445–459.
72. Sonar helps windpower tackle tonal noise. *Noise Vib Worldwide* **1994**:7, 13–17.
73. SONG S H & KOSS L L, Dynamic characteristics of an oil ball damp. *Modal Analysis* **8** (1993)4, 263–283.
74. SUNG C K & YU W S, Dynamics of a harmonically excited impact damper: Bifurcations and chaotic motion. *J Sound Vib* **158**(1992)2, 317–329.
75. TAMURA Y, FUJII K, OHTSUKI T, WAKAHARA T & KOHSAKA R, Effectiveness of tuned liquid dampers under wind excitation. *Eng Struct* **17**(1995)9, 609–621.
76. TENG T-L, LIANG C-C & LIAO C-C, Optimal design of a dynamic absorber using polymer-laminated steel sheets. *Computers & Structures* **60**(1996)6, 981–988.
77. THOMSEN J J, Vibration suppression by using self-arranging mass: Effects of adding restoring force. *J Sound Vib* **197**(1996)4, 403–425.
78. TSAI H-C & LING G-C, Explicit formulae for optimum absorber parameters for force-excited and viscously damped systems. *J Sound Vib* **176**(1994)5, 585–596.
79. UEDA T, NAKAGAKI R & KOSHIDA K, Suppression of wind-induced vibration of tower-shaped structures by dynamic dampers. *Struct Eng Int* 1993:1, 50–53.
80. ULLAKKO K, Mekaanista värehtelyä vaimentavat materiaalit. Materiaalien sovelluslähtöinen käyttö, teknologiaohjelman 1. tulosseminaari, Espoo 1995.
81. WARBURTON G B, Optimum absorber parameters for various combinations of response and excitation parameters. *Earthquake Eng Struct Dyn* **10**(1982), 381–401.
82. XUE S, TOBITA J, KURITA S & IZUMI M, Mechanics and dynamics of intelligent passive vibration control system. *J Eng Mech* **123**(1997)4, 322–327.
83. YAMADA T, TAKAMURA T, HASHIZUME S, ODAKE T, OMORI T & HATTORI K, New damping alloy “NKK SERENA”. *NKK Tech Rev* **65**(1992). 21–28.
84. YANG S, GIBSON R F, CROSBIE G M & ALLOR R L, Structural ceramics and their potential for noise and vibration control in engine components. *Modal Analysis* **1996**:12, 133–144.
85. YING Z & SEMERCIGIL S E, Response of a new tuned vibration absorber to an earthquake-like random excitation. *J Sound Vib* **150**(1991)3, 520–530.
86. YU Y-H, YANG B-S & NAKAGAWA N, An optimum passive vibration control of an elastic plate with an unconstrained viscoelastic damping layer. *Mach Vib* **1996**:5, 45–51.
87. ØRBECK F, Wave-excited hull vibration reduction using hull vibration damper. *Trans Int Marine Eng* **104**(199?), 131–147.

Liite 3: Tärinäneristimen yli siirtyvän runkoäänitehon määrittäminen

1 Tärinäneristimen yli siirtyvän runkoäänitehon määrittäminen

1.1 Tärinäneristimien dynaaminen jäykkyysohmatriisi

ISO 10846 -standardissa esikuormitetun tärinäneristimen mallintamiseen mittaustulosten avulla käytetään jäykkyysohmityyppisiä suureita [1]. Tärinäneristimen yleiseen käsitteelliseen karakterisointiin käytetään kolmea lohkoa: värähtelylähde, n kappaletta tärinäneristimiä, jotka muodostavat siirtoketjun, ja vastaanottavat rakenteet (Kuva 1).



Kuva 1. Värähtelylähteen, tärinäneristimien ja vastaanottavien rakenteiden muodostaman järjestelmän lohkoakaavio [1].

Tarkastellaan yhtä tärinäneristintä värähtelylähteen ja vastaanottavan rakenteen välissä. Värähtelylähde oletetaan kytketyksi yhdessä pisteessä tärinäneristimeen ja samoin tärinäneristin oletetaan kytketyksi yhdessä pisteessä vastaanottaviin rakenteisiin. Kummassakin kytkentäpisteessä vaikuttaa voimavektori F ja siirtymävektori u . Voimavektori sisältää kolme ortogonaalista voimaa ja kolme ortogonaalista momenttia. Samoin siirtymävektori sisältää kolme ortogonaalista translaatioliikkeen siirtymää ja kolme ortogonaalista rotaatioliikkeen siirtymää.

Yhden tärinäneristimen yksisuuntaisessa värähtelyssä tärinäneristimen tasapainotilan jäykkyysohmälöt, kun käytetään impedanssi- ja mobiliteettiparametrien määrittämiseen käytettyjä positiivisia suuntia (Kuva 2), ovat [1]:



Kuva 2. Järjestelmän sisäänmenon ja ulostulon nopeuden v ja voiman F positiiviset suunnat [2].

$$F_1 = k_{1,1}u_1 + k_{1,2}u_2, \quad (1)$$

$$F_2 = k_{2,1}u_1 + k_{2,2}u_2, \quad (2)$$

missä $k_{1,1}$ ja $k_{2,2}$ ovat syöttöpistejäykkyydet, kun tärinäneristimen liike on lukittu vastakkaisella puolella (estetty, siirtymä on nolla), ja $k_{1,2}$ ja $k_{2,1}$ ovat siirtojäykkyydet, kun tärinäneristimen liike on lukittu vastakkaisella puolella eli ne kuvaavat liikkumattomaksi lukitun puolen voiman suhdetta käyttävän puolen siirtymään. Passiivisilla tärinäneristimillä $k_{1,2} = k_{2,1}$, koska passiiviset lineaariset tärinäneristimet ovat resiprookkisia. Suurilla taajuuksilla yhtäsuuruus ei ole enää voimassa, koska tällöin syntyy lisähitausvoimia. Pienillä taajuuksilla vaikuttavat ainoastaan kimmo- ja vaimennusvoimat, jolloin kaikki k_{ij} -termit ovat yhtä suuria [1]. Yhtälöt (1) ja (2) ovat voimassa kullekin taajuudelle. Näissä yhtälöissä F_i ja u_i ovat voiman ja nopeuden osoittimet ja k_{ij} -termit ovat kompleksisia.

Matriisimuodossa yhtälöt (1) ja (2) ovat

$$\mathbf{F} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{u}, \quad (3)$$

missä dynaaminen jäykkyysmatriisi on

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{1,1} & k_{1,2} \\ k_{2,1} & k_{2,2} \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Tärinäneristin herättää vastaanottavaa rakennetta voimalla F_2 , joka saadaan vastaanotavan rakenteen dynaamisen syöttöpistejäykkyyden k_r avulla yhtälöstä

$$k_r = -\frac{F_2}{u_2}. \quad (5)$$

Miinusmerkki johtuu lohkokaaviossa (Kuva 1) valitun tärinäneristimen nopeuden u_2 positiivisen suunnan ja impedanssiparametrien määrittämisessä käytetyn ulostulon nopeuden v_2 positiivisen suunnan (Kuva 2) erosta. Eli yhtälöistä (1) ja (2) laskettu siirtymän u_2 positiivinen suunta on sama kuin ulostulon nopeuden v_2 positiivinen suunta (Kuva 2). Yhtälöistä (2) ja (5) saadaan voiman F_2 suuruudeksi [3]

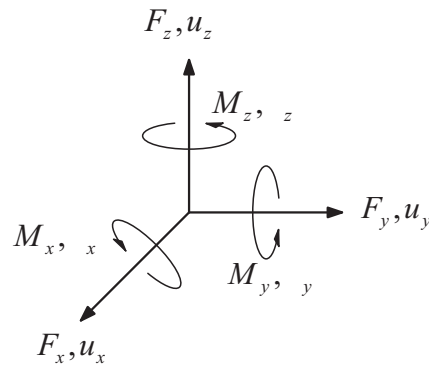
$$F_2 = \frac{k_{2,1}}{1 + \frac{k_{2,2}}{k_r}} u_1. \quad (6)$$

Yhtälöstä (6) nähdään, että tietyllä värähtelylähteen siirtymän arvolla u_1 voima F_2 riippuu sekä tärinäneristimen dynaamisesta syöttöpistejäykkyydestä $k_{2,2}$ että vastaanotavan rakenteen dynaamisesta syöttöpistejäykkyydestä k_r . Jos $|k_{2,2}| < 0,1 \cdot |k_r|$, niin F_2 on niin kutsutun lukitusvoiman likiarvo 10 %:n tarkkuudella eli [1]

$$F_2 \approx F_{2,\text{lukitus}} = k_{2,1} u_1. \quad (7)$$

Tärinäneristin on tehokas vain, jos sen molemmin puolin olevien rakenteiden dynaaminen jäykkyys on suuri. Yhtälö (7) kuvaa tilannetta vastaanottavan rakenteen puolella ja tähän perustuvat ISO 10846 -standardin mittaamenetelmät. Esikuormitetun tärinäneristimen dynaamisen siirtojäykkyyden $k_{21}(f)$ mittausta taajuuden f funktiona yhdessä suunnassa on paljon helpompaa kuin täyden jäykkyydsmatriisin tai täyden siirtomatriisin mittausta. Lisäksi dynaaminen siirtojäykkyys kuvaa edustavasti tärinäneristintä sen aiotuissa käyttöoloissa ja on tärkein suure määritettäessä tärinäneristimen läpi siirtyvää runkoäänitehoa [1], [3].

Jos kussakin liitoksessa voimia ja liikkeitä voidaan kuvata kuudella ortogonaalisella komponentilla (kolme translaatio- ja kolme rotaatiokomponenttia, Kuva 3), niin tärinäneristintä voidaan kuvata 12-porttina [3]. Suorakulmaisessa (karteesisessa)



Kuva 3. Suorakulmainen (karteesinen) koordinaatisto ja siinä käytetyt yleistettyjen voimien ja siirtymien merkinnät: F on voima, M momentti, u translaatiosiiirtymä ja γ kulmasiirtymä [1]. Alaindeksi ilmoittaa koordinaatiston akselin. Koordinaatiston akselit ovat x , y ja z .

koordinaatistossa tärinäneristimen sisäänmenon yleistetty siirtymävektori, jonka komponentit ovat 3 translaatiosiiirtymää (u_{1x} , u_{1y} ja u_{1z}) ja 3 rotaation kulmasiirtymää (γ_{1x} , γ_{1y} ja γ_{1z}), on [1]

$$\mathbf{u}_1 = \{u_{1x}, u_{1y}, u_{1z}, \gamma_{1x}, \gamma_{1y}, \gamma_{1z}\}^T \quad (8)$$

ja samoin ulostulon yleistetty siirtymävektori on

$$\mathbf{u}_2 = \{u_{2x}, u_{2y}, u_{2z}, \gamma_{2x}, \gamma_{2y}, \gamma_{2z}\}^T. \quad (9)$$

Tärinäneristimen sisäänmenon yleistetty voimavektori, jonka komponentit ovat 3 translaatiovoimaa F_{ij} ja kolme momenttia M_{ij} , on

$$\mathbf{F}_1 = \{F_{1x}, F_{1y}, F_{1z}, M_{1x}, M_{1y}, M_{1z}\}^T. \quad (10)$$

Tärinäneristimen ulostulon yleistetty voimavektori, jonka komponentit ovat liikkeen lukitsemiseen (estämiseen) tarvittavat 3 voimaa ja 3 momenttia, on [1]

$$\mathbf{F}_2 = \mathbf{F}_{2,\text{lukitus}} = \{F_{2x}, F_{2y}, F_{2z}, M_{2x}, M_{2y}, M_{2z}\}^T. \quad (11)$$

