

MOOTTORIN SUORAHAMPAISEN JAKOHAMMASPYÖRÄSTÖN SUUNNITTELU

Vinohammastuksen muuttaminen suoraksi
ja vaikutukset melutasoon

Timo Oravasaari

Opinnäytetyö
Toukokuu 2013
Kone- ja tuotantotekniikka
Tuotekehitys

TAMPEREEN AMMATTIKORKEAKOULU
Tampere University of Applied Sciences

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikka
Tuotekehitys

TIMO ORAVASAARI:

Moottorin suorahampaisen jakohammaspyörästäön suunnittelu
Vinohammastuksen muuttaminen suoraksi ja vaikutukset melutasoon
Opinnäytetyö 86 sivua, joista liitteitä 18 sivua
Toukokuu 2013

AGCO Powerin dieselmoottoreissa on alusta lähtien käytetty jakopään hammaspyörinä vinohampaisia hammaspyöriä niiden hiljaisen käyntiäänen takia. Vinohampaisten pyörien haittapuolena verrattuna suorahampaisiin pyöriin ovat kuitenkin akselinsuuntaisen voiman tuotto sekä kalliimmat kokonaiskustannukset. Paremman valmistustekniikan ja hammasprofiilien monipuolisemman muokattavuuden ansiosta meluero ei enää ole välttämättä kuitenkaan niin suuri. Työssä tutkittiin mahdollisuuksia suorahampaisten pyörien käyttöön AGCO Powerin moottoreissa. Haasteita muutostyöhön toivat rajoitteiden suuri määrä, joka johtui siitä, että moottori oli jo valmiiksi suunniteltu eikä muutoksia moottorin rakenteeseen hyväksytty. Täten akselivälit olivat ennalta määrättyt, välityssuhteiden täytyi pysyä suurimmaksi osaksi samoina ja edellisten takia myös hammaspyörien vierintahalkaisijoiden täytyi säilyä lähellä alkuperäisiä arvoja. Lisäksi hammaspyörästäön käyntiäänen taso pyrkii kasvamaan muutostyön seurauksena. Analyttisesti ja kokeellisesti tutkimalla etsittiin rajoitteiden puitteissa sopivat suorahampaiset hammaspyörät, joita sitten käytännön testeissä verrattiin alkuperäiseen pyörästäöön. Käytännön testeissä pääpaino keskittyi hammaspyörästäön tuottaman melun määrään.

Jatkotutkimuksiin valikoitui kaksi eri hammaskokoa, joista molemmista tehtiin valmistuspiirustukset ja toiset valmistettiin käytännön testejä varten. Testeissä mitatun melun ja hammaspyöräkotelon värinöiden lisäksi moottorin tuottama ääni nauhoitettiin kuuntelutestiä varten, jossa selvitetään melun ärsyttävyyttä koehenkilöin. Suunniteltu uusi suorahampainen pyörästäö toimii erinomaisesti ja kokonaismelutasoa pystyttiin jopa pienentämään. Kuunteluarvioiden mukaan melun ärsyttävyys ei lisääntynyt merkittävästi vaikka pyörästäön huomattiin tuottavan pienen lisää-äänen vinohampaiseen pyörästäöön nähden.

Ennen uuden pyörästäön sarjatuotannon aloittamista vaaditaan lisätestejä esimerkiksi kestävydestä ja melutason suhtautumisesta lisäkuormitukseen. Jo saavutettuja tuloksia voisi vielä mahdollisesti parantaa suunnittelemalla pyörästäö uudelleen ilman työkalurajoituksia ja hankkia uudet työkalut juuri tätä tarkoitusta varten.

ABSTRACT

Tampere University of Applied Sciences
Mechanical and Production Engineering
Product Development

TIMO ORAVASAARI:

Modification in the timing gears
From helical timing gears to spur gears

Bachelor's thesis 86 pages, appendices 18 pages
May 2013

Right from the start AGCO Power has been using helical gears as timing gears in the diesel engines because they run more quietly than spur gears. Disadvantage of using helical gears are the axial force and the manufacturing costs. Because of the better manufacturing technique the difference between the noise levels of the gears may not be so significant anymore. The bachelor's thesis goal was to investigate the possibilities of using spur gears instead of helical gears in AGCO Power's engines. There were many difficulties in the change work because modifications couldn't be done to the engine. Also the running noise of the timing gears could have easily increased too much. By investigating analytically and experimentally, the suitable spur gears were found.

New spur gears were compared to old helical gears in the test motor. The emphasis of the test was in the difference of the noise levels of the gears but also vibration of the gear housing was measured. The sound of the engine was also recorded for future reference. The spur gears worked excellently and the total noise even decreased. The annoyance of the noise didn't increase remarkably even though the spur gears had a little extra sound compared to the helical gears.

Before the mass production of the new spur gears could be started, more tests need to be done for example of the endurance of the gears and of the changes of the noise level when the gears are more loaded. The results of this study could possibly be improved if the spur gears could be designed without any restrictions of the machining tools.

Key words: gear, timing gear, helical gear, spur gear, motor, engine

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	7
2	TYÖN TAUSTA	8
2.1	AGCO Power.....	8
2.2	Jakopää.....	8
2.3	Työn kuvaus.....	9
3	TEORIA	11
3.1	Hammaspyörä	11
3.1.1	Evolventtifunktio	13
3.1.2	Moduuli	17
3.2	Välityssuhteet.....	21
3.3	Akselivälit ja profiilinsiirto.....	22
3.4	Hammasvoimat	24
3.5	Lujuuslaskentateoriaa	26
3.6	Melu	29
3.6.1	Melun teoriaa	29
3.6.2	Hammaspyörämelu	31
4	HAMMASPARAMETRIEN SUUNNITTELU.....	35
4.1	Suunnittelun perusta/lähtökohdat/rajoitteet/kehykset.....	35
4.1.1	Välityssuhteet.....	36
4.1.2	Akselivälit ja jakohalkaisija tavoitteet	37
4.2	Hammasparametrien valinta	38
4.2.1	Moduuli	38
4.2.2	Sopivien hammaslukujen ja moduulien tarkastelu.....	40
4.2.3	Hammasprofiilit	44
4.3	Melu	45
4.4	Lujuustarkastelu.....	46
4.5	Tehdyt valinnat	48
5	KÄYTÄNNÖN TYÖ	51
5.1	Piirustukset.....	51
5.2	Testauspaikka.....	56
5.3	Melumittaukset	58
6	TULOKSET	60
7	JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA	64
	LÄHTEET.....	66
	LIITTEET	68
	Liite 1. Sovitus moduulille 2,5	69

Liite 2. Tarkistuspistelaskelmat moduulille 2,35 (AGCO Power)	72
Liite 3. Tarkistuspistelaskelmat moduulille 2,6	78
Liite 4. Moottorin ylösajon äänen 3d-mittausten kuviot	84
Liite 5. Melumittauksen tulokset.....	85
Liite 6. Kotelon kannen kiihtyvyyssmittauksen tulokset.....	86

ERITYISSANASTO

Akseliväli	Akselien etäisyys toisistaan
Jakohalkaisija	Halkaisija jolle hampaan vierintäpinta sijoittuu jos ei käytetä profiilin siirtoa
Jakohammastus	Jakopäässä olevien hammaspyörien hampaat
Jakopää	Moottorin eri akselit tahdistava osa
Kampiakseli	Moottorin pääakseli jolta tuotettu teho otetaan
Moduuli	Hammaspyörän hampaan kokomitta
Nokka-akseli	Moottorin pako- ja imuventtiilejä käyttävä akseli
Profiilinsiirtokerroin	Kerroin jolla määrätään hammaspyörien välisen kosketuspisteen sijainti hampaan kyljessä
Ryntökulma	Ryntösuoran kulma suhteessa hammaspyörien keskiöt yhdistävän suoran normaaliin
Ryntösuora	Suora jota pitkin hammaskosketus kulkee
Suorahammasteinen	Hampaat ovat yhdensuuntaiset käyttöakselin kanssa
Vierintähalkaisija	Eroaa jakohalkaisijasta silloin kun käytetään profiilin siirtoa.
Vinohammasteinen	Hampaat ovat tietyssä kulmassa käyttöakseliin nähden
Välityssuhde	Välityssuhde kertoo kuinka monta kertaa nopeammin pyörittävä akseli pyörii kuin pyöritettävä akseli

1 JOHDANTO

AGCO Powerin nykyisen dieselmoottoriperheen jakopääät ovat toimineet alusta lähtien vinohampaisilla hammaspyörillä. Jakohammastuksen suunnittelussa on aikanaan valittu hammaspyörätyypiksi vinolla hammastuksella olevat pyörät niiden hiljaisemmän käynnin takia. Lisäksi vinohammasteisessa hammaspyörässä valmistusvirheiden vaikutus on pienempi kuin suorahammasteisella, mutta hammasprofiilien muokattavuuden ja valmistustekniikan kehittyessä ero melutasossa on ehkä pienentynyt.

Vinohampaisten hammaspyörien käytöstä on seurauksena muutamia seikkoja, joihin työssä haetaan parannusta kuitenkin vinohampaisten hammaspyörien hyvien ominaisuuksien liikaa heikentymättä. Vinohampaisten hammaspyörät tuottavat akselinsuuntaista voimaa, joka turhaan kuormittaa akseleiden laakerointeja. Myös vinohampaisten pyörien valmistuskustannukset ovat suorahampaisia suuremmat.

Työssä tutkittiin AGCO Powerin erään jakohammaspyörästä mallin muutosmahdollisuuksia suorahampaisilla pyörillä toimivaksi. Uuden pyörästä suunnittelun mahdollisuudet ovat erittäin rajoitetut, koska suunnittelussa ei ole tarkoitus tehdä moottoriin muita rakennemuutoksia. Työhön kuuluu uuden pyörästä suunnittelu, piirustusten tekeminen uusista pyöristä sekä koeajot uudella ja vanhalla pyörästä hammaspyörästä melutason muutoksen selvittämiseksi.

2 TYÖN TAUSTA

2.1 AGCO Power

AGCO Powerin Suomen tehdas sijaitsee Nokian Linnavuorella. Tehdas on aloittanut toimintansa Valmet Oy:n tehtaana vuonna 1943 valmistamalla komponentteja hävittäjän moottoreihin. Tehtaan alkuperäinen tarkoitus oli valmistaa ja korjata sodan aikana lentokoneiden moottoreita piilossa ja syrjässä kaupungin pommituksilta. Sodan loputtua otettiin tuotantoon Atlas Copco -paineilmakompressoreja lisenssillä valmistettaviksi. Dieselmoottorien valmistus aloitettiin tehtaassa vuonna 1946.

2000-luvun alun omistajan vaihdosten jälkeen vuonna 2004 kansainvälinen maatalouskonevalmistaja AGCO osti silloisella Sisu Diesel -nimellä toimineen Linnavuoren moottoritehtaan. Lokakuussa 2008 Sisu Dieselin nimi vaihtui AGCO Sisu Poweriksi ja siitä edelleen kesällä 2012 AGCO Poweriksi.

Tehtaan päätuotteena ovat dieselmoottorit, joita valmistetaan Suomessa vuosittain noin 35 000. Muita tuotteita ovat erilaiset hammasvaihteet ja hammaspyörät. Henkilöstöä tehtaalla työskentelee noin 750. Lisäksi AGCO Powerilla on moottoreiden kokoonpanotehtaat Brasiliassa ja Kiinassa. (AGCO Power 2013.)

2.2 Jakopää

Moottoreissa jakopään tärkeimpänä tehtävänä on välittää kampiakselin kulman muutos mahdollisimman tarkasti tarvittavalla välityssuhteella muille käyttöakseleille, kuten nokka-akselille. Toissijaisena tehtävänä sillä voi olla myös pelkän tehon välittäminen käyttölaitteille. Toteutus voidaan tehdä esimerkiksi hammashihna-, ketju- tai hammaspyörävälityksenä. Valittavaan toteutustapaan vaikuttavat ainakin seuraavat asiat:

- Siirrettävä teho
- Nokka-akselin sijainti
- Hinta
- Paino
- Tarvittava huollon määrä
- Melu

Työkonekäyttöön tarkoitetuissa moottoreissa jakopään toteutustavan määräävät vähäinen huollon tarve, siirrettävän tehon määrä sekä käyttövarmuus. Hammaspyörät ovat edellä mainituista tehonsiirtotavoista kaikkein pitkäikäisimpiä ja kestävimpiä (Hamrock, B., Schmid, S. & Jacobson, B. 2006, 607). Käytännössä kaikissa työkoneiden dieselmoottoreissa toteutustapana on kulmanmuutoksen ja tehon välittäminen hammaspyörien kautta.

2.3 Työn kuvaus

Työn tavoitteena on perehtyä mahdollisuuksiin käyttää jakohammaspyörinä AGCO Powerin moottoreissa nykyisien vinohammastettujen pyörien sijasta suoralla hammas- tuksella olevia hammaspyöriä. Työssä tarkastellaan suorahampaisten hammaspyörien sopivuutta tehtaan moottoreiden yhteen jakopääversioon. Keskeisintä on uuden hammaspyörästäön suunnittelu jo olemassa olevaan moottoriin tekemättä siihen muutoksia. Uuden pyörästäön vaatimuksina ovat riittävä tehonsiirtokyky ja tarpeeksi alhainen melu- taso.

Tärkeimpänä hammastusmuodon muutoksella saavutettavista hyödyistä on vinoham- mastuksesta syntyvän akselinsuuntaisen voiman eli aksiaalivoiman häviäminen. Toinen tärkeä asia on säästö hammaspyörästäöjen valmistuskustannuksissa. Aksiaalivoiman poistaminen mahdollistaa akseleiden laakereiden paremman keston ohella myös mah- dollisuuden laakerityypin vaihtoon. Hammaspyörät voidaan myös suunnitella kevytra- kenteisemmiksi ja myös symmetrisemmiksi, koska pyörien ei tarvitse kantaa akselin suuntaista hammaspyörää taivuttavaa voimaa. Symmetrisyydestä on hyötyä karkaisus- sa¹ syntyvien muodonmuutosten hallinnassa.

Muutostyön mahdollisuutta arvioidaan kolmivaiheisesti. Ensin perehdytään tutkimalla ja laskemalla testattavaan moottoriin akseliväleiltään ja tehonsiirtokyvyltään sopiviin hammaspyörästäövaihtoehtoihin. Sopivia vaihtoehtoja tarkastellaan lisäksi hammaspro-

¹ Karkaisussa saadaan teräkseen aikaiseksi suuri kovuus muuttamalla mikrorakennetta osittain tai koko- naan martensiittiseksi. Karkaisulla saavutetaan suuri lujuus ja hyvä kulumisenkestävyys. (Niinimäki 1999, 102.)

fiilien ja melun tuottoon vaikuttavien parametrien osalta. Näistä valitaan parhaat ja yhdet valmistetaan testiajoja varten.

Toisessa vaiheessa suoritetaan käytännön testit moottorijarruun kiinnitetyllä moottorilla. Testiajot ajetaan ensin alkuperäisellä vinohampaisella pyörästöllä varustetulla moottorilla ja sen jälkeen ensimmäisessä vaiheessa valmistetuilla suorahampaisilla hammaspyörästöillä. Testiajoissa mitataan pyörästön tuottamaa melua sekä tarkastellaan pyörästön kestävyyttä. Mittaustulosten luotettavuuden ja vertailtavuuden parantamiseksi moottorijarrun ympäristö eristetään mahdollisuuksien mukaan ulkoa tulevan melun estämiseksi.

Kolmannessa vaiheessa arvioidaan testin tuloksia. Pyörästön tuottaman melun määrän mahdollista lisääntymistä selvitetään saatuja tuloksia vertailemalla. Melun lisääntymisen sallittua maksimimäärää ei ole tarkasti pystytty rajaamaan, vaan arviointia tehdään suhteessa kokonaismelun määrän nousuun. Myös testiajojen aikana kuuloon perustuva melun tason arviointi voi olla arvokasta tietoa melun häiritsevyyden määrittämisessä. Kestävyydestä lyhyessä testiajossa arvioidaan maksimikuorman kestoja ja hampaankyljen vaurioitumista. Näistä saatujen tulosten perusteella arvioidaan työn lopullista tarkoitusta eli uuden pyörästömallin sopivuutta laajempaan käyttöön.

3 TEORIA

3.1 Hammaspyörä

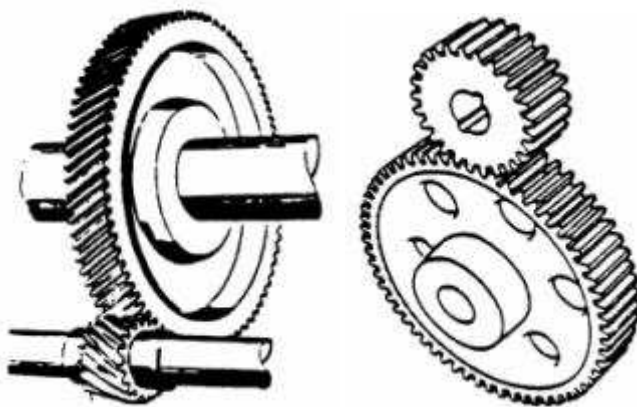
Hammaspyörän pääasiallinen käyttötarkoitus on siirtää tehoa akselilta toiselle tarvittaessa muuntaen samalla pyörimisnopeutta ja vääntömomenttia akselien välillä (Blom, S. ym. 1999, 247). Hammaspyöräparin toiminta perustuu siihen, että käyttävän pyörän² hammas työntää pyöriessään käytettävän pyörän³ hammasta siirtäen vääntömomenttia akselilta toiselle, ja hammaspyörien pyöriessä siirtyy myös teho. Hammaspyörien tehonsiirron hyötysuhde voi ylittää jopa 98 %:iin. (Hamrock, B. ym. 2006, 607.)

Hammaspyörät ovat hampaanmuodon ja koon puolesta pitkälle standardoituja. Haittapuolena muihin tehonsiirtotapoihin, kuten ketju- ja hihnavälityksiin on se, että hammaspyörät yleensä huomattavasti kalliimpia. (Hamrock, B. ym. 2006, 607.)

Hammaspyörät voidaan jakaa seuraaviin kolmeen pääluokkaan:

- samansuuntaisten akselien hammaspyöriin eli lieriöhammaspyöriin (kuvio 1)
- erisuuntaisten, mutta samassa tasossa olevien akselien hammaspyöriin eli kartiohammaspyöriin (kuvio 2)
- erisuuntaisten ja eri tasossa olevien akselien hammaspyöriin eli ruuvi- tai kierukka-
pyörät (kuvio 3)

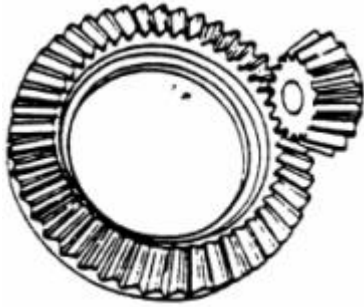
(Hamrock, B. ym. 2006, 607.)



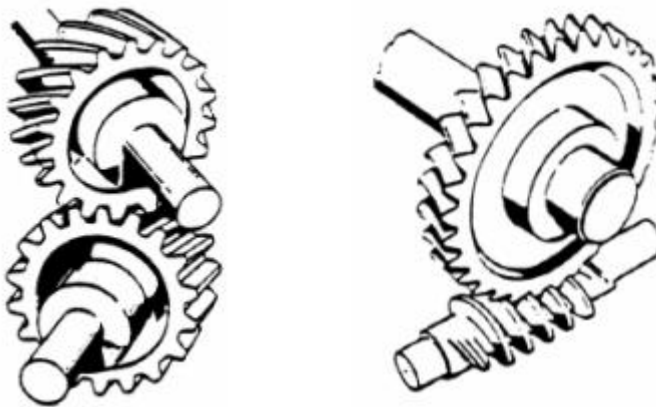
KUVIO 1. Vinohampainen ja suorahampainen lieriöpyöräpari (Välimaa, V. & Pora, M. 1987, 243)

² Hammaspyörä jonka kautta tuodaan siirrettävää tehoa systeemiin, nimitetään **käyttäväksi** pyöräksi.

³ Hammaspyörä joka ottaa vastaan siirrettävää tehoa, nimitetään **käytettäväksi** pyöräksi



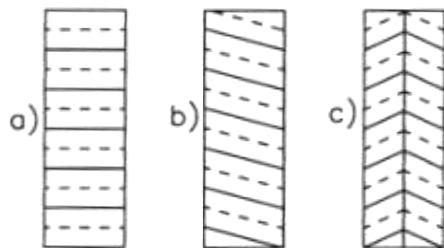
KUVIO 2. Kartiohammaspyöräpari (Välimaa, V. & Pora, M. 1987, 243)



KUVIO 3. Ruuvipyöräpari sekä kierukka ja kierukkapyörä (Välimaa, V. & Pora, M. 1987, 243)

Tässä työssä akselit ovat samansuuntaiset, joten työssä keskitytään tarkemmin käsittelemään vain lieriöhammaspyöriä.

Lieriöpyörät voidaan jakaa ryhmiin hampaan kylkiviivan muodon mukaan suoraan lieriö-, vinoon lieriö- ja nuolihammastukseen (kuvio 4) (Blom, S. ym. 1999, 248).

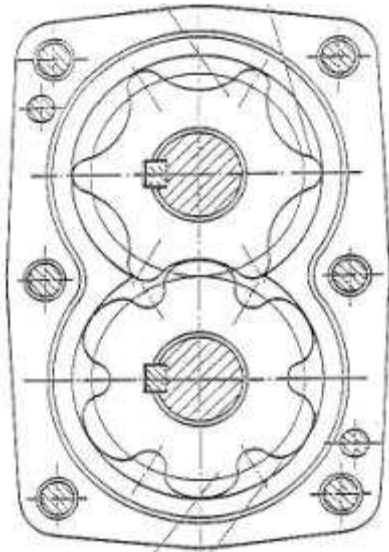


KUVIO 4. Hampaankylkiviivamuodot a) suora lieriöhammastus b) vino lieriöhammastus c) nuolihammastus. muodot on kuvattu oikaistulle lieriöpinnalle (Blom, S. ym. 1999, 248)

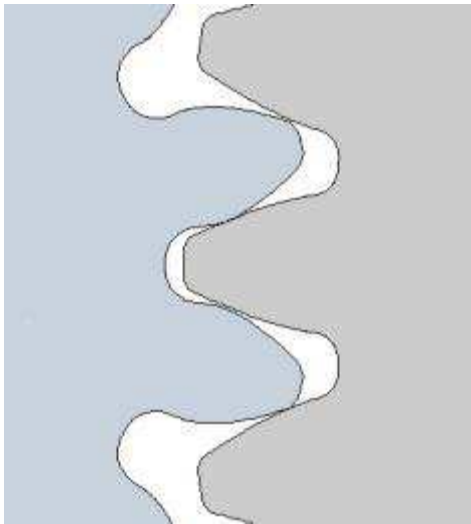
Näistä lieriöhammastyypeistä vain vinohampainen tuottaa haitallista aksiaalivoimaa. Valmistuskustannuksiltaan suorahammasteinen on selvästi halvin ja kallein on nuolihammastettu. Koska työssä halutaan päästä pienempiin valmistuskustannuksiin ja siinä sivussa eroon aksiaalivoimista, nuolihammastettuja pyöriä ei tutkita sen tarkemmin.

3.1.1 Evolventtifunktio

Hammaskyljen muodolle on olemassa monta kinemaattisesti tarkasti toimivaa vaihtoehtoa. Tärkeimmät näistä ovat kuviossa 5 näkyvä sykloidimuoto sekä kuviossa 6 oleva evolventtimuoto. (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 494.) Molemmat muodot perustuvat ympyrään.

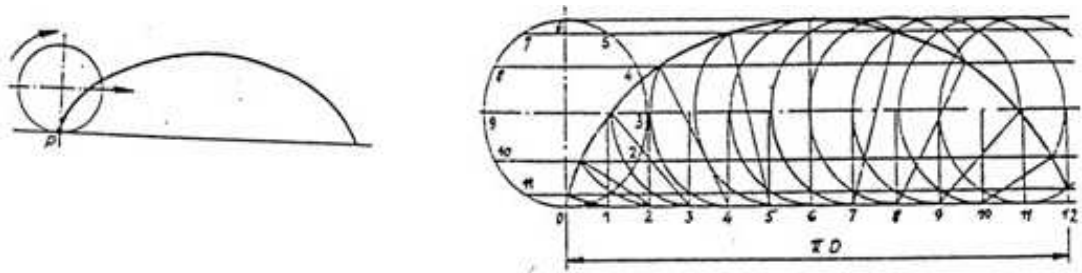


KUVIO 5. Sykloidi hammamuoto (European Patent Application. 2009. Patentihakemus.)

