

HK300 KYTKINSARJAN TUOTEKEHITYS

Eerikki Kiviniemi

Opinnäytetyö
Toukokuu 2012

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Tekniikan ja liikenteen ala





Tekijä(t) Kiviniemi, Eerikki	Julkaisun laji Opinnäytetyö	Päivämäärä 21.05.2011	
	Sivumäärä 112	Julkaisun kieli Suomi	
	Luottamuksellisuus () saakka	Verkojulkaisulupa myönnetty (X)	
Työn nimi HK300 kytkinsarjan tuotekehitys			
Koulutusohjelma Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma			
Työn ohjaaja(t) Pekka Sällinen Lehtori			
Toimeksiantaja(t) Pertti Kolsi Manager, Engineering Moventas Santasalo Oy			Timo Kukko Project Manager Moventas Santasalo Oy
Tiivistelmä Opinnäytetyö toteutettiin Moventas Santasalo Oy:n toimeksiannosta. Työ on jatkoa syksyllä Jyväskylän Ammattikorkeakoulussa toteutetulle koneensuunnitteluprojektille joka myös tehtiin kyseiselle yritykselle. Työn aiheena oli selvittää voidaanko yrityksen vanhaa kytkinsarjaa kehittää yrityksen toiveiden mukaisesti. Tuolloin tutkimuksen aiheena olivat kahden kytkinsarjan kaksi kytkintä HKBR305 ja HK305. Tämän opinnäytetyön aiheena oli toteuttaa aikaisempaan projektiin pohjautuvat tuotekehitystoimet HK-kytkinsarjalle. Tavoitteena oli saada kytkinsarjan konstruktio lukittua ja mahdollisuuksien mukaan tuotesitteeseen tietoja laadittua. Aihetta päätettiin rajata koskemaan ainoastaan HK301 - HK310 kytkimiä, ulkopuolelle rajattiin kytkimet HK311 - HK315. Aihealuetta rajattiin ja tarkennettiin vielä työn edetessä. Kytkinsarjan kehittämisen tavoitteita olivat suuremman vääntömomentin siirtäminen, isompien akselien käyttäminen, vanhan kytkinsarjan laippaliitoksen säilyttäminen ja kytkimen navan kääntämisen mahdollistaminen. Työssä tutkittiin hammastuksen, kiilaliitoksen ja ruuviliitoksen siirtokykyä. Myös sisäreiän kasvattamisen aiheuttamaa kiilauran pohjan ja tiivistyshalkaisijan välistä etäisyyden pienenemistä tutkittiin ohjearvojen ja FEM- analyysin avulla. Kytkimen sallittujen liikevarojen takaamiseksi tutkittiin hammastuksen paikkoja sekä varmistettiin hammastuksen kosketuksen paikoillaan pysyminen. Tutkimuksien tuloksina sain tehtyä alustavat kytkinkonstruktioita, josta tein yritykselle 3D- mallit. Alustavia konstruktioita täytyy vielä tämän opinnäytetyön jälkeen tutkia ja muokata. Jatkotutkimuksien kohteita ovat sallittavan vääntömomentin määrittäminen, suurempien liikevarojen mahdollistaminen, hammastuksen voiteluun liittyvät tutkimukset ja kiilauran tutkiminen valituilla vääntömomenteilla. Näiden tutkimusten pohjalta alustava konstruktio tulee muotoutumaan yrityksen toiveissa olevaksi uudeksi kytkinsarjaksi.			
Avainsanat (asiasanat) Hammaskytkin, Moventas, Tuotekehitys			
Muut tiedot Julkisesta opinnäytetyöstä on liitteet poistettu			



Author(s) Kiviniemi, Eerikki	Type of publication Bachelor`s Thesis	Date 21.05.2011			
	Pages 112	Language Finnish			
	Confidentially Secret () Until	Permission for web publication (X)			
Title Product development of the gear coupling series HK300					
Degree programme Mechanical and Production Engineering					
Tutor(s) Pekka Sällinen Lecturer					
Assigned by Pertti Kolsi Manager, Engineering Moventas Santasalo Oy			Timo Kukko Project Manager Moventas Santasalo Oy		
Abstract This thesis work was carried out in Moventas Santasalo. It was a continuation for a design project that was done in JAMK University of Applied Sciences in autumn 2011, also for Moventas Santasalo. The aim of the project was to find out if it would be possible to improve the company's gear coupling series according to the company's wishes. The project concerned two couplings of two coupling series, HK305 and HKBR305. The aim of this thesis was to carry out the product development activities for HK coupling series based on the earlier project. The purpose was to decide the construction of the coupling series and as far as possible draw up information for the product brochure. The subject was limited to concern only HK301 - HK310 couplings and HK311 - HK315 were left outside the inspection. Furthermore, some outlining was also done as the work proceeded. The specific aims of the coupling series development were moving the bigger torque, using bigger axels, preserving the old flange connection as well as making the turning of the hub possible. The torque transmission capacity of the tothing, wedge connection and screw connection were studied, as well as decreasing of the distance between the bottom of the wedge groove and the sealing diameter caused by the extension of the inner hole of the hub. The latter was studied using the reference values and FEM analysis. To ensure the allowed moving distance of the coupling, the placing of the tothing was studied and the constant contact between the toothings was ensured. As a result, the preliminary coupling constructions were constructed and 3D models were made for the company. The preliminary constructions still need more careful inspection and modification after this project. The targets of a further study are the definition of the allowed torque, allowing a bigger moving distance of the coupling, studies concerning the tothing lubrication and studying the wedge groove with the chosen torques. Based on these studies, the preliminary constructions will be developed into the new coupling series that the company wants.					
Keywords Gear Coupling, Moventas, Product development					
Miscellaneous From the public version the appendices have been removed					

Sisältö

1	JOHDANTO	8
2	TAVOITTEET.....	9
3	YRITYSESITTELY.....	10
3.1	Moventas.....	10
3.2	Moventas Santasalo Oy.....	11
3.2.1	Moventas Santasalo Oy: Tuotekehitysprosessit.....	12
4	TIETOPERUSTA	15
4.1	Tuotekehitys	15
4.2	Tuotekehitystoiminta Stage- Gate.....	15
4.3	Tuotteiden elinkaari.....	18
4.4	Kytkimet	19
4.5	Hammaskytkimet.....	22
4.6	HK300- sarjan esittely	25
5	PROJEKTIN TOTEUTUS, AIKATAULU JA TALOUSLASKELMAT	26
5.1	Projektin toteutus.....	26
5.2	Aikataulu.....	27
5.3	Talouslaskelmat	29
5.3.1	Talouslaskelmat: Käytetyt tunnit.....	30
5.3.2	Talouslaskelmat: Projektin hyödyt	32
6	TOTEUTUS KÄYTÄNNÖSSÄ.....	35
6.1	Vääntömomentin siirtokyvyn laskenta	36
6.1.1	Hammastus.....	36
6.1.2	Kiilaliitos	37

6.1.3	Ruuviliitos	39
6.1.4	Vertailu: valmistajien vertailu - suorituskyky, sisähalkaisija, ulkohalkaisija	43
6.2	Navan sisäreiän kasvattaminen	47
6.2.1	Tutkimus: Kiilaliitoksen ja tiivistyshalkaisijan etäisyys	48
6.2.2	Tuumamitoitetun kiilaliitoksen etäisyydet tiivistyshalkaisijaan ja tyvihalkaisijaan	51
6.2.3	Kiilauran tutkiminen FEM- analyysin avulla	52
6.3	Kiinteä vai irrotettava päätylaippa	54
6.4	Muut tutkimukset	56
6.4.1	Vertailu: Agma- standardi	56
6.4.2	Vertailu: paperitiiviste vai tiivistemassa?.....	58
6.4.3	Asentajan haastattelu	59
6.4.4	Valmistajan näkemykset ja huomiot kytkimien suunnittelusta	60
6.5	Uuden konstruktion luominen	61
6.5.1	Alustava kytkimien 3D-mallintaminen	61
6.5.2	Tutkimus: O-renkaiden valinta alustavan konstruktion pohjalta	62
6.5.3	Hammastuksen paikan siirtäminen ja liikevarat	64
6.6	Tarkistuksien tekeminen uuden konstruktion pohjalta	68
6.6.1	Tutkimus: Hammaskosketus ja ääriasennot	68
6.6.2	Kulmavirheestä johtuva kosketuskohta.....	70
6.7	Uuden kytkinsarjan ehdotelma	71
6.7.1	Mallit ja kuvat uusista kytkimistä	71
6.7.2	Jatkotutkimukset	73

6.7.3	Käytetyt tutkimusmenetelmät	74
7	TULOSTEN POHDINTA.....	75
8	LÄHTEET	79
9	LIITTEET	81
9.1	Liite 1. Hammastuslaskennan tulokset	81
9.2	Liite 2. Esimerkki ruuviliitoslaskelmasta.....	83
9.3	Liite 3. Ruuviliitoslaskelman tulokset.....	88
9.4	Liite 4. Kiilauran pohjaetäisyyden laskennan tulokset.....	89
9.5	Liite 5. Kiinteä vai irrotettava laippa: Tulokset.....	92
9.6	Liite 6. AGMA standardin mukainen laippaliitos	93
9.7	Liite 7. Liikevarojen laskennan tulokset	94
9.8	Liite 8. Hammastuksen kosketuskohdan laskennan tulokset	96
9.9	Liite 9. Kulmavirhelaskennan tulokset	97
9.10	Liite 10. Osittainen Fem-laskentaraaportti	98

KUVIOT

KUVIO 1.	Käytön periaatepiirros.....	13
KUVIO 2.	Moventas Santasalo Oy tilausten hajonta 2010.....	14
KUVIO 3.	Stage- gate- malli.....	15
KUVIO 4.	Tuotteen elinkaari.....	18
KUVIO 5.	Akselinliitosten ja kytkimien tärkeimmät toiminnot.....	21
KUVIO 6.	Hammaskytkin	23
KUVIO 7.	Päätylaipallinen hammaskytkin.....	23
KUVIO 8.	Väliputkellinen hammaskytkin.....	24
KUVIO 9.	Hammaskytkin käännetyillä navoilla.....	24

KUVIO 10. HK kytkimien myyntimäärät 2001 - 2011	32
KUVIO 11. Muiden kytkinvalmistajien kytkimet.....	33
KUVIO 12. HK kytkimien myyntimäärän ennuste 2001 - 2013.....	33
KUVIO 13. Suorituskyky ja sisäreikä 1/2.....	44
KUVIO 14. Suorituskyky ja sisäreikä 2/2.....	45
KUVIO 15. SFS 2636 mukainen tasakiila.....	49
KUVIO 16. Suora etäisyys.....	50
KUVIO 17. Vino etäisyys.....	50
KUVIO 18. Ansys, elementtiverkko.....	53
KUVIO 19. Fem analyysien tuloksia.....	53
KUVIO 20. Kytkimen dimensiot napojen ollessa oikein päin.....	66
KUVIO 21. Kytkimen dimensiot navat käännettynä.....	67
KUVIO 22. Hammastuksen ongelmallinen kosketuskohta.....	68
KUVIO 23. Kulmavirheestä johtuva ylimmän hampaan poikkeuma.....	70
KUVIO 24. Uusi HK303- kytkin.....	71
KUVIO 25. Uusi HK305- kytkin.....	72

TAULUKOT

TAULUKKO 1. Suunniteltu aikataulu.....	28
TAULUKKO 2.. Toteutunut aikataulu.....	28
TAULUKKO 3. Opinnäytetyön työmäärän rahallinen arvo.....	31
TAULUKKO 4. Valmistajien vertailutaulukko.....	46
TAULUKKO 5. Vanhat ja uudet o-renkaat.....	63
TAULUKKO 6. O-renkaiden ominaisuuksia.....	64
TAULUKKO 7. Uuden kytkinsarjan muutokset vanhaan nähden.....	73

LASKENNOISSA KÄYTETYT MERKINNÄT

Merkintä	Nimitys	Yksikkö
----------	---------	---------

KIILALIITOSLASKENTA

Re	Materiaalin myötöraja	N/mm ²
T _{sall}	Sallittu leikkausjännitys	N/mm ²
M _{v,n}	Vääntömomentin siirtokyky navalla	N/mm ²
d	Akselin halkaisija	mm
p _n	Navan pintapaine	N/mm ²
l	Kiilan pituus	mm
t ₂	Navan uran syvyys	mm
M _{v,a}	Vääntömomentin siirtokyky akseli	Nm
p _a	Akselin pintapaine	mm
t ₁	Akselin uran syvyys	mm
M _{v,k}	Vääntömomentin siirtokyky kiila	Nm
τ	Leikkausjännitys	N/mm ²

RUUVILIITOSLASKENTA

d ₁	Ruuvien halkaisija	mm
P ₁	Kierteen nousu	mm
d ₂	Ruuvien kylkihalkaisija	mm
d ₃	Ruuvien sydänhalkaisija	mm
A ₃	Ruuvien sydänpinta-ala	mm
A _s	Ruuvien jännityksen pinta-ala	mm
D _K	Ruuvien kannan halkaisija	mm
D _B	Kiinnitysreiän halkaisija	mm
L ₁	Ruuvien soviteosan pituus	mm
E _s	Ruuvimateriaalin kimmokerroin	N/mm ²
R _{p0.2}	Ruuvien venymisraja	N/mm ²
V _p	Ruuvien myötörajan hyödyntämssuhde	-
Z ₁	Ruuvien lukumäärä	-
d _t	Ruuvien jakoympyrän halkaisija	mm
m ₁	Leikkautuvien pintojen lukumäärä	-
L ₂	Kierreosan pituus	mm
μ _G	Kierteen pienin kitkakerroin	-
μ _{G2}	Kierteen suurin kitkakerroin	-
μ _K	Ruuvien kannan ja alustan välinen pienin kitkakerroin	-
μ _{K2}	Ruuvien kannan ja alustan välinen suurin kitkakerroin	-
μ	Liitettävien osien välinen kitkakerroin	-
M _a	Ruuvien kiristysmomentti	Nm
E _p	Yhteen puristettujen kappaleiden kitkakerroin	-
D _a	Puristuksen alaisen pinnan halkaisija	mm
L _p	Liitettävien osien paksuus	mm
p _G	Alustan materiaalin rajapintapaine	N/mm ²
T ₁	Siirrettävä vääntömomentti	Nm
d ₀	Ruuvien kylkihalkaisijan ja sydänhalkaisijan	

D_{KM}	keskiarvoinen halkaisija Ruuvien keskimääräisen kitkavaikutus ympyrän halkaisija	mm mm
σ_M	Ruuvissa oleva vetojännitys kiristettäessä	N/mm ²
F_{Mmax}	Sallittu esikiristys voima	N
F_{Mmin}	Ruuviin kohdistuva pienin mahdollinen kiristysvoima	N
F_{1Mmax}	Ruuviin kohdistuva suurin mahdollinen kiristysvoima	N
A_{I1}	Soviteosan pinta-ala	mm
k_{s1}	Sovite osan jousivakio	N/mm
k_{s2}	Kierre osan jousivakio	N/mm
k_s	Ruuvien jousivakio	N/mm
A_{red}	Redusoitu alustan joustolierion poikkiala	mm ²
k_p	Yhteen puristettujen kappaleiden jousivakio	N/mm
ΔL_z	Liitoksen asettuman summa	-
F_z	Ruuviliitoksen asettuminen	N
F_v	Ruuvien kiristysvoima asettumisen jälkeen	N
A_p	Mutterin kannan ja alustan välinen kosketuspinta-ala	mm ²
p	Suurin sallittu pintapaine ruuvinkannan alla	N/mm ²
Q_u	Sallittu kitkavoima yhdellä ruuvilla	N
Q_{k1}	Vääntömomentista aiheutuva kitkavoima yhdelle ruuville	N
T_{max}	Vääntömomentti kitkavoimien varmuuden olessa 1	Nm

TUTKIMUS: KIILALIITOKSEN JA TIIVISTYSHALKAISIJAN ETÄISYYS

E_h	Etäisyys kiilauran pohjasta hammastuksen tyvihalkaisijaan	mm
E_t	Etäisyys kiilauran pohjasta tiivistyshalkaisijaan	mm
d_f	Hammastuksen tyvihalkaisija	mm
d	Akselin halkaisija	mm
t_2	Kiilauran syvyys navassa	mm
m	moduuli	mm
d_j	Hammastuksen jakohalkaisija	mm
d_t	Tiivistyksen halkaisija	mm
SUOHJE	Suunnitteluohje 3.5 x moduuli	mm
V_{SUOHJE}	Varmuus suunnitteluohjeeseen nähden	-
OHJE	Ohjearvo $d < 100\text{mm}$ 2,5 x m, $d > 100\text{mm}$ 3 x m	mm
V_{OHJE}	Varmuus ohjearvoon	-

KIINTEÄ VAI IRROITETTAVA PÄÄTYLAIPPA

d_t	Ruuviliitoksen jakohalkaisija	mm
d_a	Hammastuksen päähalkaisija	mm
d_{holkki}	Holkin tarvitsema tila	mm
$d_{a,v}$	Välyksellinen sisämitta	mm
V_{hh}	Päähalkaisijan ja holkinvälinen välyys	mm
S_p	Seinämän paksuus	mm

HAMMASTUKSEN PAIKAN SIIRTÄMINEN JA LIIKEVARAT

NAVAT OIKEIN PÄIN

A	Navan hammastuksen etäisyys navan päähän	mm
B	Navan pituus	mm
C	O-rengas uran pituus	mm
D	Holkin sisäpuolen pituus	mm
V	Viisteen pituus	mm
O	O-rengas uran sisäseinämän pituus	mm
F	Liikevara ulospäin	mm
E	Sallitun kulmavirheen vaatima tila	mm

NAVAT KÄÄNNETTY

A	Navan hammastuksen etäisyys navan päähän	mm
B	Navan pituus	mm
D	Holkin sisäpuolen pituus	mm
O	O-rengas uran sisäseinämän pituus	mm
E	Sallitun kulmavirheen vaatima tila	mm
T _{.mit}	Etäisyys navan hammastuksesta tiivistysolakkeen loppuun	mm
W _n	Navan hammastuksen leveys	mm
W _h	Holkin hammastuksen leveys	mm
K _L	Holkin hammastuksen katkaisu uran leveys	mm
T _p	Tiivistysuran pituus	mm
F _{kmax}	Maksimi liikevara ulospäin	mm
F _{ksall}	Sallittu liikevara +/-	mm
DBSE _{min}	Akselinpäiden lyhin etäisyys	mm
DBSE _{max}	Akselinpäiden pisin etäisyys	mm

HAMMASTUSKOSKETUS JA ÄÄRIASENNOT

W _n	Navan hammastuksen leveys	mm
A	Navan hammastuksen leveyden puolikas	mm
B	Etäisyys ulkoholkin hammastuksen lopusta päätylaippaan	mm
C	Etäisyys ääriasennoissa	mm
D	Max. Vääntömom Puolikas Hertzin pintapaine	mm
D _{1,5}	VääntMom/1,5 Puolikas Hertzin pintapaineen leveys	mm

KOSKETUSKOHTA KULMAVIRHEESTÄ JOHTUEN

Da/2	Hammastuksen päähalkaisija / 2	mm
α	Kulma	rad
P	Poikkeuma	mm
E	Kallistuksen tarvitsema liikevara	mm

1 JOHDANTO

Opinnäytetyö pohjautuu syksyllä 2011 tehtyyn koneensuunnitteluprojektityöhön Moventas Santasalo Oy:lle. Työn tekijöinä tuolloin olivat Mika Ketola, Heikki Koljonen ja Eerikki Kiviniemi ja työn ohjaajana oli Pekka Sällinen. Työssä tutkittiin kahden tuotesarjan kahta kytkinmallia: HK- sarjan HK305 kytkintä ja HKBR- sarjan HKBR305 kytkintä. Tutkimusten tarkoituksena oli selvittää voidaanko yrityksen toivomusten mukaiset tuotekehitysparannukset toteuttaa. Tutkimuksissa käytiin läpi kytkimien hammastuksen, hitsausliitoksen, kiilaliitoksen ja ruuviliitoksen siirtokyvyt. Tuloksista todettiin, että yrityksen toivomien muutoksien toteuttaminen olisi mahdollista.

Edellä mainittujen tulosten pohjalta yritykselle syntyi tarve toteuttaa tuotekehitysprojekti liittyen koko kytkinsarjaan. Yritys otti yhteyttä minuun Eerikki Kiviniemeen ja kysyi haluaisinko tehdä yritykseen opinnäytetyön ja jatkaa aloittamaamme tuotekehitysprojektia. Vastasin työtarjoukseen myöntävästi.

Otin tämän aiheen vastaan koska minulla on aikaisemmasta työtaustastani paljon kokemusta yrityksen toiminnasta ja koen että omasta osaamisestani voisi olla eniten hyötyä tässä yrityksessä. Halusin myös nähdä miten syksyllä käynnistämämme projekti etenee, mitä lisäselvityksiä tehdään ja ennen kaikkea olen erittäin kiinnostunut erilaisista tuotekehitysprojekteista.

Aiheena koen työn erittäin monipuoliseksi ja haastavaksi, uskon että kaikki jo osaamani, koulussa oppimani ja luova hulluus tulee käytettyä tämän työn toteuttamiseksi. Kiinnostavaa on myös se, että pääsen itse tekemään suurimman osan tutkimuksista, selvityksistä ja ideoinnista.