Käytettäessä yleistettyä voimaa ja siirtymää yhtälö (3) voidaan kirjoittaa tärinäneristimen vastakkaisissa päissä vaikuttavien voimien \mathbf{F}_1 ja \mathbf{F}_2 sekä vastakkaisten päiden siirtymien \mathbf{u}_1 ja \mathbf{u}_2 avulla matriisiyhtälön muotoon

$$\mathbf{F} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_1 \\ \mathbf{F}_2 \end{Bmatrix} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{u} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{11} & \mathbf{K}_{12} \\ \mathbf{K}_{21} & \mathbf{K}_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_1 \\ \mathbf{u}_2 \end{Bmatrix}. \quad (12)$$

Yhtälö (12) voidaan kirjoittaa komponenteittain auki muotoon

$$\begin{Bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{1z} \\ M_{1x} \\ M_{1y} \\ M_{1z} \\ F_{2x} \\ F_{2y} \\ F_{2z} \\ M_{2x} \\ M_{2y} \\ M_{2z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{1,1} & k_{1,2} & \cdots & k_{1,6} & k_{1,7} & k_{1,8} & \cdots & k_{1,12} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{6,1} & k_{6,2} & \cdots & k_{6,6} & k_{6,7} & k_{6,8} & \cdots & k_{6,12} \\ k_{7,1} & k_{7,2} & & k_{7,6} & k_{7,7} & k_{7,8} & & k_{7,12} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{12,1} & k_{12,2} & \cdots & k_{12,6} & k_{12,7} & & \cdots & k_{12,12} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{1x} \\ u_{1y} \\ u_{1z} \\ \gamma_{1x} \\ \gamma_{1y} \\ \gamma_{1z} \\ u_{2x} \\ u_{2y} \\ u_{2z} \\ \gamma_{2x} \\ \gamma_{2y} \\ \gamma_{2z} \end{Bmatrix}, \quad (13)$$

mistä näkyy 12×12 jäykkyysmatriisin alkioiden merkitys. Alamatriisin \mathbf{K}_{21} ja käyttävän puolen siirtymän \mathbf{u}_1 tulon avulla saadaan tarvittava yleistetty lukitusvoima \mathbf{F}_2

$$\begin{Bmatrix} F_{2x} \\ F_{2y} \\ F_{2z} \\ M_{2x} \\ M_{2y} \\ M_{2z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{F_{2x},u_{1x}} & k_{F_{2x},u_{1y}} & k_{F_{2x},u_{1z}} & k_{F_{2x},\gamma_{1x}} & k_{F_{2x},\gamma_{1y}} & k_{F_{2x},\gamma_{1z}} \\ k_{F_{2y},u_{1x}} & k_{F_{2y},u_{1y}} & k_{F_{2y},u_{1z}} & k_{F_{2y},\gamma_{1x}} & k_{F_{2y},\gamma_{1y}} & k_{F_{2y},\gamma_{1z}} \\ k_{F_{2z},u_{1x}} & k_{F_{2z},u_{1y}} & k_{F_{2z},u_{1z}} & k_{F_{2z},\gamma_{1x}} & k_{F_{2z},\gamma_{1y}} & k_{F_{2z},\gamma_{1z}} \\ k_{M_{2x},u_{1x}} & k_{M_{2x},u_{1y}} & k_{M_{2x},u_{1z}} & k_{M_{2x},\gamma_{1x}} & k_{M_{2x},\gamma_{1y}} & k_{M_{2x},\gamma_{1z}} \\ k_{M_{2y},u_{1x}} & k_{M_{2y},u_{1y}} & k_{M_{2y},u_{1z}} & k_{M_{2y},\gamma_{1x}} & k_{M_{2y},\gamma_{1y}} & k_{M_{2y},\gamma_{1z}} \\ k_{M_{2z},u_{1x}} & k_{M_{2z},u_{1y}} & k_{M_{2z},u_{1z}} & k_{M_{2z},\gamma_{1x}} & k_{M_{2z},\gamma_{1y}} & k_{M_{2z},\gamma_{1z}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{1x} \\ u_{1y} \\ u_{1z} \\ \gamma_{1x} \\ \gamma_{1y} \\ \gamma_{1z} \end{Bmatrix}. \quad (14)$$

Alamatriisin \mathbf{K}_{21} alkiolla on seuraava merkitys [1]:

esimerkiksi $k_{7,1} = k_{F_{2x},u_{1x}} = \frac{F_{2x,\text{lukitus}}}{u_{1x}}$ ja $k_{10,4} = k_{M_{2x},\gamma_{1x}} = \frac{M_{2x,\text{lukitus}}}{\gamma_{1x}}$, jne. Symmetriasta

johtuen suuri osa jäykkyysmatriisin alkiosta on nollia ja jotkut nollostasta eroavat alkiot voivat olla yhtä suuria. Tärinäneristimien jäykkyysmatriisin nollostasta eroavat alkiot neljälle tyypilliselle käytännössä esiintyvälle geometrisen rakenteen symmetrialle on esitetty kirjallisuusviitteessä [1].

Käytännössä riittää usein jäykkyysmatriisiin yksi, kaksi tai kolme diagonaalialkiota kuvaamaan tärinäneristimen translaatiosuuntien jäykkyysominaisuuksia. Tapauskohtaisesti täytyy harkita, mitkä translaatiosuunnat ovat merkittäviä sovelluksen kannalta [1]. Joskus tärinäneristimen ominaisuuksista ja geometrisesta muodosta johtuen tärinäneristimellä voi olla suuri poikittaisjäykkyys ja suuri rotaatiojäykkyys. Kun tällaista tärinäneristintä käytetään ohutseinämäisissä rakenteissa ja eristämään hyvin suuria taajuuksia, rotaatiokomponentit sisältävät siirtojäykkyydet voivat olla tärkeitä [1].

1.2 Yhdessä kytkentäpisteessä siirtyvä runkoääniteho

Runkoäänilähteellä energian siirtymisprosessissa vastaanottavaan rakenteeseen on kaksi tärkeää suuretta. Ne ovat värähtelyn amplitudi lähteen ja vastaanottavan rakenteen kytkentäpisteessä sekä rakenteeseen siirtyvä aktiivinen teho eli pätöteho. Molemmat suuret saadaan kompleksisen tehon, näennäistehon, avulla [4]. Kun värähtelylähde on kytketty yhdessä pisteessä vastaanottavaan rakenteeseen, siitä siirtyy rakenteeseen kompleksinen teho Q [5]

$$Q = P + iS = \frac{1}{2} F^* v_r, \quad (15)$$

missä F on vastaanottavaan rakenteeseen kytkentäpisteessä kohdistuva voima, F^* sen kompleksikonjugaatti, ja v_r on nopeus voiman suunnassa samassa pisteessä. Kompleksisen tehon Q reaali-osa P , aktiivinen teho, kuvaa rakenteeseen siirtyvää tehoa. Siinä voima ja nopeus ovat samassa vaiheessa. Imaginääriosa S , reaktiivinen teho, loisteho, on se osa kompleksista tehoa, jossa nopeudella ja voimalla on vaihesiirto $\pi/2$. Reaktiivinen teho muodostaa lähikentän kineettisen energian, joka virtaa kytkentäpisteen kautta edestakaisin lähteen ja rakenteen välillä. Lähikentän vaikutus ulottuu ainoastaan herätteen välittömään läheisyyteen. Aktiivinen teho vastaa kytkentäpisteen kautta rakenteeseen siirtyvää energiaa [4].

Vastaanottavan rakenteen syöttöpistemobiliteetin Y_r avulla saadaan kompleksiselle teholle Q yhtälö [4]

$$Q = \frac{1}{2} |F|^2 Y_r = \tilde{F}^2 Y_r, \quad (16)$$

missä \tilde{F} on kompleksisen voiman tehollisarvo. Kontaktpisteen värähtelynopeuden v_r avulla saadaan kompleksiselle teholle Q yhtälö [4]

$$Q = \frac{1}{2} \frac{|v_r|^2}{|Y_r|^2} Y_r = \frac{\tilde{v}_r^2}{|Y_r|^2} Y_r, \quad (17)$$

missä \tilde{v}_r on kytkentäpisteen kompleksisen värähtelynopeuden tehollisarvo. Petersson ja Gibbs [4] ehdottavat tehonsiirron kuvaamiseen kahta suuretta:

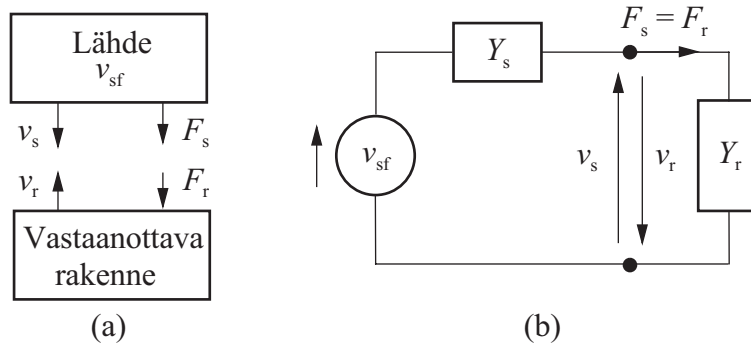
$$|v_r| = \sqrt{2|Q||Y_r|} \quad (18)$$

ja

$$P = \text{Re}[Q]. \quad (19)$$

Yhtälöistä (18) ja (19) nähdään, että täytyy tuntea kompleksinen teho Q ja vastaanottavan rakenteen syöttöpistemobiliteetti Y_r , jotta siirtyvä pätöteho P ja rakenteeseen syntyvä värähtelynopeus saadaan määritettyä.

Tarkastellaan tilannetta, jossa runkoäänilähde on kytketty rakenteeseen yhdessä pisteessä. Oletetaan lisäksi, että lähde herättää ainoastaan pystysuuntaisen translaatioliikkeen ja että poikittaisia tai momenttikomponentteja ei herää. Lähteestä rakenteeseen siirtyvän runkoäänitehon määrittämiseksi täytyy tuntea kytkentäpisteessä vaikuttava voima ja siihen syntyvä värähtelynopeus. Värähtelylähteen vastaanottavaan rakenteeseen kohdistama voima F_r ja sen synnyttämä värähtelynopeus v_r voidaan määrittää esimerkiksi nelinapamallilla tai Nortonin ekvivalenttipiirillä (Kuva 4).



Kuva 4. Värähtelylähteen ja vastaanottavan rakenteen kuvaus (a) nelinapamallilla ja (b) lineaarisella Nortonin ekvivalenttipiirillä [6]. Lähteen vapaa värähtelynopeus on v_{sf} , mobiliteetti Y_s ja lähde kohdistaa kytkentäpisteessä voiman $F_s = F_r$ rakenteeseen, jonka kuormituksen mobiliteetti on Y_r . Kytkentäpisteen värähtelynopeus on lähteen puolella v_s ja rakenteen puolella v_r .

Jos värähtelylähteen kiinnityspisteen vapaa värähtelyn nopeus on v_{sf} , sisäinen mobiliteetti Y_s ja lähde kohdistaa voiman F_r vastaanottavan rakenteen kuorman syöttöpistemobiliteettiin Y_r , saadaan Nortonin ekvivalenttipiiriin avulla voiman ja nopeuden yhtälöiksi

$$F_r = v_{sf} / (Y_s + Y_r) \quad (20)$$

ja

$$v_r = \frac{v_{sf}}{Y_s + Y_r} Y_r. \quad (21)$$

Sijoittamalla yhtälöt (20) ja (21) yhtälöön (15) saadaan siirtyvä kompleksinen teho Q

$$Q = \frac{1}{2} \frac{|v_{sf}|^2}{|Y_s + Y_r|^2} Y_r = \frac{\tilde{v}_{sf}^2}{|Y_s + Y_r|^2} Y_r. \quad (22)$$

Yhtälöissä (20)–(22) v_{sf} (\tilde{v}_{sf} on nopeuden tehollisarvo) on vapaasti värähtelevän lähteen värähtelyn nopeus kytkentäpisteessä. Lähde on vapaasti värähtelevä, kun sitä ei ole kytketty kytkentäpisteessä mihinkään. Vapaa värähtelyn nopeus kuvaa kvantitatiivisesti lähteen kaikkien sisäisten mekanismien synnyttämää värähtelyä. Se voidaan mitata, kun lähde toimii normaalisti kuormitettuna käyttöä vastaavalla pyörimisnopeudella vapaasti ripustettuna. Käytännössä lähes vapaa ripustus saavutetaan, kun lähde on asennettu joustavien tärinäeristimien varaan. Yhtälöstä (22) nähdään, että rakenteeseen siirtyvä värähtelyteho riippuu lähteen vapaasta värähtelyn nopeudesta v_{sf} sekä lähteen että vastaanottavan rakenteen mobiliteeteista Y_s ja Y_r . Eli siirtyvä runkoääniteho ei riipu ainostaan lähteen parametreista vaan myös vastaanottavan rakenteen ominaisuuksista.

