

# M1-vaihdesarjan täydentäminen



Hämeen ammattikorkeakoulun opinnäytetyö

Riihimäki, konetekniikka

Syksy, 2019

Olli Tiainen

Konetekniikka  
Riihimäki

---

<b>Tekijä</b>	Olli Tiainen	<b>Vuosi</b> 2019
<b>Työn nimi</b>	M1-vaihdesarjan täydentäminen	
<b>Työn ohjaaja/t</b>	Teppo Syrjäaho HAMK, Antero Kärki SEW, Mika Lämsä SEW	

---

## TIIVISTELMÄ

Tämän opinnäytetyön tarkoitus oli tehdä M1-sarjan teollisuusvaihteille esisuunnittelu sarjan täydennystä varten. Toimeksiantajalla (SEW) on tarve täydentää M1-sarjan vaihteita loppukäyttäjiä varten.

Tavoitteena on luoda kyseiselle laajennukselle yhteneväinen suunnittelu-periaate, koska kyseisiä vaihteita suunnitellaan ajoittain ja niitä tehdään eri tavoilla. Sarjalle suoritetaan myös laskenta ja siitä tulee runko vaihdesarjan laskennalle, jota käytetään tulevaisuudessa, kun vaihteita lasketaan lisää. Tässä opinnäytetyössä laskenta suoritetaan 21:lle vaihteelle eli seitsemän kokoa, joissa on kolme eri välityssuhdetta. Vaihteesta on myös tavoite saada tehotaulukko ja päämittataulukko, joista voidaan tehdä asiakasite. Vaihteen kotelosta on tarkoitus saada valmiiksi myös hitsauskuvat.

Laskennan pohjalta saatiin vaihteelle tehtyä tehotaulukko, josta selviää moottorin teho, vaihteen tuottama momentti sekä välitysosat ja laakerit vaihteelle.

Itse vaihteesta tehtiin skaalautuva mittakuva, josta voidaan tehdä 21 eri vaihdevaihtoehtoa. Mallin tarkoitus on toimia nopeana mittakuvana tai mallin toimituksessa asiakkaalle. Suunniteltu malli on erittäin kevyt. Vaihteesta tehtiin myös yksi kokoonpanomalli, jossa vaihde näyttää siltä kuin se oikeasti on.

Opinnäytetyön osalta vaihteen suunnitteluun asetetut tavoitteet saavutettiin ja vaihteen suunnittelu jatkuu tämän jälkeen, jotta vaihde saadaan tehtyä valmiiksi ja testattavaksi.

**Avainsanat** Kotelo, laskenta, suunnittelu, teollisuusvaihde, yksiportainen

**Sivut** 26 sivua

Mechanical Engineering  
Riihimäki

---

<b>Author</b>	Olli Tiainen	<b>Year</b> 2019
<b>Subject</b>	Expansion of M1-series gears	
<b>Supervisors</b>	Teppo Syrjäaho HAMK, Antero Kärki SEW, Mika Lämsä SEW	

---

ABSTRACT

The subject of this thesis was to predesign an expansion for the M1-series industrial gears. The commissioner had a need to expand the series for the end users.

The goal was to make a unified design standard for this type of gears, since some of this type of gears are made from time to time but they are made differently. A calculation frame was also made here for the series that will be used when the need arises for more gears. In this project the calculation was done for 21 different types, seven different sizes and three different ratios. Also, power and dimensions tables were made for the customer leaflet. The gear housing manufacturing drawings for welding were also made in this project.

From the calculations, we managed to create a power and dimension table that showed the input and output power as well as the selected bearings and transmission parts.

As to 3D-model of the gears we made it a scaling for 21 different variations of the gear that will serve as a quick dimension drawing and a light model for the customer. An assembly model was also made to look like a real gear.

The goals of the project were achieved as to the predesign. The designing of the gear continues so it can be made and tested in practice.

**Keywords** Calculation, design, housing, industrial gear, one stage

**Pages** 26 pages

# SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	1
2	TOIMEKSIANTAJA.....	1
3	TEOLLISUUSVAIHTTEET.....	2
3.1	Vaihdesarjat .....	3
3.2	Standardit.....	5
3.2.1	DIN ISO 281, laakerit.....	5
3.2.2	DIN 743-1, akselit .....	6
3.2.3	DIN 7190, liitosvarmuus .....	7
3.2.4	ISO 6336-1, hammaspyöräparit (hampaankylki -ja tyvivarmuus).....	7
3.2.5	DIN 6892, kiilat .....	10
3.3	Hammaspyörä .....	10
3.4	Lieriöhammasvaihde .....	12
3.5	Akselit.....	12
3.6	Välitys .....	13
4	SUUNNITTELU .....	15
4.1	Reunaehdot.....	15
4.2	Esisuunnittelu .....	15
4.3	Laakeri valinta .....	16
4.4	Laskenta.....	17
4.4.1	Laakerit .....	17
4.4.2	Liitosvarmuus.....	18
4.4.3	Hammaspyöräparit.....	19
4.4.4	Tyvi -ja kylkivarmuus .....	19
4.4.5	Akselit ja kiilat.....	19
4.4.6	Laskennantulos .....	19
4.5	Kotelo .....	20
4.6	Mittakuva .....	21
5	TULOS.....	22
6	YHTEENVETO.....	25
	LÄHDELUETTELO .....	26

## 1 JOHDANTO

SEW:llä on tarve täydentää M1-teollisuusvaihdesarjaa loppukäyttäjän mittojen mukaan, koska nykyiset koteloratkaisut eivät aina sovellu mittojen puolesta loppukäyttäjän kohteeseen. Tarkoituksena on suunnitella toimiva ratkaisu käyttäen mahdollisimman paljon jo olemassa olevia komponentteja ja suunnitella kotelo siten, että se on helposti skaalattavissa eri kokoihin. Kotelolle tehdään myös laskentarunko valmiiksi, jotta on olemassa pohja, johon tulevia ratkaisuja voidaan soveltaa ja saada nimellismomenttitaulukko kierrosluvun ollessa 1500 RPM.

Tämän kaltaisia teollisuusvaihteita on suunniteltu muutamia kappaleita, mutta ne ovat suunniteltu yleensä hieman eri tavalla. Tässä on tarkoituksena tehdä yhteneväinen suunnittelu kyseisille vaihteille. Vaihdetyyppiä käytetään yleisesti sellu- ja paperiteollisuudessa.

Opinnäytetyön pääpaino on esisuunnittelussa ja tavoitteena on saada toimiva koteloratkaisu ja hitsauskuvat kotelosta sekä tehdä laakerivalinnat. Laskennasta saadaan tarvittavat tiedot välitysosia varten, joita voidaan käyttää, kun vaihteen lopullinen suunnittelu on valmis.

## 2 TOIMEKSIANTAJA

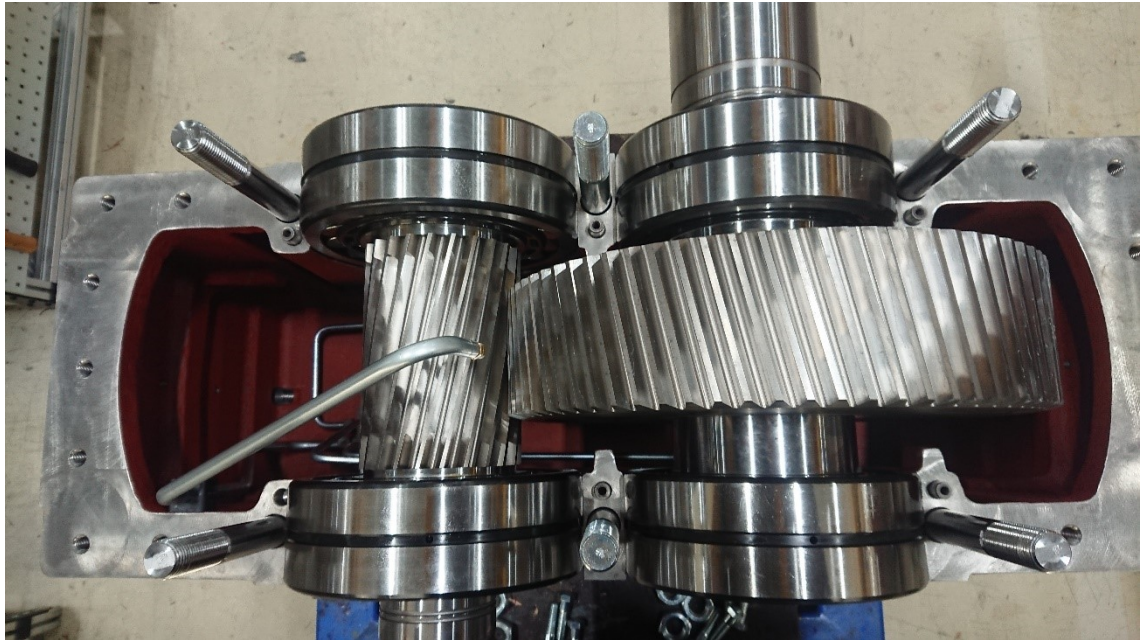
SEW Industrial Gears, (SEW) on globaali teollisuusvaihteita valmistava saksalainen perheyritys, joka on perustettu vuonna 1931 ja jonka liikevaihto oli vuosina 2017–2018 yli kolme miljardia euroa. Yrityksellä on maailmanlaajuisesti yli 17 000 työntekijää 51:ssä eri maassa. Tuotanto- ja kokoonpanolaitoksia yhtiöllä on yhteensä lähes sata. Suomessa SEW:llä on neljä toimipistettä, jotka ovat Tampereella, Kotkassa, Hollolassa ja Karkkilassa. Yhtiöllä on myös huoltopisteet Hollolassa ja Torniossa. Yhtiön pääkonttori sijaitsee Saksan Bruchsalissa. SEW:n päätuotteita ovat teollisuusvaihteet, vaihdemoottorit ja niiden välitysosat. Näitä toimitetaan useiden eri alojen yrityksille elintarviketeollisuudesta satamiin. (SEW, 2019b) Toimipistejonne opinnäytetyö tehdään, sijaitsee Karkkilassa. (Kuva 1)



