



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

EERO LEIVO

HAMMASVAIHTTEEN VIERINTÄPOIKKEAMAN MITTAUS JA ANALYSOINTI

Diplomityö

Tarkastaja: professori Arto Leihtovaara

Tarkastaja ja aihe hyväksytty  
Automaatio-, kone- ja materiaaliteknii-  
niikan tiedekuntaneuvoston kokouk-  
sessa 3. lokakuuta 2012

## TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

**LEIVO, EERO:** Hammasvaihteen vierintäpoikkeaman mittaus ja analysointi

Diplomityö, 48 sivua, 3 liitesivua

Toukokuu 2013

Pääaine: Koneiden ja järjestelmien suunnittelu

Tarkastaja: professori Arto Lehtovaara

Avainsanat: vierintäpoikkeama, värähtely, melu, hammaspyörät, vaihde

Vierintäpoikkeama syntyy hammaspyörien valmistus- ja asennusvirheiden sekä joustojen ja dynaamisten tekijöiden yhteisvaikutuksesta. Vierintäpoikkeamaa pidetään merkittävänä hammasvaihteiden värähtelyn ja melun lähteenä. Koska värähtely ja melu ovat ihmisten terveydelle ja hyvinvoinnille haitallista, niitä pyritään kaikin tavoin vähentämään.

Tämän diplomityön tavoitteena on perehtyä kirjallisuustutkimuksen pohjalta hammasvaihteen vierintäpoikkeamaan liittyvään teoriaan sekä selvittää vierintäpoikkeaman mittaamiseen soveltuvia menetelmiä. Lisäksi tarkoituksena on hankkia kokemusperäistä tietoa vierintäpoikkeaman mittauksesta ja siihen liittyvistä haasteista.

Diplomityö koostuu teoriaosuudesta sekä mittaamista ja mittaustuloksia käsittelevästä osuudesta. Teoriaosuudessa käydään läpi vierintäpoikkeaman lähteitä, siitä aiheutuvia seurauksia sekä esitellään joitakin keskeisiä mittausmenetelmiä. Mittausosuudessa käydään läpi vierintäpoikkeaman mittaamista pulssiantureilla. Työn loppuosassa käsitellään tuloksia, jotka on mitattu yksiportaisesta lieriöhammasvaihteesta. Lisäksi mittaustuloksia verrataan myös KISSsoft-ohjelmalla laskettuihin vierintäpoikkeaman arvoihin.

Mittauksissa vierintäpoikkeaman vaihtelua tarkasteltiin eri kuormituksilla ja pyörimisnopeuksilla. Mittausten aikana öljyn lämpötilamuutos oli pienempi kuin 5 °C ja sen vaikutus vierintäpoikkeamaan oli vähäinen. Mittausten toistettavuus oli kohtuullinen. Mittaustuloksia analysoimalla todettiin kuormituksen kasvattavan vierintäpoikkeamaa testeissä käytetyllä hammaspyöräparilla. Pyörimisnopeuden vaikutuksen havaittiin riippuvan useista eri tekijöistä. Esimerkiksi koejärjestelmän ominaistajuuksilla näyttäisi olevan merkittävä vaikutus vierintäpoikkeamaan tietyillä pyörimisnopeuksilla.

KISSsoft-ohjelmalla lasketut vierintäpoikkeaman arvot poikkesivat mitatuista arvoista, mutta trendi kuormituksen suhteen oli samansuuntainen. Laskentaohjelmalla saatuihin tuloksiin vaikutti merkittävästi jakopoikkeaman ja linjausvirheen suuruus, joiden tarkka määrittäminen laskennan lähtöarvoiksi on haasteellinen. Vaikka melun syntymisen yhteys vierintäpoikkeamaan on kiinnostava asia, tämän työn puitteissa sitä ei mitattu.

## ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Mechanical Engineering

**LEIVO, EERO:** Measurement and analysis of gear transmission error

Master of Science Thesis, 48 pages, 3 Appendix pages

May 2013

Major: Design of machines and systems

Examiner: Professor Arto Lehtovaara

Keywords: Transmission error, vibration, noise, gears, gearbox

Gear transmission error is generated by manufacturing and assembly errors, as well as by deflections and gear dynamics. Transmission error is considered to be a major source of gear vibration and noise. Reduction of noise and vibration levels is important because they affect human health and well-being.

The objective of this thesis is to produce a literature survey to get familiar with the theory of gear transmission error and also to investigate suitable methods of measurement. An additional objective is to gain experience of measuring transmission error and familiarizing with challenges involving the process.

This thesis consists of a theoretical part and parts dealing with measurements and measurement results. The theory section covers sources of transmission error, its consequences and introduces essential measurement methods. The measurement section describes measuring transmission error using pulse encoders. The final part presents measuring results and analysis of the measurements that were acquired from helical gearbox. Additionally measured results are compared with transmission error calculation made by KISSsoft-program.

Transmission error measurements were carried out at different torque and speed levels. During the measurements the oil temperature changed within 5 ° C and it had minor effect on transmission error. Repeatability of measurements was satisfactory. By analyzing the measuring results, it was shown that torque increases transmission error of the helical gear pair that was used in the measurements. The effect of speed was found to depend on several different factors. For example natural frequencies of the test equipment appeared to have very significant effect on transmission error at certain speed levels.

The calculation results made by KISSsoft-program differed from measured values, but the trend was parallel with the load. The tooth pitch deviation and misalignment had significant effect on the magnitude of transmission error values. Even though gear noise relation to transmission error is an interesting subject, it was not measured during this thesis.

## ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisen yliopiston konstruktitekniikan laitoksella. Tähän diplomityöhön on saatu apuraha Tampereen teknillisen yliopiston tukisäätiöltä.

Haluan kiittää kaikkia niitä, jotka ovat mahdollistaneet tämän diplomityön valmistumisen. Työni valvojaa professori Arto Lehtovaara kiitän hyvistä ohjeista ja neuvoista sekä ohjauksesta kiitän Matti Martikaista. Lisäksi tahdon kiittää Olli Nuutilaa ja Juha Mietistä, joita ilman en olisi mittauksista yksin selvinnyt.

Tampereella 17.5.2013

Eero Leivo

# SISÄLLYS

Tiivistelmä .....	ii
Abstract .....	iii
Termit ja niiden määritelmät .....	vi
1 Johdanto .....	1
2 Hammaspyörät .....	2
2.1.1 Evolventtiammastus .....	3
3 Vierintäpoikkeama .....	4
3.1 Vierintäpoikkeaman lähteet .....	6
3.1.1 Profiilipoikkeamat .....	6
3.1.2 Kyljen suunnan poikkeamat .....	7
3.1.3 Säteisheitto .....	7
3.1.4 Jakopoikkeama .....	8
3.1.5 Linjausvirhe .....	9
3.1.6 Kuormitus ja dynamiikka .....	10
3.1.7 Voitelun vaikutus .....	10
3.2 Vierintäpoikkeaman vähentäminen .....	11
3.3 Vierintäpoikkeaman laskenta .....	12
4 Värähtely .....	13
4.1 Hammasvaihteiden värähtely .....	15
5 Melu .....	17
5.1 Melun muodostuminen .....	17
5.2 Vierintäpoikkeaman suhde meluun .....	19
6 Mittausmenetelmät .....	21
7 Mittaukset .....	24
7.1 Testilaitteisto .....	24
7.1.1 Vaihde ja hammaspyörät .....	25
7.1.2 Akseleiden linjaus .....	27
7.2 Vierintäpoikkeaman mittaus .....	28
7.3 Vierintäpoikkeaman mittaustulokset .....	30
7.3.1 Vierintäpoikkeaman matalataajuinen komponentti .....	32
7.3.2 Vierintäpoikkeaman korkeataajuinen komponentti .....	34
7.3.3 Mittaustulosten vertailu KISSsoft-analyysiin .....	39
7.3.4 Värähtelymittaus .....	41
7.3.5 Vierintäpoikkeaman ja värähtelyn suhde .....	43
8 Johtopäätökset .....	44
Lähdeluettelo .....	45
Liite 1 .....	49
Liite 2 .....	50
Liite 3 .....	51

## TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

$t_{e\theta}$	vierintäpoikkeama kulmamuutoksena
$t_{e_d}$	vierintäpoikkeama siirtymänä
$z_1$	käyttävän hammaspyörän hampaiden lukumäärä
$z_2$	käytettävän hammaspyörän hampaiden lukumäärä
$r_1$	käyttävän hammaspyörän säde
$r_2$	käytettävän hammaspyörän säde
$\theta_1(t)$	käyttävän hammaspyörän kulma-asema
$\theta_2(t)$	käytettävän hammaspyörän kulma-asema
$f$	ryntötaajuus
dB	desibeli, äänen voimakkuus
rpm	pyörimisnopeus kierroksina minuutissa
Fr	Säteisheitto
Fp	Jakovirhe
Fpmax	suurin jakopoikkeama
Fb	kyljen suunnan kokonaispoikkeama
fbf	kyljen suunnan muotopoikkeama
fb	kyljen suunnan vinouskulmapoikkeama
$t_{e_{nop}}$	vierintäpoikkeama nopeutena
$n_1$	ensiöakselin pyörimisnopeus
$n_2$	toisioakseli pyörimisnopeus
$d$	hammaspyörän jakohalkaisija
$t_{e_{\mu m}}$	vierintäpoikkeama siirtymänä
$t_e$	vierintäpoikkeama keskimääräinen arvo huipusta huippuun
hammasakseli	ensiöakseliin työstetty hammaspyörä
r/min	pyörimisnopeus kierroksina minuutissa

# 1 JOHDANTO

Vierintäpoikkeama syntyy hammaspyörien valmistus- ja asennusvirheiden sekä jousten ja dynaamisten tekijöiden yhteisvaikutuksesta. Vierintäpoikkeamaa pidetään merkittävänä hammasvaihteiden värähtelyn ja melun lähteenä. Hammaspyörien melu johtuu rynnön dynaamisista voimista, joiden synnyttämät herätteet välittyvät akselin ja laakereiden kautta vaihteiston runkoon. Melua pidetään ihmisten terveydelle ja hyvinvoinnille haitallisena ja siksi sitä pyritään kaikin tavoin vähentämään. Osittain myös tiukentuneen lainsäädännön takia, melun vähentämiseen kiinnitetään entistä enemmän huomiota koneensuunnittelussa.

Vierintäpoikkeamaa on tutkittu maailmalla jo 1950-luvulta asti ja siitä on julkaistu lukuisia artikkeleita, mutta suomenkielistä materiaalia on tarjolla hyvin vähän. Tämän diplomityön tavoitteena on perehtyä kirjallisuustutkimuksen pohjalta hammasvaihteen vierintäpoikkeamaan liittyvään teoriaan sekä selvittää vierintäpoikkeaman mittaamiseen soveltuvia menetelmiä. Lisäksi tarkoituksena on hankkia kokemuseräistä tietoa vierintäpoikkeaman mittauksesta ja siihen liittyvistä haasteista.

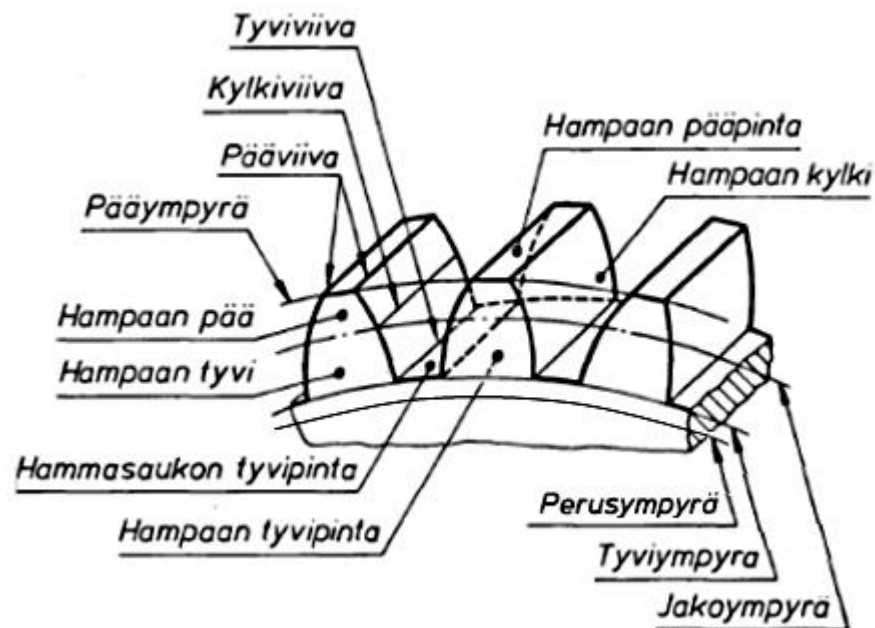
Diplomityön ensimmäisessä osassa selvitetään vierintäpoikkeamaan johtavia syitä. Teoriaosuus on pyritty rakentamaan käyttäen viimeaikaisia tieteellisiä artikkeleita ja aiheeseen liittyviä kirjoja. Työn toisessa osassa esitellään muutamia mittausten menetelmiä ja käydään läpi vierintäpoikkeaman eri mittaustuloksia sekä esitellään mittaustuloksia. Tämän työn puitteissa melua ei mitattu. Mittaukset suoritettiin TTY:n raskaassa laboratorioissa ja käytössä yksiportainen hammasvaihte, johon oli asennettu vinohampaidet lieriöhammaspyörät. Vierintäpoikkeamaa mitattiin useilla eri kuormituksilla sekä porrastetusti kasvavalla pyörimisnopeudella. Lopuksi mittaustuloksia verrataan KISS-soft-ohjelmalla saatuihin tuloksiin.

## 2 HAMMASPYÖRÄT

Hammaspyöriä käytetään tehon välittämiseen yhdeltä akselilta toiselle sekä muuttamaan voima- ja nopeussuhdetta. Hammasvaihteissa käytetään erityyppisiä hammaspyöriä käyttötilanteiden mukaan. Tavanomaisimpia hammaspyörätyyppejä ovat suora- ja vinohampaiset lieriöhammaspyörät. Suorahampaiset hammaspyörät ovat hammaspyörätyypeistä rakenteeltaan kaikkein yksinkertaisimpia ja niitä käytetään sellaisissa kohteissa, joissa pyörimisnopeudet eivät ole korkeita ja melu ei ole ongelma.

Vinohampaisissa hammaspyörissä hampaat ovat tyypillisesti  $8^\circ - 15^\circ$  kulmassa akseliin nähden. Vinouskulma mahdollistaa usean hampaan yhtäaikaisen kosketuksen, mikä parantaa tehonsiirtokykyä ja tekee käynnistä hiljaisemmän. Tämä kuitenkin synnyttää aksiaalisia voimia, jotka kuormittavat laakereita. Vinohammaspyöriä käytetään pääasiassa sellaisissa vaihteissa, joissa on korkeat pyörimisnopeudet ja kuormat (Norton 2006, Hautala 2003).

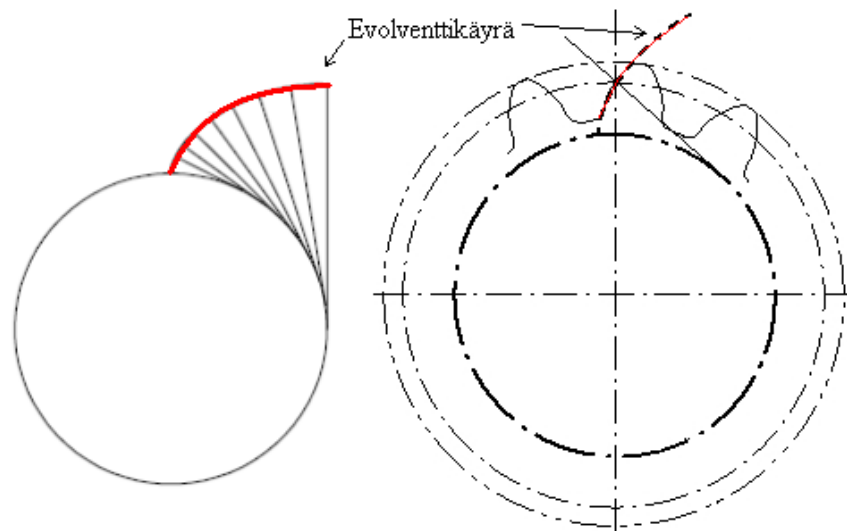
Kuvassa 1, on esitetty kolme hammaspyörän hammasta standardoidun termistön kanssa. Jakoympyrä on kuviteltu, perusympyrän kanssa saman keskeinen ympyrä, joka jakaa hampaan kahteen osaan: hampaan päähän ja tyveen. Perusympyrä on ympyrä, joka sijaitsee otsaleikkauksessa ja jonka keskipiste on hammaspyörän akselilla ja jolta hammasprofiilin ympyräevolventti saa alkuunsa. Hampaan kylki on tyvipinnan ja pääpinnan välinen hampaan pinta. Pääympyrän mukaan määräytyy hampaan korkeus (SFS 3535, 1976).



Kuva 1. Termistö (SFS 3535,1976)

### 2.1.1 Evolventtihammastus

Tyypillisesti hammaspyörien kyljet valmistetaan evolventtimuotoon, joka on yleisin hammasprofiilin muoto. Evolventti syntyy suoran vieressä liukumatta ympyrän kehällä, jolloin jokainen suoran piste piirtää evolventtikäyrää (Kuva 2). Näin ollen, käyrän jokainen piste on kohtisuorassa ympyrän tangenttien kanssa. Evolventtihammaspyörien rakenteen ansiosta jokainen evolventtihammas sopii hetkellisesti toisen evolventtihammaan vastaprofiiliksi (Hautala 2003). Hammaskosketuksessa esiintyy vierintää ja luistoa. Korkean pintapaineen ja luiston takia hammaskosketuksen pitää olla voideltu.



**Kuva 2.** Evolventtikäyrä

Evolventtihammastuksella saavutettuja etuja (Blom 1999):

- Evolventtihammaspyörissä on suuri valmistustarkkuus
- Valmistuksen aikana voidaan käyttää yksinkertaisia työkaluja.
- Akselivälissä esiintyvät pienet virheet eivät haittaa pyörien todellista toimintaa.
- Evolventtipyörät sopivat yleisesti toisiinsa.
- Evolventtihammaan tarkistusmittaus on helppo tehdä

Hammaspyörien perusmitoitus on hyvin pitkälle standardisoitu. Hammaspyöräparin geometrian määräävät moduuli, hammasluvut, profiilinsiirtokertoimet, ryntökulma ja vinouskulma. Moduulin ja hammaslukujen valinta määrää perusakselivälin. Moduulit ovat tietyllä porrastuksella standardoituja ja hammaslukujen on oltava tasalukuja. Profiilin siirtoa tarvitaan käytännössä lähes aina, jotta päästäisiin tavoitteena olevaan standardimittaiseen akseliväliin tai kun halutaan parantaa hampaan lujuutta paksuntamalla sitä tyveltä (Hautala 2003).

### 3 VIERINTÄPOIKKEAMA

Nykyään valmistajat joutuvat jatkuvasti kehittämään entistä hiljaisempia ja vähemmän värähtelyä tuottavia hammaspyöriä. Viimeisten vuosikymmenien aikana kiinnostus vierintäpoikkeaman mittaamiseen ja tutkimiseen on kasvanut.

Vierintäpoikkeama määriteltiin ensimmäisen kerran vuonna 1958 (Munro 1994). Mutta jo ennen vierintäpoikkeaman määrittelyä oli yleisesti tiedetty, kuormituksen muuttavan hammaspyörien kinemaattisia ominaisuuksia synnyttäen värähtelyä ja melua aiheuttavia iskuja hammaspyörien välille (Davoli 2007).

Vierintäpoikkeama määritellään useissa eri lähteissä siten, että se on *käytettävän hammaspyörän teoreettisen ja todellisen aseman erotus* (Welbourn 1979, Munro 1990). Teoreettisessa tilanteessa hammaspyörät ovat täysin jäykkiä ja geometrisesti täydellisiä eivätkä sisällä profiilin muokkauksia. Tällöin tasainen ja kitkaton pyörivä liike välittää vääntömomentin virheettömästi akselista toiselle ilman vaihe-eroa. Tällaisessa tilanteessa kuormitusvoiman ollessa tasainen, värähtelyä ja melua ei pääse syntymään. Käytännössä kuitenkin hammaspyörät eivät ole geometrisesti täydellisiä, vaan niissä esiintyy aina pieniä valmistusvirheitä. Lisäksi käynnin epätasaisuutta saattavat aiheuttaa asennusvirheet, rynnön aikana hampaissa tapahtuvat elastiset muutokset ja dynaamiset teki-jät (Davoli 2007). Voidaan sanoa, että vierintäpoikkeama kuvaa vaihteiston käynnin tasaisuutta ja laatua.

Vuoden 1977 SFS 3993-standardissa vierintäpoikkeama on määritelty siten, että se on useiden yksittäispoikkeamien (esim. säteisheiton, jako- ja profiilipoikkeamien) aiheuttama yhteisvaikutus hampaan kylkien sijaintiin ja muotoon. SFS-standardissa puhutaan myös vierintäeropoikkeamasta, jolla tarkoitetaan yhden jaon aikana mitattua suurimman ja pienimmän tuloksen välistä erotusta. Vierintäpoikkeamalla taas tarkoitetaan yhden kierroksen aikana mitattua suurimman ja pienimmän tuloksen välistä erotusta.