1.3 Vakionopeus- ja vakiovoimalähde

Tarkastellaan yhtälön (22) avulla värähtelylähteen idealisointia joko vakionopeuslähteeksi tai vakiovoimalähteeksi.

Vakionopeuslähde: Kun lähteen mobiliteetti on pieni kaikille vastaanottajille eli $|Y_s| \ll |Y_r|$, niin yhtälö (22) redusoituu muotoon [4]

$$Q = \frac{1}{2} \frac{|v_{sf}|^2}{|Y_r|^2} Y_r. \quad (23)$$

Yhtälöstä (23) nähdään, että vakionopeuslähteellä kompleksinen teho Q ei riipu lähteen mobiliteetista. Käytännön esimerkkinä vakionopeuslähteestä voi olla massiivinen värähtelevä kone, joka on kiinnitetty ohueen levyrakenteeseen. Kiinnityspisteen nopeus on silloin sama kuin lähteen vapaa värähtelyn nopeus v_{sf} . Vakionopeuslähteellä siirtyvä kompleksinen teho on verrannollinen värähtelyn nopeuden neliöön ja kääntäen verrannollinen vastaanottajan mobiliteetin itseisarvoon.

Vakiovoimalähde: Jos lähteen mobiliteetti on paljon suurempi kuin vastaanottavan rakenteen mobiliteetti eli $|Y_s| \gg |Y_r|$, niin yhtälö (22) redusoituu muotoon [4]

$$Q = \frac{1}{2} \frac{|v_{sf}|^2}{|Y_s|^2} Y_r, \quad (24)$$

ja rakenteeseen kohdistuvasta voimasta tulee invariantti (muuttumaton). Esimerkkinä vakiovoimalähteestä on kone, jonka jalusta on hyvin joustava ja joka on asennettu pak-sulle jäykälle lattialle. Tätä lukitusvoimaa (blocked force), joka estää koneen jalustan liikkeen, voidaan pienentää suurentamalla lähteen mobiliteettia tai pienentämällä lähteen värähtelynopeutta. Vastaanottavan rakenteen mobiliteetin pienentäminen pienentää siirtyvää kompleksista tehoa Q .

Käytännön suunnittelussa rakenteet mitoitetaan kestäämään staattiset kuormitukset. Tämä johtaa siihen, että rakenne-elementtien mittasuhteet, esimerkiksi paksuudet, ovat lähes yhtä suuria. Sen tähden suunnittelussa täytyy käyttää malleja, joissa lähde ja rakenteet ovat idealisoimattomia eikä tällöin vakionopeus- tai vakiovoimalähteen malleja voi soveltaa.

1.4 Tärinäneristimen vaikutus tehonsiirtoon

Tarkastellaan tilannetta, jossa tärinäneristin kytketään lähteen ja vastaanottavan rakenteen väliin ja jossa translaatioliike on tärinäneristimen akselin suuntainen. Värähtelynopeudet tärinäneristimen ylä- ja alapinnalla v_1 ja v_2 saadaan yhtälöistä [4]

$$v_1 = F_1 Y_{11} + F_2 Y_{12} \quad (25)$$

$$v_2 = F_1 Y_{21} + F_2 Y_{22}, \quad (26)$$

missä Y_{ii} termit ovat tärinäneristimen syöttöpistemobiliteetit ja Y_{ij} termit ovat siirtomobiliteetit. Voimat tärinäneristimen päissä ovat F_1 ja F_2 .

Tärinäneristimen kautta runkoäänilähteestä rakenteeseen yhden kytkentäpisteen kautta siirtyvälle kompleksiselle runkoääniteholle Q voidaan johtaa yhtälö [4]

$$Q = Q_0 \frac{|Y_s + Y_r|^2 |Y_{21}|^2}{|(Y_s + Y_{11})(Y_r + Y_{22}) - Y_{12} Y_{21}|^2}, \quad (27)$$

missä Q_0 on runkoäänilähteestä rakenteeseen siirtyvä kompleksinen teho yhtälöstä (22), kun tärinäneristintä ei ole lähteen ja rakenteen välillä. Tehonsiirtävyydeksi voidaan määrittellä [6]

$$t = \frac{|Y_s + Y_r|^2 |Y_{21}|^2}{|(Y_s + Y_{11})(Y_r + Y_{22}) - Y_{12} Y_{21}|^2}. \quad (28)$$

Yhtälöstä (28) nähdään, että tehonsiirtyvyyteen vaikuttavat lähteen, rakenteen ja väliin kytketyn tärinäneristimen mobiliteetit.

Käytännössä on joskus mahdollista valita tärinäneristimen ominaisuudet siten, että sen mobiliteetit ovat paljon suuremmat kuin lähteen tai vastaanottavan rakenteen mobiliteetit. Tällöin tehonsiirtyvyydelle saadaan likimääräisyhtälö [4]

$$t' = |Y_s + Y_r|^2 \frac{|Y_{21}|^2}{|Y_{11}Y_{22} - Y_{12}Y_{21}|^2}. \quad (29)$$

Yleisessä tapauksessa tärinäneristintä kuvaa sen mobiliteettimatriisi

$$Y_T = \begin{bmatrix} Y_{11} & Y_{12} \\ Y_{21} & Y_{22} \end{bmatrix}. \quad (30)$$

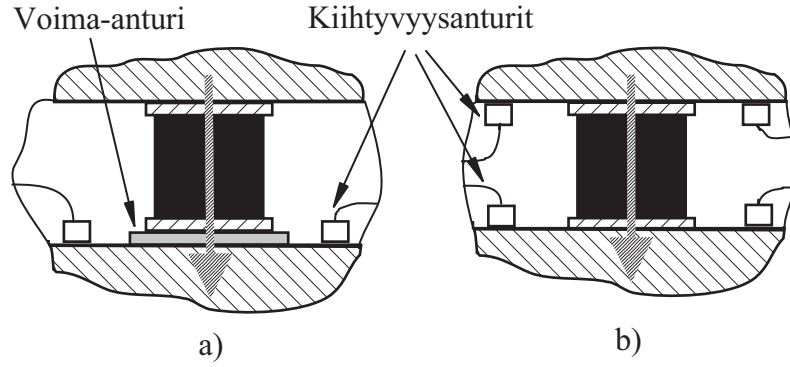
Passiivisille, lineaarisille ja vaihtosuuntaisille (bilateral) tärinäneristimille resiprookkiuusperiaate (vastavuoroisuusperiaate) on voimassa ja sen mukaan siirtomobilitetit Y_{12} ja Y_{21} ovat yhtä suuret. Lisäksi, jos tärinäneristin on symmetrinen, syöttöpistemobilitetit Y_{11} ja Y_{22} ovat yhtä suuret.

1.5 Tärinäneristimen yli siirtyvän runkoäänitehon mittauksesta

1.5.1 Suora menetelmä

Suorassa menetelmässä siirtyvän runkoäänitehon aikakeskiarvo voidaan määrittää mitatun voiman ja joko mitatun värähtelynopeuden avulla tai mitatun kiihtyvyyden avulla (ks. Liite: Korrelaatio- ja spektritiheysfunktiot aikakeskiarvojen laskennassa).

Siirtyvän runkoäänitehon suora mittaus edellyttää jokaisessa kytkentäpisteessä vaikuttavan voiman ja värähtelynopeuden mittausta kaikissa herätesuunnissa. Käytännössä näin ei useinkaan voida menetellä, koska voima-anturia ei voida sijoittaa herätesuunnassa tärinäneristimen kanssa sarjaan kytkentäpisteessä (Kuva 5). Voima-anturin sijoittaminen tärinäneristimen alle voi olla mahdotonta esimerkiksi seuraavista syistä: tilanpuute, jolloin esimerkiksi pyörivän koneen akselilinjausta ei voida muuttaa; siirtyvän runkoäänitehon määrittäminen täytyy tehdä paikan päällä *in situ*; voima-anturi ei kestä mekaanisesti; voima-anturi on kiinnitykseen sopimaton tai sen massan kuormitus vääristää mittaustulosta.



Kuva 5. Tärinäneristimen kautta siirtyvän runkoäänitehon määrittäminen. a) Suora menetelmä ja b) epäsuora menetelmä [10]. Värähtelyenergia siirtyy kuvassa viivoitetun pysty-suunnan suuntaan.

1.5.2 Epäsuora menetelmä

Tärinäneristimen kautta siirtyvä runkoääniteho voidaan määrittää epäsuorasti ristispekt-rimenetelmiä käyttäen. Tässä menetelmässä ei mitata voimaa suoraan, vaan se määritetään epäsuorasti tärinäneristimen yläpinnan siirtymän ja tärinäneristimen dynaamisen siirtojäykkyyden avulla. Tästä syystä menetelmä soveltuu paikan päällä tehtäviin mit-tauksiin kaikissa herätesuunnissa mitattavaa konetta siirtämättä edellyttäen, että anturien asentaminen mittauksista varten on mahdollista.

Tarkastellaan tärinäneristintä, jota herätetään yksisuuntaisesti sisäänmenon pisteessä 1 ja jonka ulostulon pinnan liike pisteessä 2 on lukittu (blocked) eli ulostulon pinnan siirtymä on nolla. Rakennetta herättävän voiman suuruus F_2 saadaan yhtälöiden (2) ja (5) avulla

$$F_2 = k_{2,1}u_1 + k_{2,2}u_2 = \frac{k_{2,1}}{1 + \frac{k_{2,2}}{k_r}}u_1 \approx k_{2,1}\left(1 - \frac{k_{2,2}}{k_r}\right)u_1, \quad (31)$$

missä $k_{2,1}$ on siirtojäykkyys tärinäneristimen yli, $k_{2,2}$ on tärinäneristimen syöttöpiste-jäykkyys, u_1 on värähtelyn siirtymä herätteen puolella pisteessä 1 ja u_2 on värähtelyn siirtymä tärinäneristimen ulostulon puolella pisteessä 2 (Kuva 1). Likiarvo on voimassa 10 %:n tarkkuudella, kun $|k_{2,2}| < 0,1 \cdot |k_r|$.

Rakenteeseen siirtyvän runkoäänitehon aikakeskiarvo saadaan yhtälöstä (esim. [3], [7])

$$\langle P \rangle_t = E[F_2(t) \cdot v_2(t)] = R_{F_2v_2}(0) = \text{Re} \int_0^\infty G_{F_2v_2}(f)df, \quad (32)$$

missä $E[\]$ tarkoittaa aikakeskiarvoa hakasuluissa olevasta lausekkeesta, $R_{F_2v_2}(0)$ on voima- ja nopeussignaalien ristikorrelaatiofunktio viiveajan $\tau=0$ funktiona ja $G_{F_2v_2}(f)$ on voima- ja nopeussignaalien yksipuolinen ristispektritiheysfunktio. Kun värähtelyn siirtymät lasketaan mitatuista kiihtyvyyssignaaleista yhtälö (32) saadaan muotoon

$$\langle P \rangle_t = \int_0^\infty \frac{\text{Im}}{\omega^3} \hat{k}_{2,1}^* \left(1 - \frac{\hat{k}_{2,2}^*}{\hat{k}_r^*}\right) G_{a_1 a_2}(f) df \approx \int_0^\infty \frac{\text{Im}}{\omega^3} \hat{k}_{2,1}^* G_{a_1 a_2}(f) df, \quad (33)$$

missä $G_{a_1 a_2}(f)$ on kiihtyvyyssignaalien a_1 ja a_2 yksipuolinen ristispektritiheysfunktio, $\hat{k}_{2,1}$ on värinänneristimen siirtojäykkyys, $\hat{k}_{2,2}$ on värinänneristimen syöttöpistejäykkyys, \hat{k}_r on vastaanottavan rakenteen syöttöpistejäykkyys, $(\hat{\cdot})$ tarkoittaa Fourier-muunnosta ja symboli (\cdot^*) kompleksikonjugaattia. Tavallisesti vastaanottavan rakenteen syöttöpistejäykkyys k_r on paljon suurempi kuin värinänneristimen syöttöpistejäykkyys $k_{2,2}$, jolloin yhtälöiden (31) ja (33) likiarvot ovat voimassa.

