

LAPPEENRANNAN TEKNILLINEN YLIOPISTO

LUT School of Energy Systems

LUT Kone

BK10A0401 Kandidaatintyö ja seminaari

POLTTOMOOTTORIKÄYTTÖISEN HYBRIDIVOIMALINJAN VÄRÄHTELYT JA  
NIIDEN HALLINTA

VIBRATIONS AND VIBRATION CONTROL OF INTERNAL COMBUSTION  
ENGINE DRIVEN HYBRID POWERLINE

Janne Rautiainen 12.5.2015

Työn tarkastaja TkT Janne Heikkinen

## SISÄLLYSLUETTELO

## SISÄLLYSLUETTELO

## SYMBOLILUETTELO

<b>1</b>	<b>JOHDANTO</b> .....	<b>6</b>
1.1	Tutkimusongelma, -kysymykset ja tutkimuksen tavoite .....	7
1.2	Rajaukset.....	7
<b>2</b>	<b>KÄYTETYT MENETELMÄT</b> .....	<b>8</b>
2.1	Tiedonhakutavat ja käytetyt tietokannat .....	8
2.2	Tiedonhaun tulosten analysointi .....	9
<b>3</b>	<b>KIRJALLISUUSKATSAUS</b> .....	<b>11</b>
3.1	Dieselmoottorin aiheuttamat värähtelyt.....	12
3.1.1	Dieselmoottorin laskentamallin luominen .....	15
3.1.2	Dieselmoottorin synnyttämä heräte .....	19
3.2	Vääntövärähtelyidenhallinta .....	22
3.2.1	Vääntövärähtelyvaimentimet .....	23
3.2.2	Vauhtipyörä värähtelyvaimentimena .....	26
3.2.3	Ohjaukseen ja säätötekniikkaan perustuva värähtelyiden hallinta .....	27
3.3	Muut värähtelyt.....	29
3.3.1	Epätasapaino .....	29
3.3.2	Linjausvirheet .....	30
3.3.3	Epätasainen magneettinen veto.....	30
3.4	Joustava kytkin hybridijärjestelmässä .....	32
<b>4</b>	<b>KIRJALLISUUSKATSAUKSEN TULOSTEN ANALYSOINTI</b> .....	<b>34</b>
4.1	Objektiivisuus, reliabiliteetti ja validiteetti.....	35
4.2	Avaintulokset .....	35
4.3	Tulosten yleistettävyys, hyödynnettävyys ja jatkotutkimusaiheet.....	36
<b>5</b>	<b>YHTEENVETO</b> .....	<b>37</b>
	<b>LÄHTEET</b> .....	<b>38</b>

## SYMBOLILUETTELO

$A$	Värähtely amplitudi [m]
$a_p$	Männän kiihtyvyys [ $\text{m/s}^2$ ]
$\mathbf{C}$	Vaimennusmatriisi
$\mathbf{C}_m$	Modaalinen vaimennusmatriisi
$c$	Vaimennuskerroin [Nm/s]
$c_i$	Vaimennuselementti
$D$	Sylinterin halkaisija [m]
$F$	Herätevoima [N]
$F_d$	Vaimennusvoima [N]
$F_e$	Komponentin edestakaisen liikkeen massavoima [N]
$F_I$	Hitausvoima [N]
$F_p$	Keskipakovoima [N]
$F_s$	Jousivoima [N]
$G$	Kimmokerroin [Pa]
$I_f$	Vauhtipyörän massahitaus [ $\text{m}^4$ ]
$I_p$	Poikkileikkauksen massahitaus [ $\text{m}^4$ ]
$I_{xx}$	Elementin vääntövakio [ $\text{m}^4$ ]
$J$	Massahitaus [ $\text{kgm}^2$ ]
$\mathbf{K}$	Jäykkyyismatriisi
$k$	Jousivakio [N/m]
$\mathbf{k}_e^j$	Jousielementtimatriisi
$k_{\Delta\omega}$	Kampiakselin nopeusvaihtelun kerroin
$L$	Elementin pituus [m]
$\mathbf{M}$	Massamatriisi
$m$	Massa [kg]
$M_d$	Vaimennusmomentti [Nm]
$M_I$	Massan aiheuttama momentti [Nm]
$M_i$	Harmoninen vääntömomentti komponentti
$M_s$	Jousimomentti [Nm]

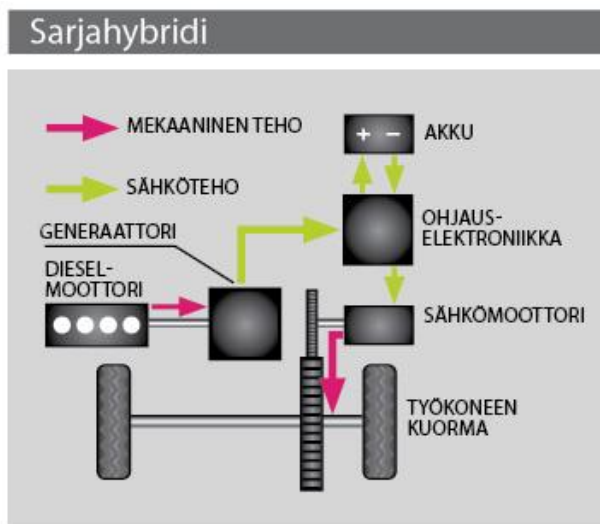
$m_p$	Kiertokangen pyörivää liikettä tekevä massa [kg]
$m_e$	Sylinterissä edestakaista liikettä tekevien komponenttien massa [kg]
$\mathbf{m}_e^j$	Massaelementtimatriisi
$\mathbf{N}$	Muotovektori
$n_e$	Moottorin keskimääräinen kierrosnopeus [1/min]
$p_i$	Sylinterin keskipaine [kPa]
$P_m$	Moottorin teho [kW]
$p_{te}$	Massavoimien aiheuttama tangentiaalinen paine [kPa]
$p_{ti}$	Sylinterin harmoninen tangentiaalinen paine [kPa]
$p_{tic}$	Sylinterin harmonisen paineen kosinikomponentti [kPa]
$p_{tis}$	Sylinterin harmonisen paineen sinikomponentti [kPa]
$r$	Kammen säde [m]
$\mathbf{T}$	Ulkoisten vääntöjen vektori
$t$	Aika [s]
$\mathbf{q}$	Systeemin vääntövapausasteiden vektori
$\dot{\mathbf{q}}$	Systeemin nopeustila
$\ddot{\mathbf{q}}$	Systeemin kiihtyvyyttila
$W$	Moottorin yhden tahdin aikana tekemä työ [J]
$\ddot{x}$	Kappaleen kiihtyvyys [ $\text{m/s}^2$ ]
$x_s$	Jousen venymä [m]
$\theta$	Kulma [rad]
$\dot{\theta}$	Pyörimisnopeus [rad/s]
$\ddot{\theta}$	Kulmakiihtyvyys [ $\text{rad/s}^2$ ]
$\gamma$	Moottorityyppikohtainen empiirinen vakio
$\eta_m$	Polttomoottorin mekaaninen hyötysuhde
$\lambda$	Kiertokankisuhde
$\xi_i$	Muodon $i$ vaimennuskerroin
$\rho$	Tiheys [ $\text{kg/m}^3$ ]
$\Phi$	Muotomatriisi
$\varphi$	Kampikulma [ $^\circ$ ]
$\varphi_i$	Muodon $i$ muotovektori
$\phi$	Vaihekulma [rad]

$\omega$	Kulmanopeus [rad/s]
$\Delta E$	Polttomoottorin kineettisen energian vaihtelu [J]

## 1 JOHDANTO

Tämä kandidaatintyön käsittelee työkoneiden sarjahybridivoimalinjoissa tapahtuvia värähtelyitä. Värähtelyt ovat yksi epävarmuustekijä useiden koneiden toiminnassa. Värähtelyt voivat aiheuttaa turhaa kulumista ja hallitsemattomana jopa rakenteiden ja koneiden rikkoontumisia. (Rao, 2000, s. 9.) Työkoneissa luotettavuus on erittäin tärkeää, jotta ylimääräisiä korjaustöitä ei tarvitse tehdä kalliisiin koneisiin vaan koneet pysyvät tuottavassa työssä mahdollisimman pitkään (Partanen, 2013, s. 50).

Sarjahybridissä dieselmoottori on kytketty generaattoriin, joka tuottaa sähköä erillisille sähkömoottoreille ja toimilaitteille. Sarjahybridin toimintaa on esitetty kuvassa 1. Sarjahybridissä dieselmoottori voidaan mitoittaa huomattavasti pienemmäksi kuin perinteisissä ratkaisuisa ja hyödyntää tarvittaessa sähkömoottorien hetkellistä ylikuormituskykyä maksimitehoa vaativissa tilanteissa. Perinteisissä ratkaisuisa dieselmoottori joudutaan mitoittamaan maksimitehontarpeen mukaan. Maksimitehoa tarvitaan työkonekäytössä kuitenkin vain harvoin. (Partanen, 2013, s. 48, 50.)



**Kuva 1.** Sarjahybridin periaatekuva (Partanen, 2013, s. 51).

Hybriditeknikan käyttö on yleistynyt viime vuosina. Hybriditeknikan yleistymistä ovat edistäneet muun muassa pyrkimys polttoainetaloudellisempiin työkoneisiin polttoaineen hinnan kohotessa. Lisäksi hybriditeknikalla on pyritty vähentämään työkoneiden hiukkas-

ja typpipäästöjä. Euroopassa työkoneiden aiheuttamia päästöjä valvoo Euroopan unioni päästörajoitusten avulla. Vuonna 2014 tulivat voimaan entistä tiukemmat päästömääräykset. (Partanen, 2013, s. 51.)

### 1.1 Tutkimusongelma, -kysymykset ja tutkimuksen tavoite

Kandidaatintyön tutkimusongelmana on selvittää millaisia värähtelyjä hybridoimolinjaan vaikuttaa. Erityisesti halutaan selvittää polttomoottorin käyttäytymistä voimalinjassa. Tutkimuskysymyksinä ovat: millaisia värähtelytyyppejä hybridoimolinjassa ja sähkökoneissa voi esiintyä, miten eri värähtelytyyppejä hallitaan sekä millaisia ovat värähtelyiden vaikutukset? Lisäksi selvitetään polttomoottorin värähtelyiden mallintamista. Tavoitteena on selvittää hybridoimolinjan suunnittelussa huomioitavia asioita värähtelyiden kannalta sekä selvittää tämänhetkisiä tutkimussuuntauksia värähtelyiden hallintaan.

### 1.2 Rajaukset

Työssä käsitellään värähtelyiden vaikutusta työkoneiden, ajoneuvojen sekä laivoissa käytettävien dieselgeneraattorien näkökulmasta. Työssä tutkitaan sarjahybridejä, joilla ei ole mekaanista yhteyttä käytettävään laitteeseen tai kuormaan. Työssä ei siis tutkita esimerkiksi kardaniakselin vaikutusta voimalinjaan. Suurin painoarvo annetaan polttomoottorin aiheuttamille vääntövärähtelyille, jotka ovat tämän kokoluokan hybridoimolinjan suurin yksittäinen värähtelynlähde. Värähtelyiden vaikutuksia runkorakenteisiin ei tutkita.

## 2 KÄYTETYT MENETELMÄT

Kandidaatintyö toteutettiin kirjallisuustutkimuksena. Kirjallisuustutkimus on luonteeltaan toteava. Työssä on tarkoitus tutustua värähtelyidenhallinnan nykytilanteeseen ja tutkia värähtelyiden hallinnan lähitulevaisuutta.

### 2.1 Tiedonhakatavat ja käytetyt tietokannat

Kirjallisuustutkimuksessa tieto on pyritty hakemaan mahdollisimman monesta erilaisesta lähteestä. Tiedonhaussa hyödynnettyjä hakujärjestelmiä olivat muun muassa Scopus, Lappeenrannan teknillisen yliopiston tiedekirjaston Wilma-aineistotietokanta ja SFS Online -standardihakemisto. Kirjallisuustutkimuksessa käytettiin aiempia tutkimusartikkeleita hybridijärjestelmien, dieselmoottoreiden ja sähkökoneiden värähtelyistä. Työssä käytettiin myös Lappeenrannan teknillisen yliopiston tiedekirjastosta löytyviä värähtelytekniikan kirjoja. Lisäksi tiedonhaussa hyödynnettiin kone- ja komponenttivalmistajien tuottamia artikkeleita.

