



Osaamista  
ja oivallusta  
tulevaisuuden  
tekemiseen

Markus Määttä

# Teollisuusvaihdesarjan esisuunnittelu

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Konetekniikka

Insinöörityö

25.5.2020

Tekijä Otsikko	Markus Määttä Teollisuusvaihdesarjan esisuunnittelu
Sivumäärä Aika	56 sivua + 5 liitettä 25.5.2020
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma	Konetekniikka
Ammatillinen pääaine	Koneensuunnittelu
Ohjaajat	Lehtori Janne Nuotio Aluemyyntipäällikkö Joonas Hämäläinen
<p>Insinööriyön tilaaja oli SEW Industrial Gears OY. Työn tavoitteena oli esisuunnitella teollisuusvaihdesarja meesauuneja pyörittäviin käyttöyksiköihin. Meesauuni on suurikokoinen, jopa sadan metrin pituinen pyörivä sylinteri, ja se on osa sulfaattisellun valmistusmenetelmää. Yrityksessä haluttiin muodostaa yhtenäistetty vaihdeyksikkösarja tilauskohtaisten muokkauksien sekä tarjottujen tuotteiden vaihtelun sijasta. Esisuunnittelulla pyritään yksinkertaistamaan prosessia muodostamalla vaihteet, joiden ominaisuudet sekä komponentit on esivalittu.</p> <p>Meesauunin käyttölaiteistossa vaihdeyksikön tehtävänä on pyörittää sen toisioakselille asennetulla ulkoisella hammaspyörällä uuniin kiinnitettyä hammastettua kehää. Vaihteen lisävarusteiden tarkoitus on hallita meesauunin liikkeitä. Toisioakselin tuennan toteutustavasta riippuen hammaspyörän välittämästä vääntömomentista aiheutuvat hammasvoimat kohdistuvat taivutusmomentiksi vaihteen akselille, mikä ei ole toivottua pääasiallisesti vääntömomenttia välittäväksi suunnitelluilla vaihteilla. Työssä tarkastellaan toisioakselin rakenteen vahvistamista sekä meesauunin pyörittämisessä vaadittuja ominaisuuksia.</p> <p>Insinööriyön tuloksena muodostettuun vaihdesarjaan valittiin vaihdekokoluokittain eri komponentit sekä akselin kuormitusrajat, joiden perusteella voidaan arvioida soveltuvaa kokoonpanoa ilman suunnitteluhenkilöstöä. Tiedoista koottiin katalogimalli uudelle vaihdesarjalle. Tarjousprosessia varten luotiin Excel-pohjainen työkalu, jonka avulla voidaan tarkastella meesauunin sekä hammaskehän ja hammaspyörän vaatimuksien vaikutuksia vaihdeyksikön suoritusarvoihin. Työkalun avulla voidaan valita vaihdeyksikkö sekä sille sopivia esivalittuja komponentteja.</p> <p>Insinööriyön myötä yrityksessä saatiin alkuun prosessi, jonka lopullisena tavoitteena on kattavasti suunniteltu vaihdesarja meesauunikäyttöön. Tässä työssä esitelty suunnittelu toimii tulevan jatkokehityksen pohjana. Työn mahdollisesti tärkein lopputulos oli käynnistää keskustelu käytettävistä ratkaisuista ja niiden vaikutuksista tarjouksien sekä suunnittelun osalta.</p>	
Avainsanat	Teollisuusvaihte, esisuunnittelu, meesauuni

Author Title	Markus Määttä Preliminary Design of an Industrial Gear Unit Series
Number of Pages Date	56 pages + 5 appendices 25 May 2020
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Mechanical Engineering
Professional Major	Machine Design
Instructors	Janne Nuotio, Senior Lecturer Joonas Hämäläinen, Area Sales Manager
<p>This Bachelor's thesis was commissioned by SEW Industrial Gears OY. The purpose of the thesis was to predesign a gear unit series for lime kiln applications used in chemical pulping. The client company had previously tailored gear units for these applications without a clear guideline or a specific starting point, resulting in a varying order base and delays in the design and offer processes. The goal was to assign an existing gear unit series that would be modified according to the specific needs of the lime kiln application. Future designs and offers would be based on this series and it would streamline the overall process and eliminate ambiguities about certain solutions.</p> <p>The kiln is rotated by driving a ring gear that is fixed to the lime kiln with a pinion gear attached to the gear unit. Depending on the pinion's supporting elements, the forces caused by the gear mesh have a significant impact on the gear unit's axle shaft. Additionally, controlling the varying movements of the lime kiln requires capabilities that a standard gear unit does not have. Predesigning the gear unit series was based on determining the required modifications as well as calculating the components to support a large external pinion gear on the output shaft of the gear unit.</p> <p>As a result of the thesis, a gear unit series was predesigned with the required components and modifications to support its use in the drive unit of a lime kiln. A drawing of the gear unit, and a catalogue of the selected components, values and dimensions were made. Additionally, an Excel-based tool was developed to guide the gear unit and component selection for sales offers and to determine the required performance figures according to the lime kiln requirements.</p> <p>With the thesis, a process was started to determine a suitable range of gear units, components and modifications to meet the requirements of lime kiln applications. The design level of the gear units should be adequate for further development and the specifications of the final gear unit series. Possibly, the most significant result was to start the process of determining the required solutions for a fully designed gear unit series, which requires significantly more work than was possible within the scope of this thesis.</p>	
Keywords	Gear unit, lime kiln, preliminary design