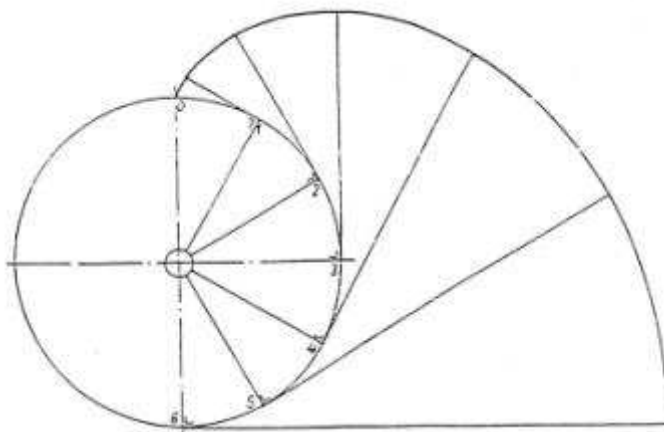


KUVIO 6. Evolventti hammasmuoto

Sykloidi syntyy kun ympyrän kehän piste piirtää kulkureittiään ympyrän edessä pyörien (kuvio 7). Evolventti puolestaan muodostuu ympyrän ympärille kierrettyä lankaa purettaessa kehältä, pitäen langan kireänä, langan pään piirtäessä kulkureittiään kuvion 8 mukaisesti (Välimaa, V. & Pora, M. 1987, 245).



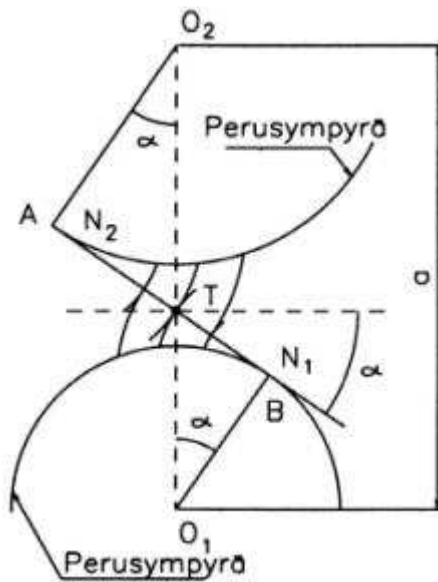
KUVIO 7. Sykloidin syntyperiaate (Teknik manufaktur 2010)



KUVIO 8. Evolventin syntyperiaate (Teknik manufaktur 2010)

Sykloidimuotoinen hammastus ei salli juurikaan akselivälin virhettä eikä akseliväliä voi säätää kuten evolventtimuotoisella hammastuksella. Näiden lisäksi evolventti takaa helpomman valmistettavuuden ja laadun tarkastettavuuden. Näistä syistä evolventti onkin muodostunut parhaaksi hammasmuodoksi. (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 494.)

Evolventtihampaat sopivat hetkellisesti toisten evolventtihampaiden vastaprofiileiksi, mutta jatkuvaa toimintaa ajatellen on hampaiden oltava samankokoisia, eli niillä on oltava sama moduuli. Evolventtihammasparien kosketuspisteet ovat aina kyseisen pyöräparin perusympyröiden yhteisellä tangentilla (kuvio 9). Kuvasta on nähtävissä myös, että pienillä muutoksilla akseliväleissä ei ole vaikutusta hammaskylkien väliseen vierintään, ainoastaan ryntökulma muuttuu. (Blom, S. ym. 1999, 254.)



KUVIO 9. Evolventtihammasparien kosketuspisteet (Blom, S. ym. 1999, 254)

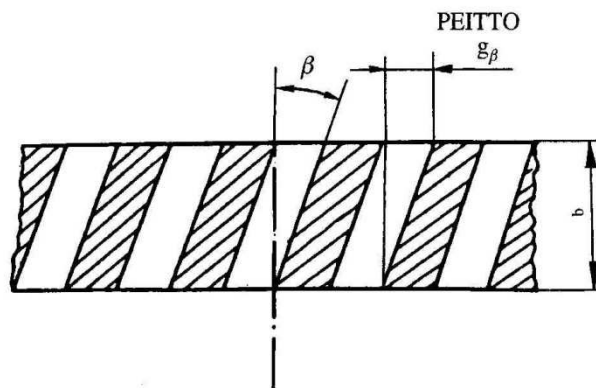
Ryntökulma ja ryntösuora kertovat hampaiden keskinäisen kosketuspisteen kulkureitin hammaspyörien pyöriessä. Ryntösuora muodostuu janasta, joka sivuaa molempien hammaspyörien perusympyröitä ja se näkyy kuviossa 9 janana AB. Ryntökulma saadaan tämän janan kulmaerosta hammaspyörien keskiöt yhdistävän viivan normaaliin nähden. Ryntökulmaa merkitään alfalla (α).

Ryntökulman pienentyessä useampi hammas on yhtäaikaan rynnössä eli siirtämässä tehoa akselilta toiselle. Yhtäaikaan rynnössä olevien hampaiden lukumäärästä puhuttaessa käytetään termiä ryntösuhde ja se voidaan laskea kaavalla 1. Kaavan muodossa se tarkoittaa samaa kuin ryntöjanan (AB) suhde pyörän perusympyrältä mitattuun jakoon (Blom, S. ym. 1999, 258).

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_{wt}}{2 \cdot p_{bt}} \quad (1)$$

Jossa d_{a1} on pyörän 1 päähalkaisija, d_{b1} on pyörän 1 perushalkaisija, d_{a2} on pyörän 2 päähalkaisija, d_{b2} on pyörän 2 perushalkaisija, a_w on toteutunut akseliväli, α_{wt} on ryntökulma vierintäpinnalla sekä p_{bt} on perusjako ja näiden laskukaavat löytyvät taulukoista 2 ja 3 (ks. s.19 ja s.20). Hammaspyöräparin tasaisen toiminnan kannalta on ryntösuhteelle vaatimuksena ehto $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,1$ (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 507). Kuitenkaan näin pieni ryntösuhde ei sovi kuin hitaasti pyöriviin koneistoihin, ja normaalitapauksessa pienin ryntösuhde onkin väliltä 1,4...1,8 (Blom, S. ym. 1999, 258).

Vinohampaisilla pyörillä määritellään myös kokonaisryntösuhde, jonka laskemiseksi tarvitaan peittosuhte, joka on peiton (kuvio 10) suhde otsajakoon (kaava 2).



KUVIO 10. Vinohampaisen hammaspyörän peitto

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} \quad (2)$$

Ryntösuhteen ja peittösuhteen summana saadaan kokonaisryntösuhde ε_{γ} (kaava 3).

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} \quad (3)$$

3.1.2 Moduuli

Moduuli on tärkeä vakio evolventtihammasteisien hammaspyörien suunnittelussa ja valmistuksessa. Moduulin matemaattinen kaava saadaan kahdesta ympyrän piirin laskentakaavasta. Kerrottaessa hammaspyörän jako⁴ pyörän hammasluvulla saadaan laskettua hammaspyörän jakoympyrän piiri. Tämä voidaan asettaa yhtä suureksi ympyrän piirin kaavan $\pi \cdot d$ kanssa (kaava 4).

$$\pi \cdot d = p \cdot z \quad (4)$$

Jossa d on jakohalkaisija, p on jako ja z on hammasluku. Jakamalla kaavan 4 mukainen yhtälö puolittain piillä ja hammasluvulla saadaan yhtälö kaavan 5 mukaiseen muotoon ja saadaan kaksi vaihtoehtoista lauseketta moduulin laskemiseksi.

$$m = \frac{d}{z} = \frac{p}{\pi} \quad (5)$$

Moduulin yksiköksi muodostuu millimetri ja tätä vakiota merkitään kirjaimella **m**. (Välilmaa, V. & Pora, M. 1987, 247.)

Moduuli on hampaan kokomitta, mutta kuitenkin sitä ei voi mitata suoraan valmiista pyöristä vaan se on laskennallinen mitta, jota käytetään muiden mitattavien kokomittojen laskennassa. Hammaspyörät voidaan toteuttaa millä tahansa halutulla moduulilla, kunhan vain tarvittavat työkalut ovat saatavilla tälle hammaskoolle. (Dudley, D. 2002, 1.28.)

Hammaspyörien valmistukseen käytettävän terän valinta tapahtuu valmistettavan hammaspyörän moduulin mukaan. Tästä on seurauksena, että jokaista moduulikokoa, ryntökulmaa ja erikoishammasprofiilia varten täytyy olla oma teränsä. Käytettävät moduulit on standardoitu, koska halutaan pitää esimerkiksi vierintäjyrsimien määrät kohtuullisina (Hautala, P. & Välilmaa, V. 2010, 496). Standardin SFS 3093 mukaiset valmistukseen käytettävissä olevat moduulit ovat taulukossa 1. Näistä suositellaan kuitenkin ensisijaisesti käytettävän sarjan 1 mukaisia moduuleja. (Hammaspyörät 1989, 45.)

⁴ Jako on hammaspyörän kahden peräkkäisen hampaan jakohalkaisijalla sijaitsevien pisteiden välinen kaarimitta mitattuna hampaan kyljestä seuraavaan samaan kylkeen.

TAULUKKO 1. SFS 3093:n mukaiset moduulit

Moduuli											
Sarja 1	0,5	0,6	0,8	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5
Sarja 2	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5
Sarja 1	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	-
Sarja 2	7	9	11	14	18	22	28	36	45	-	-

Tärkeimmät hammasgeometrian laskukaavat ulkohammaspyöräpareille ovat taulukoitu-
na suorahampaiselle lieriöpyöräparille taulukossa 2 sekä vinohampaiselle lieriöpyöräpa-
rille taulukossa 3.

TAULUKKO 2. SFS 3389:n mukaiset suorahampaisen hammaspyörän laskentakaavat

Nimi	Kaava	Kaavan numero
Jakohalkaisija	$d = m \cdot z$	(6)
Perushalkaisija	$d_b = d \cdot \cos \alpha$	(7)
Jako	$p = m \cdot \pi$	(8)
Perusjako	$p = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha$	(9)
Perusakseliväli	$a = m \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2}$	(10)
Akseliväli	$a_w = \frac{a \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	(11)
Ryntökulma vierintäpinnalla	$\cos \alpha_w = \frac{a \cdot \cos \alpha}{a_w}$ tai $\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2 \cdot (x_1 + x_2) \cdot \tan \alpha}{z_1 + z_2}$	(12)
Evolventti-funktio	$\operatorname{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha \quad \text{kun kulma } \alpha \text{ radiaaneina}$ tai $\operatorname{inv} \alpha = \tan \alpha - \frac{\pi \cdot \alpha}{180} \quad \text{kun kulma } \alpha \text{ asteina}$	(13)
Päähalkaisija	$d_a = d + 2 \cdot h_a$	(14)
Pääkorkeus	$h_a = m \cdot (1 + x) - \Delta h_a$	(15)
Pääkorkeuden lyhennys	$\Delta h_a = m \cdot \left(\frac{z_1 + z_2}{2} + x_1 + x_2 \right) - a_w$ $\text{Ehtona jos } \Delta h_a < 0 \Rightarrow \Delta h_a = 0$	(16)

TAULUKKO 3. SFS 3389:n mukaiset vinohampaisen hammaspyörän laskentakaavat

Nimi	Kaava	Kaavan numero
Otsamoduuli	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	(17)
Jakohalkaisija	$d = m_t \cdot z$	(18)
Perushalkaisija	$d_b = d \cdot \cos \alpha_t$	(19)
Otsajako	$p_t = m_t \cdot \pi$	(20)
Otsaperujako	$p_{bt} = m_t \cdot \pi \cdot \cos \alpha_t$	(21)
Otsaryntökulma	$\alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	(22)
Perusakseliväli	$a = m_t \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2}$	(23)
Akseliväli	$a_w = \frac{a \cdot \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$	(24)
Ryntökulma vierintäpinnalla	$\cos \alpha_{wt} = \frac{a \cdot \cos \alpha_t}{a_w}$ <p style="text-align: center;">tai</p> $\operatorname{inv} \alpha_{wt} = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2 \cdot (x_1 + x_2) \cdot \tan \alpha_n}{z_1 + z_2}$	(25)
Evolventti-funktio	$\operatorname{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha \quad \text{kun kulma } \alpha \text{ radiaaneina}$ <p style="text-align: center;">tai</p> $\operatorname{inv} \alpha = \tan \alpha - \frac{\pi \cdot \alpha}{180} \quad \text{kun kulma } \alpha \text{ asteina}$	(26)
Päähalkaisija	$d_a = d + 2 \cdot h_a$	(27)
Pääkorkeus	$h_a = m_n \cdot (1 + x) - \Delta h_a$	(28)
Pääkorkeuden lyhennys	$\Delta h_a = m_n \cdot \left(\frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \cos \beta} + x_1 + x_2 \right) - a_w$ <p style="text-align: center;"><i>Ehtona jos $\Delta h_a < 0 \Rightarrow \Delta h_a = 0$</i></p>	(29)

3.2 Väilyssuhteet

Väilyssuhteella tarkoitetaan voimaa välittävien komponenttien kykyä hidastaa tai nopeuttaa toisen akselin pyörintänopeutta. Yleensä tarve on pyörimisnopeuden alentamiseen eli väilyssuhde $i > 1$. Hammaspyörien kohdalla väilyssuhde on sama kuin hammaspyörien pyörintänopeuksien, kulmanopeuksien, vierintähalkaisijoiden tai hammaslukujen suhde kaavan 30 mukaan.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (30)$$

Kokonaisväilyssuhde kertoo väilyssuhteen voiman systeemiin tuovalta käytävältä pyörältä koko hammaspyörästön läpi aina käytettävälle pyörälle, josta voimaa otetaan käyttöön. Se saadaan laskettua kertomalla hammaspyöräparien väilyssuhteet toisillaan kaavan 31 mukaisesti.

$$i_{kok} = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n \quad (31)$$

Väilyssuhteen vaikutuksesta toisioakselille siirtyvä momentti muuttuu, mutta teho säilyy samana, kun hammaspyöräparien hyötysuhteita ei huomioida. Pyöräparin siirtäessä tehon P saadaan vääntömomenteiksi käytettävälle pyörälle kaava 32 ja käytettävälle pyörälle kaava 33.

$$M_{v1} = \frac{P}{\omega_1} = F_N \cdot r_{w1} \cdot \cos \alpha \quad (32)$$

$$M_{v2} = \frac{P}{\omega_2} = F_N \cdot r_{w2} \cdot \cos \alpha \quad (33)$$

(Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 509.)

Jaettaessa vääntömomentit toisillaan saadaan suhde, jolla momentti muuttuu väilyssuhteen vaikutuksesta (kaava 34). Sievennettäessä kaavaa päästään kaavan 35 muotoon, josta nähdään selvästi momentin muuttuvan samassa suhteessa väilyssuhteen mukaan (vertaa kaavaan 30).

$$\frac{M_{v2}}{M_{v1}} = \frac{P \cdot \omega_1}{\omega_2 \cdot P} = \frac{F_N \cdot r_{w2} \cdot \cos \alpha}{F_N \cdot r_{w1} \cdot \cos \alpha} \quad (34)$$

$$\frac{M_{v2}}{M_{v1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} \quad (35)$$

3.3 Akselivälit ja profiilinsiirto

Koneenelimet ja mekanismit -teoksessa akselivälejä ja profiilinsiirtoja lähestytään taloudellisesta näkökulmasta, jolloin suurimmaksi rajoitteeksi tulee tyviloven syntyminen ja ryntösuhde. Tällöin profiilinsiirtojen tärkein tehtävä olisi tyviloven⁵ muodostumisen ehkäiseminen. Taloudellisuuden kannalta olisi erittäin tärkeää pitää hammaspyörät pienikokoisina eli taloudellinen hammasluku on kohtuullisen pieni. Evolventtihampaisilla pyörillä ryntösuhde ja tyviloven muodostuminen rajoittavat erityisesti hammasluvun minimoimista. Akselivälin säädöllä tyviloven syntymistä voidaan ehkäistä. (Blom, S. ym. 1999, 257, 259.) Yleensä kuitenkin akselivälit ovat alustavasti määrätty johonkin vaihteluväliin, joten hammasluvun muuttaminen on vain rajoituksin mahdollista. Näin ollen onkin hyödyllisempää tutkia asiaa akselivälin kannalta.

Ilman akselivälin säätöä valmistetun lieriöpyöräparin akselivälin määräävät jakohalkaisijat (kaava 36) ja tätä akseliväliä nimitetään perusakseliväliksi (a).

$$a = m \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2} \quad (36)$$

Moduulin ja hammaslukujen valinnalla määräytyy siis myös akseliväli. Moduulit ovat taulukon 1 mukaisesti standardoitu ja niiden porrastus on verrattain suuri. Hammasluvuiksi kelpaavat vain kokonaisluvut, ja vaikka tavoiteltavaan välityssuhteeseen päästään useilla eri hammaslukupareilla, on haluttuun standardoituun tai ennalta määrättyyn akseliväliin pääseminen lähes mahdotonta. Akseliväliä täytyy siis yleensä säätää. (Välismaa, V. & Pora, M. 1987, 248.)

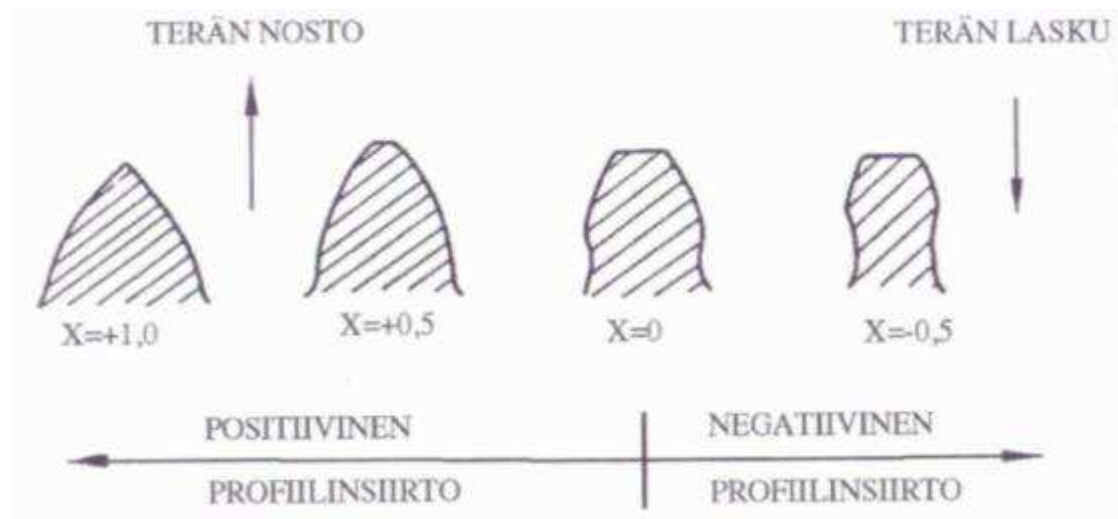
⁵ Tyvilovi on hampaan tyveen valmistuksessa tietyillä parametreilla syntyvä hammasta heikentävä virhe.

Akselivälin säätäminen hoidetaan tekemällä profiilinsiirtoa hammaspyöriin. Profiilin siirto saadaan aikaiseksi siirtämällä työstävää terää suhteessa työstettävään aihioon joko lähemmäs, jolloin saadaan aikaiseksi negatiivista profiilinsiirtoa, tai kauemmas, jolloin saadaan aikaiseksi positiivista profiilinsiirtoa. Hampaan profiili siis valmistetaan ”perusympyrään nähden uuteen kohtaan käyttämällä hampaan kylkenä evolventin ulompaa tai sisempää osaa” (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 498). Valmistuksessa jakohalkaisijana toimii vierintähalkaisija, jolloin voidaan ajatella, että se vierii hammastangon jakosuoran suuntaista suoraa vasten. Tämä on jakosuorasta etäisyydellä v , mikä esitetään kaavassa 37.

$$v = x \cdot m \quad (37)$$

Jossa x on profiilinsiirtokerroin (negatiivinen tai positiivinen)
(Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 498.)

Profiilinsiirrolla on vaikutusta hampaan muotoon (kuvio 11) ja kestävyYTEEN. Positiivista profiilinsiirtoa käytettäessä hampaan tyvilujuus kasvaa mutta hampaan pään murtumisherkkyys lisääntyy ja negatiivisella profiilinsiirrolla vaikutus on päinvastainen.



KUVIO 11. Profiilin siirron vaikutus hampaan muotoon (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 499)

DIN-standardin 3992 mukaan suositeltavat profiilin siirron rajat normaalikäyttöihin vaihtelevat haluttujen ominaisuuksien mukaan välillä $-0,4 < x < +1,2$.

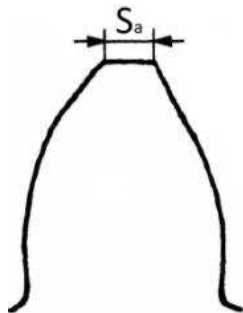
(Zahnradfertigung 1993, 173.)

Samainen DIN-standardi antaa myös ohjeita siirtokerrointen summan arvosta ja sen jakoperusteista. Yleensä summan suositeltavaksi määräksi on määritelty noin 1 (0,7 – 1,3). Jakoperiaatteena on profiilin siirron jakaminen noin tasan molemmille pyörille tai lisäämällä siirtoa hiukan enemmän pienemmälle pyörälle. (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 499.)

Positiivista profiilinsiirtoa rajoittaa hampaan pään terävöityminen, sillä hammas terävöityy siirron määrän lisääntyessä ja tästä seuraa oleellisesti lisääntyvä riski hampaan pään lohkeamiselle. Hampaan pään terävöitymisen ylärajana toimii hampaan pään leveysarvo S_a kaavan 38 mukaisesti ja se on havainnollistettu kuviossa 12.

$$S_a = 0,2 \cdot m \quad (38)$$

(Blom, S. ym. 1999, 260.)

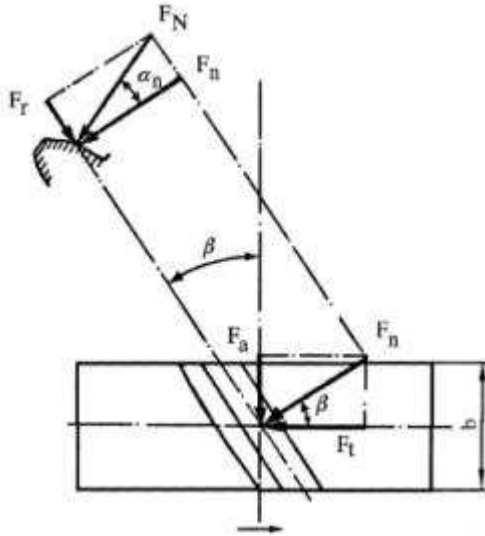


KUVIO 12. Hampaan pään leveys

3.4 Hammasvoimat

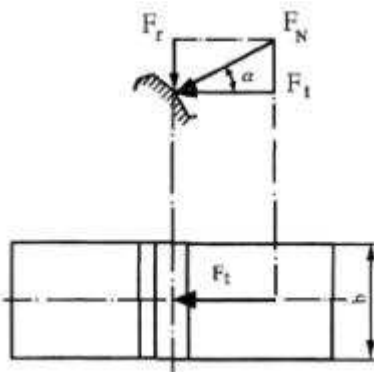
Käytettävään hammaspyörään kohdistuvat, pyörimisliikkeen aikaan saavat, voimat ovat vino- ja suorahampaisissa hammaspyörissä erilaiset. Vinohampaisen voimavektoria täytyy tarkastella kolmessa tasossa kun suorahampaiselle riittää kaksi tasoa.

Lieriöhammaspyörissä käytävä pyörä aiheuttaa käytettävään hammasvoiman (F_N), joka kulkee ryntökulman suuntaisesti ja suorassakulmassa kohti hampaan kylkeä (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 509). Vinohampaisella hammaspyörällä syntyy siis kuvion 13 mukaisesti kolme erisuuntaista voimaa, jotka ovat radiaali-, aksiaali- ja tangentialivoima.



KUVIO 13. Vinohampaisen hammaspyörän voimavektorit (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 510)

Suorahampaisella hammaspyörällä aksiaalivoima jää syntymättä, ja tilanne yksinkertaistuu kuvion 14 mukaiseksi.