Tiedonhaussa käytettyjä tietokantoja olivat Scopus, Elsevier, SpringerLinks eBooks, Google Scholar sekä Lappeenrannan teknillisen yliopiston Nelli-portaali. Kaupallisista tietolähteistä käytettiin muun muassa Wärsilän ja Schaeffler Groupin artikkeleita. Lähteinä käytettiin myös muiden yliopistojen oppimateriaaleja. Tiedonhaussa käytettyjä hakusanoja olivat muun muassa

- (torsional) vibration
- (combustion) engine, motor, ICE
- electrical machine
- powertrain, drivetrain
- hybrid electric (vehicle), HEV
- motor generator, genset
- damping.

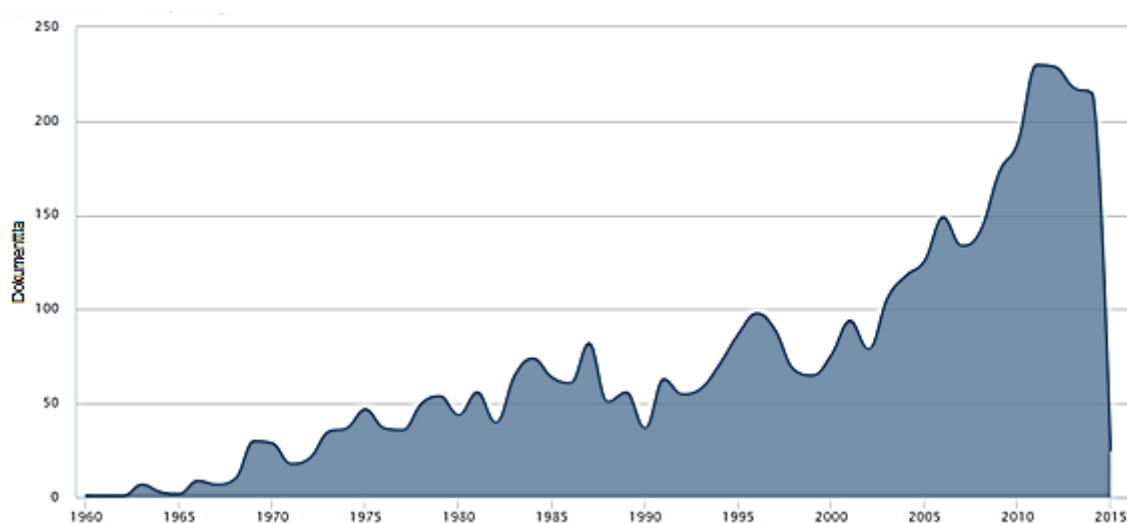
Tiedonhakua tehostettiin yhdistelemällä eri hakusanoja, jolloin hakukoneiden tuloksia saatiin rajattua. Hakusanoja yhdistellään esimerkiksi Scopus-hakukoneen syntaksin mukaisesti. Scopus-hakukoneessa \*-merkki tarkoittaa katkaisua, AND ja OR ovat loogisia

ja- ja tai-operaattoreita ja suluilla sekä heittomerkeillä rinnastetaan ja rajataan hakuetoja. Haut rajattiin insinööritieteisiin sekä artikkeleihin. Sopivien lähteiden valinta suoritettiin otsikoiden sekä tiivistelmien avulla.

## 2.2 Tiedonhaun tulosten analysointi

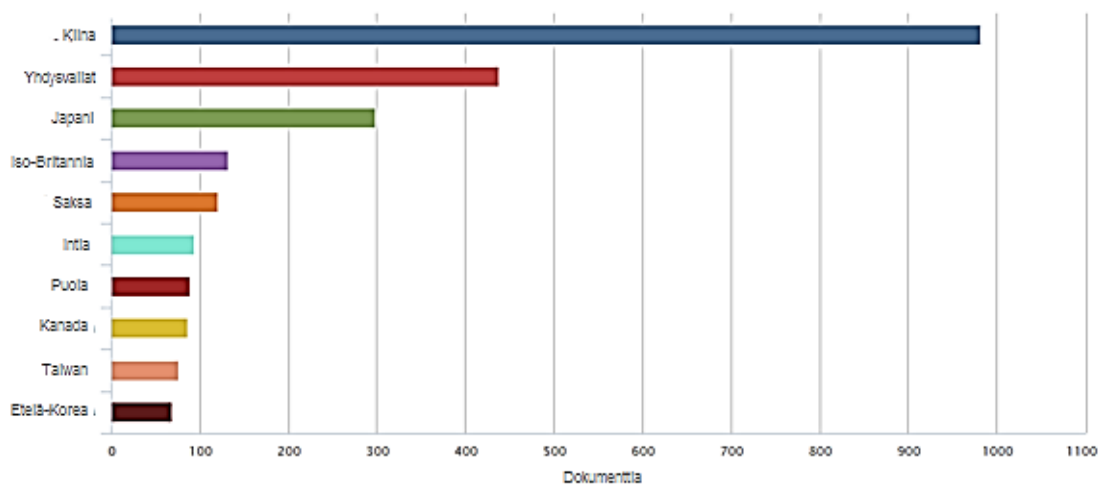
Tiedonhaun tuloksia analysoitiin Scopus – tiedonhakupöytäkirjasta saaduilla kuvaajilla. Lähteiden vahvuutta arvioitiin viittausten määrän sekä julkaisuajan perusteella. Lähteiksi pyrittiin valitsemaan mahdollisimman tuoreita artikkeleita ja konferenssipapereita. Lähteinä käytettiin 2000-luvun julkaisuja. Kaikkiaan Internetin eri hakukoneilla työn lähteiksi valikoitui noin 15 tieteellistä artikkelia, joiden lisäksi hyödynnettiin viittä värähtelytekniikan kirjaa ja muuta oppimateriaalia. Tieteelliset artikkelit ovat julkaistu keskimäärin 2010 ja julkaisuajoista laskettu mediaanin on 2012.

Kirjallisuuskatsauksen kannalta hyödyllisimmäksi hakukannaksi osoittautui Scopus-hakukone. Esimerkiksi hakusanalla ”machine vibration\*” saadaan Scopus-hakukoneella vielä yli 20000 lähdetä. Yhdeksi painopisteeksi valitusta vääntövärähtelyistä löydetään hakusanalla ”torsion\* vibration\*” Scopus-hakukoneella yli 5000 lähdetä. Kuvassa 2 on esitetty vääntövärähtelyihin liittyvien lähteiden ikäjakauma Scopus-hakukoneessa aikavälillä 1960–2015.



**Kuva 2.** Vääntövärähtelyihin liittyvien lähteiden vuosittainen julkaisumäärä (mukailen Scopus, 2015).

Kuvasta 2 nähdään, että vääntöväärähtelyihin liittyvien artikkelien määrä kasvoi melko tasaisesti vuodesta 1965 vuoteen 2005, mutta lähestyttäessä 2010-lukua artikkelien määrä kasvoi erityisen paljon. Artikkelien määrän kasvuun vaikuttanut hybriditeknologian yleistyminen ja muun muassa tarve vaikuttaa ajoneuvojen ajomukavuuteen ajonaikaista melua vaimentamalla. Toinen suuri vääntöväärähtelyiden tutkimisen sovellus on ollut tuulivoimaloiden generaattorit, jotka ovat myös yleistyneet 2000-luvulla. Kuvassa 3 on esitetty vääntöväärähtelyartikkelien julkaisumaiden jakauma.



**Kuva 3.** Vääntöväärähtelyihin liittyvien lähteiden julkaisumaajakauma (mukailten Scopus, 2015).

Kuvasta 3 nähdään, että kolmen suurimman julkaisumaan joukossa ovat perinteiset ajoneuvojen valmistajamaat, Yhdysvallat ja Japani. Lisäksi suurimpana on Kiina, jossa on tehty viime vuosina useita tutkimuksia ajoneuvotekniikan ja sähkötekniikan saralla.

### 3 KIRJALLISUUSKATSAUS

Värähtely on toistuvaa edestakaista liikettä. Värähtelyä voidaan kuvata yksinkertaisimmillaan jouseen kiinnitetyn painon toistuvana pystysuuntaisena heilahteluna. Värähtelevä systeemi koostuu kolmesta osasta: potentiaalienergiaa varastoivasta osasta, kineettistä energiaa varastoivasta osasta sekä liikettä vaimentavasta osasta. (Rao, 2000, s. 11.) Yksinkertaisimmillaan värähtelyn aiheuttamaa liikettä voidaan kuvata yhtälöllä

$$x(t) = A \cos(\omega t + \phi), \quad (1)$$

jossa  $A$  on värähtelyn amplitudi,  $\omega$  kulmanopeus,  $t$  aika ja  $\phi$  vaihekulma (Pennala, 1999, s. 21).

Värähtely voi olla lineaarista tai epälineaarista. Lineaarista värähtelyä voidaan kuvata helposti matemaattisilla malleilla, mutta yleensä kaikissa värähtelevissä systeemeissä tapahtuu jossain määrin epälineaarista värähtelyä, joka aiheuttaa vaikeuksia matemaattisten mallien määrittämiseen. (Rao, 2000, s. 16.)

Pyörivien koneiden värähtelyiden syntymiseen vaikuttavat periaatteet voidaan jakaa karkeasti kolmeen osa-alueeseen. Ensimmäisenä voidaan nimetä mekaaniset voimat, jotka liittyvät pyörimiseen. Koneissa, joissa mekaaninen työ tehdään pyörivien osien kuten akseleiden avulla, on huomioitava etenkin keskihakuvoima. Myös erilaiset laitteiden välisten kytkinten reaktiovoimat ja hammaspyörien kosketukset voidaan luokitella syntyvän tällä periaatteella. Toisena periaatteena ovat laitteiden toimintaperiaatteeseen liittyvät herätevoimat. Esimerkiksi polttomoottorin ja sähkömoottorin toimintaperiaatteet synnyttävät luonnollisesti erilaisia voimia, jotka synnyttävät erilaisia värähtelyvasteita. Kolmantena ovat koneenosakohtaiset eroavaisuudet. Esimerkiksi erityyppisillä laakereilla on erilaisia reaktiovoimia. (Bilošová & Biloš, 2012, s. 61.)

Värähtelyitä koskevia standardeja on useilla eri organisaatioilla ja komiteoilla. Yksi koneiden värähtelyihin liittyvä ISO-standardi on ISO 10816-standardisarja. Standardisarja käsittelee värähtelyiden mittaamista ja värähtelyn raja-arvoja koneiden runkorakenteista mitattuna. ISO 10816-standardisarjan kolmannessa osassa käsitellään värähtelyitä muun

muassa teollisuuden sähkögeneraattoreissa ja –moottoreissa ja kuudennessa osassa mäntämoottoreiden käyttämien koneiden värähtelyitä kuten laivojen dieselgeneraattoreita. (ISO 10816-3, 2009, s. 1; ISO 10816-6, 1995, s. 1.) Lisäksi on muodostettu polttomoottorikäyttöisille generaattoreille oma standardisarja, ISO 8528. Standardisarjan yhdeksännessä osassa käsitellään värähtelyjen mittaamista ja värähtelyn raja-arvoja generaattoreissa. (ISO 8528-9, 1995, s. 1.)

Lisäksi Society of Automotive Engineers International on julkaissut useita standardeja värähtelyihin liittyen. Useat standardit käsittelevät värähtelyitä, jotka vaikuttavat työkoneen tai ajoneuvon kuljettajaan ja runkorakenteisiin. Myös moottorin ja koneiden värähtelyvaimentimiin ja niiden materiaaleihin liittyen on useita standardeja. (SAE International, 2015.)