## Sisällys

1	Johdanto	1
1.1	Tavoite ja rajaus	1
1.2	Yritys	2
2	Teollisuusvaihe	3
2.1	Perusrakenne	3
2.1.1	Akselit	4
2.1.2	Laakerit	5
2.1.3	Hammaspyörät	6
2.2	Hammasvoimat	8
2.3	Mitoitus	9
3	Meesauuni	11
3.1	Prosessikuvaus	11
3.2	Kemikaalikierto	12
3.3	Meesauunin pyörittäminen	13
4	Kehäkäyttövaihdesarja	14
4.1	Ominaisuudet	14
4.2	Lisävarusteet	16
4.2.1	Apukäyttö	17
4.2.2	Keskipakojarru	18
4.2.3	Rumpujarru	19
4.2.4	Kytkimet	19
4.2.5	Alustat	19
4.2.6	Laakeripukit	19
4.2.7	Suojukset	20
4.2.8	Muut varusteet	20

5	Esisuunnittelu	21
5.1	Meesauunikäytön vaatimukset	21
5.2	Erikoiskotelon rajoitukset	23
5.3	Esivalitut hammaskehät	24
5.4	Kokoluokkaporrastus	25
5.5	Akselivälit	26
6	Laskenta	27
6.1	Standardit	28
6.1.1	DIN 743-1:2000-10	28
6.1.2	DIN ISO 281, 281:1993	29
6.1.3	DIN 6892:1998	30
6.2	Mitoitusarvojen määrittäminen	31
6.2.1	Vääntömomentti	31
6.2.2	Hammasvoima	31
6.2.3	Hammaspyörät	32
6.2.4	Laakerit	33
6.2.5	Akselin mitat	34
6.3	Laskennan suorittaminen	36
6.3.1	Akselin ja laakerien keston määrittäminen	37
6.3.2	Akselin pään halkaisija	39
6.3.3	Tuloksien taulukointi	40
6.4	Vaarnat, laakerivoimat	41
7	Excel -työkalu	43
7.1	Työkalu myynnin käyttöön	43
7.2	Tietokanta	44
7.3	Työkalun toiminta	44
7.3.1	Vaihtokomponenttien valinta	44
7.3.2	Komponenttien valinta	46
7.3.3	Tarjouspohja	46
7.4	Ohjelmallinen tiedon käsittely	47

8	Tulokset	49
8.1	Vaihdeyksiköt	49
8.2	Esivalitut komponentit	50
8.2.1	Laakerit ja akselit	50
8.2.2	Vapaakytkin	50
8.2.3	Keskipakojarru	51
8.2.4	Rumpujarrut, kytkimet	51
8.3	Excel-työkalu	51
8.4	Tuoteluettelo	52
9	Yhteenveto	53
	Lähteet	55
	Liitteet	
	Liite 1. Esimerkki hammasvoimataulukosta	
	Liite 2. Akselin mitoitus työkalu	
	Liite 3. Valintatyökalun käyttöliittymä	
	Liite 4. Valintatyökalun komponenttivalinta	
	Liite 5. Katalogimalli	

# 1 Johdanto

---

## 1.1 Tavoite ja rajaus

Insinööriyön tavoitteena oli esisuunnitella teollisuusvaihdesarja meesauunien käyttöyksiköihin tilaajayritykselle SEW Industrial Gears Oy. Käyttöyksikkö koostuu komponenteista, jotka vaaditaan meesauunin liikkeiden hallintaan. Alennusvaihteen toimiva teollisuusvaihte muuttaa käyttömoottorin kierrosnopeuden ja vääntömomentin sovellukseen sopivaksi. Vaihteyksikön toisioakselille asennetulla ulkoisella hammaspyörällä pyöritetään hammastettua segmenttikehää, joka on kiinnitetty meesauuniin joustavilla ja lämpöä eristävillä elementeillä. Sovelluksen erityisvaatimukset edellyttävät useita lisävarusteita sekä johtavat vakioituista tuotteista poikkeaviin ratkaisuihin vaihteyksikön rakenteessa.