KUVIO 14. Suorahampaisen hammaspyörän voimavektorit (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 509)

Voimista ainoastaan tangentiaalivoima (F_t) on tehonsiirron kannalta hyödyllinen, koska tästä voimasta ja vierintäsäteestä syntyy toisioakselia pyörittävä momentti (taulukko 4, kaavat 39, 41, 42 ja 45). Radiaalivoima (F_r) pyrkii työntämään hammaspyöriä kauemmas toisistaan ja luo samalla laakereihin radiaalikuormaa (taulukko 4, kaavat 40 ja 43). Aksiaalivoima (F_a) syntyy hampaan vinouskulman vaikutuksesta ja pyrkii joko työntämään tai vetämään akselia luoden sen laakereille aksiaalikuormaa kannettavaksi (taulukko 4, kaava 44). Aksiaalivoimasta syntyy myös kippausmomenttia, joka pyrkii taivuttamaan hammaspyörää suhteessa akseliinsa aiheuttaen samalla akselin laakeroinnille

lisää radiaalikuormaa. Kippausmomentin takia hammaspyörien poikkileikkausprofiili joudutaan pitämään suorahampaista paksumpana.

TAULUKKO 4. Hammasvoimat

	Suorahampainen hammaspyöräpari	Kaavan numero
Tangentiaalivoima	$F_t = F_N \cdot \cos \alpha$	(39)
Radiaalivoima	$F_r = F_N \cdot \sin \alpha$	(40)
Vääntömomentti	$M_v = \frac{P}{\omega} = F_N \cdot r_w \cdot \cos \alpha$	(41)
	Vinohampainen hammaspyöräpari	
Tangentiaalivoima	$F_t = F_N \cdot \sin \alpha_n \cdot \cos \beta$	(42)
Radiaalivoima	$F_r = F_N \cdot \sin \alpha_n$	(43)
Aksiaalivoima	$F_a = F_N \cdot \cos \alpha_n \cdot \sin \beta$	(44)
Vääntömomentti	$M_v = \frac{P}{\omega} = F_N \cdot r_w \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \beta$	(45)

3.5 Lujuuslaskentateoriaa

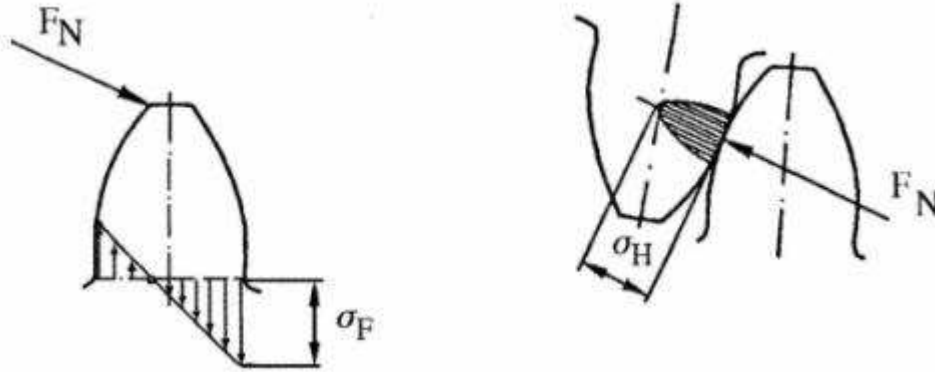
Nykyisin hammaspyörien kestävyyttä arvioidaan laskentamenetelmissä tilastollisten vauriotodennäköisyyksien perusteella. Hammaspyöräparien lujuutta voidaan tarkastella ainakin seuraavista kohdista:

- Hampaan tyvilujuuden kesto väsymisen suhteen (Root strength)
- Hampaan kyljen pintapaineen kesto väsymisen suhteen (Pitting)
- Huonon voitelun aiheuttama liukukuluminen pienillä kehänopeuksilla (Abrasion wear)
- Korkean pintapaineen ja pienen nopeuden aiheuttama hampaan pinnan uurtuminen (Cold seizing)
- Kosketuspintojen hitsautuminen suurilla nopeuksilla eli ns. tahmautuminen (Hot seizing)
- Pienten pintahalkeamien syntyminen vierintäpintaan eli ns. harmaaläikkikyys (Micro pitting)

(Blom, S. ym. 1999, 263.)

Useimmiten nuorrutetulla tai pintakarkaistulla teräksellä riittävä varmuus pyöräparin kestävyydelle saadaan, kun tarkastetaan hampaan tyvilujuuden ja hampaan kyljen pinta-

paineen kestot väsymisen suhteen (Blom, S. ym. 1999, 264). Nämä vauriomahdollisuudet syntyvät, kun hammasvoima pyrkii taivuttamaan hammasta aiheuttaen hampaan tyveen taivutusjännityksen (σ_F) tai luo pintapaineen (σ_H) hampaiden kylkien väliselle kosketusalueelle (kuvio 15).



KUVIO 15. Hampaan jännitykset σ_F ja σ_H (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 510)

Hammaspyörän tehonsiirtokyky voidaan määrittää usealla eri standardilla ja eri tarkkuuksilla. Esimerkiksi Standardin ISO6236 mukaisella menetelmällä voidaan tärkeimpien kertoimien osalta laskea neljällä eri tarkkuudella (A, B, C ja D), joista D on karkein taso. (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 514.)

Kaavoista 46, 47 ja 48 esitellään suomalaisen SFS-standardin 4790 mukaiset laskukaavat tehonsiirtokyvylle pintapaineen ja tyvilujuuden mukaan. Kuitenkin jo karkeimmallakin menetelmällä laskeminen vaatii aikaa, kuten näistä kaavoista huomataan. Tarkemmissa laskuissa kaavat pysyvät samoina, mutta kertoimien määrittämiseen käytettävät kaavat monimutkaistuvat.

Tehonsiirtokyky pintapaineen mukaan, jos virtuaalinen hammasluku $z_{v1} \approx \frac{z_1}{(\cos \beta)^3} \geq 20$

$$P_{HP} = 52,4 \cdot 10^{-9} \frac{u}{u+1} n_1 d_1^2 b \frac{(Z_L Z_V Z_R Z_X Z_N Z_W \sigma_{Hlim})^2}{(Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta S_{Hmin})^2 K_V K_H \beta K_{H\alpha}} \geq K_A P \quad (46)$$

tai, jos virtuaalinen hammasluku $z_{v1} < 20$ ja $\varepsilon_\gamma < 2$ (kokonaisryntösuhde)

$$P_{HPB} = \frac{P_{HP}}{Z_B^2} \quad (47)$$

Tehonsiirtokyky tyvilajuuden mukaan

$$P_{FP} = 52,4 \cdot 10^{-9} b n_1 m_n^2 Z_1 \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{RrelT} Y_X Y_{\delta relT}}{S_{Fmin} (Y_{Fa} Y_{Sa}) (Y_{\epsilon} Y_{\beta}) \cos \beta K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}} \geq K_A P \quad (48)$$

Joissa	P_{HP}	on tehonsiirtokyky pintapaineen mukaan
	P_{FP}	on tehonsiirtokyky tyvilajuuden mukaan
	P	on käytettävän koneen teho
	u	on hammaslukusuhte
	n_1	on pienen pyörän pyörimisnopeus (r/min)
	m_n	on normaalimoduuli (mm)
	d_1	on jakohalkaisija (mm)
	b	on hammastuksen leveys (mm)
	Z_L	on voiteluainekerroin
	Z_V	on nopeuskerroin
	Z_R	on pinnankarheuskerroin
	Z_W	on muokkauslujittumiskerroin
	σ_{Hlim}	on vierintäväsäysemislujuus (N/mm ²)
	Z_E	on joustokerroin ($\sqrt{N/mm^2}$)
	S_H	on varmuusluku
	Z_N	on kestoikäkerroin
	Z_X	on koon vaikutuskerroin
	Z_H	on kyljen muotokerroin
	Z_{ϵ}	on ryntösuhdekerroin
	Z_{β}	on vinouskulmakerroin
	K_V	on dynaaminen kerroin
	$K_{H\beta}$	on kosketusleveyskerroin
	$K_{H\alpha}$	on kuormituksen jakautumiskerroin
	Z_B	on pienen pyörän yksittäisryntökerroin
	Y_{RrelT}	on suhteellinen pinnankarheuskerroin
	Y_X	on koon vaikutuskerroin
	σ_{Flim}	on hampaan tyven väsymislujuus
	Y_{ST}	on jännityksen korjauskerroin
	Y_{NT}	on kestoikäkerroin
	S_F	on varmuusluku
	$Y_{\delta relT}$	on suhteellinen loviherkkyysluku
	Y_{Fa}	on hampaan muotokerroin
	Y_{Sa}	on jännityksen korjauskerroin
	Y_{ϵ}	on ryntösuhdekerroin
	Y_{β}	on vinouskulmakerroin
	$K_{F\beta}$	on kosketusleveyskerroin
	$K_{F\alpha}$	on kuormituksen jakautumiskerroin
	K_A	on käyttökerroin

(Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 515.)

Kertoimet ovat joko erikseen omista kaavoistaan laskettavia tai taulukoista eri tilanteisiin valittavia arvoja. Hammaspyörien laskemista varten on kuitenkin olemassa laskentaohjelmia, joilla muuten vaivaloiset mitoituslaskelmat voidaan suorittaa kohtuullisessa ajassa. Esimerkkeinä karkeaan laskentaan soveltuva Autodesk inventorin hammaspyörä-

työkalu ja tarkkaan laskentaan soveltuva KissSoft. Työn laajuuden takia ei ole mielekästä tutkia lujuuslaskennan teoriaa kirjallisessa versiossa tarkemmin.

Riittäviä varmuuslukuja mietittäessä on lähtökohtana oltava käytännössä, että koeajopyörillä suoritetuissa testeissä saadut materiaalivakiot ovat samat myös tuotantopyörillä. Laadunvalvonnan tulisi kyetä pitämään lämpökäsittely, tarkkuusluokka yms. haluttuina, ja lisäksi tulisi selvittää mittauksin todellisten käyttötehojen suuruudet. Tällöin varmuuskäsitettä ei hämärrettäisi, ja laskennassa voidaan käyttää varmuuslukuina yhtä (1), josta seuraa että todellinen varmuus on vauriotodennäköisyyttä vastaava. Materiaalivakiot edustavan 1 %:n vauriotodennäköisyyttä, joten tätä kautta varmuus on jo laskennassa mukana. (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 524.)

3.6 Melu

3.6.1 Melun teoriaa

Ääni on mekaanista aaltoliikettä ja sillä tarkoitetaan sitä aaltoliikkeen taajuusaluea⁶, josta korvassa syntyy kuuloaistimus. Ääniaaltoja on myös korvan kuulon taajuusalueen ulkopuolella ja näistä puhutaan infra- tai ultraääninä. infraäänit ovat kuuloalueen alapuolella olevia taajuuksia ja ultraäänit sen yläpuolella olevia taajuuksia. Epämiellyttävää ääntä nimitetään meluksi. (Inkinen, Manninen & Tuohi 2006, 280.)

Ihmisen kuuloalue eli taajuusalue jolla korva tuottaa kuuloaistimuksen on noin 16 Hz - 20 kHz (Inkinen ym. 2006, 281). Taajuuden suuruus kertoo äänen korkeuden. Kuuloaistimuksen voimakkuutta voidaan mitata äänen intensiteetillä I (kaava 49), mutta kuuloaistin toiminta laajalla intensiteettitasoalueella ($1 \frac{pW}{m^2} - 1 \frac{W}{m^2}$) tekee voimakkuuden arvioinnin tällä mittarilla erikoiseksi. (Inkinen ym. 2006, 294.)

$$I = \frac{P}{A} \tag{49}$$

Jossa I on äänen intensiteetti, P on ääniteho ja A on pinta-ala. Kuuloaistin mukainen äänen kaksinkertaistuminen tarkoittaa intensiteettitason kymmenkertaistumista. Tästä

⁶ Taajuus kertoo värähdysten määrän sekuntia kohden.

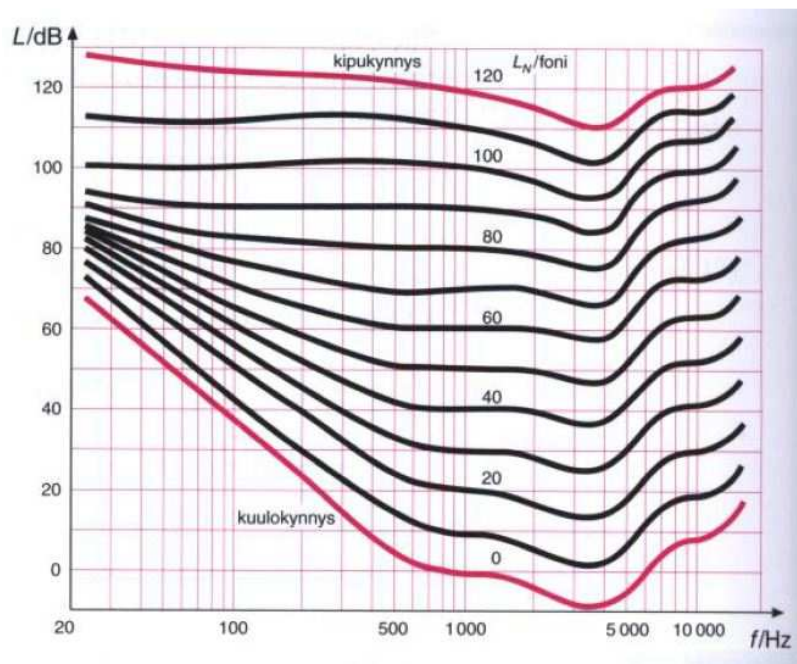
syystä johtuen käytetäänkin mieluummin äänen intensiteettitasoa L_I (kaava 50) kuvaamaan äänen voimakkuutta.

(Inkinen ym. 2006, 294.)

$$L_I = 10 \text{ dB} \cdot \lg \frac{I}{I_0} \quad (50)$$

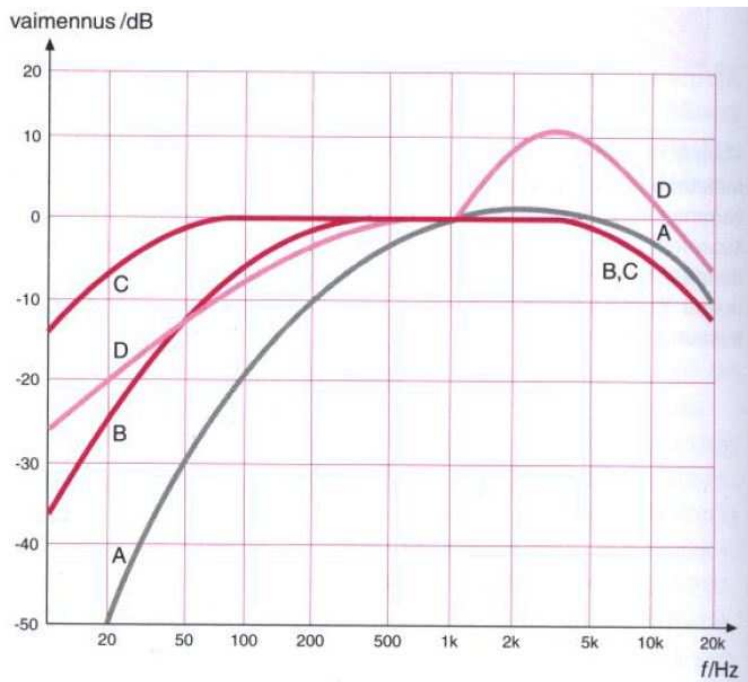
Jossa I_0 on vertailukohtana käytettävä intensiteetti. vertailukohtana käytetään usein korvan kuulokynnyksen intensiteettiä $10^{-12} \frac{W}{m^2}$. Yksiköksi intensiteettitasolle on sovittu beli (B), mutta sen suuruuden vuoksi käytetään yleensä sen kymmenesosaa eli desibeliä (dB). SI-järjestelmän suurena intensiteettitaso vastaa äänen painetasoa (L) kun vertailuintensiteettinä on korvan kuulokynnyksen intensiteetti. (Inkinen ym. 2006, 294–295.)

On kuitenkin huomioitava vielä lisäksi korvan taajuudesta riippuva herkkyys, jonka takia eri taajuuksilla kuuluvat, mutta saman äänen painetason omaavat äänet eivät kuulosta yleensä yhtä voimakkailta. Tämä virhe pystytään huomioimaan äänekkyytasolla L_N , joka kuvaa aistitun äänen voimakkuutta. Äänekkyytasoon yksikkö on foni ja sitä kuvataan vakioäänekkyyssäyrillä, jotka ovat kuviossa 16. Kuuloaistin herkin taajuusalue näkyy samasta kuviossa ja se on noin 2 - 5kHz (Inkinen ym. 2006, 297.)



KUVIO 16. Korvan taajuudesta riippuva herkkyys (Inkinen ym. 2006, 298)

Mittaustilanteita varten on standardoitu neljä eri taajuuspainotuskäyrää (kuvio 17), joilla muutetaan äänentasomittarin antamat arvot erilaisten taajuusherkkyyksien kanssa vertailukelpoisiksi lukemiksi. A-painotuskäyrä vastaa kuulon taajuusvastetta eli A-painotettuna mitattu tulos on vertailukelpoinen kuulon antamien tulosten kanssa. Yleensä melumittaukset tehdään ja melun ohjearvot annetaan A-painotettuna. (Inkinen ym. 2006, 307–308.)



KUVIO 17. Taajuuspainotus käyrät (Inkinen ym. 2006, 310)

Taajuudet voidaan ryhmitellä oktaaveihin, jotka ovat sävelkorkeuden välimatkoja. Väli oktaavista seuraavaan tarkoittaa taajuuden kaksinkertaistumista. Kuuloalueelle 20 - 20 000Hz mahtuu 10 oktaavia. (Äänipää 2009.) Melu- ja äänilähteillä on myös kuuloaistin lisäksi erilaiset taajuusominaisuudet, minkä takia yleensä mittaukset suoritetaan oktaavi- tai terssikaistoittain⁷ (Akustiikan perusteita 2013).

3.6.2 Hammaspyörämelu

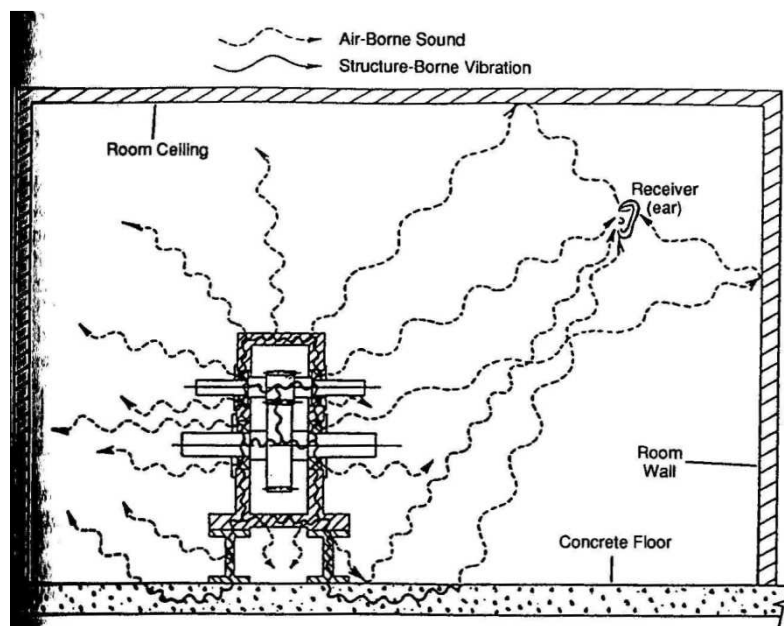
Usein hammaspyörien melua pidetään toisarvoisena asiana vaikka se olisi tärkeää huomioida suunnittelussa. Kiristyvät säädökset ja kuluttajien lisääntynyt kiinnostus laitteiden melutasoon kertoo, että suunnittelussa täytyy yhä enemmän kiinnittää huomiota

⁷ Terssi on 1/3 oktaavia

melua aiheuttaviin koneenosiin. Erityisesti tehonsiirtoon käytettävissä hammaspyörissä melu on erityinen huolenaihe, koska niiden tuottaman melun äänenpainetaso on korkea, ja hallitseva taajuus on usein lähellä kuulon herkintä aluetta. (Townsend, D. 1992, 14.1.)

Erityisesti hammaspyörämeluun on kiinnitettävä huomiota, kun lakien ja sopimuksen asettamat melurajat ylittyvät tai äänen ärsyttävyys on suuri. Lait asettavat rajoitteita koneiden ja laitteiden melutasoille riippuen käyttökohteesta. Myös tilaaja on voinut sopimuksissaan asettaa rajoja sallituille melutasoille. Vaikka hammaspyörämelu ei olisi lähellä lain tai sopimusten rajoja, sen tuottama melu voi olla erittäin häiritsevää laitteen läheisyydessä työskenteleville henkilöille. (Townsend, D. 1992, 14.1.)

Hammaspyörämelu ei kuitenkaan suljetussa hammasvaihteistossa tule suoraan hammaspyöristä, vaan melu syntyy hammaspyörien tuottamien värinöiden kulkeutuessa akseleille, laakereille ja hammaspyöräkotelolle säteillen niistä ympäristöönsä (kuvio 18). (Townsend, D. 1992, 14.2.)



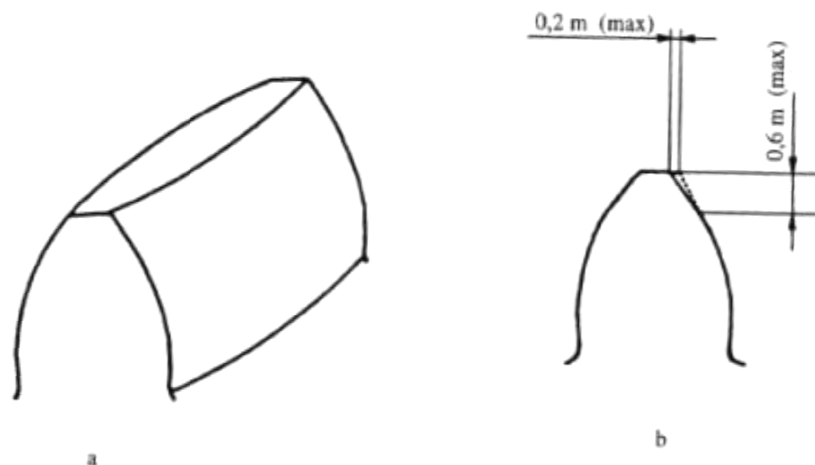
KUVIO 18. hammasvaihteen tuottaman melun kulkeutuminen (Townsend, D. 1992, 14.3)

Suurin osa hammasvaihteen melusta muodostuu, kun hammas ryntöön tullessaan kuormittuu äkillisesti synnyttäen värähtelyä. Muita melun aiheuttajia ovat esimerkiksi val-

mistusvirheet tai koko laitekokonaisuuden vääntöväärätely. (Välimaa, V. & Pora, M. 1987, 254.)

Hampaalle äkillisesti tulevan kuorman määrään voidaan vaikuttaa yhtäaikaan rynnössä olevien hampaiden määrää kasvattamalla eli kasvattamalla ryntösuhdetta. Ryntösuhteen kasvaessa kuormitus jakaantuu paremmin ja yksittäiselle hampaalle kohdistuvan kuorman pienentyessä myös tuotetun melun määrä vähenee. Ryntösuhdetta voidaan parantaa esimerkiksi pienentämällä ryntökulmaa. Samanlaisen vaikutuksen saa aikaiseksi myös, kun valitsee pienempiä moduuleja ja suurempia hammaslukuja. (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 513.) On myös huomioitava, että moduulin pienentämisestä seuraa tehonsiirtokyvyn heikkeneminen.

Melutasoon on myös mahdollista vaikuttaa hampaan muodolla. Hampaan pään helpotusta (kuvio 19) käyttämällä hammas saadaan aloittamaan ryntö pehmeämmin. Myös tekemällä hammas tynnyrimäiseksi (kuvio 19) hampaan tulo ryntöön pehmenee ja lisäksi osa hampaan valmistusvirheistä kompensoituu. (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 513.) Hampaan tynnyrimäisyys auttaa erityisesti akselien samansuuntaisuudessa olevista virheistä sekä akselien ja hammaspyörien asennuspintojen samansuuntaisuudessa olevista virheistä syntyvän melun minimoimisessa. (Townsend, D. 1992, 14.20)



KUVIO 19. a) Tynnyrimäiseksi valmistettu hammas, b) hampaan pään helpotus. (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 514)

SFS -standardi 3095 antaa kuviossa 19 näkyvistä arvoista päänhelpotuksen maksimimäärästä hampaan päässä poiketen seuraavaa:

- Helpotuksen alku maksimissaan 0,6 * moduuli hampaan päästä tyveä kohti
- Helpotuksen maksimimäärä hampaan päässä 0,02 * moduuli

(Hammaspyörät 1989, 49.)