2 TAVOITTEET

Työn tilaajayrityksen Moventas Santasalo Oy:n kohdalla työn tavoitteena on kehittää jo olemassa olevasta kytkinsarjasta uusi, kilpailukykyisempi, kustannustehokkaampi ja kaikin puolin parempi kytkinsarja. Uuden kytkinsarjan valmistuttua sarja lanseerataan markkinoille ja myynti uusiin kohteisiin voidaan aloittaa. Opinnäytetyössä tarkoituksena oli saada uuden kytkinsarjan konstruktio päätettyä ja dokumentoitua. Työ rajattiin koskemaan ainoastaan kytkimiä HK301 - HK310 ja työn ulkopuolelle jäivät vanhan sarjan viisi suurinta kytkintä HK311 - HK315.

Oma tavoitteeni on päättää 4 vuoden opiskeluni Jyväskylän ammattikorkeakoulussa. Työstä tulen oppimaan suuresti tulevaisuutta silmällä pitäen. Pystyn havaitsemaan jo oppimani taidot, näkemään missä taitoja voi käyttää, mitä hyötyä on oppimistani asioista sekä saamaan varmuutta omaan tekemiseeni.

Opinnäytetyössä tavoitteena on saada uuden kytkinsarjan konstruktio päätettyä ja lukittua sekä tuottaa muutamia tuotetietoja sisältäviä taulukoita uuteen tuotesitteeseen, mikäli aikaa riittää. Työtä tehdään aktiivisesti viikolle 17, minkä jälkeen aloitetaan työn raportointi. Työlle on laadittu tehtävälista jonka mukaan töitä tehdään. Lista päivittyy vaatimusten mukaisesti ja työt saattavat lisääntyä tai muuttaa järjestystään.

3 YRITYSESITTELY

3.1 Moventas

Moventas kuuluu maailman suurimpien tuuliturbiinivaihteiden valmistajien joukkoon. Yritys toimittaa myös erilaisia voimansiirtoratkaisuja, huolto- ja ylläpitopalveluja teollisuuden tarpeisiin. Yrityksessä työskentelee tällä hetkellä 900 työntekijää kymmenessä eri maassa. Yrityksen lopputuotteiden käytöstä suurin osa suuntautuu uusiutuvaan energiaan. (This is Moventas 2012.) Yrityksen Jyväskylän toimipisteissä työskentelee tällä hetkellä 324 työntekijää (Jäämaa 2011.).

Moventas on jaettu kahteen operatiiviseen yritykseen, jotka ovat teollisuusvaihteisiin erikoistunut Moventas Santasalo Oy ja tuuliturbiinivaihteisiin keskittynyt Moventas Wind Oy. Nämä yritykset omistaa holding-yhtiö Moventas Holdings, jonka omistaa rahastoyhtiö Clyde Blowers. (This is Moventas: Board of directors 2012.)

Kauppalehden mukainen liikevaihto Moventas Wind Oy:llä vuonna 2010 oli 102,7 M€ ja Moventas Santasalolla 56,2 M€ (Kauppalehti 2012.). Clyde Blowers osti Moventaksen vuonna 2011 noin sadalla miljoonalla eurolla. (Lukkari 2012.)

Tuoreimman tiedon mukaan Moventas Santasalo Oy ja Moventas Wind Oy yhdistetään yhdeksi yritykseksi. Tällä menettelyllä yksinkertaistetaan yrityksen hallinnallista toimintaa ja yhtiörakennetta. Yhdistymisen on määrä tapahtua 31. elokuuta. (Laine 2012.)

3.2 Moventas Santasalo Oy

Moventas Santasalo on yksi maailman johtavimmista prosessiteollisuuden vaihde-toimittajista. Yritys suunnittelee, kehittää ja valmistaa raskaan teollisuuden tarpeisiin modulaarisia, asiakkaan tarpeen mukaan räätälöityjä ratkaisuja. Yrityksen modulaarinen vaihdesarja sisältää lieriö-, kartio ja planeettavaihteiden lisäksi kaikki tarvittavat lisävarusteet. Yrityksen täyden elinkaaren palvelut ja muiden asiakkaiden tukitoimet takaavat tuotteiden jatkuvan saatavuuden. (What we do: Strong heritage in industrial gears 2012.)

Täysimittaisena toimittajana Moventas Santasalo toimittaa mekaanisia käytönratkaisuja uusintoihin, modernisointeihin ja uusiin asennuksiin täyden palvelun avaimet käteen -periaatteella. Yrityksen tärkeimmät asiakasryhmät ovat sellu- ja paperiteollisuus, kaivostoiminta, mineraalien käsittely, energia- ja sokeriteollisuus. Yritys toimittaa ratkaisuja myös muihin teollisuuden prosesseihin, kuten sekoitus, kuljetus, pumppaus, puristaminen, lämpökäsittely- ja nostolaitteet. (What we do: Strong heritage in industrial gears 2012.)

Yrityksen asiantuntemus ylettyy 120 vuoden taakse. Yritys omistaa tuotetiedot seuraaviin alkuperäistuotteisiin: Metso Drives, Santasalo, Valmet, Sauerwald, Asea, Wärtsilä ja Rauma-Repola. Yritys toimittaa vastaavia tuotteita asiakkaan tarpeisiin tuotemerkeillä Moventas ja Santasalo. (Kukko 2012.)

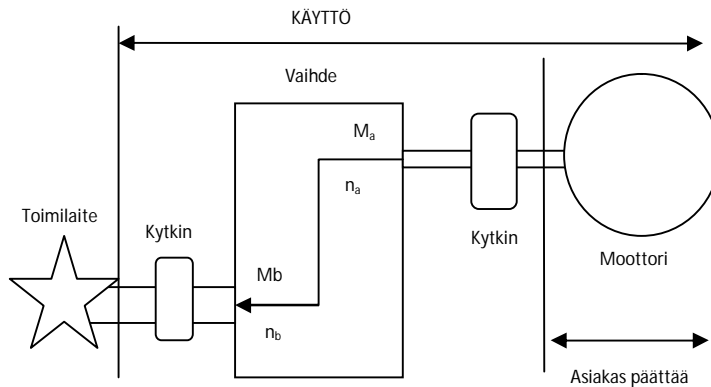
Moventas Santasalolla toiminta on Suomessa keskittynyt kahteen toimipisteeseen jotka ovat Karkkila ja Jyväskylä. Karkkilassa on yrityksen päätoimipiste, Karkkilassa työskentelee tällä hetkellä noin 224 työntekijää. Jyväskylän yksikössä työskentelee noin 30 henkilöä myynti-, tuotekehitys- ja suunnittelutehtävissä (Kolsi 2011.). Yrityksen uudelleen järjestelyjen seurauksena tuotanto Karkkilasta siirretään kuluvan vuo-

den 2012 aikana Jyväskylään ja Karkkilan työntekijämäärä vähenee 53 henkilöön (Laine 2012.).

3.2.1 Moventas Santasalo Oy: Tuotekehitysprosessit

Tämä osuus raportista tehtiin 24.11.2011 tehdyn haastattelun pohjalta. Haastateltavana oli Moventas Santasalo Oy Jyväskylän yksikön suunnittelupäällikkö Pertti Kolsi.

Yrityksessä suoritetaan kolmentyyppisiä suunnittelutehtäviä: vaihdesuunnittelua, huoltosuunnittelua ja käytön suunnittelua. Vaihdesuunnittelussa suunnitellaan vaihteita ja kytkimiä. Huoltosuunnittelussa suunnitellaan olemassa olevan laitekannan huolto, uusinta ja modernisoinnit. Käytön suunnittelussa suunnitellaan käyttökokoisuus. Käytöllä tarkoitetaan kuvion 1 (KUVIO 1) mukaista järjestelmää. Kuvioista nähdään, että käyttöön kuuluvat osat ovat moottori, moottorin puoleinen kytkin, vaihde ja toimilaitteen puoleinen kytkin. Kytkimen tilalla voidaan käyttää myös nivelakseleita. Käytön suunnittelussa on myös huomioitava pyörivien osien suojakotelot ja perustukset joita ei kuviossa esitetä. Jyväskylän toimipisteessä käytön suunnittelu työllistää tällä hetkellä vakituisesti noin 5 henkilöä. Hyvänä esimerkkinä käytön suunnittelujen työllistävydestä voidaan pitää sitä että uudessa paperikoneessa on keskimäärin 50 - 100 käyttöä. (Kolsi 2011.)



KUVIO 1. Käytön periaatepiirros

Suunnitteluprosesseista kuvataan seuraavassa lyhyesti käytön suunnittelua. Käytön suunnittelu aloitetaan asiakkaan yhteydenoton pohjalta, yhteydenotossa asiakas kertoo suunnittelun lähtötiedot. (Mt.)

Lähtötietojen pohjalta suoritetaan mitoituslaskelmat ja komponenttien valinnat, näiden tietojen avulla voidaan asiakkaalle tehdä tarjouslaskelma. Tarjous sisältää käytön suunnittelun, siihen liittyvät komponentit (paitsi moottorit) sekä asennustarvikkeet. Moottorin asiakas valitsee itse. (Mt.)

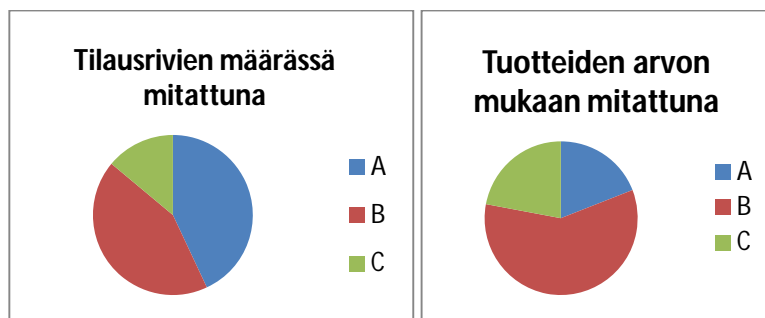
Asiakkaan hyväksytyä tarjouksen aloitetaan tilauksen käsittely. Ensimmäisenä vaiheena suoritetaan layout-suunnittelu. Tämän vaiheen kesto tilauksesta on maksimissaan neljä viikkoa. Suunnittelussa mallinnetaan komponenttien sijoitukset, piirretään perustuksista kuvat ja suunnitelmat. Varsinaiset perustusten valusuunnittelut suorittaa toinen yritys. (Mt.)

Tämän jälkeen suoritetaan osien tilaus tai osat vapautetaan tuotantoon. Tilauksessa otetaan huomioon kriittisten komponenttien toimitusaikojen pituus. Viimeisenä vaiheena piirretään asennuskuvat. Käytön kasaamisen suorittaa yleensä asiakas. (Mt.)

Yrityksen tuotekehitysprojektit noudattavat yrityksen tarpeisiin muokattua Stage-Gate- mallia. Mallissa kehitysideat tulevat myynnin kautta yrityksen asiakkailta. Projektin vaiheisiin kuuluu projektista riippuvia mitoitussuunnitelmia ja testauksia. Perusmallin mukaisesti vaiheiden välissä suoritetaan porttitarkastukset, joiden aikana tarkastetaan onko edellisen vaiheen työt suoritettu ja sovitaan jatkotoimenpiteistä. (Mt.)

Tilaus-toimitusprosessissa komponentit jaotellaan ABC- ryhmittelyyn mukaisesti. ABC- ryhmittelyllä tarkoitetaan tuotteiden jakamista tehtävän työmäärän mukaan. A- ryhmässä ei tarvita suunnittelua sillä tilauksessa valitut tuotteet ovat tuotemallistosta suoraan valittuja. B- ryhmässä tarvittavan suunnittelun määrä on vähäinen koska tilattuihin tuotteisiin täytyy tehdä vain pieniä muutoksia. C- ryhmän tuotteiden suunnittelun määrä on suuri ja tuotteet ovat voimakkaasti räätälöityjä. (Mt.)

Yrityksessä tuoteryhmittelyjen jakautuminen vuoden 2010 tilausten perusteella noudattaa suurin piirtein kuvion 2 (KUVIO 2) mukaista hajontaa.



KUVIO 2. Moventas Santasalo Oy tilausten hajonta 2010

4 TIETOPERUSTA

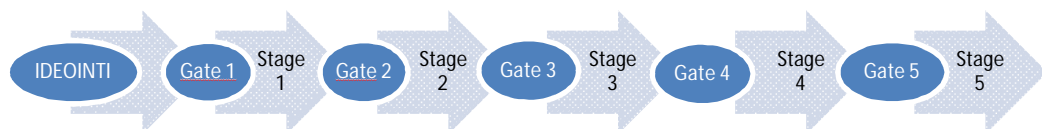
4.1 Tuotekehitys

Tuotekehitys on yritystoimintaa, jonka tarkoituksena on kehittää yrityksessä jo olemassa olevia tuotteita sekä kehittää uusia tuotteita. Tuotekehityksen tavoitteena on yrityksen liiketoiminnan kannattava toteuttaminen, markkina-aseman säilyttäminen ja parantaminen sekä yritystoiminnan jatkuvuuden takaaminen. (Jaakola & Tunkelo 1987, 12.)

Tuotekehitystoiminnassa tulee ottaa huomioon yrityksen tuotannon, markkinoinnin, materiaalitalouden ja kilpailutilanteen vaatimukset. Vaatimuksia voivat olla esimerkiksi standardityökalut, asiakkaan vaatimukset, käytettävät materiaalit, kilpailijoiden vahvuudet ja heikkoudet. (Mts. 12.)

4.2 Tuotekehitystoiminta Stage- Gate

Stage- Gate Cooperin mallin mukainen tuotekehitysprosessi noudattaa kuvion 3 (KUVIO 3), mukaista vaiheistusta.



KUVIO 3. Stage Gate-malli

Vaiheporttimallissa jokaista vaihetta edeltää portti, jossa päätetään jatketaanko projektia vai ei. Päätökset tehdään Go/Kill komennoina. Porteilla tarkastetaan edellisen vaiheen tehtävien toteutus ja päätetään seuraavan vaiheen toimintaohjeet. (Cooper 2004, 213 - 214.)

Ideavaiheeseen sisältyvät kaikki ideat uusista kehittämisen kohteista ja uusista tuotteista. Ideat voivat syntyä yrityksen sisäisesti tai asiakkaan toimesta. Ideoita tarkastellaan portilla 1. Portissa 1 tehdään ideoiden kevyt tarkastelu, jossa niitä käydään läpi muutamien avainkriteerien mukaisesti. (Mts. 218.)

Vaiheessa 1 suoritetaan idean kustannuksiltaan edullinen tutkiminen ja tässä vaiheessa keskitytään projektin tekniseen toteutettavuuteen sekä markkinalliseen arvoon. Tämä tutkimus tehdään niin sanottuna työpöytä tutkimuksena jolloin tutkimuksen kesto on ajallisesti alle kuukauden. Tämän jälkeen projektia tarkastellaan portissa 2, jolloin suoritetaan aikaisempaa porttia syvällisemmät tarkastelut. Portissa keskitytään tekniseen toteutettavuuteen ja markkinallisiin seikkoihin, kuten asiakkaiden mielipiteisiin ja markkina-arvoon. (Mts. 219 - 220.)

Vaihe 2 on liiketoiminnallisen mallin luominen. Vaiheessa tutkitaan projektin liiketaloudellisia menestymisen mahdollisuuksia ja asiakkaan haluja sekä tarpeita. Näiden selvittyä asiakkaan tarpeet muutetaan teknisiksi tuoteratkaisuiksi ja toteutettavaksi tuotteeksi. Kyseessä on yksityiskohtainen tutkimusvaihe, joka selvästi määrittää suunniteltavan tuotteen. Vaiheen aikana luodaan myös projektisuunnitelma, johon sisältyy kehityssuunnitelma, toimintasuunnitelma ja lanseeraussuunnitelma. (Mts. 220 - 221.)

Portti 3: kehitysvalmius. Tässä portissa on viimeinen mahdollisuus lopettaa projekti ilman suurien kustannuksien syntymistä. Portilla tarkistetaan edellisen vaiheen teh-

tävät ja erityisen tärkeää on liiketoiminnallisten seikkojen tarkistaminen. Hyväksytyt projektit etenevät vaiheeseen 3, missä aloitetaan projektisuunnitelman toteuttaminen. Tässä vaiheessa painoarvo on työn teknisellä toteuttamisella, johon sisältyy prototyyppien tekeminen ja testaaminen. Markkinatutkimuksia jatketaan ja syvennetään. Samalla luodaan yksityiskohtaiset testaus-, lanseeraus-, tuotanto- ja operatiiviset suunnitelmat. (Mts. 222 - 223.)

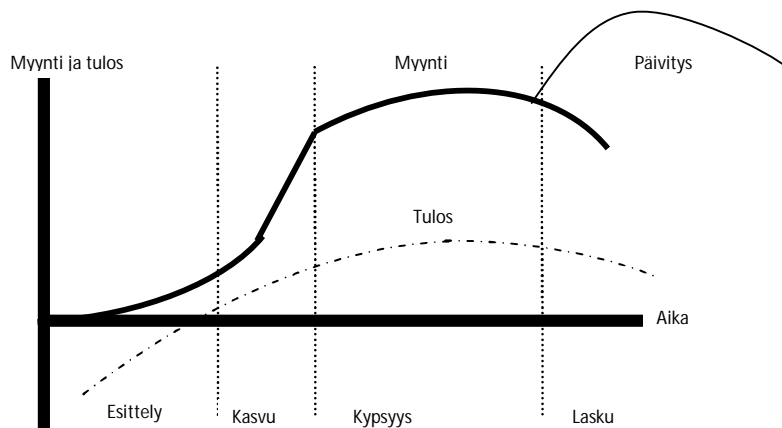
Portti 4: testausvalmius. Portilla tarkastetaan tuotteen projektisuunnitelman eteneminen ja suunniteltujen töiden toteuttaminen. Syvennetyt markkinatutkimukset sekä muut edellisessä vaiheessa tehdyt yksityiskohtaiset suunnitelmat tarkistetaan. Vaiheessa 4 tehdään tuotteelle erilaisia testejä, kuten tuotetestit, asiakastestit, käyttötestit, koetuotanto ja testimarkkinointi. Tässä vaiheessa tehdään myös valvottu liiketoiminnallinen analyysi, jossa selvitetään mahdollisimman tarkkaan projektin hyödyt uusien tarkempien kustannustietojen pohjalta. (Mts. 223 - 224.)

Portissa 5 tehdään viimeinen päätös tuotteen lanseeraamisesta markkinoille. Portilla tarkastellaan edellisen vaiheen tulokset erittäin kriittisesti. Pohditaan, onko tuotteen tuotanto mahdollista aloittaa ja ovatko liiketoiminnalliset edellytykset vielä olemassa. Tämän jälkeen projekti etenee vaiheeseen 5, jossa aloitetaan tuotteen markkinoille lanseeraaminen. Tällä tarkoitetaan lanseeraussuunnitelman ja tuotantosuunnitelman toteuttamista. Tämän vaiheen jälkeen aloitetaan tuotteen jälkiseuranta, jonka tarkoituksena on selvittää tuotteen menestyminen markkinoilla ja selvittää miten ennusteet sekä tutkimukset pitivät paikkaansa. Jälkiseurannasta saadaan tärkeää tietoa projektitoiminnan kehittämisen varalle. (Mts. 224 - 225.)

4.3 Tuotteiden elinkaari

Tuotteet ovat yksi yritystoiminnan kolmesta tärkeästä kulmakivistä yhdessä henkilöstön ja reaaliomaisuuden kanssa (Jaakola & Tunkelo 1987, 44.). Tuotteita ei saa jättää oman onnensa varaan täydellisen tuotteen valmistuttua, koska tämän päivän hittituote voi olla huomisen kallis ja kehityksestä jälkeen jäänyt hyllyntäyte.

Tuotteiden elinkaariajattelun tarkoituksena on selvittää yritykselle missä vaiheessa elinkaartansa tuote on nyt, huomenna ja vuosien päästä. Elinkaariajattelulla pystytään ennakoimaan milloin mahdollinen päivitys tai korvaava tuote täytyisi lanseerata sekä milloin tuote alkaa tuottaa tappiota, jolloin kustannukset nousevat suuremmiksi kuin hyödyt. Yksinkertainen elinkaarimalli on näkyvissä kuviossa 4 (KUVIO 4). Kuvios-
ta nähdään miten tuotteen myynti ja tulos/tappio käyttäytyvät tuotteen elinkaaren eri vaiheissa. Mallin pituus ja muoto vaihtelevat toimialoittain ja tuotteittain. (Mts. 46.)



KUVIO 4. Tuotteen elinkaari

Tuotteen elinkaariajattelussa nähdään neljä vaihetta: esittely, kasvu, kypsyys ja lasku. Esittelyvaiheessa tuotteen myyntimäärissä nähdään pientä kasvua ja tässä vaiheessa aletaan kuroa tuotekehityksessä tuotettuja tappioita umpeen. Kasvuvaiheessa tuotteen myynti kasvaa nopeasti ja tuote on hyväksytty markkinoille. Kypsyysvaiheessa tuotteiden myynti tasaantuu ja muuttuu laskuun. Laskuvaiheessa kilpailu markkinoilla on kiristynyt ja tuote ei vastaa enää markkinoiden odotuksia, jolloin tulos alkaa pienentyä. Tässä vaiheessa täytyisi pystyä lanseeraamaan päivitys vanhentuneeseen tuotteeseen, jotta päästäisiin jatkamaan tuotteen elinkaarta. (Mts. 45 - 47.)

4.4 Kytkimet

Kytkimien käyttötarkoituksena on yhdistää kaksi pyörivää akselia toisiinsa. Kytkimet voidaan jaotella akselinliitoksiin ja akselin kytkimiin. Akselinliitoskytkimiä ei voida kytkeä liikkuviin akseleihin, kun taas akselin kytkimet voidaan. (Airila ym. 1987, 198.)