Kaikkien vierintäpoikkeaman lähteiden yhteisvaikutus voidaan ilmoittaa kulmamuu-  
toksena kaavalla (2) (White 2006):

$$te_{\theta}(t) = \theta_2(t) - \frac{z_1}{z_2} \theta_1(t) \quad (1)$$

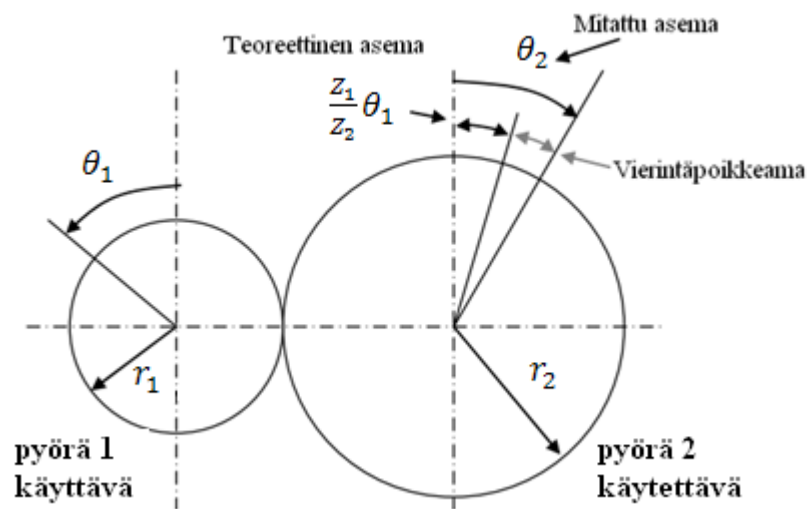
missä

$z_1$  = käytävän hammaspyörän hampaiden lukumäärä

$z_2$  = käytettävän hammaspyörän hampaiden lukumäärä

$\theta_1(t)$  = käytävän hammaspyörän kulma-asema

$\theta_2(t)$  = käytettävän hammaspyörän kulma-asema



**Kuva 3.** Käytettävän hammaspyörän mitatun ja teoreettisen aseman erotus.

Joissain lähteissä vierintäpoikkeama ilmoitetaan myös siirtymän pituutena pitkin käytet-  
tävän hammaspyörän jakoympyrää tai vierintäympyrää (White 2006):

$$te_d(t) = r_2 \theta_2(t) - r_2 \frac{z_1}{z_2} \theta_1(t) = r_2 \theta_2(t) - r_1 \theta_1(t) \quad (2)$$

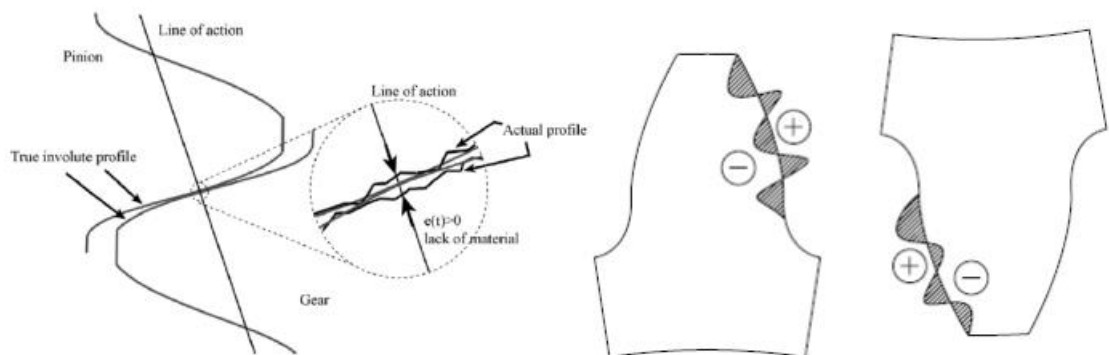
Kaavalla (1) vierintäpoikkeamalle saadaan arvoja joko kulmasekunteina (1/3600 astetta)  
tai mikroradiaaneina [ $\mu$ rad]. Vastaavasti kaavalla (2) tuloksia saadaan mikrometreinä  
[ $\mu$ m] tai mikrotuumina [ $\mu$ in].

### 3.1 Vierintäpoikkeaman lähteet

Vierintäpoikkeaman lähteet voidaan yleisesti jakaa kolmeen ryhmään geometrian, joustojen ja dynaamisten tekijöiden mukaan. Geometriset poikkeamat muodostuvat valmistus- ja asennusvirheistä. Niihin kuuluvat mm. valmistusvaiheessa syntyvät profiilivirheet, kyljensuunnan poikkeamat, jakopoikkeamat ja säteisheitot. Asennusvaiheessa huonosti linjatut akselit voivat johtaa linjausvirheeseen, mikä kasvattaa vierintäpoikkeamaa. Staattinen ja kinemaattinen vierintäpoikkeama syntyy kuormitetun käynnin aikana hampaiden, akseleiden ja kotelon joustoista. Dynaaminen vierintäpoikkeama esiintyy, kun hammaspyöriä ajetaan korkeilla nopeuksilla (White 2006). Kaikille lähteille on yhteistä se, että poikkeuttavat hammaskosketuksen ideaalisesta tilasta.

#### 3.1.1 Profiilipoikkeamat

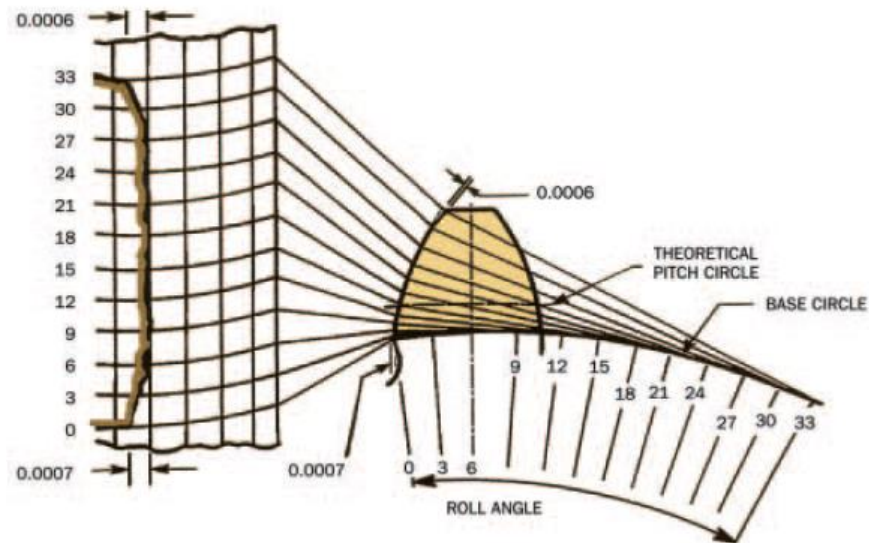
Hammaspyörien geometrialla on merkittävä vaikutus vierintäpoikkeamaan ja sitä kautta myös tehonsiirtokykyyn. Valmistusmenetelmistä riippumatta hammaspyörien profiileista ei synny koskaan täydellisiä, vaan niihin jää aina pieniä ja satunnaisia valmistusvirheitä (Kuva 4).



**Kuva 4.** Hampaiden pintojen epätasaisuudet (Shutling 2006).

Profiilipoikkeamalla tarkoitetaan tavoiteprofiilin ja todellisen profiilin välistä erotusta. Profiilipoikkeamat johtavat hammaskosketuksen epätasaiseen vierintään ja kuormittumiseen sekä meluongelmiin. Pahimmassa tapauksessa profiilipoikkeamat voivat johtaa hammaspyörän ennenaikaiseen vikaantumiseen (Gimbert 2005). Profiilipoikkeamia aiheuttavat muun muassa huonosti tasapainotettu hiomalaikka, kuluneet profilointilaikat tai huonolaatuinen hiomalaikka. Profiilipoikkeamia voidaan pienentää alentamalla hiomalaikan kierroslukua vierintähionnassa (Himänen 2006). Profiilivirheistä johtuvaa vierintäpoikkeamaa voidaan mitata pienellä kuormituksella ja alhaisella pyörimisnopeudella. Tällöin tulee esiin kahden kontaktissa olevan hammaspyörän valmistusvirheiden summa (White 2006).

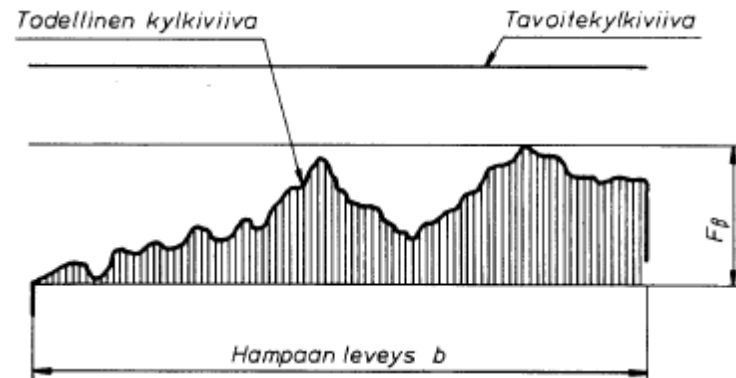
Kuvassa 5 on esitetty hammasprofiilin poikkeama evolventtimuodosta. Virheetön evolventti on esitetty kuvassa suorana. Hampaassa näkyy 30- 33° -kohdalla päähelpotus ja 0-6° -kohdalla tyvihelpotus.



*Kuva 5. Profilipoikkeama päähelpotetulla hammaspyörällä (Gimpert 2005).*

### 3.1.2 Kyljen suunnan poikkeamat

Kyljen suunnan poikkeamalla tarkoitetaan hampaan leveysuunnassa olevia valmistusvirheitä. Kyljen suunnan poikkeamat voivat syntyä valmistusvaiheessa huonosti kiinnitetystä kappaleesta.



*Kuva 6. Kyljen suunnan poikkeama (SFS 3993,1977)*

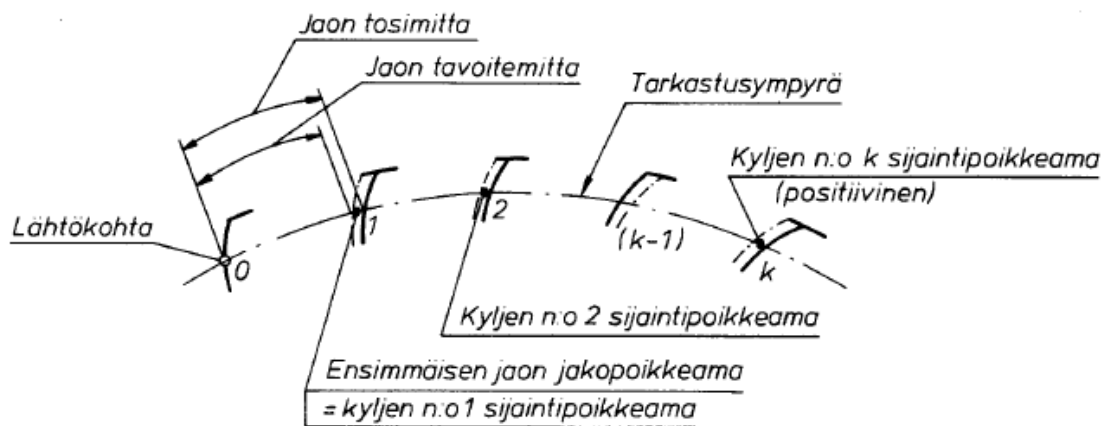
### 3.1.3 Säteisheitto

Säteisheitolla tarkoitetaan tarkastettavan hammaspyörän pyörähdysakselin suurimman ja pienimmän etäisyyden erotusta (SFS 3993, 1989). Säteisheitto aiheutuu huonosta keskityksestä vierintäjyrksinnässä tai hammashionnassa (Himanen 2007). Säteisheitto näkyy vierintäpoikkeama-käyrässä matalataajuisena vaihteluna.

### 3.1.4 Jakopoikkeama

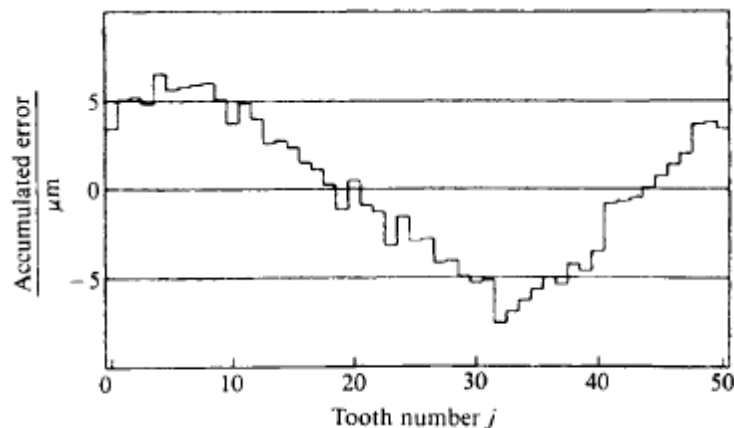
Jakopoikkeama on hammasjaon todellisen mitan ja tavoitemitan välinen erotus. Jakopoikkeamat mitataan tarkastusympyrällä, joka on saman keskeinen ja mahdollisimman samansuuruinen jakoympyrän kanssa (SFS 3993).

Jakopoikkeamaa aiheuttavat esimerkiksi kappaleen huolimaton keskittäminen hammashionnassa (tai hammastuksessa) ja vierintähionta hiomakivellä, jonka pääluku on jaollinen kappaleen hammasluvulla (Himänen 2007). Jakopoikkeama voi johtaa ennenaikaisen hammaskosketukseen aiheuttaen iskun hampaan kärkeen. Tätä iskua pidetään myös värähtelyn lähteenä (Wink 2005). Jakopoikkeama (kuva 7) mitataan tarkastusympyrällä, joka on samankeskeinen ja mahdollisimman samansuuruinen jakoympyrän kanssa. Jaolla tarkoitetaan tässä yhteydessä tarkastusympyrällä mitattua jakoa.



Kuva 7. Jakopoikkeama ( SFS 3993, 1989)

Kuvassa 8 on esitetty tyypillinen kumulatiivinen jakopoikkeama. Pystysuunta osoittaa poikkeaman suuruutta mikrometreissä ja vaakasuunta hammaslukua. Kuvan esitystä ei pidä seikoittaa vierintäpoikkeamakäyrään vaikka ne saattavatkin olla hyvin samannäköisiä.



Kuva 8. Kumulatiivinen esitys jakopoikkeamasta (Kohler 1985).

### 3.1.5 Linjausvirhe

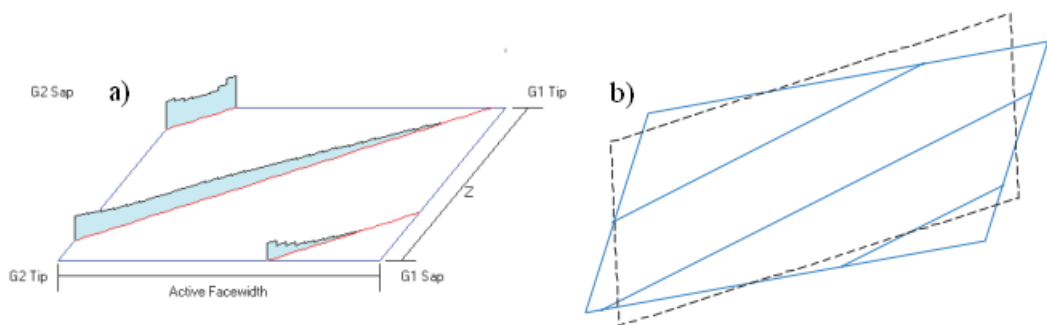
Hammasvaihteen linjausvirheellä tarkoitetaan ryntöpinnan aksiaalista siirtymistä. Linjausvirhe voi aiheutua esimerkiksi vinosti poratun akselireiän tai hammaspyörän väärän kiilauksen takia. Linjausvirhe johtaa kuormituksen epätasaiseen jakautumiseen hampaan kyljessä. Suuria kuormituksia kantavat laajapintaiset hammaspyörät ovat erityisen herkkiä linjausvirheelle (Haigh 2003). Linjausvirhetyypit voidaan jakaa kolmeen ryhmään:

- yhdensuuntaisuusvirhe
- ryntöpinnan suunnan kulmavirhe
- ryntöpintaa kohtisuorassa suunnassa tapahtuva kulmavirhe

Yhdensuuntaisuusvirhe johtaa akselivälin muuttumiseen, josta aiheutuu pieni poikkeama ryntösuhteen. Ryntöpinnan suunnan kulmavirhe vähentää kuormitusta yhdellä hampaan reunalla kasvattaen kuormitusta toisella reunalla (kuva 9a). Ryntöpintaa kohtisuorassa suunnassa tapahtuva kulmavirhe kääntää kosketusaluetta supistaen sen pinta-alaa, josta seuraa kokonaisryntösuhteen lasku (kuva 9b).

Linjausvirheitä aiheuttavat mm (Houser 2006):

- virheelliset hammasprofiilit
- hammaspyörän navan ja akselin välisen liitoksen virheet
- akselin taipumat
- akselin vääntöpoikkeamat
- laakeroinnin ja koteloinnin virheet
- lämpötilaerot



**Kuva 9.** Vasemmalla ryntöpinnan suunnan kulmavirhe ja oikealla ryntöpintaa kohtisuorassa suunnassa tapahtuva kulmavirhe (Houser 2006).

### 3.1.6 Kuormitus ja dynamiikka

Kuormitus aiheuttaa elastisia muodonmuutoksia hampaissa, kotelossa, laakereissa ja akseleissa, muuttaen hammaskosketusta. Kaikkien näiden osien jäykkyys vaikuttaa vierintäpoikkeamaan. Kuormituksesta aiheutuvaa vierintäpoikkeamaa sanotaan staattiseksi vierintäpoikkeamaksi (White 2006).

Staattinen vierintäpoikkeama toimii herättäjänä dynaamiselle vierintäpoikkeamalle. Kun hammaspyörät välittävät momenttia, akselit altistuvat dynaamisille kuormituksille. Pyörimisnopeuden kasvaessa myös dynaamiset tekijät voimistuvat. Dynaamisia vaikutuksia kasvattavat mm.

- hammaspyörien ja akselien epäkeskisyys
- rynnön aikaiset hampaiden joustot
- valmistusvirheet
- hampaiden pintojen epätasaisuudet
- voiteluaineen käyttäytyminen ja muut tribologiset ilmiöt

Dynaamista vierintäpoikkeamaa voidaan mitata joko raskaalla tai kevyellä kuormituksella ja korkealla pyörimisnopeudella.

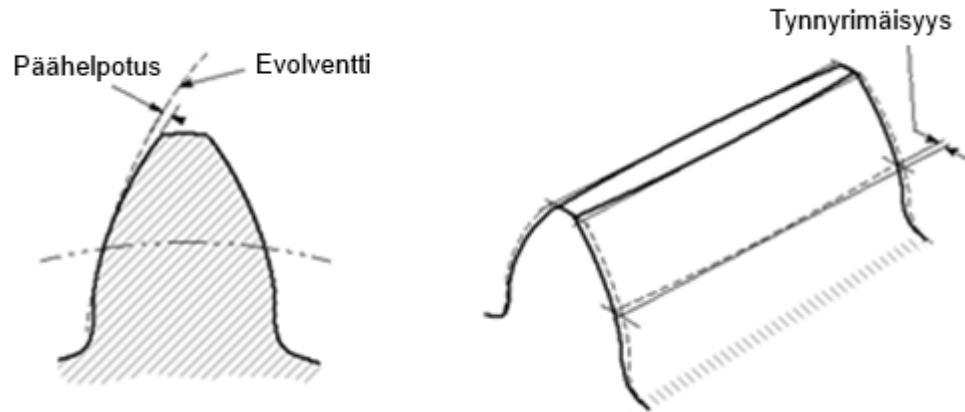
### 3.1.7 Voitelun vaikutus

Voiteluaineen tehtävänä on vähentää toistensa suhteen liikkuvien kosketuspintojen kitkaa ja kulumista sekä kuljettaa pois kitkalämpöä. Hammaspyörien voitelu on välttämätöntä, koska rynnön aikana ryntöpisteen molemmilla puolilla tapahtuu liukumista.

Runsas voitelu voi toimia melun lähteenä, jos se jää rynnön aikana hampaan tyveen loukkuun. Jos öljy ei pääse pakenemaan tyvestä kylkivälyksen kautta, se voi purkaantua voimalla hampaan sivujen kautta iskien vaihteen runkoon. Iskut tapahtuvat ryntötaajuudella, mutta ovat kuitenkin aika harvinaisia eivätkä esiinny vinohampaisilla hammaspyörillä (Smith 2003).

### 3.2 Vierintäpoikkeaman vähentäminen

Melun ja värähtelyn hallinnassa on tärkeää ymmärtää kuinka yksittäiset tekijät vaikuttavat vierintäpoikkeamaan. Hammaspyörien mitoituksessa on otettava huomioon hampaiden käyttäytyminen ja joustaminen rynnön aikana, jolloin ne saattavat taipua evolventista poikkeaviin muotoihin. Hampaiden jouston vaikutusta voidaan vähentää profiilihelpotuksilla, poistamalla ainetta hampaan sivuilta, päästä tai tyvestä (Kuva 10).