Melun suhteen on myös tarkoituksellista rajoittaa tyvilujuuden varmuuskertoimen suuruutta. Tyvilujuuden kasvaessa hampaan tyven paksuus kasvaa ja hampaan jouston määrä pienenee. Hampaan jostaessa kuormittuessaan syntyy pienempi iskumainen kuormitus, joka vähentää tuotettua melua. Taulukossa 5 on arvioita eri suunnitteluparametreilla saavutettavista hyödyistä meluntuoton osalta. (Townsend, D. 1992, 14.11.)

TAULUKKO 5. Suunnitteluparametrien vaikutus meluun (Townsend, D. 1992, 14.20)

Suunniteltu parannus	Saavutettava dB alennus	Lisätietoa
Ryntösuhteen nosto	0-9	Ryntösuhteen ollessa yli 3 ei juuri vaikutusta
Vaimennus	0-7	Ainoastaan jos resonanssia esiintyy
Vinohammastus	0-20	Verrattaessa suoraan hammastukseen, valmistusvirheiden vaikutus pienenee
Läppäys*	0-10	Kehnoille profiileille
Tynnyrimäisyys	2-8	Kompensoi akselien samansuuntaisuuden virhettä
Ryntökulman pienentäminen	< 3	Alentaa hampaan jäykkyyttä, nostaa ryntösuhdetta
Profiilin muutokset	5	Paras keino suorahampaisilla
Hampaan pinnan viimeistely	0-7	Riippuu alkuperäisestä laadusta
Moduuli		Pienempi hammas kasvattaa ryntösuhdetta ja pienentää melua
Laakerointi		Liukulaakerointi vähentää hammaspyörämelua verrattuna kuula- ja rullalaakereihin
Materiaali		Muovihammaspyörät ovat huomattavasti hiljaisemmat kuin teräshammaspyörät

*Läppäys tarkoittaa hammaspyöräparien hiomista toisiaan vasten.

Vinohampaisilla pyörillä etua meluntuotossa saadaan, kun vinouskulmasta johtuen ryntössä on aina useampia hammaspareja yhtäaikaa, eikä hammaskuorma kuormita yhtäkkiä koko hammasleveyttä, vaan saapuu vähitellen hammaskyljen poikki.

4 HAMMASPARAMETRIEN SUUNNITTELU

4.1 Suunnittelun perusta/lähtökohdat/rajoitteet/kehykset

Hammaspyörien muuntamisessa vinohampaisesta suorahampaiseksi suurin ongelma on jakohalkaisijoiden pieneneminen, kun akselivälien pitäisi pysyä samoina. Jakohalkaisijan pienenemisen syynä on mitoitusparametri, jonka mukaan vinohampaisen laskennassa käytetään otsamoduulia. Se ei ole sama kuin alkuperäinen valittu moduuli eli normaalimoduuli vaan muuttuu vinouskulman cosinilla jaettuna kaavan 17 mukaisesti otsamoduuliksi.

Niinpä otsamoduuli on aina käytännössä isompi kuin normaalimoduuli. Suorahampaisen hammaspyörän laskennassa taas käytetään aina alkuperäistä moduulin arvoa. Tästä syystä akselivälin määrittämisessä tärkeä jakohalkaisija on aina, samalla normaalimoduulilla tarkasteltuna, vinohampaisella suurempi. Samalla moduulilla suunnitelluilla suorahampaisilla hammaspyörillä olevan pienemmän jakohalkaisijan myötä siis perusakselivälikin pienenee.

Jotta perusakselivälin muutoksen voisi kompensoida, positiivista profiilinsiirtoa täytyy lisätä. Vinohampaiset hammaspyörät on kuitenkin mitoitettu mahdollisimman hyvin vastaamaan yleistä suositusta, jossa positiivista profiilinsiirtoa on aina yhteensä noin 1, jaettuna tasan molemmille pyörille tai hieman enemmän pienemmälle pyörälle (Hautala, P. & Välimaa, V. 2010, 499). Tämän seurauksena positiivisella profiilinsiirrolla on jo kasvatettu käytössä olevaa akseliväliä. Koska perusakseliväli pienenee suorahampaiseksi muuton yhteydessä, täytyisi entiseen positiivisen profiilinsiirron määrään vielä lisätä laskennallisen akselivälin pienenemä.

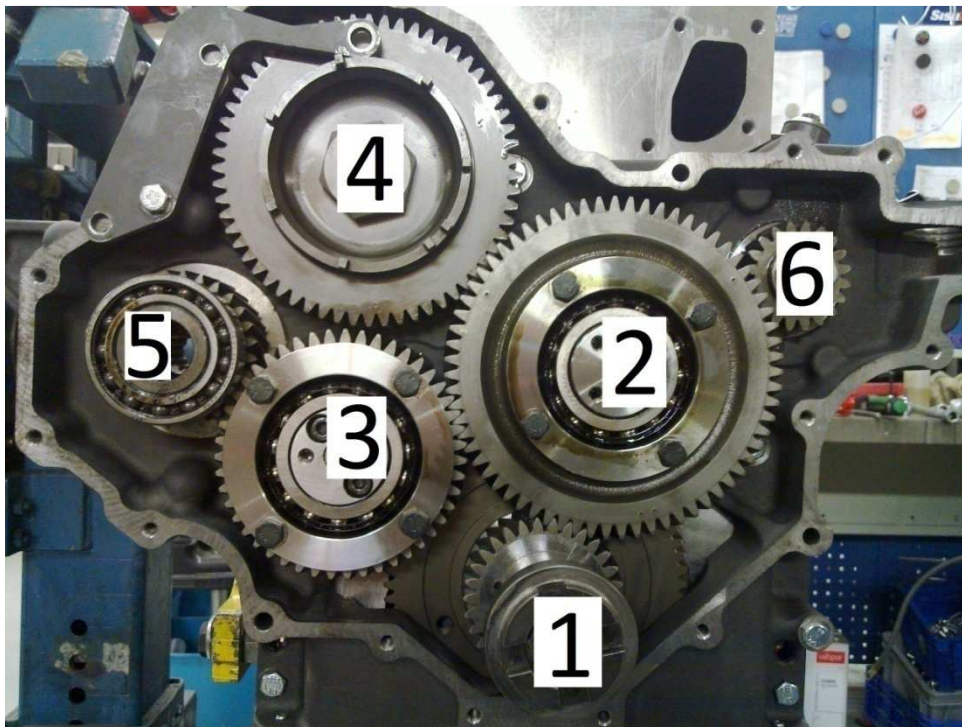
Ongelmaksi muodostuvat kuitenkin profiilinsiirron ylärajat, joten ainoiksi vaihtoehtoisiksi jäävät käytettävän moduulin vaihto, hammaspyörien hammaslukujen muuttaminen tai joidenkin hammaspyörien siirtäminen akselivälien muuttamiseksi. Kampiakselin ja nokka-akselin sijainnin muuttaminen ei ole mahdollista, mutta välihammaspyörien ja käyttölaitteiden sijainnin korjaaminen voi olla tietyissä rajoissa mahdollista muiden vaihtoehtojen puuttuessa.

4.1.1 Väliytysuhteet

Moottorin toiminnan kannalta väliytysuhteet eri akseleiden välillä ovat kriittisiä, ja tämä rajoittaa voimakkaasti työssä käytettäviä hammaslukuja ja moduuleja. Jos väliytysuhde esimerkiksi kampiakselilta nokka-akselille ei ole täysin oikea, se johtaa jo ennen moottorin käynnistymistä venttiilien rikkoutumiseen. Jokaisella käyttöakselilla on joko tarkka väliytysuhdevaatimus tai pieni vaihteluvälialue, johon väliytysuhde on saatava. Väliytysuhderajat ovat seuraavat:

- kampiakselilta nokka-akselille tasan 2
- kampiakselilta korkeapainepumpulle tasan $\frac{2}{3}$
- kampiakselilta hydraulipumpulle hyvin lähelle nykyinen $\frac{14}{15}$ tai hieman pienempi

Jakopyörästössä kaikki hammaspyörät ovat eri akseleilla kuvion 20 mukaisesti. Käyttöakseleiden (kuviossa 20 numeroilla 1, 4, 5 ja 6) suurista etäisyyksistä toisiinsa on seurauksena välihammaspyörien käyttö (kuviossa 20 numeroilla 2 ja 3). Välihammaspyörät ovat välikappaleena, joiden avulla voidaan välttää erittäin suurien hammaspyörien käyttö. Välihammaspyörät ovat vapaasti omalla laakerillaan pyöriviä tehonsiirtoelementtejä.



KUVIO 20. Alkuperäinen vinohampainen jakopyörästö

Jokaisen hammaspyörän sijaitessa omalla akselillaan hammaspyöräparien **käytettävä** hammaspyörä on seuraavassa hammaspyöräparissa **käyttävän** pyörän asemassa. Yhdistämällä tämä tieto kaavojen 30 ja 31 perusteella laskettavaan kokonaisvälityssuhteeseen saadaan kaavan 51 mukainen laskukaava mielivaltaiselle hammaspyörämäärälle.

$$i_{kok} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \dots \cdot \frac{z_n}{z_{n-1}} \quad (51)$$

Tarkastelemalla kaavaa 51 tarkemmin huomaa kaavan supistuvan seuraavaan muotoon, jossa välityssuhteeseen vaikuttavina hammaspyörinä ovatkin vain alkuperäinen käytävä pyörä ja lopullinen käytettävä pyörä (kaava 52)

$$i_{kok} = \frac{z_n}{z_1} \quad (52)$$

Helpotusta sopivien hammaslukujen etsintään tuo kaavassa 52 saatu tulos välihammaspyörien vaikuttamattomuudesta kokonaisvälityssuhteeseen. Välihammaspyörät siis voidaan suunnitella hammasluvultaan niin, että akselivälit osuvat kohdalleen ja profiilin siirtokertoimet järjestyvät mahdollisimman hyviksi.

4.1.2 Akselivälit ja jakohalkaisija tavoitteet

Suunniteltaessa uutta hammaspyörästä jo valmiiseen moottoriin suunnittelu vaikeutuu huomattavasti, sillä akselivälit on lukittu paikoilleen, ja uudet pyörät on suunniteltava niihin sopiviksi. Lisäksi valmis hammaspyöräkotelon rajoittaa suunnittelua hammaspyörien halkaisijoiden ja hampaan leveyksien puolesta. Suunnittelussa käytettävät akselivälit ovat taulukossa 6 (vertaa hammaspyörien numeroita kuvioon 20).

TAULUKKO 6. Akselivälit

Hammaspyöräpari	1-2	2-3	2-4	2-6	3-5
Akseliväli	128,8	151,116	167,8	116,2	101,053

Hammaspyöräkotelo, akselivälit, tehonkesto ja jopa komponenttivalmistaja asettavat omia rajoituksiaan hammaspyörien mitoille. Alkuperäiset mitat ja rajoitteet ovat taulukossa 7.

TAULUKKO 7. Hammaspyörien mitat

Hammaspyörä	1	2	3	4	5	6
Jakohalkaisija	78,020	174,250	122,200	156,050	72,821	52,015
Vierintähalkaisija	79,670	177,930	125,159	158,551	75,453	53,425
Vierintäsäde	39,835	88,965	62,580	79,276	37,727	26,713
Ulkohalkaisijat	88,3	183,3	132,2	165,4	83,2	62,0
Hampaan leveys	33,0	32,6	32,8	24,0	33,0	15,0
Rajoitteet						
Vierintähalkaisija						≥ 53,425
ulkohalkaisija			< 132,5	< 166,4		
Hampaan leveys	≤ 33,0	≤ 32,6	≤ 32,8		≤ 33,0	

4.2 Hammasparametrien valinta

4.2.1 Moduuli

Käytettävien moduulien määrää rajoittavat hampaan tyven kesto sekä meluntuoton minimoiminen. Hampaan tyven keston takia moduulin alarajaksi sovittiin 2.00. Vinohampaisesta suorahampaiseksi muuttamisessa ryntösuhteen pieneneminen jo osaltaan nostaa pyörästön melutasoa, joten ylärajan asettaminen nykyistä lähimpään standardin mukaiseen moduulin on perusteltua. Käytettävät moduulit rajoittuvat siis alueelle 2 – 2.75.

Koettamalla sovittaa nykyisiä hammaslukuja standardin mukaisiin moduuleihin (taulukko 8 ja taulukko 1) voi todeta moduuliin 2,5 asti profiilinsiirtojen kokonaismäärien hammaspyöräparien välillä olevan positiivisia ja niiden muodostuvan niin suuriksi, ettei muutostyöstä selviä ilman uusien sopivien hammaslukujen etsimistä. Yhteenlaskettujen profiilinsiirtojen maksimimäärät ovat siis välillä $-0,8 < x < 2,6$ eli kaksi kertaa suositeltu vaihteluväli yhden hammaspyörän profiilinsiirrolle.

Taulukossa 8 näkyy myös standardin SFS 3093 suosittelman seuraavan moduulin 2,75 profiilinsiirtojen kokonaismäärien hammaspyöräparien välillä muuttuneen negatiivisiksi

eli yhteen lasketut jakohalkaisijoiden puolikkaat ovat kasvaneet akseliväliin liian suuriksi ja vierintäpintaa on siirrettävä kohti pyörien keskiöitä. Tämän moduulin negatiiviset profiilinsiirrot ovat liikaa, eikä negatiivista profiilinsiirtoa suositella käytettäväksi hampaan tyvilujuuden heikkenemisen takia.

TAULUKKO 8. Profiilin siirrot standardimoduuleilla

Hammaspyörien hammasluvut:

Hammaspyörä	numero	z
kampiakaseli	1	30
välihammaspyörä	2	67
pieni välihammasp.	3	47
nokka-akseli	4	60
hydraulpumppu	5	28
korkeapainepumppi	6	20

Perusakselivälit ilman profiilin siirtoa

	Hammaspyöräpari					1-2-4	1-2-6
	1-2	2-3	2-4	2-6	3-5		
Välityssuhde	2,233333	0,701493	0,895522	0,298507	0,595745	2	2/3
Tavoite	128,8	151,116	167,8	116,2	101,053	ok!	ok!
Moduuli = m	Perusakselivälit = a						
2	97	114	127	87	75		
2,25	109,125	128,25	142,875	97,875	84,375		
2,5	121,25	142,5	158,75	108,75	93,75		
2,75	133,375	156,75	174,625	119,625	103,125		
3	145,5	171	190,5	130,5	112,5		
Etäisyys halutusta jakosuorasta = v							
2	31,8	37,116	40,8	29,2	26,053		
2,25	19,675	22,866	24,925	18,325	16,678		
2,5	7,55	8,616	9,05	7,45	7,303		
2,75	-4,575	-5,634	-6,825	-3,425	-2,072		
3	-16,7	-19,884	-22,7	-14,3	-11,447		
	$v=X*m$					\Leftrightarrow	$X=v/m$
profiilinsiirto yhteensä välitulla pyöräparilla = X							
2	15,9	18,558	20,4	14,6	13,0265		
2,25	8,744444	10,16267	11,07778	8,144444	7,412444		
2,5	3,02	3,4464	3,62	2,98	2,9212		
2,75	-1,66364	-2,04873	-2,48182	-1,24545	-0,75345		
3	-5,56667	-6,628	-7,56667	-4,76667	-3,81567		

Nykypäivänä moduulin valinta ei kuitenkaan enää ole yhtä standardiin sidottua kuin aiemmin. Työkalujen hinnat ovat laskeneet ja moduuleita voidaan hankkia aivan tarvitta vastaavaksi. Hammaspyörä- ja vaihteistokehityksen suunnitteluinsinööri Markku Koskisen (2013) kanta asiaan on, että suunniteltaessa uutta laitetta pyritään käyttämään standardin mukaisia moduuleja, mutta kun kyseessä on rajoitetumpi suunnitteluaihio, ei suunnitteluun ole todennäköisesti käytettävissä tarpeeksi tilaa standardimoduuleilla.

Rajoitetummassa suunnitteluympäristössä ei siis moduulien sarjoilla tai taulukossa 1 olevilla moduulirajoituksilla ole enää paljonkaan merkitystä, jos tarvittavat tuotantomäärät ovat edes kohtalaiset. Tällaisessa tilanteessa etsitäänkin parhaiten tilanteeseen sopiva moduuli, jotta saadaan suunnitteluun lisää pelivaroja ja voidaan päästä huomattavasti

tavasti lähemmäksi tarpeen mukaisia mahdollisimman hyviä hammaspyöräpareja. Pakosta valittu huono moduuli ja siitä mahdollisesti seuraava hammaspyörärikko muodostuu helposti huomattavasti kalliimmaksi kuin tilanteeseen sopivan moduulin hankkiminen.

Työn tavoitteena on kuitenkin tuotekehitystoiminta, joten täysin uusia moduuleita ei näin pientä valmistussarjaa varten kannata ostaa. Yrityksellä on kuitenkin olemassa jo suhteellisen laajat valikoimat aiempiin tarpeisiin hankittuja erikoismoduuleita, joita voi hyödyntää työssä. Mahdollisesti sopivia jo hankittuja erikoisempia moduuleita on taulukossa 9 ja ne voidaan lisätä tarkasteltavien moduuleiden mukaan.

TAULUKKO 9 Erikoismoduulit

Moduuli	Ryntökulma
2,37	17,5
2,37	20,0
2,40	20,0
2,60	20,0
2,65	20,0

4.2.2 Sopivien hammaslukujen ja moduulien tarkastelu

Koska työn toinen merkittävä kriteeri on melutason nousun rajoittaminen muutostyön yhteydessä, valittaviksi moduuleiksi jää käytännössä vain nykyistä 2,60075 otsamoduulia pienemmät vaihtoehdot. Moduulia pienennettäessä on pakko kasvattaa hammaspyörien hammaslukuja sillä jakohalkaisijat, ja sitä kautta perusakselivälit, pienevät reippaasti moduulin pienentyessä. Uusia sopivia hammaslukuja etsiessä täytyy ottaa huomioon tärkeiden välityssuhteiden säilyminen muuttumattomina. Moottorin toiminnalle erittäin tärkeää on pitää välityssuhde kampiakselilta nokka-akselille tasan kahtena.

Välityssuhde kampiakselilta korkeapainepumpulle on myös tärkeä ja sen on pysyttävä muuttumattomana tasan $\frac{2}{3}$. Suunnittelupäällikkö Sami Koskisen mukaan ruiskutuspaineen säätö sekoaa ja alkaa vaeltaa, jos välityssuhteeksi valitaan noin $\frac{2}{3}$. Näiden rajoitteiden perusteella voidaan määrittää kolmen tärkeimmän akselin hammaspyörien mahdolliset hammasluvut ja niiden keskinäiset riippuvuudet, jotka on esitetty taulukossa 10.

TAULUKKO 10 Välityssuhteiden sovitus

pyörä 1	kampiakseli
pyörä 4	nokka-akseli
pyörä 6	Korkeapainepumppu

Välityssuhde pyörä 1	Korkeapainepumppu 2/3 pyörä 6	nokka-akseli 2 pyörä 4
30	20	60
31	20,66666667	62
32	21,33333333	64
33	22	66
34	22,66666667	68
35	23,33333333	70
36	24	72
37	24,66666667	74
38	25,33333333	76
39	26	78
40	26,66666667	80
41	27,33333333	82
42	28	84
43	28,66666667	86
44	29,33333333	88
45	30	90
46	30,66666667	92
47	31,33333333	94
48	32	96
49	32,66666667	98
50	33,33333333	100
51	34	102
52	34,66666667	104
53	35,33333333	106
54	36	108
55	36,66666667	110
56	37,33333333	112
57	38	114
58	38,66666667	116
59	39,33333333	118
60	40	120
61	40,66666667	122
62	41,33333333	124
63	42	126

Jo esiteltyjen rajoitusten lisäksi huomioon täytyy ottaa monia muita rajoittavia tekijöitä. Hammaspyöräkotelon sisämittojen puolesta nokka-akselin hammaspyörä ei saa päähal-kaisijaltaan kasvaa kuin korkeintaan yhden millimetrin. Lujuusteknilliseksi lisärajoit-teeksi on otettava korkeapainepumpun valmistajan antama ohjeistus vierintähalkaisijan koosta. Pumpun akselin laakereita kuormittavien radiaalivoimien rajoittamiseksi ei vie-rintähalkaisija saisi pienentyä nykyisestä 53,425 millimetristä.

Suoriutuakseen näistä kahdesta rajoitteesta on pyörästön välihammaspyörän pysyttävä jakohalkaisijaltaan hyvin lähellä nykyistä. Akseliväliden ollessa lukitut välihammaspyörän kasvattamisesta seuraa korkeapainepumpun pyörän pieneneminen ja myös sen vierintähalkaisijan pieneneminen. Välihammaspyörän pienentyessä taas seuraa nokka-akselin hammaspyörän kasvamista.

Korkeapainepumpun vierintähalkaisijan minimimittaa koskevalla rajoitteella voidaan karsia käytettävissä olevia moduulivaihtoehtoja. Korkeapainepumpun vierintähalkaisijan minimimittaa koskeva rajoitus voidaan muuntaa helpommin käsiteltäväksi, moduulin koosta ja hammasluvusta riippuvaksi jakohalkaisijan minimimitan rajoitteeksi. Vierintähalkaisijahan on toisaalta sama kuin jakohalkaisija niin kauan kunhan ei profiilinsiirtoja käytetä.

Käytettäessä profiilinsiirtoa vierintäpinta siirtyy hampaan kyljessä positiivisella siirrolla kohti hampaan päätä tai negatiivisella siirrolla kohti tyveä. Siedettäväksi positiivisen profiilinsiirtokertoimen ylärajaksi voidaan asettaa 1, sillä tämän yläpuolella alkaa jo tapahtua hampaan pään terävöitymistä. Edellisestä seuraa profiilinsiirtokertoimen yläraja, joka siirtää vierintäpintaa millimetreissä tasan moduulin verran kaavan 37 mukaisesti. Moduulin koosta riippuva jakohalkaisijan minimimitan rajoite saadaan silloin kaavan 53 mukaisesti.

$$d_{kpp} = d_{w.kpp} - 1 \cdot m \quad (53)$$

Jossa d_{kpp} on korkeapainepumpun jakohalkaisija, $d_{w.kpp}$ on korkeapainepumpun vierintähalkaisija ja m on käytetty moduuli.

Tieto korkeapainepumpun pyörälle sopivista hammasluvuista moduulikohtaisesti saadaan, kun yhdistetään tiedot mahdollisista hammasluvuista, standardin mukaisista moduuleista, joihin on lisätty mahdolliset valmiina olevat erikoisempien moduulien mukaiset työkalut, ja otetaan rajoitteeksi kaavasta 53 saatu jakohalkaisijan minimimitta sekä nokka-akselin hammaspyörän maksimiulkohalkaisija. Saadut tulokset on esitetty taulukossa 11.

TAULUKKO 11. Korkeapainepumpulle sopivat hammasluvut moduuleittain

Jakohalkaisijaksi sopivat mitat ovat väliltä moduulikohtainen alaraja < X < 56 (Näistä parhaat tulokset mitoilla ≤ 54)

moduulit	korkeapainepumpun mahdolliset hammasluvut												Moduulikohtainen alaraja = 53,425 - moduuli
	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	
1,5	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	51,925
1,75	35	38,5	42	45,5	49	52,5	56	59,5	63	66,5	70	73,5	51,675
2	40	44	48	52	56	60	64	68	72	76	80	84	51,425
2,25	45	49,5	54	58,5	63	67,5	72	76,5	81	85,5	90	94,5	51,175
2,5	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	50,925
2,75	55	60,5	66	71,5	77	82,5	88	93,5	99	104,5	110	115,5	50,675
3	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	120	126	50,425
3,25	65	71,5	78	84,5	91	97,5	104	110,5	117	123,5	130	136,5	50,175
3,5	70	77	84	91	98	105	112	119	126	133	140	147	49,925
4	80	88	96	104	112	120	128	136	144	152	160	168	49,425
2,37	47,4	52,14	56,88	61,62	66,36	71,1	75,84	80,58	85,32	90,06	94,8	99,54	51,055
2,4	48	52,8	57,6	62,4	67,2	72	76,8	81,6	86,4	91,2	96	100,8	51,025
2,6	52	57,2	62,4	67,6	72,8	78	83,2	88,4	93,6	98,8	104	109,2	50,825
2,65	53	58,3	63,6	68,9	74,2	79,5	84,8	90,1	95,4	100,7	106	111,3	50,775

Taulukossa oleva jakohalkaisijan yläraja on karkea arvio korkeapainepumpun hammaspyörän jakohalkaisijan kasvamisen vaikutuksesta johtuvaan välihammaspyörän pienemiseen ja siitä edelleen seuraavaan nokka-akselin hammaspyörän kasvamisesta ulkohalkaisijan ylärajalle. Ylärajan arvon arvioissa on käytetty liitteessä 1 (sovitus moduulille 2,5) tapahtuvaa reaktiota, jossa moduulilla 2,5 korkeapainepumpulle sopivimmalla hammasluvulla 22 nokka-akselin hammaspyörän ulkohalkaisija kasvaa jo 2,7 mm sallitun 1 mm sijasta. Tässä on kuitenkin vaihtelua moduulien välillä, joten lisäämällä 1 mm marginaaliarvoon ovat kaikki mahdolliset vaihtoehdot varmasti mukana. Arvion epätarkkuudesta johtuen rajan yläpään arvot eivät välttämättä tästä syystä ole käytettäviä, ja parhaat sovitukset tulevatkin taulukossa mainitusta 54 mm:stä alaspäin.