Kuva 1. SEW Karkkila (SEW, n.d.)

### 3 TEOLLISUUSVAIHTEET

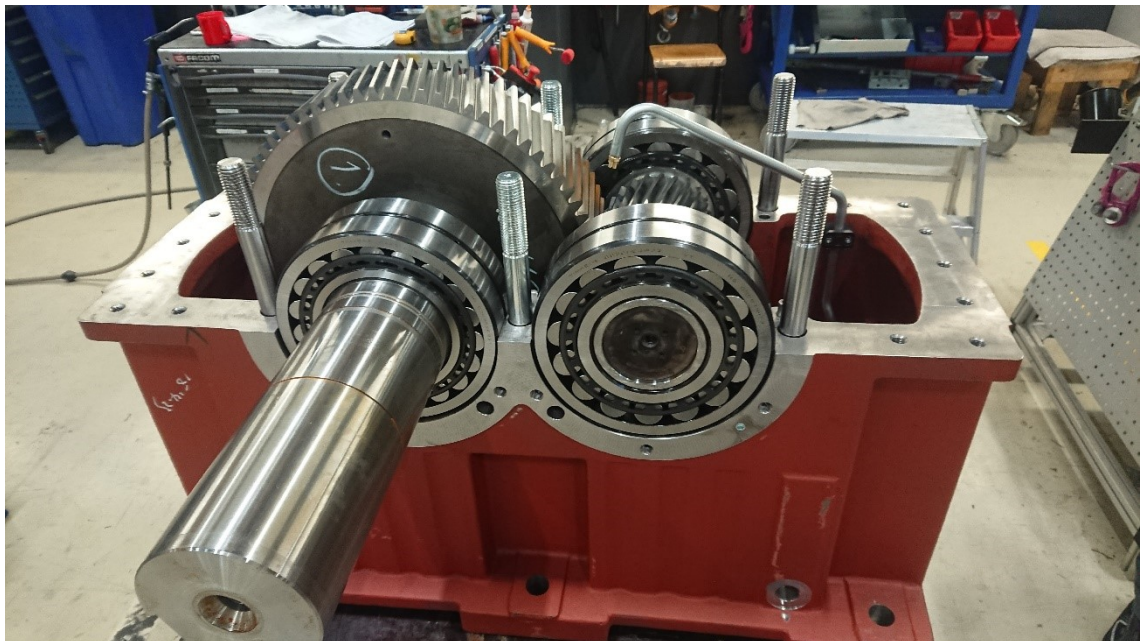
Tässä luvussa käydään läpi teollisuusvaihteen rakennetta yleisellä tasolla. (kuva 2) Tässä työssä ei oteta kantaa muihin kaavoihin, kuin mitä standardeissa on ja joita käytän itse työssä. Vaihteiden tyypillisin tehtävä on muuttaa pyörimisnopeutta, joko kiinteällä tai portaittain valitulla välityssuhteella. Vaihteella on myös muita toimintoja, kuten liikkeen siirtäminen akselilta toiselle tai pyörimissuunnan vaihtaminen. Nämä kuitenkin ovat enemmänkin aputoimintoja, jotka voidaan toteuttaa kytkimillä tai vipumekanismeilla, pois lukien pyörimisnopeuden muuttaminen. Nämä aputoiminnot ovat kuitenkin pakollisia kylkiäisiä liittyen vaihteen rakenteeseen tai tyyppiin, esimerkiksi suunnanmuutos yksiportaisessa lieriövaihteessa. (Airila, ym., 1985, s. 235)



Kuva 2. Yksiportainen teollisuusvaihde

### 3.1 Vaihdesarjat

SEW:llä on useita erilaisia vaihdesarjoja, joiden merkinnät muuttuvat vaihteen sarjan mukaan. Tässä kuitenkin keskityttiin erityisesti M1-sarjan vaihteisiin (kuva 3) eli yksiportaiseen vaihteeseen.



Kuva 3. M1-sarjan vaihde

Vaihdesarjan nimestä selviää useita eri tietoja, esimerkiksi moni portainen, kiinnitys tai koko. Otetaan esimerkkinä M1PSF30N//..-vaihde

missä

M=sarjan tunnus

1=vaihteen portaisuus eli yksiportainen

P=lieriöhammasvaihde, mikäli tämä olisi R kyseessä on kartiohammasvaihde

S=akseli, tässä tapauksessa se on umpinainen, jos tämä olisi H akseli olisi ontto

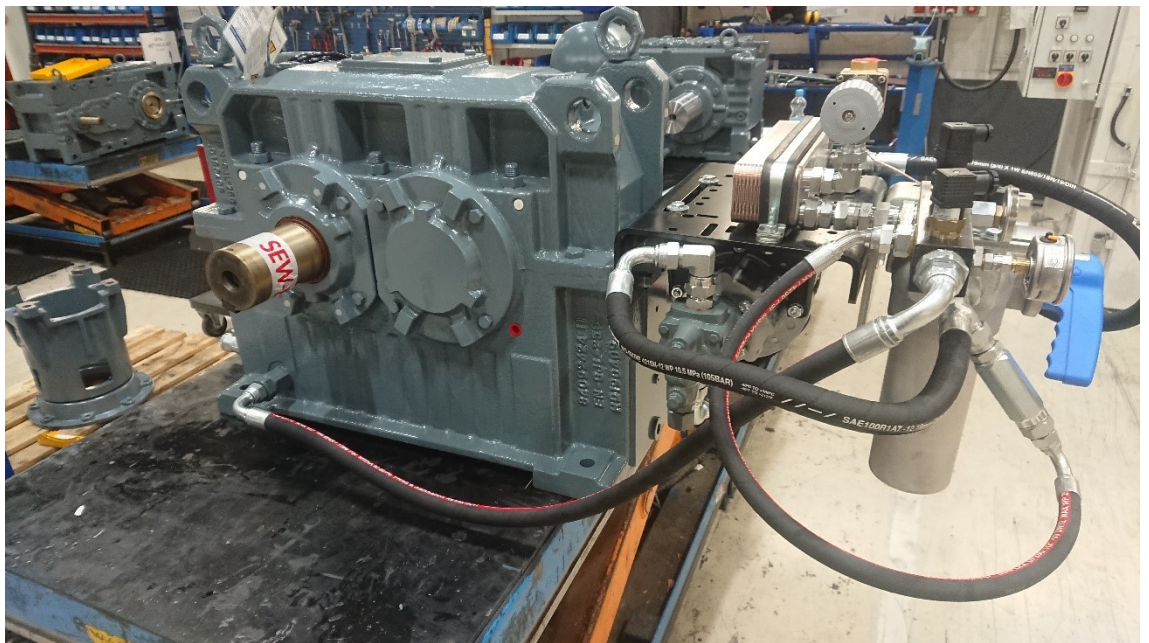
F=jalkakiinnitys, jos tämä olisi T kyseinen kiinnitys tapahtuisi momentti-  
tuella

30=vaihteen koko

N=uusi sarja

/..=erikoinen

Esimerkissä otettava kuitenkin huomioon, että nämä eivät välttämättä päde kyseiseen vaihdesarjaan eli M1-sarjan vaihteet (kuva 4) ovat aina M1PSFXXN. (SEW, 2019a)



Kuva 4. M1-sarjan teollisuusvaihte voiteluyksiköllä.