Akselinliitoskytkimet voidaan jakaa kiinteisiin, liikkuviin ja joustaviin liitoksiin. Akselinliitoksen käyttämisen syitä ovat muun muassa seuraavat asiat: yhdistettävät akselit kuuluvat eri koneisiin, akseleita ei voida asentaa riittävän tarkasti, tarvitaan liikkuvaa ja joustavaa kytkintä, akselit ovat kulmassa toisiinsa nähden, täytyy muuttaa järjestelmän vääntöominaistaajuutta ja vaimentaa vääntövärähtelyjä. (Mts. 198 - 199.)

Kiinteisiin akselinliitoksiin kuuluvat laippa- ja kuorikytkimet. Laippakytkimillä tarkoitetaan laippaliitoksella yhteen liitettäviä kytkimiä, jolloin vääntömomentti siirretään laippojen välisen ruuviliitoksen kitkavoimien avulla. Laipat voidaan liittää akseleihin takomalla, hitsaamalla tai kiilaliitoksella. Kuorikytkimissä akseleiden päälle laitetaan

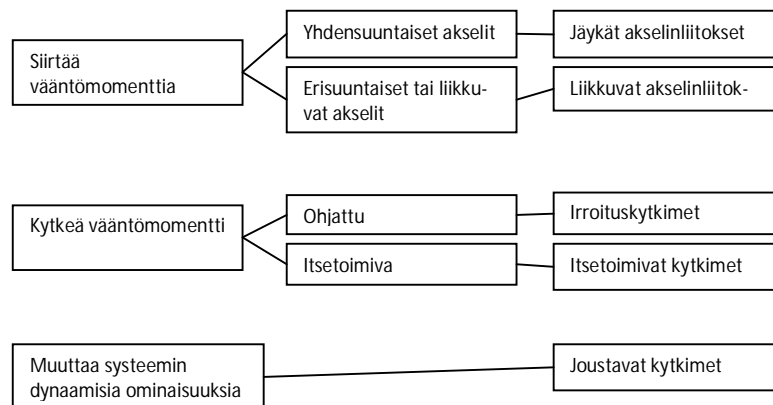
yhtenäinen holkki, mikä kiinnitetään akseleihin sokilla tai pidätinruuveilla. Käytettäessä kaksiosaista kuorikytkintä voidaan liittämiseen käyttää ruuveja ja suurien kytkimien tullessa kysymykseen käytetään kiilaliitosta. (Mts. 200 - 202.)

Liikkuviin akselinliitoksiin kuuluvat hammas-, metallilamelli- ja ketjukytkimet sekä nivelakselit. Hammaskytkimet koostuvat kahdesta toisiinsa liitetyistä kytkinpuolikkaista ja kummassakin puolikkaassa on holkki ja napa, jotka yhdistyvät toisiinsa hammastuksen avulla. Metallilamellikytkimien rakenteeseen kuuluu pätylaipat ja näiden välillä olevat metalliset jousto-osat. Ketjukytkimet muodostuvat kahdesta laipasta, kaksoisketjusta ja ulkoholista. Ketjukytkimissä navat yhdistetään napojen hammaskehää kiertävällä kaksoisketjulla. Nivelakseleissa akselit on yhdistetty toisiinsa kahdella nivelellä. Nivelet voivat liikkua toisiinsa nähden ja näin ollen sallivat kiinteitä tai muuttuvia kulmia ja jopa aksiaalista liikettä. Nivelakseleihin kuuluvat myös kardaaniakselit ja kaksoiskardaaniakselit. (Mts. 203 - 210.)

Joustaviin liitoksiin kuuluvat metalli- ja kumijousikytkimet. Joustavat kytkimet eroavat toisistaan käytettävän joustavan elimen mukaisesti. Joustavana elimenä metallijousikytkimissä voidaan käyttää vannejousta, esijännitettyä kierrejousta, kierrejousipakettia tai lattajousipakettia. Kumijousikytkimissä joustavina eliminä voivat olla kytkintä yhdistävien tappien ympärille sijoitetut kumiholkit (tappikytkin), kytkimen napojen sakaroiden väliin asennettavat jousto-osat (sakarakytkin), tai kytkimen napoja yhdistävä yhtenäinen kumiosa (rengaskytkin). (Mts. 210 - 215.)

Akselin kytkimet ns. kitkakytkimet voidaan jakaa irrotuskytkimiin ja itsetoimiviin kytkimiin. Jako perustuu siihen miten kytkimet ovat ohjattuja. Irrotuskytkimet ovat ulkoisesti ohjattuja ja ohjaus voidaan toteuttaa mekaanisesti, sähkömagneettisesti, pneumaattisesti tai hydraulisesti. Itsetoimivat kytkimet toimivat käynnistys-, varo- tai suuntaiskytkiminä. (Airila ym. 2003, 610.)

Kytkimien valinnassa täytyy miettiä mitä ollaan tekemässä, eli siirretäänkö vääntömomenttia, kytketäänkö vääntömomentti päälle tai pois, vai halutaanko muuttaa systeemin dynaamisia ominaisuuksia. Akseliiliitosten ja kytkimien tärkeimmät toiminnot nähdään kuviosta 5 (KUVIO 5).



KUVIO 5. Akseliiliitosten ja kytkimien tärkeimmät toiminnot

Valittaessa kytkimiä täytyy huomioida mm. seuraavat asiat: tehonsiirtokyky, momenttisysäykset, momenttihuiput, pyörimisnopeudet, kytkentätaajuus, käyttöaika, asennustarkkuus, sallitut liikevarat, asennustapa, huollon tarve, koko, ympäristöolosuhteet ja lämpötilat.

4.5 Hammaskytkimet

Perinteisten hammaskytkimien rakenne koostuu ulkoholkista sekä kumpaankin akseliin kiinnitettävistä navoista (Airila ym. 1987, 203.). Hammaskytkintä yhdistää navan ja ulkoholkin välinen hammastus, mistä kytkin on saanut myös nimensä.

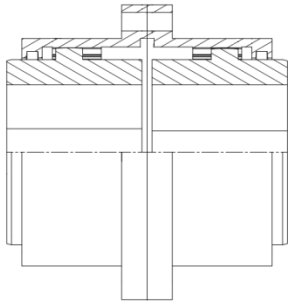
Hammaskytkimet kuuluvat liikkuviin kytkimiin. Hammaskytkimet sallivat pieniä kulmavirheitä $< 1^\circ$, rakenteesta riippuen suuriakin akselin välisiä etäisyyksiä ja muita epätarkkuuksia. Kulmavirheen salliminen on toteutettu navan hammastuksen kupe-ruudella. (Mts. 203 - 204.) Hammastuksen kuperaksi valmistamista kutsutaan bombeeraukseksi.

Hammaskytkimen ulkoholkki on irrallinen osa. Tämä johtuu hammastuksen välyksistä ja välysten takia ulkoholkki on keskitettävä. Keskittäminen tapahtuu luonnollisesti suurilla kuormilla, mutta pienillä keskittäminen ei toimi niin hyvin. Tämän takia hammaskytkimissä käytetään hampaanpääkeskitystä. Hampaanpääkeskityksessä navan hammastuksen päähalkaisija on ulkoholkin tyvihalkaisijan suuruinen. (Mts. 204.)

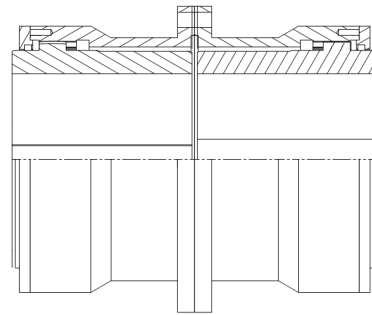
Tehohäviöt ovat hammaskytkimissä melko pienet. Hammaskytkimet ovat vääntöjäykkiä ja kytkimet eivät vaimenna vääntövärähtelyjä. Kytkimissä vuotojen aiheuttajina toimivat yleensä kiilaurat. Kytkin tarvitsee toimiakseen voiteluainetta. Yleisesti ajatellen hammaskytkimet ovat pienillä tehoilla kalliita, mutta suurilla halpoja kytkinratkaisuja. (Kivioja 2000, 71.)

Hammaskytkimien tyypillisimpiä vaurioita ovat väärästä rasvasta tai rasvan puutteesta johtuvat vauriot hampaissa. Tämä aiheuttaa hammastuksen nopeaa kulumista ja voi pahimmassa tapauksessa aiheuttaa hammastuksen irtileikkaantumisen.

Hammaskytkimen rakenne on nähtävissä alapuolella olevasta kuviosta 6 (KUVIO 6). Hammaskytкимиä valmistetaan perinteisen konstruktion lisäksi myös irrallisella päätylaipalla. Irrottavalla päätylaipalla oleva kytkin on kuvattu kuviossa 7 (KUVIO 7). Kyseinen ratkaisu helpottaa asennusta, koska tällaisessa kytkinmallissa voidaan kytkimen napa asentaa akselille ennen ulkoholkin asentamista.

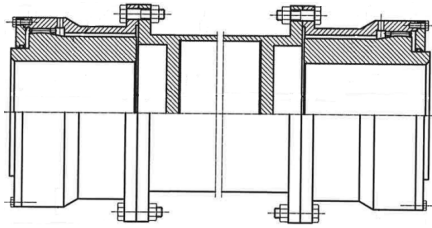


KUVIO 6. Hammaskytkin

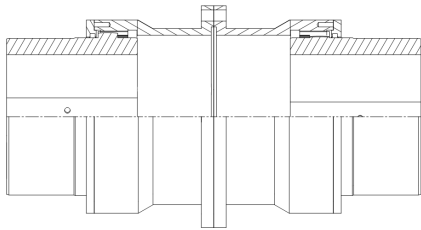


KUVIO 7. Päätylaipallinen hammaskytkin

Yhdistettävien akselien päiden etäisyyden ollessa suuri käytetään väliputkella varustettuja hammaskytкимиä (Mts. 204.). Akselin päiden välisten etäisyyksien ollessa pieniä voidaan väliputken hankkimiselta säästyä kääntämällä kytkimen napa. Väliputkella varustettu hammaskytkin esitetään kuviossa 8 (KUVIO 8) ja käännetyillä navoilla oleva kytkin kuviossa 9 (KUVIO 9).



KUVIO 8. Väliputkellinen hammaskytin. (HK306: Extended gear coupling 2008.)



KUVIO 9. Hammaskytin käännettyillä navoilla

Hammaskytimet valitaan kytkinvalmistajan mitoitusohjeiden mukaisesti. Valittaessa kytkintä täytyy tiedossa olla käyttöaika, iskumaisien kuormien esiintyvyys, nimellinen vääntömomentti, huippuvääntömomentti, käytettävien akseleiden halkaisijat ja akselien välinen etäisyys sekä akselin pyörimisnopeus. Mitoitusohjeen mukaisesti täytyy kytkintä valittaessa tarkastaa, ettei tiettyjä kytkimeltä sallittavia rajoja ylitetä. Rajoja asettavat sallitut vääntömomentit, akselin halkaisijat, pyörimisnopeudet ja asennusvirheet.

4.6 HK300- sarjan esittely

Moventas Santasalo Oy:n HK-sarjan alkutaipaleista ei ole tarkempaa tietoa. Ensimmäiset HK100-sarjasta olevat piirustukset ovat 60-luvulta. 70-luvun loppupuolella yrityksessä koettiin kytkimiin kohdistuvaa kustannuspainetta ja tuolloin alettiin miettiä kytkimien kehittämistä. Vuonna 1976 kytkimiä kehitettiin asennusystävällisemmiksi muuttamalla tiivistysolakkeen pyöritys $2 \times 30^\circ$ viisteeksi, kytkinpuolikkaiden keskittämisestä koiras/naaras- liitoksella luovuttiin ja keskittäminen päätettiin hoitaa erillisiin keskitysreikiin asennettavilla jousisokilla. Tuolloin mietittiin taottujen sisäholkkien aihoiden käyttöönottamista. (Viitanen 1976.)

Tämän jälkeen kytkimien tuotekehitystä jatkettiin vuonna 1979 tehdyllä hieman pin-tapuolisella tarkistelulla, tuolloin tutkittiin kytkimien sisäreiän kasvattamisen mahdollisuutta, taontamahdollisuutta, laippaliitoksen kiinnittämistä sovitepulteilla sekä putkiakselin erilaista valmistamista (Sivonen 1979.). 80-luvulla koko kytkinsarjan valmistuspiirustukset on piirretty uudestaan (Kukko 2012.).

HK-Kytkimien myynti on nykypäivänä keskittynyt pääasiassa varaosamyyntiin. Kytkimet ovat olleet erittäin kestäviä ja asiakastyytyväisyys kytkimien kestoon on ollut suurta. Kytkimiä käytetään monissa eri käyttötarkoituksissa, mutta suurin käyttäjä on ollut paperiteollisuus.

5 PROJEKTIN TOTEUTUS, AIKATAULU JA TALOUSLASKELMAT

5.1 Projektin toteutus

Projekti oli tarkoitus toteuttaa viikkojen 8 - 19 aikana. Tuona aikana oli tarkoitus tehdä tutkimus- ja selvitystyötä kytkimien konstruktiosta sekä lukita kytkimien lopulliset konstruktiot. Kytkimistä täytyi luoda 3D- mallit ja kytkimien muutoksia kuvaavat piirustukset, varsinaisia valmistuspiirustuksia ei tarvinnut tehdä. Tämän jälkeen työssä oli tarkoituksena tehdä kytkinsarjan tuote-esitteeseen vaadittavia taulukoita. Alussa kävi jo kuitenkin selväksi, ettei näin kattavaa työtä pystyttäisi tekemään vaadittavassa aikataulussa. Tuolloin sovittiinkin, että aiheenrajausta tehtäisiin tarvittaessa.

Projektin toteutus sujui hienosti viikon 13 suunnittelukatselmukseen saakka, mutta tämän jälkeen selvisi kytkimeen tehtävien lisäselvityksien ja tutkimuksien määrä. Samalla huomattiin muutamia virheitä aiemmin tehdyissä tutkimuksissa, jotka vaativat korjauksia ja uusia laskentoja. Viikkojen 13 - 16 aikana projektissa tehtiin tutkimuksia, selvityksiä, laskelmia, 3D- mallinnusta sekä FEM- analyysyjä. Projektissa ei tässä vaiheessa alettu tekemään uusia kytkinesitteitä, koska koettiin tarpeellisemmaksi tehdä perusteellista tutkimusta uuden kytkinsarjan varsinaisen konstruktion päättämisen pohjalle.

Tämän opinnäytetyön puitteissa saatiin aikaiseksi uuden kytkinsarjan alustava konstruktio, mitä täytyy vielä hieman tarkemmin tutkia. Tutkittavia kohteita ovat sallittavat siirtokyvyt, liikevarojen riittävyys, hammastuksen voiteluun liittyvät arvot, tuumamitoitettu kiilaura ja sallittavalla siirtokyvyllä tehtävät tarkistuslaskelmat (hammastuksen kosketuskohta, kiilaura, yleistarkastukset). Näiden tutkimuksien jälkeen voitaisiin aloittaa tarkemmat yksityiskohtien suunnittelut sekä päättää mitoitetekniset ja valmistustekniset seikat.

Projektissa kustannukset ja resurssit ovat vielä pysyneet suunnitelluissa rajoissa. Kustannukset voivat jatkossa nousta, jos myöhemmin päätetään tehdä kytkimille teknisiä testauksia. Tässä vaiheessa ei ole vielä kuitenkaan tehty päätöksiä testauksista.

5.2 Aikataulu

Projektin aikataulu ja projektisuunnitelma tehtiin viikolla 11, viikoilla 9 ja 10 olleiden henkilökohtaisten kiireiden takia. Suunnitelmassa laadittiin aikataulu miten projektia viedään eteenpäin, milloin alustavat mallinnukset ovat valmiina, milloin konstruktio voidaan lukita ja milloin esitemateriaalien tekeminen voidaan aloittaa. Tässä vaiheessa oli tehtävien tutkimuksien ja selvityksien määrästä tiedossa hyvin pieni osa, mutta jo projektin alussa oli todettu, ettei yhteen opinnäytetyöhön varattu aika riittäisi näin suuren projektin läpiviemiseen. Oheisessa taulukossa 1 (TAULUKKO 1), nähdään alkuperäisen suunnitelman mukainen aikataulu.

TAULUKKO 1. Suunniteltu aikataulu

Aihe	Tammikuu					Helmikuu				Maaliskuu				Huhtikuu					Toukokuu			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Projektin aihe-ehdotus				X																		
Aihe-ehdotuksen hyväksyminen						X																
Aiheen rajaaminen / Aloituspäivä							X															
Projektisuunnitelma											X											
Tauko									X	X												
Vanhan kytkinsarjan suorituskyvyn laskenta							X	X														
Konstruktion tutkiminen/ esiselvitykset							X	X														
Alustavat 3D-mallit mallinnettu													X									
U-railon piirustusohjeiden tekeminen/ käynti alihankkijalla															X							
Konstruktion lukitseminen																X						
Esitemateriaalin tuottaminen																	X					
Raportin kirjoittaminen																			X	X		
Projektin aloitus/lopetus							X														X	
Raportin kirjoittaminen																			X	X		
Projektin aloitus/lopetus							X														X	

TAULUKKO 2. Toteutunut aikataulu

Aihe	Tammikuu					Helmikuu				Maaliskuu				Huhtikuu					Toukokuu			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Projektin aihe-ehdotus				X																		
Aihe-ehdotuksen hyväksyminen						X																
Aiheen rajaaminen / Aloituspäivä							X															
Projektisuunnitelma											X											
Tauko									X	X												
Vanhan kytkinsarjan suorituskyvyn laskenta							X	X														
Tutkimus: Laippaliitos (holkkien mitat)							X				X											
Tutkimus: Agma standardi								X			X											
Tutkimus: Kiilauran pohja ja tiivistehalk										X	X											
Tutkimus: Valmistajien vertailu										X	X	X										
3D mallinnus										X	X	X	X	X	X							
Tutkimus: Asentajien haastattelu											X											
Tutkimus: Kiinteä vai irrotettava laippa											X											
Tutkimus: O-renkaat												X										
Suunnittelukatselmus: PP esityksen teko											X	X										
Tutkimus: Hammastuksen kosketuskohta											X											
Suunnittelukatselmus													X									
Tutkimus: Tuumamitoitetun kiilauran etäisyys tiivisteurasta														X								
Tutkimus: Hammastuksen paikan määrittäminen ja liikevarat														X	X							
Vierailu kytkinvalmistajalla															X							
Tutkimus: Kiilauran Fem analyysi Abaqus																X						
Vierailu väliputkien valmistajalla																X						
Tutkimus: Kiilauran Fem analyysi Ansys															X	X						
Raportin kirjoittaminen & Dokumentointi							X	X		X	X	X	X	X	X	X	X	X				
Projektin aloitus/lopetus							X														X	
Seminaari																					X	

Taulukossa 2 (TAULUKKO 2) nähdään varsinaisen toteutuneen projektin aikataulu sekä projektin aikana tehdyt työt. Projektin aikana tutkimuksien/selvityksien ja korjauksien määrä lisääntyi sitä mukaan kun tietoa varsinaisesta tutkimuksen kohteesta laskennallisesti saatiin. Joidenkin asioiden tutkiminen edellytti monien eri laskelmien ja vertailujen tekemistä. Näistä hyvänä esimerkkinä voidaan pitää kiilauran pohjan ja

tiivistehalkaisijan välisen etäisyyden tutkimista. Tutkimuksessa tutkin 10 eri valmistajan vastaavat etäisyydet laskelmallisesti ja laadin tutkimuksien perusteella ohjearvon. Ensiksi tutkimukset tehtiin SFS 2636 mukaiselle tasakiillauralle, mutta nopeasti mukaan otettiin tuumamitoilla olevat kiillaurat. Tutkimuksia kyseisestä asiasta jatkettiin ja syvennettiin koko sarjaa koskevilla kahdella eri ohjelmalla tehdyillä FEM- analyysillä. FEM- analyysien tulosten perusteella huomattiin, että projektin jatkuessa joudutaan kyseisen kohdan tutkimuksia vielä jatkamaan.

Yleisesti ottaen tutkimusvaihe vei odotettua enemmän aikaa ja tulee projektin jatkon kannalta viemään hieman lisää aikaa. Tämän takia ei kytkimen lopullista konstruktioita tässä vaiheessa saatu lukittua, eikä kytkinesitteiden tekemistä aloitettu. On kuitenkin huomioitavaa, että työtä on tehty perusteellisesti ja kytkimien konstruktioita on tutkittu mahdollisimman tarkasti huomioiden rakenteelliset, valmistustekniset ja asennustekniset asiat sekä käytön vaatimukset.

5.3 Talouslaskelmat

Opinnäytetyön taloudellisten perusteiden selvittämisen tein kahdella tavalla. Ensimmäisenä tarkastelin tekemääni työmäärää ja sitä kuinka suuret kustannukset yritykselle kyseisen työn teettäminen olisi tullut maksamaan oman työntekijän tekemänä. En ota kantaa siihen, että joku toinen olisi tutkinut asioita eri tavalla, paremmin tai huonommin.

Toisessa tutkimuksessa selvitin millaisen mahdollisen taloudellisen hyödyn yritys voi saavuttaa viemällä kytkinprojektin loppuun asti ja lanseeraamalla uuden kytkinsar-

jan. Kyseisen tutkimuksen tulokset ovat erittäin realistisia ja laskennoissa käytettävät arvot ja esitetyt taulukot perustuvat likimääräisesti todellisiin myyntilukuihin ja arvoihin.

5.3.1 Talouslaskelmat: Käytetyt tunnit

Käytettyjen työtuntien arvioiminen perustuu projektin aikana tekemäni työtuntien kirjanpitoon. Merkkasin kirjanpitoon joka päivä opinnäytetyötä tekemäni tunnit. Tunnit on jaettu opinnäytetyön aikana tekemien töiden mukaisesti.