Yhdessä toisen samankaltaisen taulukon kanssa, jossa käsiteltäisiin nokka-akselin hammaspyörän ulkohalkaisijan mitta, saisi suoritettua vielä kattavamman karsinnan käytettävistä moduuli- ja hammaspyörävaihtoehdoista. Ongelmaksi kuitenkin muodostuu taulukon laatiminen riittävällä tarkkuudella, koska ulkohalkaisijan mittaan vaikuttavat hammaspyöräparin molempien hammaspyörien profiilin siirtokerroimet sekä niistä riippuen lisäksi mukaan mahdollisesti tuleva hampaanpäänkorkeuden lyhennys (kaavat 14, 15 ja 16). Kaavoista ilmenee ulkohalkaisijan laskentatarkkuuden suuri epävarmuus ja siitä seuraa, ettei sitä voida taulukoida riittävän tarkasti ilman hammaspyörän profiilinsiirtokerrointietoja.

Suunnittelussa täytyy ottaa huomioon myös hammaspyöräparien hammaslukujen jaollisuus toisillaan (taulukko 12), sillä hammaslukujen sattuessa jaollisiksi toisillaan hammaspyörien samat hampaat kohtaavat toisensa liian usein. Tästä on seurauksena mah-

dollisten hampaissa olevien valmistus tai muuten syntyneiden virheiden kasvaminen, joka kasvattaa käyntimelua ja voi lopulta johtaa hammasrikkoon.

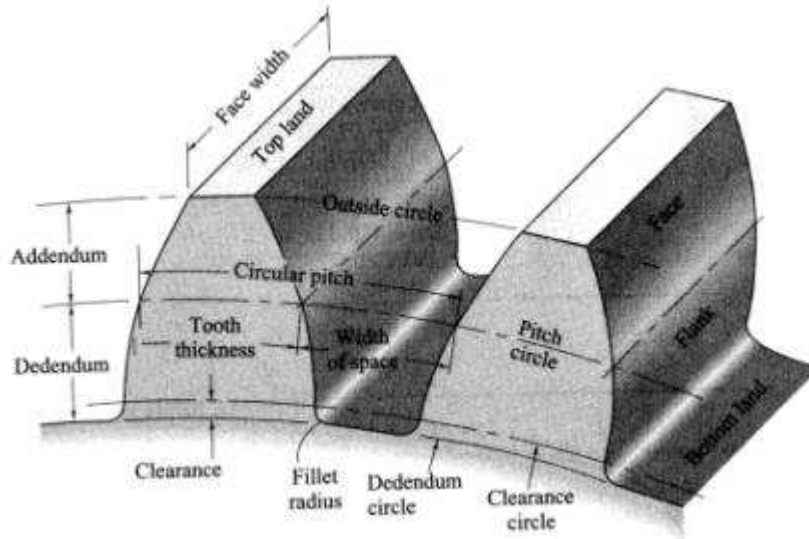
TAULUKKO 12. Hammaspyöräparien hammaslukujen jaollisuudet

moduuli	Jaollisuudet hammaspyöräpareilla				
	1-2	2-3	2-4	2-6	3-5
2	2,230769	1,403226	1,115385	3,346154	1,675676
2,25	2,111111	1,333333	1,055556	3,166667	1,676471
2,37	2,242424	1,423077	1,121212	3,363636	1,677419
2,4	2,181818	1,384615	1,090909	3,272727	1,733333
2,5	2,060606	1,307692	1,030303	3,090909	1,733333
2,6	2,233333	1,425532	1,116667	3,35	1,62069
2,65	2,233333	1,425532	1,116667	3,35	1,678571
2,75	2,1	1,4	1,05	3,15	1,607143

Hammaspyöräparien hammaslukujen jaollisuuksien suhteen ongelma ilmenee moduulin 2,75 kanssa sekä hieman moduuleilla 2,60 ja 2,65.

4.2.3 Hammasprofiilit

Hammaspyörävalmistuksen kehittyminen ei ilmene ainoastaan moduulivaihtoehtojen lisääntymisessä vaan myös hammasprofiileissa. SFS-standardi ja teoriakirjallisuus useimmiten perehtyvät laskukaavoissaan ainoastaan standardin mukaisien perusprofiilien tarkasteluun. Kuitenkin AGCO Powerin erikoismoduuleista osa on perushammasprofiilista poikkeavia. Muutokset perushammasprofiiliin ovat hampaan pääkorkeuden kertoimen (addendum) ja tyvikorkeuden kertoimen (dedendum) muutoksia suurempaan (kuvio 21) eli hampaan pituutta kasvattavia arvoja.



KUVIO 21. Addendum ja dedendum (Hamrock, B. ym. 2006, 613.)

Työkalut on tehty valmistamaan hampaat erikoisprofiileilla, ja jopa samalla moduulilla olevilla työkaluilla on olemassa erilaisia hammasprofiileja. Hampaan profiilin muutokset vaikuttavat sen lujuusominaisuuksiin sekä ryntösuhteeseen. Hampaan pidentämisen vaikutukset ovat hampaankyljen kestävyyttä ja ryntösuhdetta parantavia, mutta tyvilujuutta heikentäviä. Alustava vertailu on ollut järkevämpää tehdä perusprofiileilla, sillä erikoisprofiilit eivät tähänastisissa vertailuissa tuo merkittäviä eroja.

4.3 Melu

Alhaisen melutason saavuttaminen on työssä merkittävässä osassa. Jakopyörästön melutason nouseminen uudella pyörästöllä on oletettavissa, joten sitä pitää pyrkiä suunnittelussa olevien keinojen avulla alentamaan mahdollisimman tehokkaasti. Melutason nousuun osaltaan vaikuttaa valmistuksen tarkkuus, sillä hammaspyörän hampaissa olevat valmistusvirheet vaikuttavat enemmän suorahampaisella pyörällä ja ne tuottavat meluja värinähaittoja sekä lisäävät rikkoontumisriskiä.

Suurin osa hammasvaihteen melusta muodostuu, kun hammas ryntöön tullessaan kuormittuu äkillisesti synnyttäen värähtelyä. Lisäksi tässä tapauksessa, kun hammaspyörä muutetaan vinohampaisesta suorahampaiseksi pyöräksi, kokonaisryntösuhteen pieneminen sekä hampaan ”kovempi” ryntöön tulo aiheuttavat melua. Kokonaisryntösuhde pienenee kun vinouskulmasta johtuen hammaspyörän leveydellä kosketusalueella on

useampi hammas, joka siirtää kuormaa (peittosuhte). Taulukosta 5 saatavan arvion mukaan suoraampaiseksi muuttaminen voi kasvattaa melutasoa 0 - 20dB.

Ryntösuhteen parantamisella voidaan pienentää hammaspyöräparin äänekkyyttä. Mahdollisia tapoja tähän ovat ryntökulman ja moduulin pienentäminen, hammaslukujen kasvattaminen sekä hampaan profiilin muutokset. Rajoitteiden takia ryntösuhteen parantaminen moduulia pienentämällä ja hammaslukuja kasvattamalla on kuitenkin vain hyvin rajatusti mahdollista. On myös huomioitava, että moduulin pienentämisestä seuraa tehonsiirtokyvyn heikkeneminen.

Ryntökulman pienentäminen on mahdollista valitsemalla pienemmän ryntökulman omaava työkalu, mutta tässä tapauksessa käytettävissä on ainoastaan taulukossa 9 esiintynyt moduulin 2,37 mm ja ryntökulman 17,5 astetta omaava erikoismoduuli, joka on 20 asteen normaaliryntökulmasta poikkeava.

Hampaan profiilin muutoksiin lukeutuvan hampaan pääkorkeuden kertoimen ja tyvikorkeuden kertoimen muutokset ovat myös työkaluista riippuvaiset ja erikoismoduulit ovat tältä kannalta huomattavasti parempi valinta sillä, niissä on molempia kertoimia kasvatettu.

Hampaan pään helpotusta ja hampaan tynnyrimäisyyttä on molempia jo käytössä nykyisessä vinohampaisessa pyörässä. Käytössä olevat määrät ovat tynnyrimäisyys 0,01 - 0,02 mm sekä hampaan pään kevennys 0,01 mm. Muototekijät kuitenkin päätettiin säilyttää nykyisen tasoisina, jottei melutason kasvamista tästä syystä synny.

4.4 Lujuustarkastelu

Lujuustarkasteluja varten täytyy tietää mahdolliset hammaspyörille tulevat maksimikuormat. Tiedettäessä käyttöakselien aiheuttamat vääntömomentit ne voidaan redusoida⁸ jakopään kampiakselin hammaspyörälle vääntömomentiksi, jolloin saadaan selville jakopäästä kampiakselilta otettava maksimivääntömomentti. Redusointi tapahtuu

⁸ Muuntaa vertailukelpoiseksi

jakamalla jokaisen käyttöakselin vääntömomentti kampiakselin ja kyseisen akselin kokonaisvälityssuhteella kaavan 54 mukaisesti.

$$M_{v1} = \frac{M_{v2}}{i_{12}} \quad (54)$$

Jossa M_{v1} on kampiakselin vääntömomentti, M_{v2} on käyttöakselin vääntömomentti ja i_{12} on kampiakselin ja käyttöakselin kokonaisvälityssuhde. Jokaiselta käyttöakselilta kampiakselille tulevat eri vääntömomentit voidaan summata, ja tästä saadaan kokonaisvääntömomentti kampiakselille. Maksimivääntömomentiksi jakopään kampiakselin hammaspyörälle saadaan 321Nm. Salassapitosyistä tarkempia akselikohtaisia kuormituksia ei mainita.

Maksimivääntömomentti ei kuitenkaan juuri koskaan kuormita kampiakselia, sillä kaikkien käyttöakseleiden kuormat ovat yleensä sykkiviä ja korkeapainepumpulla se on lisäksi vaihtokuormitusta. On harvinaista, että kaikkien akseleiden vääntömomenttiipiikit osuvat samalle kampiakselin hammaspyörän hampaalle. Mitoittamalla jakohammaspyörästä kyseiselle vääntömomentille on varmuutta varmasti riittävästi.

Siirrettävien tehojen selvittämiseksi tarvitaan myös akseleille kierrosluvut. Tyypillinen moottorin nimellistehon kierrosluku on 2100 r/min ja jakopyörästä maksimitehon kierrosluku on hyvin lähellä tätä. Jakopään kampiakselin hammaspyörän kierrosluku on sama kuin moottorin kierrosluku eli jakopyörästä maksimiteholla 2100 r / min ja muiden akseleiden kierrosluvut saadaan välityssuhteiden avulla. Näiden vääntömomenttien ja kierroslukujen perusteella Autodesk inventorin hammaspyörä työkalulla ja erikoisprofiilien kohdalla KissSoftilla lasketut tärkeimmät varmuudet sekä ryntösuhteet ovat taulukossa 13.

TAULUKKO 13. Tärkeimmät lujuusarvot

Moduuli	Varmuus hampaankyljen vaurioihin korkeapainepumpun pyörällä	Varmuus hampaankyljen vaurioihin kampiakselin pyörällä	Tyvilujuuden varmuus kampiakselin pyörällä	Pienin rynnätösuhde pyöräreillä
2,00	1,386	1,077	1,677	1,306
2,25	1,131	1,093	1,799	1,384
2,37	1,082	1,054	1,833	1,436
2,37*	1,877	1,268	1,521	1,852
2,40	1,429	1,096	2,029	1,292
2,50	1,148	1,124	2,038	1,246
2,60	1,418	1,090	2,179	1,320
2,60*	1,296	1,210	1,545	1,710
2,65	1,129	1,066	2,073	1,553
2,75	1,100	1,059	2,128	1,586

* erikoisprofiili

Verrattaessa erikoisprofiilia normaaliin huomaa, muissa kuin moduulin 2,60 korkeapainepumpun pyörän kohdalla, tyvilujuuden varmuuden heikentyneen huomattavasti, mutta vastaavasti huomattavasti parantuneen hampaankyljen varmuuden. Tässä tapauksessa molemmista on hyötyä, sillä hampaankyljen kesto on rajoittava tekijä, ja tyvenkeston heikkeneminen vain auttaa melun hallinnassa. Poikkeuksena olevan moduulin 2,6 korkeapainepumpun hammaspyörän kohdalla ongelman aiheuttaa hammaspyörän pieni koko, jonka takia molemmat varmuudet pienenevät.

4.5 Tehdyt valinnat

Hammaspyörien kokorajoitteiden, hammasparametrien ja lujuustarkastelujen perusteilla karsitut vaihtoehdot ovat taulukossa 14 karsintaperusteineen. Hylkäykseen johtaneissa perusteissa ei käy ilmi korkeapainepumpun pyörän rajoitteen määräävyyttä suunnittelussa, koska taulukon 11 perusteella on ongelman ilmeneminen tiedostettu ja hammasluvut määrätty siten, että korkeapainepumpun hammaspyörän kokorajoite täyttyy. Eli taulukossa 14 on korkeapainepumpun pyörän sijasta haettu muut vastaan tulevat ongelmat.

TAULUKKO 14. Hylätyt moduulivaihtoehdot

Tarkastelukohde	Moduuli			
	2,25	2,50	2,65	2,75
korkeapainepumpun hammaspyörän vierintähalkaisija rajoite >53,43	55,22	56,81	53,43	55,33
nokka-akselin hammaspyörän ulkohalkaisija rajoite <166,40	165,10	167,87	163,35	165,1
Profiilin siirron maksimi	0,85	1,10	0,11	0,26
Profiilin siirron minimi	-0,31	-0,43	-0,18	-0,92
Pienin ryntösuhde pyöräpareilla	1,38	1,25	1,55	1,59
Hylkäysperuste	neg. profiilin siirto	nokka-akselin hammaspyörä	neg. profiilin siirto	neg. profiilin siirto

Näiden jälkeen hyväksi vaihtoehdoiksi valikoitui neljä eri moduulia, joista kahdesta (2,37 ja 2,60) on erikoisprofiilivaihtoehdot (taulukko 15).

TAULUKKO 15 Valikoituneet moduulit

Moduuli	Ryntökulma
2,00	20,0
2,37	17,5
2,40	20,0
2,60	20,0

Näistä on valittava yksi valmistukseen ja testeihin sekä toinen mahdollisia myöhempiä lisäkokeita varten. Jäljelle jääneiden vaihtoehtojen kesken ei enää suuria eroja löydy, mutta pienemmästä ryntökulmasta johtuva korkeapainepumpun akselille syntyvä radiaalivoima jää moduulilla 2,37 vaihtoehdoista pienimmäksi, kuten taulukosta 16 ilmenee. Pienimmästä ryntökulmasta on myös hyötyä hammaspyörästä melun tuoton kannalta, koska se kasvattaa ryntösuhteita, joka taas vaikuttaa alentavasti tuotetun melun määrään.

TAULUKKO 16. Hyväksytyjen moduulien vertailu

Tarkastelukohde	Moduuli					
	2,00	2,37	2,37*	2,40	2,60	2,60*
korkeapainepumpun akselille syntyvä radiaalivoima	1118 N	943 N	943 N	1136 N	1111 N	1111 N
Varmuus hampaankyljen vaurioihin korkeapainepumpun pyörällä	1,39	1,08	1,877	1,43	1,44	1,296
Varmuus hampaankyljen vaurioihin kampiakselin pyörällä	1,08	1,05	1,268	1,10	1,09	1,210
Tyvilujuuden varmuus kampiakselin pyörällä	1,68	1,83	1,521	2,03	2,18	1,545
Pienin ryntösuhde pyöräpareilla	1,31	1,44	1,85	1,29	1,32	1,71
nokka-akselin hammaspyörän ulkohalkaisija rajoite <166,40	162,80	163,54	163,9	164,72	164,00	163,63
korkeapainepumpun hammaspyörän vierintähalkaisija rajoite >53,43	53,47	53,26	53,26	54,39	53,43	53,43

Vertailussa täytyy myös ottaa huomioon tehtaalla valmiiksi olevat työkalut. Hammasprofiilin viimeistelyhiontaan käytettävät hiomakivet löytyvät valmiina vain moduulin 2,37 hammaspyörille. Muita pienemmän korkeapainepumpun radiaalivoiman ansiosta moduuli 2,37 on rajoitusta pienemmän korkeapainepumpun hammaspyörästä huolimatta valittavissa käyttöön. Sillä vierintähalkaisija pienenee erittäin vähän (0,17 mm) ja rajoite on laakereiden keston kannalta annettu.

Jatkoon valitaan moduulit 2,37 sekä 2,60. Moduuli 2,37 valikoitui parhaaksi ja siten testaukseen valmistettavaksi seuraavista syistä:

- Pienin radiaalikuorma korkeapainepumpun akselille
- Suurimmat ryntösuhteet hammaspyöräpareilla
- Pienin ryntökulma, jolla voidaan saavuttaa joukon hiljaisin käynti

Moduuli 2,60 on samaa luokkaa moduulin 2,40 kanssa, mutta valikoitui toiseksi vaihtoehdoksi, koska moduuli 2,40 on hyvin lähellä moduulia 2,37 ja halutaan hieman erilaisempi toinen vertailukohta. Myös varmuusluvut puoltavat moduulin 2,60 erikoisprofiilin valintaa.

5 KÄYTÄNNÖN TYÖ

5.1 Piirustukset

Standardi SFS 3959 kertoo piirustukseen vaadituista tiedoista, joista osa on annettava taulukkomuodossa sekä osa piirustukseen mitoitettuna. Standardin mukaan pakollisia, piirustukseen mitoitettavia tietoja ovat seuraavat:

- Päähalkaisija toleransseineen
- Hampaan leveys
- Akselinreiän halkaisija toleransseineen
- Pituushelpotettujen tai tynnyrimäisten hampaiden lisätiedot on annettava erillisen kuvan avulla
- Hampaankyljen pinnankarheus
- Asennuspinta

Sekä standardin mukaan pakollisia tietoja piirustuksen taulukkoon ovat seuraavat

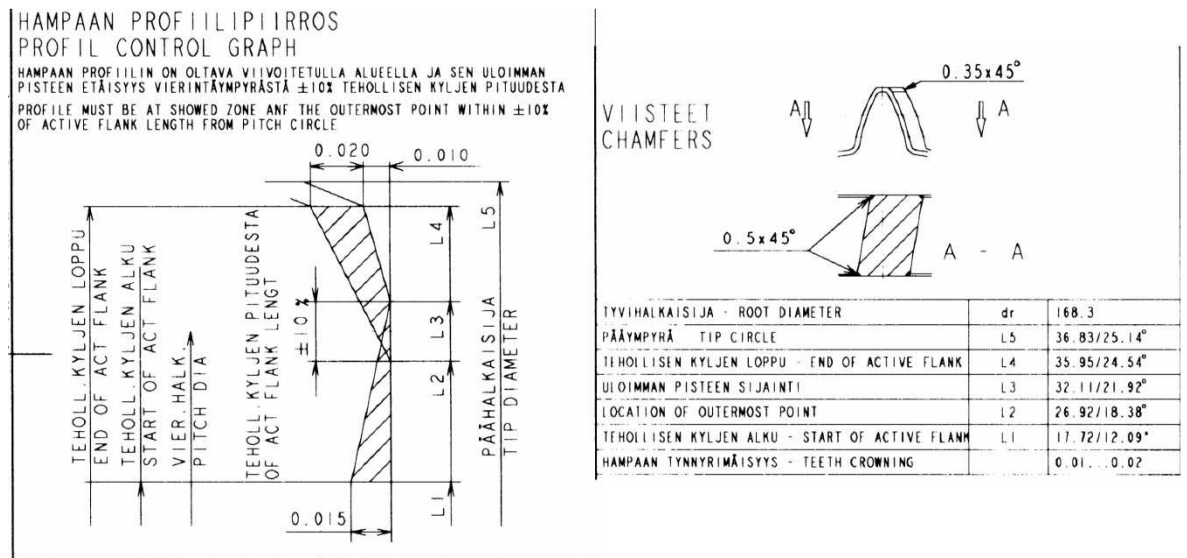
- Normaalimoduuli
- Hammasluku
- Perusprofiili (standardin numero ja ryntökulman suuruus) jos perusprofiili ei ole standardin mukainen on profiilin yksityiskohdat annettava
- Vinohammasteisen pyörän vinouskulma ja kätisyys
- Jakohalkaisija
- Profiilinsiirtokerroin
- Hampaan paksuus: perusmitta sekä ylä- ja alaeromitat. Perusmitta voidaan antaa esimerkiksi hammasvälimittana **W**, jolloin ilmoitetaan myös mittahammasluku **k**
- Tarkkuusluokka ja toleranssiasema
- Akseliväli toleransseineen
- Vastapyörän hammasluku sekä sen piirustusnumero

(Mukaillen Hammaspyörät 1989, 327.)

Suurimman osan tarvittavista tiedoista saa hammaspyörien laskentaohjelmasta, mutta muutamia AGCO Powerin standardin lisäksi vaatimia arvoja on laskettava manuaalisesti.

Standardin mukaisten arvojen lisäksi hammasprofiilille on annettava piirustusten mukaisuuden varmistamiseen kuva, jossa näkyy päänhelpotuksen määrä, hammasprofiilin raja-arvot ja tarkistuspisteet (kuvio 22). Hampaan pään helpotus ilmenee vasemmanpuoleista kuvasta mitasta L3 mittaan L4 asti ulottuvana kolmiona, joka on esimerkkikuvassa hampaan tehollisen kyljen lopussa maksimiarvoltaan 0,01 mm. Hampaan pään helpotuksen määrä säilytetään samana myös uusissa piirustuksissa.

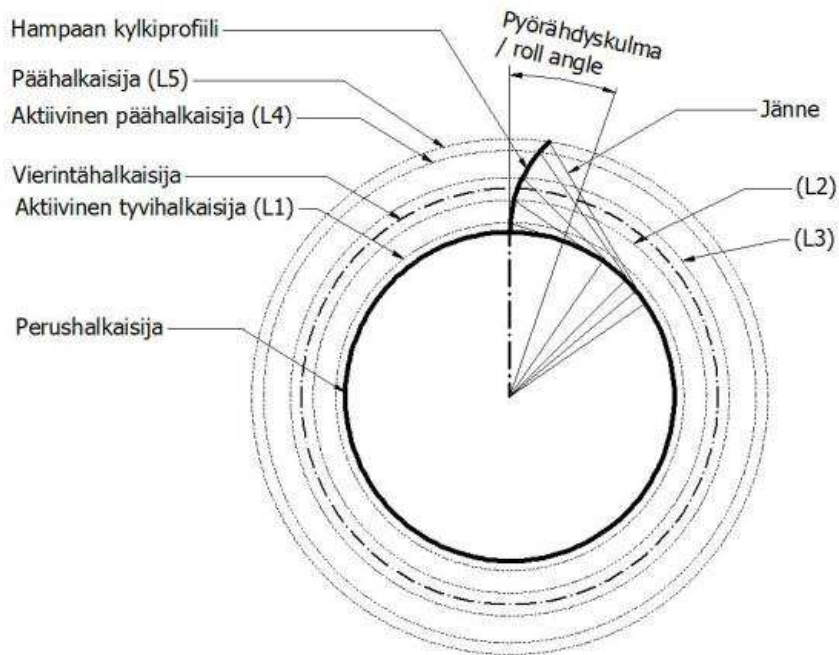
Hampasprofiilin raja-alue on kuvassa leikkausviivoitettu alue, jonka sisään on hampaan kylki-profiilin tarkastuksessa osuttava. Tarkistusmitat L1 - L5 on kuviossa 22 annettu oikeanpuoleisen kuvan alalaidan taulukossa. Tarkistuspisteiden avulla hammaspyörörien mittaus voidaan suorittaa koordinaattimittauslaitteella. Profiilin tarkistuspisteet laske-taan käyttäen avuksi evolventtifunktion kaavoja.