### 3.1 Dieselmootorin aiheuttamat värähtelyt

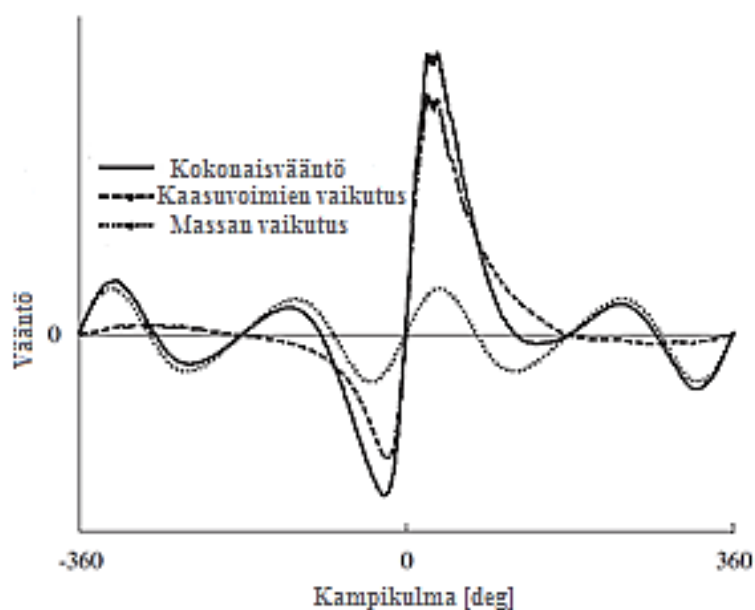
Dieselmoottori aiheuttaa toimintaperiaatteensa takia värähtelyitä. Dieselmootorin värähtelyt voivat ilmetä kolmella eri tavalla: jäykänkappaleen liikkeenä sekä paikallisina tai globaaleina värähtelyinä. Jäykänkappaleen liikkeessä moottori liikkuu kokonaisuudessaan värähtelytaajuudellaan. Nämä värähtelyt voivat aiheuttaa rasituksia moottorin kiinnikkeisiin sekä muihin liitoksiin. Paikalliset värähtelyt ilmenevät yksittäisten komponenttien värähtelyinä. Globaalit värähtelyt ilmenevät moottorinlohkon muodonmuutoksina. Ne aiheuttava suuria jännityksiä ja voivat aiheuttaa rikkoontumiseen. (Tienhaara, 2004, s. 20.)

Dieselmootorin kampiakselin värähtelyt voidaan luokitella kolmeen eri tyyppiin: vääntövärähtelyihin, pitkittäisvärähtelyihin sekä taivutusvärähtelyihin. Vääntövärähtelyt ovat dieselmootoreissa yleisimpiä pitkittäis- ja taivutusvärähtelyiden rajoituessa vain erikoistapauksiin. (Pitkänen, 1999, s. 32.)

Dieselmootorin värähtelyiden herätteet syntyvät pääasiassa kahdesta lähteestä: massavoimista ja kaasuvoimista. Massavoimat syntyvät massojen pyörimisestä ja massojen edestakaisesta liikkeestä. Massojen pyörimisestä syntyy jäykänkappaleen värähtelyä ja taivutusvärähtelyä. Massojen edestakainen liike aiheuttaa jäykänkappaleen värähtelyä, taivutusvärähtelyä ja vääntövärähtelyä. Kaasuvoimat johtuvat pakokaasun, polttoaineen ja

ilman virtauksista. Merkittävin kaasuvoima on sylinterien paineiden muutokset polttoprosessin aikana ja ne aiheuttavat vääntövärähtelyitä. (Tienhaara, 2004, s. 21–22.)

Koska polttomoottorissa voima tuotetaan peräkkäisillä polttoaineen räjäytysprosesseissa ja muutetaan mäntien pystyliikkeestä pyörimisliikkeeksi, polttomoottorin väännöntuotanto ei ole tasaista vaan tulee sykäyksittäin. Väännön epätasaisuutta pyritään korjaamaan polttomoottorissa vauhtipyörällä, mutta vauhtipyörä ei toimi optimaalisesti kaikilla pyörimisnopeuksilla. (Cauet, Coirault & Njeh, 2013, s. 1831.) Väännöntuoton epätasaisuus on yleisin vääntövärähtelyiden heräte (Pitkänen, 1999, s. 32). Väännöntuoton tasaisuuteen vaikuttaa oleellisesti moottorin sylinterien lukumäärä. Mitä vähemmän sylintereitä on, sitä epätasaisempi väännöntuotto yleensä on. (Ayana et al., 2011, s. 2971.) Kuvassa 4 on yhden sylinterin väännön tuotto yhden työkierron aikana.



**Kuva 4.** Diesel moottorin yhden sylinterin tuottama kokonaisvääntö yhdellä työkierrolla piirrettynä yhtenäisellä viivalla (mukaillen Östman & Toivonen, 2008a, s. 83).

Yhteispaineruiskutus voi lisätä väännöntuoton epätasaisuutta. Ongelma aiheutuu, kun järjestelmä säätää ruiskutettavan polttoaineen määrää erikseen jokaiselle sylinterille. Säätö voi aiheuttaa virheen ruiskutettavan polttoaineen määrässä. Virhe syntyy solenoidiventtiilien yksilöllisistä eroista, paine-eron heittelyistä polttoainelinja ja sylinterien välillä sekä suuttimien tukkeutumista. Kun virhettä syntyy jokaisessa

sylinterissä, sylintereiden synnyttämien voimien ero synnyttää vaihteluita väännötuotossa. (Östman & Toivonen, 2008b, s. 1024.) Ongelma on havaittavissa nykyään, kun ajoneuvojen polttoaineenruiskutusjärjestelmissä käytettävät paineet ovat kasvaneet ja prosenteissa huomattavat erot ovat tulleet vaikuttavammiksi (Kroll, Kooy & Seebacher, 2010, s. 33).

Vääntövärähtelyiden syntyminen voidaan ajatella yksinkertaistetusti olakkeellisena akselina. Akselin kulmanopeus vaihtelee väännötuoton epätasaisuudesta johtuen. Akselin olakkeiden kulmanopeusvaihteluiden taajuus on sama. Kuitenkin esimerkiksi olakkeiden erilaisten inertiaominaisuuksien takia olakkeiden kulmanopeusmuutokset voivat esiintyä eri amplitudeilla. Tällöin vähintään yksi olake heilahtelee epätahdissa muihin olakkeisiin nähden. (Pitkänen, 1999, s. 32.) Tällöin syntyy vääntövärähtelyitä, jotka etenevät pitkin voimalinjaa. Väännötuoton vaihtelut aiheuttavat myös värähtelyitä moottorilohkossa, josta ne välittyvät moottorin kiinnitysten kautta runkoon. (Kadomukai et. al, 1995, s. 470.) Epätasaisista käyntiä esiintyy vääntövärähtelyiden yhteydessä (Pitkänen, 1999, s. 32).

Erityisesti ajoneuvoteollisuudessa pyritään hyödyntämään mahdollisimman pieniä polttomoottoreita. Pienempien moottoreiden alhaisemmat massat vaikuttavat moottoreiden värähtelykäyttäytymiseen. Lisäksi moottoreita pyritään optimoimaan ajettavaksi mahdollisimman alhaisilla kierrosnopeuksilla, jolloin lähestytään moottorin resonanssipöyrimisnopeutta. (Kroll et al., 2010, s. 33.)

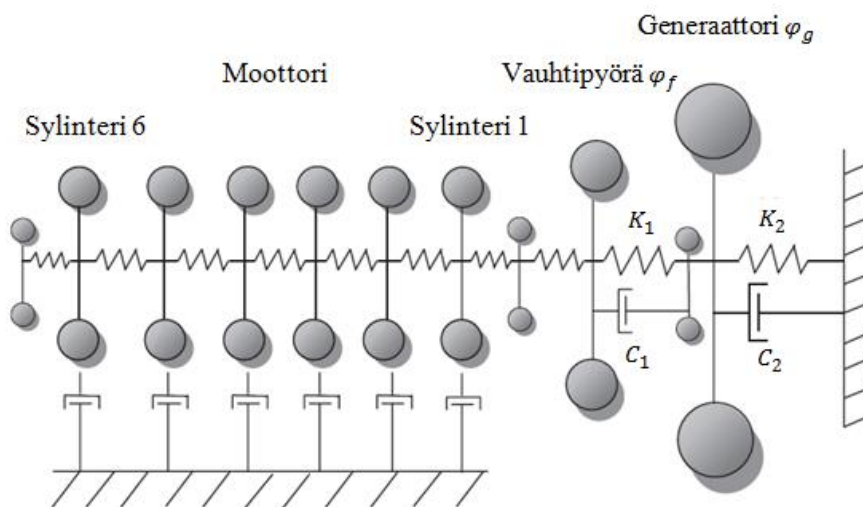
Hybridivoimansiirto mahdollistaa useissa ratkaisuissa polttomoottorin lepuuttamisen silloin, kun sen tuottamalle voimalle ei ole tarvetta. Samalla moottorin sammutus- ja käynnistyskerrat lisääntyvät, mikä lisää voimalinjaan syntyviä rasiuksia. Rasiukset syntyvät siitä, että moottoria käynnistettäessä ja sammutettaessa moottorin ohittaa resonanssipisteen. (Albers, 2006, s. 11)

Vääntövärähtelyiden tutkiminen on tärkeää lähes kaikissa polttomoottorikäytöissä, koska ne voivat synnyttää akselistoissa riittävän suuria jännityshuippuja aiheuttamaan väsymismurtumia ja akselin katkeamisia. Polttomoottorit on joko varustettava vääntövärähtelyvaimentimilla tai varmistettava, että vääntövärähtelyitä ei synny moottorin käyttöpyörimisalueella. (Pitkänen, 1999, s. 32.)

### 3.1.1 Dieselmoottorin laskentamallin luominen

Matemaattisen mallin luominen aloitetaan yksinkertaistamalla moottorimallia. Aluksi massat redusoidaan yksittäisiin pisteisiin, kuten sylintereiden, vauhtipyörän ja generaattorin keskiviivoille. Redusoiduille massoille määritetään massojen hitausmomentit. (Pitkänen, 1999, s. 69.)

Seuraavaksi yksinkertaistetaan akselisto. Esimerkiksi kampiakselin tutkimisessa tämä tarkoittaa kammen mutkien poistamista ja akseliston kuvaamista suorilla akseleilla. Matemaattisen käsittelyn jälkeen massojen väleillä tulisi olla alkuperäisen akseliston osien vääntöjäykkyys sekä koko akselistolla tulisi olla yhtenäinen halkaisija, reduktiohalkaisija  $d_{red}$ . Lisäksi akseliston pituutta pitää redusoida massojen yksinkertaistuttua keskilinjensa ympärille. (Pitkänen, 1999, s. 70.) Kuvassa 5 on esitettyä laskentamalli moottori-generaattori yhdistelmälle.



**Kuva 5.** Laskentamalli moottori-generaattori yhdistelmälle (mukailten Östman & Toivonen, 2008a, s. 81).

Värähtelevä systeemi voidaan esittää liikeyhtälönä

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{T}(\mathbf{q}, t), \quad (2)$$

jossa  $\mathbf{M}$  on massamatriisi,  $\mathbf{C}$  vaimennusmatriisi,  $\mathbf{K}$  jäykkyysmatriisi,  $\mathbf{T}$  on heräte eli ulkoisten vääntöjen vektori,  $\ddot{\mathbf{q}}$  systeemin kiihtyvyydestä,  $\dot{\mathbf{q}}$  systeemin nopeustila ja  $\mathbf{q}$  systeemin vääntövapausasteet. Elementtimenetelmässä massa ja jäykkyysmatriisit voidaan muodostaa esimerkiksi muotofunktioista. Vaimennusmatriisille on useita erilaisia

muodostamistapoja. Kun liikeyhtälön oikea puoli asetetaan nolaksi, voidaan systeemin luonnolliset värähtelytaajuudet selvittää ominaisarvotehtävänä. (Tehrani & Sopanen, 2014, s. 2-3.)

Värähtelymallista on tärkeää tutkia järjestelmän luonnolliset värähtelytaajuudet sekä värähtelymuodot, koska herätteen vaikuttaessa systeemiin samalla taajuudella kuin systeemin luonnollinen värähtelytaajuus syntyy resonanssi. Resonanssi voi saada systeemin heilahtelemaan suurella amplitudilla. Pyörivillä koneilla voidaan selvittää resonanssia aiheuttavat pyörimisnopeudet vertaamalla luonnollisia värähtelytaajuuksia ja herätetaajuuksia. Resonanssi on tapahtuessaan erittäin kuluttavaa systeemille ja voi aiheuttaa vaurioita ja sen haitallista vaikutusta tutkitaan pakkovärähtelyanalyysillä. (Rao, 2000, s.16; Tehrani & Sopanen, 2014, s. 2.)