*Kuva 10. Vasemmalla päähelpotus, oikealla pituushelpotus*

Pituushelpotukset voivat absorboida osan akselin ja rungosta joustoista, mutta ne eivät kompensoi suuria linjaus- tai geometrisia virheitä. Profiilimuokkauksen tarkoituksena onkin lähinnä kompensoida kuormituksesta aiheutuvan hampaiden taipumisen vaikutusta rynnön aikana (Teshahunegn 2009).

Vierintäpoikkeaman vaihtelua voidaan vähentää pienentämällä hampaiden pintapainetta. Tosin pelkän pintapaineen vähentäminen ei vielä riitä vaan samalla on huomioitava myös muut vierintäpoikkeamaan vaikuttavat tekijät. Esimerkiksi profiilin muokkauksella ja pituushelpotuksella saadut hyödyt voivat mitätöityä valmistus- ja linjausvirheiden takia (Maruyama 1989, Rao 2001).

Vinohampaisissa lieriöhammaspyörissä vierintäpoikkeama on suhteellisen pieni ja samalla sen kehittymismekanismi on monimutkaisempi verrattuna suoramampaisiin lieriöhammaspyöriin. Weck ja Mauer (1990) ehdottivat, että optimaalinen hampaan muokkaus pitäisi toteuttaa samansuuntaisesti kosketusviivan kanssa. Koska ainoastaan kosketusviivalla voi havaita korjatut ja korjaamattomat alueet, korjaus kosketusviivalla tuottaa pienemmän häviön ryntösuhteeseen (Rao 2001).

### 3.3 Vierintäpoikkeaman laskenta

Vierintäpoikkeaman laskelmien ja simulointien avulla on mahdollista:

- valita hampaille sopiva geometria minimoidakseen rynnön jäykkyyden vaihtelun vaikutusta
- löytää hampaille sopivat helpotukset
- selvittää kuinka erilaiset valmistusvirheet vaikuttavat meluun ja värähtelyyn

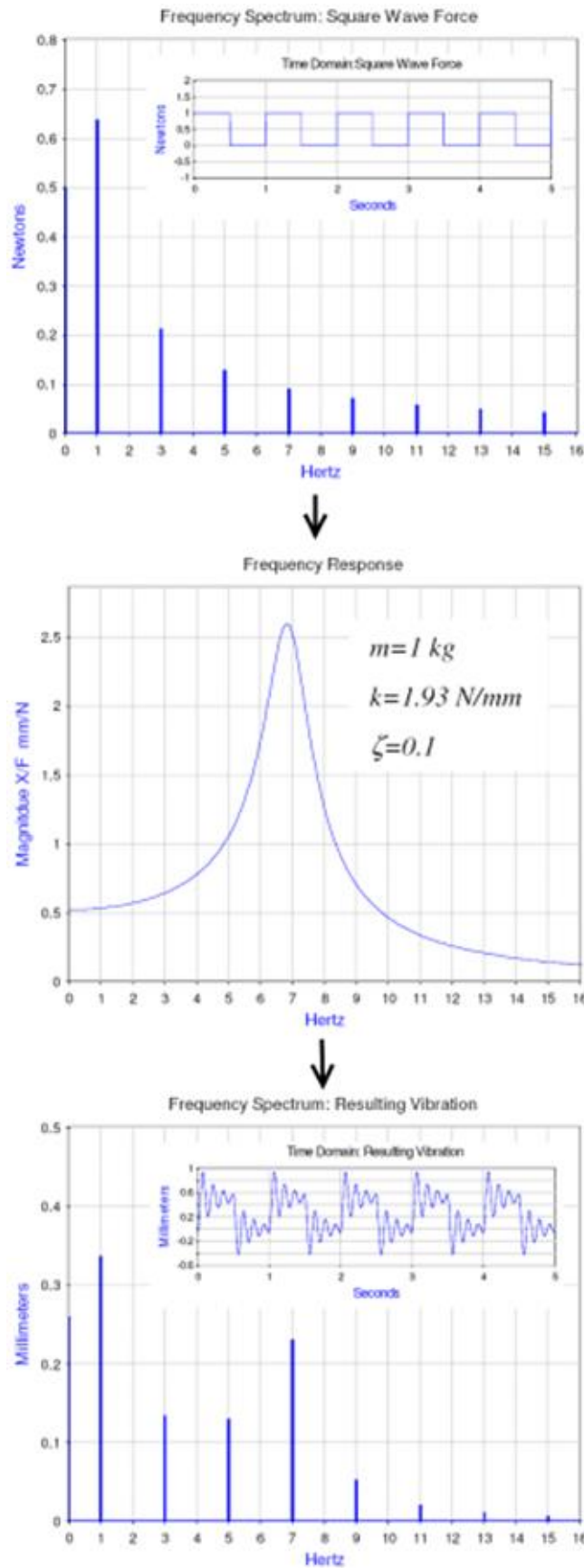
Vierintäpoikkeaman ennakointiin ja laskemiseen on olemassa erilaisia vaihtoehtoja. Kirjallisuudesta löytyy useita tutkijoiden kehittämää laskentamenetelmiä (Åkerblom 2001), mutta helpointen vierintäpoikkeaman laskeminen onnistuu käyttäen valmiita ohjelmia kuten LDP tai KISSsoft. LDP (Load Distribution Program) on Ohion yliopistossa kehitetty hammaspyörien analysointiohjelma. Ohjelmalla on mahdollista vierintäpoikkeaman laskemisen lisäksi laskea myös mm. kuormituksen jakaantumisen, hammasvoimat, laakerien kuormitukset ja voitelukalvon paksuuden. LDP soveltuu suora- ja vinohampaisille lieriöhammaspyörille sekä sisä- ja ulkohammastetuille pyörille. Vierintäpoikkeaman laskennassa LDP-ohjelma on huomattavasti nopeampi kuin FE-laskentamenetelmät. Ohjelman käyttö vaatii Ohion yliopiston GearLab:n jäsenyyttä. Tämän diplomityön teon aikana LDP-ohjelma ei ollut käytettävissä, joten mittaustuloksia ei ollut mahdollista verrata LDP-ohjelmalla saataviin tuloksiin ([www.gearlab.org](http://www.gearlab.org)).

KISSsoft on kaupallinen hammasvaihteen laskenta- ja suunnitteluohjelmisto, jonka avulla on mahdollista suunnitella vaihteen yksittäisiä osa-alueita, kuten lieriöhammasvaihteita, akseleita ja niiden kiinnityksiä sekä jousia. KISSsoft:in vierintäpoikkeamalaskennassa on mahdollista huomioida profiilimuokkauksia, jakopoikkeamia, kitkaa ja linjausvirheitä. Tässä työssä KISSsoftia on käytetty vierintäpoikkeaman laskentaan ja sen tuottamia tuloksia on verrattu mitattuihin tuloksiin (Kpl 7.3.5).

## 4 VÄRÄHTELY

Värähtely on jaksollista liikettä tasapainoaseman ympärillä. Värähtelyn aiheuttajaa sanotaan herätteeksi ja seurauksena olevaa systeemin liiketilaa vasteeksi. Kun rakenteelle annetaan heräte, joka on yleensä voimaheräte, aiheuttaa se rakenteen eri pisteisiin siirtymiä, nopeuksia ja kiihtyvyyksiä. Niiden suuruudet ja vaiheet toistensa suhteen määräytyvät rakenteen taajuusvastefunktiosta, joka puolestaan määräytyy rakenteen ominaisuuksista kuten geometriasta, jäykkyydestä ja massasta. Taajuusvaste kuvaa, kuinka järjestelmän antama vaste riippuu siihen syötetyn herätesignaalin taajuudesta. Taajuusvasteen avulla nähdään miten systeemi reagoi eritaajuisiin herätesignaaleihin.

Kaikilla koneenosilla ja mekaanisilla rakenteilla, kuten akseleilla ja rungoilla, on tietty ominaistajuus, joka riippuu rakenteen jäykkyyks- ja hitausominaisuuksista. Ominaisaajuusvärähtely eli resonanssi syntyy, kun värähtelysteemiä kuormittavan ulkoisen voiman taajuus vastaa jotakin systeemin ominaistajuutta. Resonanssi on koneensuunnittelussa ei-toivottu ilmiö, jonka esiintymismahdollisuus on suunnitteluvaiheessa pyrittävä poistamaan. Vaimentimien avulla on mahdollista vähentää resonanssista aiheutuvaa värähtelyn voimakkuutta. Vaimentamattoman värähtelijän värähtelyamplitudilla on tapana kasvaa rajatta. Vaimennuksen kautta systeemistä poistuu energiaa, mikä vuoksi värähtelyt vaimenevat (Géradin 1997). Kuvassa 11 on esitetty kuinka eri taajuiset herätteet ja vaste vaikuttavat värähtelyyn. Korkean vasteen takia 6 ja 8 Hz välissä värähtely voimistuu 7 Hz taajuuden kohdalla. Vaikka 5 Hz taajuudella kuormitus on suurempi kuin 7 Hz taajuudella, vasteen takia 7 Hz kohdalla värähtely on voimakkaampaa kuin 5 Hz kohdalla.



Heräte  
 (Amplitudi, Taajuus,  
 Vaihe)

$$F(\omega)$$

$x$

Vaste  
 (Massa, Vaimennus,  
 Jäykkyys)

$$H(\omega)$$

=

Värähtely  
 (Amplitudi, Taajuus,  
 Vaihe)

$$X(\omega)$$

Kuva 11. Värähtelyn muodostuminen.

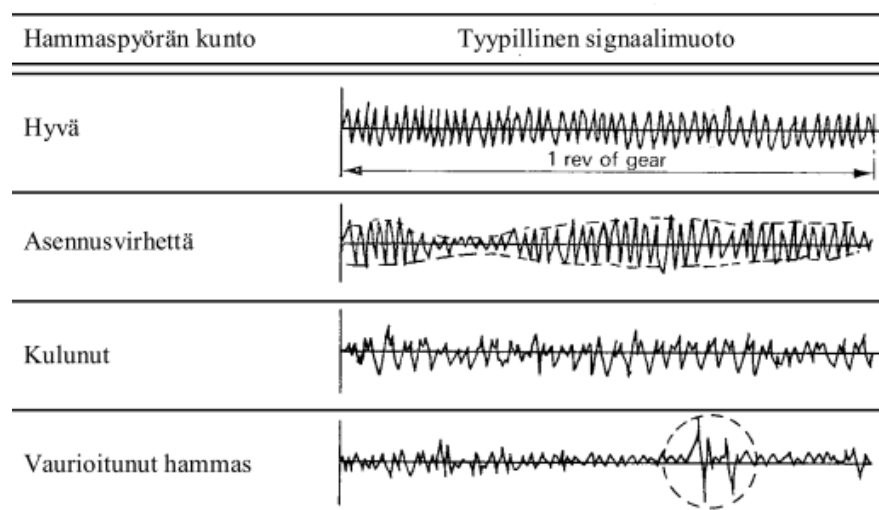
## 4.1 Hammasvaihteiden värähtely

Hammaspyörätyypistä riippumatta, hampaiden välinen kosketus ja erilaiset profiilivirheet aiheuttavat aina värähtelyä, joka ilmenee ryntötaajuutena ja sen harmonisilla kerannaisilla. Ryntötaajuuden suuruuteen vaikuttaa hammasluku ( $z$ ) ja pyörimisnopeus ( $rpm$ ) ja se saadaan laskettua kaavalla (1):

$$f = z \cdot \frac{rpm}{60} \quad (3)$$

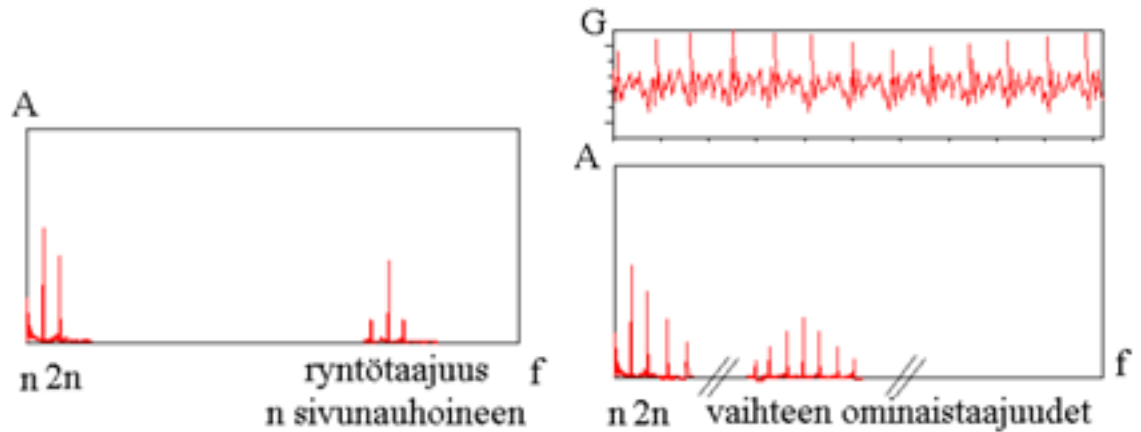
Käynnin aikana hampaiden kohtaaminen ja kuormituksen vaihtelu aiheuttavat jaksollista värähtelyä. Hampaan tulo ryntöön aiheuttaa iskuja, jotka kohdistuvat ensiöpyörässä lähelle hampaan tyveä ja toisiopyörässä hampaan päähän. Tulon isku johtuu siitä, että kosketushetkellä hampaissa ei ole muodonmuutoksia. Rynnön aikana kuormaa kantavien hampaiden määrän vaihtelu aiheuttaa jaksottaista kuormituksen vaihtelua. Kun hampaiden asema muuttuu kaksoisrynnöstä yksittäisryntöön, kuormitus kasvaa suorahampaisilla hammaspyörillä noin kaksinkertaiseksi, koska kuorma siirtyy välillä vain yhden hampaan kannettavaksi. Vinohampaisilla hammaspyörillä muutos tapahtuu yleensä kolmen hampaan rynnöstä kahden hampaan ryntöön, mistä syntyy vähemmän joustoa kuin suorahampaisilla hammaspyörillä (Värähtely- ja meluongelmat koneenrakennuksessa 1982).

Hammaspyöräparin kuntoa voidaan arvioida värähtelymittauksen avulla (kuva 12). Mittaussignaalin spektristä on mahdollista todeta, onko yksittäinen hammas vaurioitunut ja ovatko hampaat kuluneet tasaisesti sekä mahdolliset asennusvirheet. Lisäksi signaali paljastaa kahden vierekkäisen ryntötaajuuskomponentin huojuntailmiön ja iskumaiset kuormitukset (Lahdelma 1988).



**Kuva 12.** Hammasvaihteesta keskiarvoistamalla saatuja tyypillisiä signaalimuotoja (Neale 1979).

Normaalissa vaihteen värähtelyspektrissä näkyvät akselien pyörimistaajuudet sekä ryntötaajuudet ja mahdolliset niiden monikerrat. Mahdolliset hammasvaihteen viat ilmenevät spektrissä perustaajuuksien tai niiden monikertojen värähtelynä. Tällaisia vikoja ovat mm. epätasapaino, mekaaninen vällys ja taipunut akseli. Taipunut akseli voi lisäksi aiheuttaa aksiaalisuuntaisen värähtelyn kasvua (Kunnonvalvonnan värähtelymittaus 2007).



**Kuva 13.** Vasemmalla normaali spektri ja oikealla viallisen hampaan spektri (Kunnonvalvonnan värähtelymittaus 2007).

Tyypillisesti värähtelymittauksen parametreina käytetään siirtymää ( $\mu\text{m}$ ), nopeutta ( $\text{mm/s}$ ) tai kiihtyvyyttä ( $\text{m/s}^2$ ). Iskumaisia ilmiöitä, kuten laakeri- ja hammaspyöräviköjä, hankausilmiöitä ja puutteellista voitelua tutkittaessa kiihtyvyyssmittaukset ovat selvästi nopeusmittauksia parempia.

## 5 MELU

Ääni on aaltoliikettä, joka välittyäkseen eteenpäin tarvitsee aina väliaineen. Ilmassa äänellä on nopeus joka on riippuvainen ilman lämpötilasta. Eri väliaineissa ääniaalto kulkee eri nopeuksilla väliaineen ominaisuuksien mukaan. Normaali ympäristömelu sisältää useiden kohteiden yhtäaikaista ääntä, jossa äänen taajuudet ja aallonpituudet ovat jatkuvassa muutoksessa. Mittauksin voidaan kuitenkin erotella melun hetkelliset komponentit esim. taajuustarkastelulla (Napoli 2007). Äänen voimakkuutta kuvataan äänenpainetasoilla, jonka yksikkö on desibeli (dB).

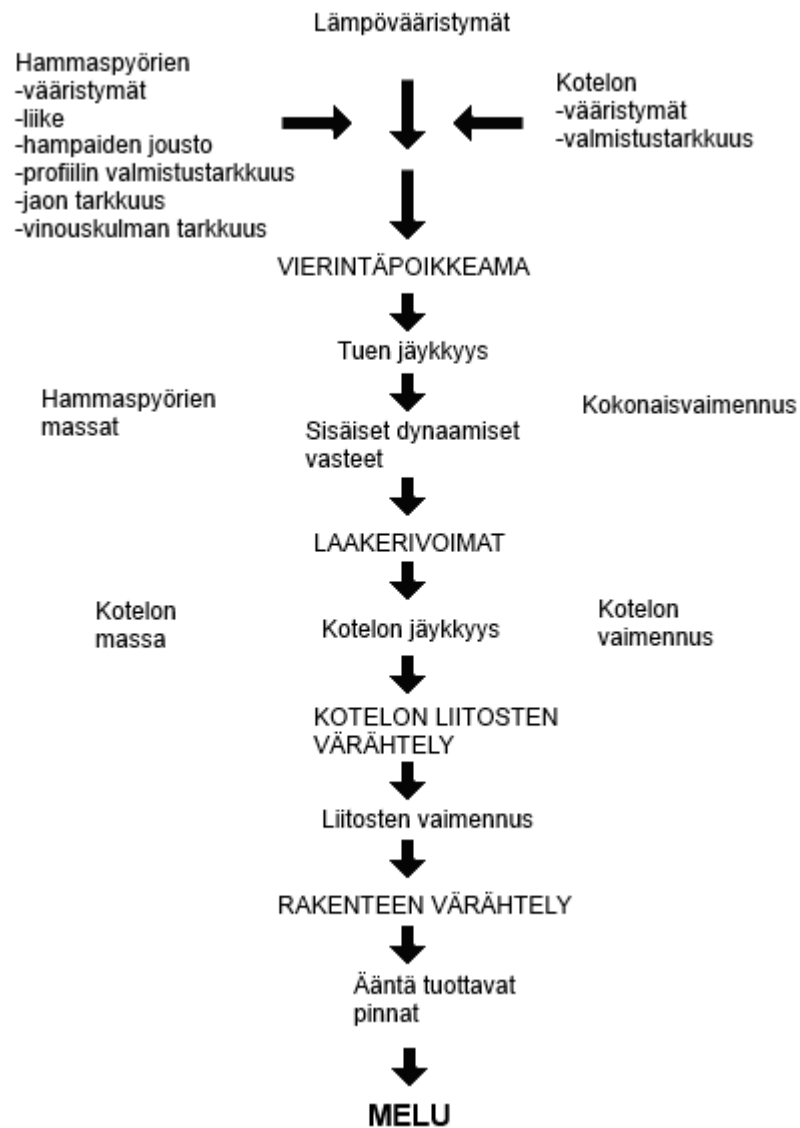
Melu on sen sijaan käsite, jolla ymmärretään äänen negatiivisia vaikutuksia, ei-toivottua ääntä josta seuraa ihmisille haittaa. Melu on siis fysikaalisten mittareiden lisäksi myös hyvin pitkälti subjektiivinen käsite, jossa kuulijan omilla tuntemuksilla ja äänenenerotuskyvyllä on ratkaiseva merkitys (Napoli 2007).

### 5.1 Melun muodostuminen

Melun syntymiseen vaaditaan, että värähtely välittyy rakenteen ulkopintoihin, jotka ovat kosketuksessa ilman kanssa. Vierintäpoikkeaman takia hampaiden välisessä kosketuksessa tapahtuu kuormituksen vaihtelua, joka aiheuttaa värähtelyä. Vaihteissa värähtely kulkeutuu kotelon ulkoisiin pintoihin laakereiden kautta. Värähtely voi kulkea myös akselin kautta moottorin ulkopintoihin, jos ei käytetä joustavia kytkimiä (Smith 2003). Melua aiheuttavan värähtelyn lähteinä vaihteen sisällä toimivat mm. (Houser 2008):

- hammasiskut
- rynnön jäykkyyden vaihtelut
- vierintäpoikkeama
- hammasvoiman aksiaalinen liikkuminen (eng. shuttling force)
- kitka
- ilman ja voiteluaineen pakkautuminen hampaan tyveen

Meluun johtavaan värähtelyn kulkureitti on esitetty kuvassa 14. Vaihteen sisällä valmistusvirheiden, profiilipoikkeamien ja joustojen yhteisvaikutuksesta syntyy vierintäpoikkeama, joka toimii värähtelyn lähteenä. Värähtelyn kulkee laakereiden kautta vaihteen kotelon ulkoisille pinnoille, jotka toimivat ”kaiuttimina”.