KUVIO 22. Hampaan profiilirajat ja tarkistuspisteet (AGCO Power hammaspyöräpiirustus)

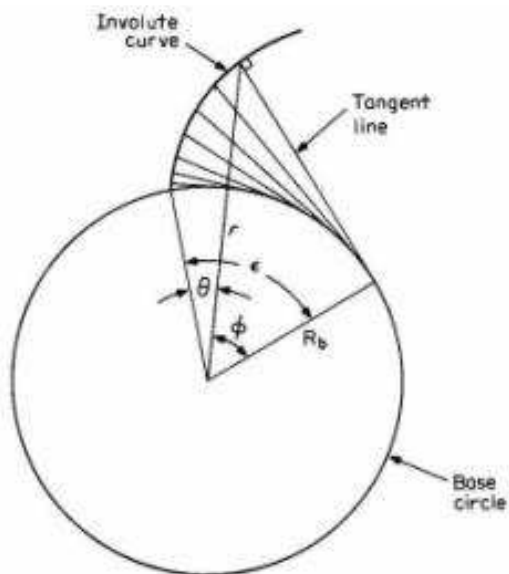
Tarkistuspisteiden sijainnit ovat hampaankyljessä tietyillä tärkeillä halkaisijoilla, ja ne on havainnollistettu kuviossa 23 merkitsemällä tärkeiden halkaisijoiden kohdalle kunkin tarkistuspisteen numero (L1 - L5). Pisteiden sijainnit ilmoitetaan muodossa, jossa on ensin jänteen mitta millimetreinä sekä pyörähdyskulma asteina hampaan laskennallisesta lähtöpisteestä perushalkaisijalta. Tarkistuspisteiden laskentaa varten tarvitaan kullekin hammaspyörälle seuraavat laskentaohjelmasta (KISSsoft) saatavat tiedot:

- Perushalkaisija
- Aktiivinen tyvihalkaisija
- Vierintähalkaisija
- Päähalkaisija
- Hampaan korkeus



KUVIO 23. Havainnekuva hammasprofiilin tarkistuspisteiden sijainneista

Tarkistusmittojen L2, L3 halkaisijat sijaitsevat vierintähalkaisijan molemmin puolin etäisyydellä, joka on 10 % hampaan tehollisen kyljen pituudesta. Mitan L4 halkaisija saadaan vähentämällä päähalkaisijasta kaksi kertaa hampaan päässä oleva viiste. Jänteen pituuden ja kulman arvon laskemiseksi on tiedettävä kulmien riippuvuudet toisistaan (kuvio 24).



KUVIO 24. kulmien muodostuminen (Townsend, D. 1992, 5.3)

Kuviossa 24 ”tangent line” on haluttu jännemitta X , ε on haluttu pyörähdyskulma, R_b on puolikas perushalkaisijasta (d_b), r on puolikas tarkistuspisteen halkaisijasta, ϕ on kullekin halkaisijalle muodostuva ryntökulma (α) ja θ on evolventtifunktion arvo.

Ryntökulma tietylle säteelle voidaan laskea myös kaavalla 55.

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\sqrt{r^2 - R_b^2}}{R_b}\right) \quad (55)$$

Jolloin pyörähdyskulman arvo radiaaneissa saadaan sijoittamalla evolventtifunktion kaavaan (kaava 13) ryntökulman paikalle kaavan 55 mukainen lauseke ryntökulmalle sekä lisäämällä saatuun arvoon vielä sama ryntökulman lauseke kaavojen 56 ja 57 mukaisesti. Kertomalla kulma-arvolla $\frac{180}{\pi}$ saadaan arvo haluttuna astekulmana.

$$\varepsilon = \left[\frac{\sqrt{r^2 - R_b^2}}{R_b} - \arctan\left(\frac{\sqrt{r^2 - R_b^2}}{R_b}\right) \right] + \arctan\left(\frac{\sqrt{r^2 - R_b^2}}{R_b}\right) \quad (56)$$

eli sievennettynä

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r^2 - R_b^2}}{R_b} \quad (57)$$

Jännemitan ratkaisu onnistuu Pythagoraan lauseella, kun kyseessä on suorakulmainen kolmio ja kulma sekä sivu on tiedetty. Jännemitta X saadaan kaavalla 58.

$$X = \tan \alpha \cdot R_b \quad (58)$$

Edellä mainittujen mittojen lisäksi piirustuksiin tarvitaan tieto summajakopoikkeaman (F_{pk}) ja kokonaisjakopoikkeaman (F_p) maksimiarvoista. Summajakopoikkeama kertoo mielivaltaisen hammasäärän (k) yli mitattavan todellisen jakomitan maksimipoikkeaman laskennallisesta mitasta. Kokonaisjakopoikkeama kertoo hammaspyörältä löy-

tyvän suurimman mahdollisen summajakopoikkeaman maksimieron laskennallisesta mitasta.

Summajakopoikkeamaa varten lasketaan referenssimitta L, joka saadaan suorahampaiselle pyörälle kertomalla kaavasta 8 saatava jako valitulla mielivaltaisella hammasluvulla. Summajakopoikkeaman maksimi-arvo voidaan määrittää mitan L avulla standardin SFS 3995 mukaisesta taulukosta 17 valmistuksen tarkkuusluokkaa vastaavaksi.

TAULUKKO 17. Summajakopoikkeaman raja-arvot (Hammaspyörät 1989, 282).

L mm		F_{pk} µm											
		Tarkkuusluokka											
>	<	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
–	11,2	1,1	1,8	2,8	4,5	7	11	16	22	32	45	63	90
11,2	20	1,6	2,5	4,0	6	10	16	22	32	45	63	90	125
20	32	2,0	3,2	5,0	8	12	20	28	40	56	80	112	160
32	50	2,2	3,6	5,5	9	14	22	32	45	63	90	125	180
50	80	2,5	4,0	6,0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
80	160	3,2	5,0	8,0	12	20	32	45	63	90	125	180	250
160	315	4,5	7,0	11	18	28	45	63	90	125	180	250	355
315	630	6,0	10	16	25	40	63	90	125	180	250	355	500
630	1 000	8,0	12	20	32	50	80	112	160	224	315	450	630
1 000	1 600	10	16	25	40	63	100	140	200	280	400	560	800
1 600	2 500	11	18	28	45	71	112	160	224	315	450	630	900
2 500	3 150	14	22	36	56	90	140	200	280	400	560	800	1 120
3 150	4 000	16	25	40	63	100	160	224	315	450	630	900	1 250
4 000	5 000	18	28	45	71	112	180	250	355	500	710	1 000	1 400
5 000	7 200	20	32	50	80	125	200	280	400	560	800	1 120	1 600

Kokonaisjakopoikkeama saadaan valitsemalla taulukosta 18 käyttäen referenssimittana pyörän jakohalkaisijaa ja valmistuksen tarkkuusluokkaa.

TAULUKKO 18. kokonaisjakopoikkeaman raja-arvot (Hammaspyörät 1989, 282).

Jakohalkaisija d mm		$F_p^{(3)}$ µm											
		Tarkkuusluokka											
>	<	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
6	13	1,6	2,5	4,0	6	10	16	22	32	45	63	90	125
13	20	2,0	3,2	5,0	8	12	20	28	40	56	80	112	160
20	32	2,2	3,6	5,5	9	14	22	32	45	63	90	125	180
32	51	2,5	4,0	6,0	10	16	25	36	50	71	100	140	200
51	102	3,2	5,0	8,0	12	20	32	45	63	90	125	180	250
102	201	4,5	7,0	11	18	28	45	63	90	125	180	250	355
201	401	6,0	10	16	25	40	63	90	125	180	250	355	500
401	637	8,0	12	20	32	50	80	112	160	224	315	450	630
637	1 019	10	16	25	40	63	100	140	200	280	400	560	800
1 019	1 592	11	18	28	45	71	112	160	224	315	450	630	900
1 592	2 005	14	22	36	56	90	140	200	280	400	560	800	1 120
2 005	2 546	16	25	40	63	100	160	224	315	450	630	900	1 250
2 546	3 183	18	28	45	71	112	180	250	355	500	710	1 000	1 400
3 183	4 584	20	32	50	80	125	200	280	400	560	800	1 120	1 600

Tarkistuspiistelaskelmat, joiden yhteydessä määritetyt summa- ja kokonaisjakopoikkeamat, ovat liitteissä 2 ja 3.

5.2 Testauspaikka

Testimoottoriksi valikoitui tehtaan isoin kuusisylinterinen moottori mallimerkinnältään 84 AWI. Testaukseen olisi moni muukin moottorimalli käynyt jakopään sopivuuden puolesta, mutta mittauksen keskittyessä jakopäästä tulevaan meluun valikoitui tasaisemmin käyvä suora kuusisylinterinen moottori, jotta vältytään kampiakselin ja moottorin värinöiden suuremmalta vaikutukselta mittaustulokseen. Juuri isoimman 8.4 litraisien mallin valinta johtui vapaana olevien koemoottoreiden tarjonnasta.

Testipaikkavaihtoehtoja oli alkuun tarjolla kaksi: moottoreiden testijarrut sekä ns. villakoppi, joka olisi ollut hieman parempi melumittaukseen äänieristyksensä puolesta. Testijarruissa pahana ongelmana olisi ollut viereisissä lokeroissa olevien moottoreiden testiajojen synnyttämä melu ja suuri käyttöaste, josta johtuen ajanvaraus testijarruihin olisi täytynyt tehdä hyvissä ajoin ennen ajoja. Hammaspyörien valmistusaikojen takia tarkkaa ajankohtaa ei kuitenkaan voitu tietää.

Villakopissa oleva moottoripenkki puolestaan oli hieman pieni isolle kuusisylinteriselle moottorille ja varaustilanne sinnekin oli tiukka. Juuri testiajojen ajankohtana siellä ajettiin erään moottorin kestotestiä, eikä sitä voinut häiritä.

Mittauksissa olisi tarkoitus keskittyä jakopään synnyttämän melun mittaamiseen ja niin ollen kuormittaminen täytyisi kohdistaa jakopäähän, eikä testipaikassa välttämättä vaadita moottorijarrua. AGCO Powerilla oli valmiina moottoriin kiinnitettävät asennusjalat, joihin moottori voitiin kiinnittää ja sen jälkeen viedä mittauksen kannalta otolliseen paikkaan. Moottorin pienen kuormitusasteen takia moottorin jäähdytinkenko ja tuuletin voitiin korvata ja hoitaa jäähdytyskierto vesisäiliöstä (kuva 1).



KUVA 1. Moottorin jäähdetyssäiliö

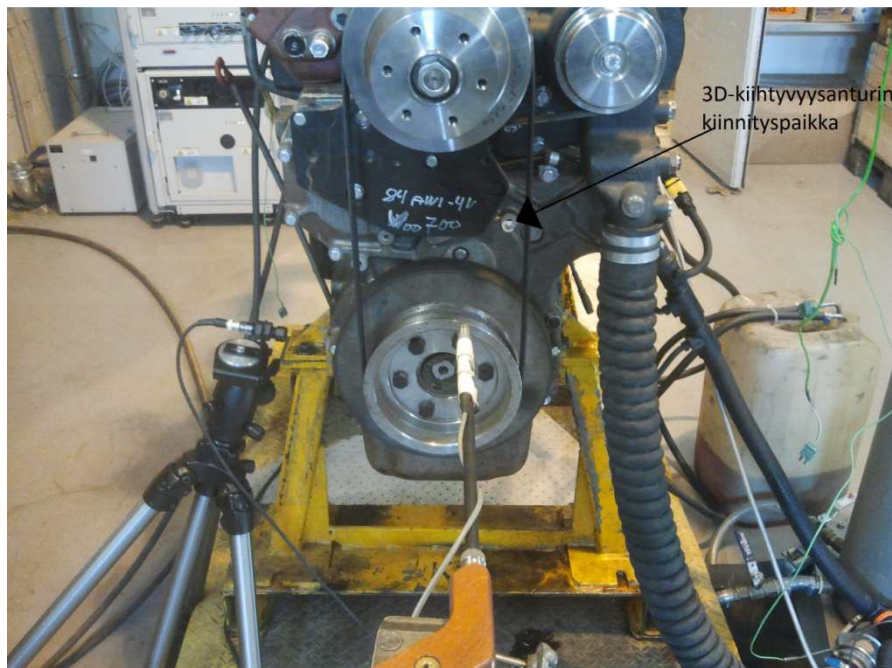
Vesisäiliön kautta tulevalla jäähdytyskierrolla sen aiheuttama melu myös pieneni ole-mattomaksi mittauksen kannalta. Mittauspaikaksi valikoitui varastokäytössä ollut halli ja sinne moottori nostettiin asennusjalkoineen pehmustetun kuormalavan päälle, joka vaimensi lattiaan välittyviä värinöitä ja siten myös siitä syntyvää melua (kuva 2).



KUVA 2. Testattavan koneen asennus

5.3 Melumittaukset

Moottorissa oli jo valmiina alkuperäinen vinoampainen pyörästö, jolla suoritettiin ensimmäiset testiajot ja saatiin vertailutulokset. Mikrofonilla mitattiin melua moottorin jakopyörästön puoleisesta päästä 30 cm etäisyydellä hammaspyörästökotelon kannesta. Melun lisäksi moottorista mitattiin myös kierroslukua lasertakometrillä ja jakopään kotelon värinää 3d-kihtyvyyssanturilla (kuvio 25 ja 26).



KUVIO 25. Laseranturi (vasemmalla) ja mikrofoni (keskellä)



KUVIO 26. 3d-kihtyvyyssanturi

Mittauksessa käytetty laitteisto on taulukossa 19.

TAULUKKO 19. Mittauskalusto

Mittausohjelmisto	LMS Test Xpress 6A
Mittauskeskus	LMS SCR02
Mikrofoni	Brüel & kjaer
3D-kiihtyvyyssanturi	PCB model 356A61
Laseranturi	ICP Laser Tachometer

Käytetyllä laitteistolla pystyttiin mittauksissa tallentamaan mittauksen raakadata ohjelmistoon ja käsittelemään sitä myöhemmin halutuilla tavoilla kuten esimerkiksi A-painottamaan syntynyt ääni. Mittauksissa tallennettiin tietoa erilaisissa moottorin käyttöpisteissä selvittääksemme monipuolisemmin missä hammaspyörästön melun tai värinän muutokset ilmenevät. Tallennettuja pisteitä olivat seuraavat moottorin kierrosluvut:

- Tyhjäkäynti
- 1500 RPM⁹
- 1900 RPM
- 2100 RPM

Näiden pisteiden lisäksi tallennettiin syntynyt ääni moottorin ylöajosta eli kierrosluvun nostosta hitaasti tyhjäkäynniltä nimellistehon nopeudelle 2100 RPM. Ylösajon avulla haettiin moottorin kierrosluvun nousuun taajuuden nousulla vastaavat äänilähteet. Näitä äänilähteitä ovat esimerkiksi jakohammaspyörästö, korkeapainepumppu, turbo ja palo-reaktiot.

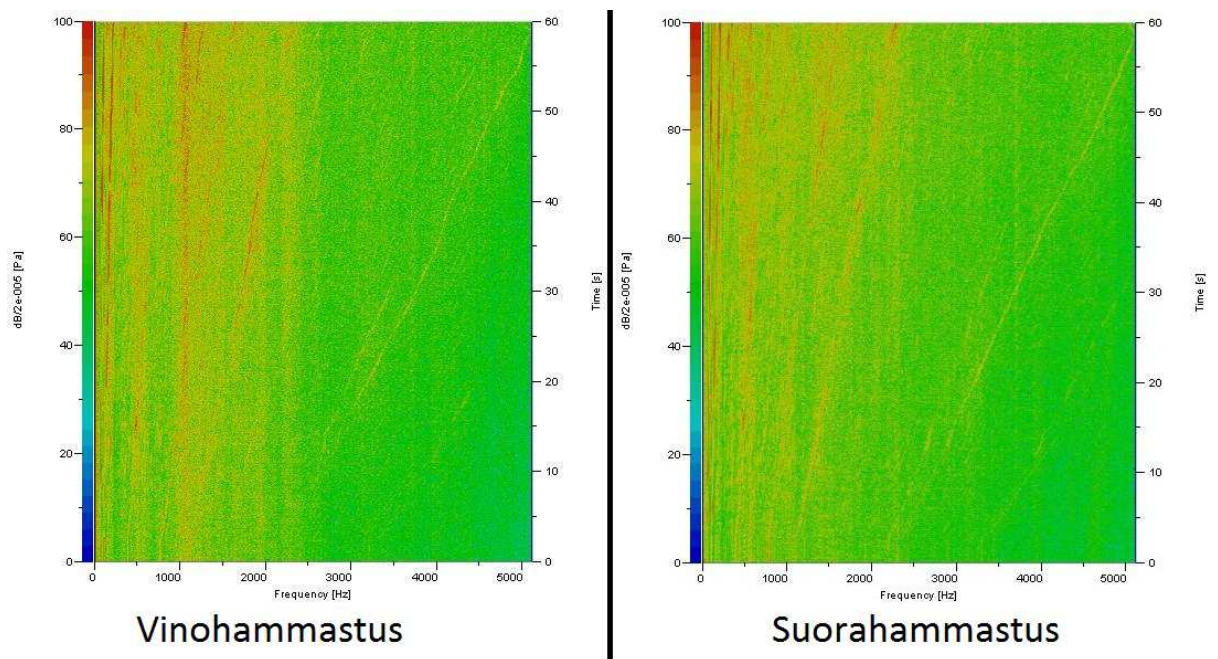
⁹ RPM on englannin kielestä tuleva lyhenne, joka tarkoittaa kierrosta minuutissa (Revolutions Per Minute).

6 TULOKSET

Testien tuloksia voi tutkia hyvin ylösajon perusteella tehdystä kuvaajasta, jossa näkyy taajuus, äänen voimakkuus ja kierroslukua kuvastava aika (ajanhetkellä 0 s kierrosluku on 1000 RPM ja ajanhetkellä 60 s kierrosluku on 2100 RPM) (kuvio 27). Kuviossa värit kertovat melun määrän, vaaka-akseli taajuuden ja pystyakseli ajan (kierrosluvun). Kuvioista erottuvat pystysuuntaiset palkit esimerkiksi taajuuden 500 Hz kohdalla ovat melua, joka ei riipu kierrosluvusta muuten kuin tasoaan nostamalla.

Vertaamalla vinohampaisella ja suorahampaisella pyörästöllä tehtyjä mittauksia ylösajosta (kuvio 27) voidaan tehdä seuraavia huomioita:

- Kuvaajasta ei selvästi erotu hammaspyörästön tuottaman melun kasvamista eli kierroslukuriippuvaisten osien melu säilyy lähes samana
- Suorahampaisella pyörästöllä 1000 Hz kohdalla puuttuu pystysuora melupalkki.
- Molemmissa kuvaajissa 2000 - 5000 Hz:iin ajan mukana kulkevat meluviivat pysyvät muuttumattomina
- Molemmissa kuvaajissa 1000 - 2000 Hz:iin ajan mukana kulkevat meluviivat pysyvät suhteellisen samoina



Kuvio 27. Moottorin ylösajon äänen 3d-vertailu

Kuviossa 27 olevan moottorin ylösajon äänen 3d-vertailun tuloksista tärkein huomio jakohammaspyörästö melun kannalta on pystysuoran melupalkin puuttuminen 1000Hz kohdalla. Melupalkin puuttuminen vaikuttaa suoraan pyörästön tuottamaan melun mää-

rään. Samasta kuviosta voi olettaa suorahampaisen pyörästön suunnittelun onnistuneen hyvin, sillä pyörästön melu on todennäköisesti suurimmalla osalla kierrosluvuista yllättäen vinohampaista pyörästöä hiljaisempi. Selvää syytä melupalkin puuttumiseen suorahampaisella pyörästöllä 1000Hz kohdalla ei löytynyt, vaan tarvittaisiin lisätutkimuksia asian tarkempaan selvittämiseen. Moottorin ylösajon äänen 3d-mittausten toistoista saadut kuviot ovat liitteessä 4. Tarkemmat kokonaismelutulokset saatiin moottorin kierroslukupisteissä tallennetusta tiedosta (taulukko 20). Melun mittaustulokset ovat liitteessä 5.

TAULUKKO 20. Kokonaismelun keskiarvot ilman painotuksia

RPM	Vino (dB)	Suora (dB)	Erotus (dB)
1000	94,115	91,295	-2,82
1500	98,2	96,27	-1,93
1900	100,6	100,185	-0,415
2100	102,24	101,575	-0,665

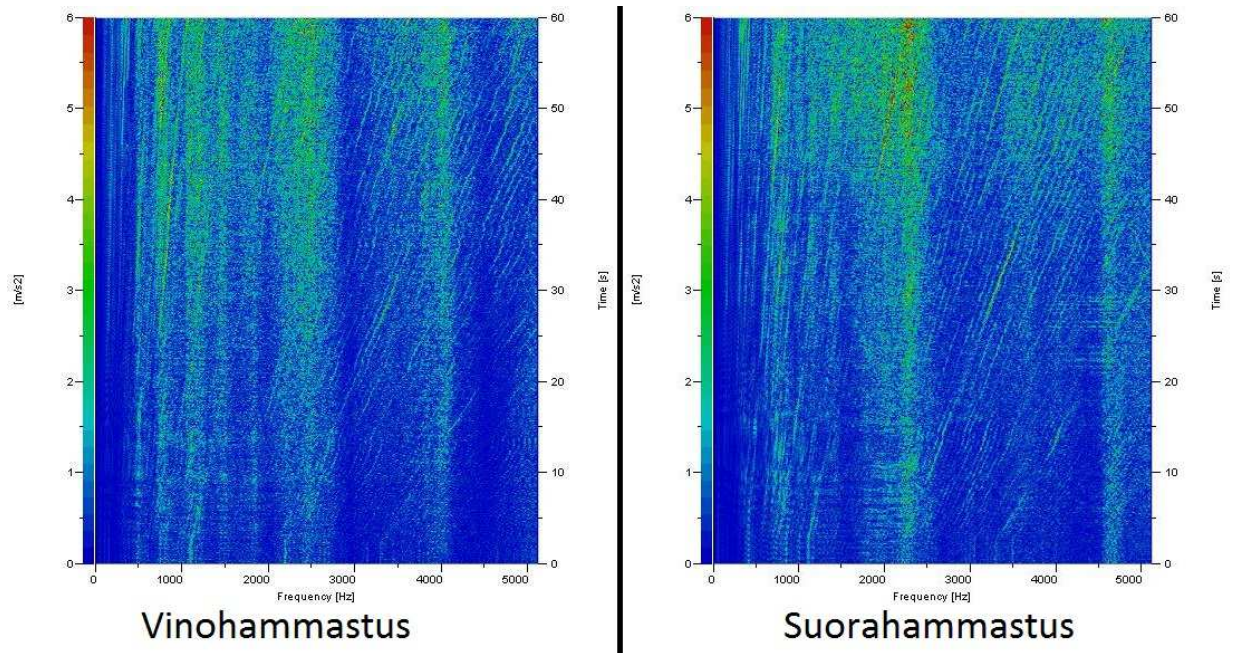
Melun pääpaino on kuitenkin ihmisen kuulemassa melussa, joten melua tarkastellaan lisäksi A-painotettuna terssikaistalla mitattuna (taulukko 21).