Värähtelevässä systeemissä massa voidaan käsittää jäykkänä kappaleena, joka saa tai menettää energiaa nopeuden muuttuessa eli massamatriisi kuvaa elementin kineettistä energiaa (Rao, 2000, s. 30). Massaan vaikuttavaa voimaa voidaan kuvata Newtonin toisen lain avulla yhtälöllä

$$F_I = m\ddot{x}, \quad (3)$$

jossa  $F_I$  on hitausvoima,  $m$  on kappaleen massa ja  $\ddot{x}$  on kappaleen kiihtyvyys. Pyörivissä koneissa yhtälö muuttuu muotoon, jossa siirtymä tapahtuu kiertymänä. Tällöin yhtälö kirjoitetaan muodossa

$$M_I = J\ddot{\theta}, \quad (4)$$

jossa  $M_I$  on massan aiheuttama momentti,  $J$  on massahitaus ja  $\ddot{\theta}$  on kulmakiihtyvyys. (Pennala, 1999, s. 14.) Koneen matemaattisessa tarkastelussa luodaan massamatriisi, joka kootaan massaelementeistä. Elementit voidaan kirjoittaa muodossa

$$\mathbf{m}_e^j = I_p \int_0^L \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dx, \quad (5)$$

jossa  $N$  on muotovektori,  $I_p$  on poikkileikkauksen massahitaus,  $\rho$  on materiaalin tiheys ja  $L$  on elementin pituus. (Tehrani & Sopenan, 2014, s. 2.) Vääntöväärähtely tapauksissa ollaan kiinnostuneita akselin kiertymisestä oman akselinsa ympäri. Tällöin vääntöelementin yleistetyn koordinaatiston muodostavat elementin päissä olevien solmujen kiertymät. Nämä kiertymät voidaan kuvata lineaarisella muotovektorilla

$$\mathbf{N} = \left[ 1 - \frac{x}{L} \quad \frac{x}{L} \right] \quad (6)$$

(Friswell et al., 2010, s. 140.) Sijoittamalla muotovektori massaelementin yhtälöön massamatriisi saadaan muotoon (Tehrani & Sopenan, 2014, s. 2)

$$\mathbf{m}_e^j = \frac{\rho I_p L}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Jäykkyysmatriisi kuvaa systeemin kykyä varastoida potentiaalienergiaa. Se synnyttää systeemiin voiman, joka on suhteellinen siirtymään ja voidaan käsittää jousena. (Rao, 2000, s. 20.) Jousen aiheuttamaa voimaa kuvataan yhtälöllä

$$F_s = kx_s, \quad (8)$$

jossa  $F_j$  on jousivoima,  $k$  on jousivakio ja  $x_s$  on jousen venymä. Yhtälöä voidaan soveltaa myös väännöntapauksessa, jolloin siirtymä tapahtuu kiertymänä ja yhtälö saa muodon

$$M_s = k\theta, \quad (9)$$

jossa  $M_s$  on jousimomentti,  $\theta$  on kiertymä. (Pennala, 1999, s. 14–15.) Jäykkyysmatriisia  $\mathbf{K}$  koottaessa jousivakio muodostetaan elementtimatriiseista, jotka voidaan määrittää muodossa

$$\mathbf{k}_e^j = \frac{GI_{xx}}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}, \quad (10)$$

jossa  $G$  on materiaalin kimmokerroin,  $L$  on elementin pituus ja  $I_{xx}$  on elementin vääntövakio, joka voidaan olettaa olevan yhtä suuri  $I_p$ :n kanssa (Tehrani & Sopenan, 2014, s. 2).

Vaimennus poistaa värähtelevästä systeemistä energiaa ja vaimentaa värähtelyn, jos systeemiin ei tuoda lisää lisäenergiaa. Vaimennus on verrannollinen nopeuteen ja sitä voidaan kuvata yhtälöllä

$$F_d = c\dot{x}, \quad (11)$$

jossa  $F$  on vaimennusvoima,  $c$  on vaimennuskerroin ja  $\dot{x}$  on nopeus. Tutkittaessa vääntöä yhtälö saa muodon

$$M_d = c\dot{\theta}, \quad (12)$$

jossa  $M_d$  on vaimennusmomentti ja  $\dot{\theta}$  on pyörimisnopeus. (Pennala, 1999, s. 18.) Monissa käytännön tapauksissa vaimennus on niin pieni, ettei sitä oteta laskennassa huomioon. Vaimennuksen merkitys kasvaa tapauksissa, joissa systeemin värähtelyt ovat lähellä resonanssia. (Rao, 2000, s. 16.)

Vaimennusmatriisi  $\mathbf{C}$  voidaan määrittää esimerkiksi seuraavalla proseduurilla, joka aloitetaan määrittämällä vaimentamattomat ominaisarvot ja –muodot yhtälöstä

$$(\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M})\boldsymbol{\varphi}_i = 0, \quad (13)$$

jossa  $\omega_i$  on kulmanopeus,  $\boldsymbol{\varphi}_i$  on muodon  $i$  muotovektori. Muotomatriisi  $\boldsymbol{\Phi}$  saadaan yhdistämällä muotovektorit. Muotomatriisin tulee toteuttaa yhteys

$$\boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{M} \boldsymbol{\Phi} = \mathbf{I}, \quad (14)$$

jossa  $\mathbf{I}$  yksikkömatriisi. Modaalinen vaimennusmatriisi  $\mathbf{C}_m$  on matriisi, jonka diagonaalille lasketaan elementtejä, jotka ovat muotoa:

$$c_i = 2\xi_i \omega_i, \quad (15)$$

jossa  $\xi_i$  on muodon  $i$  vaimennuskerroin. Vaimennusmatriisi saadaan muodostettua yhtälöllä (Tehrani & Sopanen, 2014, s. 2)

$$\mathbf{C} = (\boldsymbol{\Phi}^T)^{-1} \mathbf{C}_m \boldsymbol{\Phi}^{-1}. \quad (16)$$

### 3.1.2 Dieselmoottorin synnyttämä heräte

Värähtely voidaan käsittää jaksollisena eli harmonisena tai satunnaisena riippuen värähtelyn aiheuttamasta herätteestä. Jaksollisessa värähtelyssä värähtelyn aiheuttaa heräte, joka voidaan arvioida jokaisella ajanhetkellä. (Rao, 2000, s. 17.) Jaksollisia herätteitä syntyy yleisesti koneiden pyörivien osien, kuten akseleiden ja hammaspyörien, pyörimisestä. Jaksollinen heräte on muotoa

$$F(t) = F \sin(\omega t), \quad (17)$$

jossa  $F$  on herätteen voiman suuruus. (Pennala, 1999, s. 19, 45.)

Moottorin vääntömomentti koostuu kaasuvoimien synnyttämästä vääntömomentista sekä massavoimien aiheuttamista vääntömomentista. Massavoimat voidaan luokitella pyörimisestä aiheutuvaan keskipakovoimaan,  $F_p$ , sekä edestakaisen liikkeen massavoimaan,  $F_e$ . (Pitkänen, 1999, s. 7, 9.)

Keskipakovoima saadaan yhtälöstä

$$F_p = m_p \omega^2 r, \quad (18)$$

jossa  $m_p$  on kiertokangen pyörivää liikettä tekevän osan massa,  $\omega$  kampiakselin pyörimisnopeus ja  $r$  kammien säde. Edestakaisen liikkeen massavoima saadaan yhtälöstä

$$F_e = m_e a_p, \quad (19)$$

jossa  $m_e$  on yhden sylinterin edestakaista liikettä tekevien komponenttien massa ja  $a_p$  on männän kiihtyvyys. Männän kiihtyvyyden laskemisen kaava on monimutkainen, mutta se voidaan yksinkertaistaa Fourierin-sarjakehitelmällä, jolloin edestakaisen massavoiman yhtälö saadaan muotoon

$$F_e = m_e \omega^2 r (\cos \varphi + \lambda \cos \varphi), \quad (20)$$

jossa  $\varphi$  on kampikulma ja  $\lambda$  on kiertokankisuhde. (Pitkänen, 1999, s. 1, 7, 9-10.) Massavoimia kuvaavista yhtälöistä nähdään, että massavoimat ovat verrannollisia

pyörimisnopeuden neliöön eli massavoimien vaikutus vähenee erityisesti moottorin käyntinopeuden ollessa alhainen (Ayana et a., 2011, s. 2972).

Värähtelyt luokitellaan usein eri tavoin. Värähtely voidaan luokitella vapaaksi värähtelyksi tai pakkovärähtelyksi. Vapaassa värähtelyssä ei ole ulkoisia voimia, jotka vaikuttavat värähtelevään systeemiin. Pakkovärähtelyssä ulkoinen voima tuo energiaa värähtelevään systeemiin. (Rao, 2000, s. 16.) Dieselmootoreissa tapahtuvat värähtelyt ovat pakkovärähtelyitä ja herätteenä on vaihteleva vääntömomentti. Vääntömomentin mallintamiseen on useita tapoja. Yksi tapa on mallintaa vääntömomentti harmonisen tangentialisen paineen avulla. Mallissa dieselmootorin kaasuvoimien aiheuttama vääntöheräte on muotoa

$$M_i = \frac{\pi D^2}{4} p_{ti} r, \quad (21)$$

jossa  $M_i$  on harmoninen vääntömomenttikomponentti,  $p_{ti}$  harmoninen tangentialinen paine,  $D$  sylinterin halkaisija,  $r$  kammensäde ja  $i$  harmoninen kertaluku. (Pitkänen, 1999, s. 86.)

Harmoninen kertaluku saadaan hajottamalla värähtely sinikomponentteihin ja jakamalla jokaisen komponentin jaksojen määrä moottorin pyörimisnopeudella. Koska nelitahtimoottoreilla työkierto kestää kaksi kampiakselin kierrosta,  $i$  saa arvoja 0.5 monikerroista. Moottorin tangentialipaineiden arvot voidaan laskea, joko tangentialipainediagrammista tai suuntaa antavalla yhtälöllä

$$p_{ti} = \frac{C_1}{C_2 i^{-0.5+i^3}} + \frac{C_3 p_i}{C_4 + i^3}, \quad (22)$$

jossa C:t ovat vakioita ja  $p_i$  on keskipaine. Paineen yksikön ollessa kPa  $C_1$  on 6895,  $C_2$  50  $C_3$  5 ja  $C_4$  18. Kun  $i$  on yli 12, muuttuu yhtälö muotoon

$$p_{ti} = \frac{C_1 + C_3 p_i}{i^3}, \quad (23)$$

yleensä harmonisia komponentteja lasketaan 18–24 riippuen halutusta tarkkuudesta. (Pitkänen, 1999, s. 86, 88.)

Jos laskelmissa halutaan ottaa huomioon massavoimat, lasketaan tangentialipaineen sini- ja kosinikomponentit harmonisilla kertaluvuilla 1-4 käyttäen yhtälöitä

$$p_{tis} = C_{DS}\sqrt{(p_i + C_{DS1})(p_i + C_{DS2})} \quad (24)$$

$$p_{tic} = C_{DC}p_i, \quad (25)$$

joissa olevat vakiot  $C_{DS}$ ,  $C_{DS1}$ ,  $C_{DS2}$  ja  $C_{DC}$  on esitetty taulukossa 1 (Pitkänen, 1999, s. 88).

*Taulukko1. Vakioiden arvot kaavoihin 22–25 (Pitkänen, 1999, s. 89).*

i	$C_{DS}$	$C_{DS1}$	$C_{DS2}$	$C_{DC}$
1	0.21	1241	345	0.15
2	0.19	621	1103	-0.02
3	0.10	1793	827	-0.04
4	0.035	6895	690	-0.05

Massavoimien aiheuttama tangentialipaine voidaan laskea lyhennetystä sarjakehitelmästä

$$p_{te} = \frac{4m_e\omega^2r}{\pi D^2}(B_1 \sin \varphi + B_2 \sin \varphi + B_3 \sin \varphi + B_4 \sin \varphi). \quad (26)$$

Kun sarjakehitelmästä lasketaan neljä ensimmäistä komponenttia, saadaan:

$$i = 1 \quad p_{te} = \frac{4m_e\omega^2r}{\pi D^2} \left( \frac{1}{4}\lambda + \frac{1}{16}\lambda^3 + \frac{15}{512}\lambda^5 + \dots \right) \quad (27)$$

$$i = 2 \quad p_{te} = \frac{4m_e\omega^2r}{\pi D^2} \left( -\frac{1}{2} - \frac{1}{32}\lambda^4 - \frac{1}{32}\lambda^6 + \dots \right) \quad (28)$$

$$i = 3 \quad p_{te} = \frac{4m_e\omega^2 r}{\pi D^2} \left( -\frac{3}{4}\lambda - \frac{9}{32}\lambda^3 - \frac{81}{512}\lambda^5 + \dots \right) \quad (29)$$

$$i = 4 \quad p_{te} = \frac{4m_e\omega^2 r}{\pi D^2} \left( -\frac{1}{4}\lambda^2 - \frac{1}{8}\lambda^4 - \frac{1}{16}\lambda^6 + \dots \right) \quad (30)$$

Taulukossa 2 on laskettu sulkujen sisällä oleville lausekkeille suuntaa-antavia arvoja. (Pitkänen, 1999, s. 89–90.)