## 3.2 Standardit

Tässä luvussa käydään standardeja läpi pintapuolisesti ja kaavoja, joita käytetään laskennassa. Kaavat avataan tässä luvussa ja niihin viitataan myöhemmissä luvuissa. Laskennassa on käytetty DIN-standardeja, mutta kieli-muurin takia osassa on etsitty vastaavat ISO- tai SFS-standardeista. Kaikki kaavat ovat kuitenkin DIN-standardeista. DIN-standardit ovat noudettu SEW:n sisäisestä järjestelmästä.

### 3.2.1 DIN ISO 281, laakerit

Laakereiden laskenta perustuu dynaamiseen kuormankantokykyyn ja kestoikään. Kestoikä yleisesti ilmoitetaan tunteina, joka kiinnostaa suunnittelussa eniten.

Laskennassa otetaan huomioon laakerin peruseliniänodote, joka perustuu 90 %:n tarkkuuteen, jossa materiaali ja valmistus ovat korkealaatuista normaaleissa olosuhteissa. Lisäksi ISO 281 tarjoaa laskentatavan kestoikälle, kun kyseessä on erilaisia luotettavuustilanteita, kuten voitelu, saastunut voiteluaine ja väsyttävät kuormitukset laakereille. (DIN ISO 281, 2007)

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

(1)

missä

$L_{10h}$ =nimellinen laakerin kestoikä (90% varmuudella), käyttötuntia

C=dynaaminen kantavuusluku

P=ekvivalenttikuormitus

n=pyörimisnopeus

p=kerroin eliniän odotteeseen

kuulalaakereille p=3

rullalaakereille p=10/3

### 3.2.2 DIN 743-1, akselit

Standardia käytetään määrittämään akselille laskenta väsymisestä johtuvaa kuormitus sekä pysyvää muodonmuutosta varten. Näitä ovat väsymismurtuma tai ylikuormituksesta johtuva pysyvä muodonmuutos. Varmuuskerroin väsymiseen perustuu jatkuvaan ekvivalenttikuormituksesta johtuvaan rasitukseen.

Pysyvää muodonmuutosta varten varmuuslaskenta suoritetaan suurimmalla sallitulla kuormalla. Pysyvää muodonmuutosta ei kuitenkaan huomioida laskennassa, koska vaihteet mitoitetaan väsymistä vastaan. Väsymisestä johtuva vaurio tapahtuu huomattavasti alemmalla kuormalla kuin pysyvä muodonmuutos. (DIN 743-1, 2000)

Varmuuskerroin lovettuun akseliin väsymismurtumaa varten.

$$S = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}}\right)^2}^{-1}$$

(2)

missä

S=varmuuskerroin

$\sigma_{ba}$ =kuorman amplitudi(taivutukseen)

$\tau_{ta}$ =kuorman amplitudi(vääntö)

$\sigma_{bADK}$ =sallittu amplitudi

$\tau_{tADK}$ =sallittu amplitudi

mikäli esiintyy vain vääntöä tai taivutusta,

taivutukseen 
$$S = \frac{\sigma_{bADK}}{\sigma_{ba}}$$

vääntöön 
$$S = \frac{\tau_{tADK}}{\tau_{ta}}$$

### 3.2.3 DIN 7190, liitosvarmuus

Tämä standardi on tarkoitettu koneenrakentamiseen ja esittää laskenta-perusteet metallisille kutistus- ja puristusliitoksille. Tarkoituksena on myös lisätä liitosten luotettavuutta ja pienentää valmistuskustannuksia (SFS 5595, 1989). Laskennassa kiinnostaa tehonsiirtokyky tietylle varmuusluvulle.

$$T = \frac{\pi}{2} * D_F^2 * l_F * V_{rl} * \frac{p}{S_r}$$

(3)

missä

T=momentti

$D_F$ =halkaisija

$l_F$ =pituus

$V_{ru}$ =tartuntakerroin

$S_r$ =varmuusluku

p=sovite

### 3.2.4 ISO 6336-1, hammaspyörä (hampaankylki -ja tyvivarmuus)

Tämän standardin tarkoituksena on laskea vaikutuskertoimia vino- ja suorahampaisille hammaspyörille. Standardien 6336-2,3,5 ja 6 voidaan suorittaa vertailuja muihin vaihdetyyppeihin. Standardia ei ole kuitenkaan tarkoitettu yleiseen mekaniikkasuunnitteluun, vaan se on suunnattu suoraan vaihdesuunnitteluun. Standardi perustuu hyvin paljon kokemuspohjaan, eli sen käyttäjä osaa käyttää jo samankaltaisia ratkaisuja hyväkseen ja valita sopivat kertoimet kaavoihin.

Standardin tarkoituksena on löytää yhteneväinen laskentatapa pistevoimien kestävyys ja taivutusvoiman tehon lieriömäisissä suora- tai vinohampaisissa evolventtihakmaspyörissä.

Standardi käsittelee vain hampaan kyljen pintapaineen kestoja sekä tyven väsymismurtumaa. Hammaspyörien muita vauriomekanismeja ovat, plastinen muodonmuutos, mikropitting, hitsaus, sekä erilaiset kulumismekanismit. Standardi ei myöskään päde, jos hampaat on viimeistelty takomalla tai sintraamalla. (ISO 6336-1, 2007)

$$S_H = \frac{\sigma_{H,lim}}{\sqrt{\frac{F_T}{d_1 * b} * \frac{u + 1}{u}}} * \frac{Z_{NT} * Z_L * Z_V * Z_R * Z_W * Z_X}{Z_B * Z_H * Z_E * Z_\varepsilon * Z_\beta * \sqrt{K_A * K_V * H_{H\beta} * K_{H\alpha}}}$$

(4)

missä

 $S_H$ =kylkivarmuus $\sigma_{Hlim}$ =vierintäväsymislujuus $F_t$ =kehävoima $d_1$ =jakohalkaisija $b$ =hammastuksenleveys $u$ =välitys/hammassuhde $Z_{NT}$ =kestoikäkerroin $Z_L$ =voitelukerroin $Z_V$ =nopeuskerroin $Z_R$ =pinnankarheuskerroin $Z_W$ =muokkauslujittumiskerroin $Z_X$ =koon vaikutuskerroin $Z_B$ =pienen pyörän yksittäisryntökerroin $Z_E$ =joustokerroin $Z_H$ =kyljen muotokerroin $Z_\beta$ =vinouskulmakerroin $Z_\varepsilon$ =ryntösuhdekerroin $K_V$ =dynaaminen kerroin $K_A$ =käyttökerroin $K_{H\alpha}$ =kuormituksen jakautumiskerroin $K_{H\beta}$ =kosketusleveyskerroin

$$S_F = \frac{\sigma_{F,lim}}{\frac{F_T}{b * m_n}} * \frac{Y_{ST} * Y_{NT} * Y_{\delta relT} * Y_{RrelT} * Y_X}{Y_F * Y_S * Y_{\beta} * K_A * K_V * K_{F\beta} * K_{F\alpha}}$$

(5)

missä

$S_F$ =tyvivarmuus

$\sigma_{F, lim}$ =hampaan tyven väsymislujuus

$Y_{ST}$ =jännityksen korjauskerroin

$Y_{NT}$ =kestoikäkerroin

$Y_{RrelT}$ =suhteellinen pinnankarheuskerroin

$m_n$ =normaalimoduuli

$Y_{\delta relT}$ =suhteellinen loviherkkyyysluku

$Y_X$ =koon vaikutuskerroin

$Y_F$ =hampaan muotokerroin

$Y_S$ =jännityksen korjauskerroin

$Y_{\beta}$ =vinouskulmakerroin

$K_A$ =käyttökerroin

$K_V$ =dynaaminen kerroin

$K_{F\beta}$ =kosketusleveyskerroin

$K_{F\alpha}$ =kuormituksen jakautumiskerroin

### 3.2.5 DIN 6892, kiilat

Kyseiseen vaihteeseen tulee vain yksi kiila per akseli, jolla vaihde kytketään joko moottoriin tai laitteeseen, jota vaihde pyörittää. Laskennan tarkoituksena on selvittää, että kiilaura ei hajoa käytön aikana siihen kohdistuvien voimien takia. Akseli siirtää vääntömomenttia kiilan kautta vastakkaiseen napaan tai onttoon akseliin ja sen päätarkoitus on siirtää staattista ja näennäisstaattista momenttia. (Björk, ym., 2014, s. 246)

$$S_{keyconnect} = \frac{p_{ZUL}}{p_{1,2eq}}$$

(6)