Laskemani tuntihinta perustuu Uuden insinööriliiton alkupalkkasuosituksen mukaiseen kohtalaisen kokemuksen kuukausipalkkaan, mikä on 2850 € (Uusi insinööriliitto 2012.). Palkka on muutettu laskennalliseksi tuntipalkaksi kaavan 1 (KAAVA 1) mukaisesti, kaavassa kerroin 1,4 ottaa huomioon työntekijän aiheuttamat muut kustannukset, näin ollen työntekijän tuntipalkaksi saadaan 26,6 €/h.

$$\text{€/h} = \frac{\text{Kuukausipalkka}}{(37,5 * 4) * 1,4}$$

KAAVA 1

TAULUKKO 3. Opinnäytetyön työmäärän rahallinen arvo

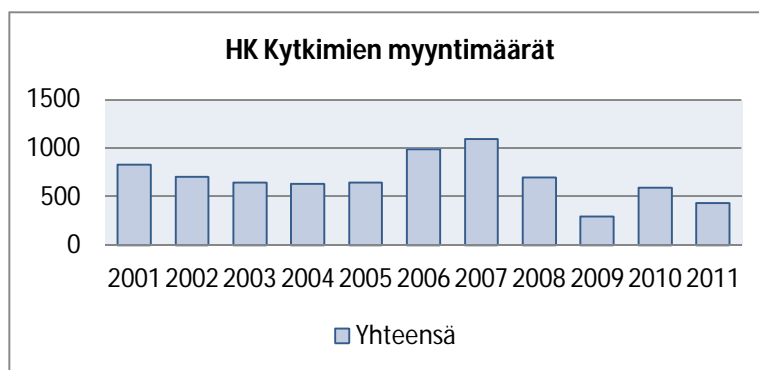
Nimitys	YHTEENSÄ	ARVO
Tunnit yhteensä	385	10 241,00 €
Raportointi	113	3 005,80 €
Materiaalin etsiminen	34	904,40 €
Laskenta: Vanhan sarjan siirtokyky	32	851,20 €
Tutkimus: laippaliitos	18	478,80 €
Tutkimus: Agma standardin vertailu	6	159,60 €
Tutkimus: Kiilauran ja hamm.pohjahalk etäisyys	13	345,80 €
Tutkimus: Valmistajien vertailu	14	372,40 €
Catia 3D mallinnus	59	1 569,40 €
Projekti-suunnitelma	7	186,20 €
Asentajien haastattelu	3	79,80 €
O-renkaiden valinta	5	133,00 €
Projektin yhteiseen tarkasteluun pp esityksen tekeminen	12	319,20 €
Tutkimus: Hammastuksen hertzin kosketuskohta	4	106,40 €
Suunnittelukatselmus	4	106,40 €
Vierailu kytkin valmistajalla	10	266,00 €
Kiilauran FEM-analyysi	41	1 090,60 €
Liikerajojen määrittäminen	2	53,20 €
Vierailu Väliputkien valmistajalla	8	212,80 €
Siirtokyvyn määrittäminen	8	212,80 €

Opinnäytetyön rahallinen arvo nähdään taulukosta 3 (TAULUKKO 3) ja jo tästäkin voidaan todeta että työn teettäminen tulee yritykselle hyödylliseksi. Varsinainen suurempi taloudellinen hyöty saadaan selville, kun huomioidaan projektin loppuun asti viemisestä muodostuvat hyödyt. Tätä asiaa käsitellään seuraavassa luvussa 5.3.2 projektin hyödyt.

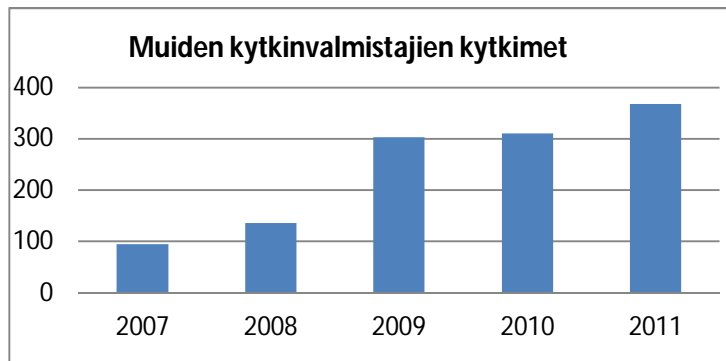
5.3.2 Talouslaskelmat: Projektin hyödyt

Nämä taloudellisen hyödyn arviointilaskelmat perustuvat kytkimien tuotekehitysprojektin loppuun viemiseen, eli uuden kytkinsarjan lanseeraamiseen. Laskelmat eivät huomioi projektin loppuun viemisestä aiheutuvia kustannuksia. Näitä kustannuksia ovat suunnittelutyön jatkaminen, valmistuspiirustuksien piirtäminen, tuotteistuskustannukset ja markkinointikustannukset.

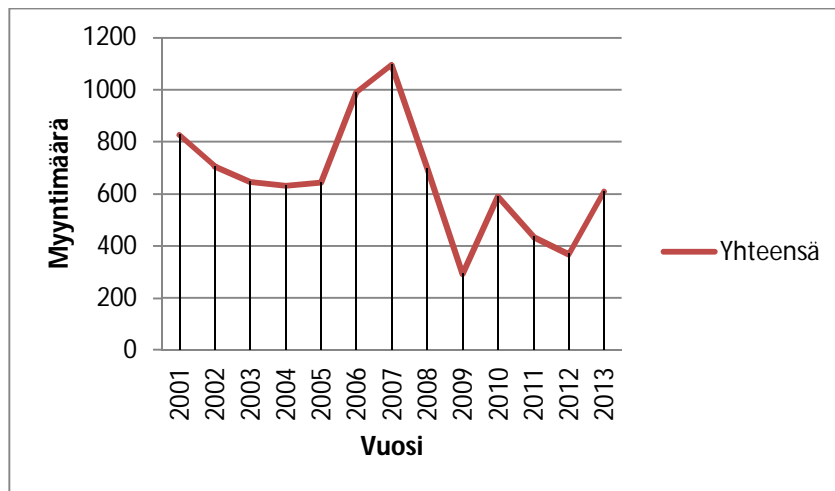
Nykyään kytkimien myynti perustuu pääasiassa kytkimien varaosamyyntiin. HK-kytkimien myyntimäärät vuosien 2001 - 2011 välillä voidaan nähdä kuviosta 10 (KUVIO 10) ja tänä vuonna myynti tulee olemaan noin 400 kytkimen luokkaa. Viime vuosina myyntimäärät ovat olleet hieman laskussa, koska kytkimiä ei ole vuoden 2007 jälkeen uusiin projekteihin käytetty. Nykyään projekteissa käytetään muiden valmistajien kytkimiä, mikä tarkoittaa varaosista tulevien rahavirtojen valumista muualle. Muilta kytkinvalmistajilta tilattujen kytkimien määrät nähdään kuviosta 11 (KUVIO 11).



KUVIO 10. HK kytkimien myyntimäärät 2001-2011



KUVIO 11. Muiden kytkinvalmistajien kytkimet



KUVIO 12. HK kytkimien myyntimäärän ennuste 2001-2013

Uuden kytkinsarjan myötä voitaisiin kytkimien käyttö projekteissa aloittaa uudestaan. Tällöin kytkimien myyntimäärät kasvaisivat heti keskimääräisesti mitattuna noin 245 kappaleella. Kyseinen kasvu aiheuttaisi myyntimäärissä kuvion 12 (KUVIO 12) mukaisen hypähdyksen vuonna 2013. Hypähdyksen arvo lasketaan kaavalla 2 (KAAVA 2). Kaavassa mainittava keskimääräinen kytkimen myyntihinta on likimääräisesti arvioiden 1750 €/kpl. Kaavan mukaan saataisiin vuoden 2013 kytkimien liike-

vaihdoksi noin 1,1 M€. Kun kyseistä arvoa verrataan vuoden 2012 kytkimien liikevaihtoon kaavan 3 (KAAVA 3) mukaisesti, saadaan liikevaihdon muutosprosentiksi 66 %. Rahassa mitattuna arvo on noin 0,4 M€. Näiden laskelmien perusteella kytkinprojektin eteenpäinviemisellä on hyvät taloudelliset perusteet.

*Liikevaihto 2013 = Myyntimäärä 2013 * Keskimääräinen myyntihinta* KAAVA 2

*Liikevaihdon muutosprosentti = $\frac{\text{Liikevaihto 2013} - \text{Liikevaihto 2012}}{\text{Liikevaihto 2012}} * 100$* KAAVA 3

Yrityksen edustaja Timo Kukko totesi myös seuraavaa koskien projektin hyötyjä:

Suurin hyöty on strateginen hyöty omasta kytkinsarjasta, joka tukee Moventaksen projektivaihdemyntiä. Moventaksen strategia on olla kokonaisten käyttöratkaisujen toimittaja ja oma kytkinsarja tukee tätä strategiaa. Erotamme kilpailijoista toimittamalla koko käytön kaikkineen komponentteineen ja suunnitteluineen. Valtaosa kilpailijoista toimittaa vain komponentteja. (Kukko 2012.)

6 TOTEUTUS KÄYTÄNNÖSSÄ

Opinnäytetyötä tein kotona, koululla ja Moventas Santasalon tiloissa. Työn toteuttamisesta suurimmaksi osaksi vastasin minä itse. Työtä ohjasi ja auttoi Moventakselta Timo Kukko ja hänen kanssaan kävin lävitse tutkimuksien tuloksia. Hän myös auttoi ongelmien selvittämisessä.

Tämän opinnäytetyön eteneminen tapahtui aluksi suunnitellun aikataulun mukaisesti, mutta lisätutkimusten ilmetessä opinnäytetyön tekemiseksi varattu aika loppui kesken. Työn aikana saatiin alustava konstruktio uudesta kytkinmallista päätettyä, mutta muutamat tutkimukset kyseiselle kytkinsarjalle on vielä tehtävä, ennen kuin lopullinen konstruktio voidaan päättää.

Verratessani opinnäytetyötä Cooperin (Cooper 2004, 213 - 225.) vaiheporttimalliin huomasin, että työni liittyy vaiheeseen kaksi, jossa pyritään luomaan teknisesti toteutettava tuoteratkaisu. Vaiheeseen yksi kuuluva teknisen toteutettavuuden tarkastelu suoritettiin syksyn 2011 koneensuunnitteluprojektissa. Vaihetta 2 en saanut täydellisesti tämän opinnäytetyön aikana toteutettua ja tämän vaiheen jatkaminen jää yrityksen huomioitavaksi. Opinnäytetyön kohdassa 6.7.2, jatkotutkimukset, kerrotaan mitä työn jatkossa tulisi ottaa huomioon.

6.1 Vääntömomentin siirtokyvyn laskenta

Vääntömomentin siirtokyvyn laskenta tehtiin perustuen niihin periaatteisiin, jotka määritettiin syksyllä 2011 tehdyssä projektityössä. Laskennassa tarkastettiin hammastuksen, kiilaliitoksen ja ruuviliitoksen siirtokyvyt.

6.1.1 Hammastus

Hammastuksen siirtokyky laskettiin, koska oli tärkeää selvittää mitkä ovat hammastuksen momentin siirtokyvyn kestorajat laskennallisesti. Syksyllä tekemässämme projektissa yritin etsiä kytkimen hammastuksen siirtokyvyn laskentaan liittyviä standardeja, mutta sellaisia en löytänyt. Hammastuksen siirtokyky määritettiin Moventas Santasalo Oy:n kytkimen hammastuksen siirtokyvyn laskentaohjelmistolla. Ohjelmisto on käännetty Mathcad-ohjelmistolle alun perin Saksalaisesta hammastuskytkinlaskentaohjelmasta nimeltään Zaku. Ohjelmasta saadaan laskettua erilaisia voiteluun liittyviä arvoja, sekä varmuudet pintapaineille ja tyvilujuuksille. Tämän työn kannalta voiteluun liittyviä arvoja ei käsitelty.

Laskennassa käytettiin kytkimen navan materiaalille eli nuorrutusteräkselle myötölujuuden arvoa 650 MPa, sillä kyseistä arvoa oli käytetty syksyllä tehdyssä projektissa ja arvoa oli myös käytetty yritykseltä saaduissa hammastuksen esimerkkilaskennoissa. Myöhemmässä vaiheessa kuitenkin laskin siirtokyvyt myös standardin SFS-EN 10083-3 antamien nuorrutusteräksen minimimyötölujuuksien mukaan, mikä kytkimien HK301-HK305 kohdalla on 550 MPa - 500 MPa. Suurempien kytkimien HK306 - HK310 kohdalla käytin laskennassa myötölujuutena 500 MPa (SFS-EN 10083-3, 2006, 33.). Ulkoholkin kohdalla käytin pallografiittiraudalle EN-GJS-800-2 myötölujuutta 480

MPa, mikä vastaa standardissa SFS-EN 1563+A1+A2 määriteltyä arvoa (SFS-EN 1563+A1+A2, 2006, 12.).

Hammastuksen siirtokyvyn laskennan tulokset ovat nähtävissä liitteestä 1 (LIITE 1). Tuloksissa on määritelty varmuudet pintapaineelle ja tyvilujuudelle sekä nimellisellä että huippumomentilla.

Laskelmista saaduista tuloksista nähdään, että standardin mukaisilla nuorrutusteräksen arvoilla voidaan siirtokykyä kasvattaa vähän. Suurimpien kytkimien kohdalla on havaittavissa jopa selvää ylimitoitusta verrattaessa laskennallista siirtokykyä vanhan kytkinsarjan siirtokykyyn. Siirtokyvyn määrittämisessä on kuitenkin huomioitava käyttökertoimen merkitys. Uuden kytkinsarjan siirtokykyä ei ole opinnäytetyön aikana vielä varmuudella lukittu, mutta voidaan jo sanoa että uuden kytkinsarjan siirtokyky tulee olemaan jotain standardin mukaisen nuorrutusteräslaskelman nimellisen ja huippuvääntömomentin väliltä.

Opinnäytetyössä tavoitesiertokyvyksi otettiin ensimmäisen laskennan tulokset, jolloin laskennassa käytettiin nuorrutusteräksellä suurempaa myötölujuutta. Näiden laskentojen pohjalta aloin tehdä uusia tutkimuksia ja selvityksiä kytkimen kestosta kyseisiä vääntömomentteja vastaan.

6.1.2 Kiilaliitos

Kiilaliitoksen siirtokyky laskettiin koska oli tärkeää tarkistaa miten suuria vääntömomentteja standardin mukaisilla kiilaliitoksilla pystytään siirtämään.

Kiilaliitoslaskennassa käytettiin Koneenosien suunnittelu-kirjaa (Airila ym. 2003, 382 - 384.). Laskenta on suoritettu tasakillojen laskentaohjeilla, jotka pohjautuvat standardiin SFS 2636. Laskennassa käytettiin pienempien kytkimien HK301 - HK305 kohdalla nuorrutusteräksellä standardin SFS EN 10083-3 mukaisia myötölujuuksia ja suurempien kytkimien HK305 - HK310 kohdalla myötölujuutena käytettiin arvoa 500 MPa (SFS-EN 10083-3, 2006, 33.).

Sallittuina pintapaineina käytettiin 80 % materiaalille sallittavasta myötörajusta, jolloin navalle sallituksi pintapaineeksi saatiin pienemmillä kytkimillä 400 – 440 MPa. Sallittu leikkausjännitys laskettiin alapuolella olevan kaavan 4 (KAAVA 4) mukaisesti. Kiilateräksen myötölujuutena laskelmissa käytettiin 500 MPa, joten leikkausjännitys kaavan mukaisesti on 193 MPa.

$$\tau_{sall} = \frac{0,58 \cdot Re}{1,5} \quad \text{KAAVA 4}$$

Laskennassa akselin vääntömomentin siirtokyky laskettiin kaavalla 5 (KAAVA 5) ja navan siirtokyky kaavalla 6 (KAAVA 6). Kaavoja käytettäessä on huolehdittava, että kiilan pituus pysyy $0,7 < l < 2,5 d$ välisessä arvossa ja ohjearvona voidaan pitää arvoa 1,5 d.

$$M_{v,n} = p_n l t_2 \frac{1}{2} (d + t_2) \quad \text{KAAVA 5}$$

$$M_{v,a} = p_a l t_1 \frac{1}{2} (d - t_1) \quad \text{KAAVA 6}$$

Kiilan leikkautumisen mukaan määritetty siirtokyky laskettiin kaavan 7 (KAAVA 7) mukaisesti. Kaavan mukaan leikkausjännitys saa olla suurimmillaan sallitun leikkausjännityksen suuruinen ($\tau \leq \tau_{sall}$).

$$M_{v,k} = \tau A \frac{1}{2} d$$

KAAVA 7

Kiilaliitoksen tulokset ja mitoitukset perustuvat standardiin ja muuttuvat sisähalkaisijaa kasvatettaessa. Tuloksiin voidaan vaikuttaa muuttamalla navan tai akselin materiaalia tai lisäämällä käytettävien kiilaurien määrää. Tuloksista nähdään, että suurimpien akselinhalkaisijoiden kohdalla kytkimien tavoitteellinen nimellinen siirtokyky ylitetään.

6.1.3 Ruuviliitos

Projektin kannalta oli myös tärkeää tutkia miten suuren siirtokyvyn kytkimen ruuviliitos voi siirtää. Ruuviliitoksen momentin siirtokyky laskettiin Koneenosien suunnittelu- kirjan mukaisesti ja laskennassa käytettiin myös hyödyksi Koneenosat- opintojaksoilla oppimiani asioita (Airila ym. 2003, 196 - 239.). Laskenta suoritettiin huomioimalla ruuviliitoksen väliset kitkavoimat.

Ruuviliitoslaskenta tehtiin Mathcad- ohjelmistolla. Ohjelmisto laski kaavojen 8 ja 9 (KAAVAT 8 & 9) mukaan tarvittavia geometriatietoja ruuvien myöhempää laskentaa varten.

$$d_0 = \frac{d_2 + d_3}{2}$$

KAAVA 8

$$D_{KM} = \frac{D_K + D_B}{2}$$

KAAVA 9

Kaavojen 10 ja 11 (KAAVAT 10 & 11) mukaan laskettiin ruuviliitoksessa sallittava esikivistysvoima. Esikivistysvoimaa verrattiin kaavan 13 (KAAVA 13) mukaiseen suurimpaan mahdolliseen kiristysvoimaan.

$$\sigma_M = \frac{v_p * R_{p0.2}}{\sqrt{1+3*\left[\left(\frac{2*d_2}{d_0}\right)*\left(1.155*\mu_G+\frac{P_1}{\pi*d_2}\right)\right]^2}} \quad \text{KAAVA 10}$$

$$F_{Mmax} = \sigma_M * A_s \quad \text{KAAVA 11}$$

$$F_{1Mmin} = \frac{2*M_A}{1.155*\mu_{G2}*d_2+\mu_{K2}*D_{KM}+\frac{P_1}{\pi}} \quad \text{KAAVA 12}$$

$$F_{1Mmax} = \frac{2*M_A}{1.155*\mu_G*d_2+\mu_K*D_{KM}+\frac{P_1}{\pi}} \quad \text{KAAVA 13}$$

Ruuvin kiristämisen jälkeen tapahtuva esikivistysvoiman aleneminen eli asettuminen laskettiin kaavan 22 (KAAVA 22) mukaisesti. Kaavan 22 käyttämisen edellytyksenä oli, että ruuvin ja yhteenpuristettujen kappaleiden jousivakio sekä asettuman summa täytyisi selvittää. Nämä tiedot laskettiin kaavojen 14 - 21 (KAAVAT 14 - 21) avulla.

$$A_{i1} = \frac{\pi*d_1^2}{4} \quad \text{KAAVA 14}$$

$$k_{s1} = \frac{E_s*A_{i1}}{L_1} \quad \text{KAAVA 15}$$

$$k_{s2} = \frac{E_s * A_s}{L_2} \quad \text{KAAVA 16}$$

$$k_s = k_{s1} + k_{s2} \quad \text{KAAVA 17}$$

$$A_{red} = \frac{\pi}{4} * (D_A^2 + D_B^2) \quad \text{KAAVA 18}$$

$$k_p = \frac{A_{red} * E_p}{L_p} \quad \text{KAAVA 19}$$

$$\Delta L_z = 3.29 * \left(\frac{l_k}{d} \right)^{0.34} \quad \text{KAAVA 20}$$

$$F_z = \frac{\Delta L_z}{\frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_p}} \quad \text{KAAVA 21}$$

$$F_v = F_{1Mmin} - F_z \quad \text{KAAVA 22}$$

Ruuviliitoksessa vaikuttava pintapaine laskettiin kaavan 23 (KAAVA 23) mukaan ja tätä verrattiin kaavan 24 (KAAVA 24) mukaiseen suurimpaan sallittuun pintapaineeseen. Suurin sallittu pintapaine aiheutuu mutterin ja ruuvin kannan alle.

$$A_p = \frac{\pi * (D_K^2 + D_B^2)}{4} \quad \text{KAAVA 23}$$

$$p = \frac{F_{Mmax}}{A_p} \quad \text{KAAVA 24}$$

Kaavojen 25 ja 26 (KAAVAT 25 & 26) mukaan tarkistettiin suurimman sallitun kitkavoiman ja vääntömomentista aiheutuvan kitkavoiman suuruudet.

$$Q_{\mu} = m_1 * \mu * z_1 * F_v \quad \text{KAAVA 25}$$

$$Q_{k1} = \frac{2 * T_1}{z_1 * d_t} \quad \text{KAAVA 26}$$

Laskennassa selvitettiin vielä mikä olisi suurin vääntömomentti kitkavoimien suhteen ollessa yksi. Tämä laskenta suoritettiin kaavan 27 (KAAVA 27) mukaisesti.

$$T_{max} = \frac{Q_{\mu} * z_1 * d_t}{2} \quad \text{KAAVA 27}$$

Esimerkilaskelma on nähtävissä liitteessä 2 (LIITE 2). Laskennoista saadut tulokset nähdään liitteestä 3 (LIITE 3). Tuloksista voidaan päätellä, että ruuviliitoksen kohdalla hammastuksen laskennalliset siirtokyvyt ylittivät reilusti. Ruuviliitoksen kohdalla nähdään myös se, että yrityksen nykyään käyttämät kiristysmomentit ylittävät ruuviliitoslaskennassa saadun sallitun esikiristysvoiman. Tämä voidaan sallia myös uudessa konstruktiossa, koska vanhassa konstruktiossa ei ole ongelmia asiasta aiheutunut.