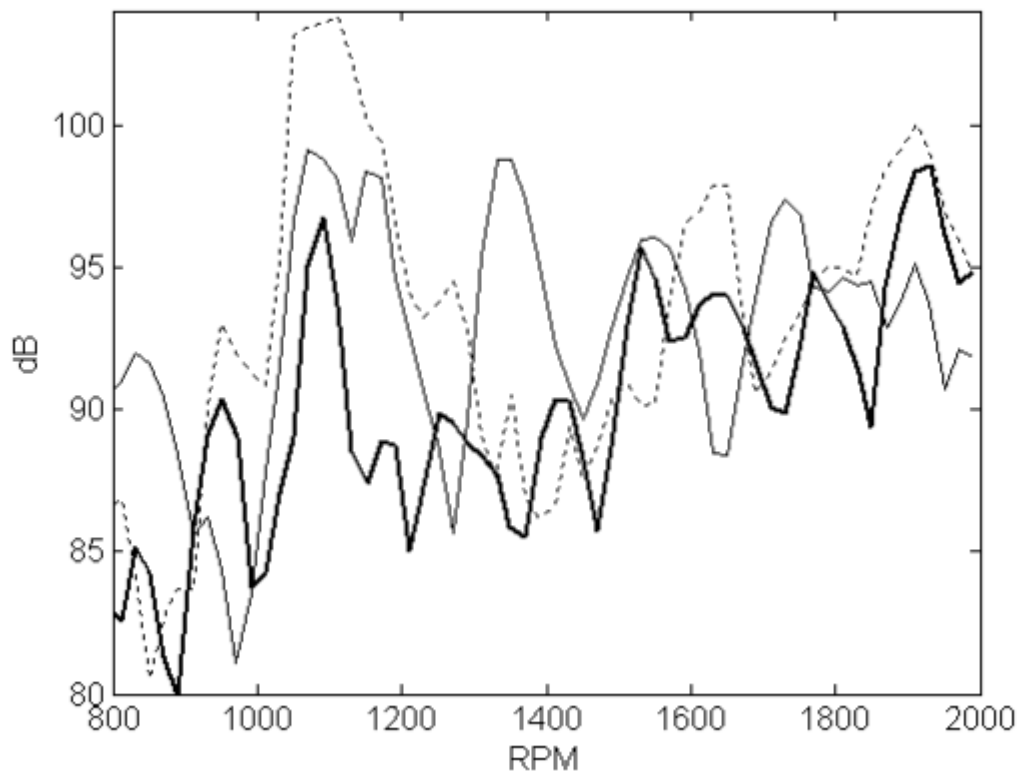
**Kuva 14** Värähtelynlähteet ja –kulkureitti (Smith 2003).

Hammasvaihteiden melua on mahdollista vähentää oikeanlaisella suunnittelulla ja profiilimuokkauksilla. Hiljaisiksi suunniteltujen ja muokattujen hammaspyörien valmistaminen on usein taloudellisesti epäkannattavaa. Yksi suunnittelun tavoitteista on valita hammaspyörille sellainen muoto, joka ei ole kovin herkkä valmistusvirheille (Al-Wedyan 2010). Melua on mahdollista vähentää myös käyttämällä melun eristimiä ja vaimentimia kotelon kiinnityksessä.

## 5.2 Vierintäpoikkeaman suhde meluun

Henrikssonin (2009) mittaustulosten mukaan melun taso eri kuormituksilla ei ole selitettävissä pelkästään vierintäpoikkeamalla. Henriksson tuli siihen johtopäätökseen, että hammasvoiman aksiaalisella liikkumisella ja kitkoilla on suurempi vaikutus meluun kuin mitä on yleisesti oletettu.

Åkerblom (2002) havaitsi mittauksissaan, että vaihteen melutaso voi vaihdella merkittävästi eri mittauksissa jo pelkästään siitä, että vaihde puretaan ja kasataan uudelleen. Kuvassa 15 on esitetty kolmesta eri mittauksesta saatuja tuloksia, jotka on saatu vaihteesta joka on purettu ja kasattu kolme kertaa samoista osista.



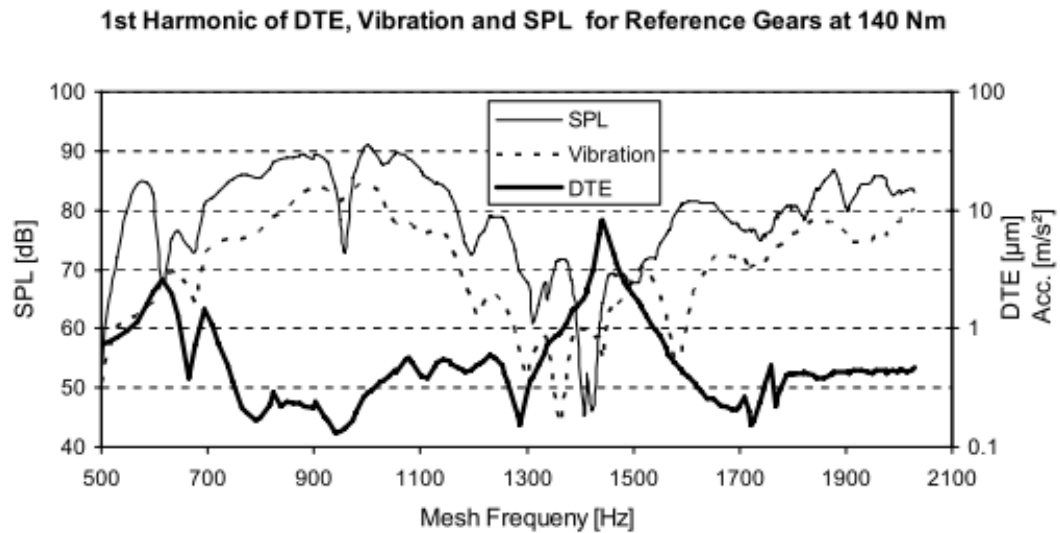
*Kuva 15. Kolmesta eri mittauksesta saadut melutasot 500 Nm kuormituksella.*

Kuvasta 15 on nähtävissä, että eri mittauksista saaduilla tuloksilla on merkittävä ero. Esimerkiksi 1100 r/min kohdalla huippujen arvot eroavat noin 7 dB verran ja 1350 r/min kohdalla vain yhdessä mittauksessa ilmeni piikkiarvo. Nämä tulokset osoittavat, että melun herättäjinä eivät toimi ainoastaan rynnön aikaiset herätteet vaan myös vaihteen ja testipenkin dynaamiset ominaisuudet, jotka saattavat muuttua esim. erilaisesta ruuvien kiristyksestä (Åkerblom 2002, White 2006).

Melun ja vierintäpoikkeaman mittaukset ovat osoittaneet, että vierintäpoikkeamalla ja melulla esiintyy korrelaatiota. Tietyllä pyörimisnopeudella ja vääntömomentilla korrelaatio voi olla korkea, toisaalta muuttamalla pyörimisnopeutta tai vääntömomenttia korrelaatio voi heiketä, mikä vaikeuttaa melun ja vierintäpoikkeaman suhteen osoittamista. Åkerblom (2008) vertaili vierintäpoikkeamaa ja mitattua melua useilla hammaspareilla, joihin oli käytetty erilaisia viimeistelytapoja ja profiilin muokkauksia. Yhdellä

momentilla melun ja vierintäpoikkeaman suhde oli nähtävissä, mutta toisella momentilla ei. Myös Houser et al. (1994) on vertaillut melua ja vierintäpoikkeamaa keskenään ja päätyneet suunnilleen samoihin tuloksiin kuin Åkerblom eli korrelaatiota löytyi osassa tapauksista ja osasta ei (Henriksson 2009).

Åkerblomin (2008) mukaan staattinen vierintäpoikkeama korreloi vahvasti vaihteiston melun kanssa, mutta dynaamisella vierintäpoikkeamalla korrelaatio näyttää olevan olematon nopeuspyyhkäisymittausten perusteella (kuva 16).



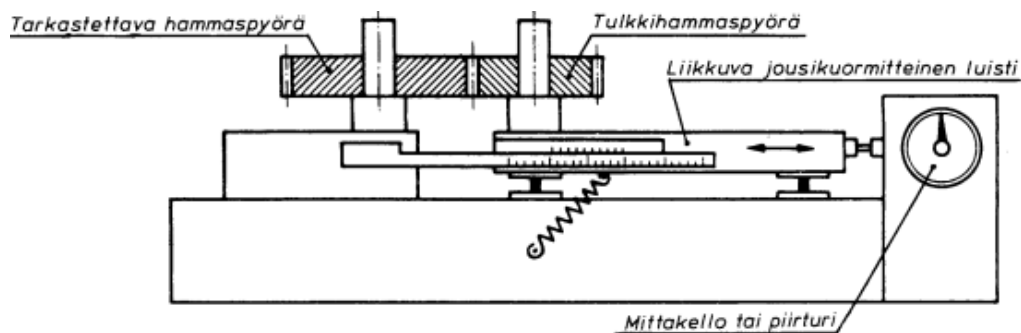
**Kuva 16.** Dynaamisen vierintäpoikkeaman (DTE), värähtelyn ja melun (SPL) vertailu 140 Nm vääntömomentilla (Åkerblom 2008).

Henriksson (2005) on taas havainnut dynaamisen vierintäpoikkeaman ja melun välisen korrelaation kuorma-auton vaihdelaatikossa tekemällä mittaukset vakionopeudella ja eri vääntömomenteilla. Henriksson mittausten tuloksiin ovat vaikuttaneet erilaiset mittausolosuhteet, erityyppinen vaihdelaatikko ja pyyhkäisyn sijasta vakionopeuden käyttö (Åkerblom 2008).

## 6 MITTAUSMENETELMÄT

Vierintäpoikkeamaa on mitattu kohta 50 vuoden ajan. Mittaustavat ovat vaihdelleet, mutta usein ne ovat olleet toistensa variaatioita. Vierintäpoikkeaman mittauksilla voidaan tarkastella hammaspyörien ja vaihteiston laatua ja dynamiikkaa.

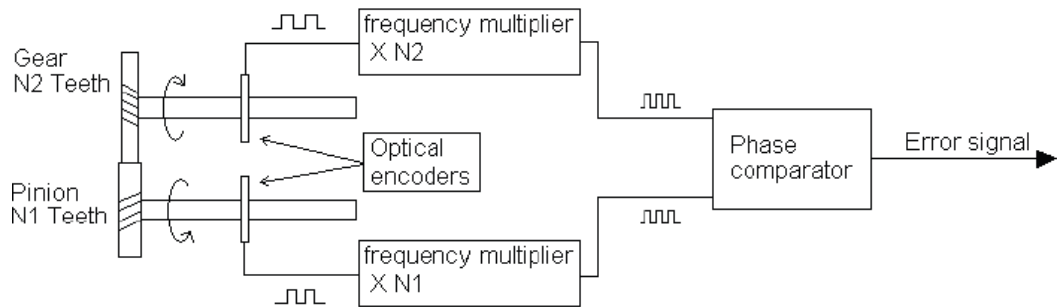
Vierintäpoikkeaman mittaamiseen on olemassa useita eri tapoja. Mittaus voidaan tehdä esimerkiksi erityisellä laitteella tulkkihammaspyörän avulla (kuva 17). Tällöin mittaus toteutetaan joko kaksikylvivierintäpoikkeama mittauksena, jossa tarkasteltava hammaspyörä on välyksettömässä rynnössä tulkkihammaspyörän kanssa tai yksikylvivierintäpoikkeama mittauksena, jossa hammaspyörät ovat välyksellisessä, yhden kylkiparin rynnössä (SFS 3993). Tämä mittausmenetelmä sopii yhden hammaspyörän laadun tarkasteluun.



**Kuva 17.** Kaksikylvivierintäpoikkeaman mittauslaite (SFS 3993, 1989).

Vaihteen vierintäpoikkeama syntyy kahden hammaspyörän välisestä kosketustilanteesta ja siihen vaikuttavista tekijöistä. Tällaisen tilanteen mittaaminen onnistuu esimerkiksi rakentamalla testipenkki, joka koostuu vaihteesta, moottorista ja jarrusta. Mittausten onnistumisen kannalta on olennaista saada testipenkin osat kuten akselit, runko ja laakerit mahdollisimman jäykiksi. Saadakseen hyvä mittaustulos, osien jäykkyyden tulisi ylittää hammaspyörien jäykkyyden (Davoli 2007).

Vierintäpoikkeaman mittaaminen perustuu ensiö- ja toisioakselien aseman mittaamiseen, jossa kummassakin akselissa käytetään omaa anturia pyörimisvaiheen seurantaan varten. Antureista riippuen mittaussparametrina käytetään yleensä, joko kulma-asemaa ( $\theta$ ), nopeutta (r/min) tai kiihtyvyyttä ( $\text{mm/s}^2$ ). Antureiden tuottama signaali siirretään mittalaitteen kautta tietokoneeseen, jossa se voidaan muuttaa vierintäpoikkeamaksi (kuva 18).



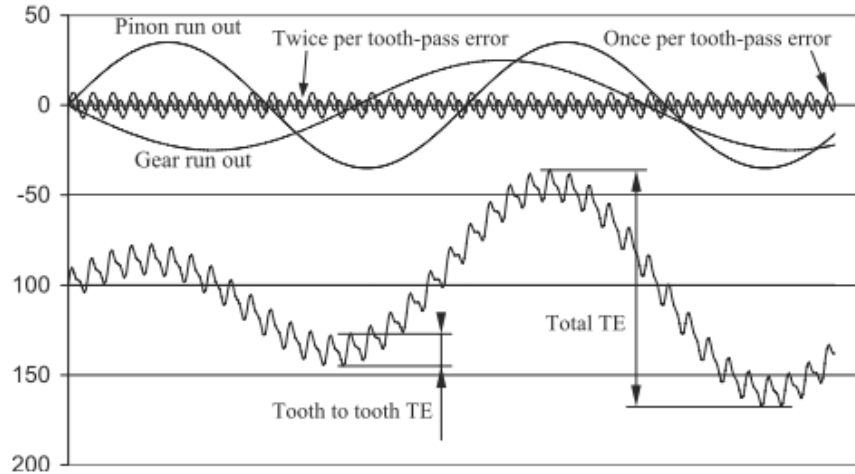
**Kuva 18.** Vierintäpoikkeaman mittaaminen optisilla antureilla (Åkerblom, 2001).

Vierintäpoikkeama saadaan laskettua syöttämällä antureiden tuottama data kaavaan (2), s. 5. Mikäli mittaussparametreina on käytetty nopeutta, siirtymän paikalle voi syöttää suoraan nopeuden arvot (m/s), mutta kaava täytyy tämän jälkeen integroida kerran. Kiihtyvyyden tapauksessa kaavaa pitää integroida kahdesti.

Vierintäpoikkeaman mittaamisessa suosituimpia ovat optiset pulssianturit. Pulsianturit tuottavat useita tuhansia pulsseja kierrosta kohti ja niiden etuna on helppokäyttöisyys ja hyvä resoluutio. Pulssiantureiden tarkkuus kuitenkin hieman heikkenee pyörimisnopeuden kasvaessa, koska mittauspulssien määrä pysyy jatkuvasti vakiona. Lisäksi pulssiantureiden asennus voi olla joissakin tapauksissa aiheuttaa ongelmia, koska anturit on liitettävä suoraan mitattaviin akselisiin tai hammaspyöriin kiinni.

Vierintäpoikkeaman mittaaminen onnistuu myös laservibrometrin avulla. Laservibrometri mittaa akselin pinnan nopeutta lasersäteiden avulla. Jos mittauksessa käytetään yhtä mittaussädettä, mittaustuloksesta voi tulla virheellinen. Virhe johtuu akselin värähtelyn synnyttämästä sivuttaisesta liikkeestä. Mittausvirhe on eliminoidavissa käyttämällä kahta rinnakkaista lasersädettä. Pulsiantureihin verrattuna laservibrometrin etuna on se, että niillä voidaan mitata vierintäpoikkeamaa suoraan akselien pinnoilta. Tällöin akselien pintojen on oltava riittävän tasaisia ja puhtaita eivätkä ne saa olla liian kiiltäviä. Pulsiantureita taas voidaan käyttää ainoastaan sellaisissa tapauksissa, joissa vaihteen akselien päistä löytyy antureille sopivat kiinnitystapit (White 2006).

Tyypillinen vierintäpoikkeama signaali sisältää matala- ja korkeataajuisia vaihtelua. Vierintäpoikkeaman matalataajuisen komponentin sisältää akselien pyörimisnopeuksilla tapahtuvat ilmiöt. Siihen vaikuttavat mm. säteisheitot. Vierintäpoikkeaman korkeataajuisen komponentin sisältää hammaskosketuksen aikana tapahtuvat ilmiöt (kuva 19).



**Kuva 19.** Esimerkki tyypillisestä vierintäpoikkeamasignaalista ja siihen vaikuttavista tekijöistä (Åkerblom 2001).

Vierintäpoikkeamaa voidaan mitata, joko staattisesti tai dynaamisesti ja isolla tai pienellä kuormalla. Pienellä kuormalla ja alhaisella pyörimisnopeudella mitataan valmistusvirheistä johtuvaa vierintäpoikkeamaa. Tällöin kuormituksen on oltava sellainen, että se ylläpitää jatkuvan kontaktin hammaspyörien välillä. Mittaus tuo esiin hampaiden pinnoilla olevien epätasaisuuksien ja profiilivirheiden vaikutuksen. Tätä mittausmenetelmää voidaan käyttää hammaspyörien laadun arvioimiseen.

Raskaalla kuormalla ja alhaisella pyörimisnopeudella voidaan mitata staattista vierintäpoikkeamaa, joka aiheutuu hampaiden joustoista ja kuormituksen vaihtelusta. Staattisessa mittauksessa alhaista pyörimisnopeutta käytetään dynaamisten tekijöiden eliminoimiseen.

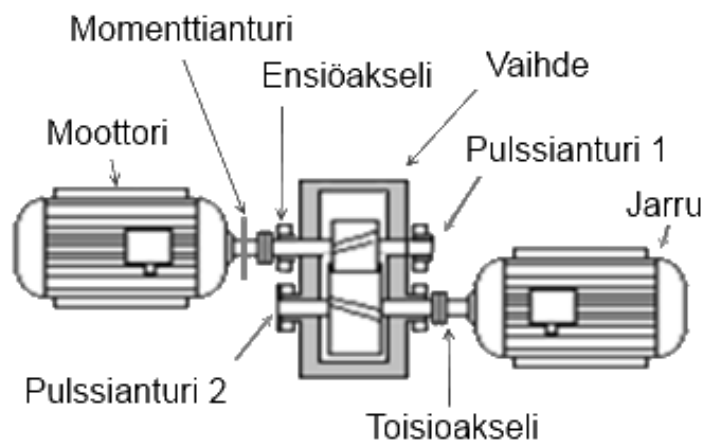
Dynaaminen vierintäpoikkeama mitataan korkeilla nopeuksilla käyttäen kevyttä tai raskasta kuormitusta. Mittausvaiheessa hammaspyörien on oltava kotelossa, koska rakenteen dynamiikkaan vaikuttavat hammaspyörien lisäksi myös akselit, laakerit ja itse kotelo.

## 7 MITTAUKSET

### 7.1 Testilaitteisto

Vierintäpoikkeaman mittaus suoritettiin TTY:n Konstruktitekniikan laitoksen raskaassa laboratorioissa. Mittauksissa käytettiin kahta sähkömoottoria joista Siemens:n 95 kW:n sähkömoottori toimi varsinaisena moottorina ja Oy Strömberg Ab:n 315 kW:n sähkömoottori toimi jarruna (Kuva 20). Moottorin puolella ensiöakselin kytkimenä käytettiin R+W:n EKH-mallista sakarakytkintä. Toisioakseli kytkettiin kahdeksalla 20 mm paksuisella kumitapilla (Liite 1).

Ensiö- ja toisioakselin pyörimisnopeuden mittaamiseen käytettiin Leine & Linde 500 – sarjan optisia pulssiantureita, jotka tuottivat 10000 pulssia/kierros. Moottorin momentti ja pyörimisnopeus olivat vapaasti säädettävissä.



*Kuva 20. Testipenkki.*

Testipenkin alusta on massiivinen muusta lattiasta erotettu betonipaasi, jossa on tasajalla T-uria. Betonin värähtelynvaimennuskyky on hyvä. Niin vaihteiden kuin moottoreidenkin jalustat on tehty mahdollisimman jäykiksi, jolloin heräävien ominaistaajuuk-sien määrä ja värähtelyn amplitudi saadaan mahdollisimman vähäiseksi. Jalustat on rakennettu yksikertaisesti paksuista palkeista (Kopra 1999).

### 7.1.1 Vaihte ja hammaspyörät

Testivaihteena käytettiin yksiportaista lieriövaihdetta. Alun perin tätä samaa vaihdetta käytettiin Riku Kopran diplomityössä (Kopra 1999), jossa selvitettiin vinohampaisten hammaspyörien eri hammastusten vaikutusta vaihteen värähtelyyn. Tässä mittauksessa käytetty hammaspyöräpari on sama kuin Riku Kopran työssä käytetty pari nro. 5. Hammaspyörät on valmistettu SFS506 standardin mukaisesta hiiletysteräksestä, jonka koostumus on 21 NiCrMo 2 ja kovuus Rockwell asteikolla 59..61 HRC. Testivaihteen parametrit on esitetty taulukossa 1.