Erilaisia isoja hammaskehiä pyörittäviä käyttöyksiköitä on tilaajayrityksessä toimitettu useita viime vuosina. Toimituskokonaisuus on kattava ja toimitusaikataulut eri komponenteilla pitkiä. Yritys on päättänyt käyttämään aiemmin suunniteltuja vaihderatkaisuja uudelleensuunnittelun välttämiseksi tai vaihtoehtoisesti mukautettuja vakiotuotteita ilman yhtenäistettyä menettelyä. Tämä on johtanut sekä myynti- että suunnittelutyön vaihteluun tilauskohtaisesti. Menettelystä haluttiin eroon, ja ratkaisuksi luotaisiin kohdennettu vaihdesarja kehäkäyttösovelluksiin. Myyntiosaston tarjoamat tuotteet olisivat kyseisten sovellusten kohdalla yhdenmukaisia ja tarjousprosessin aikana tehtävää suunnittelutyötä voidaan vähentää. Myyntiosaston tueksi sopivan vaihteen ja tapauskohtaisten komponenttien sekä ratkaisuiden valintaa helpottamaan luotiin lisäksi Excel-pohjainen työkalu.

Hammaskehäkäyttöjä hyödyntäviä teollisuuden sovelluksia on useita. Insinööriyön aihealueeksi rajattiin vain meesauunit, jotta vaihdesarjan suorituskykyvaatimusten tarkastelusta ei kehittyisi liian laajaa kokonaisuutta. Meesauunit pyörivät tyypillisesti hitaasti verrattuna esimerkiksi kaivosteollisuudessa kiviaineksen murskaamisessa käytettäviin kuulamylyihin. Esisuunnittelun myötä voidaan kuitenkin hahmottaa vaadittuja ratkaisuja erityyppisiin kehäkäyttösovelluksiin. Myynnin tarjouskyselyiden käsittelyä varten luodulla työkalulla voidaan myös laskea muita lähtötietoja vastaavat suorituskykyvaatimukset, mutta työkalun valitsevat vaihdeyksiköt rajataan kattamaan meesauunien tyypillisimmät vaatimukset.

## 1.2 Yritys

SEW Industrial Gears Oy:n historiaan liittyy vuonna 1820 Karkkilaan perustettu Högforsin valimo, joka toimitti 1960-luvulla hammaspyörien aihioita ja kotelovaluja teollisuushammasvaihteita valmistavalle, vuonna 1940 perustetulle Eino Santasalo Oy:lle. Högforsin konepajan tiloissa koottiin ja valmistettiin Santasalo -vaihteita 1970 -luvulla (Karkkilan Ruukkimuseo 2019). Omistajanvaihdoksen sekä yhdistymisien jälkeen teollisuusvaihdeliiketoiminta toimi Karkkilassa Santasalo Oy -nimisen yrityksen alla vuonna 1993. Markkinointiyhteistyö saksalaisen SEW-Eurodriven kanssa alkoi jo 1990 -luvun alussa ja vuonna 1996 yritykset aloittivat tuotekehitysprojektin MC -teollisuusvaihdesarjan luomisesta, joka on tänäkin päivänä osa SEW-Eurodriven tuoteperhettä (Karkkilan Tienoo 2015). Vuosien 1999–2001 välisenä aikana teollisuusvaihteiden liiketoiminta myytiin SEW-Componentalle, joka tunnetaan nykyään nimellä SEW Industrial Gears Oy (Porsitieto.fi 2019). Vuonna 2015 yritys muutti valimon tiloista uuteen tehtaaseen Karkkilassa.

SEW Industrial Gears Oy on erikoistunut teollisuusvaihteiden suunnitteluun, valmistukseen sekä kokoonpanoon ja se on SEW-Eurodrive -konsernin omistuksessa. SEW-Eurodrive on maailmanlaajuinen nykyaikaisten vaihdemoottoreiden, vaihderatkaisujen ja sähkömoottoreiden, taajuusmuuttajien, servotekniikan, suurien ja pienien teollisuusvaihteiden sekä ohjausteknologian ja palveluiden tuottaja. Konsernilla on Suomessa yli 250 työntekijää, joista 160 työskentelee Karkkilassa. Maailmanlaajuisesti työntekijöitä on noin 17 000.