TAULUKKO 21. Kokonaismelun keskiarvot 1/3 oktaavikaistalla A-painotettuna

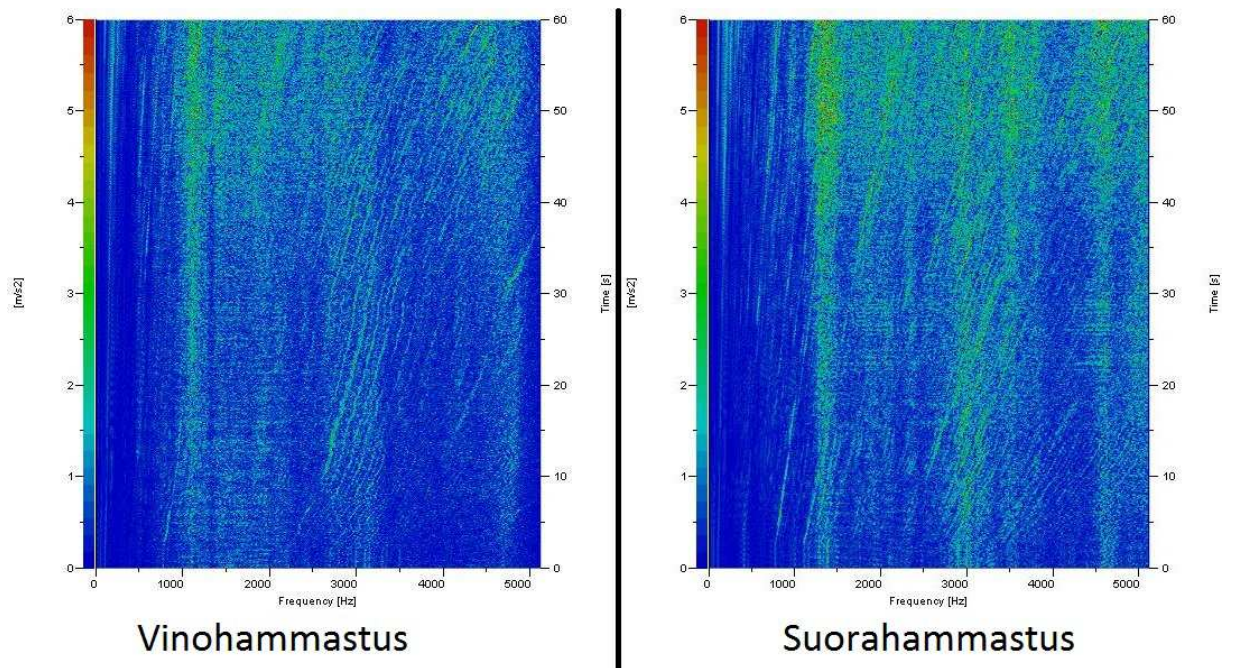
RPM	Vino (dB)	Suora (dB)	Erotus (dB)
1000	92,215	90,73	-1,485
1500	96,235	94,19	-2,045
1900	98,92	98,155	-0,765
2100	100,665	100,09	-0,575

Kokonaismelutulokset vahvistavat kokonaismelutason pienentyneen uudella suorahampaisella pyörästöllä kaikilla kierroslukualueilla.

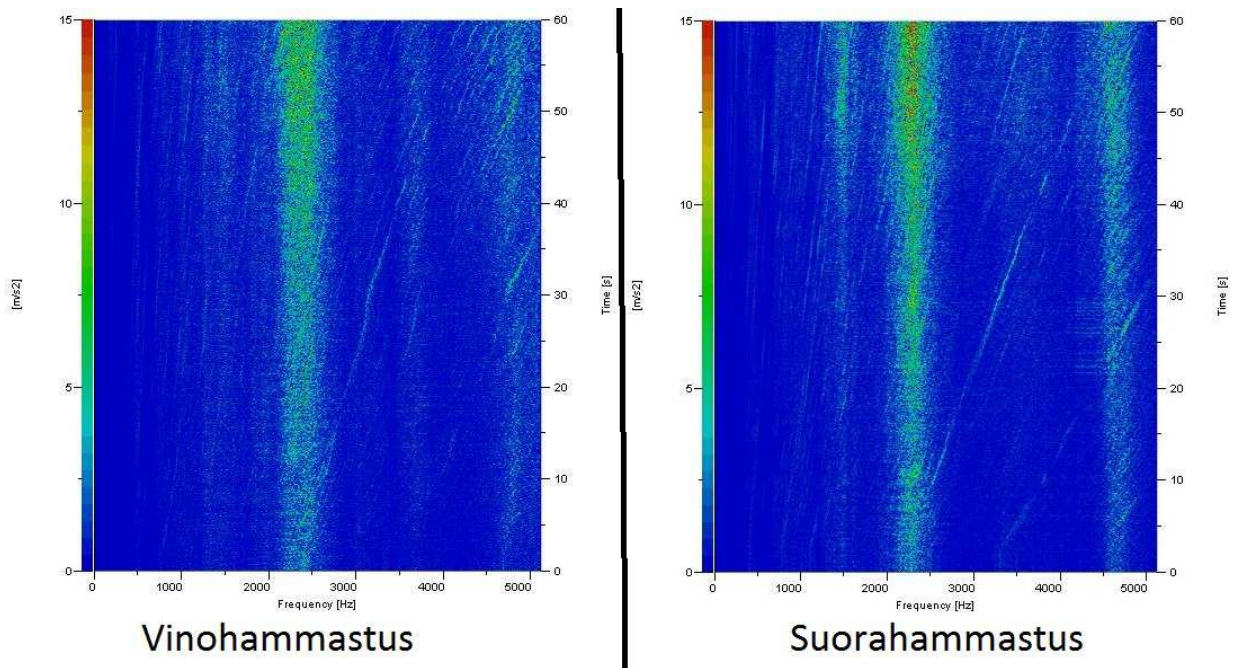
Jakopyörästön kotelon kannen kiihtyvyyksiä mitattiin myös moottorin ylösajotilanteessa. Kiihtyvyyden kuvaajat toimivat samaan tapaan kuin melun vastaavat. Mitatut suunnat ovat vaakasuuntainen kiihtyvyys (kuvio 28), pystysuuntainen kiihtyvyys (kuvio 29) ja kampiakselin suuntainen kiihtyvyys (kuvio 30)



KUVIO 28. Jakohammaspyörästäön kannen vaakasuuntaisten kiihtyvyyksien vertailu



KUVIO 29. Jakohammaspyörästäön kannen pystysuuntaisten kiihtyvyyksien vertailu



KUVIO 30. Jakohammaspyörästön kannen kampiakselin suuntaisten kiihtyvyyksien vertailu

Hammaspyörästökotelon kannesta ei ole havaittavissa suuria hammaspyörästön muutoksesta kasvaneita kierrosluvusta riippuvia kiihtyvyyksiä eli värinöitä. Värinät ovat silti hieman kasvaneet joka suuntaan. Värinöiden suurentuminen on tapahtunut pääasiassa kannen resonanssitaajuuksien voimakkuuksien kasvamisena eli tietyllä taajuusalueella pysyvän värinän voimistumisena kierrosluvun noustessa. Tämän voi olettaa olevan seurausta vinohampaisen pyörästön tuottaman kotelon kantta jännittävän voiman poistumisena, jolloin kannen resonanssitaajuus pääsee vahvistumaan. Kotelon kannen kiihtyvyyksien mitatut arvot ovat liitteessä 6.

7 JOHTOPÄÄTÖKSET JA POHDINTA

Hammaspyörästäön uudelleensuunnittelulle asetetuista tiukoista rajoitteista huolimatta onnistuttiin suunnittelemaan kohteeseen neljä hyvin sopivaa pyörästäötä, joista paras valmistettiin. Testausvaihe aloitettiin alkuperäisellä vinohampaisella pyörästäöllä jo ennen suorahampaisten pyörien valmistumista, ja mittaustulosten käsittelyn jälkeen saadut tulokset vaikuttivat luotettavilta ja toistettujen testien kanssa vertailukelpoisilta. Suorahampaisten pyörien valmistuttua samat testit toistettiin ja mittaustuloksissa hammaspyörämelu erottui kuuntelutestissä hieman ärsyttävämpänä. Kuitenkaan hammaspyörämelulla ei kokonaismelun kannalta ollut sitä kasvattavaa vaikutusta, vaan vastoin oletuksia kokonaismelua laski.

Kokonaismelun laskun tärkein tekijä on mittauksissa vinohampaisella pyörästäöllä 1kHz kohdalla esiintynyt ominaistajuus, joka suorahampaiselta pyörästäöltä puuttui. Mahdollisia ominaistajuuden puuttumiseen tai melutason laskuun vaikuttavia tekijöitä on voinut syntyä mittausvirheistä ja mittausjärjestelystä. Vaikuttavia tekijöitä voisivat olla esimerkiksi seuraavat asiat:

- Vinohampainen pyörästäö oli käytetty, joten se on voinut olla kulunut
- Mittauskaluston asettelun ero
- Muutokset mittaustilassa
- Jakohammaspyörästäön kotelon kannen tiivisteliimana käytettiin suorahampaisen pyörästäön asennuksessa saatavuussyistä eri liimaa kuin vinohampaisella pyörästäöllä oli ollut.

Vinohampaisen pyörästäön kuluminen käytössä välyksiltään liian suureksi tuottaisi lisää melua, mutta se olisi taajuudeltaan kierroslukuriippuvaista. Käytetyllä pyörästäöllä voidaan myös saavuttaa hyötyä melun tuotossa, sillä hammaspyörät hioutuvat käytössä hieman paremmin toisiinsa sopiviksi eli läppäytyvät. Käytetyllä pyörästäöllä hyöty meluntuotossa on huomattavasti todennäköisempää kuin kasvaneista välyksistä syntynyt haitta. Mittauskaluston asettelussa ei eroja pitäisi olla, sillä mikrofonin sijainti mitattiin kolmeen kertaan ja 3d-kiihtyvyyssanturia ei irrotettu hammaspyörien vaihtotyön ajaksi. Hammaspyörien vaihtotyö tehtiin mittaustaikalla. Alkuperäistä taustamelua ei mitattu, mutta tilan hiljaisuuden vuoksi sen vaikutus olisi ollut erittäin pieni.

Moottorin ylösajon äänen 3d-vertailun tulokset viittaavat äänen syntymiseen moottorista, sillä vinohampaisella pyörästäöllä testejä suoritettiin kahtena peräkkäisenä päivänä ja

jokaisessa ylösajon mittaustuloksessa on 1kHz kohdalla selvästi erottuva ominaistajuuspalkki. Tämän lisäksi ominaistajuuspalkin melun voimakkuus oli suuri (75 dB - 95 dB) ja se oli moottorin kierroksista riippuvainen. Mittaustilanteiden vertailukelpoisuudesta suurimman epäilyksen tuottaa kotelon kannen tiivisteliiman vaihtuminen nykyään käytössä olevaan liimaan. Silti tiivisteliimakaan ei sovi 1kHz ominaistajuuden selittäjäksi, koska 3d-kiihtyvyyssanturilla mitatut tulokset kertovat hammaspyöräkotelon kannen värinöiden hieman lisääntyneen entisestään suorahampaisella pyörästöllä. Lisääntyneiden värinöiden pitäisi hieman kasvattaa kannen meluntuottoa. Näiden mittaustulosten perusteella vinohampainen pyörästö todennäköisesti tuottaa 1kHz taajuudella olevan melun, mutta tarvittaisiin lisätutkimuksia asian varmistamiseksi.

Työssä onnistuttiin saavuttamaan sille asetetut tavoitteet ja melun osalta jopa ylittämään ne. Saavutettujen tulosten perusteella suorahampaisen pyörästön käyttö on mahdollista sarjatuotantomootoreissakin ainakin ilman lisälaitekuormaa. Mittaustulosten perusteella suorahampainen pyörästö on meluntuotoltaan, jopa vinohampaista pyörästöä parempi moottorimalleissa, joissa jakohammaspyörästön kuormitus on pienempi tai yhtä suuri kuin testikoneessa 84 AWI.

Jatkotutkimuksissa voitaisiin tutkia pyörästön lisäkuormituksen vaikutusta melutasoon jo valmistetulla suorahampaisella pyörästöllä. Lisäkuormaa pyörästölle voisi tuottaa lisälaittepaikkaan asennettavalla hydraulipumpulla. Koska testitulosten mukaan suorahampaisen pyörästön käyttö voi olla mahdollista myös sarjatuotanto moottoreissa, jo saavutettuja tuloksia voisi vielä parantaa suunnittelemalla pyörästö täysin valmiista työkaluista välittämättä ja näin voisi moduulin, hampaan profiilin ja ryntökulman valita tarpeen mukaan.

Jos lisäkuorman vaikutuksesta melutaso nousee liikaa, voisi mahdollisesti suunnitella jakopyörästön suorahampaisena ilman lisälaitemahdollisuutta, jolloin pyörästöä kuormittava maksimiteho pienenee huomattavasti. Pienemmän kuorman ansiosta pyörästön moduulia olisi mahdollista pienentää ja näin kasvattaa ryntösuhdetta sekä vähentää pyörästön melua entisestään. Lisälaitemahdollisuutta käytetään kuitenkin vain noin viidesosassa laitteista ja täten saavutettava hyöty kustannustehokkuudessa olisi merkittävä, joskin tällöin jouduttaisiin valmistamaan ja varastoimaan kaksinkertainen määrä jakopäänhammaspyöriä.

LÄHTEET

Bethune, J. 2007. Engineering design and graphics with Autodesk Inventor 2008. Upper Saddle River, New Jersey: Pearson.

Blom, S., Lahtinen, P., Nuutio, E., Pekkola, K., Pyy, S., Rautiainen, H., Sampo, A., Seppänen, P. & Suosara, E. 1999. Koneenelimet ja mekanismit. 4., uudistettu painos. Helsinki: Edita.

Dudley, D. 2002. Handbook of Practical Gear Design. Boca Raton: CRC Press.

Hammaspyörät 1989. 3. painos. SFS-käsikirja 24. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto SFS.

Hamrock, B., Schmid, S. & Jacobson, B. 2006. Fundamentals of Machine Elements. 2. painos. Boston: McGraw-Hill.

Hautala, P. & Välimaa, V. 2010. Hammasvaihteet. Teoksessa Airila, M., Ekman, K., Hautala, P., Kivioja, S., Kleimola, M., Martikka, H., Miettinen, J., Niemi, E., Ranta, A., Rinkinen, J., Salonen, P., Verho, A., Vilenius, M., & Välimaa, V. Koneenosien suunnittelu. 4.-5. painos. Helsinki: WSOYpro Oy, 490–568.

Inkinen, P., Manninen, R. & Tuohi J. 2006. 2. painos. Momentti 2. Insinöörifysiikka. Helsinki : Otava.

Koskinen, M. hammaspyöräsuunnittelija 2012. Haastattelu 23.1.2013. Haastattelija Oravasaari, T. Nokia

Koskinen, S. pääsuunnittelija 2012. Sähköpostikeskustelu 29.11.2012.

Niinimäki, M. 1999. Teräksen lämpökäsittely. Kirjassa Koivisto, K., Laitinen, E., Niinimäki, M., Tiainen, T., Tiilikka, P. & Tuomikoski, J. Konetekniikan materiaalioppi. 8. painos. Helsinki : Edita, 85-127.

Townsend, D. 1992. Dudley's Gear Handbook. Design, Manufacture, and Application of Gears. 2. painos. New York: McGraw-Hill.

Välimaa, V. & Pora, M. 1987. Hammasvaihteet. Teoksessa Airila, M., Jantunen, E., Kivioja, S., Laihotie, E., Nurmi, L., Pora, M. & Ranta, A. (toim.) Koneenosat. Porvoo: WSOY, 242–267.

Zahnradfertigung 1993. 4. painos. DIN-Taschenbuch 123. Berlin : Beuth Verlag.

Verkkolähteet:

AGCO Power. 2013. Yrityksen kotisivut. Luettu 26.4.2013. <http://www.agcopower.com>

Akustiikan perusteita. 2013. Päivitetty 23.3.2013. Luettu 29.4.2013. <http://koti.welho.com/slemmet/tieto/akustiikka.htm>

European Patent Application. 2009. Patentihakemus. Julkaistu 19.10.1988. Päivitetty 15.6.2009. Luettu 22.3.2013

<https://data.epo.org/publication-server/rest/v1.0/publication-dates/19881019/patents/EP0286760NWA1/document.html>

Teknik manufaktur. Blogi. Julkaistu 12.12.2010. Luettu 23.3.2013. Kuvat evolventin ja sykloidin synnystä. <http://manufakturpolman.blogspot.fi/2010/12/roda-gigi-gear.html>

Äänipää. 2009. Äänitekniikan erikoissivusto. Luettu 29.4.2013.
http://www.aanipaa.tamk.fi/taajuu_1.htm

LIITTEET

Liite 1. Sovitus moduulille 2,50

Liite 2. Tarkistuspistelaskelmat moduulille 2,37

Liite 3. Tarkistuspistelaskelmat moduulille 2,60

Liite 4. Moottorin ylösajon äänen 3d-mittausten kuviot

Liite 5. Melumittauksen tulokset

Liite 6. Kotelon kannen kiihtyvyyssmittauksen tulokset

Liite 1. Sovitus moduulille 2,5

1 (3)

Kampiakseli - isovälispyöräpari (1 - 2)

Spur Gears Component Generator (Version: 2012 (Build 160160000, 160))

5.4.2013

Project Info**Guide**

Design Guide - Total Unit Correction

Unit Corrections Guide - User

Type of Load Calculation - Power calculation for the specified torque and speed

Type of Strength Calculation - Check Calculation

Method of Strength Calculation - ISO 6336:1996

Common Parameters

Gear Ratio	i	2,0606 ul
Desired Gear Ratio	i_{in}	2,0606 ul
Module	m	2,500 mm
Helix Angle	β	0,0000 deg
Pressure Angle	α	20,0000 deg
Center Distance	a_w	128,800 mm
Product Center Distance	a	126,250 mm
Total Unit Correction	Σx	1,0928 ul
Circular Pitch	p	7,854 mm
Base Circular Pitch	p_b	7,380 mm
Operating Pressure Angle	α_w	22,9143 deg
Contact Ratio	ϵ	1,5007 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0,0120 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0,0060 mm

Gears

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	33 ul	68 ul
Unit Correction	x	0,5928 ul	0,5000 ul
Pitch Diameter	d	82,500 mm	170,000 mm
Outside Diameter	d_a	90,100 mm	177,136 mm
Root Diameter	d_f	79,214 mm	166,250 mm
Base Circle Diameter	d_b	77,525 mm	159,748 mm
Work Pitch Diameter	d_w	84,166 mm	173,434 mm
Facewidth	b	33,000 mm	33,000 mm

Loads

		Gear 1	Gear 2
Power	P	84,038 kW	82,357 kW
Speed	n	2500,00 rpm	1213,24 rpm
Torque	T	321,000 N m	648,225 N m
Efficiency	η	0,980 ul	
Radial Force	F_r	3224,328 N	
Tangential Force	F_t	7627,753 N	
Axial Force	F_a	0,000 N	
Normal Force	F_n	8281,238 N	
Circumferential Speed	v	10,799 mps	
Resonance Speed	n_{EI}	9145,805 rpm	

Results

Factor of Safety from Pitting	S_H	1,124 ul	1,139 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	2,038 ul	2,005 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	2,374 ul	2,406 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	3,865 ul	3,804 ul
Check Calculation		Positive	

Isovälihammaspyörä - nokka-akselinhammaspyöräpari (2 - 3)

Spur Gears Component Generator (Version: 2012 (Build 160160000, 160))

5.4.2013

Project Info

Guide

Design Guide - Total Unit Correction

Unit Corrections Guide - User

Type of Load Calculation - Power calculation for the specified torque and speed

Type of Strength Calculation - Check Calculation

Method of Strength Calculation - ISO 6336:1996

Common Parameters

Gear Ratio	i	0,9706 ul
Desired Gear Ratio	i_{in}	0,9706 ul
Module	m	2,500 mm
Helix Angle	β	0,0000 deg
Pressure Angle	α	20,0000 deg
Center Distance	a_w	167,800 mm
Product Center Distance	a	167,500 mm
Total Unit Correction	Σx	0,1208 ul
Circular Pitch	p	7,854 mm
Base Circular Pitch	p_b	7,380 mm
Operating Pressure Angle	α_w	20,2796 deg
Contact Ratio	ϵ	1,7606 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_x	0,0130 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f_y	0,0065 mm

Gears

	Gear 1	Gear 2
Type of model	Component	Component
Number of Teeth	z	68 ul
Unit Correction	x	0,5000 ul
Pitch Diameter	d	170,000 mm
Outside Diameter	d_a	177,496 mm
Root Diameter	d_f	166,250 mm
Base Circle Diameter	d_b	159,748 mm
Work Pitch Diameter	d_w	170,304 mm
Facewidth	b	33,000 mm
Facewidth Ratio	b_r	0,0588 ul

Loads

	Gear 1	Gear 2
Power	P	22,766 kW
Speed	n	1114,86 rpm
Torque	T	195,000 N m
Efficiency	η	0,980 ul
Radial Force	F_r	846,174 N
Tangential Force	F_t	2290,016 N
Axial Force	F_a	0,000 N
Normal Force	F_n	2441,349 N
Circumferential Speed	v	9,924 mps
Resonance Speed	n_{E1}	2972,904 rpm

Results

Factor of Safety from Pitting	S_H	1,358 ul	1,349 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S_F	3,136 ul	1,993 ul
Static Safety in Contact	S_{Hst}	2,875 ul	2,857 ul
Static Safety in Bending	S_{Fst}	5,948 ul	3,988 ul
Check Calculation		Positive	

Isovälihammaspyörä - korkeapainepumpunhammaspyöräpari (2 - 6)

Spur Gears Component Generator (Version: 2012 (Build 160160000, 160))

5.4.2013

☒ **Project Info**☒ **Guide**

Design Guide - Total Unit Correction

Unit Corrections Guide - User

Type of Load Calculation - Power calculation for the specified torque and speed

Type of Strength Calculation - Check Calculation

Method of Strength Calculation - ISO 6336:1996

☒ **Common Parameters**

Gear Ratio	i	0,3235 ul
Desired Gear Ratio	i _{in}	0,3235 ul
Module	m	2,500 mm
Helix Angle	β	0,0000 deg
Pressure Angle	α	20,0000 deg
Center Distance	a _w	116,200 mm
Product Center Distance	a	112,500 mm
Total Unit Correction	Σx	1,6458 ul
Circular Pitch	p	7,854 mm
Base Circular Pitch	p _b	7,380 mm
Operating Pressure Angle	α _w	24,5262 deg
Contact Ratio	ε	1,2355 ul
Limit Deviation of Axis Parallelity	f _x	0,0130 mm
Limit Deviation of Axis Parallelity	f _y	0,0065 mm

☒ **Gears**

		Gear 1	Gear 2
Type of model		Component	Component
Number of Teeth	z	68 ul	22 ul
Unit Correction	x	0,5000 ul	1,1458 ul
Pitch Diameter	d	170,000 mm	55,000 mm
Outside Diameter	d _a	176,671 mm	64,900 mm
Root Diameter	d _f	166,250 mm	54,479 mm

☒ **Loads**

		Gear 1	Gear 2
Power	P	26,268 kW	25,743 kW
Speed	n	1114,86 rpm	3445,93 rpm
Torque	T	225,000 N m	71,338 N m
Efficiency	η	0,980 ul	
Radial Force	F _r	1169,340 N	
Tangential Force	F _t	2562,772 N	
Axial Force	F _a	0,000 N	
Normal Force	F _n	2816,941 N	
Circumferential Speed	v	9,924 mps	
Resonance Speed	n _{ε1}	5822,305 rpm	

☒ **Results**

Factor of Safety from Pitting	S _H	1,148 ul	1,148 ul
Factor of Safety from Tooth Breakage	S _F	3,415 ul	2,897 ul
Static Safety in Contact	S _{Hst}	2,432 ul	2,432 ul
Static Safety in Bending	S _{Fst}	6,477 ul	5,487 ul
Check Calculation		Positive	

Liite 2. Tarkistuspiistelaskelmat moduulille 2,35 (AGCO Power)

1 (6)

KAMPIAKSELIN HAMMASPYÖRÄ

Anna punaisiin ruudukkoihin mitat

Hammasusarvot

Z 33

		mitta '(r)
Perushalkaisija	74,59 mm.	37,295
Päähalkaisija (L5)	85,9 mm.	42,95
Aktiivinen päähalkaisija (L4)	85,2 mm.	42,6
L3	80,757 mm.	40,3785
L2	78,137 mm.	39,0685
Aktiivinen tyvihalkaisija (L1)	76,21 mm.	38,105
Vierintähalk.	79,447	
Tyvihalkaisija	72,8	

Hammastustiedot

Normaalimoduli	mn	2,37
Otsamoduli	mt	2,37
Hammasluku	Z	33
Normaaliryntökulma	α	17,5
Vinuskulma	B	0
Kätisyys		
Vierintähalkaisija	dw	79,447
Profilinsiirtokerroin	x	0,5091
Hammasvälimitta	W/k	33,416
	max.	33,378
	min.	33,34
Tarkkuusluokka	DIN 3961	6
Akseliväli	aw	128,0
Vastapyörän Z/Piirustus nro		
Summajakopoikkeama 8 hampaan yli	Fp(8)	17
Kokonaisjakopoikkeama	Fp	27
Hammasheitto	Fr	19
Perushalkaisija	dp	74,59
Päähalkaisija	da	85,9
Tyvipyöritys	rf	
Tyvihalkaisija	dr	72,8
Hampaan tynnyrimäisyys		0,01-0,02
Hampaan korkeus	H	6,55
Hampaanpään viiste		0,35