missä

$S_{keyconnect}$ =varmuusluku kiilaliitokselle

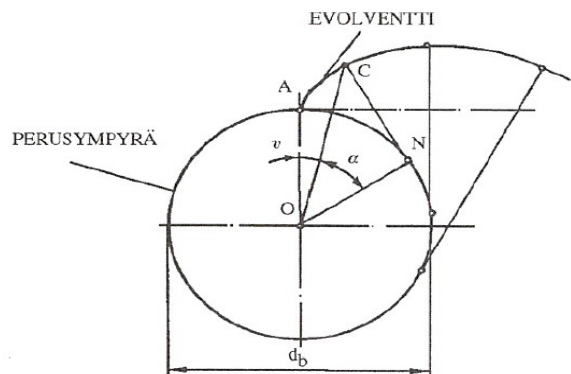
$p_{zul}$ =sallittu paine

$p_{1,2eq}$ =vaikuttavat paine

### 3.3 Hammaspyörä

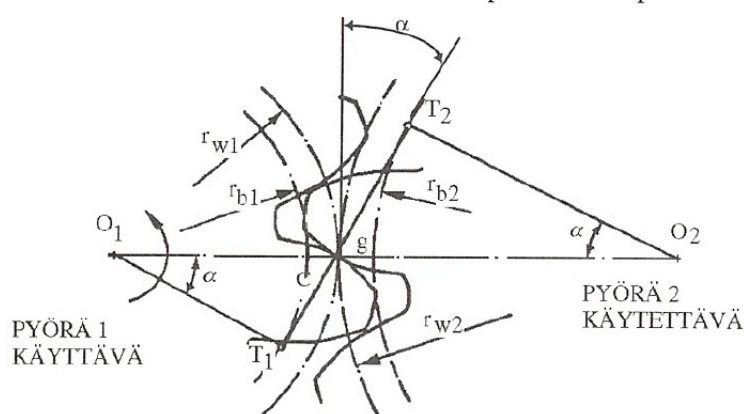
Hammaspyörän lähtöaihioina ovat lieriö tai kartio, joihin halutun muotoiset ja kokoiset hampaat valmistetaan. Pyöräparit voivat olla ulkohammas-tettuja suora- tai vinohampaisia. (Airila, ym., 1985, s. 237)

On olemassa useita hammaskylkimuotoja, jotka toimivat kinemaattisesti optimaalisesti, mutta me tarkastelemme evolventtihammastusta (Kuva 5).



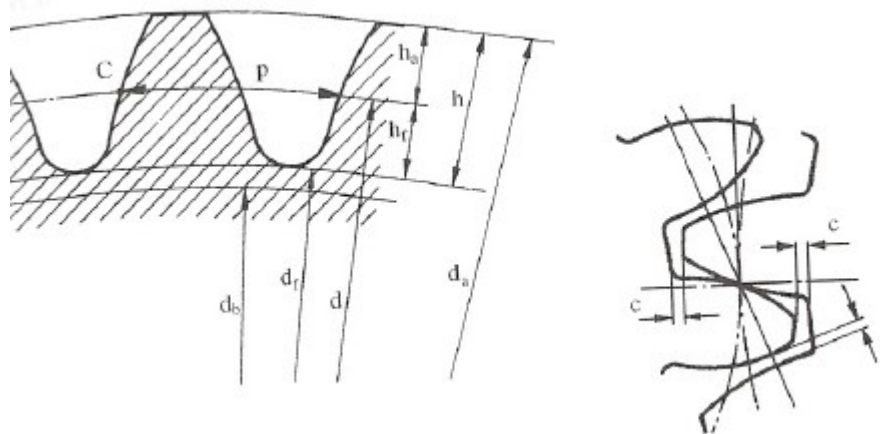
Kuva 5. Evolventin syntyperiaate (Björk, ym., 2014, s. 332)

Evolventista on tullut paras hammassuoto sen valmistuksen helppouden ja laadunhallinnan kannalta, sekä pieni akselivälivirhe ei muuta välityssuhdetta. Evolventtihammastuksen tunnusomainen piirre on ryntösuora( $g$ ), joka saadaan näkyviin piirtämällä kahden hammaspyörän kosketuspiste tietyllä akselivälillä ja pyörittämällä niitä toisiaan vasten. Lieriöhammaspyörät ovat yleisimmin valmistettu  $20^\circ$ :n ryntökulmaan( $\alpha$ ). Koska ryntösuora sivuaa pyörien perusympyröitä( $d_0$ ),  $T_1$  ja  $T_2$  on säde  $r_b = r \cos \alpha$ , siitä syystä evolventti on perusympyrästä riippuvainen (kuva 6). Mikäli akseliväli halutaan standardoida tietyille väleille muuttamatta evolventtiä, pidetään perusympyrät alkuperäisinä. Koska akseliväli, ryntökulma ja välityssuhde määräävät jako- ja perushalkaisijat, voidaan tietylle perusympyrälle piirtää yksi evolventti ja hammaspyörille yksi täysin määrätty hammassuoto. Evolventtipyörät voivat toimia aina yhdessä, kunhan niillä on sama jakohalkaisija ja ryntökulma.



Kuva 6. Evolventtihammastettu pyöräpari (Björk, ym., 2014, s. 332)

Jotta hammastuksen geometria (kuva 7) saadaan vietyä loppuun, tarvitaan vielä hammastukselle moduuli( $m$ ). Moduuli on vakiosuure, joka määrittää terän ja käytössä olevat moduulit, jotka ovat standardoitu (SFS 3093), jotta vierintäjyrsinten lukumäärät pysyvät kohtuullisena. Moduuli, hammasluku ja ryntökulma täten luovat perustan hammaspyörien geometrialle. (Björk, ym., 2014, ss. 330-333)



Kuva 7. Hammastuksen geometriset mitat (Björk, ym., 2014, s. 333)

Itse hammaspyöriä tässä vaihteessa on vain yksi kappale ja akseli on hammasitettu vinohampaisiksi. Kyseessä on siis yksiportainen vaihde.

### 3.4 Lieriöhammasvaihde

Rakennettavissa lieriövaihteissa hammastukset ovat lähes poikkeuksetta vinohampaisia. Suoraan hammastukseen verrattuna vinohampaissa on parempi tehonsiirtokyky ja pienempi käyntimelu. Hampaan pituus kasvaa vinouskulman kasvaessa ja tehonsiirtokyky lisääntyy saman levyisellä pyörällä. Vinouskulma ei voi kuitenkaan olla liian suuri, koska sitä rajoittaa laakerien kyky ottaa vastaan hammastuksesta johtuvia aksiaalivoimia. Tästä syystä vinouskulma on yleisesti 8-15°. Tämä vaikuttaa myös siten, että laakerivalinnat on tehtävä kestoiän kustannuksella, kun ottaa myös huomioon nykyiset tehotasot. Laakerivalinnassa on otettava aksiaalikuormien lisäksi huomioon säteiskuormat. Aksiaalirasitusta voi kuitenkin pienentää asentamalla samalle akselille erikätiset hammaspyörät, jolloin laakereille jää vain aksiaalivoimien erotus. (Airila, ym., 1985, s. 257)

### 3.5 Akselit

Akselit ovat erittäin tärkeä osa vaihdetta, koska ne siirtävät liikkeen akselilta toiselle. Tehonsiirtoakselit on myös jaoteltu karkeasti kahteen pääryhmään: jäykät akselit ja liikkettä sallivat akselit. Lähes poikkeuksetta teollisuusvaihteissa käytetään jäykkiä akseleita, joissa muodonmuutokset ovat useita kertalukuja pienempiä, kuin siihen liitettyjen osien liikemahdollisuudet. (Airila, ym., 1985, s. 11)

M1-vaihteessa, jota suunniteltiin, on vain kaksi akselia, ensiö- ja toisioakseli, joista molemmat ovat jäykkiä akseleita ja joista ensiöakseli on hammasakseli.

### 3.6 Välitys

Hammaspyöräparin välityssuhde on kulmanopeuksien ja pyörimisnopeuksien suhde. Hammasvaihde on pakkoliikkeinen, ja hammaslain mukaisesti välitys säilyy vakiona hammaskosketusasemasta riippumatta.