*Taulukko 2. Valmiiksi laskettuja  $1/\lambda$  arvoja (Pitkänen, 1999, s. 90).*

$1/\lambda$	$i$			
	1	2	3	4
3.5	0.0729	-0.5002	-0.2212	-0.0213
4.0	0.0635	-0.5001	-0.1921	-0.0161
4.5	0.0563	-0.5001	-0.1698	-0.0127
5.0	0.0505	-0.5000	-0.1523	-0.0102

Kaasu- ja massavoimien aiheuttamat herätysten yhteisvaikutus voidaan laskea vektorisummana (Pitkänen, 1999, s. 90)

$$\Sigma(p_{ti} + p_{tei}) = \sqrt{(p_{tis} + p_{tei})^2 + p_{tic}^2} \quad (31)$$

### 3.2 Vääntöväärähtelyidenhallinta

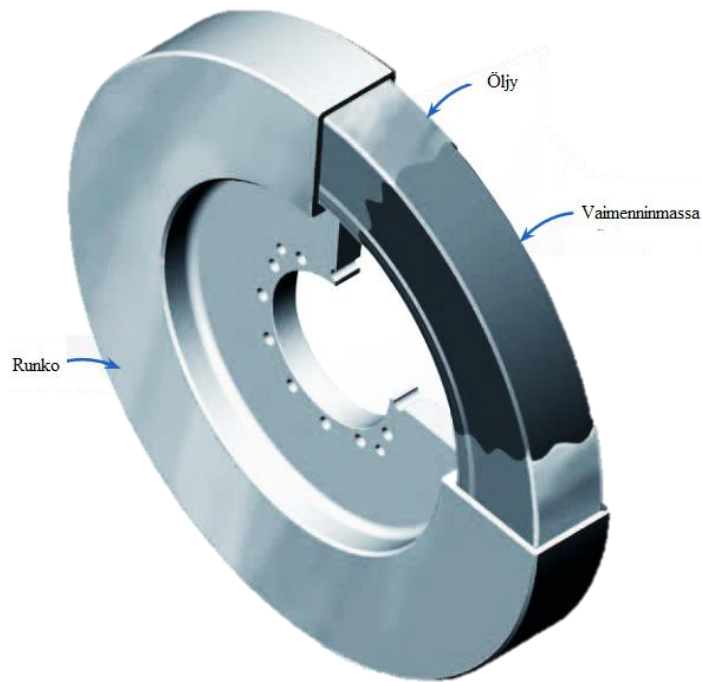
Polttomoottoreiden värähtelyidenhallintaan on kehitetty useita menetelmiä. Osa menetelmistä perustuu mekaanisiin komponentteihin, toisissa menetelmissä hyödynnetään moottoreiden ohjausyksiköitä. Hybriditekniikka luo omia mahdollisuuksiaan värähtelyidenhallintaan.

### 3.2.1 Vääntövärähtelyvaimentimet

Vääntövärähtelyidenhallintaan on kehitetty erilaisia vaimentimia. Erilaisia vääntövärähtelyvaimennintyypppejä ovat kitkavaimentimet, ainevaimennukseen perustuvat kumivaimentimet, jousivaimentimet ja heiluriperiaatteella toimivat värähtelyn estäjät. (Pitkänen, 1999, s. 111–112.) Värähtelyvaimentimien käytöllä pyritään eristämään moottorin aiheuttamat värähtelyt muusta voimalinjasta (Albers, 2006, s. 7).

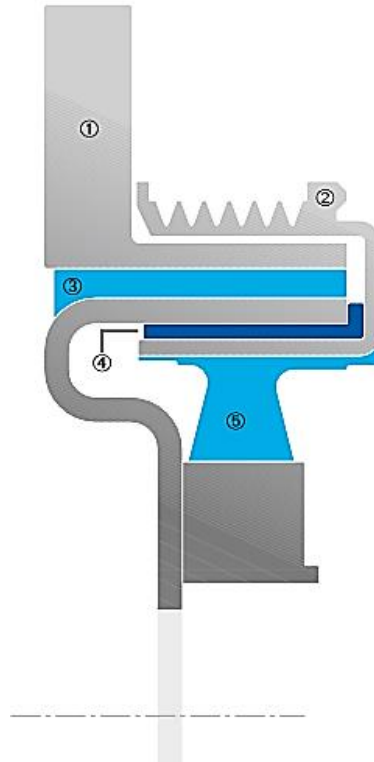
Kitkavaimentimet voivat olla joko kuivakitkavaimentimia tai nestekitkavaimentimia. Kuivakitkavaimentimen toiminta perustuu siihen, että värähtelyn alkaessa kampiakseliin kiinnitetyssä vaimentimessa vaimenninmassa hankaa kitkalevyjä vasten kiinteään massaan ja kitka kuluttaa värähtelyenergiaa. Toiminnan perustuessa hankaukseen kuivakitkavaimennin ei sovellu jatkuvaan resonanssipisteessä toimimiseen vaan enemmänkin vaimentamaan resonanssia, kun resonanssipisteen yli on pakko mennä esimerkiksi konetta kiihdytettäessä. (Pitkänen, 1999, s. 112.)

Nestekitkavaimentimessa kampiakselin päähän kiinnitetty vaimenninmassa värähtelee runkonsa sisällä. Runгон sisällä välykset on täytetty öljyllä. Nesteen kitka kuluttaa värähtelyenergiaa ja muuttaa sen lämmöksi. Lämpenemisen takia nestekitkavaimentimet eivät sovellu käytettäväksi pitkiä aikoja resonanssipisteessä. (Pitkänen, 1999, s. 112.) Nestekitkavaimentimia käytetään yleisesti kuorma-autojen ja työkoneneiden moottoreissa (Vibratech TVD, 2013, s. 8). Kuvassa 6 on esitetty nestekitkavaimennin.



**Kuva 6.** Nestekitkavaimennin (mukaillen Vibratex TVD, 2013, s. 4).

Ainevaimennukseen perustuvat kumivaimentimet koostuvat massasta ja massan ja kampiakselinpään väliin laitettavasta kumiosasta. Värähdellessä kumi osa antaa vaimenninmassan liikkua inertiavoimien mukana eritahtissa kampiakselin liikkeeseen. Kumiosa joustaa ja lämpenee ja siksi aineenvaimennukseen perustuvat kumivaimentimet eivät sovellu jatkuvaan resonanssipisteessä ajoon. (Pitkänen, 1999, s. 113–114.) Ainevaimennukseen perustuvat kumivaimentimet soveltuvat etenkin hihnapyöräsovelluksiin, vaimentamaan vääntövärähtelyitä kampiakselilta ja eristämään värähtelyn johtumisen hihnalla käytettäviin komponentteihin. Kuvassa 7 on esitettyä ainevaimennukseen perustuvan kumivaimentimen leikkauskuva. Kuvassa olevat komponentit ovat massa (1), hihnapyörä (2), kumiosat (3,5) ja liukulaakeri (4). (ContiTech AG, 2014, s. 32-33.)



**Kuva 7.** Ainevaiennukseen perustuvan kumivaimentimen leikkauskuva (mukaiillen ContiTech AG, 2014, s. 33).

Jousivaimentimet koostuvat värähtelymassasta, sitä ympäröivästä rungosta ja rungon ja massan liittävästä jousista. Jousivaimentimien toiminta perustuu värähtelymassan liikkumiseen värähtelyn aiheuttamana, jolloin jousijärjestelmässä syntyy lämpöä. Jousivaimentimet viritetään yksittäisille värähtelykertaluvuille. (Pitkänen, 1999, s. 114, 116.) Jousivaimentimista on olemassa jäähdetytyjä versioita, jotka soveltuvat pidempi aikaiseen resonanssipisteessä ajoon. Jäähdytetyissä ratkaisuisissa vaimentimen sisällä kulkee öljyä, jota kierrätetään moottorin öljyjärjestelmässä. Öljyn virtausta voidaan hyödyntää vaimennuksessa. (Geislinger GmbH, 2014, s. 5-6.)

Heiluriperiaatteella toimivat värähtelyn estäjät poistavat tietyn kertaluvun resonanssin. Värähtelyn estäjät toimivat niin, että herätteen vaikutuksesta ne alkavat heilahdella muun järjestelmän ollessa reagoimatta. Ne toimivat yhdellä harmonisella kertaluvulla. (Pitkänen, 1999, s. 116–117.) Ajoneuvojen polttomoottoreihin on kehitetty keskihakuvoimaan perustuvia heiluriperiaatteella toimivia vaimentimia, jotka pyörivät moottorin kampiakselin mukaan ja vaikuttavat moottorin värähtelyihin moottorin koko pyörimisnopeusalueella. Keskihakuvoimaan perustuvien heilurivaimentimien etuna on se, että pienillä massoilla

saadaan aikaan hyvät vaimennusominaisuudet. Tällaisten vaimentimien optimointi vaatii tarkkaa simulointia ja testaamista. (Faust, 2014, s. 30.)

Nykyisin tutkitaan myös uudenlaisia vaimentimia, joissa hyödynnetään adaptiivisia materiaaleja. Tällaisia vaimentimia ovat esimerkiksi magneto- ja elektreoreologiset vaimentimet. Tällaiset vaimentimet ovat asennettu akselin ympärille. Akselin ympärille vaimentimen sisään laitetaan magneto- tai elektreoreologista nestettä, jonka ominaisuuksia voidaan muuttaa. Magnetoreologisilla nesteillä materiaaliominaisuudet muuttuvat magneettikentän mukaan ja elektreoreologisilla nesteillä muutos syntyy johtamalla nesteeseen sähköä. Materiaaliominaisuuksienmuutoksella akselin vääntöväärähtelyä voidaan hallita. (Dyniewicz, Pregowaska & Bajer, 2014, s. 90-91, 98.)

### 3.2.2 Vauhtipyörä värähtelyvaimentimena

Vauhtipyörän hyödyntäminen värähtelyiden vaimennuksessa perustuu vauhtipyörän inertian kykyyn tasoittaa moottorin pyörimisnopeuden vaihteluita. Vauhtipyörän on tarkoitus tasoittaa moottorinkäyntiä moottoria kiihdytettäessä ja hidastettaessa sekä vaimentaa haitallista resonanssia moottorin käynnistyksessä ja sammutuksessa. Vauhtipyörän tehtävänä on myös tasoittaa vaihteiston aiheuttamia värähtelyitä, niissä sovelluksissa, joissa moottori on yhdistetty vaihteistoon. (Albers, 2006 s. 5.) Vauhtipyörä ehkäisee tehokkaasti korkeampien asteiden värähtelyitä (Ayana et al., 2011, s. 2973).

Tarvittava vauhtipyörän inertia voidaan laskea yhtälöllä

$$I_f = \frac{900\Delta E k_{\Delta\omega}}{\pi^2 n_e^2}, \quad (32)$$

jossa  $\Delta E$  on kineettisen energian vaihtelu jouleina,  $k_{\Delta\omega}$  on nopeusvaihtelun kerroin ja  $n_e$  on moottorin keskimääräinen käyntinopeus kierroksina minuutissa.  $\Delta E$  voidaan määrittää yhtälöllä

$$\Delta E = \gamma W, \quad (33)$$

jossa  $W$  on kierron aikana tehty työ ja  $\gamma$  on moottorityyppiin kohtainen vakio. Nelisynterisillä moottoreilla  $\gamma$  on 0.3 ja kuusisynterisillä koneilla 0.1. Kierronaikana tehty työ voidaan arvioida yhtälöllä

$$W = \frac{60000P_m}{n_e n_m}, \quad (34)$$

jossa  $P_m$  on moottorin teho kilowatteina ja  $\eta_m$  on moottorin mekaaninen hyötysuhde. (Goering et al., 2003, s. 125.)

Nykyisin ajoneuvoteollisuudessa käytetään kaksoismassavauhtipyöriä vääntövärähtelyiden vaimentamiseen. Nykyaikaisissa kaksoismassavauhtipyörissä hyödynnetään kitka- ja jousivaimentimia vauhtipyörän rakenteessa. (Albers, 2006, s. 12.) Tulevaisuudessa tulevat yleistymään myös kaksoismassavauhtipyörät, joissa on lisätty heiluriperiaatteella toimivaan värähtelyn estoon perustuvia toimintoja. Heilurivaimentimen käyttö kaksoismassavauhtipyörässä perustellaan sen paremmalla säädettävyydellä myös alhaisille moottorin pyörimisnopeuksille jousivaimentimien soveltuessa paremmin yli  $1500 \frac{1}{\text{min}}$  kierrosnopeuksiin. (Kroll et al., 2010, s. 32.)