Yhtälön (33) perusteella nähdään, että värinänneristimen yli siirtyvän runkoäänitehon määrittämiseksi tarvitaan värinänneristimen dynaaminen siirtojäykkyys $k_{21}(f)$ herätteen suunnassa. Dynaaminen siirtojäykkyys voidaan määrittää käyttäen dynaamisen siirtojäykkyyden mittaamiseen tehtyjä testilaitteita (esim. [3], [10]). Tämän lisäksi mitataan värinänneristimen herätepuolen värähtelyn kiihtyvyys a_1 ja värinänneristimen ulostulon kiihtyvyys a_2 käyttäen standardoitua mittaamenetelmää [14]. Näiden suureiden avulla voidaan määrittää värinänneristimen yli siirtyvän runkoäänitehon aikakeskiarvon likiarvo.

Jos värinänneristimiä on useita, voidaan olettaa, että kunkin värinänneristimen yli siirtyvä runkoääniteho on riippumaton muiden värinänneristimien yli siirtyvästä runkoäänitehosta. Tällöin siirtyvän kokonaistehon aikakeskiarvo N :n värinänneristimen yli saadaan summaamalla värinänneristimien yli siirtyvien tehojen aikakeskiarvot, jolloin

$$\langle P \rangle_{t, \text{kok}} = \sum_{i=1}^N \langle P_i \rangle_t, \quad (34)$$

missä $\langle P_i \rangle_t$ on värinänneristimen i yli siirtyvän runkoäänitehon aikakeskiarvo. Jos kunkin värinänneristimen yli siirtyvä runkoääniteho on yhtä suuri, voidaan summaus muuttaa kertolaskuksi.

1.6.2 Epäsuoran menetelmän yleistys

Värinänneristimen ominaisuuksien kuvaus dynaamisen jäykkyyden avulla voidaan yleistää sisältämään kaikki translaatioliikkeen ja rotaatioliikkeen suunnat käyttämällä kytkeänpisteessä yleistettyä voimaa ja yleistettyä siirtymää (esim. [3], [10]). Yleistetty

voima sisältää kolme translaatioliikkeen voimaa ja kolme rotaatioliikkeen momenttia. Samoin yleistetty siirtymä sisältää translaatio- ja rotaatiosiirtymät.

Käytännöllinen värinänneristimen, lähteen ja vastaanottavan rakenteen liitosten malli saadaan käyttämällä kenttäsuureiden vektoriesitystä kytkentäpisteessä. Yleistetyn voiman \mathbf{F} (yhtälö (12)) komponentit on määritelty yhtälöissä (10) ja (11). Yleistetyn siirtymän \mathbf{u} (yhtälö (12)) komponentit on määritelty yhtälöissä (8), (9). Koska tässä mallinnetaan värinänneristintä dynaamisen jäykkyyden avulla, ainoastaan jäykän kappaleen liikkeet ovat sallittuja liitoksissa 1 ja 2 [10]. Vektoriesityksessä Fourier-muunnetut dynaamiset syöttöpisteimpedanssimatriisit, kun ulostulon liike on estetty, ovat $\hat{\mathbf{K}}_{11}$ tai $\hat{\mathbf{K}}_{22}$ ja siirtoimpedanssimatriisit $\hat{\mathbf{K}}_{12}$ tai $\hat{\mathbf{K}}_{21}$ [10]. Nämä (6×6) matriisit määritellään yhtälöillä [10]

$$\hat{\mathbf{F}}_1 = \hat{\mathbf{K}}_{11} \hat{\mathbf{u}}_1 + \hat{\mathbf{K}}_{12} \hat{\mathbf{u}}_2, \quad (35)$$

ja

$$\hat{\mathbf{F}}_2 = \hat{\mathbf{K}}_{21} \hat{\mathbf{u}}_1 + \hat{\mathbf{K}}_{22} \hat{\mathbf{u}}_2, \quad (36)$$

missä $(\hat{\cdot}) = \int_{-\infty}^{\infty} (\cdot) e^{-i\omega t} dt$ on Fourier-aikamuunnos. Resiprookkisuusehdosta seuraa, että $\hat{\mathbf{K}}_{12} = \hat{\mathbf{K}}_{21}^T$, $\hat{\mathbf{K}}_{11} = \hat{\mathbf{K}}_{11}^T$ ja $\hat{\mathbf{K}}_{22} = \hat{\mathbf{K}}_{22}^T$, joissa T-yläindeksillä on merkitty matriisin transponointia [10]. Värinänneristyksessä pyritään suureen impedanssin epäsovituksen värähtelyn lähteen ja vastaanottavan rakenteen välillä. Vastaanottavan rakenteen syöttöpistejäykkyys on tavallisesti paljon suurempi kuin värinänneristimen syöttöpistejäykkyys, jolloin saadaan likimääräisyhtälö [3]

$$\hat{\mathbf{F}}_2 \approx \hat{\mathbf{K}}_{21} \hat{\mathbf{u}}_1. \quad (37)$$

Tällöin tarvittavien elementtien lukumäärä jäykkymatriisissa pienenee arvoon $36 = 6 \times 6$ ja lukumäärä voi pienentyä edelleen johtuen värinänneristimen muodon symmetrioista [3], [1]. Tässä yhteydessä kumisen värinänneristimen päiden metallilevyt voidaan ajatella kuuluvaksi vastaanottavaan rakenteeseen tai lähteeseen, koska jäykkyyden epäsovitus syntyy liitoksessa kumin ja metallilevyn välissä [10]. Niissä tapauksissa, joissa likimääräisyhtälöä (37) ei voida käyttää, täytyy soveltaa täydellistä yhtälöä (36). Täydellinen matriisi sisältää yhteensä $72 = 6 \times 6 + 6 \times 6$ alkia.

Ristispektritekniikka käyttäen voidaan määrittää epäsuorasti eri vapausasteissa siirtyvä runkoääniteho värähtelylähteestä vastaanottavaan rakenteeseen (esim. [10], [11]). Siirtyvän runkoäänien kokonaisteho vastaanottavaan rakenteeseen saadaan summaamalla eri vapausasteissa siirtyvät tehot yhteen. Mittausmenetelmässä tarvittavaa joustavasti asen-

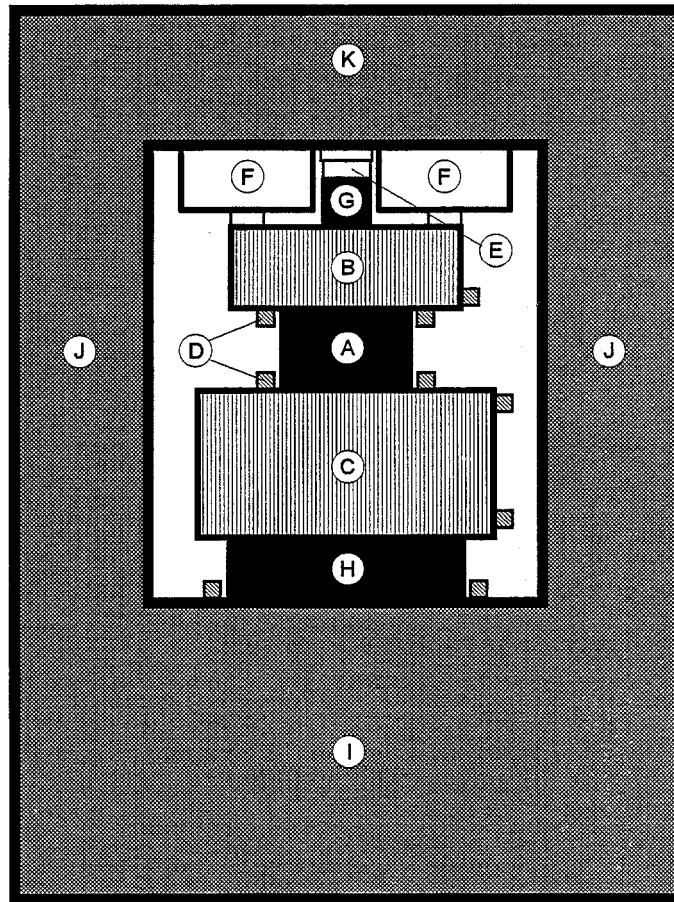
nettujen koneiden tärinäneristimien ja koneen välisten kytkentäpisteiden värähtelynopeuden mittausta on kuvattu standardissa ISO 9611 [14]. Samoin tarvittavien tärinäneristimien dynaamisten värähtelyn siirto-ominaisuuksien mittausta on kuvattu ISO 10846 -standardisarjassa [1], [12] ja [13].

Amunarriz on tutkinut sylinterinmuotoisella tärinäneristimen yli siirtyvää runoäänitehoa [11]. Tärinäneristimen halkaisija oli 100 mm, korkeus 50 mm ja kovuus 40° IRH. Taajuusalueella 20 Hz – 1 kHz tämän tärinäneristimen yli siirtyvästä tehosta siirtyi 97 % lineaaristen vapausasteiden kautta, 2,1 % ristikytkentävapausasteiden kautta ja rotaatiovapausasteiden kautta 0,9 %. Taajuusalueella 20 Hz – 500 Hz lineaaristen vapausasteiden osuus oli 96 % ja rotaatiovapausasteiden osuus 4 %. Taajuusalueella 500 Hz – 1 kHz lineaaristen vapausasteiden osuus oli 91 %, rotaatiovapausasteiden osuus 5 % ja ristikytkentävapausasteiden osuus 4 % [11].

2 Tärinäneristimien tutkimus KTH:ssa

Ruotsissa Kuninkaallisen teknillisen korkeakoulun (KTH) Marcus Wallenbergin ääni- ja värähtelytutkimuslaboratoriossa (MWL, The Marcus Wallenberg Laboratory for Sound and Vibration Research) on tutkittu tärinäneristimien runkoääniominaisuuksia [10], [11] ja [15]. Leif Kari on mitannut aina taajuuteen 1 000 Hz asti sylinterinmuotoisen tärinäneristimen dynaamisen siirtojäykkyyden kaikissa kuudessa vapausasteessa neljällä eri esikuormituksen arvolla käyttäen epäsuoraa mittaumenetelmää. Hän on käyttänyt korrelaatiotekniikkaa ja askeltavaa siniherätettä signaali-kohinasuhteen parantamiseksi. Laskennallisessa tarkastelussa suurilla taajuuksilla suuri lukittava massa on korvattu sen tehollisella massalla. Hän mittaa käyttäen useita lukitusmassoja, mittaa kiihtyvyydet monesta pisteestä ja toistaa mittaukset luotettavuuden parantamiseksi.

KTH:n epäsuorassa testausmenetelmässä lukittava massa on eristetty testilaitteen kehästä tärinäneristimellä, jolla pienennetään sivutiesiirtymiä (Kuva 6).