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

(7)

missä

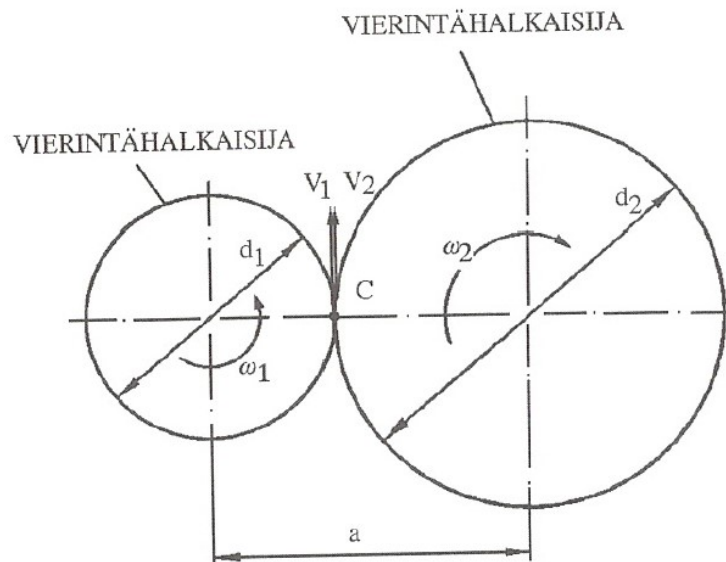
-  $i$ =välityssuhde

-  $w$ =kulmanopeus

-  $n$ =suhde

Mikäli pyörimisnopeuden muuttamistarve on suuri, lisätään vaihteeseen useampi porras. Tämä tapahtuu lisäämällä hammaspyöräpareja. Yleisimmin esiintyy pyörimisnopeuden alentamistarve, joten välityssuhde  $i > 1$

Hammaspyöräparit voidaan kuvitella toisiaan vasten ilman luistoa vieriviksi lieriöiksi. Vastaavat vierintähalkaisijat sivuavat toisiaan pisteessä C, jolloin kehänopeuksien on oltava yhtä suuret pisteessä C, jotta luistoa ei tapahtuisi (kuva 8).



Kuva 8. Hammaspyöräpari lieriöinä (Björk, ym., 2014, s. 330)

$$v = \pi d_1 n_1 = \pi d_2 n_2$$

(8)

missä

- v=kehänopeus

- d=vierintähalkaisija

$$i = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = u$$

(9)

missä

- z=hammasluku

- u=hammaslukusuhte

Käyttävän pyörän tai akselin hammasluku aina jakaa käytettävän hammasluvun, eli tässä tapauksessa  $z_1$  on käytävä ja  $z_2$  on käytettävä. Esimerkiksi valitaan mielivaltaiset hammasluvut, sovitaan, että  $z_1=20$  ja  $z_2=100$ , jolloin välityssuhde on 5 (Björk, ym., 2014, ss. 329-330).

## 4 SUUNNITTELU

Tässä luvussa käydään läpi suunnitteluprosessia. Mallinnusohjelmistoina toimivat Solidworks 2019 ja Vertex. Laskentaohjelmistona on Kissysys. Suunnittelussa keskityttiin laskentarungon toteutukseen ja kotelon suunnitteluun, jotta niistä saatiin tehtyä suunnittelustandardi kyseiselle vaihteelle. Kaikki tiedot liittyen vaihteeseen kerätään Excel-taulukkoon, joka tulee toimimaan yhtenäisenä ohjeena tulevaa suunnittelua varten. Itse suunnittelun toteutuksessa käytetään SEW:n teknologiastandardeja.

### 4.1 Reunaehdot

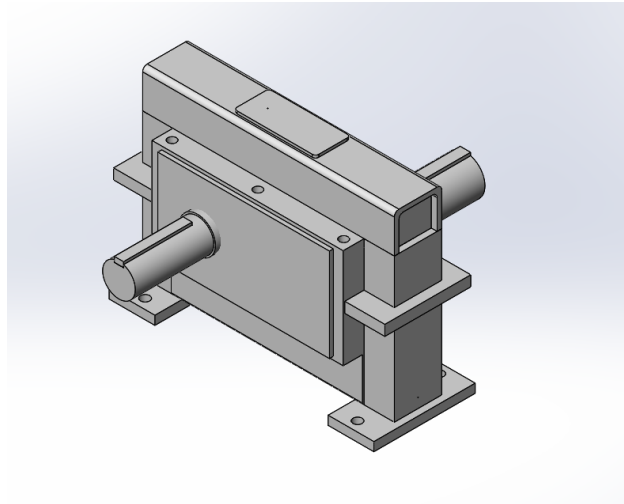
Työ aloitettiin tutkimalla jo tehtyjä ratkaisuja, joita voisi käyttää suunnittelussa, ettei tarvitse kaikkea suunnitella alusta asti. Suunnittelua rajoitti se, että kaikki päämitat olivat annettu, eikä niihin voinut vaikuttaa juuri ollenkaan. Havaittiin, ettei jo tehdyistä samankaltaisista koteloratkaistuista ollut suurta hyötyä kotelon suunnittelun kannalta, joten lähdettiin tutkimaan voiko muista vaihdesarjoista hyödyntää joitain komponentteja. Havaittiin, että M1-sarjan laakerikannet sopivat tähän suunnitteluun erittäin hyvin, joten päätettiin, että käytetään samoja kansia, joten tämä oli ensimmäinen reunaehto. Eli laakeripesät ja laakerit suunnitellaan siten, että kansien ohjaushalkaisija sopii niihin.

Suunnittelun aloituskohteeksi päätettiin ottaa seitsemän eri vaihdekokoja, joihin oli jo olemassa valukannet. Kotelon suunnittelu helpottui, kun ei tarvinnut miettiä kansien suunnittelua tässä vaiheessa. Kotelo oli myös suunniteltava siten, että kotelossa voidaan käyttää useita voiteluvaihtoehtoja: roiske, paine- ja keskusvoitelu.

Ennen varsinaista laskemista laakerit valittiin jo olemassa olevista vaihtoehtoista. Näin säästettiin aikaa ja saatiin suuntaa antavaa tietoa siitä, millaisia laakereita oli jo käytetty samankaltaisissa vaihteissa. Samalla myös havaittiin tulevia haasteita liittyen öljynkiertoon vaihteen sisällä vaihteen rajallisen sisätilan vuoksi. Kotelosta suunniteltiin muutamia mahdollisia versioita, joita voisi käyttää, mutta tässä vaiheessa kuitenkin kaikki oli pelkkää spekulatiota ennen kuin laskenta oli saatu suoritettua.

### 4.2 Esisuunnittelu

Ennen varsinaista laskentaa tehtiin muutamia kevyitä malleja (kuva 9), joista ilmenivät päämitat ja näistä tehtiin myös kevyt kokoonpano, eli akselit, hammaspyörät, kotelo ja laakerit. Nämä tiedot kerättiin yhteen, joista laskettiin käsin puuttuvat mitat. Käsinlaskennalla myös tarkistettiin reunaehdot toteuttamiselle.



Kuva 9. Ensimmäinen 3D-malli

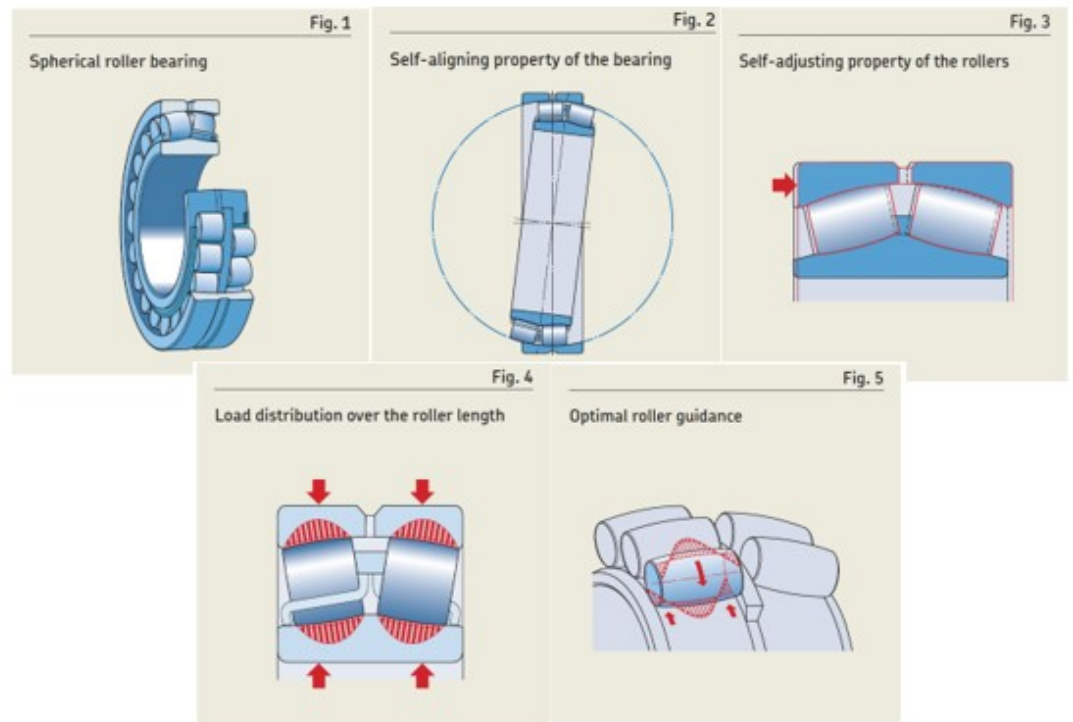
Tässä vaiheessa havaittiin, ettei pienimpiin vaihdekokoihin voitu käyttää M1-sarjan kansia, vaan ne on suunniteltava erikseen. Havaittiin myös, että hammaspyörän leveyden kanssa tulee olemaan ongelmia, johtuen vaihteen sisämitoista eli tilaa oli erittäin niukasti optimaaliselle hammaspyörälle.