**Taulukko 1.** Hammaspyörien parametrit. (HA = hammasakseli, HP = hammaspyörä)

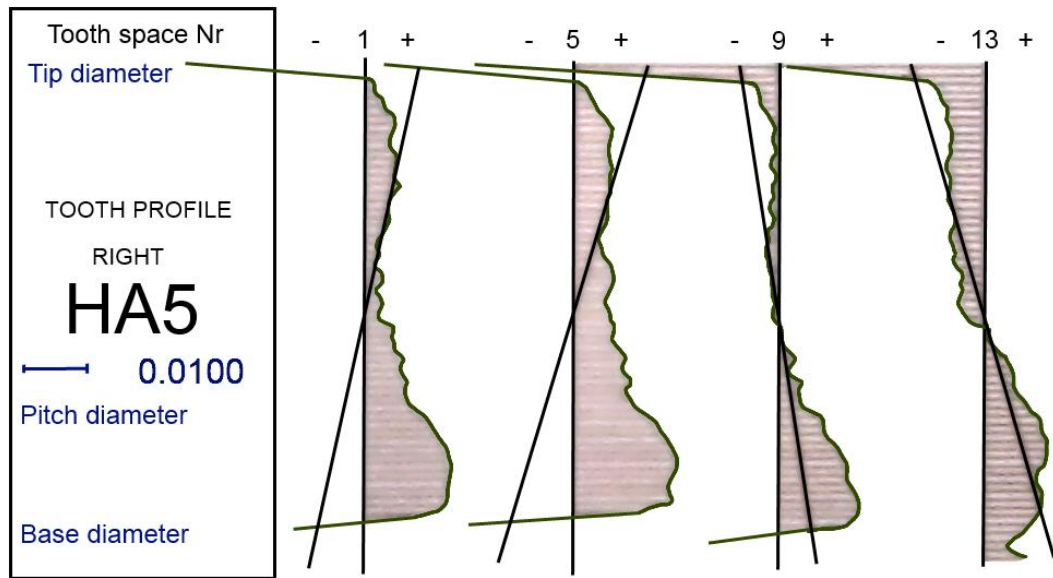
Akseliväli	125 mm
Normaalimoduuli	3,175 mm
Vinouskulma	10°
Hammasluku HA	17
Hammasluku HP	60
Jakohalkaisija HA	54,81 mm
Jakohalkaisija HP	193,44 mm
Hampaan leveys HP	56
Hampaan leveys HA	74
Normaaliryntökulma	20°

Taulukossa 1. esitetyille hammaspyörälle ja hammasakselille on tehty profiilin ja kyljen suunnan mittauksia, joiden tulokset näkyvät taulukossa 2. Profiilit on arvioitu visuaalisesti poikkeamakäyristä ja muiden poikkeamien arviointi perustuu numeroarvoihin.

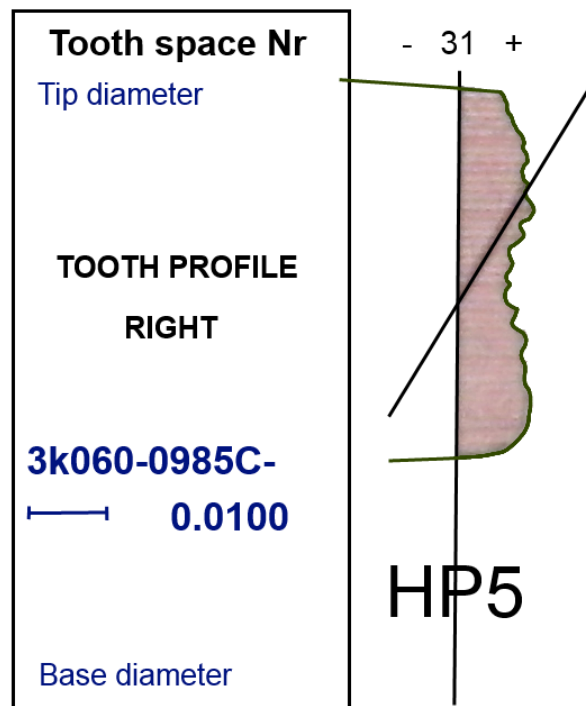
**Taulukko 2.** Hammastusten säteisheitto- ja jakovirheet

	Hammaspyörä		Hammasakseli		Tarkkuusluokka
Säteisheitto ( $\mu\text{m}$ )	Fr = 17		Fr = 14		4
Jakovirhe ( $\mu\text{m}$ )	Fp = 15	f <sub>pmax</sub> = 3,8	Fp = 17	f <sub>pmax</sub> = 9,6	4
Vinouskulmavirhe	Fb = 16, f <sub>bf</sub> =5.7, fb=11		Fb = 12, f <sub>bf</sub> =12, fb=-11		7

Kuvassa 21 esiintyvälle hammasakselille on tehty profiilin mittaus neljällä tasajaolla. Hammasakselin tyvessä on näkyvissä kohouma, joka saattaa hieman koskettaa vastapyörää. Tätä hammasakselin virhettä hieman kompensoi lievä helpotus. Kohouman vaikutuksesta kokonaisprofiilipoikkeama (Ff = 17) putoaa tarkkuusluokkaan 9. Kuvassa 22 on esitetty hammaspyörän yhden hampaan profiili, jonka profiili on tarkkuusluokassa 6.



*Kuva 21. Hammasakselin profiili (Kopra 1999).*



*Kuva 22. Hammaspyörän profiili (Kopra 1999).*

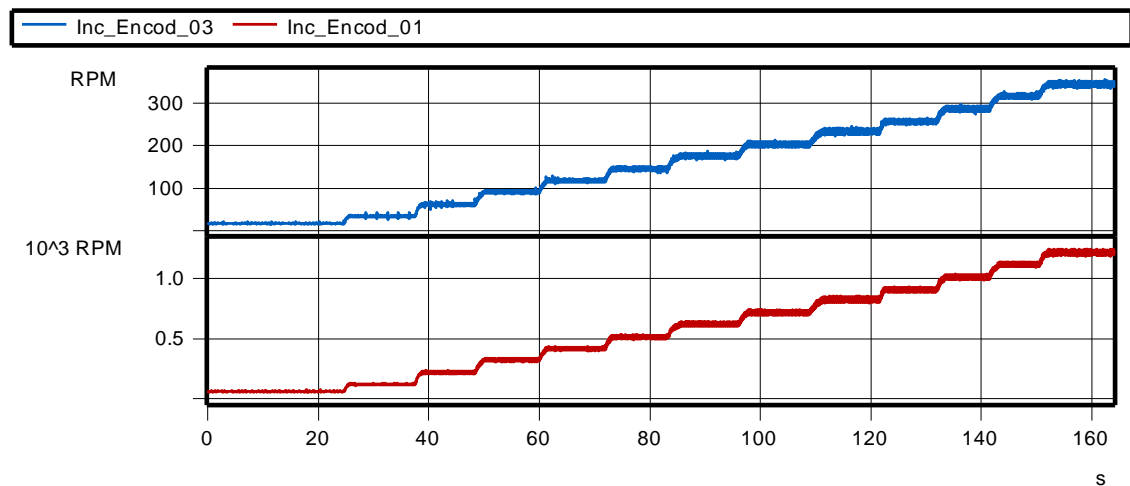
### 7.1.2 Akseleiden linjaus

Akseleiden linjauksen apuna käytettiin Easy Laser D400- laitetta. Linjaus aloitettiin jarrun puolelta, koska sen liikuttelu suuren painon ja koon vuoksi olisi ollut turhan työlästä. Jarrun ja vaihdelaatikon akselit linjattiin ensin pystysuunnan suhteen lisäämällä ohuita levyjä vaihdelaatikon kiinnitysruuvien viereen. Vaakasuuntainen linjaus suoritettiin liikuttelemalla vaihdelaatikon alustaa lattiaa pitkin. Vaihdelaatikon ja moottorin akseleiden linjauksessa edettiin samalla periaatteella kuin jarrun puolella. Vaikka käytössä oli tarkka laser-linjauslaite, linjausvirheeltä oli hankalaa välttyä: ruuvien kiristäminen johti aina pieniin satunnaisiin vaaka- ja pysty siirtymiin, joita oli hankalaa ennakoita. Linjausvirhettä ei saatu kokonaan eliminoitua, mutta se saatiin riittävän pieneksi (Liite 2).

## 7.2 Vierintäpoikkeaman mittaus

Vaihteelle suoritettiin kolme erillistä mittausta eri päivinä. Ensimmäisessä mittauksessa vierintäpoikkeaman laskemista varten mitattiin ensiö- ja toisioakselien pyörimisnopeuksia yhdeksällä eri kuormituksella ja porrastetusti kasvavalla pyörimisnopeudella. Mittausten aikana seurattiin myös vaihteen värähtelyä pysty-, vaaka- ja aksiaalissuunnassa.

Ensimmäinen mittaus suoritettiin muutaman minuutin jaksoissa käyttäen vakio-momenttia ja korottamalla pyörimisnopeutta porrastetusti 100 - 1200 kierrokseen minuutissa (kuva 23). Pyörimisnopeuden nosto tapahtui käsin analogista mittaria käyttäen. Vääntömomenttia nostettiin eri mittauksissa 30 - 70 Nm:iin, 5 Nm välein. Momentti mitattiin ensiöakselilta. Kuormituksen nostoa rajoitti kumitappien käyttö toisioakselissa ja pyörimisnopeuden nostoa taas rajoitti moottorin teho, joka ei riittänyt ylläpitämään momenttia yli 1200 r/min nopeudella. Kumitappien ja sakarakytkimen käytössä etuna oli se, että ne ehkäisivät värähtelyn siirtymistä moottoreista vaihteeseen.

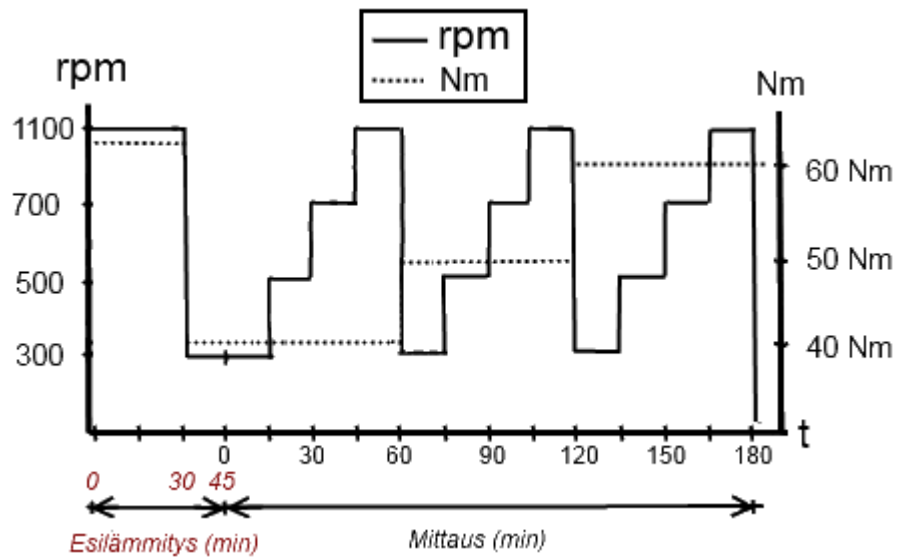


**Kuva 23.** Mittaus 1, ylin signaali kuvaa toisioakselin- ja alin ensiöakselin pyörimisnopeuksia.

Samalle vaihteelle tehtiin myöhemmin toistomittaus (mittaus 2). Tällöin mittauksessa edettiin muuten täsmälleen samalla tavalla kuin ensimmäisessä mittauksessa, mutta pyörimisnopeutta ei enää nostettu 1100 r/min yläpuolelle. Toistomittauksen aikana mitattiin myös öljyn lämpötilaa. Ennen ensimmäistä mittausta ja toistomittausta varsinainen esilämmitys ei tehty vaan mittaukset suoritettiin muutaman lyhyen koeajon jälkeen.

Kolmannessa mittauksessa tarkoituksena oli seurata lämpötilan vaikutusta mitaustuloksiin (kuva 24). Mittaus jouduttiin suorittamaan kahdessa osassa jarrumoottorin jäähdyttimen rikkoontumisen vuoksi. Ilman jäähdytintä jarrumoottoria oli mahdollista käyttää ainoastaan noin kolme tuntia yhtäjaksoisesti. Mittauksen ensimmäistä osaa edelsi noin 45 minuuttia pitkä esilämmitys jakso, jossa vaihde ajettiin ensin 1100 r/min nopeudella 30 minuutin ajan 60 Nm kuormituksella, jonka jälkeen nopeus laskettiin 300 r/min ja kuormitus 40 Nm viideksitoista minuutiksi. Heti esilämmitysvaiheen jälkeen suoritettiin kahdeksan 15 minuutin mittausta neljällä eri pyörimisnopeudella ja kahdella

eri kuormituksella. Mittauksen viimeinen osa (300- 1100 r/min, 60 Nm) suoritettiin jarrumootorin jäähtymisen jälkeen. Tällöin vaihteelle tehtiin uusi esilämmitys, jossa vaihde ajettiin ensin 30 minuutin ajan 60 Nm kuormituksella ja 1100 r/min nopeudella, jonka jälkeen 15 minuutin ajan samalla kuormituksella ja 300 r/min nopeudella. Mittaus toteutettiin välittömästi esilämmityksen jälkeen. Mittausten välissä vaihdetta ei purettu.



**Kuva 24.** Mittaus 3, ensiöakselin momentti ja pyörimisnopeus.

### 7.3 Vierintäpoikkeaman mittaustulokset

Vierintäpoikkeaman laskemista varten ensimmäisen mittauksen ja toistomittauksen mitaussignaalit (kuva 23) jaettiin 5 - 10 sekunnin pituisiin osiin pyörimisnopeuden mukaan. Jokainen osa sisälsi dataa 16 - 300 kierrokselta riippuen pyörimisnopeudesta. Signaalista suodatettiin pois taajuudet 299 – 302 Hz, jotta saatiin eliminoitua vaihdetta pyörittävän sähkömoottorin värähtelyn vaikutus. Koska mittauksessa signaali oli saatu kierroksina minuutissa, vierintäpoikkeama jouduttiin ensin laskemaan nopeutena kaavalla (4):

$$te_{nop} = \left( n_2 - \frac{z_1}{z_2} \cdot n_1 \right) \cdot \pi \cdot d \cdot \frac{1}{60} \quad (4)$$

missä

$te_{nop}$  = vierintäpoikkeama [m/s]

$n_2$  = toisioakseli pyörimisnopeus [r/min]

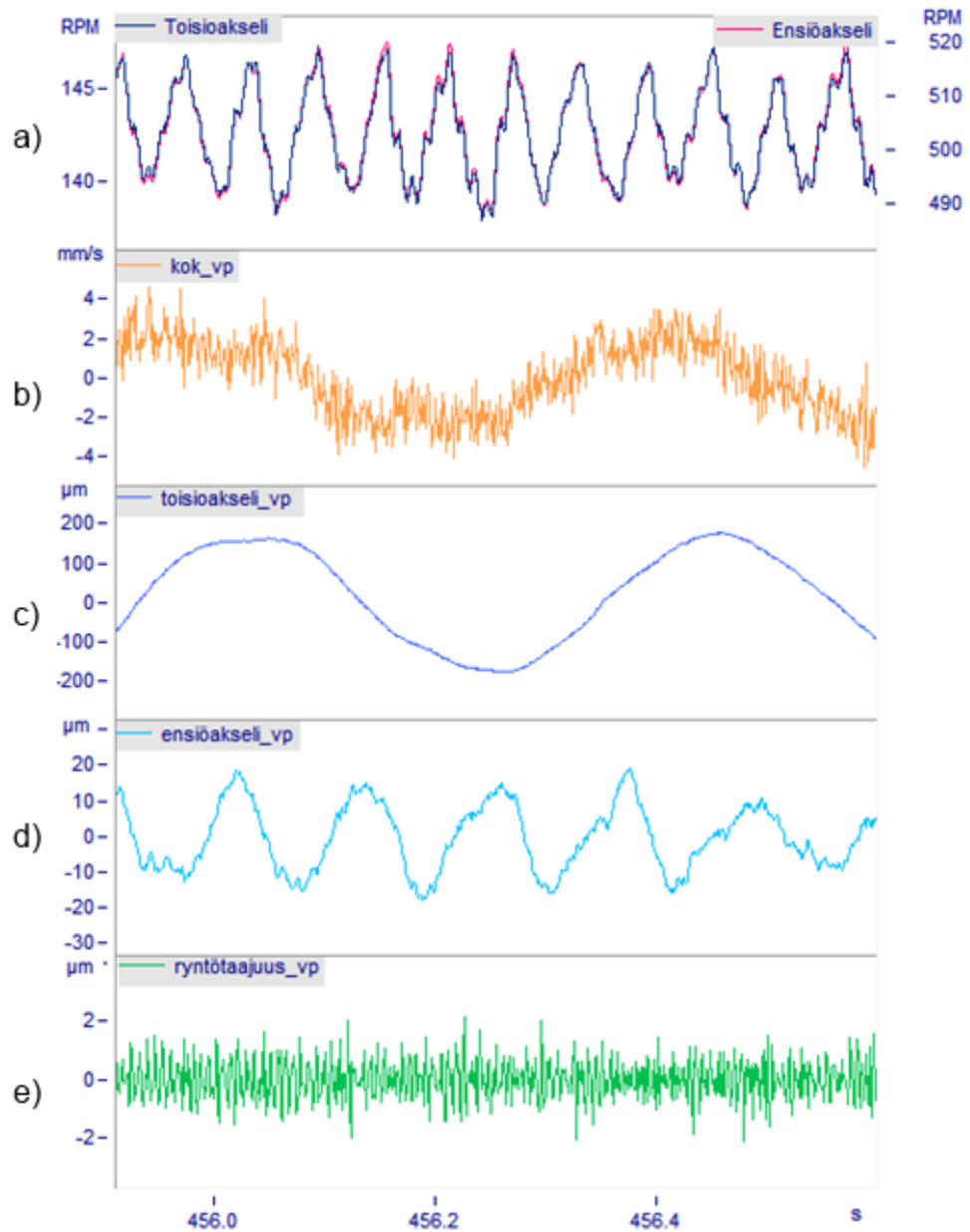
$n_1$  = ensioakselin pyörimisnopeus [r/min]

$z_2$  = hammaspyörän hampaiden lukumäärä

$z_1$  = hammasakselin hampaiden lukumäärä

$d$  = hammaspyörän vierintähalkaisija [m]

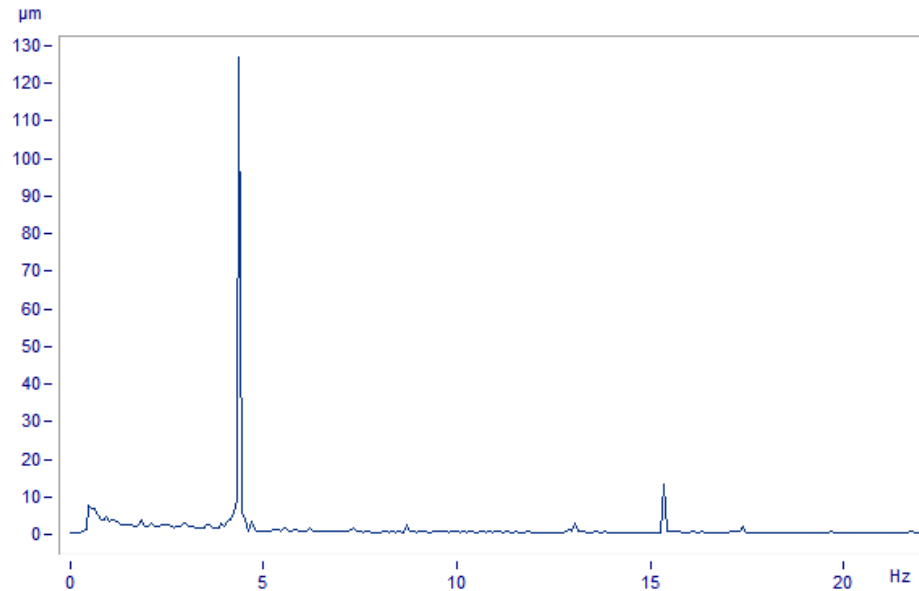
Kirjallisuudessa vierintäpoikkeama ilmoitetaan yleensä joko siirtymänä [ $\mu\text{m}$ ] tai kulmaeronana [ $\mu\text{rad}$ ]. Kaavalla (4) laskettu vierintäpoikkeama muutettiin siirtymäksi pitkin jakoympyrää integroimalla signaali ajan suhteen. Integroinnilla saadusta signaalista muodostettiin kolme käyrää eri ylipäästösuodatuksilla (kuva 25). Suodatuksia varten jokaisesta mitatusta pyörimisnopeudesta laskettiin akseleiden pyörimistaajuudet sekä ryntötaajuus. Ensimmäisessä suodatuksessa suodatettiin toisioakselin pyörimistaajuutta matalamat taajuudet pois. Suodatuksessa pyrittiin saamaan esiin matalataajuinen vierintäpoikkeama (kuva 25c), joka sisältää toisioakselin pyörimistaajuudella tapahtuvat ilmiöt. Toisessa suodatuksessa suodatettiin toisioakselin pyörimistaajuudella tapahtuvat ilmiöt (kuva 25d) eli 90 % ensioakselin pyörimistaajuudesta. Kolmannen suodatuksen tavoitteena oli saada esiin korkeataajuinen vierintäpoikkeama, joka kuvaa ryntötaajuudella tapahtuvia ilmiöitä (kuva 25e). Tällöin suodatettiin myös 90 % ryntötaajuutta matalamat taajuudet pois.