Ruuviliitoksen osalta huomionarvoista on se, että asentajien haastattelussa ilmeni, ettei ruuvien kiristämiseen käytetä momenttiavainta. Tämä aiheuttaa sen että ruuvit on kiristetty käsivaraisesti, eikä laskennallista momenttia ole ehkä saavutettu tai se

on ylitetty. Tässä tapauksessa oletamme, että asennusohjetta noudatetaan ja oikea momentti ruuviin saadaan kiristettyä. Muussa tapauksessa on kytkimen asennus suoritettu ohjeiden vastaisesti.

Päätelmä näistä laskelmista on, että ruuviliitos ja kiilaliitos pystyvät siirtämään suuremman vääntömomentin kuin hammastus. Siirrettävän vääntömomentin mitoittaminen tehdään hammastuksen siirtokyvyn perusteella.

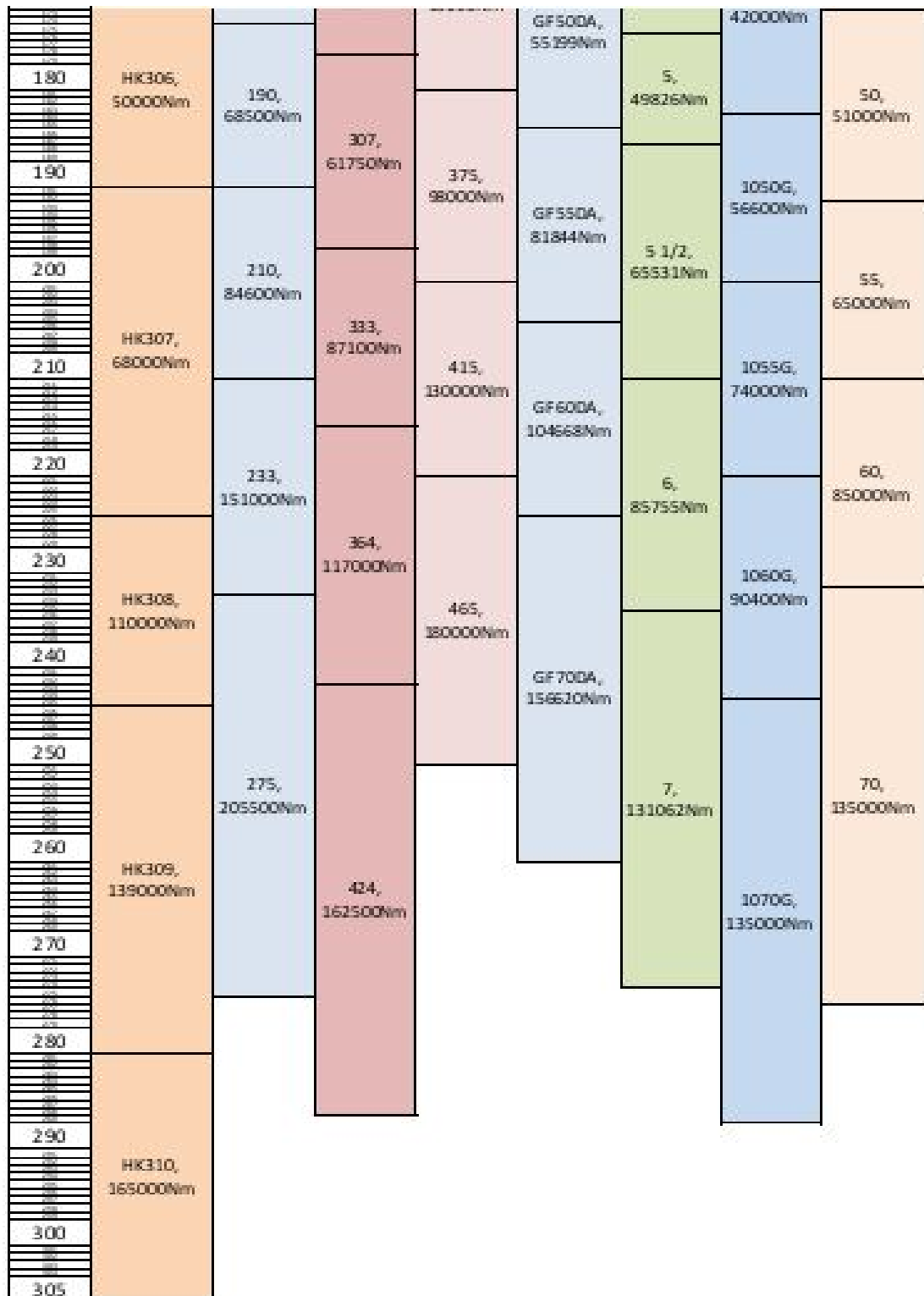
6.1.4 Vertailu: valmistajien vertailu - suorituskky, sisähalkaisija, ulkohalkaisija

Opinnäytetyön aikana tutkittiin moneen otteeseen muiden valmistajien kytkimiä valmistajien Internet- sivuilta saatujen tietojen avulla. Oli erittäin tärkeää että nyt suunniteltava uusi kytkinsarja olisi kilpailukykyinen muiden valmistajien kytkimien kanssa. Tutkimuksia tehtiin koskien kytkimien siirtokykyä, kokoa, yms. Uuden kytkinsarjan siirtokyky on tässä kohtaa mitoitettu tavoitteellisen siirtokyvyn mukaisesti.

Alapuolella olevista kuvioista 13 ja 14 (KUVIO 13 & 14) nähdään uuden kytkinsarjan vertailua suhteessa muiden valmistajien vastaaviin kytkinsarjoihin. Huomattavaa on se, että uusi sarja kattaa erittäin suuren sisähalkaisijamäärän. Toiset valmistajat käyttävät samoilla sisähalkaisijoilla kahta eri kytkinkokoa. Vertailu on nähtävissä myös taulukossa 4 (TAULUKKO 4). Taulukosta nähdään myös kytkimien ulkohalkaisijat.

SISÄREIKÄ	MOVENTAS Uusi HK-sarja	LAURE MT	FLENDER 2N	FLENDER 2W	RENOLO Da	KOPLEX H	REXNORD G20	KTR Gear ex
40	HK301, 3000Nm	52, 1780Nm	83, 1020Nm	112, 1300Nm	GF 10DA, 1423Nm	1, 847Nm	1010G, 1140Nm	10, 930Nm
50				128, 2500Nm				
60		62, 2790Nm	146, 4300Nm	GF 20DA, 4884Nm	2, 3559Nm	1020G, 4270Nm	20, 3500Nm	
70	HK302, 5000Nm	78, 5600Nm	130, 4020Nm					175, 7000Nm
80	HK303, 7700Nm	98, 8500Nm	156, 6600Nm	198, 11600Nm	GF 30DA, 12224Nm	3, 11411Nm	1030G, 12100Nm	30, 10000Nm
90				230, 29000Nm				
100		112, 14000Nm	181, 11000Nm	255, 27000Nm	GF 40DA, 29796Nm	4, 26664Nm	1040G, 30600Nm	40, 28500Nm
110	HK304, 17000Nm	132, 23000Nm	211, 19200Nm	290, 39000Nm				
120				156, 35100Nm	250, 30680Nm	315, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm
130		HK305, 32000Nm	174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm		
140	174, 44400Nm				274, 42550Nm		342, 54000Nm	1045G, 37000Nm
150	HK305, 32000Nm		174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	
160		174, 44400Nm			274, 42550Nm			342, 54000Nm
170		HK305, 32000Nm	174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
180	174, 44400Nm				274, 42550Nm			
190	HK305, 32000Nm		174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
200		174, 44400Nm			274, 42550Nm			
210		HK305, 32000Nm	174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
220	174, 44400Nm				274, 42550Nm			
230	HK305, 32000Nm		174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
240		174, 44400Nm			274, 42550Nm			
250		HK305, 32000Nm	174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
260	174, 44400Nm				274, 42550Nm			
270	HK305, 32000Nm		174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
280		174, 44400Nm			274, 42550Nm			
290		HK305, 32000Nm	174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
300	174, 44400Nm				274, 42550Nm			
310	HK305, 32000Nm		174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
320		174, 44400Nm			274, 42550Nm			
330		HK305, 32000Nm	174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
340	174, 44400Nm				274, 42550Nm			
350	HK305, 32000Nm		174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
360		174, 44400Nm			274, 42550Nm			
370		HK305, 32000Nm	174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
380	174, 44400Nm				274, 42550Nm			
390	HK305, 32000Nm		174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
400		174, 44400Nm			274, 42550Nm			
410		HK305, 32000Nm	174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
420	174, 44400Nm				274, 42550Nm			
430	HK305, 32000Nm		174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
440		174, 44400Nm			274, 42550Nm			
450		HK305, 32000Nm	174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
460	174, 44400Nm				274, 42550Nm			
470	HK305, 32000Nm		174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
480		174, 44400Nm			274, 42550Nm			
490		HK305, 32000Nm	174, 44400Nm	274, 42550Nm	342, 54000Nm	1045G, 37000Nm	45, 37000Nm	1045G, 37000Nm
500	174, 44400Nm				274, 42550Nm			

KUVIO 13. Suorituskyky ja sisäreikä 1/2



KUVIO 14. Suorituskyky ja sisäreikä 2/2

TAULUKKO 4. Valmistajien vertailutaulukko

Mowent as uusi HK-sarja	Nimitys		HK301	HK302	HK 303		HK304		HK305	HK306	HK307	HK308	HK309	HK310	
	Siirtolyyky		3000	5000	7700		17000		32000	50000	68000	110000	139000	165000	
	Sisäreikä		65	80	105		135		170	190	225	245	280	305	
	Ulkohalkaisija		155	175	215		250		315	340	405	445	505	550	
KTR Gearex	Nimitys	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	70		
	Siirtolyyky	930	2000	3500	6500	10000	17000	28500	37000	51000	65000	85000	135000		
	Sisäreikä	50	64	80	98	112	133	158	172	192	210	232	276		
	Ulkohalkaisija	111	152	178	213	240	280	318	347	390	425,5	457	527		
Render ZN-sarja	Nimitys	83	107	130	156	181	211	250	274	307	333	364	424		
	Siirtolyyky	1020	2210	4020	6600	11000	19200	30680	43550	61750	87100	117000	162500		
	Sisäreikä	50	65	82	100	116	137	164	178	198	216	242	288		
	Ulkohalkaisija	117	152	178	213	240	280	318	347	390	425,5	457	527		
Render ZW-sarja	Nimitys	112	128	146	175	198	230	255	290	315	342	375	415	465	
	Siirtolyyky	1300	2500	4300	7000	11600	19000	27000	39000	54000	69000	98000	130000	180000	
	Sisäreikä	45	55	65	80	95	110	125	145	160	180	200	220	250	
	Ulkohalkaisija	143	157	177	215	237	265	294	330	366	392	430	478	528	
ESCO FST	Nimitys	45	60	75	95	110	130	155	175	195	215	240	275		
	Siirtolyyky	1300	2800	5000	10000	16000	22000	32000	45000	62000	84000	115000	174000		
	Sisäreikä	50	64	78	98	112	132	158	175	198	217	244	275		
	Ulkohalkaisija	111	141	171	210	234	274	312	337	380	405	444	506		
Jaure MT-sarja	Nimitys	52	62	78	98	112	132	156	174	190	210	233	275		
	Siirtolyyky	1780	2790	5600	8500	14000	23000	35100	44400	68500	84600	151000	205500		
	Sisäreikä	52	62	78	98	112	132	156	174	190	210	233	275		
	Ulkohalkaisija	111	141	171	210	234	274	312	337	380	405	444	506		
Tschan Posiflex	Nimitys	67	87	106	130	151	178	213	235	263	286	316	372	394	432
	Siirtolyyky	1300	2800	5000	10000	16000	22000	32000	45000	62000	84000	115000	174000	244000	290000
	Sisäreikä	45	60	75	95	110	130	155	175	195	215	240	275	280	320
	Ulkohalkaisija	111	141	171	210	234	274	312	337	380	405	444	506	591	640
Renk LBk	Nimitys	38	48	60	80	90	110	125	140	160	180	200	225		
	Siirtolyyky	783	1394	2750	7831	10887	21965	27504	43930	61884	88242	123386	175720		
	Sisäreikä	42	55	65	92	105	126	145	162	185	210	230	260		
	Ulkohalkaisija	118	145	165	215	230	270	305	330	375	425	470	535		
Maina Go-A	Nimitys	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
	Siirtolyyky	1800	2760	5550	87000	14100	22800	34800	44000	69800	83800	152000	203500		
	Sisäreikä	52	62	78	98	112	132	156	174	190	210	233	280		
	Ulkohalkaisija	111	142	168	200	225	265	300	330	370	406	438	505		
Renold Gearflex Da-sarja	Nimitys	GF10DA	GF15DA	GF20DA	GF25DA	GF30DA	GF35DA	GF40DA	GF45DA	GF50DA	GF55DA	GF60DA	GF70DA		
	Siirtolyyky	1423	2693	4584	7411	12224	18718	29796	41161	55199	81844	104668	156620		
	Sisäreikä	46	57	78	90	110	127	145	165	185	205	225	260		
	Ulkohalkaisija	116	152	178	213	240	279	318	346	389	425	457	527		
Kopflex H-sarja	Nimitys	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7		
	Siirtolyyky	847	1920	3559	6406	11411	16721	26664	35929	49826	65531	85755	131062		
	Sisäreikä	44	60	76	95	111	127	156	175	187	210	235	273		
	Ulkohalkaisija	116	152	178	213	240	279	318	346	389	425	457	527		
Renold G20	Nimitys	1010G	1015G	1020G	1025G	1030G	1035G	1040G	1045G	1050G	1055G	1060G	1070G		
	Siirtolyyky	1140	2350	4270	7470	12100	18500	30600	42000	56600	74000	90400	135000		
	Sisäreikä	50	65	78	98	111	134	160	183	200	220	244	289		
	Ulkohalkaisija	115,9	152,4	177,8	212,7	239,7	279,4	317,5	346,1	388,9	425,4	457,2	527		

6.2 Navan sisäreiän kasvattaminen

Navan sisäreiän kasvattaminen oli yksi yrityksen tärkeimmistä tavoitteista mietittäessä uutta kytkinsarjaa. Nykyisellä kytkinsarjalla päädytään useasti valitsemaan kalliimpi kytkin, koska napaan ei mahdu suurempi akseli vaikka kytkimen siirtokyky olisikin riittävä.

Sisäreiän kasvattaminen aiheutti tiivistyshalkaisijan ja kiilauranpohjan välisen etäisyyden pienenemisen. Seuraavissa kappaleissa tutkitaan miten kyseinen etäisyys pieneni tasakiilan mukaisella kiilauralla sekä tuumamitoitetulla neliökiilalla olevissa kytkimissä. Tutkimuksissa huomioidaan yrityksen omat suunnittelusäännöt ja laaditaan muilta valmistajilta saamien tietojen pohjalta vertailtava ohjearvo etäisyyden määrittämiseksi.

Näiden tutkimuksien jälkeen aloin miettiä miten kyseistä kohtaa voitaisiin tarkastella tarkemmin ja tällöin tajusin että etäisyyttä voidaan tarkastella FEM- analyysin avulla. FEM- laskenta suoritettiin aluksi koulussa olevalla Abaqus- ohjelmistolla ja tämän jälkeen laskelmat tehtiin vielä yrityksessä käytössä olevalla Ansys- ohjelmistolla.

6.2.1 Tutkimus: Kiilaliitoksen ja tiivistyshalkaisijan etäisyys

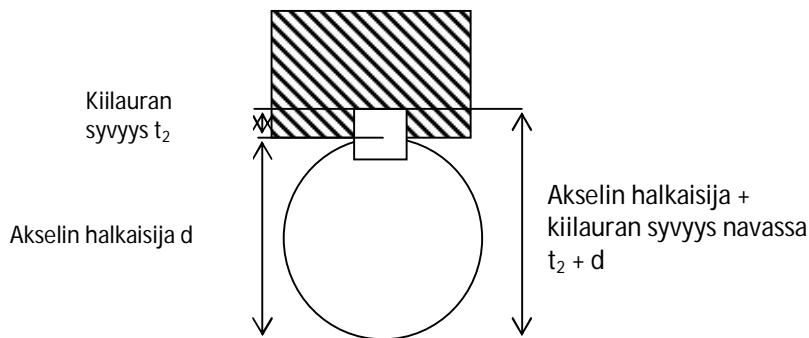
Tutkimus tehtiin, koska sisäreiän kasvattaminen aiheutti tiivistysolakkeen sekä hammastuksen tyvihalkaisijan ja kiilauran pohjan välisen etäisyyden pienenemisen vanhaan kytkinsarjaan verrattuna. Tällä tutkimuksella oli tarkoituksena selvittää, miten suuri kyseisen etäisyyden täytyisi olla. Tässä laskennassa tutkitaan standardin SFS 2636 mukaista tasakiilauraa. Kiilauran tiedot on otettu Koneenosien suunnittelu - kirjasta (Airila ym. 2003, 384.).

Etäisyys kiilauran pohjasta hammastuksen tyvihalkaisijaan laskettiin kaavan 28 (KAAVA 28) mukaisesti. Kaavan käyttöä kuvaa kuvio 15 (KUVIO 15). Lähteenä kuviossa on Koneenosien suunnittelu - kirjasta tasakiilan mitoitusosio (Mt.).

Hammastuksen tyvihalkaisija laskettiin kaavan 29 (KAAVA 29) mukaisesti ja kaava saatiin hammastuksen siirtokyvyn laskentaohjelmasta. Kaavan mukaan joidenkin kytkimien kohdalla tyvihalkaisija tulisi alemmaksi kuin alkuperäisessä kytkinsarjassa olevan hammastuksen viereinen olake. Tämä voisi aiheuttaa hammastaessa uria olakeeseen. Asiaa yrityksestä tiedusteltuani ilmeni, ettei kytkimissä ikinä ole ollut uria joten arvon käyttäminen oli varman päälle laskemista. Sain myös yritykseltä tiedon ettei heidän mielestään hammastusterää ole typistetty. Opinnäytetyön myöhemmässä vaiheessa vierailimme kytkinvalmistajan luona ja häneltä kysyimme terän typistyksestä ja hän ilmoitti, että terät ovat typistettyjä.

$$E_h = \frac{d_f}{2} - \left(\frac{d}{2} + t_2\right) \quad \text{KAAVA 28}$$

$$d_f = d_j - 2,8 * m \quad \text{KAAVA 29}$$



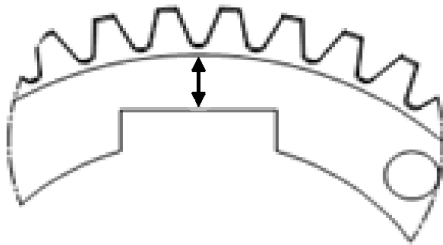
KUVIO 15. SFS 2636 mukainen tasakiila

Kaavojen 28 ja 29 perusteella laskin mitkä olivat vanhan sarjan etäisyydet ja mitkä olisivat etäisyydet tavoitteellisissa sisähalkaisijoissa. Arvoja verrattiin yrityksen suunnitteluohjeeseen 3,5 x moduuli. Tämä suunnitteluohje on nähtävissä kaavassa 30 (KAAVA 30). Tämän jälkeen aloin miettiä miten suuri etäisyyden pitäisi olla, sillä tälle mitalle emme löytäneet mitään selvää sääntöä. Tämän vuoksi päätimme tutkia muita valmistajia. Muilta valmistajilta löytyi mitat sisäreiän halkaisijalle ja tiivistehalkaisijalle ja laskennassa tarvittavat kiilauran mitat sain kiilaliitoslaskennasta. Näiden perusteella laskin mitkä ovat muiden valmistajien kohdalla etäisyydet kiilauran pohjasta tiivistehalkaisijaan.

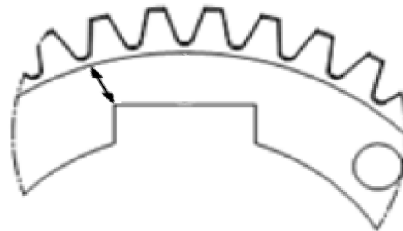
Edellä mainittujen laskentojen tulosten pohjalta laadimme ohjearvon tiivistehalkaisijan ja kiilauran pohjan väliselle halkaisijalle. Etäisyys kiilauran pohjan ja tiivistepinnan välillä on alle 100 mm reiällä 2,5 x moduuli ja yli 100 mm reiällä olevilla kytkimillä 3 x moduuli. Ohjearvo on nähtävissä kaavassa 31 (KAAVA 31). Pyrin myös noudattamaan yrityksen suunnitteluohjetta tyvihalkaisijan ja kiilauran pohjan väliselle seinämälle. Laskennassa tiivistehalkaisijan ja kiilauranpohjan välinen etäisyys laskettiin kaavan 32

(KAAVA 32) mukaisesti. Varmuus ohjearvoon nähden määritettiin kaavan 33 (KAAVA 33) mukaan.