Tilanpuutteen vuoksi M1-sarjan kansia ei voitu käyttää, koska kannet saattoivat jäädä erittäin ohuiksi. Koska ei voitu käyttää jo olemassa olevia laakerikansia, pystyin vaikuttamaan laakerin ulkohalkaisijaan, johon en aikaisemmin pystynyt vaikuttamaan. Myöskään suunniteltua voitelujärjestelmää roiskevoitelulla ei voitu toteuttaa.

Käytännössä siis tässä vaiheessa suunnittelua edelliset reunaehdot poistui-  
vat ja tilalle vaihdettiin eri ehdot. Nämä ehdot liittyvät myös laskentaan,  
joten ne tuodaan esille myöhemmin.

### 4.3 Laakerivalinta

Laakereiksi valittiin pallomaiset rullalaakerit (kuva 10), koska niiden kyky ottaa vastaan korkeita radiaali- ja aksiaalivoimia on erinomainen molemmista suunnista. Nämä laakerit ovat suunniteltu niin tiukkoihin geometrisiin toleransseihin ja dimensioihin, että ne ovat lähes identtiset laakeriparissa. Laakereissa on kaksi riviä symmetrisiä rullia, laakerin yläosa, joka on yhtenäinen ja sisäosa, joka on jaettu omiin väyliin. Symmetrisyyden ja itseohjautuvuuden ansiosta kuorma jakautuu tasaisesti laakerin koko pituudelta ja yhdessä erikoisen profiilin kanssa ne estävät korkeita rasituspiikkejä laakerin päissä. Itseohjautuvat rullat pitävät kitkan ja kitkasta johtuvan lämmön matalana. (SKF group, 2019)



Kuva 10. Pallomaisen rullalaakerin rakenne (SKF group, 2019)

#### 4.4 Laskenta

Laskennassa käytettiin Kissys-laskentaohjelmaa, joka laskee kerralla koko vaihteen käyttäen edellisessä luvussa mainittuja standardeja. Laskenta suoritettiin seitsemälle eri vaihdekoolle, joista jokaiselle kolme eri välitystä. Laskenta myös vaati useita iterointikierroksia, jotta saatiin haluttu lopputulos. Kaikissa laskennoissa oli tietty varmuusluku, joka oli ylitettävä, pois lukien laakerit, joissa tarkastelu tehtiin laakerin kestoiän mukaan.

##### 4.4.1 Laakerit

Laakereille asetettiin tietty kestoikä tietyllä varmuuskertoimella, joka niiden on kestävä, jotta ne voitaisiin hyväksyä. Ensimmäisellä iterointikierroksella tarkasteltiin, miten laakerit kestävät suurimmalla nimellismomentilla. Havaittiin, etteivät toisiolaakerit kestä suurta momenttia pienellä välityksellä. Keskikokoisella välityksellä ongelmia oli molemmissa laakereissa, kun taas suurimmalla välityksellä ensiölaakerit eivät kestäneet. Kyseiset laakerit, jotka eivät kestäneet, olivat voiman sisään- ja ulostulolaakerit. (3.2.1)

Toisella kierroksella rajoitettiin tuotettua momenttia niin paljon, että päästiin mahdollisimman lähelle haluttua tuntimäärää. Pelkästään momenttia rajoittamalla vähennys tarve oli noin 30-40 % jokaisesta lasketusta vaihekoosta pienimmällä välityksellä. Keskivälityksellä vähennys tarve oli 20-35 % ja suurimmalla tarve oli 0-35 %.

Kolmannella iterointikierroksella laakereiden kokoa päätettiin muuttaa ensiöakseleilla keskivälityksellä ja suurimmalla välityksellä. Tällä toimenpiteellä suurimmalla välityksellä päästiin suurimpaan mahdolliseen nimellismomenttiin. Keskivälityksellä laakereiden muuttaminen paransi momentin tuottoa 10-30 % verrattuna toisen kierroksen tuloksiin. Tässä tuloksessa on kuitenkin momenttia optimoitu niin, että liitosvarmuus on yli tavoitearvon, kuitenkin muuttamatta hammaspyörän sisähalkaisijaa.

Kun laakerit saatiin laskettua, tehonsiirtokykyä päätettiin parantaa suurentamalla hammaspyörän sisähalkaisijaa ja tuomalla laakereiden haluttua kestoikää lähemmäs tavoitearvoa. Tällä tavoin tehonsiirtoa saatiin kasvatettua lähes 30 % joissain tapauksissa.

Valitettavasti pienimmälle välitykselle ei voitu tehdä samaa ratkaisua kuin edellisiin. Tämä johtui siitä, että toisioakseli on kaikissa välityksissä sama.

#### 4.4.2 Liitosvarmuus

Hammaspyörän ja toisioakselin liitos tehdään kutistusliitoksena. Käytännössä akselia pitää jäähdyttää, jotta se kutistuu ja pyörää pitää lämmittää, että se laajenee. Näin saadaan tehtyä tiukka kutistusliitos. Laskennan kannalta oli erittäin tärkeää tarkastella tätä liitosta, ettei hammaspyörä pääse luistamaan liitoksestaan. Kun laskentaa suoritettiin suurimmalla mahdollisella nimellismomentilla, havaittiin, ettei liitos kestä muuten kuin isoimmalla välityksellä. (3.2.3)

Laakereiden keston kanssa oli suuria haasteita ja momenttia jouduttiin laskemaan niin paljon, että laakerit kestävät. Tästä syystä liitosvarmuusluku nousi erittäin korkeaksi pienellä välityssuhteella.

Kun keskivälityksellä laakereiden kokoa kasvatettiin, havaittiin, että liitosvarmuus on korkea laakereiden keston nähden, joten momenttia lähdettiin muuttamaan siten, että varmuusluku saataisiin mahdollisimman lähelle asetettua raja-arvoa. Tällä tavoin vaihteeseen löydettiin suurin mahdollinen tehonsiirtokyky.

Suurimmalla välityksellä ei ollut ongelmaa varmuuden suhteen.

#### 4.4.3 Hammaspyöräparit

Hammastettu akseli ja yksi hammaspyörä ovat tässä vaihteessa ainoa hammaspyöräpari. Näille on annettu tiettyjä ehtoja, joiden on toteutettava, että ne hyväksytään pareiksi. Näitä ovat esimerkiksi profiilinsiirto, vinouskulma ja moduuli, näiden parametrien täytyy täsmätä vastapyörän kanssa.

#### 4.4.4 Tyvi -ja kylkivarmuus

Molemmat näistä ovat nimensä mukaisesti varmuuslukuja, joita annetut luvut eivät saa alittaa. Laskennan tarkoituksena on löytää varmuusluku, joka on mahdollisimman lähellä annettua arvoa. Mikäli luku on alle annetun luvun, tämä tarkoittaa, että hammastus ei kestä. Lukuun vaikuttaa käyttöteho, joka kasvaessaan pienentää varmuutta. Kyseisessä laskennassa on todella paljon eri muuttujia, jotka ovat otettava huomioon (3.2.4). Kyseessä on useampi kerroin ja hammaspyörän geometriaan liittyvä arvo.

Aikaisemmin jo havaitut ongelmat laakereissa ja liitosvarmuudessa saatiin ratkaistua, joten nämä varmuudet eivät vaikuttaneet laskentaan merkittävästi.

#### 4.4.5 Akselit ja kiilat

Vaikka akselit ja kiilat ovat tärkeitä vaihteessa, ei niillä kuitenkaan ollut vaikutusta kestävyuden kannalta tässä työssä.

#### 4.4.6 Laskennan tulos

Tuloksena syntyi teho- ja momenttitaulukko (taulukko 1), johon kerättiin tarvittavat tiedot asiakasesitettä varten.

Laskennasta myös saatiin varmuus laakereiden koosta, tarkoittaen ulko- ja sisähalkaisijoita, sekä laakerin paksuutta. Nämä laakerimitat mitoittavat tarvittavan laakeripalkin koon.