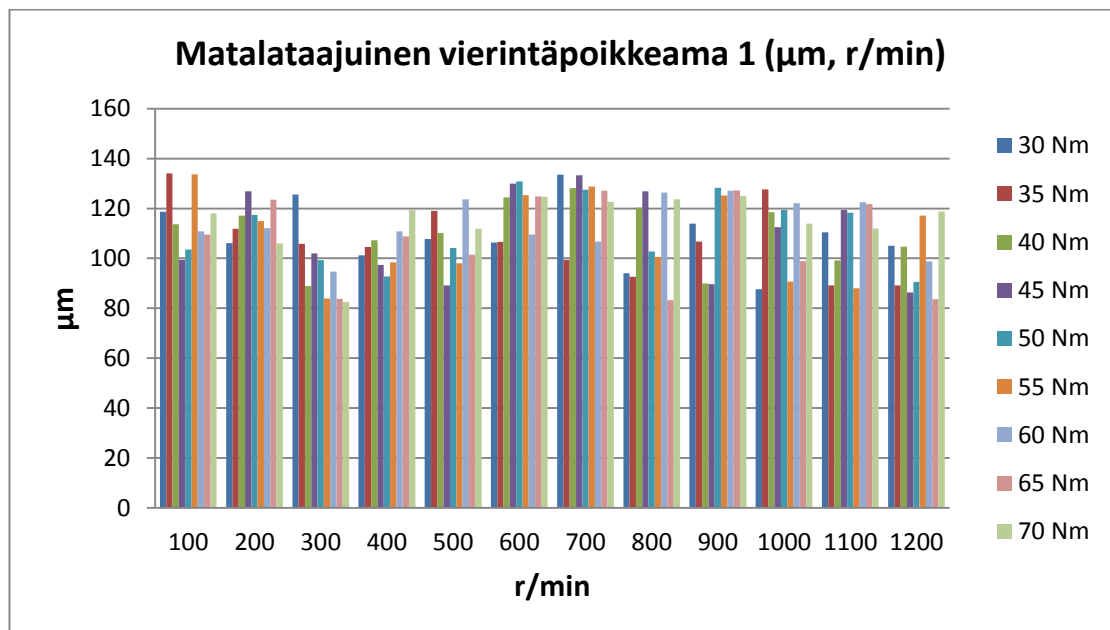
**Kuva 25.** a) ensiö- ja toisioakselien pyörimisnopeudet, b) kaavalla (4) laskettu vierintäpoikkeamaa ilman suodatusta, c) vierintäpoikkeamaa toisioakselin pyörimistaajuudella, d) vierintäpoikkeama ensiöakselin pyörimistaajuudella ja e) vierintäpoikkeama ryntötaajuudella. Kuvan signaalit on saatu 50 Nm kuormituksella ja 500 r/min pyörimisnopeudella.

### 7.3.1 Vierintäpoikkeaman matalataajuinen komponentti

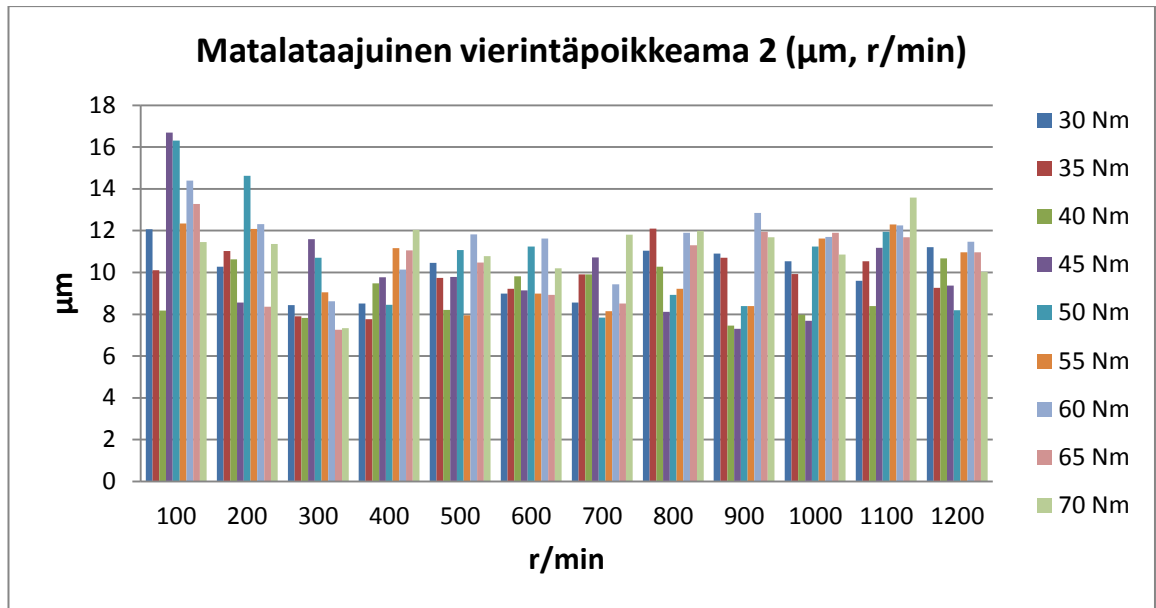
Kuormituksen ja pyörimisnopeuden vaikutusta matalataajuiseen vierintäpoikkeamaan seurattiin muodostamalla vierintäpoikkeamasignaalista kuvan 26 kaltaisia spektrejä ja kirjaamalla ylös kahden ensimmäisen huipun arvo. Spektrin huippuja seuraamalla saatiin kuvissa 27 ja 28 näkyvät tulokset.



**Kuva 26.** Spektrin ensimmäinen terävä piikki kohdassa 4,35 Hz, syntyy toisioakselin pyörimisestä ja toinen kohdassa 15,34 Hz ensioakselin pyörimisestä. Spektri on mitattu 60 Nm vääntömomentilla ja 900 r/min pyörimisnopeudella.



**Kuva 27.** Vierintäpoikkeama toisioakselin pyörimistaajuudella pyörimisnopeuden suhteen.



**Kuva 28.** Vierintäpoikkeama ensiöakselin pyörimistaajuudella pyörimisnopeuden suhteen.

Kuvissa 27 ja 28 näkyy, että kuormituksella ja pyörimisnopeudella ei ole systemaattista vaikutusta hammaspyörän ja hammasakselin matalataajuiseen vierintäpoikkeamaan. Tällainen mittaus tulos oli odotettavissa, koska matalataajuinen vierintäpoikkeama syntyy pääasiassa molempien hammaspyörien yhteisistä säteisheitoista, joka ei ole erityisen herkkä kuormitus tai pyörimisnopeuden muutoksille. Melun kannalta matalataajuisella vierintäpoikkeamalla on vähäinen merkitys. Riku Kopran diplomityössä (Kopra 1999) tehdyssä mittauksessa samalle hammaspyöräparille saatiin samankaltaisia tuloksia, mutta hieman eri suuruusluokassa.

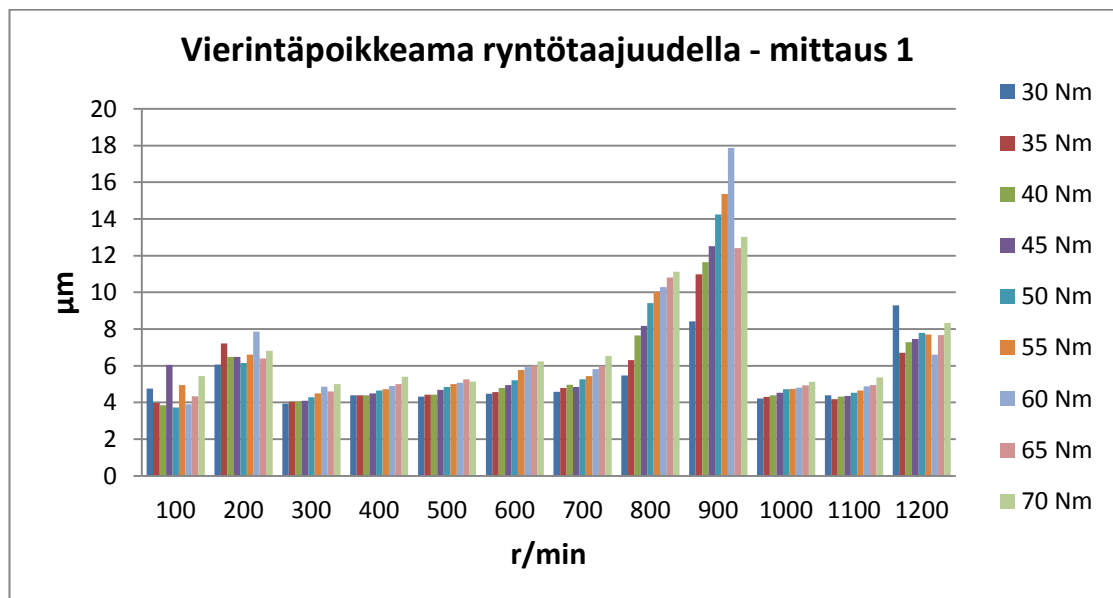
## 7.3.2 Vierintäpoikkeaman korkeataajuinen komponentti

### 7.3.2.1 Mittaus 1

Vierintäpoikkeaman mittaamisessa ollaan enemmän kiinnostuneita vierintäpoikkeaman korkeataajuisesta, kuin matalataajuisesta komponentista. Korkeataajuinen vierintäpoikkeama saadaan esiin suodattamalla ryntötaajuutta matalammat taajuudet pois. Ennen signaalin suodatusta, kaavalla (4) lasketut arvot integroitiin ajansuhteen, jotta saatiin muutettua vierintäpoikkeama siirtymäksi ( $te_{\mu m}$ ). Tämän jälkeen korkeataajuiselle vierintäpoikkeamalle laskettiin keskimääräinen huipusta huippuun arvo kaavalla:

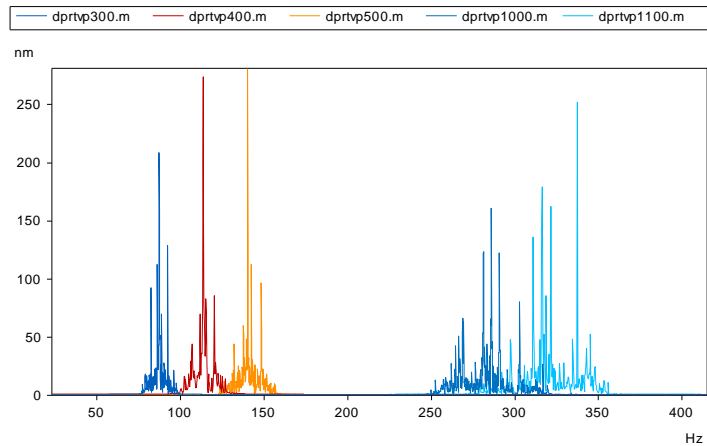
$$te = 2 \cdot \sqrt{2} \cdot RMS(te_{\mu m}) \quad (5)$$

Kaavalla (5) lasketut ensimmäisen mittauksen tulokset on koottu kuvaan 29. Kuvasta 29 on nähtävissä, että kuormitus kasvattaa vierintäpoikkeamaa tasaisesti lähes kaikilla pyörimisnopeuksilla. Myös pyörimisnopeus näyttää kasvattavan vierintäpoikkeamaa 300 – 900 r/min välillä, mutta jos tarkastelussa huomioidaan ainoastaan 300 – 600 r/min ja 1000 - 1100 r/min arvot, niin vaikutus näyttää olevan olematon. Esimerkiksi 70 Nm kuormituksella vierintäpoikkeama pysyy 5  $\mu m$  tuntumassa 300 – 500 r/min ja 1000 – 1100 r/min pyörimisnopeuksilla. 200 r/min kohdalla ja 800 – 900 r/min välillä olevilla kohoumilla näyttää olevan suora yhteys vaaka- ja pystysuuntaisen värähtelyn kasvuun (kuva 38). Toisaalta kohonnut vaakasuuntainen värähtely ei näytä nostavan vierintäpoikkeamaa 1000 r/min kohdalla samalla tavalla kuin 900 r/min kohdalla.



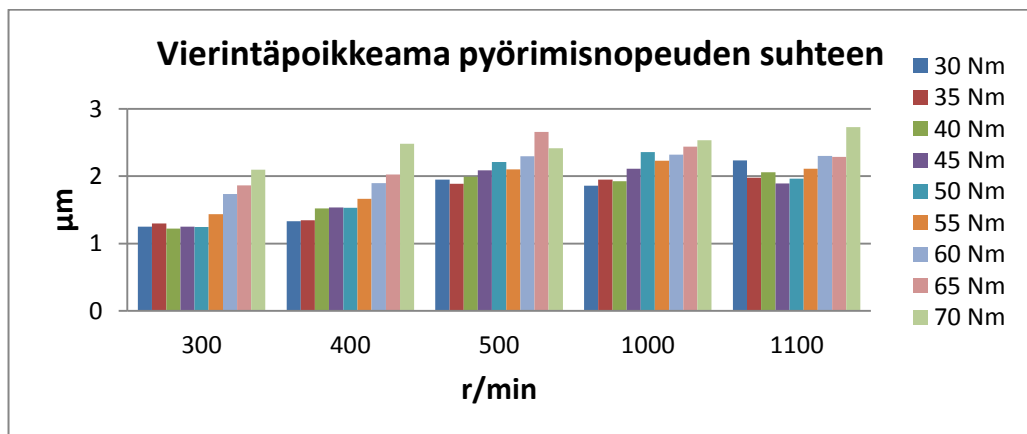
**Kuva 29.** Korkeataajuinen vierintäpoikkeama pyörimisnopeuden suhteen eri kuormituksilla.

Kuvan 29 tuloksia haluttiin vielä tarkentaa suodattamalla pyörimistaajuuksien lisäksi myös ryntötaajuuksien kerrannaiset pois. Suodatukseen valittiin viisi pyörimisnopeutta (300 r/min, 400 r/min, 500 r/min, 1000 r/min, 1100 r/min), joissa oletettiin olevan vähiten häiriöitä. Suodatusväliksi valittiin 10 % ryntötaajuuden molemmilta puolilta (kuva 30).



**Kuva 30.** Samaan kuvaajaan on sisällytetty viiden eri pyörimisnopeuden spektrit. Kuvan tulokset on saatu 70 Nm kuormituksella.

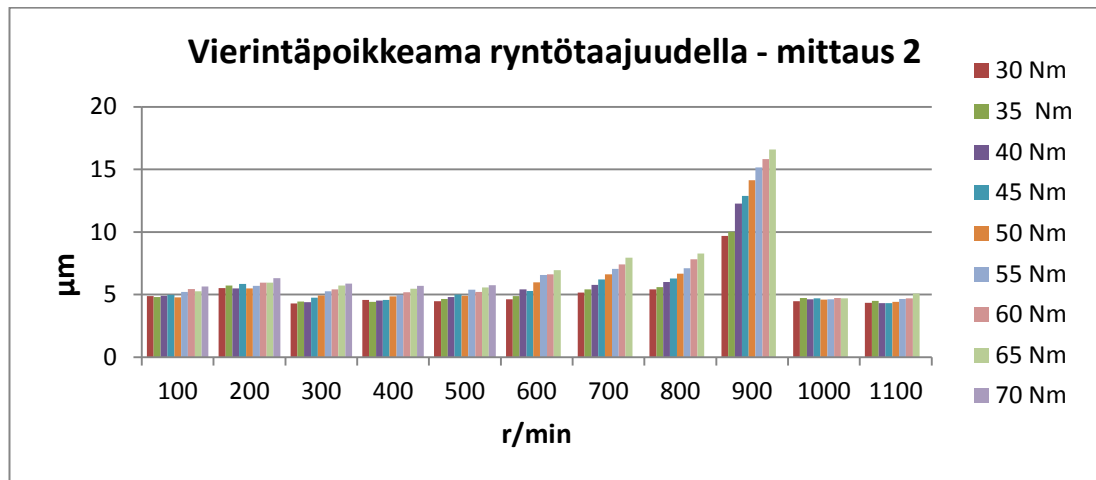
Kuvan 31 mukaan, suodatuksen seurauksena vierintäpoikkeaman tasot laskivat samassa suhteessa kaikilla kuormituksilla noin 50 - 70 %. Vierintäpoikkeamatasot näyttävät kasvavan 300 – 500 r/min välillä, mutta 500 r/min ja 1000 r/min pyörimisnopeuksilla tulokset ovat lähes samanlaisia. Tästä tuloksesta voidaan päätellä, että ryntötaajuuksien kerrannaisten vaikutus korkeataajuisen vierintäpoikkeaman kokonaistasoon on merkittävä.



**Kuva 31.** Korkeataajuinen vierintäpoikkeama ryntötaajuuden suodatuksella.

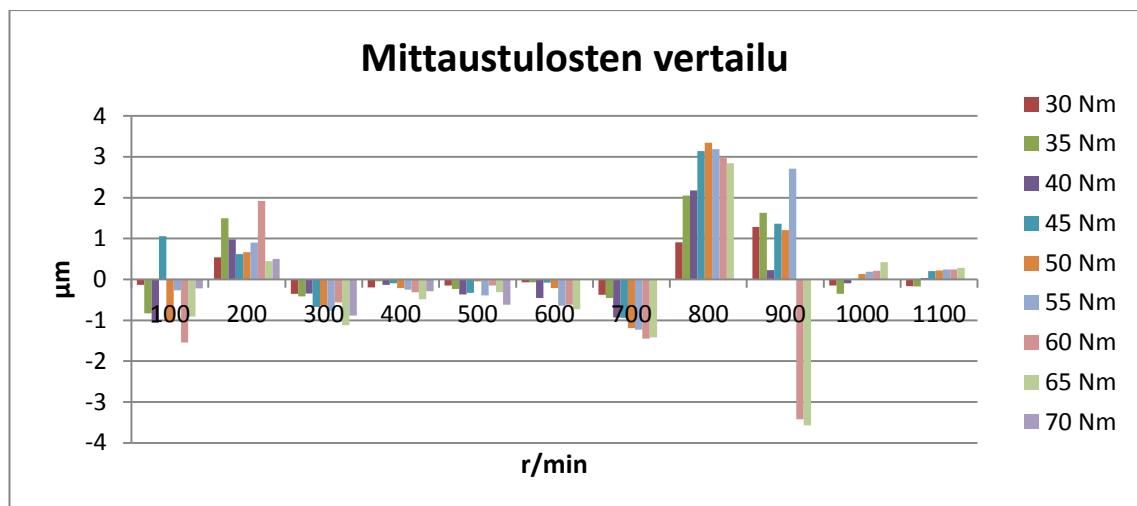
### 7.3.2.2 Mittaus 2

Mittaus 2 oli toistomittaus, jossa edettiin samalla tavalla kuin ensimmäisessä mittauksessa, eli mittaus aloitettiin vakiokuormituksesta ja pyörimisnopeutta korotettiin porrastetusti 100 r/min -1100 r/min. Toisin kuin ensimmäisessä mittauksessa, moottorin pyörimisnopeutta ei nostettu 1200 r/min asti, koska sillä nopeudella ei enää ollut vääntömomenttia. Toistomittauksen tuloksen tulokset on esitetty kuvassa 32. Toistomittaus oli lyhyt kestoinen ja öljyn lämpötila nousi mittauksen aikana 23 °C asteesta 26 °C asteeseen.



*Kuva 32. Toistomittauksen tulokset*

Tulosta voidaan tarkemmin analysoida vähentämällä ensimmäisen mittauksen tuloksista toistomittauksen tulokset kuvan 33 mukaisesti.