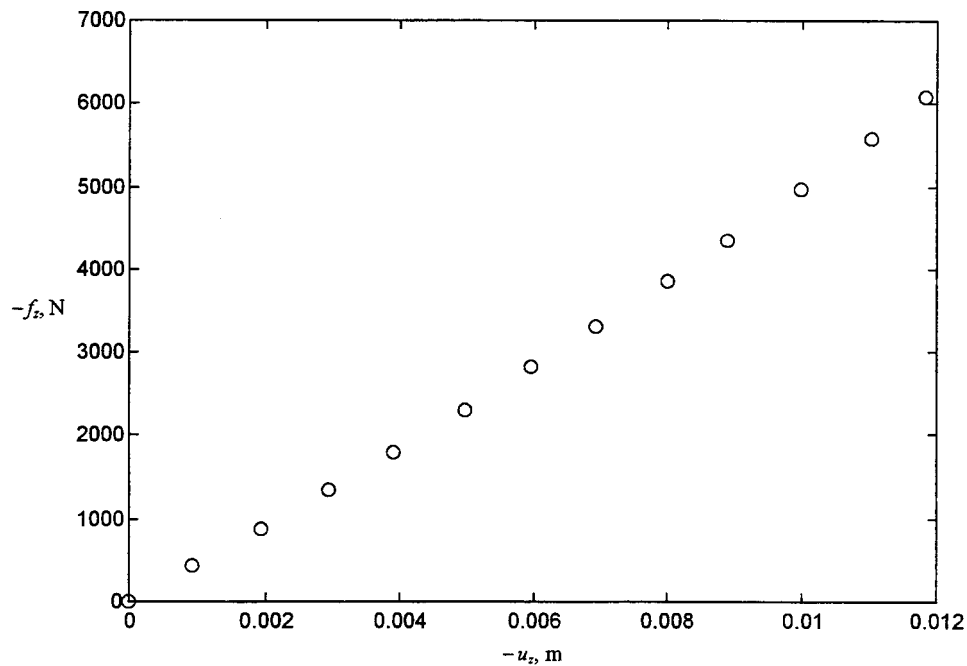


Kuva 6. KTH:n värinäneristimien epäsuoran menetelmän testauslaitteen periaatepiirros ja mittausrjestely [15]. Kuvassa on seuraavat osat: A testattava eristin, B voimajakolevy, C lukittava massa, D pietsosähköiset kiihtyvyyssanturit, E venymäliuskat, F sähködynaamiset tärastimet, G ylempi lisäeristin, H alempi lisäeristin, I raskas ja jäykkä kehä, J vahvat pylvää, K ristikkappale.

Kuva 6 esittää tyypillistä aksiaalisen jäykkyyden mittausrjestelyä, jossa tutkittava värinäneristin on asennettu voimajakolevyn ja liikkeen estävän lukitusmassan väliin. Staattinen esikuormitus saadaan aikaan kehän pulteilla pienentämällä voimajakolevyn ja lukitusmassan välistä etäisyyttä. Esikuormittava voima mitataan voima-anturilla pulstin ja ylempien lisäeristimien välistä. Kaksi erikseen säädettävää sähködynaamista tärastintä tuottavat värähtelyherätteen voimajakolevyyn. Liike mitataan pietsosähköisillä kiihtyvyyssantureilla voimajakolevystä ja lukitusmassasta. Newtonin toisen lain avulla saadaan lukittavan voiman estimaatti. Muut jäykkyysskomponentit saadaan erillisillä heräte- ja testijärjestelyillä. Rotaatiokiihtyvyydet saadaan digitaalisesti mitattujen kiihtyvyyssignaalien erotuksien ja summien avulla [15].

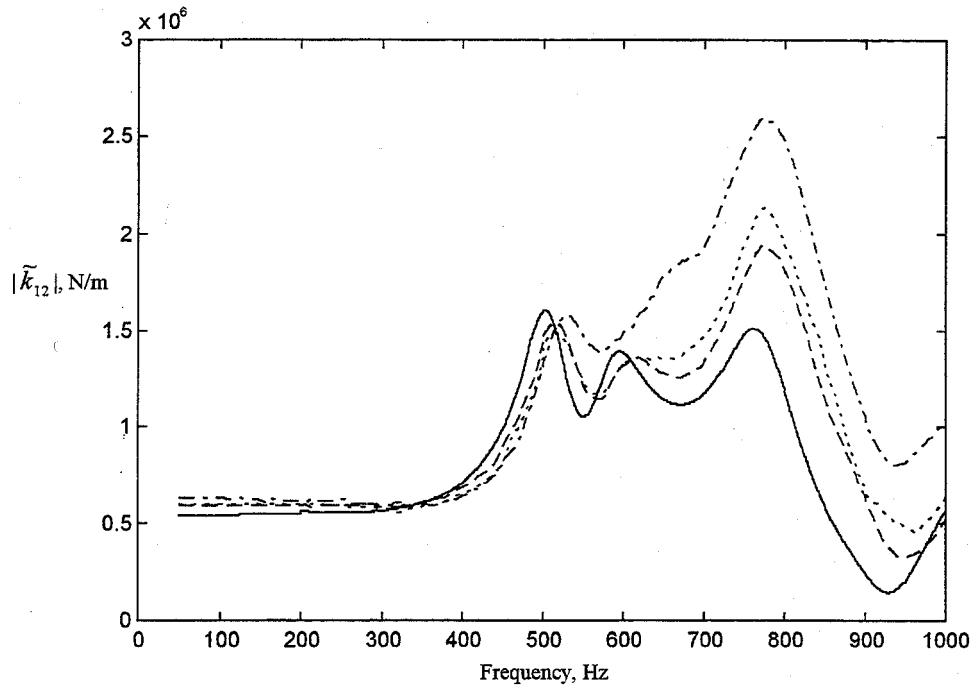
Leif Kari on tutkinut vulganoitua luonnonkumista värinäneristintä, jonka pituus on 50 mm ja säde 50 mm. Sen kovuus on 40° IRH (International Rubber Hardness) ja suurin jatkuva staattinen kuorma on rajoitettu 3 000 N:iin. Hän on mitannut tälle värinäneristimelle staattisen kuormituksen, joka aiheutuu aksiaalisesta puristumasta noin 1 mm

puristuma-askelin puristuman alueella 0–12 mm (Kuva 7). Tämän mittauksen ääriarvot vastaavat noin 24 %:n aksiaalista suhteellista venymää ja 6 000 N:n voimaa. Nämä arvot ylittävät suurimman sallitun jatkuvan kuormituksen arvot. Kari mittasi myös aksiaalisen dynaamisen siirtojäykkyyden taajuusalueella 50–1 000 Hz käyttäen esikuormituksen arvoja noin 0–3 350 N (Kuva 8) ja vaiheen (Kuva 9). Mitatussa siirtojäykkyyden kuvaajassa (Kuva 8) on pienillä taajuuksilla tasanne. Sitten käyrä nousee ensimmäiseen huippuarvoon noin 500 Hz taajuudella, laskee seuraavaan laaksoon ja nousee jälleen huippuarvoon ja lopulta kolmannen huipun jälkeen putoaa alas ja nousee jälleen ylöspäin. Itseisarvo- ja vaihekäyrät viittaavat siihen, että huiput edustavat todennäköisesti antiresonansseja, kun taas laaksot edustavat resonansseja [10].

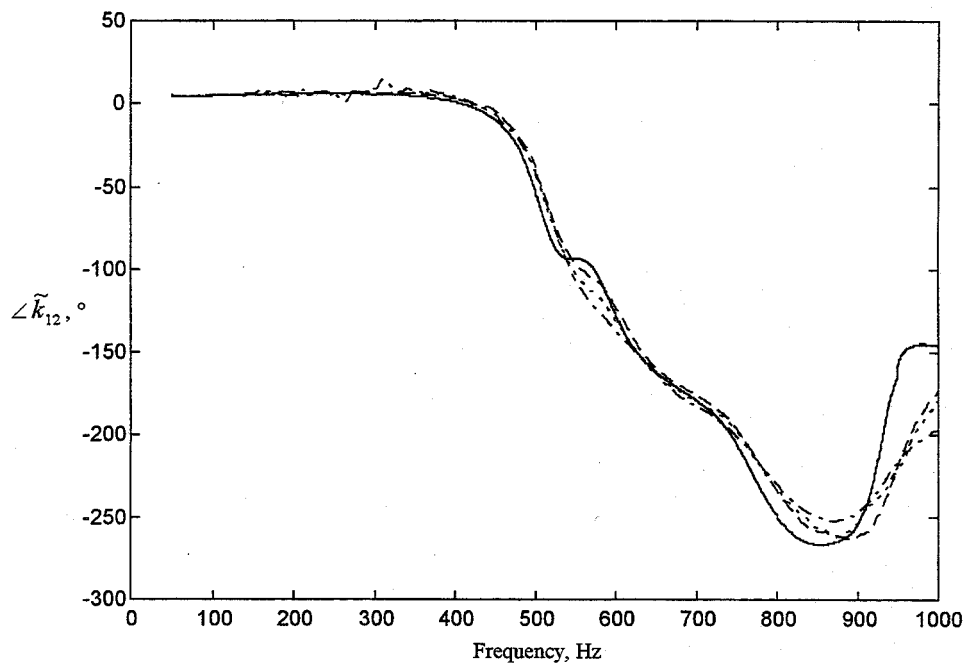


Kuva 7. Tärinäneristimen (vulganoitu luonnonkuminen tärinäneristin, jonka pituus on 50 mm, säde 50 mm ja kovuus on 40° IRH) mitattu aksiaalinen puristusvoima $-f_z$ [N] vastaavan siirtymän $-u_z$ [m] funktiona [10].

Pienillä taajuuksilla dynaamisen siirtojäykkyyden itseisarvo kasvaa kuormituksen kasvaessa. Kun ollaan yli 500 Hz:ssä, taajuuksien kasvu kuorman funktiona on huomattava [10].



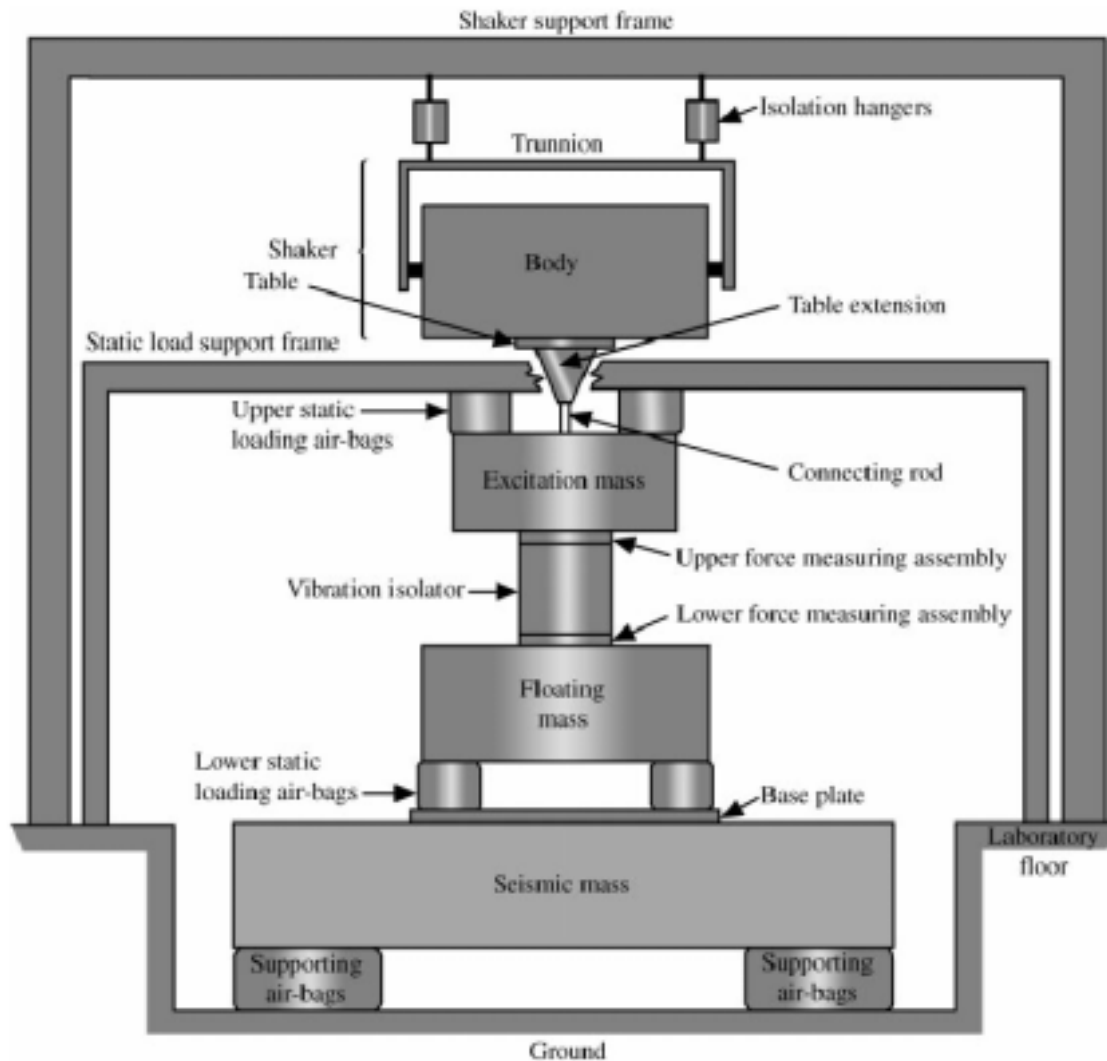
Kuva 8. Tärinäneristimen (vulkanoitu luonnonkuminen tärinäneristin, jonka pituus on 50 mm, säde 50 mm ja kovuus on 40° IRH) mitatun dynaamisen siirtojäykkyyden itseisarvo taajuuden funktiona. Esikuormitus: 0 N (ehjä viiva), 1 600 N (katkoviiva), 2 100 N (pisteviiva) ja 3 350 N (pistekatkoviiva) [10].