### 3.2.3 Ohjaukseen ja säätötekniikkaan perustuva värähtelyiden hallinta

Edellä mainitut värähtelyvaimentimet voivat tulla monissa käyttökohteissa taloudellisesti kalliiksi tai epäkäytännöllisiksi. Varsinkin hybridiajoneuvojen osalla on tehty useita tutkimuksia voimalinjan muiden komponenttien hyödyntämisestä polttomoottorin aiheuttamien värähtelyiden hallintaan. Hybridivoimalinjojen osalta on tutkittu sähkömoottori-generaattorin hyödyntämistä värähtelyiden hallinnassa. (Ayana et al., 2011, s. 2971.)

Nakajima et al. (2000) tutkivat hybridiajoneuvon voimalinjaa, joka koostuu nelisynterisestä bensiini polttomoottorista sekä sähkömoottori-generaattorista. Tutkimuksessa hyödynnettiin sähkömoottoria värähtelyiden hallinnassa. Värähtelyn hallinta toteutettiin tuottamalla sähkömoottorilla polttomoottorin tuottamalle väännölle vastakkaisuuntainen vääntö. Parhaaseen tulokseen päästiin, kun vääntö tuotettiin suorakulmaisella aaltokäyrällä. Tällöin sähkömoottorin tuottamalla väännöllä tasoitettiin sylinterien työvaiheessa syntyvää suurta vääntöpiikkiä. Tutkimuksen lopputulemana

tutkimusryhmä sai muodostettua sähkömoottorille ohjausfunktion, jolla polttomoottorin kulutus kasvoi verrattuna tilanteeseen, jossa ei käytetty värähtelyhallintaa, mutta moottorin värähtelyt vähenivät samalla kun energiaa saatiin talteen sähkönä. (Nakajima et al., 2000, s. 336–337, 341.)

Ayana et al. (2011) tutkivat kaksisyylinterisen polttomoottorin ja moottori-generaattorin yhdistelmää. Koska polttomoottori oli vain kaksisyylinterinen, moottorin käyttö alhaisilla kierrosnopeuksilla oli värähtelyiden kannalta ongelmallista. Tässä tutkimuksessa kehitettiin Nakajiman et al. (2000) tutkimukseen verrattuna monimutkaisempi ohjausfunktio sähkömoottorille. Tutkimuksessa saavutettiin polttoaineen säästöjä, koska sähkömoottori pysty vaimentamaan polttomoottorin värähtelyt matalalla kierrosnopeudella siedettävälle tasolle. Ohjausfunktion avulla polttomoottoria pystyttiin käyttämään  $1300 \frac{1}{\text{min}}$  nopeudella, kun vertailu arvona oli  $2000 \frac{1}{\text{min}}$  nopeus. (Ayana et al. 2011, s. 2972, 2976.)

Kahden edellä mainitun tutkimuksen ongelmana oli, että niissä moottorin nimellinen pyörimisnopeus ei muutu. Kuitenkin hybridiajoneuvoissa ja työkoneissa polttomoottorin pyörimisnopeutta voidaan joutua muuttamaan. Cauet, Coirault ja Njeh (2013) huomioivat tutkimuksessaan tämän ongelma. Heidän ratkaisunsa perustui lineaariseen parametrin variointiin ja heidän säätöfunktionsa oli esimerkeistä monimutkaisin. Tutkimuksessa saatiin positiivisia tuloksia polttomoottorin värähtelykäyttäytymiseen ECE-15 kaupunkiajosimulaatiossa, joka on yleinen tapa tutkia hybridi- ja sähköajoneuvojen voimalinjoja. Tutkimuksessa polttomoottorin kierrosnopeudet vaihtelivat  $900$  ja  $2000 \frac{1}{\text{min}}$  välillä. Tutkimuksessa ongelmaksi mainittiin värähtelyiden tasaamiseen tarvittavan hetkellisen tehon määrää ja tarvittava energian säilömistä. Ongelman ratkaisuksi kaavailtiin superkondensaattoreita. (Cauet et al., 2013, s. 1280, 1838–1839.)

Dilzer et al. (2014) esittelivät Schaeffler Groupin tutkimaa ratkaisua, jossa sähkökoneen apuna on vääntövärähtelyvaimennin. Tällöin sähkökone voi poistaa kokonaan värähtelyt, joita on jo vaimennettu. Ratkaisun etuna on sähkökoneen pieni energian tarve. Sähkökoneen energian kulutuksen arvioidaan jäävän, vaimenninratkaisusta riippuen, 10 %:iin verrattuna ratkaisuun, jossa ei käytetä vääntövärähtelyvaimenninta. (Dilzer et al., 2014, s. 433.)

Moottorin vääntövärähtelyiden hallintaan on esitetty lukuisia ratkaisuja, jotka on toteutettu moottorin ohjauksen kautta. Yleisesti ratkaisuissa mitataan moottorintoimintaa ja säädetään polttoaineen ruiskutusta, niin että vääntövärähtelyitä saadaan vaimennettua. (Östman & Toivonen, 2008a, s. 79, 87.) Useissa ajoneuvosovelluksiin suunnatuissa tutkimuksissa on vääntövärähtelyiden hallinta toteutettu parantamalla sylintereiden symmetristä väännöntuottoa moottorinohjauksen avulla (Gawande, Navale & Nandgaonkar, 2012, s. 2).

### 3.3 Muut värähtelyt

Sarjahybrideissä tapahtuu muitakin värähtelyitä, kun dieselmoottorin aiheuttamat värähtelyt. Muita värähtelyitä aiheutuu muun muassa epätasapainosta, linjausvirheistä sekä epätasaisesta magneettisesta vedosta. Nämä värähtelyt ovat riippuvaisia koneen pyörimisnopeudesta ja valmistustarkkuudesta.

#### 3.3.1 Epätasapaino

Epätasapainon aiheuttamat värähtelyt aiheutuvat keskipakovoimasta. Tällöin pyörivän kappaleen, kuten akselin, massakeskipiste ei ole pyörimisakselilla. (Bilošová & Biloš, 2012, s. 61.) Epätasapainon lähteitä ovat massan epätasainen jakautuminen akselilla, akselin kiinnityksien ja laakereiden epätasaiset ominaisuudet ja akselin taipuma. Epätasapainoa esiintyy aina jossain muodossa muun muassa valmistusepätkäarkkuuksista johtuen. Epätasapaino akselilla synnyttää yleensä säteensuuntaisia värähtelyitä. (Friswell et al., 2010, s. 228, 245, 248.)

Epätasapainosta johtuvat värähtelytaajuudet ovat suoraan riippuvaisia pyörimisnopeuteen ja niitä arvioidaan tutkimalla tapauksen kriittistä nopeutta. Kriittinen nopeus tarkoittaa nopeutta, jossa koneen toiminta häiriintyy akselin taipumisesta tai koneen värähtelyistä johtuen. Tämä tarkoittaa yleensä värähtelyamplitudien esiintymistä koneen toiminnalle vaarallisena. Epätasapainosta johtuvat värähtelyt ovat vahingollisia erityisesti laakereille. (Friswell et al., 2010, s. 229, 291.)

Epätasapainoa pyritään estämään suunnittelu- ja valmistusvaiheissa. Jos epätasapaino kuitenkin vaikuttaa haitallisesti koneen dynamiikkaan, voidaan epätasapainoa korjata erilaisilla tasapainotuskeinoilla. (Bilošová & Biloš, 2012, s. 64.)

### 3.3.2 Linjausvirheet

Linjausvirheellä voidaan ymmärtää kaksi erilaista tapausta: kahden toisiinsa liitetyn akselin välinen linjausvirhe ja akselin linjausvirhe kiinnityspisteidensä suhteen. (Bilošová & Biloš, 2012, s. 77.) Jos linjausvirhe on akseleiden välinen, se tarkoittaa kahden toisiinsa liitetyn akselin kohtisuoruus eroa, jolloin akselit eivät ole täysin suorassa linjassa. Nämä linjausvirheet voidaan jakaa kahteen luokkaan yhdensuuntaisuusvirheeseen ja kulmavirheeseen. Useissa tapauksissa voidaan tavata molempia linjausvirheitä. (Saavedra & Ramirez, 2004, s. 972)

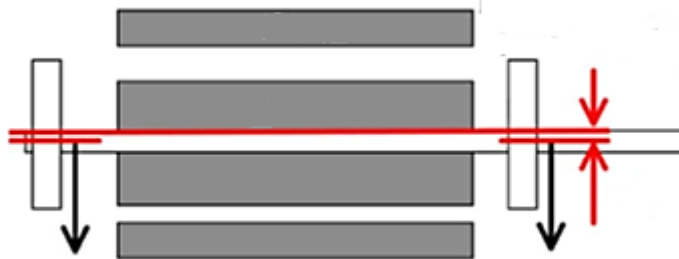
Akselien linjausvirheistä syntyy reaktiivoimia kytkimiin ja laakereihin. (Patel & Darpe, 2009, s. 2237). Reaktiivoimien vaikutuksesta kytkimissä syntyy lämpöä ja tehoa menee hukkaan, mikä alentaa koneen hyötysuhdetta (Bilošová & Biloš, 2012, s. 78). Linjausvirheitä aiheuttavat muun muassa asennusvirheet, epätasaiset lämpölaajenemiset ja epätasainen kuormituksen jakautuminen (Patel & Darpe, 2009, s. 2236–2237). Linjausvirheitä vähennetään esimerkiksi joustavilla kytkimillä (Saavedra & Ramirez, 2004, s. 973).

### 3.3.3 Epätasainen magneettinen veto

Sähkömoottoreissa ja generaattoreissa voi tapahtua epätasaista magneettista vetoa (eng. unbalanced magnetic pull, UMP). UMP syntyy roottorin ja staattorin synnyttämien magneettikenttien ollessa epäsymmetriset eli magneettikenttien kenttäviivat eivät kohtaa symmetrisesti. UMP voi johtua, joko magneettisten voimien epätasaisesta jakautumisesta roottorin ja staattorin eri alueilla tai roottorin poikittaisliikkeestä staattorin suhteen. (Friswell et al., 2010, s. 191.)

Magneettikentän epätasaisen jakautumisen aiheuttaa roottorin epäkeskisyys staattoriin nähden, jolloin roottorin ja staattorin välinen ilmarako on jollain kohdalla kapeampi kuin muualla. Muutokset ilmaraon leveydessä aiheuttavat roottorin ja staattorin välisen magneettisen voiman epätasaisen jakautumisen roottorille. Magneettisen voiman epätasainen jakautuminen aiheuttaa säteen suuntaisen voiman, joka vetää roottoria yhä enemmän epäkeskisemmäksi. (Friswell et al., 2010, s. 191.)

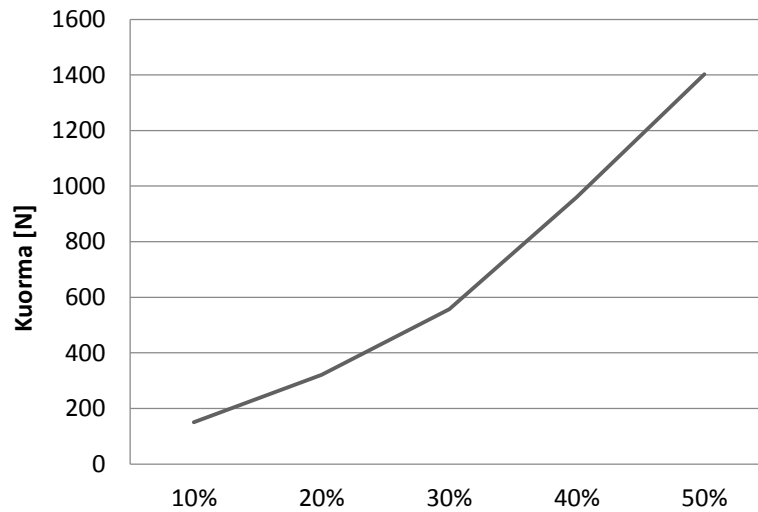
Roottorin epäkeskisyydestä aiheutuva UMP esiintyy kahtena päätyyppinä, staattisena epäkeskisyytenä ja dynaamisena epäkeskisyytenä. Staattisessa epäkeskisyydessä roottori pyörii akselinsa ympäri epäkeskisenä staattoriin nähden. (Dorrell et al., 2013, s. 2206-2207.) Kuvassa 8 on havainnollistettu staattista epäkeskisyyttä.