*Kuva 33. Ensimmäisen mittauksen ja toistomittauksen tulosten erotus.*

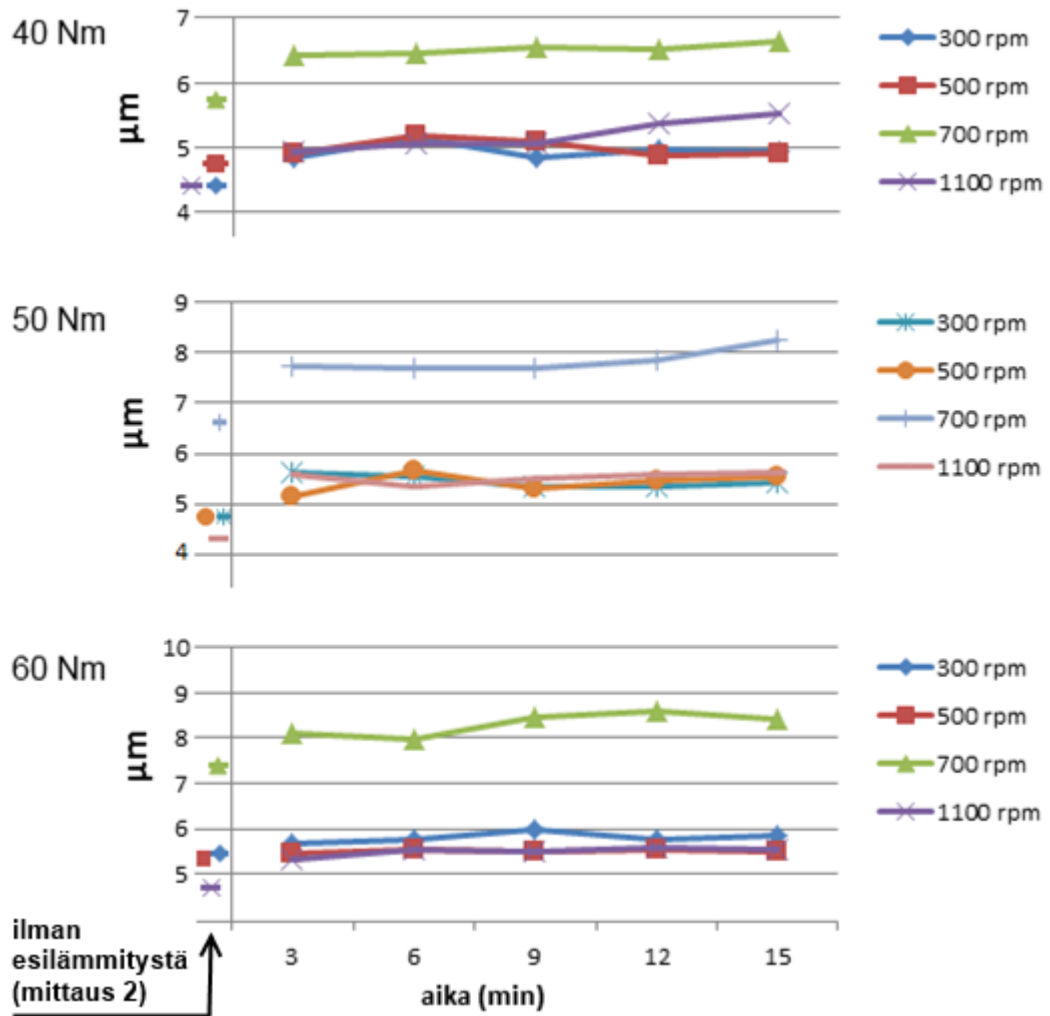
Kuvasta 33 on nähtävissä, että 400 – 600 r/min välillä ja 1000 – 1100 r/min välillä mitaustulosten erotus on alle 1 µm (erotus mittaukseen nähden 0-12 %) eli toistomittauksen arvot ovat hieman ensimmäistä mittausta suurempia. Tulosten välillä eniten eroa

näyttää olevan 100 – 300 r/min (erotus 3 – 40 %) ja 700 – 900 r/min (erotus 2 – 33 %) välillä, jossa vierintäpoikkeama on muutenkin tavallista korkeampi. 800 r/min kohdalla toistomittauksen tulokset erosivat eniten ensimmäisestä mittauksesta (erotus keskimäärin 25 %). Yleisesti voidaan todeta, että toistomittauksen tulokset vastaavat mittauksen 1 tuloksia kohtuullisella tarkkuudella varsinkin pyörimisnopeuksilla, joilla ei esiinny vaihteen kohonnutta värähtelytasoa.

### **7.3.2.3 Mittaus 3**

Kolmannessa mittauksessa vierintäpoikkeamaa mitattiin kahdessatoista 15 minuutin pituisessa osassa. Tämä antoi mahdollisuuden analysoida lämpötilan vaikutusta tuloksiin kullakin vakioidulla mittausjaksolla. Samalla varmistettiin, että saavutettiin vakiotilanne käyttöolosuhteissa. Lämpötilalla on vaikutusta esimerkiksi voitelukalvon paksuuteen ja laakerien välyksiin.

Vierintäpoikkeaman laskemista varten 15 minuutin pituisista signaaleista poimittiin viisi noin 10 sekunnin pituisia osaa. Ensimmäisessä vaiheessa vierintäpoikkeamaa mitattiin 40 Nm ja 50 Nm kuormituksilla sekä neljällä eri pyörimisnopeudella. Ensimmäisen esilämmityksen jälkeen öljyn lämpötila nousi 29 °C asteeseen. Ensimmäisen mittausvaiheen päätyttyä öljyn lämpötila oli 33 °C astetta. Toisioakselin laakeripesän päältä mitattu lämpötila oli esilämmityksen alussa 33 °C ja ensimmäisen mittauksen lopussa 41 °C. Toisessa mittausvaiheessa vaiheessa eli 60 Nm mittauksessa lämpötila oli esilämmityksen jälkeen 30 °C astetta ja mittauksen lopussa 32 °C. Samassa ajassa laakeripesän lämpötila nousi 35 °C asteesta 41 °C asteeseen. Lämpötilamittausten tulokset on koottu kuvaan 34. Samaan kuvaan on lisätty ilman esilämmitystä saadut tulokset.

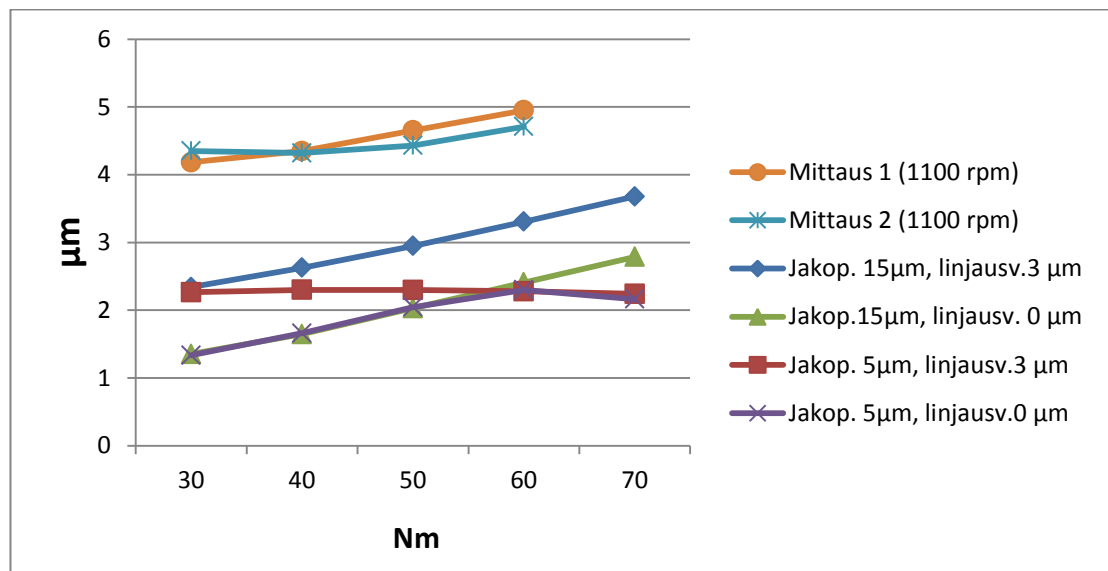


**Kuva 34.** Lämpötilan vaikutus mittaustuloksiin

Kun esilämmityksen jälkeen mitattuja tuloksia verrataan ilman esilämmitystä mitattuihin tuloksiin (mittaus 2), havaitaan että öljyn lämmitessä myös vierintäpoikkeaman taso hieman nousee (noin 10 %). Sen sijaan 15 minuutin pituisten mittausjaksojen aikana, joissa kuormitus ja pyörimisnopeus pidettiin vakiona, ainakaan lievällä ( $0 - 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) lämpötilan nousulla ei ollut oleellista vaikutusta vierintäpoikkeamaan. Yleisesti voidaan todeta, että käytetyt kuormitukset tuottavat vain vähäisen lämpötilamuutoksen. Vierintäpoikkeama-arvojen vaihteluväli on pienempi kuin  $0.6\text{ }\mu\text{m}$ , joka on samaa luokkaa kuin toistomittauksissa havaitut erot mittaukseen 1 nähden. Yhteenvedona voidaan todeta, että käytetyt kuormitukset tuottivat vain vähäisen öljyn lämpötilamuutoksen ja sen vaikutus vierintäpoikkeamaan jäi vähäiseksi.

### 7.3.3 Mittaustulosten vertailu KISSsoft-analyysiin

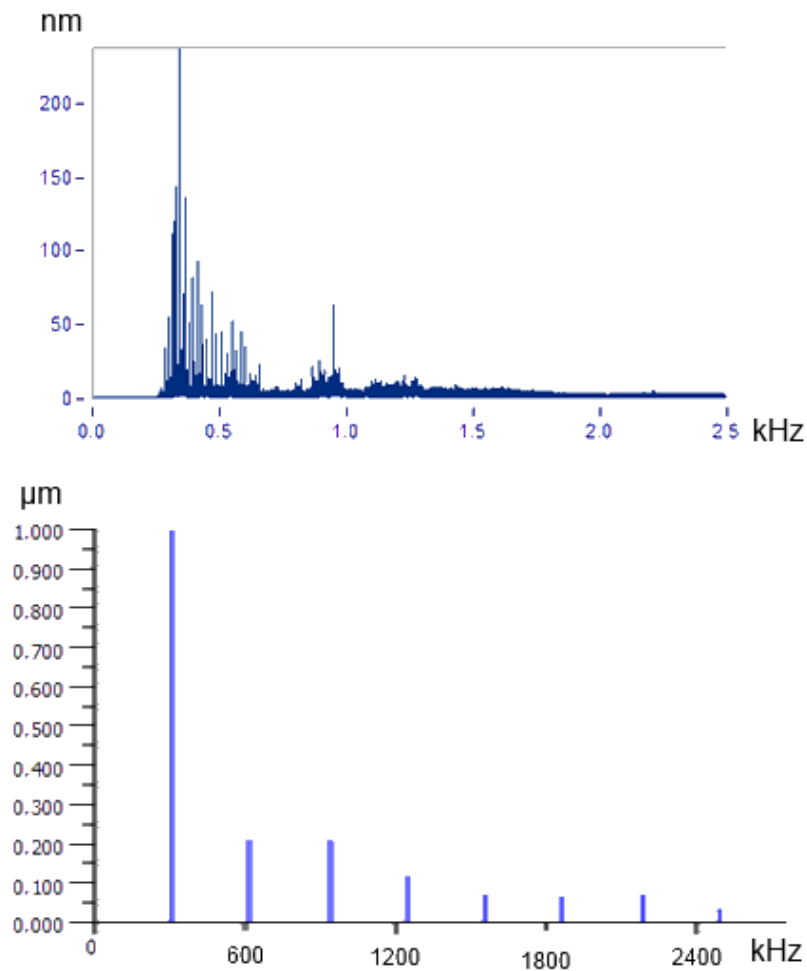
KISSsoft-ohjelmassa vierintäpoikkeama lasketaan Contact Analysis – toiminnon avulla. Ohjelmalla on mahdollista huomioida mm. erilaisten profiilimuokkausten -, jakopoikkeaman - ja linjausvirheen vaikutusta vierintäpoikkeamaan. Analyysissa saadaan tuloksia siirtymän ( $\mu\text{m}$ ) muodossa, ryntötaajuuden ja sen kerrannaisten alueelta. Analyysin lähtöarvoina käytettiin kappaleessa 7.1.1 esitettyjä arvoja. Vierintäpoikkeaman laskenta suoritettiin kahdella erisuuruisella jakopoikkeamalla ja linjausvirheellä. Mikäli analyysissa ei huomioida jakopoikkeamaa tai linjausvirhettä, vierintäpoikkeaman arvot jäävät hyvin pieniksi. KISSsoft:illa saadut tulokset koottiin kuvaan 35 ja liitteessä 3 on esitetty yksi analyysissa saatu tulostus. Laskenta suoritettiin pääasiassa  $15\ \mu\text{m}$  jakopoikkeamalla, joka vastaa testeissä käytetyn hammaspyöräparin mitattua arvoa. Linjausvirheiden eri suuruuksia ja jakopoikkeamaa  $5\ \mu\text{m}$  käytettiin lähinnä kartoittamaan kyseisten parametrien vaikutusta vierintäpoikkeamaan.



*Kuva 35. KISSsoft:illa laskettu ryntötaajuuden vierintäpoikkeama huipusta huippuun.*

Kuvasta 35 on nähtävissä, että  $15\ \mu\text{m}$  jakopoikkeamalla ja  $3\ \mu\text{m}$  linjausvirheellä vierintäpoikkeama kasvaa kuormituksen kasvaessa. Ilman linjausvirhettä ja  $15\ \mu\text{m}$  jakopoikkeamalla saatiin noin  $1\ \mu\text{m}$  pienempiä tuloksia.  $5\ \mu\text{m}$  jakopoikkeamalla ja  $3\ \mu\text{m}$  linjausvirheellä kuormitus ei kasvattanut vierintäpoikkeamaa lainkaan. Sen sijaan ilman linjausvirhettä ja  $5\ \mu\text{m}$  jakopoikkeamalla vierintäpoikkeama kasvoi kuormituksen kasvaessa  $60\ \text{Nm}$  asti, jonka jälkeen se laski hieman. Laskettujen arvojen tasot jäivät mitauksella 2 saatujen arvojen alapuolelle, mutta hammaspyörästä mitatulla  $15\ \mu\text{m}$  jakopoikkeamalla lasketut arvot kasvoivat mitattujen arvojen tavoin kuormituksen kasvaessa.

Kun mittauksilla ja KISSsoft:illa saatuja vierintäpoikkeamaspektrejä verrattiin keskenään, havaittiin että vaikka KISSsoft:in huipusta huippuun olevat arvot olivat mittauksilla saatuja arvoja pienempiä, niin KISSsoft:in spektrin ryntötaajuuksien huippuarvot olivat mittauksissa saatuihin arvoihin verrattuna huomattavasti suuremmat (kuva 36). KISSsoft:issa hammaspyörät ovat ideaalipyöriä, jossa vierintäpoikkeama kohdistuu vain tiettyihin yksittäisiin taajuuksiin antaen korkeita arvoja. Tuloksista voidaan kuitenkin havaita, että ryntötaajuus ja sen toinen kerrannainen korostuu sekä mittauksissa että laskennassa.

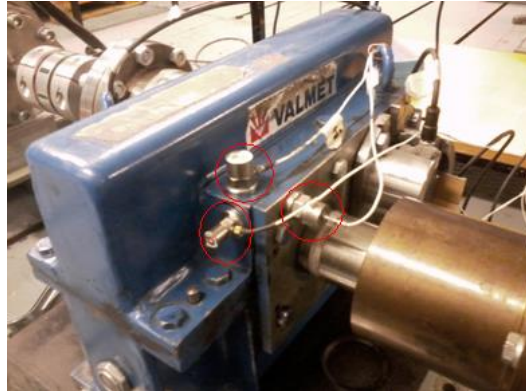


**Kuva 36.** Ylin spektri esittää mitattua - (60 Nm, 1100 rpm) ja alin KISSsoftilla laskettua vierintäpoikkeamaa.

Pyörimisnopeuden korottamisella ei ollut minkäänlaista vaikutusta vierintäpoikkeaman arvoihin, koska laskenta kohdistuu staattisen vierintäpoikkeaman tarkasteluun. Tämä ei välttämättä ole kovin suuri puute ainakaan hitaiden vaihteiden laskennassa, koska mitaustuloksistakin oli havaittavissa, ettei pyörimisnopeuden korottamisella ollut suurta trendimäistä vaikutusta, kun pyörimisnopeutta korotettiin 100 - 1200 kierrokseen minuutissa. KISSsoft jättää huomioimatta myös akseleiden taipumisen, kotelon, laakereiden ja muiden ulkoisten tekijöiden vaikutuksen vierintäpoikkeamaan.

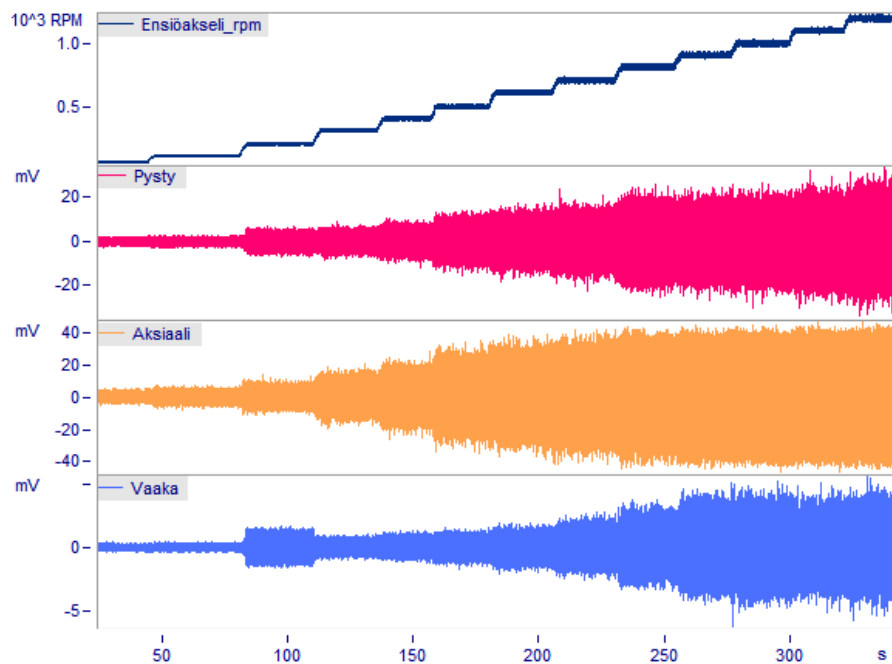
### 7.3.4 Värähtelymittaus

Vierintäpoikkeaman mittausten aikana mitattiin myös vaihteen värähtelyä. Antureina käytettiin kolmea sisäisellä vahvistimella varustettua pietsosähköistä IPC-tyyppistä kiihtyvyyssanturia, joilla mitattiin vaaka-, pysty- ja aksiaalissuuntaista värähtelyä. Magneettikiinnitteiset kiihtyvyyssanturit pyrittiin sijoittamaan mahdollisimman lähelle toisioakselia (kuva 37). Mittauksen taajuusalueena käytettiin 0 - 2500 Hz.



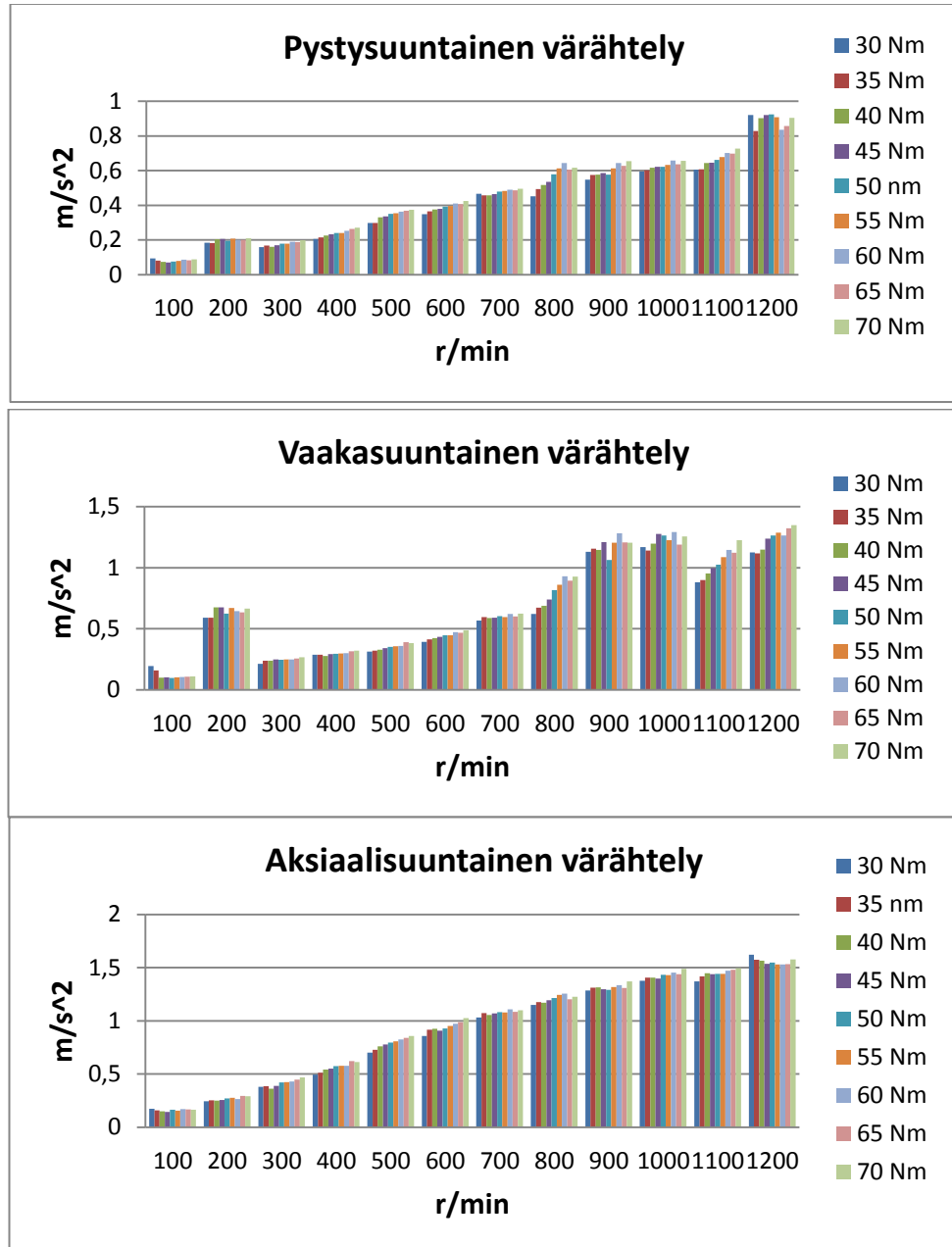
**Kuva 37.** Kiihtyvyyssantureiden sijoittelu.