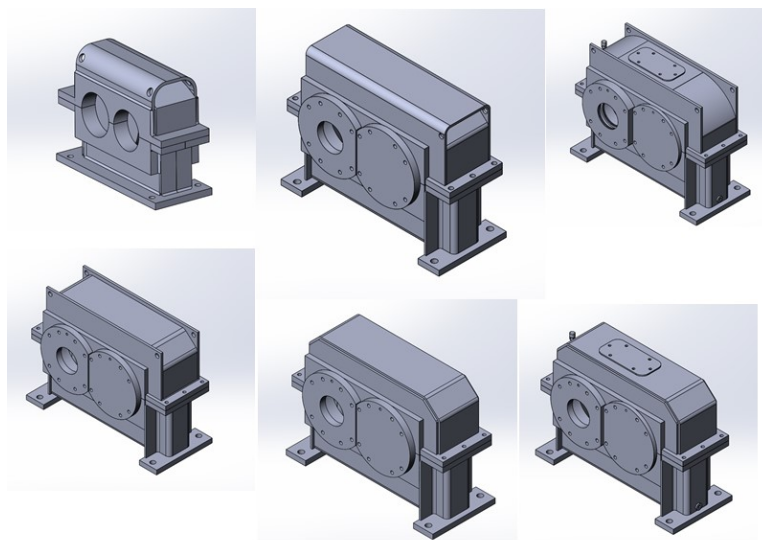
Laskennalla selvitettiin myös välitysosat, joita tullaan käyttämään. Työn edetessä näihin tuli muutoksia alkuperäiseen suunnitelmaan nähden, joten nämä laskelmat olivat erittäin tärkeitä, jotta löydettiin oikeat ratkaisut.

Taulukko 1. Momentti- ja tehotaulukko

Size	RPM	T <sub>1.25</sub>	P	T <sub>3.55</sub>	P	T <sub>6.3</sub>	P
		Nm	kW	Nm	kW	Nm	kW
2ONEG160	1500	3061	393	4911	212	4005	101
3ONEG200	1500	7320	927	11735	516	8463	218
4ONEG225	1500	11306	1398	17879	707	13445	340
5ONEG250	1500	14354	1775	23531	1034	16993	432
6ONEG280	1500	181551	2309	30085	1367	25754	617
7ONEG315	1500	28201	3613	45791	2034	34600	891
8ONEG355	1500	39175	4870	65208	2827	52200	1355

#### 4.5 Kotelo

Kotelon 3D-mallista tehtiin useampi eri versio (kuva 11), jotta havaittiin minkä näköinen siitä tulisi ja minkälaiset tilat vaihteen sisällä on. Kun malliin oltiin tyytyväisiä, eli se oli laskettujen ja ilmoitettujen mittojen mukainen, aloitettiin tekemään ns. dummy-mallia. Tämän ideana oli piirtää yhteen malliin useita erilaisia ratkaisuja, joita voitaisiin tarkastella nopeasti yhdessä mallissa ilman, että tarvitsee mallia vaihtaa koko ajan vertailuja tehdessä.



Kuva 11. Mallin evoluutio

Kotelon suurin ongelma on sen koko. Kyseinen vaihde on erittäin kapea ja koska päämittoja ei voi muuttaa, tilaa on erittäin niukasti. Tämä ongelma tuli esiin varsinkin vaihteen sisäpuolen leveydessä, koska sinne piti saada hammaspyörän lisäksi tarvittava öljynkierto mahtumaan. Koska koteloon piti saada jokainen välitys sopimaan, oli mietittävä erilaisia vaihtoehtoja

kotelon suunnittelun kannalta. Väilyksen muuttuessa hammaspyöräparin ja ensiöakselin halkaisijat muuttuvat.

Koteloä pyrittiin myös valmistamaan mahdollisimman vähillä osilla kuin mahdollista ja materiaalivahvuuksia pyrittiin pitämään samana.

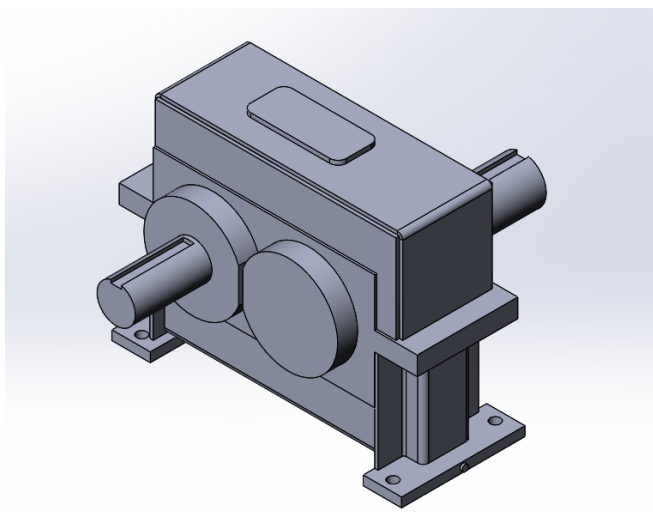
Koska kyseessä on hitsattu kotelo, öljynkiertoa ei voida toteuttaa samalla tavalla kuin valukappaleessa, jossa sisämuodot ovat helpommin toteutettavissa tilansäästön kannalta.

#### 4.6 Mittakuva

Mittakuvan teko aloitettiin lähes välittömästi työn alettua, jotta käsinlaskennat pystyttiin varmistamaan ja saatiin käsitys siitä, minkä näköinen vaihteesta mahdollisesti tulisi. Mallista tehtiin myös parametrisesti ohjautuva eri kokoihin. Kun laskennat oli suoritettu ja ongelmakohdat havaittu, muuttui malli täysin erilaiseksi.

Kun ongelmat saatiin ratkottua, malli tehtiin kokonaan uusiksi (kuva 9), koska se ei näyttänyt enää yhtään samalta kuin suunniteltu vaihde (kuva 12). Malli tehtiin samalla tavalla parametrisesti ohjautuvaksi eri kokoihin ja malliin tehtiin yhteensä 21 eri mallivaihtoehtoa. Tämän mallin tarkoitus on saada asiakkaalle nopea mittakuva, jossa näkyy päämitat ja tarvittaessa 3D-malli, mikäli asiakas tarvitsee sitä omiin layout-ratkaisuihin.

Malli on myös tehty mahdollisimman kevyeksi käyttää, ettei sen lähettämiseen ja lataamiseen tuhlaannu aikaa. Mallia voidaan käyttää myös kokoonpanotarkoitukseen, johon voidaan lisätä kytkimiä, moottoreita, voiteluyksiköitä yms.



Kuva 12. Ensimmäinen versio valmiista mittakuvasta

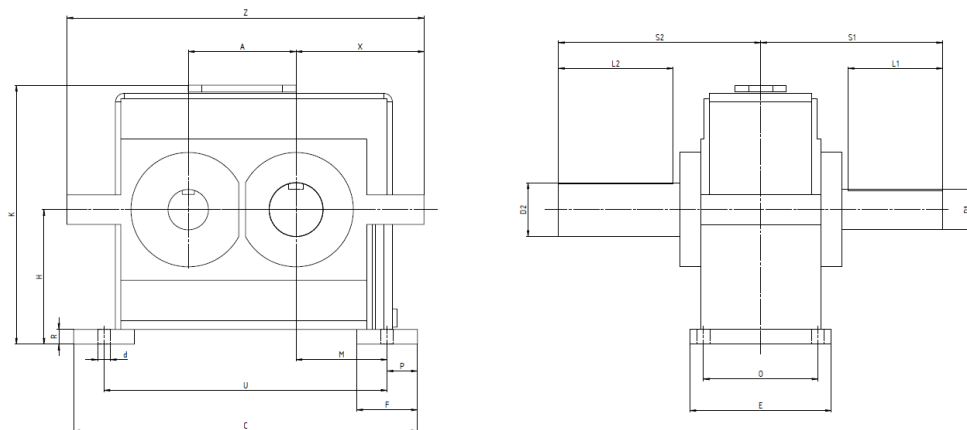
## 5 TULOS

Valitettavasti jo suunniteltuja komponentteja ei voitu käyttää ollenkaan kotelossa hyödyksi, joten kaikki vaihteeseen liittyvät ratkaisut piti suunnitella erikseen. Tuloksena syntyi skaalautuva 3D-malli (kuva 14), jota voidaan hyödyntää jatkossa, vaihdetyypille saatiin tehtyä laskentarako, joka auttaa tulevaisuudessa näiden vaihteiden laskennassa. Laskennan ja mitatuvan (kuva 13) ansiosta saatiin myös tehtyä alustava asiakasesite vaihteen ominaisuuksista ja päämitoista (taulukko 2). Vaihteesta tehtiin myös hitsauskuvat, joista voidaan siirtää koneistuskuviin.