Kuva 9. Tärinäneristimen (vulkanoitu luonnonkuminen tärinäneristin, jonka pituus on 50 mm, säde 50 mm ja kovuus on 40° IRH) mitatun dynaamisen siirtojäykkyyden vaihekulma taajuuden funktiona. Esikuormitus: 0 N (ehjä viiva), 1 600 N (katkoviiva), 2 100 N (pisteviiva) ja 3 350 N (pistekatkoviiva) [10].

3 Tärinäneristimien tutkimuksesta Australiassa

Australiassa Maanpuolustuksen Tiede- ja teknologiaorganisaatioon kuuluvassa Ilmailu- ja meriteknikan tutkimuslaboratoriossa J. D. Dickens ja C. J. Norwood ovat kehittäneet testilaitteistoa yksisuuntaisen, epäsymmetrisen tärinäneristimen nelinapaparametrien määrittämiseen [16].



Kuva 10. Tärinäneristimien testausjärjestelmän kaaviokuva [16]. Testausjärjestelmä on rakennettu Australiassa Melbourneen: Defence Science and Technology Organisation (DSTO), Aeronautical and Maritime Research Laboratory (AMRL).

Testausjärjestelmä on tehty aksiaalisiin ilmajousiin (vertikaaliseen) tärinäneristimen testausta varten. Tutkittava tärinäneristin asennetaan kahden suuren massan väliin. Staattinen kuorma saadaan ilmajousista, jotka sijaitsevat massojen ylä- ja alapuolella. Dynaaminen kuorma tuotetaan sähködynaamisella tärinällä yläpuolisen herätysmassan kautta ja alapuolen kelluva massa tuottaa reaktiivoiman tärinäneristimen ulostuloon. Testausjärjestelmässä teräsbetonista tehty (3 m × 3 m × 1 m) seisminen massa on suuruudeltaan

22 000 kg. Massa-ilmajousijärjestelmän ominaistaaajuus on noin 1,2 Hz [17]. Kahta kehää käytetään pienentämään kytkentää staattisen kuormitusrakenteen ja täristimen välillä. Sivutiesiirtymästä aiheutuva värähtely on 90 dB pienempi kuin tärinäneristimen yli suoraan siirtyvä värähtely. Ylempi kehä kannattaa täristintä ja alempi kehä tuottaa reaktivoiman yläpuolen ilmajousten tuottamalle staattiselle kuormalle. Ilmajousia käytetään tuottamaan sekä staattinen kuorma että eristämään massat kehärakenteista. Tärinäneristimen sisäänmenon ja ulostulon värähtelynopeudet mitataan massoihin kiinnitetyillä kiihtyvyyssantureilla. Sisäänmenon ja ulostulon voimat mitataan suoraan voimanmittauslaitteistolla, joissa kummassakin on kahdeksan rinnakkaista voima-anturia [16]. Testilaitteisto oli rakennettu mittaamaan dynaamista jäykkyyttä alueella $1 \times 10^5 - 2 \times 10^7$ N/m, esikuormituksen ollessa alueella 1,5–30 kN ja taajuusalueen ollessa 10 Hz – 2 000 Hz [17].

Ehdotetulla testausjärjestelmällä voidaan määrittää yksi- tai kaksisuuntaisen, symmetrisen tai epäsymmetrisen staattisesti kuormitetun tärinäneristimen nelinapaparametrit. Yleisesti tärinäneristimet, joissa on käytetty jotain aktiivista värähtelyn hallintaa, ovat esimerkkinä yksisuuntaisista epäsymmetrisistä tärinäneristimistä [16].

Tärinäneristimen dynaamiset ominaisuudet riippuvat ensisijaisesti ripustetun koneen aiheuttamasta staattisesta kuormasta, lämpötilasta, värähtelyn taajuudesta ja amplitudista. Tärinäneristintä voidaan kuvata nelinapaparametreilla, jotka liittyvät sisäänmenon voiman ja nopeuden ulostulon voimaan ja nopeuteen [18]. Mekaanisissa järjestelmissä nelinapaparametrit ilmoitetaan massojen, jousien ja vaimentimien avulla. Ne vastaavat vastuksia (resistansseja), kondensaattoreita (kapasitansseja) ja keloja (induktansseja) sähköisessä piiriteoriassa.

Nelinapaparametrit mekaaniselle järjestelmälle määritellään matriisiyhtälöllä



Kuva 11. Yleinen nelinapajärjestelmä, jonka sisäänmenon ja ulostulon voimien ja nopeuksien positiiviset suunnat ovat kuvan mukaiset [19].

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_2 \\ v_2 \end{Bmatrix}, \quad (38)$$

missä voima- ja nopeuskomponentit ovat kompleksisia taajuuden funktioita.

Dickensin ja Norwoodin ehdottamalla menetelmällä on kolme etua: Ensimmäiseksi tärinäneristimien karakterisointi on riippumaton testausmenetelmästä. Toiseksi tärinäneristimen massan vaikutukset suurilla taajuuksilla otetaan huomioon. Kolmanneksi me-

kaanisen järjestelmän nelinapaparametrit voidaan laskea matemaattisesti järjestelmän sarjaan ja rinnan kytkettyjen komponenttien nelinapaparametreista [16].

Tärinäneristintä testattiin tällä koelaitteella käyttäen kahden massa menetelmää [16]. Ennen koetta epäsymmetristä tärinäneristintä vanhennettiin vaihtelevalla kuormalla $\pm 1,1 \times$ (suurin staattinen kuorma + dynaaminen kuorma). Sen jälkeen tärinäneristintä pidettiin 18 h lämpötilassa 20 ± 1 °C, jossa myös mittaukset tehtiin. Staattinen kuorma aiheutti puristussuhteen 0,9. Lineaarinen pyyhkäisevä sinitesti 0,5 Hz askelin tehtiin taajuusalueella 20–400 Hz. Verrattaessa mittaustuloksia laskentatuloksiin vastaavuus oli hyvä erityisesti parametreilla α_{11} ja α_{21} . Odotetusti epäsymmetrisen tärinäneristimen nelinapaparametrit α_{11} ja α_{22} eivät olleet yhtä suuria. Suurin ero oli ensimmäisen anti-resonanssin kohdalla. Se liittyy tärinäneristimen kumielementin päätelevyjen resonanssiin. Toinen havaittu ero oli se, että nelinapaparametrin α_{22} itseisarvo oli suurempi kuin α_{11} :n itseisarvo antiresonanssia suuremmilla taajuuksilla [16]

Tavallisesti tärinäneristimen nelinapaparametrit mitataan staattisella kuormalla käyttäen tärinäneristimen ulostulon siirtymän lukitusta. Tällöin epäsymmetrinen tärinäneristin täytyy kääntää testilaitteistossa, jolloin sen sisäänmeno ja ulostulo vaihtavat paikkaansa. Tämä menettely ei sovellu yksisuuntaisille tärinäneristimille kuten aktiivisille tärinäneristimille [16].

Dickensin ja Norwoodin ehdottama kahden massan menetelmä nelinapaparametrieni määrittämiseksi olettaa ainoastaan sen, että järjestelmä on lineaarinen ja että nelinapaparametrit säilyvät muuttumattomina kyseisille kahdelle massalle.

Lähdeluettelo

- [1] ISO 10846-1. Acoustics and vibration – Laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements – Part 1: Principles and guidelines. Geneve: the International Organization for Standardization, 1997. 20 s.
- [2] Hixson, E. L. Mechanical impedance. In: Harris, C. M. (ed.). Shock and vibration handbook. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1988. Chapter 10.
- [3] Verheij, J. W. Multi-path sound transfer from resiliently mounted shipboard machinery (Doctoral thesis). Delft, The Netherlands: Technisch Physische Dienst TNO-TH (Institute of Applied Physics TNO-TH), 1982. 267 s.
- [4] Petersson, B. A. T. & Gibbs, B. M. Towards a structure-borne sound source characterization. Applied Acoustics, 2000. Vol. 61, No. 3, s. 325–343.
- [5] Cremer, L., Heckl, M. & Ungar, E. E. (transl.). Structure-borne sound. 2nd. ed. Berlin: Springer-Verlag, 1988. 573 s.
- [6] Mondot, J. M. & Pettersson, B. Characterization of structure-borne sound sources: The source descriptor and the coupling function. Journal of Sound and Vibration, 1987. Vol. 114, No. 3, s. 507–518.
- [7] Nilsson, A. C. Vibroacoustics. Part I. Stockholm: Royal Institute of Technology, Department of Vehicle Engineering. The Marcus Wallenberg Laboratory for Sound and Vibration Research, 2000. 208 s. (TRITA-FKT 2000:14)
- [8] Kreyszic, E. Advanced engineering mathematics. Sixth ed. New York: John Wiley & Sons, 1988. 1294 s.
- [9] Bendat, J. S. & Piersol, A. G. Engineering applications of correlation and spectral analysis. New York: Wiley, 1980. 302 s.
- [10] Kari, L. Structure-borne sound properties of vibration isolatos (Doctoral thesis). Stockholm: Royal Institute of Technology, Department of Vehicle Engineering. The Marcus Wallenberg Labiratory for Sound and Vibration Research, 1998. 26 s. + liitejulkaisut A–D. (TRITA-FKT Report 9802)
- [11] Amunarriz, G. Indirect measurements of structure-borne sound energy flow through vibration isolators (Master Thesis). Stockholm: Royal Institute of Technology, Department of Vehicle Engineering. The Marcus Wallenberg Laboratory for Sound and Vibration Research, 1999. 57 s. + liitt. 18 s. (TRITA-FKT Report 9902)
- [12] ISO 10846-2. Acoustics and vibration – Laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements – Part 2: Dynamic stiffness of elastic supports for translatory motion - Direct method. Geneve: the International Organization for Standardization, 1997. 18 s.
- [13] ISO/DIS 10846-3. Acoustics – Laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements – Part 3: Dynamic stiffness of elastic supports for translatory motion - Indirect method. Geneve: the International Organization for Standardization, 1997. 35 s.