Ensimmäiseksi laskennassa arvot laadittiin kiilauran suoraan etäisyyteen perustuen kuvion 16 (KUVIO 16) mukaisesti. Seuraavaksi laskennassa arvoja tarkennettiin kytkimien 3D- malleista mitatuilla vinoilla etäisyyksillä kuvion 17 (KUVIO 17) mukaisesti. Laskentojen tulokset on nähtävissä liitteessä 4 (LIITE 4).



KUVIO 16. Suora etäisyys



KUVIO 17. Vino etäisyys

$$SUOHJE = 3,5 \times m$$

KAAVA 30

$$OHJE = d < 100\text{mm} \ 2,5 * m, d > 100\text{mm} \ 3 * d$$

KAAVA 31

$$V_{SUOHJE} = \frac{E_h}{SUOHJE}$$

KAAVA 32

$$E_t = \frac{d_t}{2} - \left(\frac{d}{2} + t_2 \right)$$

KAAVA 33

$$V_{OHJE} = \frac{E_t}{OHJE}$$

KAAVA 34

6.2.2 Tuumamitoitetun kiilaliitoksen etäisyydet tiivistyshalkaisijaan ja tyvihalkaisijaan

Suunnittelukatselmuksessa ilmeni, että käytettäessä tuumamitoitettua kiilauraa kiilauran mitat muuttuvat. Kiilauran mittojen muuttuessa muuttuvat myös etäisyydet. Tämän laskennan tarkoituksena olikin tutkia voitaisiinko tuumamitoitetulla kiilaliitoksella käyttää samoja sisäreikiä kuin SFS 2636 mukaisella tasakiilaliitoksella. Ellei samoja akselin kokoja voida sallia, herää kysymys siitä miten suuret halkaisijat voidaan sallia.

Tuumamitoitetun neliökiilaliitoksen kiilauran mitat saatiin standardista USAS B17.1-1967 (USAS B17.1-1967, 2000.). Mitoitukset ja laskennat suoritettiin samalla tavalla kuin aikaisemmassa kohdassa 6.2.1 suoritettua SFS 2636 mukaiselle tasakiilauralle tehdyt laskelmat. Laskennan tulokset nähtävissä liitteestä 4 (LIITE 4).

Laskentojen tuloksista nähdään, että käytettäessä tuumamitoitettua kiilauraa ei voida sallia yhtä suuria akselikokoja kuin SFS 2636 mukaisella tasakiilalla olevissa kytkimissä. Tämä asia täytyy huomioida laadittaessa kytkinesitettä.

6.2.3 Kiilauran tutkiminen FEM- analyysin avulla

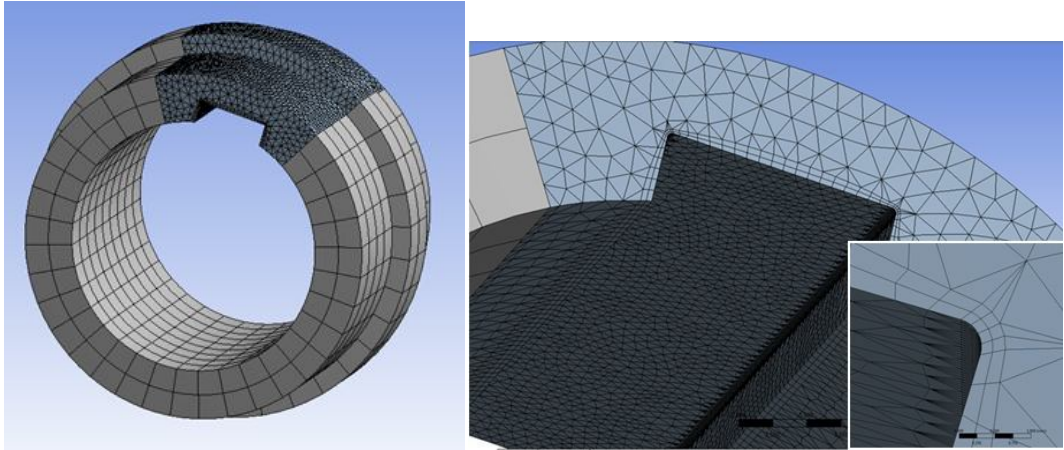
Edellä mainittujen tutkimuksien perusteella itselleni jäi hieman epävarma olo ohjearvojen perusteella päätetyistä etäisyyksistä. Halusin löytää jonkun lujuusteknisen tavan tarkastella kyseistä liitosta. Tässä vaiheessa tulin siihen tulokseen, että omien kykyjeni puitteissa ainoa mahdollinen tapa tarkastella kyseisen liitoksen kestävyyttä oli FEM- analyysi eli "Finite Element Method".

Kiilauran pohjan ja tiivistehalkaisijan välisen etäisyyden tutkimisen FEM- analyysin avulla toteutin kahdella laskentaohjelmistolla. Ensimmäiset laskelmat tein koulussa Abaqus- ohjelmistolla. Laskelman tulokset näyttivät että kiilauran pohjaan muodostuisi suuria myötörajan ylittäviä alueita. Näytin tulokset työpaikalla ja tulosten pohjalta päätettiin tehdä vertaileva analyysi yrityksessä käytössä olevalla Ansys Fem- laskentaohjelmistolla.

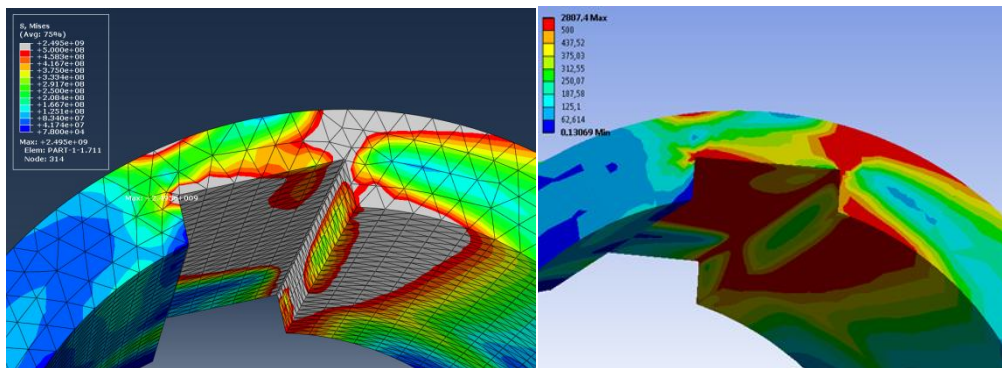
Ensimmäisessä analyysissä laskelmani perustuivat melko karkean elementtiverkon tuloksiin, jolloin materiaalin myötörajan ylittävistä alueista tuli erittäin suuret. Analyysiä päätettiin tarkentaa ja huippumomentin lisäksi päätettiin tarkastaa tavoitteellinen nimellinen vääntömomentti. Tarkentavat tutkimukset päätettiin tehdä yrityksessä käytössä olevalla Ansys FEM- laskentaohjelmistolla.

Toisessa Ansys- ohjelmistolla tehdyssä analyysissä elementtiverkkoa saatiin pienennettyä kuvion 18 (KUVIO 18) mukaisesti. Laskettaessa huippumomentilla tapahtuvia jännityksiä käytettiin laskennassa edellisen laskennan mukaista lineaarista materiaalmallia, mutta nimellisen vääntömomentin tapauksessa mukaan otettiin bilineaarinen materiaalmalli. Tästä analyysistä saamani tulokset huippuvääntömomentilla vastasivat kutakuinkin Abaquksella tekemääni analyysiä ja tämä voidaan nähdä kuvi-

osta 19 (KUVIO 19). Nimellisen vääntömomentin kohdalla tapahtui jo pientä myö-
tämistä ja plastinen venymä oli suurimmillaan 1.2 %.



KUVIO 18. Ansys, elementtiverkko



KUVIO 19. FEM- analyysien tuloksia

FEM- analyysien osittainen raportti on nähtävissä liitteestä 10 (LIITE 10). Tulosten pohjalta voidaan sanoa, että tavoitteellista huippumomenttia eli kaksi kertaa nimellinen vääntömomentti ei voida sallia, koska kiilauran kohdalle muodostuu liian suuria myötörajan ylittäviä alueita. Tuloksia analysoitaessa on kuitenkin huomioitava, että monen kytkimen kohdalla kyseisen tavoitteellisen huippumomentin kiilauran seinään aiheuttama paine on suurempi kuin materiaalilta sallittava pintapaine. Vertailtaessa Abaquksen analyysejä Ansysellä tekemiini analyyseihin voidaan todeta kummankin analyysin näyttävän hyvinkin samanlaisia tuloksia.

Nimellisen vääntömomentin yhteydessä tapahtuu pysyvää muodonmuutosta, joka voidaan sallia staattisessa tilanteessa. Sysäyksien ja väsyttävän kuormituksen ilmetessä täytyy käyttää käyttökerrointa. Valittaessa sallittavia vääntömomentteja ja huippumomentteja olisi nämä laskennat syytä tehdä uudestaan ja katsoa millaisia muodonmuutoksia valitut momentit osille aiheuttavat.

6.3 Kiinteä vai irrotettava pätylaippa

Tässä tutkimuksessa tutkin sitä minkä kokoisissa kytkimissä voitaisiin vielä ajatella käytettävän kiinteälaippaisia ulkoholkkeja. Otin tutkimuksessa huomioon sen, että tavoitteiden mukaisesti laippaliitosta ei saisi muuttaa ja että ruuvien kiristämiseen voitaisiin edelleen käyttää holkkeja. Nämä seikat huomioiden pystyin laskemaan ulkoholkin maksimaalisen seinämän paksuuden.

Seinämän paksuuden laskennassa huomioitiin se, että käytettäessä kiinteälaiippaista ulkoholkkia täytyy navan hammastuksen päähalkaisijan mahtua kulkemaan koko kytkimen läpi, koska asennustilanteessa ulkoholkki asennetaan akselille ensiksi. Tällöin ulkoholkin sisähalkaisijan täytyy olla vähintään navan hammastuksen päähalkaisijan suuruinen. Irrotettavalaippaisessa kytkimessä voi ulkoholkin sisähalkaisija olla pienempi, koska ulkoholkki asennetaan paikoilleen navan asentamisen jälkeen. Tutkimus koski ainoastaan kytkinkokoja HK305 - HK310, koska tätä pienemmissä kytkimissä käytetään jo kiinteälaiippaista ulkoholkkia.

Tutkimuksessa etsin mahdollisia siihen liittyviä standardeja. Löysin Tekniikan taulukokirjasta tiedon, joka koski sylinterikantaisen ruuvin ja mutterin upotusta, perustuen DIN 974-2 standardiin (Valtanen 2008, 510.). Yrityksestä löysin vanhan Valmet-hammasvaihdetehdasstandardin RHS 3101 nimeltään vääntötyökalujen tilantarve ja käyttöalue (RHS 3101 1982.) . Näiden standardien lisäksi tein mittauksia holkin ulkohalkaisijoista, joita vertailin standardin mukaisiin arvoihin. Standardien ja mittausten perusteella päädyin käyttämään laskelmissa tehdasstandardin mukaisia mittoja.

Tutkimusten perusteella tein laskelmat joista sain selville seinämän maksimivahvuuden ulkoholkkille, mikäli käytettäisiin kiinteälaiippaista ulkoholkkia. Laskelmien tulokset ovat nähtävissä liitteestä 5 (LIITE 5). Taulukon etäisyyksien laskemiseksi käytin kaavoja 35 - 37 (KAAVAT 35 - 37).

$$S_p = d_t - d_{holkki} \quad \text{KAAVA 35}$$

$$V_{hh} = d_{a.v} - d_a \quad \text{KAAVA 36}$$

$$S_p = \frac{d_{holkki} - d_{a.v}}{2}$$

KAAVA 37

Tuloksista nähdään että kiinteän päätylaipan käyttäminen suurikokoisissa kytkimissä aiheuttaa ulkoholkin seinämän paksuuden kapenemisen. Seinämän paksuudet puolittuvat vanhan sarjan mittoihin verrattuna. Näiden tulosten pohjalta päädyin pitämään nykyisen jaon kiinteisiin ja irrotettaviin laippoihin samana. Asiaa tuki vielä asentajan haastattelu missä ilmeni seuraavaa: kiinteälaippaisten kytkimien purkaminen on hankalaa, koska ulkoholkin jumiutuessa sisälaipan lämmitys vaikeutuu. Ulkolaipan painon noustessa yli 10 kg asentaminen hankaloituu. Tällä hetkellä HK305 ulkoholkki painaa 16 kg.

6.4 Muut tutkimukset

Kytkimen tutkinnassa ja konstruktion päivittämisessä tuli mieleen monia erilaisia tutkittavia asioita. Asiat liittyivät erilaisien konstruktioratkaisujen käyttöönottamisiin sekä rakenteellisiin tarkasteluihin.

6.4.1 Vertailu: Agma- standardi

Viikolla 8 Moventas Santasalo Oy:n tiloissa pidettiin KTR- kytkimien esittely. Tuosta esittelystä ilmeni, että jotkin kilpailijoista käyttävät Agma- standardin 9800-B00 mu-

kaista ulkolaipan kiinnitystä ja tämän kuullessamme täytyi minun tarkastaa Moventaksen kytkinsarjan vastaavuus kyseistä standardia kohtaan (AGMA 9800-B00, 2006). Muiden valmistajien mukaan standardia käytetään, koska se mahdollistaa eri valmistajien kytkimien käyttämisen yhdessä.

Tein tarkastuksen vertaamalla ensiksi valmistajan ulkolaipan kiinnityksen mittoja vanhan kytkinsarjan mittoihin. Vertasin ruuviliitoksen jakohalkaisijaa, laipan ulkohalkaisijaa, laipan sisähalkaisijaa, laipan liitoskohdan leveyttä, ruuvien jakohalkaisijaa, ruuvien määrää, sekä käytettyä ruuvia. Vertailuun otettiin mukaan Jauren MT-kytkinsarja, sekä KTR:n koot 10 - 70, mitkä tiesin kuuluvan kyseisen standardin mukaisiksi.

Vertailusta ilmeni, ettei vanhan sarjan laippaliitos vastannut kyseisen standardin mukaisia mittoja. Kävimme tulokset läpi ja päätimme vielä etsiä kyseisen standardin esille ja tarkastaa päätelmien paikkansapitävyyden.

Tutkittuani standardia vahvistuivat jo tekemäni päätelmät siitä, ettei kytkinsarja vastaa standardia. Standardin ja Moventaksen HK300- sarjan laippaliitoksen ulkomitat ovat nähtävissä liitteestä 6 (LIITE 6). Selkeimmin samoihin päätelmiin päästään vertaamalla kiinnitysreikien lukumääriä, jotka poikkeavat standardin mukaisista arvoista selvästi.

Tämän standardin tutkimistuloksiin perustuen todettiin, että standardin käyttämättä jättäminen toisi mahdollisen kilpailuedun, sillä muut valmistajat eivät voi tarjota standardikytkintä suoraan kiinnitettäväksi yrityksen valmistamaan kytkimeen.

6.4.2 Vertailu: paperitiiviste vai tiivistemassa?

KTR - kytkinvalmistajan esittelyssä ilmeni että kyseinen valmistaja käyttää paperitiivisteitä ulkoolkin ruuviliitoksessa. Tästä syystä pohdimme, voitaisiinko uudessa kytkinsarjassa käyttää paperitiivisteitä.

Tutkimuksissa ilmeni, että paperitiivisteitä olisi mahdollista saada, mutta ne pitäisi tilata erikseen omien mittojen mukaisesti.

Kysyin myös asentajalta mielipidettä paperitiivisteestä ja massasta. Hän sanoi, että asentaminen suurissa kytkimissä voi olla vaikeaa ja vaurioherkkää. Vaurioherkkyys aiheutuu itse tiivisteestä. Tiiviste voi vaurioitua jo ennen asentamista tiivistettä käsiteltäessä ja tiivisteessä voi ilmetä valmistusvirheitä. Tiivistemassasta hän totesi myös sen, että asentajilla on aina tiivistemassaa mukana kun he käyvät asiakkaiden luona, joten mahdollinen korjaus ei edellytä tiivisteiden odottamista. Hänen mielestään tiivistemassa olisi parempi ratkaisu kuin paperitiiviste.

Tällä hetkellä tutkimuksia ei ole jatkettu, koska olemme vahvasti sillä kannalla, että tiivistemassaa käytetään uudessakin kytkinsarjassa. Tiivistemassan käyttöä puoltavat etenkin asentajan näkökulmat.

Paperitiivisteiden tarkempi tutkiminen edellyttäisi tiivistemateriaalien vertailemista, valmistuskuvien piirtämistä ja yhteydenottoa tiivisteiden valmistajaan.

6.4.3 Asentajan haastattelu

Tähän alle on koottu yhteen asentajan haastattelussa esille tulleet seikat.

Ruuviliitoksesta asentaja kertoi, ettei joidenkin valmistajien kytkimiä voida asentaa holkkia hyväksikäyttäen, jolloin ruuvien kiristäminen tehdään näppituntumalla, eikä momenttiavainta voida käyttää. Ruuviliitoksen tiivistämisestä hän mainitsi, että laippaliitoksen tiivistämisessä olisi hyvä käyttää massaa paperitiivisteiden sijasta, koska paperitiiviste voi hajota ja koska asentajilla on tiivistemassaa aina mukana.

Kysyessäni asentajan mielipidettä kiinteälaipallisista kytkimistä hän totesi että irrotettavan laipan käyttäminen on helpompaa kuin kiinteän, koska kytkimen poisottamisessa napaa ei pystytä helposti lämmittämään. Irrotettavan ulkoholkin painorajana hän pitää 10 kg.

Haastattelussa ilmeni myös, että ulosvetoruuvien koon pienentäminen vaatii ruuvien määrän tuplaamisen. Navan päätyviisteen täytyy olla loiva ja tarpeeksi suuri. Alareunan täytyy olla vähintään o-renkaan sisähalkaisijan kokoinen. Rasvareikien määrää olisi hyvä lisätä suurissa kytkimissä kahdesta neljään kappaleeseen, koska suurien käyttöjen pyörittäminen voi olla hankalaa huollon yhteydessä. Sisäholkkeihin asentaja haluaisi nostosilmukan reiän kiillauran kohdalle.

6.4.4 Valmistajan näkemykset ja huomiot kytkimien suunnittelusta

5.4.2012 kävimme Timo Kukon kanssa vierailulla kytkimiä valmistavan yrityksen luona. Vierailulla oli tarkoitus esitellä tekemäni tuotekehitystyö. Kävimme läpi mitä olin tutkinut, miten olin tutkinut ja samalla mietimme hieman kytkimien yksityiskohtia, kuten kuinka voidaan alentaa kytkimien valmistuskustannuksia yms.

Vierailussa ilmenneitä asioita olivat seuraavat seikat: ulosvetoreikien välinen etäisyys seinästä varmanpäälle laskettuna on 0,5 x kierteen halkaisija. Ulosvetoreikien käyttäminen on hieman erikoista, sillä muut kytkinvalmistajat laskuttavat rei'istä ylimääräistä. Ulkoholkin hammastuksen katkaisu-uran mitaksi on olemassa ohjesääntö 2 x moduuli. Nostoreiät ovat HK306- kytkimestä eteenpäin nykyisissä konstruktioissa. Nostoreiät voidaan sijoittaa joko kiilauran puolelle tai vastakkaiselle puolelle. Konstruktiiviset seikat huomioiden nostoreikä olisi hyvä sijoittaa kiilauran vastaiselle puolelle, jottei reikä puhkaisisi napaa.

Kytkimien valmistuskustannuksiin vaikuttaisivat alentavasti seuraavat konstruktiiviset ratkaisut: suunnitellun asennuksen helpotusolakkeiden poistaminen, o-renkaan uran viiden asteen viisteen poistaminen ja kiinnityslaipan sisäpuolisen poteron poistaminen.

Valmistuskustannuksien muuttamisessa on kuitenkin mielestäni muutamia huomionarvoisia seikkoja. Kytkimen navan asentaminen käännettynä voi aiheuttaa asennusvaikeuksia ilman helpotusolaketta ja kiinnityslaipan poteron poistaminen vaikuttaa hieman alentavasti ruuviliitoksen siirtokykyyn.

Valmistaja esitti myös, että tekisimme HK303 ja HK304- kytkimien ulkoholkin hammastuksesta leveämmän. Kyseisellä ratkaisulla saataisiin käännettyillä navoilla suu-

remmat liikevarat, mutta itseäni jäi mietityttämään hammastuksen aiheuttama valmistuskustannusten nousu kyseisten kappaleiden kohdalla. Valmistaja ilmoitti, ettei ratkaisu nostaisi valmistuskustannuksia paljoa, mutta oma näkemykseni on toinen. Asiaa täytyisi jatkossa tutkia tarkemmin.

6.5 Uuden konstruktion luominen

6.5.1 Alustava kytkimien 3D-mallintaminen

Aloitin mallintamisen mallintamalla vanhan sarjan holkit ja navat ilman yksityiskohtia. Mallintaminen onnistui melko helposti, koska osat olivat melko samankaltaisia. Vanhojen osien mallintamisen jälkeen täytyi ensiksi selvittää mitkä olisivat mitat navan sisäreiälle ja minkälaisia muutoksia kääntäminen aiheuttaisi. Näiden asioiden selvittäminen pystyin aloittamaan mallintamisen.