Kuvassa 38 on esitetty ensimmäisen vierintäpoikkeaman mittauksen aikainen värähtely, kun vaihteen pyörimisnopeutta kasvatettiin 100 r/min noin 20 sekunnin välein. Erillistä nopeuspyyhkäisymittausta vaihteelle ei tehty, koska tarvittavia laitteita ei ollut mittausten aikana käytettävissä.



**Kuva 38.** Ensimmäinen signaali kuvaa porrastetusti nousevaa ensiöakselin pyörimisnopeutta, toinen pystysuuntaista värähtelyä, kolmas aksiaalissuuntaista värähtelyä ja neljäs vaakasuuntaista värähtelyä 60 Nm kuormituksella.

Värähtelysignaalin käsittelyä varten mittaussignaalista poimittiin 5-10 sekunnin pituisia osia eri pyörimisnopeuksilta. Mittauspisteitä oli yhteensä 108. Värähtelysignaaleille laskettiin RMS- arvot, jonka jälkeen tulokset muutettiin millivolteista kiihtyvyydeksi. Värähtelymittauksen tulokset on koottu kuvaan 39.

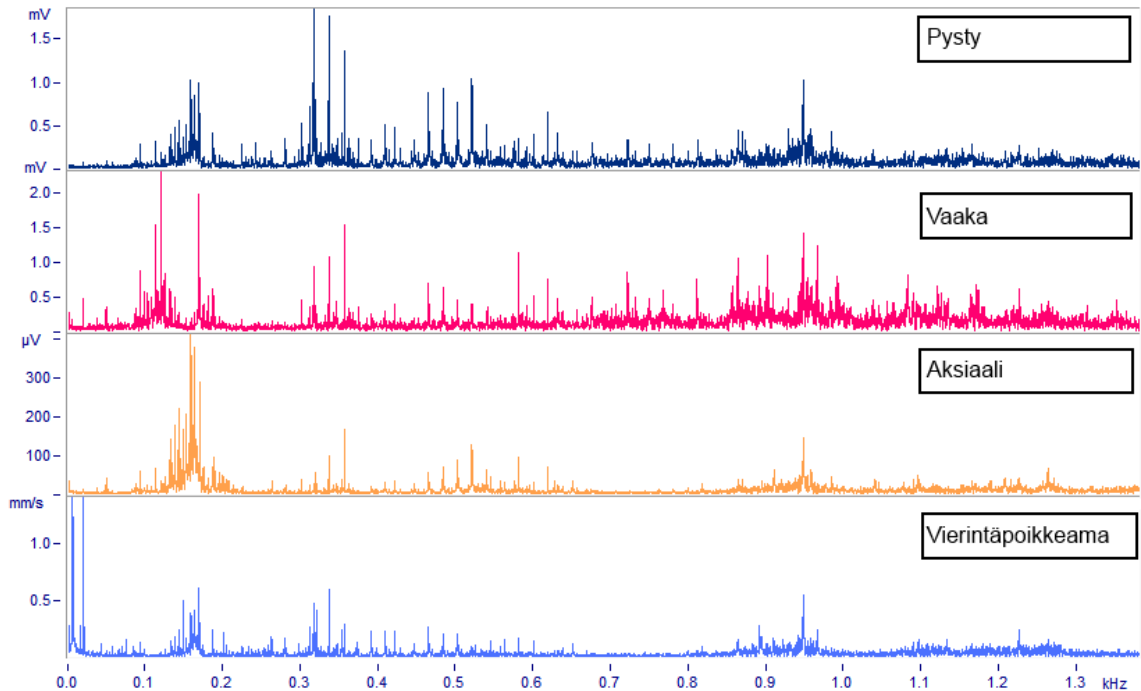


**Kuva 39.** Värähtelymittausten tulokset

Kuormituksen ja pyörimisnopeuden kasvattaminen lisäsi värähtelyä kaikissa suunnissa. Voimakkainta värähtelyä oli aksiaalisuunnassa ja heikointa pystysuunnassa. Vaakasuuntaisessa värähtelyssä oli eniten vaihtelua: 200 r/min – kohdalla värähtely taso nousi voimakkaasti kaikilla kuormituksilla ja 800 r/min – 1000 r/min välissä värähtely pysyi tavallista korkeammalla.

### 7.3.5 Vierintäpoikkeaman ja värähtelyn suhde

Vierintäpoikkeaman ja värähtelyn suhdetta tarkasteltiin vertailemalla vierintäpoikkeaman ja värähtelyn spektrejä keskenään. Värähtelyn spektrissä oleville taajuuspiikeille yritettiin löytää selitys tutkimalla osuvatko ne vaihteen ryntötaajuuksille. Kuvassa 40 esitetyt spektrit on saatu 1116 r/min nopeudella mitatuista signaaleista, jonka ryntötaajuuskomponentit 0-1300 Hz välillä ovat 316 Hz, 632 Hz, 949 Hz ja 1265 Hz. Ensiöakselin pyörimistaajuus oli 18,6 Hz ja toisioakselin 5,3 Hz.



**Kuva 40.** Värähtelyspektrien ja vierintäpoikkeaman vertailu (1116 rpm, 70 Nm)

Iso osa spektreissä näkyvistä taajuuspiikeistä johtui akseleiden pyörimistaajuuksista, kuten vierintäpoikkeaman spektrin alkupäässä olevat korkeat taajuuspiikit (5,3 Hz, 18,6 Hz) ja lähes kaikki 250 – 600 Hz välillä esiintyvät 18,6 Hz välein näkyvät taajuuspiikit. Pyörimistaajuuksista johtuvat piikit näkyvät selkeästi niin vierintäpoikkeaman spektrissä kuin värähtelyiden spektreissä. Sen sijaan osa ryntötaajuuksista johtuvista piikeistä erottuu hyvin heikosti, jos ollenkaan. Ryntötaajuuden ensimmäinen ja kolmas kerrannainen erottuvat kaikkein parhaiten vierintäpoikkeaman ja värähtelyn spektreistä. Toisen ja neljännen ryntötaajuuden kerrannaisten piikit jäävät hyvin pieniksi eivätkä oikein erotu muun värähtely keskeltä. Ryntötaajuuspiikkien heikko näkyvyys saattoi johtua käytössä olleista vinohampaisista hammaspyöristä. Osa värähtelystä saattaa olla selitettävissä vaihteen ominaistaajuuksilla. Esimerkiksi pysty- ja vaakasuunnassa esiintyy 650 Hz – 850 Hz välillä värähtelyä, josta ei näy merkkejä aksiaalisuunnassa eikä vierintäpoikkeamassa.

## 8 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tämän diplomityön tavoitteena oli perehtyä kirjallisuustutkimuksen pohjalta hammasvaihteen vierintäpoikkeamaan liittyvään teoriaan sekä selvittää vierintäpoikkeaman mittaamiseen soveltuvia menetelmiä. Lisäksi tarkoituksena on hankkia kokemuseräistä tietoa vierintäpoikkeaman mittauksesta ja siihen liittyvistä haasteista.

Diplomityön teoriaosuudessa selvitettiin vierintäpoikkeamaan johtavia syitä sekä käytiin läpi vierintäpoikkeaman mittaamista. Teoriaosuus on kirjoitettu viimeaikaisten tieteellisten artikkelien ja aiheeseen liittyvien kirjojen pohjalta. Mittausosuudessa selvitettiin kuormituksen, pyörimisnopeuden ja lämpötilan vaikutusta vierintäpoikkeamaan sekä mitattiin myös vaihteen värähtelyä.

Mittausten aikana öljyn lämpötilamuutos oli pienempi kuin 5 °C ja sen vaikutus vierintäpoikkeamaan oli vähäinen. Mittaustuloksia analysoimalla todettiin kuormituksen kasvattavan korkeataajuisia vierintäpoikkeamaa testeissä käytetyllä hammaspyöräparilla. Pyörimisnopeudella ei ollut merkittävää trendimäistä vaikutusta korkeataajuiseen vierintäpoikkeamaan. Sen havaittiin riippuvan useista eri tekijöistä. Esimerkiksi koejärjestelmän ominaistajuuksilla näyttäisi olevan merkittävä vaikutus vierintäpoikkeamaan. Tämä näkyi pyörimisnopeuksilla 800 – 900 r/min, jossa vierintäpoikkeaman taso nousi korkealle ja samalla myös vaihteen vaakasuuntaisen värähtely kasvoi. Matalataajuiseen vierintäpoikkeamaan kuormituksella eikä pyörimisnopeuden kasvattamisella ollut systemaattista vaikutusta. Vierintäpoikkeaman mittausten toistettavuus oli kohtuullisen hyvä varsinkin tietyillä pyörimisnopeuksilla. Eniten toistettavuuseroja tulosten välillä oli pyörimisnopeuksilla 800 – 900 r/min, joissa vierintäpoikkeama oli suurimmillaan.

KISSsoft-ohjelmalla lasketut vierintäpoikkeaman arvot poikkesivat mitatuista arvoista, mutta trendi kuormituksen suhteen oli samansuuntainen. Laskentaohjelmalla saatuihin tuloksiin vaikutti merkittävästi jakopoikkeaman ja linjausvirheen suuruus, joiden tarkka määrittäminen laskennan lähtöarvoiksi on haasteellinen.

Tässä työssä mittauksia rajoittivat hieman moottorin teho, joka ei riittänyt ylläpitämään momenttia yli 1200 r/min nopeudella sekä kumitapit toisioakselissa, jotka estivät raskaiden kuormitusten käytön alhaisilla nopeuksilla. Tulevissa vierintäpoikkeamamittauksissa olisi hyvä selvittää korkeiden kuormitusten ja pyörimisnopeuksien vaikutusta vierintäpoikkeamaan sekä mitata melun korrelaatiota staattiseen ja dynaamiseen vierintäpoikkeamaan. Referenssihammaspyörinä olisi hyvä käyttää korkealaatuisia, pienen valmistusvirheen omaavia, hammaspyöriä.

## LÄHDELUETTELO

Al-Wedyan, H., M., Dynamic torque and response of geared rotors excited by random static transmission error. Department of Mechanical Engineering/Al-Balqa Applied University/AlHuson University College, Journal of Mechanical Engineering Research Vol. 3(2), , Jordan, February 2011, pp. 40-47

Blom, S. et al., Koneenelimet ja mekanismit. Edita Publishing Oy, Helsinki, 1999, 328 s

Davoli, P., Transmission error and noise emission of spur gears. GearTechnology, March/April 2007, pp 34-38.

Gérardin, M., Rixen D., Mechanical vibrations: theory and application to structural dynamics 2nd ed., Wiley, 1997, 425 s

Gimpert, D., An Elementary guide to gear inspection. Gear Solutions, June 2005, pp 32-39.

Hautala, P., Välimaa V., Koneenosien suunnittelu. WSOY, Porvoo, 2003, s. 490-564.

Henriksson M., Analysis of Dynamic Transmission Error and Noise from a Two-stage Gearbox, Licentiate Thesis, KTH, Superseded Departments, Aeronautical and Vehicle Engineering, ASME, Stockholm, 2004, pp 1-9

Henriksson, M., On noise generaton and dynamic transmission error of gears. Royal Institute of Technology, KTH, School of Engineering Sciences (SCI), Aeronautical and Vehicle Engineering, KTH, Stockholm, 2009, 17 p.

Himanen, J., Hammaspyörävalmistuksen käsikirja, Konetekniikan osasto, Tampereen teknillinen yliopisto, diplomityö, 2007, 78 s

Haigh, J., Fawcett, J., N., Effects of misalignment on load distribution in large face-width helical gears. School of Mechanical and Systems Engineering, University of Newcastle upon Tyne, IMechE, June 2003, pp 93-98.

Houser, D. R., Harianto, J., Talbot, D., Gear mesh misalignment: Defined, Corrected and Analyzed for Stresses and Noise, Gear Solutions, June 2006, pp 34-43.

Houser, D. R., Oswald, F. B., Valco, M. J., Drago, R. J., and Lenski, J., Comparison of transmission error predictions with noise measurements for several spur and helical gears, 30th AIAA/ASME/SAE/ASEE joint propulsion conference, Indianapolis. 1994

Houser, D.R., Harianto, J., Profile relief and noise excitation. Gear Solutions, March 2005, pp 32-39.

Houser, D. R., Harianto, J., Microgeometry and bias in helical gear noise excitations, Gear Solutions, February 2008, pp 20-39

Kohler, H., Regan R., The derivation of gear transmission error from pitch error records, Proc Instn Mech Engrs Vol 199 No C3, Jan 1985. pp 195 - 201

Lahdelma, S., Aikatasosignaali avuksi vianhakuun. Konepajamies 41(1988)4, s. 30 – 35

Neale, M. A guide to the condition monitoring of machinery. Her Majesty's Stationery Office London 1979, 162 s

Norton, R., L., Machine Design – An integrated Approach, Third Edition, Worcester Polytechnic Institute, Worcester, Massachusetts, 2006, pp 635-738

Maruyama, N., Inoue, K., Kato, M., Hitomi, N., Nakagawa, I., Morikawa, K., Optimum modification of gear tooth surface to achieve silent, tough automobile transmissions. In Proceedings of the Fifth ASME International Power Transmission and Gearing Conference, Chicago, Illinois, 1989, Vol. 2, pp. 899-905

Munro, R. G., Yildirim N. Some measurements of static and dynamic transmission error of spur gears. International Conference on Gears, Newcastle, 1994.

Munro, R. G. A review of the theory and measurement of gear transmission error. Proceedings of the First IMechE Conference on Gearbox Noise and Vibration, paper C404/032, 1990, pp. 3–10.

Napoli, D., N., Tuulivoimaloiden melun syntytavat ja leviäminen, Ympäristöministeriö, 2007

Rao, S. S., Yoon, K., Y., Minimization of transmission error in helical gears. Department of Mechanical Engineering, University of Miami, Coral Gables, Florida, USA, Department of Mechanical Design and Production Engineering, Hongik University, Hongik, Korea, IMechE, 2001, pp 447-459

SFS-standardit 3535.1976. Hammaspyörät, käsitteet määritelmään, Suomen standardisoimisliitto. 33 s.

SFS-standardit 3993. Hammaspyörät lieriöhammaspyörät evolventtihammastus, poikkeamat ja mittausmenetelmät. Suomen standardisoimisliitto. 16 s.

PSK 5707. Kunnanvalvonnan värähtelymittaus, 10.painos, PSK Standardisointiyhdistys ry.

Shutling Li, Effects of machining errors, assembly errors and tooth modifications on loading capacity, load-sharing ratio and transmission error of a pair of spur gears. *Mechanism and Machine Theory* 42, 2007, pp 698–726

Tesfahunegn, Y., A., Rosa, F., Gorla, C., The effects of the shape of tooth profile modifications on the transmission error, bending, and contact stress of spur gears. Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Milano, Milano, Italy, 2009, p. 1749-1758.

Värähtely- ja meluongelmat koneenrakennuksessa, Tampereen teknillinen korkeakoulu, Tampere, 1982

Weck, M., Mauer, G. Optimum tooth flank corrections for helical gears. *Trans. ASME, J. Mech. Des.*, 1990, 112, pp 584-589

Welbourn, D. B. Fundamental knowledge of gear noise – A Survey. *Proc. Noise & Vib. Of Eng and Trans.*, I Mech E., Cranfield, UK, July 1979, pp. 9-14.

White, R. J., Exploration of a strategy for reducing gear noise in planetary transmissions and evaluation of laser vibrometry as a means for measuring transmission error. Jan 2006, Dissertation, Case Western Reserve University, Department of Mechanical and Aerospace Engineering. 369 p.

Wink, C. H., Serpa, A. L., Investigation of tooth contact deviations from the plane of action and their effect on gear transmission error. Eaton Limited, Transmission Division, Sao Paulo, Brazil, 2005, pp. 501-509

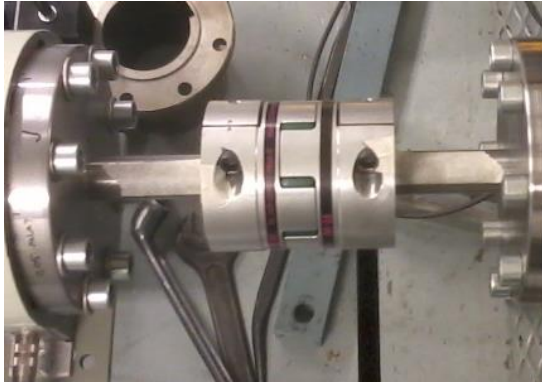
Zhu, C-C., Lu, B., Song, C-S., Qin, D-T., Dynamic analysis of a heavy duty marine gearbox with gear mesh coupling. China, June 2009.

Åkerblom, M., Gear Noise and Vibration – A Literature Survey. Volvo Construction Equipment Components AB, Stockholm, 2001, 25 p.

Åkerblom, M., Pärssinen, M., A Study of gear noise and vibration, 2002, Stockholm, pp. 1-44

Åkerblom, M., Correlation with transmission error and influence of bearing preload. Doctoral Thesis in Machine Design, Department of Machine Design Royal Institute of Technology, Stockholm, 2008, pp 20

## LIITE 1



Vasemmalla ensiöakselin sakarakytkin ja oikealla toisioakselin kumitappikytkin.

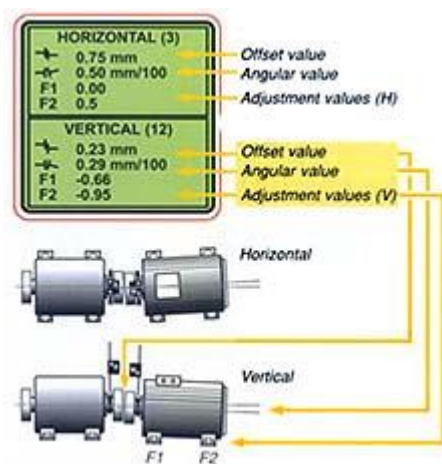
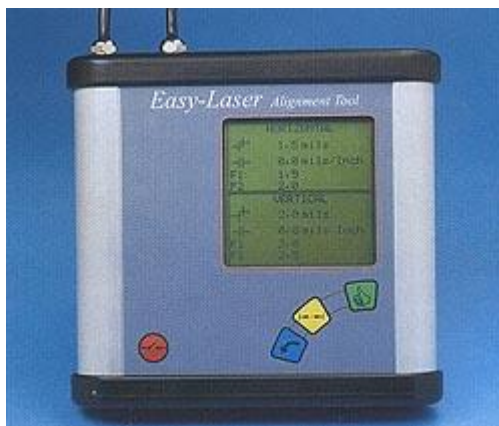


Pulssianturien kiinnitys. Vasemmalla toisioakselin anturi ja oikealla ensiöakselin anturi.

## LIITE 2

Easy Laser D400							
		Jarru				Moottori	
		Pysty	Vaaka			Pysty	Vaaka
Asema		(mm)	(1/100mm)			(mm)	(1/100mm)
klo 3		0,07	0,05			0,04	0,05
		0,02	0,03			0,01	-0,02
	<b>F1</b>	-0,14	-0,14	<b>F1</b>		0	0,02
	<b>F2</b>	-0,14	-0,17	<b>F2</b>		-0,07	0,15
klo 12		0,06	0,09			0,09	0,08
		0,05	0,07			0,05	0,05
	<b>F1</b>	0,11	0,16	<b>F1</b>		0,09	-0,08
	<b>F2</b>	0,18	0,24	<b>F2</b>		-0,38	-0,35
klo 9		0,12	0,12			0,03	0,03
		0,03	0,03			0	0
	<b>F1</b>	0,01	0,02	<b>F1</b>		-0,03	-0,02
	<b>F2</b>	-0,03	-0,02	<b>F2</b>		-0,01	0,01

Akseleiden linjaustulokset.



## LIITE 3

### KISSsoft - Calculation of path of contact under load

Partial load for calculation	1
Center distance (a)	125 mm
Single pitch deviation (fpt)	15,0 $\mu\text{m}$
Coefficient of friction ( $\mu$ )	0,03
Torque (T1)	70 Nm

Tulokset 15  $\mu\text{m}$  jakopoikkeamalla, 3  $\mu\text{m}$  linjausvirheellä ja 70 Nm kuormituksella:

	<b>min</b>	<b>max</b>	<b>Delta</b>	<b><math>\mu</math></b>	<b>sigma</b>
Transmission error	-99.186 $\mu\text{m}$	-95.508 $\mu\text{m}$	3.678 $\mu\text{m}$	-96.537 $\mu\text{m}$	0.947 $\mu\text{m}$
Stiffness curve	9.052 N/mm/ $\mu\text{m}$	16.566 N/mm/ $\mu\text{m}$	7.514 N/mm/ $\mu\text{m}$	13.233 N/mm/ $\mu\text{m}$	2.313 N/mm/ $\mu\text{m}$
Line load	0.000 N/mm	0.000 N/mm	0.000 N/mm	0.000 N/mm	0.000 N/mm
Torque Gear 1	69.939 Nm	70.058 Nm	0.118 Nm	70.005 Nm	0.018 Nm
Torque Gear 2	244.400 Nm	246.400 Nm	1.999 Nm	245.571 Nm	0.575 Nm
Loss power	0.000 W	0.000 W	0.000 W	0.000 W	0.000 W
Hertzian stress		0.000 N/mm <sup>2</sup>		0.000 N/mm <sup>2</sup>	
Safety against micropitting	0.000				

Transverse contact ratio under load 0.00

Overlap ratio under load 0.93

Total contact ratio under load 0.93

KHbeta = (wmax/wm) 1.61 (wmax = 79.016 N/mm, wm = 48.973 N/mm)