**Kuva 8.** Esimerkki staattisesta epäkeskisyydestä (mukaillen Dorrell et al., 2013, s. 2206).

Dynaamisessa epäkeskisyydessä roottori ei ole keskeinen staattorin keskilinjan kanssa, vaan pyörii staattorin keskilinjan ympäri (Chen, Yuan & Peng, 2015, s. 545). Staattinen epäkeskisyyys aiheutuu yleensä valmistuksen epätarkkuuksista ja laakereiden kulumisesta. Dynaaminen epäkeskisyyys aiheutuu epätasaisesta roottorin kulumisesta ja akselin taipumisesta. Väärin asennetut laakerit ja kuorman epätasainen jakauma voivat aiheuttaa epäkeskisyyttä, jossa ilmenee molempia epäkeskisyytysyyppejä. (Dorrell et al., 2013, s. 2206-2207.)

UMP voi ilmetessään luoda negatiivisen jousivoiman, jolloin se madaltaa koneen luonnollista värähtelytaajuutta ja aiheuttaa värähtely amplitudin kasvua (Chen et al., 2015, s. 548). UMP:tä esiintyy kaikissa sähkökoneissa, mutta UMP:n esiintyminen yleistyy ja vaikutukset voimistuvat koneen koon kasvaessa, jolloin roottorin epäkeskisyyttä syntyy muun muassa roottorin massan kasvun ja valmistusepätarkkuuksien seurauksena (Michon et al., 2014, s. 1). Kuvassa 9 on esitetty roottorin epäkeskisyyden vaikutusta UMP:n aiheuttamaan kuormaan hybridihenkilöauton sähkömoottorissa.



**Kuva 9.** Epäkeskisyyden vaikutus UMP:n aiheuttamaan kuormaan (Chen et al., 2015, s. 546).

### 3.4 Joustava kytkin hybridijärjestelmässä

Joustavia kytkimiä käytetään yleisesti kahden akselin liittämiseksi toisiinsa. Joustavat kytkimet mahdollistavat pienen, muutamien asteiden, linjausvirheen yhdistettävien akseleiden välillä. Jäykällä liitoksilla pienetkin linjausvirheet ovat haitallisia. (Saavedra & Ramirez, 2004, s. 973.) Lisäksi joustavat kytkimet tuovat systeemille joustavuutta ja vaimennusta (Tehrani & Sopanen, 2014, s. 6).

Joustavia kytkimiä on kolmenlaisia. Mekaaniset joustavat kytkimet perustuvat osiensa väljään istumiseen tai liitospitojen pyörimiseen tai liukumiseen. Mekaanisia joustavia kytkimiä ovat esimerkiksi ristinivelet. Elastomeeriset joustavat kytkimet perustuvat materiaalin joustamis- ja palautumiskykyyn. Niissä kaksi akselin liitospelintä on kytketty toisiinsa joustavasta materiaalista, kuten kumista, tehdyllä osalla, joka muokkautuu jousen tavoin sallien linjausvirheen. Metalliset joustavat kytkimet perustuvat esimerkiksi metalli levyjen joustoon. (Saavedra & Ramirez, 2004, s. 973.)

Joustavien kytkimien ongelmana on niiden vaikea mallintaminen systeemin värähtelymallia luotaessa. Saavedran ja Ramirezin (2004) tutkimuksessa huomioitavaa oli juurikin elastomeeristen joustavien kytkimien mallinnusongelmat. Kytkimen taipuessa kulmavirheen takia se toimii jousena ja on toisella puolella vedolla ja toisella puolella puristuksella. Kytkimen materiaalin jäykkyyden tunnistaminen olisi erittäin tärkeää. Usein

kytkinvalmistajat eivät kuitenkaan tarjoa tarkkoja jäykkyystietoja vaan tiedonhankinta perustuu mittauksiin vaikeuttaen värähtelymallinnuksen tekoa. (Saavedra & Ramirez, 2004, s. 975.) Lisäksi joustavien kytkimien ominaisuudet muuttuvat muun muassa lämpötilan ja värähtelytaajuuden mukaan (Gawande et al., 2012, s. 2). Tällöin ongelmaksi tulee jatkuva venyminen ja puristuminen kulmavirheen ja pyörimisliikkeen takia (Bilošová & Biloš, 2012, s. 78).

#### 4 KIRJALLISUUSKATSAUKSEN TULOSTEN ANALYYSOINTI

Eri lähteiden antamien tietojen välillä ei ollut suuria eroja. Suurimmat erot ovat aktiiviseen vääntövärähtelyiden vaimennukseen liittyvissä lähteissä. Kirjallisuustutkimuksessa käytiin läpi erilaisia tutkimuksia aktiivisen värähtelyn vaimennuksen saralla ja erot johtuvat osaltaan juuri tutkimusten ikäeroista ja teknologian kehityksestä. Ensimmäisissä tutkimuksissa (Nakajima et al., 2000, s. 338; Ayana et al., 2011, s. 2975) polttomoottorin pyörimisnopeutta ei muutettu, kuten Cauet et al. (2013, s. 1837). Kaikissa tutkimuksissa kuitenkin todetaan, että sähkömoottorin tarvitseman energian säilöminen on ongelma tässä sovelluksessa. Kuitenkin Diltzer et al. (2014, s. 433.) esittelee ratkaisuksi erillisten vaimentimien lisäämistä järjestelmään. Lisäämällä värähtelyvaimentimia voimalinjaan he esittelevät saavansa vähennettyä sähkömoottorin energiantarvetta.

Tutkimukset aktiivisesta värähtelyn vaimennuksesta erosivat tavoitteissaan ja tuloksissaan. Nakajima et al. (2000, s. 341) onnistuivat värähtelyiden hallinnassa polttomoottorin vakio pyörimisnopeudella ja saivat samalla talteen sähköenergiaa. Heidän tutkimuksessaan polttomoottorin polttoaineenkulutus kuitenkin kasvoi. Ayana et al. (2011, s. 2976) tavoittelivat polttoaineen kulutuksen laskua polttomoottorin kierrosnopeuden laskun yhteydessä, eivätkä kommentoineet sähkömoottorin energiankulutusta. Cauet et al. (2013, s. 1839) tavoittelivat värähtelyidenhallintaa vaihtelevilla kierrosnopeuksilla, eivätkä kommentoineet polttomoottorin tai sähkökoneen energiankulutuksia.

Vääntövärähtelyn estäjien tekniikan kehitys on myös havaittavissa kahden eri-ikäisen lähteen kesken. Vanhemmassa lähteessä kerrotaan, että vääntövärähtelyn estäjä voidaan säätää vain yhdelle harmoniselle kertaluvulle (Pitkänen, 1999, s.116). Uudemmassa lähteessä esitellään kuitenkin keskihakuvoimaan perustuvia vääntövärähtelyn estäjiä, jotka toimivat polttomoottorin koko kierrosnopeus alueella (Faust, 2014, s. 30).

Eroja esiintyy myös UMP:n teoriatiedoissa. Useissa lähteissä, kuten Michon et al. (2014, s. 1), kerrotaan, että UMP on ongelmallista pääasiassa vain suurilla sähkökoneilla. Kuitenkin Chen et al. (2015 s. 551) esittelevät UMP:n voivan synnyttää värähtelyongelmia myös hybridiajoneuvon voimalinjassa.

#### 4.1 Objektiivisuus, reliabiliteetti ja validiteetti

Työssä käytettiin lähteitä monipuolisesti. Vaikka työssä käytettiin myös kaupallisten toimijoiden lähteitä, on kaupallistenkin lähteiden antama tieto samansuuntaista muiden lähteiden antaman tiedon kanssa. Kaupallisista lähteistä etsittiin pääasiassa kuvia ja toimintaperiaatteita. Lisäksi jokaiseen aiheeseen etsittiin vähintään kaksi lähdettä, jotta saadun tiedon totuuden mukaisuus voitiin olettaa oikeaksi.

Työn reliabiliteetti on hyvä. Kirjallisuustutkimuksen tulokset ovat toistettavissa helposti, koska lähteet ovat helposti saatavilla esitettyjen tiedonhaun metodien kautta. Kirjallisuuskatsauksen validiteetti on erittäin hyvä teoria osuuksien osalta. Erityisesti polttomoottoreiden värähtelyiden mallinnuksen perusteoria on säilynyt pitkään samanlaisena. Toisaalta sovellusesimerkkien, kuten värähtelyiden hallinnan osalta, validiteetissa voi olla parannettavaa. Useita mielenkiintoisia värähtelyiden hallintaan liittyvien sovellusten tutkimusraportteja ei voitu hyödyntää, koska Lappeenrannan teknillisen yliopiston opiskelijoilla ei ole pääsyä SAE International:in kustantamiin artikkeleihin.

#### 4.2 Avaintulokset

Kirjallisuustutkimuksen perusteella voidaan päätellä, että moottoriteknologian kehitys kohti matalampia kierrosnopeuksia, suurempia vääntöarvoja sekä lisääntyneet käynnistyskerrat start-stop –toimintojen ansiosta, tulevat lisäämään polttomoottorien aiheuttamien värähtelyiden hallinnan merkitystä. Polttomoottorien sylinterimäärän väheneminen ja moottoreiden massan aleneminen tulevat myös vaikuttamaan värähtelyiden hallinnan tulevaisuuteen polttomoottorikäyttöjen yhteydessä.

Vääntövärähtelyiden hallintaan on kehitetty useita erilaisia ratkaisuja, kuten erilaisia vaimentimia, vauhtipyöriä sekä ohjaustekniikkaan perustuvia ratkaisuja. Vääntövärähtelyvaimentimia on kehitetty erilaisiin käyttökohteisiin. Nykyisin värähtelyvaimentimien kohdalla on tutkittu adaptiivisia materiaaleja. Etenkin magnetoreologisten materiaalien hyödyntämistä vaimennuksessa on tutkittu viime vuosina.

Tulevaisuudessa hybridivoimalinjoissa värähtelyiden hallinta voidaan toteuttaa pelkästään sähkökoneen ohjauksella. Sovelluksen tulevaisuuden näkymää voidaan kuvata SWOT-analyysillä, joka on kuvattu taulukossa 3.

*Taulukko 3. SWOT-analyysi sähkökoneen käytöstä hybridivoimalinjan värähtelyiden hallintaan.*

<b>Vahvuudet</b>	<b>Heikkoudet</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ei ylimääräisiä vaimenninkomponentteja</li> <li>- Voidaan säätää koko polttomoottorin pyörimisnopeus alueelle</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Sähkökoneen kasvanut energian tarve</li> <li>- Tähänastisissa tutkimuksissa polttoaineen kulutus on kasvanut tai sähköenergiaa ei ole saatu talteen</li> <li>- Haastava ohjausalgoritmi</li> </ul>
<b>Mahdollisuudet</b>	<b>Uhat</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Mahdollista kehittää ohjaus niin, että kone tuottaa energiaa riittävästi toiminnan kattamiseen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Tarvittavan energian varastoiminen ja varastoidun energian käyttöön saannin vaikeudet</li> </ul>

#### 4.3 Tulosten yleistettävyys, hyödynnettävyys ja jatkotutkimusaiheet

Kirjallisuustutkimus on yleistettävissä lähes kaikkiin hybridivoimalinjoin eteenkin sarjahybrideihin sekä polttomoottorilla käytettävien kohteiden värähtelyiden tutkimiseen ja värähtelyidenhallintaan perehtymiseen. Kirjallisuuskatsausta voidaan hyödyntää myös pelkkien polttomoottorien ja sähkökoneiden värähtelyiden periaatteisiin tutustumiseen.

Jatkotutkimusaiheiksi kirjallisuuskatsauksesta jäi muiden komponenttien vaikutus voimalinjaan. Etenkin työkoneissa voi polttomoottoriin olla liitetty erilaisia pumppuja ja kompressoreita. Myöskään vaihteiston tai muun voimansiirron vaikutusta ei tutkittu.

Työssä tutkittiin vain vääntövärähtelyiden mallintamista, vaikka muidenkin värähtelyiden mallintaminen olisi tarpeellista. Mielenkiintoinen jatkotutkimusaihe olisi eri värähtelytyyppien simulointi ja eri värähtelytyyppien vaikutusten vertaaminen ja yhdistäminen.