Mallinsin osat aluksi ilman tarkkoja yksityiskohtia, mutta projektin edetessä malleja päivitettiin ja yksityiskohtia lisättiin. Ensimmäisissä malleissa HK301 - HK304- kytkimien navoissa muutoksen kokivat sisähalkaisija ja tiivistyshalkaisija sekä ulosvetoreikien koko, jakohalkaisija ja määrä. Ulkoholkissa muutokset tapahtuivat vain tiivisteurassa, koska o-renkaan koko vaihtui. HK305 - HK310- kytkimien navoista muuttui sisähalkaisija, tiivistyshalkaisija sekä ulosvetoreiät ja lisäksi navan toiseen päähän asennusta varten kavennuksen. Holkkeihin ei tarvinnut tehdä muutoksia näissä kytkimissä. Päätylaipassa muutoksia aiheutui tiivistysuraan, koska o-renkaat muuttuivat. Ensimmäisissä versioissa navan pituuksia kasvatettiin 6 – 8 mm, jotta voitaisiin taata

samat vanhat liikevarat, eikä ulkoolkin aksiaalisuuntainen liike aiheuttaisi tiivistysolakkeen tippumista tyhjän päälle.

Suunnittelukatselmuksessa kyseinen navan pituuden lisääminen aiheutti eriäviä mielipiteitä ja kyseistä muutosta täytyi vielä tutkia.

Navan pituuden pitäminen ennallaan voitiin ehkäistä siirtämällä navan hammastuksen paikkaa. Tein tutkimuksen kyseisen paikan määrittämiseksi ja tutkimus esitetään kohdassa 6.5.3. Tutkimusten tulosten mukaisesti korjasin aikaisemmin tekemiäni 3D-malleja. Navan pituuden säilyttäminen aiheutti kuitenkin kytkimien liikevarojen pienenemisen vanhan sarjan mukaisista liikevaroista. Uuden kytkinsarjan liikevarat on laskettu raportin kohdassa 6.5.3.

6.5.2 Tutkimus: O-renkaiden valinta alustavan konstruktion pohjalta

Navan tiivistehalkaisijan muuttaminen aiheutti sen että nykyiset o-renkaat eivät käyneet uuteen konstruktion. Vanhassa kytkinsarjassa o-renkaiden halkaisija oli 5,7 mm. Nykyisessä konstruktiossa saman halkaisijan käyttäminen ei kaikkien kytkimien kohdalla ole mahdollista, koska suurilla tiivistehalkaisijoilla valittavien o-renkaiden määrä vähenee.

Navan käännettävyyden lisääminen uuden kytkinsarjan ominaisuuksiin vaati kytkimen napoihin asennusta helpottavan olakkeen lisäämisen. Tämä tarkoittaa sitä, että tietyn matkaa kytkimen navan päästä halkaisija on o-renkaan sisähalkaisijaa pienempi. Tämä aiheuttaa sen, että kiilauran pohjan ja helpotushalkaisijan välinen etäisyys on pienempi kuin tiivistehalkaisijan ja kiilauran pohjan välinen etäisyys.

O-renkaat valittiin sisähalkaisijoiden mukaisesti, jolloin renkaan halkaisija vaihteli 5 – 7 mm. Tämä aiheutti muutoksia tiivisteurien mitoitukselle. Valitut o-renkaat ja vanhat o-renkaat ovat nähtävissä taulukossa 5 (TAULUKKO 5).

TAULUKKO 5. Vanhat ja uudet o-renkaat

Nimitys	Vanha o-rengas	Renkaan sisähalk	Sisähalkin tiivistepinnan halk	Tiivistyksen halkaisija	Uusi o-rengas	Tiivisteiden halkaisija	
HK301	74,2 x 5,7 NBR 704	74,2	75	90	OR 89,2 x 5,7 FPM (Viton)	5,70	Tiivistekeskus
HK302	OR 89,1 x 5,7 VITON	89,1	90	110	OR 109,1 x 5,7 FPM (Viton)	5,70	Tiivistekeskus
HK303	114,3 x 5,7 VITON	114,3	115	139	OR 138 x 6 FPM (Viton)	6,00	Tiivistekeskus
HK304	OR 139,3 x 5,7 VITON	139,3	140	175	OR 174,2 x 5,7 FPM (Viton)	5,70	Tiivistekeskus
HK305	174,3 x 5,7 VITON	174,3	175	218	OR/FPM 215,57 x 5,33 (Viton)	5,33	Ramikro
HK306	OR 199,1 x 5,7 VITON	199,1	200	242	OR 240,67 x 6,99 FPM (Viton)	6,99	Tiivistekeskus
HK307	239,3 x 5,7 VITON	239,3	240	283	OR 280 x 6 FPM (Viton)	6,00	Tiivistekeskus
HK308	269,3 x 5,7 VITON	269,3	270	316	OR 315 x 5 FPM (Viton)	5,00	Tiivistekeskus
HK309	OR 299,3 x 5,7 VITON	299,3	300	356	OR 354,97 x 5,33 FPM (Viton)	5,33	Tiivistekeskus
HK310	339,3 x 5,7 VITON	339,3	340	391	OR 390 x 5,33 FPM (Viton)	5,33	Tiivistekeskus

O-renkaat valittiin Tiivistekeksuksen ja Ramikron o-rengasluetteloista (Tiivistekeksus 2012; Ramikro 2012.). Tiivisteiden valinnassa pyrittiin saamaan tiivistyshalkaisija mahdollisimman isoksi. Suurimmillaan tiivistehalkaisija olisi voinut olla hammastuksen tyvihalkaisijan suuruinen. Tiivistehalkaisijan pienentäminen vaikuttaa suoraan kiilauran pohjan ja tiivistyshalkaisijan väliseen etäisyyteen ja tätä kautta myös suoraan sallittavien akselien halkaisijoihin. Näin ollen en antanut valittavien tiivisteiden vaikuttaa suuresti konstruktiivisiin päätöksiin.

Materiaalina vanhoissa kytkimissä on käytetty FPM-kumia. O-rengasmateriaalien ominaisuudet ovat nähtävissä taulukossa 6 (TAULUKKO 6). Taulukon tiedot on otettu Koneenosien suunnittelu- kirjasta (Airila ym. 2003, 667.). Taulukosta voidaan nähdä, että vaikka FPM:n vetomurtolujuus ja murtovenymä ovat pienempiä kuin NBR:n, niin FPM kestää paremmin erilaisia ympäristöolosuhteita. Tässä tapauksessa ympäristö-

olosuhteiden kestolla on tärkeämpi vaikutus kuin lujuusteknisillä ominaisuuksilla. Näin ollen uusien kytkimien o-renkaiden materiaalina tullaan käyttämään FPM:ää.

TAULUKKO 6. O-renkaiden ominaisuuksia (Airila ym. 2003, 667, muokattu)

Ominaisuus	Yksikkö	Kumityyppi	
		Nitriilikumit, NBR	Fluorikumit, FPM
Vetomurtolujuus	MN/m ²	4...18	7...15
Murtovenymä	%	100...500	100...200
Käyttölämpötila max			
- pitkäaikainen	°C	70	175
- lyhytaikainen	°C	130	250
- pakkainen	°C	-10...-50	20...40
Jäännöspuristuma	°C/%	100/20...60	175/30...50
Kimmoisuus		3...4	2
Sähköiset ominaisuudet		1...2	3
Kestävyys			
- sää ja otsoni		1..3	5
- hapot		3	3...4
- emäkset		2...3	1...3
- alifaattiset öljyt		4	4
- aromaattiset öljyt		3	4
- kulutus		3...4	3
- liekki		1...2	4
- säteily		2...3	2...3
Kaasutiiviyys		3	4
Liimattavuus		3...4	1...3
Arvosteluasteikko:	5: Erinomainen 2: Tyydyttävä	4: Erittäin hyvä 1: Huono	3: Hyvä

6.5.3 Hammastuksen paikan siirtäminen ja liikevarat

Hammastuksen siirtäminen oli välttämätöntä kun yksinkertaistimme kytkimien konstruktiota. Yksinkertaistamisella tarkoitan sitä, että uudesta sarjasta poistettiin hammastuksen vieressä olevat olakkeet. Edellä mainittujen olakkeiden tarkoitus oli pitää sisä- ja ulkohammastus koko ajan kohdakkain. Hammastuksen siirtämisellä välttimme myös aluksi suunnitelmissa olleelta navan pituuden lisäämiseltä. Tämä vaih-

toehto ei tuntunut hyvältä, koska uudella kytkinsarjalla olisi tarkoitus korvata vanhat kytkimet.

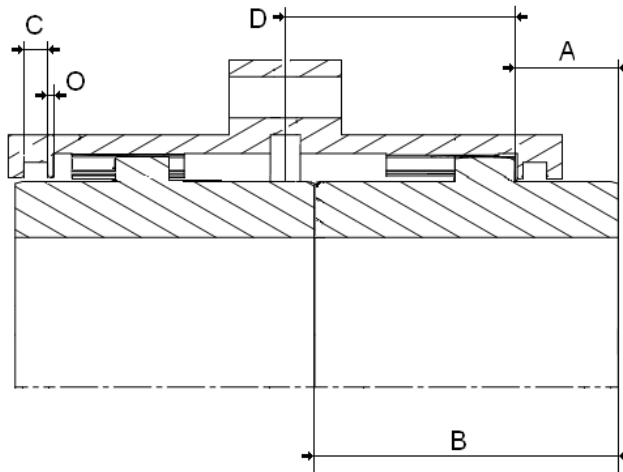
Hammastuksen paikan siirtäminen perustui siihen, että liikevarat täytyisi saada maksimaaliseksi ulkoolkin liikkussa ääriasennosta toiseen. Tässä laskennassa täytyi huomioida se, että o-renkaan tiivistyksen täytyy pysyä tiiviinä ja hammastuksen kosketuskohta ei saisi lipsahtaa tyhjän päälle, sekä sallitun kulmavirheen aiheuttama liikevarojen pienentyminen.

Laskenta suoritettiin olettaen, että käytännössä lähes mahdottomassa tilanteessa holkin sisällä olevat navat osuvat toisiinsa eli akselinväli on 0 mm. Tässä tilanteessa navan viiste saa mennä koko mittansa verran tiivisteuran sisälle, eli 2 mm. Oletin ettei kyseinen viisteen meneminen tiivisteuraan aiheuta vuotoja. Tässä laskelmassa mietin myös miten pieneksi o-renkaan uran sisäseinämän paksuus voidaan mitoittaa ja päädyin mitoittamaan uran 1,5 mm. Kyseiseen olakkeeseen ei kohdistu mitään kuormituksia ja olakkeen paksuntaminen pienentää kytkimen liikevaroja. Näiden oletusten perusteella pystyin päättämään kaavan hammastuksen paikalle.

Kytkimen navan ollessa oikein päin käytin kaavan 38 (KAAVA 38) mukaista laskelmaa, minkä mukaan pystyin määrittämään hammastuksen paikan. Kaavalla 39 (KAAVA 39) laskin kytkimeltä sallittavat liikevarat. Kaavoja selventävä kuvio 20 (KUVIO 20) on nähtävissä alapuolella.

$$A = 2 * B - C - O - 2 * D \qquad \text{KAAVA 38}$$

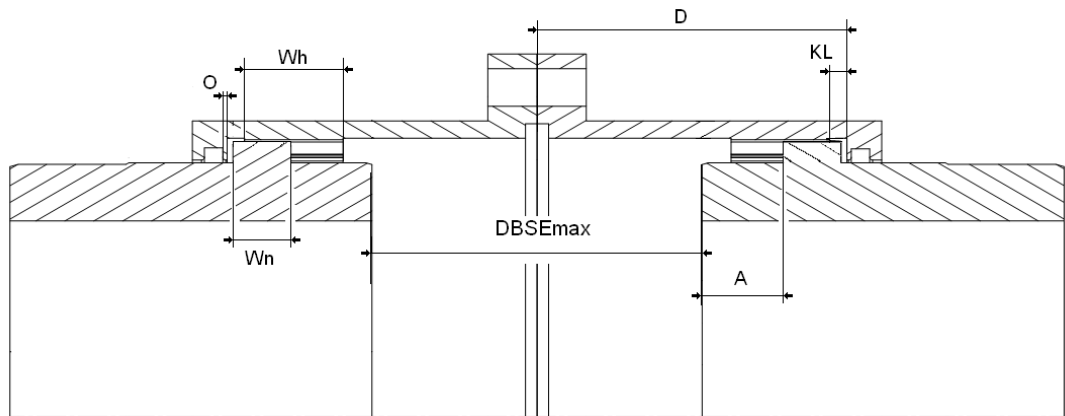
$$F = (D - (B - A + 3mm) - E) * 2 \qquad \text{KAAVA 39}$$



KUVIO 20. Kytkimen dimensiot napojen ollessa oikein päin

Laskentojen tulokset voidaan nähdä liitteestä 7 (LIITE 7). Liitteestä nähtävä liikevara ulospäin tarkoittaa koko kytkimen liikevaraa ulospäin. Sisäänpäin liikevara on vanhan sarjan mukaisesti 6 mm. Olen kuullut, että vanhojen kytkimien kohdalla on lyhennetty kytkimen pituutta toisesta päästä ja näin saatu lisää liikevaroja, mutta kyseistä operaatiota ei näillä mitoilla tehdyillä kytkimillä saa tehdä ilman tarkempaa tutkimusta. Operaation tuloksena o-rengasura voi tippua tyhjän päälle ja kytkimestä tulee rasvat pihalle.

Tein myös laskelmat navan kääntämisessä sallittavista liikevaroista. Laskelmissa käytettiin kaavoja 40 - 44 (KAAVAT 40 - 44) ja laskennan tulokset ovat nähtävissä taulukoissa C ja D. Laskelmia selventävä kuvio 21 (KUVIO 21) on nähtävissä alapuolella.



KUVIO 21. Kytkimen dimensiot navat käännettynä

$$T_{mit} = \left(\left(\frac{W_h}{2} \right) - \left(\frac{W_n}{2} \right) + E \right) * 2 + O + K_L \quad \text{KAAVA 40}$$

$$F_{kmax} = \frac{W_h}{2} - \frac{W_n}{2} + K_L \quad \text{KAAVA 41}$$

$$F_{ksall} = \left(\frac{F_k}{2} - E \right) * 2 \quad \text{KAAVA 42}$$

$$DBSE_{max} = (D - W_n - A - E) * 2 \quad \text{KAAVA 43}$$

$$DBSE_{min} = DBSE_{max} - F_{ksall} \quad \text{KAAVA 44}$$

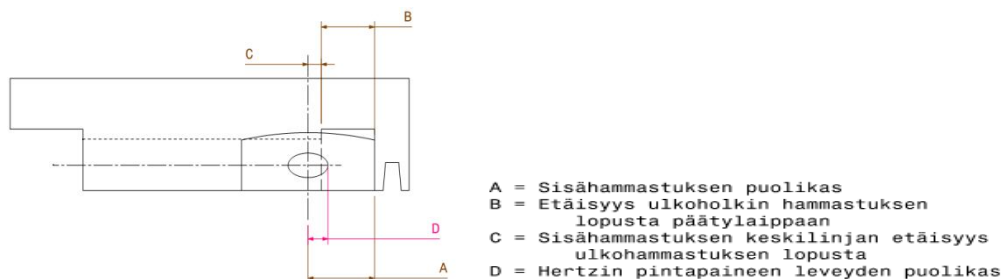
Laskentojen tulokset ovat nähtävissä liitteestä 7 (LIITE 7). Tuloksissa nähtävä +/- liikevara tarkoittaa koko kytkimen liikevaraa ulos ja sisäänpäin.

6.6 Tarkistuksien tekeminen uuden konstruktion pohjalta

6.6.1 Tutkimus: Hammaskosketus ja ääriasennot

Navan konstruktion yksinkertaistaminen aiheutti sen, että hammastus pääsee liikumaan ulkoholkin hammastuksen katkaisu-uran ylitse pysähtyen päätylaippaan. Tämän takia hammastuksen kosketuskohta täytyi tarkistaa.

Kytkimen hammaskosketuksessa kosketuskohta on bombeerausesta johtuen ovaali ja on tärkeää tutkia, ettei uuden konstruktion takia hammastuksen kosketuskohta jää tyhjän päälle. Sisä- ja ulkohammastuksen välillä on koko ajan säilyttävä täysi kontakti. Kuviossa 22 (KUVIO 22) on nähtävissä ongelmaa selventävä kuva. Kuvassa sisähammastus koskee päätylaippaan ja ovaali kuvaa hammastuksen kosketuskohtaa.



KUVIO 22. Hammastuksen ongelmallinen kosketuskohta

Tutkimuksessa käytetty Hertzian pintapaineen leveys määritettiin hammastuksen siirtokyvyn laskentaohjelmistolla Zaku. Hammastuksen siirtämä tavoiteväntömomentti jaettiin 1,5 ja ohjelmasta otettiin arvo "puolikas Hertzian pintapaineen leveys". Arvoa

verrattiin sisähammastuksen keskilinjan etäisyyteen ulkohammastuksen lopusta. Vertailussa edellä mainitun etäisyyden täytyi olla suurempi kuin hammastuslaskennasta saadun pintapaineen puolikkaan leveyden.

Tarvittavat muutokset ovat nähtävissä liitteessä 8 (LIITE 8). Muutoksien laskentaan käytettiin kaavoja 45 ja 46 (KAAVAT 45 & 46). Tarvittavista muutoksista nähdään, että kytkimissä HK301 ja HK304 täytyi muuttaa ulkoholkin hammastuksen katkaisuuraa. Kytkimissä HK302 ja HK303 muutoksia tarvittiin ulkoholkin katkaisu-urassa ja navan hammastuksen leveydessä. Muutoksien jälkeisen tilanteen mukaiset laskelmat ovat nähtävissä liitteessä 8 (LIITE 8).

Liitteessä 8 nähtävästä merkinnästä 1 + 2 ensimmäinen numero kertoo navan hammastuksen leveyden kasvattamisen tarpeen ja toinen numero uran pienentämisen tarpeen. Navan hammastuksen leveyden kasvattamisella saadaan etäisyyttä kasvatettua suhteella 0,5 ja uran pienentämisellä suhteella 1. Uran pienentämisessä on olemassa valmistajan antama ohjearvo, eli uran pituus saisi olla minimissään 2 x moduuli. Tästä kuitenkin poiketaan kytkimen HK303 kohdalla. Navan hammastuksen leveyden kasvattaminen pienentää kytkimen liikevaroja ulospäin samassa suhteessa tehtyyn muutokseen nähden.

$$A = \frac{W_n}{2}$$

KAAVA 45

$$C = A - B$$

KAAVA 46

6.6.2 Kulmavirheestä johtuva kosketuskohta

Hammaskytkimeltä sallittava kulmavirhe aiheuttaa kytkimen hammastuksen siirtymisen sivuttaissuunnassa. Tämän siirtymän suuruus täytyi laskennallisesti määrittää ja siirtymän suuruus täytyi myös huomioida sallittavia liikevaroja määritettäessä kohdassa 6.5.3.

Kulmavirhettä sallitaan kuormittamattomissa kytkimissä 1° per kytkinpuolikas. Laskennoissa määritin miten kytkimen päähalkaisija liikkuu 1° kulmavirheellä. Näiden tulosten mukaan laskin kytkimeltä sallittavat liikevarat.

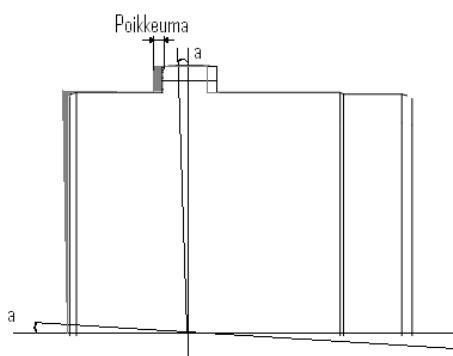
Kulmavirheen laskennan tulokset on nähtävissä liitteessä 9 (LIITE 9). Laskennoissa käytettiin kaavoja 47 ja 48 (KAAVAT 47 & 48). Kaavan mukainen poikkeuma oli kytkimen ylimmän hampaan siirtymä. Laskentaa selventää kuvio 23 (KUVIO 23).

$$\alpha = 1 * \frac{2 * \pi}{360}$$

KAAVA 47

$$P = \tan(\alpha) * D \frac{\alpha}{2}$$

KAAVA 48

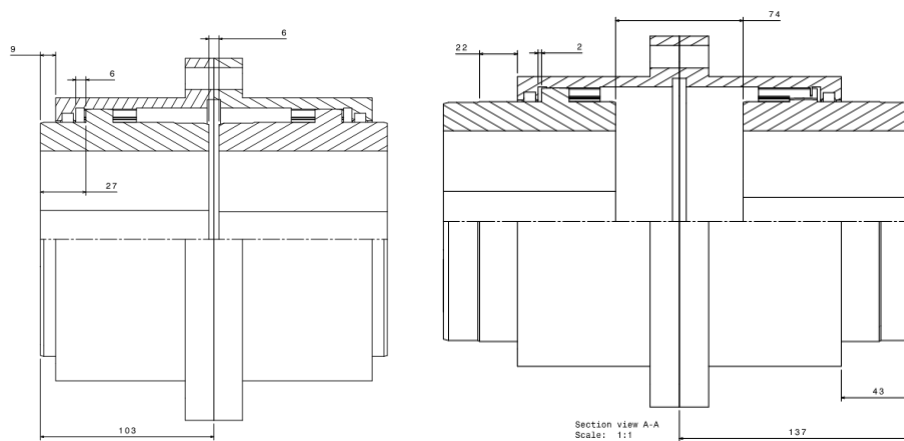


KUVIO 23. Kulmavirheestä johtuva ylimmän hampaan poikkeuma

6.7 Uuden kytkinsarjan ehdotelma

Uuden kytkinsarjan ehdotelma perustuu edellä tehtyihin tutkimuksiin. Seuraavassa osiossa esitellään vain kaksi kytkintä, koska muiden kytkimien kohdalla tehdyt muutokset ovat samansuuntaisia näiden kytkimien kanssa. Esiteltävät kytkinmallit ovat kiinteälaippainen uusi HK303 ja irtolaippainen uusi HK305.