Profiilin tarkistuspisteet

	mm.	aste (roll angle)
L5	21,30	32,73
L4	20,59	31,63
L3	15,48	23,78
L2	11,64	17,88
L1	7,81	12,01

ISO VÄLIHAMMASPYÖRÄ

Anna punaisiin ruudukkoihin mitat

Hammastusarvot

Z 74

		mitta '(r)
Perushalkaisija	167,263 mm.	83,6315
Päähalkaisija (L5)	182,6 mm.	91,3
Aktiivinen päähalkaisija (L4)	181,9 mm.	90,95
L3	178,811 mm.	89,4055
L2	176,191 mm.	88,0955
Aktiivinen tyvihalkaisija (L1)	173,069 mm.	86,5345
Vierintähalk.	177,501	
Tyvihalkaisija	169,5	

Hammastustiedot

Normaalimoduli	mn	2,37
Otsamoduli	mt	2,37
Hammasluku	Z	74
Normaaliryntökulma	α	17,5
Vinouskulma	B	0
Kätisyys		
Vierintähalkaisija	dw	177,501
Profiilinsiirtokerroin	x	0,4
Hammastavälimita	W/k	55,478
	max.	55,424
	min.	55,377
Tarkkuusluokka	DIN 3981	6
Akseliväli	aw	128,0
Vastapyörän Z/Piirustus nro		
Summajakopoikkeama 8 hampaan yli	Fp(8)	20
Kokonaisjakopoikkeama	Fp	32
Hammasteitto	Fr	22
Perushalkaisija	dp	167,263
Päähalkaisija	da	182,6
Tyvipyörästys	rf	
Tyvihalkaisija	dr	169,5
Hampaan tynnyrimäisyys		0,01-0,02
Hampaan korkeus	H	6,55
Hampaanpään viiste		0,35

8

Profiilin tarkistuspisteet

	mm.	aste (roll angle)
L5	36,63	25,09
L4	35,74	24,49
L3	31,61	21,66
L2	27,69	18,97
L1	22,23	15,23

NOKKA-AKSELIN HAMMASPYÖRÄ

Anna punaisiin ruudukkoihin mitat

Hammasustusarvot

Z 66

		mitta $\varphi(r)$
Perushalkaisija	149,18 mm.	74,59
Päähalkaisija (L5)	163,9 mm.	81,95
Aktiivinen päähalkaisija (L4)	163,2 mm.	81,8
L3	159,531 mm.	79,7855
L2	156,891 mm.	78,4455
Aktiivinen tyvihalkaisija (L1)	154,062 mm.	77,031
Vierintähalk.	158,211	
Tyvihalkaisija	150,7	

Hammasustiedot

Normaalimoduli	mn	2,37
Otsamoduli	mt	2,37
Hammasluku	Z	66
Normaaliryntökulma	α	17,5
Vinouskulma	B	0
Kätisyys		
Vierintähalkaisija	dw	158,211
Profiilinsiirtokerroin	x	0,4457
Hammasvälimitta	W/k	55,346
	max.	55,311
	min.	55,283
Tarkkuusluokka	DIN 3961	6
Akseliväli	aw	167,8
Vastapyörän Z/Piirustus nro		
Summajakopoikkeama 8 hampaan yli	Fp(8)	20
Kokonaisjakopoikkeama	Fp	32
Hammasheitto	Fr	22
Perushalkaisija	dp	149,18
Päähalkaisija	da	163,9
Tyvipyörästys	rf	
Tyvihalkaisija	dr	150,7
Hampaan tynnyrimäisyys		0,01-0,02
Hampaan korkeus	H	6,6
Hampaanpään viiste		0,35

Profiilin tarkistuspiisteet

	mm.	aste (roll angle)
L5	33,94	26,07
L4	33,09	25,42
L3	28,26	21,71
L2	24,29	18,66
L1	19,24	14,78

KORKEAPAINEPUMPUN HAMMASPYÖRÄ

Anna punaisiin ruudukkoihin mitat

Hammasustusarvot

Z 22

		mitta '(r)
Perushalkaisija	49,727 mm.	24,8635
Päähalkaisija (L5)	60,7 mm.	30,35
Aktiivinen päähalkaisija (L4)	60 mm.	30
L3	54,548 mm.	27,274
L2	51,968 mm.	25,984
Aktiivinen tyvihalkaisija (L1)	50,849 mm.	25,4245
Vierintähalk.	53,258	
Tyvihalkaisija	47,8	

Hammasustiedot

Normaalimoduli	mn	2,37
Otsamoduli	mt	2,37
Hammasluku	Z	22
Normaaliryntökulma	α	17,5
Vinouskulma	B	0
Kätisyys		
Vierintähalkaisija	dw	53,258
Profiilinsiirtokerroin	x	0,7316
Hammasvälimitta	W/k	26,387
	max.	26,349
	min.	26,311
Tarkkuusluokka	DIN 3961	6
Akseliväli	aw	116,2
Vastapyörän Z/Piirustus nro		
Summajakopoikkeama 8 hampaan yli	Fp(8)	17
Kokonaisjakopoikkeama	Fp	27
Hammasheitto	Fr	19
Perushalkaisija	dp	49,727
Päähalkaisija	da	60,7
Tyvipyörästys	rf	
Tyvihalkaisija	dr	47,8
Hampaan tynnyrimäisyys		0,01-0,02
Hampaan korkeus	H	6,45
Hampaanpään viiste		0,35

4

Profiilin tarkistuspisteet

	mm.	aste (roll angle)
L5	17,40	40,11
L4	16,79	38,68
L3	11,21	25,83
L2	7,55	17,39
L1	5,31	12,24

PIENI VÄLIHAMMASPYÖRÄ

Anna punaisiin ruudukkoihin mitat

Hammasustusarvot

Z 52

		mitta '(r)
Perushalkaisija	117,536 mm.	58,768
Päähalkaisija (L5)	130,5 mm.	65,25
Aktiivinen päähalkaisija (L4)	129,8 mm.	64,9
L3	126,051 mm.	63,0255
L2	123,411 mm.	61,7055
Aktiivinen tyvihalkaisija (L1)	120,797 mm.	60,3985
Vierintähalk.	124,731	
Tyvihalkaisija	117,3	

Hammastustiedot

Normaalimoduli	mn	2,37
Otsamoduli	mt	2,37
Hammasluku	Z	52
Normaaliryntökulma	α	17,5
Vinouskulma	B	0
Kätisyys		
Vierintähalkaisija	dw	124,731
Profiilinsiirtokerroin	x	0,4061
Hammasvälimitta	W/k	40,794
	max.	40,756
	min.	40,718
Tarkkuusluokka	DIN 3961	6
Akseliväli	aw	151,116
Vastapyörän Z/Piirustus nro		
Summajakopoikkeama 8 hampaan yli	Fp(8)	17
Kokonaisjakopoikkeama	Fp	27
Hammasheitto	Fr	19
Perushalkaisija	dp	117,536
Päähalkaisija	da	130,5
Tyvipyöristys	rf	
Tyvihalkaisija	dr	117,3
Hampaan tynnyrimäisyys		0,01-0,02
Hampaan korkeus	H	6,6
Hampaanpään viiste		0,35

Profiilin tarkistuspisteet

	mm.	aste (roll angle)
L5	28,35	27,64
L4	27,54	26,85
L3	22,77	22,20
L2	18,81	18,34
L1	13,94	13,59

HYDRAULIPUMPUN HAMMASPYÖRÄ

Anna punaisiin ruudukkoihin mitat

Hammasustusarvot

Z 31

		mitta $\varphi(r)$
Perushalkaisija	70,07 mm.	35,035
Päähalkaisija (L5)	82,5 mm.	41,25
Aktiivinen päähalkaisija (L4)	81,8 mm.	40,9
L3	76,755 mm.	38,3775
L2	74,215 mm.	37,1075
Aktiivinen tyvihalkaisija (L1)	72,741 mm.	36,3705
Vierintähalk.	75,485	
Tyvihalkaisija	69,8	

Hammastustiedot

Normaalimoduli	mn	2,37	
Otsamoduli	mt	2,37	
Hammasluku	Z	31	
Normaaliryntökulma	α	17,5	
Vinouskulma	B	0	
Kätisyys			
Vierintähalkaisija	dw	75,485	
Profilinsiirtokerroin	x	0,8737	
Hammasvälimitta	W/k	33,891	5
	max.	33,853	
	min.	33,815	
Tarkkuusluokka	DIN 3961	6	
Akseliväli	aw	101,053	
Vastapyörän Z/Piirustus nro			
Summajakopoikkeama 8 hampaan yli	Fp(8)	17	
Kokonaisjakopoikkeama	Fp	27	
Hammasheitto	Fr	19	
Perushalkaisija	dp	70,07	
Päähalkaisija	da	82,5	
Tyvipyörästys	rf		
Tyvihalkaisija	dr	69,8	
Hampaan tynnyrimäisyys		0,01-0,02	
Hampaan korkeus	H	6,35	
Hampaanpään viiste		0,35	

Profiilin tarkistuspisteet

	mm.	aste (roll angle)
L5	21,77	35,61
L4	21,10	34,51
L3	15,66	25,62
L2	12,23	20,00
L1	9,77	15,97

Liite 3. Tarkistuspistelaskelmat moduulille 2,6

1 (6)

KAMPIAKSELIN HAMMASPYÖRÄ

Hammasluku

30

Tarkkuusluokka IT 7

Annettavat tiedot:

Hampaanpään viiste

0,35

Sädemitta

Perushalkaisija

73,296

36,648

Tyvihalkaisija

71,422

35,711

Aktiivinen tyvihalkaisija (L1)

75,184

37,592

vierintähalkaisija

79,67

39,835

Päähalkaisija (L5)

85,722

42,861

Jakohalkaisija

78

tehollisen kaaren pit

7,15

10% alue tehollisesta kyljestä

0,715

Aktiivinen päähalkaisija (L4)

85,022

42,511

(L3)

40,55

(L2)

39,12

Summajakopoikkeamaan tarvittava L mitta

Moduuli

2,6

k

4

Pt

8,1681409

L=k*Pt

32,6725636

Kokonaisjakopoikkeamaan tarvittava jakohalkaisija

d

78

Profiilin tarkistuspiisteet:	mm	Astetta (roll angle)
L1	8,37	13,09
L2	13,69	21,40
L3	17,36	27,13
L4	21,54	33,68
L5	22,23	34,75

Mittahammasluku k

4

Wk

28,579

maksimi

28,514

minimi

28,479

arvot taulukosta

Summajakopoikkeama

32

Kokonaisjakopoikkeama

45

ISO VÄLIHAMMASPYÖRÄ

Hammasluku

67

Tarkkuusluokka IT 7

Annettavat tiedot:

Hampaanpään viiste	0,35	Sädemitta
Perushalkaisija	163,694	81,847
Tyvihalkaisija	169,789	84,8945
Aktiivinen tyvihalkaisija (L1)	173,174	86,587
vierintähalkaisija	177,93	88,965
Päähalkaisija (L5)	184,089	92,0445
Jakohalkaisija	174,2	
tehollisen kaaren pit	7,15	
10% alue tehollisesta kyljestä	0,715	
Aktiivinen päähalkaisija (L4)	183,389	91,6945
(L3)		89,68
(L2)		88,25

Summajakopoikkeamaan tarvittava L mitta

Moduuli	2,6
k	9
Pt	8,1681409
$L=k*Pt$	73,5132681

Kokonaisjakopoikkeamaan tarvittava jakohalkaisija

d	174,2
---	-------

Profiilin tarkistuspisteet:	mm	Astetta (roll angle)
L1	28,26	19,78
L2	33,00	23,10
L3	36,65	25,66
L4	41,34	28,94
L5	42,11	29,48

Mittahammasluku k	9
Wk	69,046
maksimi	68,956
minimi	68,909

arvot taulukosta

Summajakopoikkeama	36
Kokonaisjakopoikkeama	63

NOKKA-AKSELIN HAMMASPYÖRÄ

Hammasluku

60

Tarkkuusluokka IT 7

Annettavat tiedot:

	Annetaan	Sädemitta
Hampaanpään viiste	0,35	
Perushalkaisija	146,592	73,296
Tyvihalkaisija	149,331	74,6655
Aktiivinen tyvihalkaisija (L1)	152,952	76,476
vierintähalkaisija	158,551	79,2755
Päähalkaisija (L5)	163,631	81,8155
Jakohalkaisija	156	
tehollisen kaaren pit	7,15	
10% alue tehollisesta kyljestä	0,715	
Aktiivinen päähalkaisija (L4)	162,931	81,4655
(L3)		79,9905
(L2)		78,5605

Summajakopoikkeamaan tarvittava L mitta

Moduuli	2,6
k	8
Pt	8,1681409
$L=k*Pt$	65,3451272

Kokonaisjakopoikkeamaan tarvittava jakohalkaisija

d	156
---	-----

Profiilin tarkistuspisteet:	mm	Astetta (roll angle)
L1	21,82	17,06
L2	28,27	22,10
L3	32,03	25,04
L4	35,56	27,80
L5	36,35	28,42

Mittahammasluku k	8
Wk	60,343
maksimi	60,253
minimi	60,206

arvot taulukosta

Summajakopoikkeama	36
Kokonaisjakopoikkeama	63

KORKEAPAINEPUMPUN HAMMASPYÖRÄ

Hammasluku

20

Tarkkuusluokka IT 7

Annettavat tiedot:

Hampaanpään viiste	0,35	Sädemitta
Perushalkaisija	48,864	24,432
Tyvihalkaisija	46,403	23,2015
Aktiivinen tyvihalkaisija (L1)	49,826	24,913
vierintähalkaisija	53,425	26,7125
Päähalkaisija (L5)	60,703	30,3515
Jakohalkaisija	52	
tehollisen kaaren pit	7,15	
10% alue tehollisesta kyljestä	0,715	
Aktiivinen päähalkaisija (L4)	60,003	30,0015
(L3)		27,4275
(L2)		25,9975

Summajakopoikkeamaan tarvittava L mitta

Moduuli	2,6
k	4
Pt	8,1681409
$L=k*Pt$	32,6725636

Kokonaisjakopoikkeamaan tarvittava jakohalkaisija

d	52
---	----

Profiilin tarkistuspisteet:	mm	Astetta (roll angle)
L1	4,87	11,43
L2	8,89	20,84
L3	12,46	29,23
L4	17,41	40,83
L5	18,01	42,23

Mittahammasluku k	4
Wk	28,551
maksimi	28,485
minimi	28,447

Summajakopoikkeama	32
Kokonaisjakopoikkeama	45

PIENI VÄLIHAMMASPYÖRÄ

Hammasluku 47 Tarkkuuslu

Annettavat tiedot:

Hampaanpään viiste	0,35	Sädemitta
Perushalkaisija	114,83	57,415
Tyvihalkaisija	116,053	58,0265
Aktiivinen tyvihalkaisija (L1)	119,511	59,7555
vierintähalkaisija	124,604	62,302
Päähalkaisija (L5)	130,353	65,1765
Jakohalkaisija	122,2	
tehollisen kaaren pit	7,15	
10% alue tehollisesta kyljestä	0,715	

Aktiivinen päähalkaisija (L4)	129,653	64,8265
(L3)		63,017
(L2)		61,587

Summajakopoikkeamaan tarvittava L mitta

Moduuli	2,6
k	6
Pt	8,1681409
$L=k*Pt$	49,0088454

Kokonaisjakopoikkeamaan tarvittava jakohalkaisija

d	122,2
---	-------

Profiilin tarkistuspisteet:	mm	Astetta (roll angle)
L1	16,56	16,53
L2	22,28	22,24
L3	25,97	25,92
L4	30,10	30,04
L5	30,85	30,78

Mittahammasluku k	6
Wk	44,697
maksimi	44,631
minimi	44,593

arvot taulukosta

Summajakopoikkeama	32
Kokonaisjakopoikkeama	63

HYDRAULIPUMPUN HAMMASPYÖRÄ

Hammasluku

29

Tarkkuusluokka IT 7

Annettavat tiedot:

Hampaanpään viiste	0,35
Perushalkaisija	70,853
Tyvihalkaisija	69,617
Aktiivinen tyvihalkaisija (L)	73,131
vierintähalkaisija	77,119
Päähalkaisija (L5)	83,917
Jakohalkaisija	75,4
tehollisen kaaren pit	7,15
10% alue tehollisesta kyljese	0,715

Sädemitta

35,4265
34,8085
36,5655
38,5595
41,9585

Aktiivinen päähalkaisija (L4)	83,217
(L3)	
(L2)	

41,6085
39,2745
37,8445

Summajakopoikkeamaan tarvittava L mitta

Moduuli	2,6
k	5
Pt	8,1681409
$L=k*Pt$	40,8407045

Kokonaisjakopoikkeamaan tarvittava jakohalkaisija

d	75,4
---	------

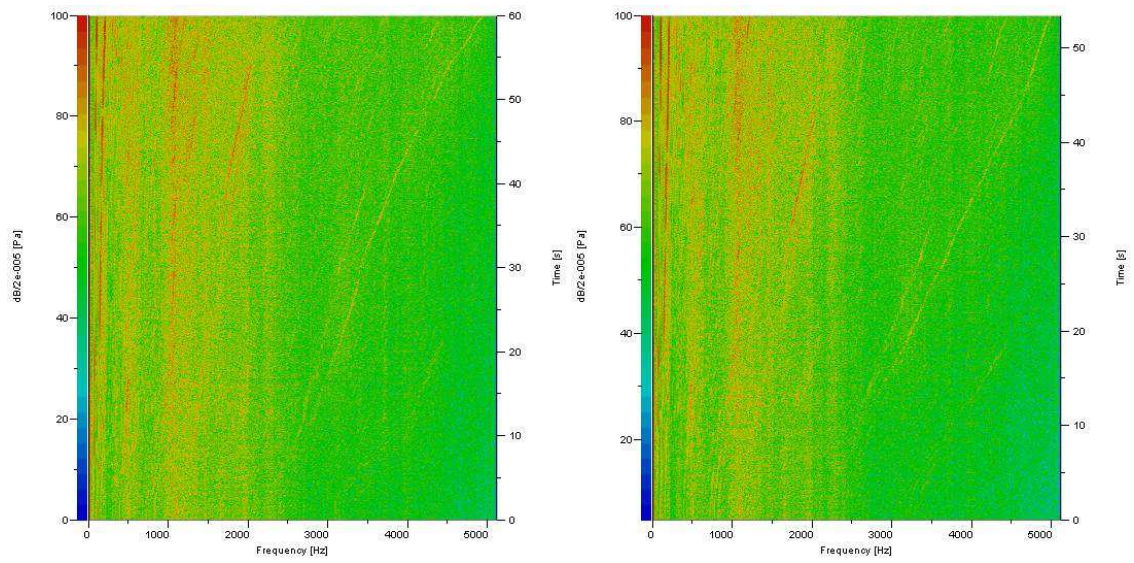
Profiilin tarkistuspisteet:	mm	Astetta (roll angle)
L1	9,06	14,65
L2	13,31	21,53
L3	16,95	27,42
L4	21,82	35,29
L5	22,48	36,36

Mittahammasluku k	5
Wk	36,49
maksimi	36,425
minimi	36,387

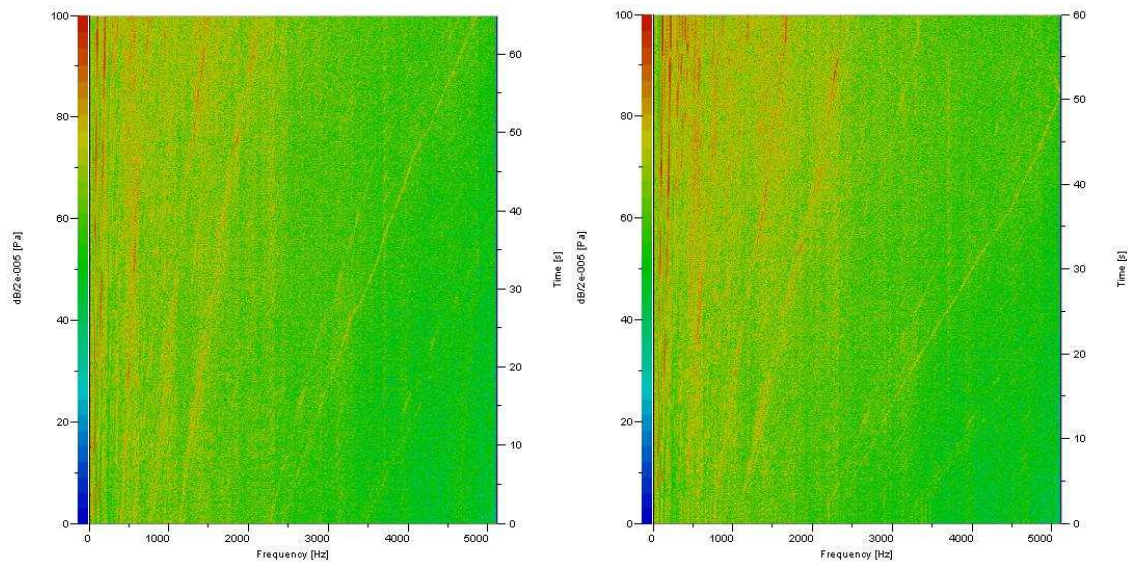
Summajakopoikkeama	32
Kokonaisjakopoikkeama	45

Liite 4. Moottorin ylösajon äänen 3d-mittausten kuvat

Vinohampaiset hammaspyörät



Suorahampaiset hammaspyörät



Liite 5. Melumittauksen tulokset

Kokonaismelut ilman painotuksia

RPM	Vinohampainen hammaspyörä		Suorahampainen hammaspyörä	
	Vino testi 1	Vino testi 2	suora testi 1	suora testi 2
1000	96,07	92,16	91,69	90,9
1500	98,78	97,62	95,87	96,67
1900	101,15	100,05	100,32	100,05
2100	103,11	101,37	101,79	101,36

Keskiarvot

RPM	Vino	Suora	Erotus
1000	94,115	91,295	-2,82
1500	98,2	96,27	-1,93
1900	100,6	100,185	-0,415
2100	102,24	101,575	-0,665

Kokonaismelut A-painotettuna

RPM	Vinohampainen hammaspyörä		Suorahampainen hammaspyörä	
	Vino testi 1	Vino testi 2	suora testi 1	suora testi 2
1000	93,56	91,42	90,93	89,69
1500	96,07	96,11	93,81	94,56
1900	99,06	98,7	98,7	98,06
2100	101,43	100,05	100,26	99,24

Keskiarvot

RPM	Vino	Suora	Erotus
1000	92,49	90,31	-2,18
1500	96,09	94,185	-1,905
1900	98,88	98,38	-0,5
2100	100,74	99,75	-0,99

kokonaismelut 1/3 oktaavikaistalla A-painotettuna

RPM	Vinohampainen hammaspyörä		Suorahampainen hammaspyörä	
	Vino testi 1	Vino testi 2	suora testi 1	suora testi 2
1000	92,89	91,54	91,57	89,89
1500	96,49	95,98	94,83	93,55
1900	99,03	98,81	98,44	97,87
2100	101,09	100,24	100,42	99,76

Keskiarvo

RPM	Vino	Suora	Erotus
1000	92,215	90,73	-1,485
1500	96,235	94,19	-2,045
1900	98,92	98,155	-0,765
2100	100,665	100,09	-0,575

Liite 6. Kotelon kannen kiihtyvyyssmittauksen tulokset

x=poikittain
y=pysty
z=kampiakselin
suunta

Väriäät m/s²

Testi 1

RPM	Vinohampaiset			Suorahampaiset		
	x	y	z	x	y	z
1000	12,3	10,98	19,51	15,1	14,95	22,39
1500	17,45	15,83	29,06	19,81	19,85	26,12
1900	25,25	23,56	41,08	36,43	35,27	53,41
2100	28,48	26,79	63,7	38,24	37,4	62,61

Testi 2

RPM	Vinohampaiset			Suorahampaiset		
	x	y	z	x	y	z
1000	11,54	10,27	15,11	12,31	12,57	18,59
1500	19,18	16,49	27,74	23,69	23,95	40,99
1900	24,9	22,95	43,78	29,97	32,61	50,71
2100	30,31	25,76	53,75	35,95	34,73	56,91