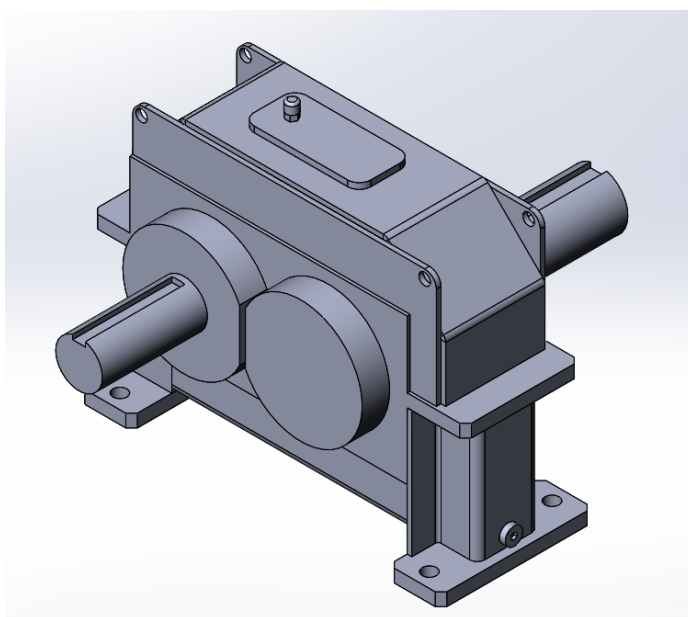
Taulukko 2. Päämitat

Ratio/Size	HSS			LSS			
	a	D <sub>1</sub>	L <sub>1</sub>	S <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	L <sub>2</sub>	S <sub>2</sub>
i=1.25-3,15							
M1PSF10NEG125	125	50	110	225	60	140	255
M1PSF20NEG160	160	60	140	270	80	170	300
M1PSF30NEG200	200	80	170	325	100	210	365
M1PSF40NEG225	225	90	170	345	110	210	385
M1PSF50NEG250	250	100	210	405	120	210	405
M1PSF60NEG280	280	110	210	435	140	250	475
M1PSF70NEG315	315	120	210	445	160	300	535
M1PSF80NEG355	355	140	250	510	180	300	560
M1PSF90NEG400	400	150	250	530	180	300	580
M1PSF100NEG450	450	160	300	610	200	350	660
M1PSF110NEG500	500	180	300	630	220	350	680

Koska vaihde suunniteltiin siten, että se skaalautuu eri kokoihin, voidaan mallia käyttää pohjana tulevia vaihdetilauksia varten, joten vaihteita ei tarvitse aina suunnitella tilauksen mukaan uusiksi ja eri tavalla. Tästä on hyötyä siihen, että vaihteen suunnittelu nopeutuu, kun ei aina tarvitse etsiä ja vertailla jo tehtyjä malleja, joista lähteä soveltamaan uutta vaihdetta tarvittaviin mittoihin.

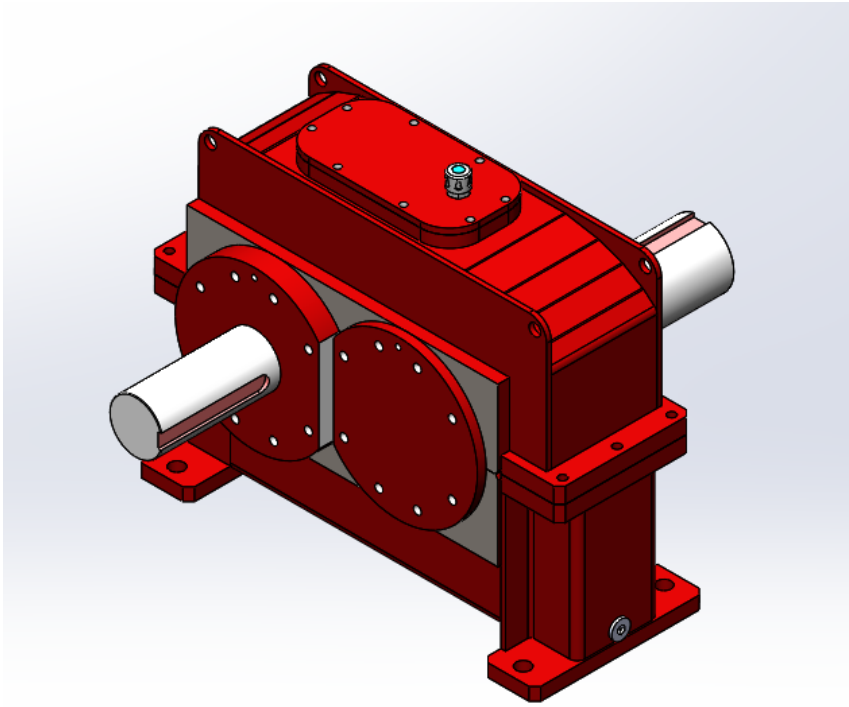


Kuva 13. Päämitta-avain



Kuva 14. Päivitetty mittakuva

Erilliseen kokoonpanomalliin (kuva 15) saatiin tehtyä tarvittavat akselit ja kannet, tässä tapauksessa vain yhteen kokoon, mutta se auttaa tekemään ratkaisuja muihin kokoihin. Tämä päätettiin tehdä kooltaan keskikokoiseen vaihteeseen, jonka välitys on noin puolessa välissä mahdollisista välityksistä. Asetettuun tavoitteeseen päästiin, vaikkei voitu käyttää jo valmiita komponentteja.



Kuva 15. Kokoonpanokuva

## 6 YHTEENVETO

Vaihteelle asetettiin tietyt reunaehdot ennen suunnittelun aloittamista, joiden olisi hyvä toteutua, jotta vaihteen kustannukset saataisiin minimoitua. Näitä ehtoja ei pystytty suurilta osilta toteuttamaan ollenkaan, joten suunnittelu jouduttiin aloittamaan vaihteen osalta lähes tyhjältä pöydältä.

Laskennassa havaittiin ongelmia laakereiden ja liitosten kanssa, joten näissä jouduttiin tekemään erilaisia muutoksia, jotta haluttuun lopputulokseen päästiin. Laskennan tuloksena meille syntyi momentti- ja tehotaulukko sekä välitysosaparit, jolloin saatiin parempi käsitys mihin suuntaan kotelon kanssa tulisi lähteä.

Vaihteeseen suunniteltiin uusi mittakuvamalli. Myös hitsausmallit saatiin tehtyä yhdestä koosta valmiiksi ja vaihteen muoto sai pysyvän ratkaisun. Pienen hienosäädön jälkeen vaihteesta tehtiin kokoonpanomalli valmiiksi, josta nähdään vaihde valmiina.

Itse vaihteen suunnittelu jatkuu vielä ja siinä on vielä tekemistä. Vaihteesta olisi suotavaa tehdä muutama prototyyppi, jotta nähdään toimivatko tehdyt tekniset ratkaisut niin kuin oli ajateltu vai tarvitaanko jotain hienosäätöä näiden suhteen. Varsinkin öljynkierron toimivuus olisi hyvä tarkistaa: toimiiko se odotetusti vai tarvitseeko se lisää suunnittelua. Vaihteeseen pitää vielä myös suunnitella kannet, jotta prototyyppi saadaan valmistettua ja päästään ajamaan koeajoja.

## Lähdeluettelo

- Airila, M., Karjalainen, J., Mantovaara, U., Nurmi, L., Ranta, A. & Verho, A. (1985). *Koneenosien suunnittelu 3, tehonsiirto*. Porvoo, Helsinki, Juva: WSOY.
- Björk, T., Hautala, P., Huhtala, K., Kivioja, S., Kleimola, M., Lavi, M. . . Salonen, P. (2014). *Koneenosien suunnittelu*. Helsinki: Sanoma pro Oy.
- DIN 743-1.(10.2000). *Calculation of load capacity of shafts and axels-Part 1*. Haettu 3.10.2019 osoitteesta <https://www.din.de/en>.
- DIN ISO 281.(15.3.2007). *Rolling bearings -- Dynamic load ratings and rating life*. Haettu 15.9.2019 osoitteesta <https://online.sfs.fi>.
- ISO 6336-1.(1.4.2007). *Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors*. Haettu 8.10.2019 osoitteesta <https://online.sfs.fi>.
- SEW.(2019a). Haettu 18.9.2019 osoitteesta <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/23033312.pdf>.
- SEW.(2019b). Haettu 18.9.2019 osoitteesta [https://www.seweurodrive.fi/yritys/mikae\\_meitae\\_liikuttaa/yritysesittely/yritysesittely.html](https://www.seweurodrive.fi/yritys/mikae_meitae_liikuttaa/yritysesittely/yritysesittely.html).
- SEW.(n.d.). Haettu 8.11.2019 osoitteesta <https://www.linkedin.com/company/sew-industrial-gears-oy/>.
- SFS 5595. (30.10.1989). *Kutistus- ja puristusliitos. Laskentaperusteet ja muotoiluohjeet*. Haettu 15.10.2019 osoitteesta <https://online.sfs.fi>.
- SKF group.(2019). *Spherical roller bearing*. Haettu 24.10.2019 osoitteesta [https://www.skf.com/binary/tcm:12-480491/0901d196808a4ad1-Spherical-roller-bearings\\_18406-EN\\_tcm\\_12-480491.pdf](https://www.skf.com/binary/tcm:12-480491/0901d196808a4ad1-Spherical-roller-bearings_18406-EN_tcm_12-480491.pdf).