6.7.1 Mallit ja kuvat uusista kytkimistä

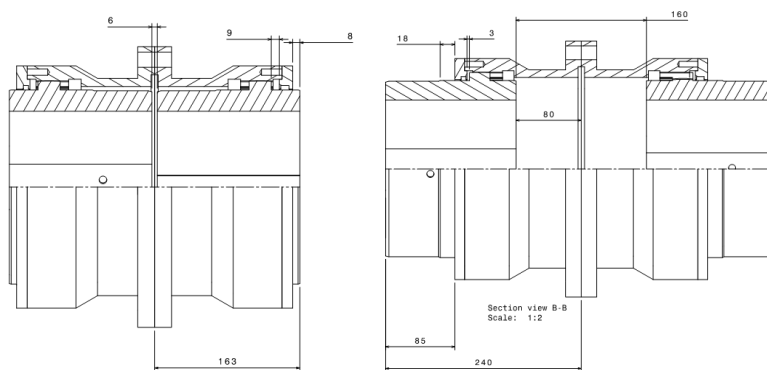


KUVIO 24. Uusi HK303- kytkin

Uudessa HK303- kytkimessä muutokset ovat yksinkertaistaneet navan konstruktiota ja kytkimien navat voidaan asentaa kumminpäin tahansa. Kytkimien tiivistehalkaisija on kasvanut aikaisemmasta 115 millimetristä 139 millimetriin. Akselin suurin halkaisija tällä koolla on kasvanut aikaisemmasta 90 millimetristä 105 millimetriin. Akselin

päiden etäisyys käännettyillä navoilla voi vaihdella 66 – 74 mm välillä. HK303- kytkin on esitelty kuviossa 24 (KUVIO 24).

Tiivistyshalkaisijan kasvattaminen ja uuden o-renkaan valitseminen aiheutti sen, että o-renkaan uran mitat täytyi mitoittaa uudestaan. Kiinteälaippaisten kytkimien kohdalla täytyy myös valmistuspiirustukset piirtää uudestaan kaikista kytkimen osista.



KUVIO 25. Uusi HK305- kytkin

Uudessa HK305- kytkimessä on tiivistyshalkaisijaa kasvatettu 175 millimetristä 218 millimetriin. Menettelyllä suurimmaksi sallittavaksi akselin halkaisijaksi on saatu 170 mm vanhan 140 mm sijaan. Tiivistysuran kasvattaminen aiheutti o-renkaan vaihtamisen, mikä taas aiheutti o-rengas-uran uudelleenmitoittamisen. Näiden kytkimien kohdalla täytyy uudet valmistuspiirustukset piirtää kytkimen navasta ja päätylaipasta. Ulkoholkki voidaan pitää samana. HK305- kytkin on esitelty kuviossa 25 (KUVIO 25).

Uuden kytkinsarjan muutokset vanhaan sarjaan ovat nähtävissä taulukosta 7 (TAULUKKO 7). Näistä nähdään, että kytkimien sisäreikää saatiin kasvatettua ja kääntömahdollisuus voidaan ottaa käyttöön HK302- kytkimestä eteenpäin. Kääntämisen sallimisella ei saada suurta säädettävyyttä akselien päiden välille, mutta joissakin

tapauksissa tämäkin riittää. Kyseisellä menettelyllä voidaan korvata lyhyen väliputken valmistaminen.

TAULUKKO 7. Uuden kytkinsarjan muutokset vanhaan nähden

Nimi	Vanhasarja		Uusisarja	
	Max. sisäreikä	Käännettävissä	Max. sisäreikä	Käännettävissä
HK301	55	Ei	65	Ei
HK302	70	Ei	80	Kyllä
HK303	90	Ei	105	Kyllä
HK304	110	Ei	135	Kyllä
HK305	140	Ei	170	Kyllä
HK306	160	Ei	190	Kyllä
HK307	190	Ei	225	Kyllä
HK308	220	Ei	245	Kyllä
HK309	240	Ei	280	Kyllä
HK310	280	Ei	305	Kyllä

6.7.2 Jatkotutkimukset

Projektin jatkon kannalta kaikkein tärkeintä on sallittavan vääntömomentin ja huippumomentin määrittäminen. Tässä täytyy huomioida kiilauran pohjaan muodostuvan jännityksen suuruus ja jännityksen aiheuttama mahdollinen murtumisvaara. Tämän asian jatkotutkimuksissa voitaisiin mielestäni käyttää apuna Fem- analyysijä. Vääntömomentin määrittämisessä on myös mietittävä, miten käyttökerroin huomioidaan.

Sain myös kuulla että tässä raportissa esittelemääni alustavaa konstruktiota tullaan muuttamaan. Muuttamisella pyritään siihen, että kytkimeltä sallittavat liikevarat saataisiin vastaamaan vanhan kytkinsarjan liikevaroja. Tässä muutoksessa on huomioitava, että tiivistys ei saa luiskahtaa tyhjän päälle ja hammastuksen kosketuskohdassa täytyy säilyä koko ajan täysi kontakti. Myös ulkoolkia koskevat muutokset on tarkistettava. Liikevarojen muuttaminen vaatii siis ulkoolkin pituuden lyhentämistä,

hammastuksien paikkojen ja leveyden muuttamista sekä näiden muutoksien aiheuttamien seurauksien tutkimista.

On myös tärkeää, että hammaskytkimien voiteluun liittyvät arvot tarkastetaan. Näistä tarkasteluista itselläni ei ole kokemusta.

6.7.3 Käytetyt tutkimusmenetelmät

Tämä opinnäytetyö oli niin sanottu empiirinen tutkimus. Tutkimuksessa tiedot kerättiin tutkittavan kohteen mukaisesti tutkimalla vanhan kytkinsarjan valmistuspiirustuksia, muiden valmistajien Internet-sivuilta saatuja tietoja, haastattelemalla asentajia ja valmistajia sekä keskustelemalla yrityksen henkilöstön kanssa.

Suurimmassa osassa tutkimuksia käytin tietojen analysoimisessa ja hankkimisessa kvalitatiivisia eli laadullisia tutkimusmenetelmiä. Tutkimuksissa käytetyt tiedot olivat määrällisesti niukkoja, mutta tutkittavan ilmiön kannalta oleellisia. Näiden tietojen avulla sain tutkittua juuri sitä asiaa mitä kulloinkin olin tutkimassa. Esimerkkinä tällaisista tutkimuksista olivat hammastuksen paikkojen ja liikevarojen tutkimukset. Tutkimuksissa keräsin tiedot kytkimien valmistuspiirustuksista ja näiden perusteella sain laadittua kyseisissä laskennoissa tarvittavat laskentakaavat.

Ruuviliitoksen kiinnittämisessä käytettävän holkin tilantarpeen määrittämisen kohdalla päädyin käyttämään kvantitatiivisia eli määrällisiä tutkimusmenetelmiä. Tässä tutkimuksessa keräsin tiedot mittauksin ja osaksi valmistajien Internet-sivuilta. Tietojen analysoinnissa käytin keskiarvon laskentaa. Tämän tutkimuksen tuloksia käytin määrittäessäni, käytetäänkö kytkimissä kiinteää vai irrotettavaa päätylaippaa.

7 TULOSTEN POHDINTA

Opinnäytetyön pohdinnassa käsittelen ensiksi projektin yleistä toteuttamista ja tämän jälkeen pohdin muutamia tekemiäni tutkimuksia kriittisessä mielessä. Seuraavaksi mietin koulussa oppimiani taitoja ja niiden tarpeellisuutta tässä työssä, sekä mitä kyseisestä työstä opin. Lopussa tiivistän myös mitä työssä tuli tehtyä ja millainen nyt kehitetty kytkinsarja on.

Opinnäytetyön yleisestä toteuttamisesta suoriuduin mielestäni hyvin. Aikataulullisesti työ eteni aluksi hyvin, mutta viimeisten viikkojen aikana tulleet lisätutkimukset ja selvitykset veivät ajan alun perin suunnitelluilta töiltä. Yksi merkittävimmistä aikataulullisista virheistä oli raportoinnin tarkistamiseen menevän ajan huomiotta jättäminen. Tämä virhe kostautui lopussa niin, että jouduin kasaamaan raportin kahta viikkoa ennen suunnittelemaani ensimmäistä palautuspäivää. Tässä työssä kuitenkin auttoivat projektin edetessä tekemiäni muistiot ja päiväkirjat sekä laskennoista tekemiäni dokumentoinnit.

Kaikkiin projektin alkuperäisiin tavoitteisiin ei päästy, mutta jo työn aiheenehdotuksessa tämä asia tiedostettiin. Tavoitteiden mukaisesti työtä rajattiin loppua kohti mentäessä. Työn edetessä tuntemus tutkittavaa kohdetta kohtaan lisääntyi ja samalla tehtävien tutkimusten määrä nousi. Tutkimusten määrän noustessa tavoitteiden mukaista konstruktion lukitsemista ei tämän opinnäytetyön puitteissa voitu suorittaa, mutta työssä kuitenkin tehtiin hyviä ja välttämättömiä tutkimuksia lopullista kytkinsarjaa silmällä pitäen. Opinnäytetyön aikana tehtyjen tutkimuksien perusteella saatiin alustavat kytkinmallit tehtyä ja mallinnettua 3D- ohjelmistolla. Näiden mallien tutkimuksia on kuitenkin vielä jatkettava ja mahdollisia muutoksia voidaan joutua vielä tekemään. Voin kuitenkin sanoa, että työn tekeminen on tuonut hyvää pohjaa uuden kytkinsarjan lopulliselle viimeistelylle.

Opinnäytetyön aikana tehdyistä tutkimuksista itseäni jäi mietityttämään hammastuksen siirtokyvyn laskennassa valittu navan materiaalin myötöraja, kytkimeltä sallittavien liikevarojen määrittäminen ja liikevarojen määrittämisessä tekemäni oletukset.

Hammastuslaskenta suoritettiin alussa perustuen syksyllä tekemäämme koneen-suunnitteluprojektiin. Tuossa projektissa valitsimme navan materiaalin myötörajaksi 650 MPa. Myötörajan valinta oli tehty virheellisesti, sillä standardin mukainen myötöraja tuossa tutkimuksessa olisi pitänyt olla 500 MPa. Virheen vaikutus työhön oli melko suuri, koska virheen mukaan valitsimme työn tavoitevääntömomenteiksi laskelmasta saamamme arvot. Tämän virheen kuitenkin korjasin opinnäytetyön loppupuolella tekemällä laskelmat uusiksi. Standardin mukaisilla myötörajan arvoilla tekemäni laskelmat kuitenkin osoittivat, että yrityksen vanhan kytkinsarjan muutamat kytkimet ovat laskennallisesti ylimitoitettuja. Tässä kohtaa joudutaan tulevaisuudessa miettimään millä tavalla uuden sarjan siirtokyvyt tullaan määrittämään ja onko mahdollisuutta tarkastaa momentin siirtokyky jollain toisella laskentaohjelmalla.

Erittäin vaikeaksi laskennaksi muodostunut kytkimen sallittavien liikevarojen määrittäminen jäi myös mietityttämään. Kyseisen laskelman tein monta kertaa uusiksi ja oletukset vaihtuivat koko ajan. Ensiksi määritin liikerajat samalla tavalla kuin tässä työssä esitettyssä tutkimuksessa. Tämä tutkimus on esitetty luvussa 6.5.3. Tutkimuksessa akselin päiden etäisyyden sallitaan mennä 0 millimetriin, jolloin tutkimukset perustetaan siihen, että käytön aikana rasvat eivät pääse tiivisteiden kautta lurahtamaan kytkimestä pihalle. Yhdessä vaiheessa määrittäminen perustui siihen, että akselin päiden etäisyyden laskettiin olevan koko ajan 6 mm. Käytön aikana akselin päät saattavat kuitenkin liikkua ja rasvat olisivat voineet tulla pihalle. Tätä en kuitenkaan voinut sallia.

Kolmas huomionarvoinen asia oli liikevaroja määritettäessä määritelty 1,5 mm olake. Mietin onko olakkeen pituus sallittava. Olakkeen tarkoituksena on pitää o-rengas urassaan, eikä olakkeeseen kohdistu kuormittavia voimia. Mietin myös napoihin määrittelemääni 2 x 30° asennusviistettä ja pohdin onko viiste liian pieni. Vanhassa sarjassa on käytetty 4,1 x 30° viistettä. On kuitenkin huomioitavaa, että sekä olakkeen että viisteen suuruus vaikuttaa suoraan kytkimeltä sallittaviin liikevaroihin. Näin ollen on syytä miettiä tarkkaan miten suuria kyseiset mitat voivat olla. Tällä hetkellä uusien kytkimien liikevarat ovat pienempiä kuin mitä ne ovat vanhassa kytkinsarjassa.

Työn toteuttamisessa jouduin soveltamaan koulussa oppimiani taitoja. Erityisen paljon hyötyä oli 3D- mallinnuksen ja FEM- analysoinnin osaamisista. Ilman kyseisten taitojen osaamista en olisi työstä selvinnyt. 3D- mallinnukseen meni selkeästi eniten aikaa. Mallinnuksen osuutta kasvattivat kytkimiin tehtävien muutoksien osuudet. FEM- analyysijä työn aikana tein 30 kappaletta, näistä 10 tein Abaqus- ohjelmistolla ja 20 Ansysellä. Abaqus- ohjelmiston käytön olin oppinut koulussa. Ansyystä en ollut ennen opinnäytetyötä käyttänyt, mutta yrityksestä saatujen neuvojen jälkeen opin kyseisen ohjelman käytön näiden analyysien suorittamiseksi. Ilman apua kyseisen ohjelman käytön opetteleminen ei olisi onnistunut. Työssä tarvitsin myös Koneenosat- opintojaksoilla oppimiani taitoja, sekä lujuusopin ja materiaalitekniikan tietämystä. Kyseisten taitojen tietäminen oli erittäin tärkeää esimerkiksi analysoitaessa FEM- analyysien tuloksia.

Tämä opinnäytetyö toimi erittäin opettavaisena kokemuksena, sillä pääsin työskentelemään oikeassa työyhteisössä ja tutkimaan oikeaa ongelmaa. Työn aikana pääsin perehtymään hammaskytkeihin syvällisesti ja perusteellisesti. Itselleni hammaskytkimet olivat vuosi sitten melko harmaata aluetta, mutta syksyn 2011 aikana tekemässämme suunnitteluprojektissa tietämys hieman lisääntyi ja opinnäytetyön aikana se

syventyi huomattavasti. Tehtyjen tutkimuksien myötä tietämys hammaskytkimistä luonnollisesti lisääntyi. Ensimmäiset tutkimukset olivat hieman pintapuolisia ja keskittyivät konstruktiivisiin liitoskohtiin, kuten hammastus, kiilaliitos ja ruuviliitos. Työn edetessä mukaan tulivat sisäreiän muutostutkimukset ja työn loppuvaiheessa tietämys tutkittavasta kohteesta oli jo lisääntynyt huomattavasti, jolloin tutkimuksien kohteena olivat kiilauran ja tiivistehalkaisijan väliset etäisyydet sekä kytkimeltä sallittavat liikevarat. Kyseisten tutkimuksien ja syventyneen tiedon pohjalta pystyin laatimaan alustavan mallin uudesta kytkinsarjasta, sekä miettimään mitä jatkotutkimuksia sarjalle on vielä tehtävä. En kuitenkaan ihmettelisi jos näiden jatkotutkimuksien jälkeen löytyisi vielä uusia tutkimuskohteita.

Lopputiivistyksenä todettakoon, että työssä saatiin aikaiseksi uuden kytkinsarjan konstruktio. Konstruktio sallii suurempien akselihalkaisijoiden käyttämisen, kytkimien laippaliitos on pidetty samana, napojen pituudet ovat samat ja valmistuksessa voidaan käyttää samoja aihioita ja valuja. Konstruktio kannalta huonompi asia on kytkimeltä sallittavat liikevarat, jotka ovat pienemmät kuin vanhassa kytkinsarjassa. Konstruktio kohdalta sallittavia vääntömomentteja ei ole määritelty ja näiden arvojen määrittämisessä täytyy huomioida kiilauran pohjan ja tiivistehalkaisijan välisen etäisyyden välinen alue. Aluetta olisi syytä analysoida FEM- analyysin avulla vääntömomenttien aiheuttamien jännityksien tutkimiseksi. Vääntömomenttien määrittämisessä standardin mukaisilla navan myötörajoilla ei yrityksen nykyinen laskentaohjelma salli kaikkien kytkimien kohdalla vanhan kytkinsarjan mukaisia vääntömomentteja. Näin ollen herää kysymys siitä miten vanhan sarjan vääntömomentit on mitoitettu. Voidaanko siirtokyvyyt määrittää vanhan sarjan mukaisilla laskentamenetelmillä vai onko olemassa jotain erilaista laskentaohjelmaa tai ohjetta?

8 LÄHTEET

AGMA 9008-B00.2006. Flexible Couplings –Gear Type- Flange Dimensions, Inch Series. Virginia: American Gear Manufactures Association

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. 2003. Koneenosien suunnittelu. 4-5.p. Helsinki: WSOYpro Oy

Airila, M. Jantunen, E. Kivioja, S. Laihotie, E. Nurmi, L. Pora, M. Ranta, A. 1987. Koneenosat. Porvoo: WSOY 1987

Cooper, R. 2004. Product Leadership. New York: Basic Books

HKBR-306. 2008. Extended gear coupling. Moventas Oy IG. Viitattu 20.04.2012.

Jaakola, J. Tunkelo, E. 1987. Tuotekehitys ideoista markkinoille. Espoo: Amer-yhtymä Oy Weilin + Göösin kirjapaino

Jäämaa, J. Moventas finishes cooperation negotiations. 2011. Moventas Oy. Viitattu 09.04.2012. <http://www.moventas.com/what-s-new/news-archive/wind-gears/moventas-finishes-cooperation-negotiations>

Kauppalehti. 2012. Moventas Wind Oy. Viitattu 09.04.2012. <http://www.kauppalehti.fi/yriytykset/yriyty/moventas+wind+oy/20447264>

Kauppalehti. 2012 Moventas Santasalo Oy. Viitattu 09.04.2012. <http://www.kauppalehti.fi/yriytykset/yriyty/moventas+santasalo+oy/20447272>

Kivioja, S. 2000. Konetekniikka. Helsinki: Hakapaino Oy

Kolsi, P. 2011. Suunnittelupäällikkö. Moventas Santasalo Oy. Haastattelu 24.11.2011.

Kukko, T. 2012. Project Manager. Moventas Santasalo Oy. Kommentit raportista 24.04.2012.

Laine, M. 2012. Moventas Santasalo Oy completes cooperation negotiations. Viitattu 09.04.2012. <http://www.moventas.com/what-s-new/news-archive/industrial-gears/moventas-santasalo-oy-completes-cooperation-negotiations>

Laine, M. 2012. Moventas Santasalo Oy Finnish Moventas companies merging into one. Viitattu 04.05.2012. <http://www.moventas.com/what-s-new/news-archive/wind-gears/finnish-moventas-companies-merging-into-one>

Lukkari, J. 2012. Moventaksen ostaja lehtihaastattelussa: "Saimme yhtiön huomattavalla alennuksella". Viitattu 09.04.2012. <http://www.tekniikkatalous.fi/metalli/moventaksen+ostaja+lehtihaastattelussa+quot+saimme+yhtiön+huomattavalla+alennuksellaquot/a791854>

- Ramikro. 2012. Viitattu 19.03.2012. <http://www.ramikro.fi/?p=tuotteet&kat=D15>
- RHS 3101. 1982. Tasaukset ja upotukset. Metrinen kierre. Valmet Hammasvaihte-tehdas. Tehdas-standardi.
- SFS-EN 10083-3. 2002. Nuorrutusteräkset. osa 3: Seostetut teräkset. Tekniset toimi-tusehdot. Suomen standardisoimisliitto SFS. 2.p.
- SFS-EN 1563+A1+A2. 2002. Valut. Pallografiittirauta. Suomen standardisoimisliitto SFS. 3.p.
- Sivonen, M. 1979. Tähän mennessä tehty Liite Q. Moventas Oy. Peräarkisto.
- This is Moventas: Board of Directors. 2012. Moventas Oy. Viitattu 09.04.2012. <http://www.moventas.com/this-is-moventas/management/board>
- This is Moventas 2012. Moventas Oy. Viitattu 09.04.2012. <http://www.moventas.com/this-is-moventas>
- Tiivistekeskus. 2012. Viitattu 19.03.2012 <http://tuotteet.tiivistekeskus.fi/main.html?nodeUid=1438530&catalogUid=1154028&parents=|1154661|1154695&style=view4>
- USAS B17.1-1967. 2000. Keys and Keyseats. Usa standard. New York: The American society of mechanical engineers.
- Uusi insinööriliitto. 2012. Alkupalkkasuositus 2012. Viitattu 18.04.2012 http://www.uil.fi/portal/page?_pageid=157,28833&_dad=portal&_schema=PORTAL
- Valtanan, E. 2008. Tekniikan taulukkokirja. 16.painos. Jyväskylä:Genesis-kirjat Oy.
- Viitanen, O. 1976. Hammaskytkimien konstruktion kehittäminen. Valmet Oy. Rautpohjan Tehdas.
- What we do: Strong heritage in industrial gears. 2012. Moventas Oy. Viitattu 09.04.2012 <http://www.moventas.com/what-we-do/industrial-gears>