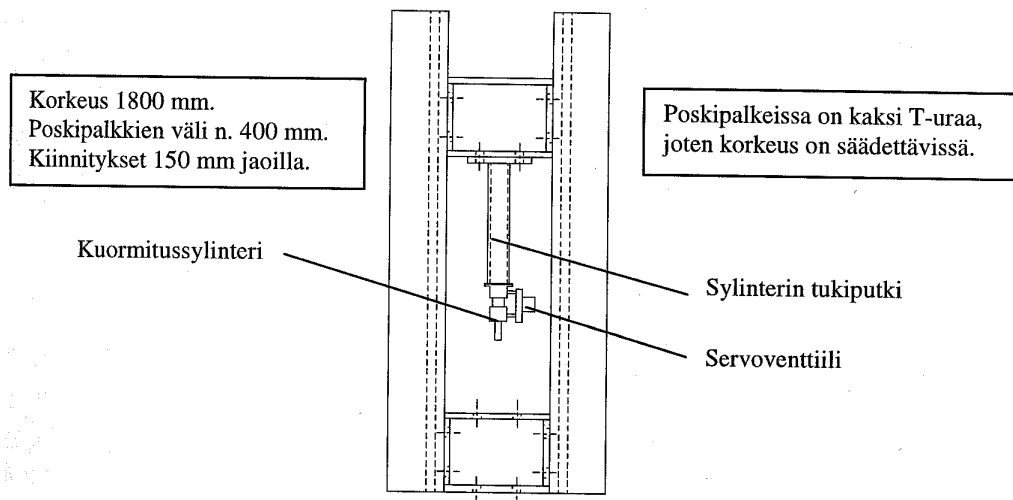
- [14] ISO 9611. Acoustics – Characterization of sources of structure-borne sound with respect to sound radiation from connected structures – Measurement of velocity at the contact points of machinery when resiliently mounted. Geneva: the International Organization for Standardization, 1996. 19 s.
- [15] Kari, L. Dynamic transfer stiffness measurements of vibration isolators in the audible frequency range. *Noise Control Engineering Journal*, 2001. Vol. 49, No. 2, s. 88–102.
- [16] Dickens, J. D. & Norwood, C. J. Universal method to measure dynamic performance of vibration isolators under static load. *Journal of Sound and Vibration*, 2001. Vol. 244, No. 4, s. 685–696.
- [17] Dickens, J. D. & Norwood, C. J. Design of a test facility for vibration isolator characterisation. *Acoustics Australia*, 1997. Vol. 25, No. 1, s. 23–28.
- [18] Molloy, C. T. Use of four-pole parameters in vibration calculations. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1957. Vol. 29, No. 7, s. 842–853.
- [19] Snowdon, J. C. Mechanical four-pole parameters and their application. *Journal of Sound and Vibration*, 1971. Vol. 15, No. 3, s. 307–323.

Liite 4: Tärinäneristimien testausjärjestelmiä VTT:ssä ja TKK:ssa

Teknillisen korkeakoulun (TKK) koneosaston lujuusopin laboratoriossa Espoossa rakennettiin standardin ISO 10846 mukainen testausjärjestelmä tärinäneristinten dynaamisten ominaisuuksien mittaamiseksi yhteistyössä VTT:n kanssa [1]. Standardi ISO 10846 käsittelee kolmea erilaista mittaamenetelmää: suora menetelmä (direct method), epäsuora menetelmä (indirect method) ja syöttöpistemenetelmä (driving point method) [2]. Kaikissa menetelmissä tärinäneristimelle määritetään dynaaminen siirtojäykkyys ja häviökertoimen avulla saatu vaimennus.

VTT:llä ja TKK:ssa tehtävä tärinäneristimien dynaamisten ominaisuuksien tutkimustyö liittyy LIIKKUVÄRE-projektiin, joka on osaprojekti kolmevuotisessa "Värähtelyn ja äänen hallinta, VÄRE" -teknologiaohjelmassa.

Alkuperäisen ISO 10846:n suoran menetelmän mukaisen testausjärjestelmän [1] kuormituskehän periaatepiirros esitetään kuvassa 1. Kuormituskehä muodostui kahdesta pystyyn asennetusta T-urapalkista, joiden väliin oli kiinnitetty pulttiliitoksilla kaksi H-palkkia vaakatasoon. Kehän ominaisuuksia mitattaessa siinä havaittiin resonanssi noin 70 Hz taajuudella [1].

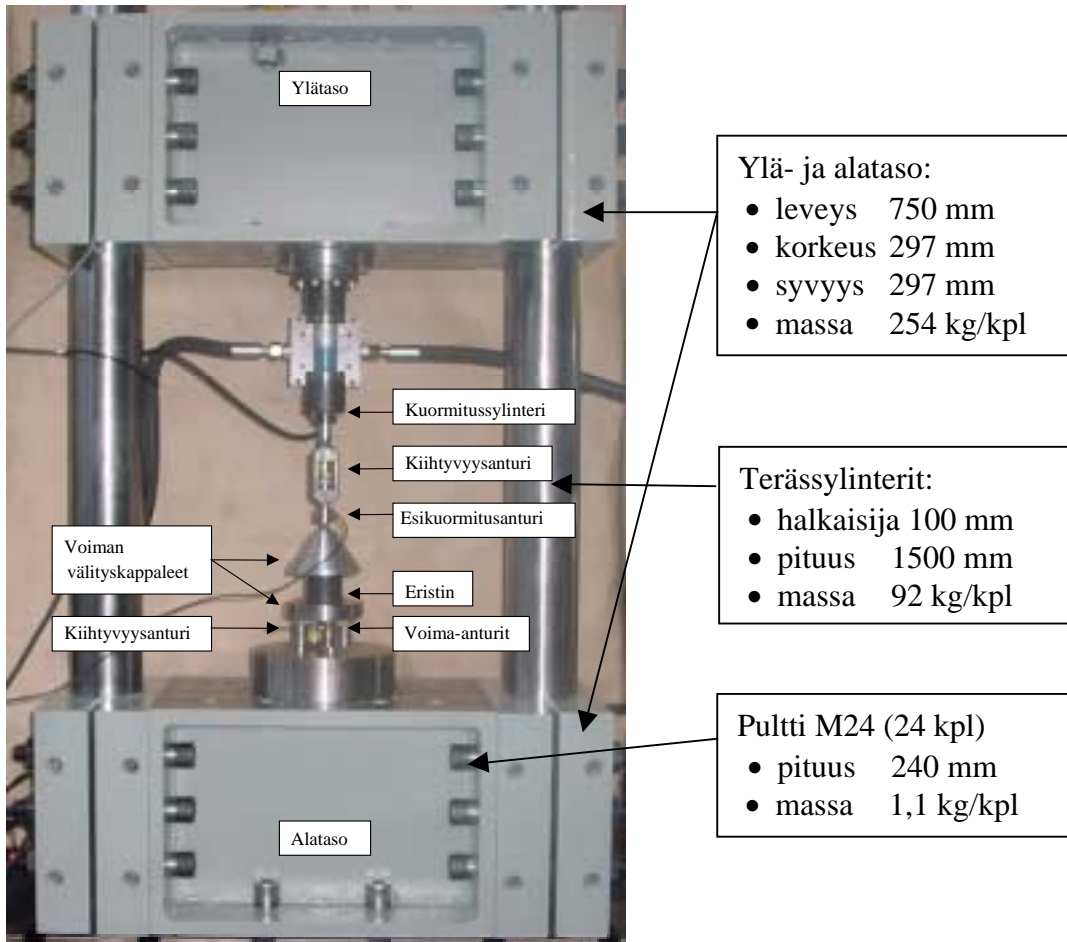


Kuva 1. Kuormituskehän periaatekuva [1].

Kuvan 1 mukaisen järjestelmän käyttökelpoinen taajuusalue ulottui noin 100 Hz:iin asti. Staattinen esikuormitus ja dynaaminen kuormitus on siinä toteutettu hydraulisesti. Kuormittava voima 100 bar paineella voi olla 1,9–7,8 kN kuormitussylinterin tyypistä riippuen [1].

Tätä ISO 10846 -standardin suoraan menetelmään perustuvaa testausjärjestelmää on kehitetty edelleen meneillään olevassa samaan VÄRE-tutkimusohjelmaan liittyvässä Jarkko Keinäsen diplomityössä. Kuormituskehä rakennettiin uudelleen jäykemmäksi. Tällöin ei esiintynyt aiemmassa järjestelmässä havaittua resonanssia taajuudella 70 Hz.

Uudessa konstruktiossa kuormituskehä muodostuu kahdesta umpinaisesta terässylinteristä, joiden väliin on kiinnitetty pultiliitoksella kaksi siirrettävää terästasoa (Kuva 2). Alatasostaan teräsalustaan kiinnitetyn kuormituskehän kokonaismassa on noin 720 kg. Pääosin tässä testauslaitteistossa käytetään samoja komponentteja kuin aiemmassa konstruktiossa.



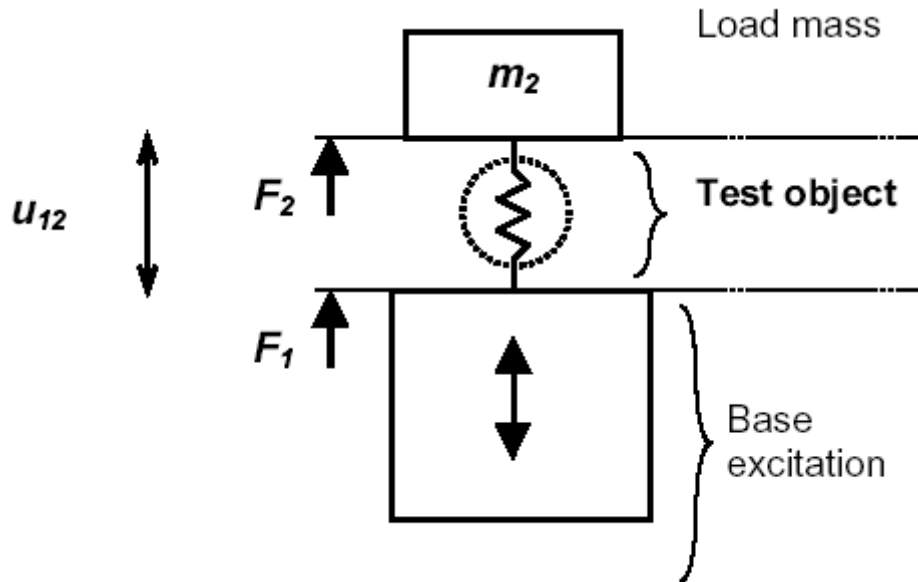
Kuva 2. Tärinäeristimien dynaamisten ominaisuuksien ISO 10846:n suoran menetelmän mukainen testipenkki TKK:n lujuusopin laboratoriossa Espoossa.

Rakennettua järjestelmää ollaan kehittämässä rakenteiltaan paremmaksi. Tavoitteena on seuraavat suoritusarvot:

- ISO-standardin 10846 vaatimukset täytetään sovellusalueella.
- Amplitudin vaihteluväli on 0,1–2 mm.
- Esikuormitus ulottuu 4 kN:iin saakka (voidaan vaihtaa sylinteri helposti).
- Taajuusalue on 240 Hz:iin saakka mutta riippuu suuresti esikuormituksesta ja amplitudista.
- Kiinnitys: Voidaan kiinnittää jopa noin 20 cm halkaisijaltaan olevia eristimiä. Isompia tärinäeristimiä varten voi tehdä nopeasti uusia kiinnikkeitä. Testattavan eristimen korkeus voi vaihdella, koska ylätasen korkeusasemaa voidaan säätää.

VTT Tuotteet ja tuotanto -tutkimusyksikön Laiva- ja konetekniikan tutkimusalueella Espoossa on tutkittu vajjeritärinäeristimien dynaamisia ominaisuuksia käyttäen

standardin ISO 10846-3 epäsuoraa menetelmää (ks. Kuva 3 ja Kuva 4) [5], [6], [7]. Tärinäeristimien tutkimus liittyy LIIKKUVÄRE-projektin osaprojektiin "Ajoneuvon värähtelyominaisuuksien suunnittelumenetelmät" (LIIKKUMAL).