## 5 YHTEENVETO

Tutkittiin värähtelyitä polttomoottorikäyttöisissä hybridivoimalinjoissa. Työ tehtiin kirjallisuuskatsauksena. Kirjallisuuskatsauksessa selvitettiin, että hybridivoimalinjassa värähtelyt aiheutuvat yleisimmin polttomoottorin aiheuttamista värähtelyistä, linjausvirheistä, epätasapainosta sekä epätasaisesta magneettisesta vedosta.

Polttomoottorin vääntövärähtely on huomattava värähtelynlähde hybridivoimalinjassa. Polttomoottorin vääntövärähtelyt syntyvät moottorin väännöntuoton epätasaisuudesta. Vääntövärähtelyiden merkitys värähtelylähteenä tulee pysymään merkittävänä lähitulevaisuuden polttomoottorikäytöissä. Tähän on syynä kehitys kohti kolmi- ja nelisyylinterisiä moottoreita. Värähtelyiden tutkiminen tulee olemaan tärkeää, koska polttomoottoritekniikka kehittyy kohti korkeampia vääntöarvoja ja matalampia kierrosnopeuksia.

Polttomoottorikäyttöisen voimalinjan vääntövärähtelyiden hallintaan on kehitetty erilaisia menetelmiä, kuten erilaisilla vaimentimilla, vauhtipyörillä sekä ohjaukseen perustuvilla menetelmillä. Sähkökoneen ohjaukseen perustuvia menetelmiä on tutkittu hybridivoimalinjan värähtelyhallinnassa viime vuosina. Myös adaptiivisten materiaalien käyttöä vaimentimissa on tutkittu ja tutkimuksissa on saatu positiivisia tuloksia.

Linjausvirheiden, epätasapainon ja epätasaisen magneettisen vedon aiheuttamat värähtelyt ovat riippuvaisia akselin kulmanopeudesta ja niiden vaikutuksia voidaan ehkäistä suunnittelu- ja valmistusvaiheissa. Valmistusepätkätyöillä, kuten epäkeskisyydellä, on suuri vaikutus näiden värähtelyiden syntyyn. Linjausvirheitä voidaan ehkäistä käyttämällä joustavia kytkimiä akselien liittämässä. Epätasapainoa voidaan korjata tasapainotuksella.

## LÄHTEET

Albers, A. 2006. Advanced Development of Dual Mass Flywheel (DMFW) Design - Noise Control for Today's Automobiles [verkkodokumentti]. Saksa: 2006 [viitattu 11.2.2015]. Schaeffler AG. 42 s. Saatavissa PDF-tiedostona: [http://www.schaeffler.com/content.schaefflergroup.de/en/schaeffler\\_group/schaeffler\\_group.jsp](http://www.schaeffler.com/content.schaefflergroup.de/en/schaeffler_group/schaeffler_group.jsp)

Ayana, E., Plahm, P., Wejrzanowski, K. & Mohan, N. 2011. Active Torque Cancellation for Transmitted Vibration Reduction of Low Cylinder Count Engines. IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol 60, No. 7, S. 2971–2977.

Bilošová, A. & Biloš J. 2012. Vibration Diagnostics [verkkodokumentti]. Ostrava: 2012 [viitattu 11.5.2014]. Oppikirja. Technical University of Ostrava. 113 s. Saatavissa PDF-tiedostona: [http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni\\_diagnostika/VIBDI\\_skriptaEN.pdf](http://www.337.vsb.cz/materialy/vibracni_diagnostika/VIBDI_skriptaEN.pdf)

Cauet, S., Coirault, P. & Njeh, M. 2013. Diesel engine torque ripple reduction through LPV control in hybrid electric vehicle powertrain: Experimental results. Control Engineering Practice, Vol. 21, Iss. 12. S. 1830–1840.

Chen, X., Yuan, S. & Peng, Z. 2015. Nonlinear vibration for PMSM used in HEV considering mechanical and magnetic coupling effects. Nonlinear Dynamics, Vol. 80, Iss. 1-2, S. 541–552.

ContiTech AG, 2014. Belts and Components Technology- Know how- Tips [verkkodokumentti]. Saksa: syyskuu 2014 [viitattu 6.4.2015]. ContiTech AG Tuotekatalogi. 39 s. Saatavissa PDF-tiedostona: [http://aam-europe.contitech.de/pages/downloads/docs/Riemen\\_Komponenten\\_en.pdf](http://aam-europe.contitech.de/pages/downloads/docs/Riemen_Komponenten_en.pdf)

Dilzer, M., Reitz, D., Ruder, W. & Wagner, U. 2014. One Idea, Many Applications. Solving the Powertrain Puzzle 10<sup>th</sup> SchaefflerSymposium April 3/4 2014. S. 426–439.

Dorrell, D. G., Shek, J. K. H., Mueller, M. A. & Hsieh, M. F. 2013. Damper Windings in Induction Machines for Reduction of Unbalanced Magnetic Pull and Bearing Wear. IEEE Transactions On Industry Applications, Vol. 49, No. 5. S. 2206–2216.

Dyniewicz, B., Pregowaska, A. & Bajer, C. I. 2014. Adaptive control of rotating system. Mechanical System and Signal Processing Vol. 43, Iss. 1-2. S. 90–102.

Faust, H. 2014. Powertrain Systems of the Future. Solving the Powertrain Puzzle 10<sup>th</sup> SchaefflerSymposium April 3/4 2014. S. 24–41.

Friswell, M. I., Penny, J. E. T., Garvey, S. D. & Lees, A. W. 2010. Dynamics of Rotating Machines. New York: Cambridge University Press. 526 s.

Gawande, S. H., Navale, L. G. & Nandgaonkar, M. R. 2012. Power Balancing of Inline Multicylinder Diesel Engine. Advances in Mechanical Engineering, Vol. 2012. S. 1-9.

Geislinger GmbH, 2014. Geislinger Damper [verkkodokumentti]. Itävalta: heinäkuu 2014 [viitattu 6.4.2015]. Tuotekatalogi. Geislinger GmbH. 43 s. Saatavissa PDF-tiedostona: [http://www.geislinger.at/assets/geislinger.at/downloads/Damper\\_15.7.pdf](http://www.geislinger.at/assets/geislinger.at/downloads/Damper_15.7.pdf)

Goering, C. E., Stone, M. L., Smith, D. W. & Turnquist, P. K. 2003. Off-Road Vehicle Engineering Principles. St. Joseph: American Society of Agricultural Engineers. 474 s.

ISO 10816-3. 2009. Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ. 2nd edition. Geneve: International Organization for Standardization. 12 s.

ISO 10816-6. 1995. Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW. 1st edition. Geneve: International Organization for Standardization. 10 s.

ISO 8528-9. 1995. Reciprocating internal combustion engine driven alternating current generating sets - Part 9: Measurement and evaluation of mechanical vibrations. 1st edition. Geneva: International Organization for Standardization. 10 s.

Kadomukai, Y., Yamakado, M., Nakamura, Y., Murakami, K. & Fukushima, M. 1994. Reducing Vibration in Idling Vehicles by Actively Controlling Electric Machine Torque. JSME international journal, Series C, Mechanical systems, machine elements and manufacturing, Vol. 38, No. 3. S. 470–477.

Kroll, J., Kooy, A., Seebacher, R. 2010. Land in sight? Torsional vibration damping for future engines [verkkodokumentti]. Saksa: 2010 [viitattu 11.2.2015]. s. 6. Schaeffler AG. Saatavissa PDF-tiedostona: [http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/symposia\\_1/downloads\\_11/schaeffler\\_kolloquium\\_2010\\_02\\_en.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/schaeffler_kolloquium_2010_02_en.pdf)

Michon, M., Holehouse, R. C., Atallah, K. & Johnstone, G. 2014. Effect of Rotor Eccentricity in Large Synchronous Machines. IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 50, Iss. 11. S. 1-4.

Nakajima, Y., Uchida, M., Ogane, H. & Kitajima, Y. 2000. A study on the reduction of crankshaft rotational vibration velocity by using a motor-generator. JSAE Review. Vol. 21, Iss. 3. S. 335–341.

Partanen, P. 2013. Hybridi säästää. TEK 6/2013. Tekniikan akateemisten jäsenlehti. S. 48–51.

Patel, T. H. & Darpe, A. K. 2009. Experimental investigations on vibration response of misaligned rotors. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 23, Iss. 7. S. 2236–2252.

Pennala, E. 1999. Koneiden ja rakenteiden värähtelyt. 2. painos. Helsinki: Oy Yliopistokustannus/Otateito. 314 s.

Pitkänen, J. 1999. Polttomoottoritekniikan perusteet. Espoo: Teknillinen korkeakoulu. 121 s.

Rao, S. S. 2000. Mechanical Vibrations. 4. painos. Intia: Pearson Education. 1078 s.

Saavedra, P. N. & Ramirez, D. E. 2004. Vibration analysis of rotor for the identification of shaft misalignment: Part 1: theoretical analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 218, No. 9. S. 971–985.

SAE International. Browse Standards on Vibration. [SAE Internationalin www-sivuilla]. Päivitetty 5.3.2015. [viitattu 5.3.2015]. Saatavissa: <http://topics.sae.org/vibration/standards/?qt=&sort=relevance&sort-dir=desc&display=list&content-type=%28%22STD%22%29&sector=%28%22AUTOC%22+OR+%22COMVC%22%29>

Scopus. 2015. Analyze search results. [Scopus www-sivulla]. Päivitetty 28.3.2015 [viitattu 28.3.2015] Saatavissa: [http://www.scopus.com/term/analyzer.url?sid=F4C175790B95B4F21926946270933AFE.WXhD7YyTQ6A7Pvk9AIA%3a680&origin=resultslist&src=s&s=TITLE-ABS-KEY%28%22torsion\\*+vibration\\*%22%29+AND+SUBJAREA%28MULT+OR+CENG+OR+CHEM+OR+COMP+OR+EART+OR+ENER+OR+ENGI+OR+ENVI+OR+MATE+OR+MATH+OR+PHYS%29&sort=plf-f&sdt=cl&sot=b&sl=135&count=4047&analyzeResults=Analyze+results&cluster=scosubjabbr%2c%22ENGI%22%2ct&txGid=F4C175790B95B4F21926946270933AFE.WXhD7YyTQ6A7Pvk9AIA%3a111](http://www.scopus.com/term/analyzer.url?sid=F4C175790B95B4F21926946270933AFE.WXhD7YyTQ6A7Pvk9AIA%3a680&origin=resultslist&src=s&s=TITLE-ABS-KEY%28%22torsion*+vibration*%22%29+AND+SUBJAREA%28MULT+OR+CENG+OR+CHEM+OR+COMP+OR+EART+OR+ENER+OR+ENGI+OR+ENVI+OR+MATE+OR+MATH+OR+PHYS%29&sort=plf-f&sdt=cl&sot=b&sl=135&count=4047&analyzeResults=Analyze+results&cluster=scosubjabbr%2c%22ENGI%22%2ct&txGid=F4C175790B95B4F21926946270933AFE.WXhD7YyTQ6A7Pvk9AIA%3a111)

Tehrani, M. G. & Sopenan, J. 2014. Torsional Vibration Analysis of Multiple Driving Mode Hybrid Bus Drivetrain. Teoksessa: Su, H., Behdad, S., 26th Conference on Mechanical Vibration and Noise: Proceedings of the ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferenses & Computers and Information in Engineering Conference, held at Buffalo, USA 17–20 August 2014. Volume 8. ASME. S. 1-10

Tienhaara, H. 2004. Guidelines to engine dynamics and vibration. Wärtsilä Marine News 2/2004. S. 20–25.

Vibratech TVD, 2014. Vibratech TVD 2013 Catalog [verkkodokumentti]. USA: 2013 [viitattu 6.4.2015]. Tuotekatalogi. Vibratech TVD. 14 s. Saatavissa PDF-tiedostona: [http://www.vibratechtd.com/DOWNLOADS/Vibratech%20Catalog%202013\\_low-res.pdf](http://www.vibratechtd.com/DOWNLOADS/Vibratech%20Catalog%202013_low-res.pdf)

Östman, F. & Toivonen, H. T. 2008a. Active torsional vibration control of reciprocating engines. *Control Engineering Practice*, Vol. 16. Iss. 1. S. 78–88.

Östman, F. & Toivonen, H. T. 2008b. Model-based torsional vibration control of internal combustion engines. *IET Control Theory & Applications*, Vol. 2, Iss. 11. S. 1024–1032.