Kuva 3. Tärinäeristimien dynaamisten ominaisuuksien epäsuoran mittausmenetelmän periaatekaavio ja perussuureet. Kuvassa kuorman massa on m_2 , täristimen synnyttämä voima F_1 , massaan vaikuttava voima F_2 ja siirtymä voiman vaikutuspisteiden välillä u_{12} . Testattavaa tärinäeristintä (test object) herätetään alhaalta täristimellä (base excitation) [5].



Kuva 4. Epäsuoran menetelmän mukainen koejärjestely vaijeritärinäeristimen dynaamisten ominaisuuksien määrittämiseksi, kun staattinen kuormitusmassa on 5,8 kg [6].

Laiva- ja konetekniikan testausjärjestelmässä on käytettävissä Ling Dynamic Systems 455 -sarjan sähködynaaminen tärustin, jonka massa on 81,6 kg. Sillä voidaan tuottaa enintään 489 N sinimuotoinen voima käytettäessä olemassa olevaa jäädytyspuhallinta. Luonnollista jäähdytystä käytettäessä saadaan 177 N jatkuva voima. Käyttökelpoinen taajuusalue on 10–7 500 Hz. Täristimen pöydän siirtymän suurin amplitudi on 9,5 mm ja suurin värähtelyn nopeus on 2,5 m/s ja pelkän pöydän suurin kiihtyvyys 117 g. Liikkuvien osien tehollinen massa on 0,43 kg. Tasaista satunnaista voimasignaalia käyttäen taajuusalueella 20–2 000 Hz saadaan nimellisvoiman tehollisarvoksi 283 N, kun kuormittava massa on enintään ankkurin tehollisen massan suuruinen. Täristimen tehovahvistimen massa on 37 kg. Tämä epäsuoran mittausmenetelmän mukainen testausjärjestely esitetään kuvassa 3.

VTT Tuotteet ja tuotanto -tutkimusyksikön Turvallisuustekniikan tutkimusalueella Espoossa on laitteiden dynaamisten ominaisuuksien testaamista varten kaksi sähködynaamista täristintä. Niiden taajuusalue on 5–2 000 Hz ja suurin voima sini-/satunnaisherätteellä 35 kN/35 kN tai 80 kN/46 kN. Kummallakin täristimellä saadaan maksimikihtyvyys 1 000 m/s² ja maksiminopeus 1,8 m/s. Pienemmällä täristimellä saadaan maksimipoikkeama 50 mm ja suuremmalla 25 mm. Pienemmän täristimen kuormitettavuus on 600 kg ja suuremman 4 000 kg. Myös nämä täristimet ovat tarvittaessa käytettävissä tärinäneristimien ominaisuuksien määrittämiseen.

Lähteet

- [1] Rantala, J. ISO 10846 standardin mukaisen värähtelyneristinten testausjärjestelmän kehitys ja testaus. Espoo: Teknillinen korkeakoulu. Konetekniikan osasto. Lujuusopin laboratorio, 2000. 19 s. (Raportti 12.12.2000)
- [2] ISO 10846-1. Acoustics and vibration – Laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements – Part 1: Principles and guidelines. Geneve: the International Organization for Standardization, 1997. 20 s.
- [3] ISO 10846-2. Acoustics and vibration – Laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements – Part 2: Dynamic stiffness of elastic supports for translatory motion - Direct method. Geneve: the International Organization for Standardization, 1997. 18 s.
- [4] ISO/DIS 10846-3. Acoustics – Laboratory measurement of vibro-acoustic transfer properties of resilient elements – Part 3: Dynamic stiffness of elastic supports for translatory motion – Indirect method. Geneve: the International Organization for Standardization, 1997. 35 s.
- [5] Linjama, J. & Juntunen, M. Estimation of dynamic properties of resilient mounts. Teoksessa: Friswell, M. I., Mottershead, J. E. & Lees, A. W. (toim.). Proceedings of the Second International Conference. Identification in Engineering systems. Swansea, UK, March 29–31, 1999. S. 74–83.

- [6] Juntunen, M. & Linjama, J. A test method for estimation of dynamic properties of isolators. Teoksessa: Güemes, J. A. (toim.). Proceedings of European COST F3 Conference on SYSTEM IDENTIFICATION & STRUCTURAL HEALTH MONITORING. Vol. 2. Madrid, Spain, June, 2000. Madrid: Universidad Politecnica de Madrid, Spain. S. 815–829.
- [7] Linjama, J. & Juntunen, M. Measurement of dynamic properties of wire rope isolators. Espoo: VTT Manufacturing Technology. Maritime and Mechanical Engineering. Project Report VAL3A-013. 22 s.



Tekijä(t) Hentinen, Markku, Hynnä, Pertti, Lahti, Tapio, Nevala, Kalervo, Vähänikkilä, Aki & Järviluoma, Markku			
Nimeke Värähtelyn ja melun vaimennuskeinot kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkonereissa. Laskentaperiaatteita ja käyttöesimerkkejä			
Tiivistelmä Tämän raportin tarkoituksena on tuoda erityisesti PK-toimialojen tarpeisiin käsikirjamaisia ohjeita tyyppiratkaisuista värähtelyn ja melun vaimentamiseksi. Työ kuuluu LIKKUVÄRE-projektiin (Kuljetusvälineiden ja liikkuvien työkonereiden värähtelyjen ja äänen hallinta), joka taas on osa Tekesin teknologiaohjelmaa VÄRE. Värähtelyn ja melun vaimentaminen on kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkonereissa erityisen haastavaa, koska kasvavat suorituskykyvaatimukset yleensä edellyttävät konetehon lisäämistä ja painon pienentämistä. Lisäksi herätteet ovat usein laajakaistaisia, mikä rajoittaa tietylle taajuudelle viritettyjen vaimennusratkaisujen käyttöä. Vaimennusratkaisuissa korostuvat siten rakennemateriaalin oman vaimennuksen lisääminen, liitosten hyödyntäminen sekä puoliaktiiviset ja aktiiviset vaimennuskeinot. Käsikirjaan on koottu akustiikan käsitteiden ja perussuureiden määritelmiä, teoriaa ja laskentaesimerkkejä sekä kulkuvälineisiin ja liikkuviin työkonereisiin soveltuvien vaimennuskeinojen nykytilanteen kartoitus (state of the art). Puoliaktiivisesta ja aktiivisesta värähtelyhallinnasta esitetään useita sovellusesimerkkejä. Työn näkökulma on hankkeen teollisuustaan mukainen ja pk-teollisuudelle suunnattu. Selvitys on pyritty mahdollisuuksien mukaan saamaan käytännönläheiseksi eli käytännön tekniikan parissa työskentelevän henkilön ymmärrettäväksi. Kaikkea matematiikkaa ei voida välttää, mutta sen määrä ja taso on pyritty pitämään rajallisena. Vastaavasti puoliaktiiviset ja aktiiviset vaimennuskeinot esitetään nimen omaan sovelluksien ja saatujen kokemusten valossa.			
Avainsanat vibration, acoustic noise, damping, vehicles, mobile machines, sound insulation, instruction, calculations, methods			
Toimintayksikkö VTT Tuotteet ja tuotanto, Tekniikantie 12, PL 1705, 02044 VTT			
ISBN 951-38-6078-7 (nid.) 951-38-6079-5 (URL: http://www.inf.vtt.fi/pdf/)		Projektinumero H9SU00154	
Julkaisu aika Syyskuu 2002	Kieli Suomi, engl. tiiv.	Sivu ja 118 s. + liitt. 164 s.	Hinta F
Projektin nimi Kuljetusvälineiden ja liikkuvien työkonereiden äänen hallinta LIKKUVÄRE		Toimeksiantaja(t) Teknologian kehittämiskeskus (Tekes)	
Avainnimeke ja ISSN VTT Tiedotteita – Research Notes 1235-0605 (nid.) 1455-0865 (URL: http://www.inf.vtt.fi/pdf/)		Myynti: VTT Tietopalvelu PL 2000, 02044 VTT Puh. (09) 456 4404 Faksi (09) 456 4374	

Published by



Vuorimiehentie 5, P.O.Box 2000, FIN-02044 VTT, Finland
Phone internat. +358 9 4561
Fax +358 9 456 4374

Series title, number and
report code of publication

VTT Research Notes 2160
VTT-TIED-2160

Author(s) Hentinen, Markku, Hynnä, Pertti, Lahti, Tapio, Nevala, Kalervo, Vähänikkilä, Aki & Järviluoma, Markku			
Title Vibration and noise damping methods for vehicles and mobile machines			
Abstract <p>The goal of this report is to bring for SME:s handbook-like instructions of type-solutions for vibration and noise damping. The work belongs to LIIKKUVÄRE-project (Control of vibration and sound on vehicles and mobile machines), which again is part of a national technology programme VÄRE.</p> <p>Damping of vibrations and noise is especially challenging in vehicles and mobile machines, because growing demands for performance normally call for increasing engine power and reducing weight. Furthermore, the excitations are often broadband, which restricts the use of solutions tuned for a particular frequency. Increasing material damping, utilising the joints, as well as semiactive and active means of damping are thus emphasized.</p> <p>The report includes definitions of basic acoustical terms and quantities, theory and calculation examples, and state-of-the-art of the damping methods suitable for vehicles and mobile machines. Several application examples of semiactive and active damping methods are shown.</p> <p>The handbook-like point of view follows the industry background of the project and is especially directed for SME:s. The study is meant to be practical and to be understood easily. All mathematics cannot be avoided, but its amount and level is kept limited. Respectively, the semiactive and active means of damping are presented using practical applications.</p>			
Keywords vibration, acoustic noise, damping, vehicles, mobile machines, sound insulation, instruction, calculations, methods			
Activity unit VTT Industrial Systems, Tekniikantie 12, P.O.Box 1705, FIN-02044 VTT, Finland			
ISBN 951-38-6078-7 (soft back ed.) 951-38-6079-5 (URL: http://www.inf.vtt.fi/pdf/)		Project number H9SU00154	
Date September 2002	Language Finnish, engl. abstr.	Pages 118 p. + app. 164 p.	Price F
Name of project Kuljetusvälineiden ja liikkuvien työkoneneiden äänen hallinta LIIKKUVÄRE		Commissioned by The National Technology Agency (Tekes)	
Series title and ISSN VTT Tiedotteita – Research Notes 1235-0605 (soft back edition) 1455-0865 (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	

Värähtelyn ja melun vaimentaminen on kulkuvälineissä ja liikkuvissa työkoneissa erityisen haastavaa, koska kasvavat suorituskykyvaatimukset yleensä edellyttävät konetehon lisäämistä ja painon pienentämistä. Lisäksi herätteet ovat usein laajakaistaisia, mikä rajoittaa tietylle taajuudelle viritettujen vaimennusratkaisujen käyttöä. Vaimennusratkaisuissa korostuvat siten rakennemateriaalin oman vaimennuksen lisääminen, liitosten hyödyntäminen sekä puoliaktiiviset ja aktiiviset vaimennuskeinot.

Tähän julkaisuun on koottu akustiikan käsitteiden ja perussuureiden määritelmiä, teoriaa ja laskentaesimerkkejä sekä kulkuvälineisiin ja liikkuviin työkoneisiin soveltuvien vaimennuskeinojen nykytilanteen kartointus (state of the art). Puoliaktiivisesta ja aktiivisesta värähtelyhallinnasta esitetään useita sovellusesimerkkejä. Julkaisun tarkoituksena on tuoda erityisesti PK-toimialojen tarpeisiin käsikirjamaisia ohjeita tyyppiratkaisuista värähtelyn ja melun vaimentamiseksi. Teoreettisen taustan määrä ja taso on pyritty pitämään rajallisena ja esimerkit riittävän käytännönläheisinä.

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