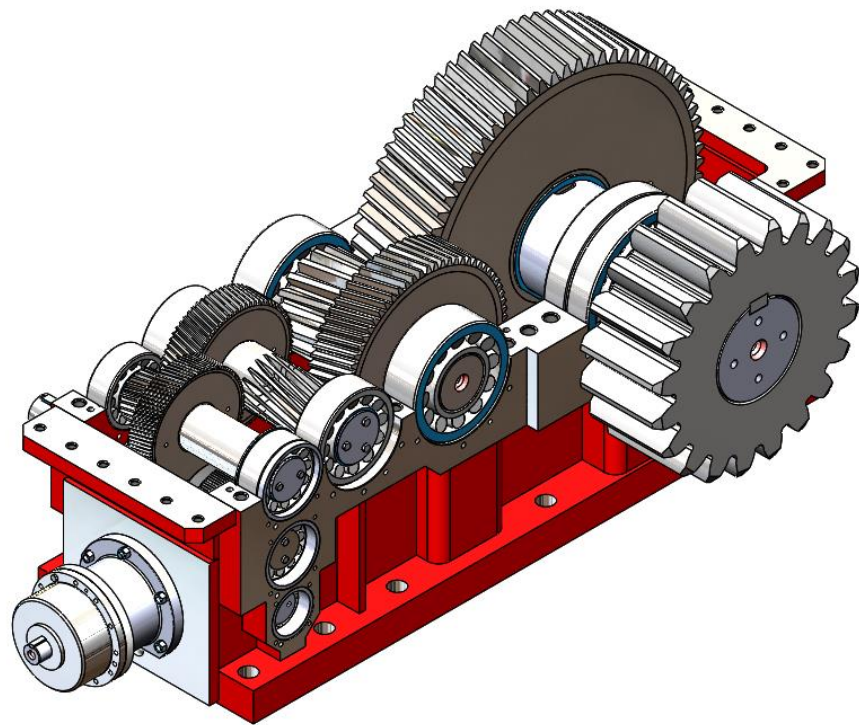


## 2 Teollisuusvaihde

---

### 2.1 Perusrakenne

Teollisuusvaihde toimii tavallisesti alennusvaihteena. Sen avulla vähennetään käyttömoottorin pyörimisnopeutta ja lisätään vääntömomenttia. Se sisältää peruskomponentteina akselit ja niille kiinnitettävät hammaspyörät sekä akseleiden pyörimisen ja tukemisen edellyttämät laakerit. Laakerit tuetaan kotelon avulla, joka toimii samalla vaihdeyksikön öljytilana. Vaihdeyksikön ensioakseli on ensimmäinen akseli, johon vaihdetta käytettävä laite, yleensä sähkömoottori, kiinnitetään. Toisioakseli on tavallisesti vääntömomentin kasvun takia suurempi, ja se pyörittää käytettävää laitetta tai kuormaa. Kuvassa 1 toisioakselille on kiinnitetty meesauunin kehän pyörittämiseen tarkoitettu hammaspyörä.



Kuva 1. Lieriöhammasvaihteen sisältämiä osia.

Yhdellä hammaspyöräparilla voidaan hampaiden määrän, välitettävän momentin sekä kokorajoitusten mukaan toteuttaa vain rajattu välityssuhde. Halutun kokonaisvälityssuhteen mukaan vaihteeseen lisätään tavallisesti useampi yksikön sisäinen hammaspyöräpari väliakseleineen. Tilankäytön ja valmistuskustannusten optimoimiseksi vaihteissa voidaan käyttää hammastettuja akseleita, jotka toimivat erillisten hammaspyörien parina.

### 2.1.1 Akselit

Lieriöhammasvaihteissa on tehonsiirtoakseleita, joiden pituudelle koneistetaan halkaisijan muutoksien vaatimia olakkeita, kiilauria sekä muita toiminnallisia muotoja kiinnitettävien komponenttien mukaan. Akselit siirtävät pääasiallisesti vääntömomentin niille kiinnitettyihin hammaspyöriin, joiden hammasvoimista aiheutuvat yhdistetyt vaihtuvat taivutus- ja vääntöjännitykset akselin tulee kestää. Akselin on oltava tarpeeksi jäykkä, jotta hammaspyörän ryntökosketus voidaan säilyttää optimaalisena kaikilla vaadituilla tehoalueilla. Hammaspyörän hampaan muotoihin lasketaan korjausprofiili käytettävällä tehoalueella akselin muodonmuutoksen aiheuttaman siirtymän takia. Akselin tarkasteluun käytetään laskentaohjelmaa, mutta erityyppisten muotojen sekä kuormien vaikutuksien tunteminen on hyvän suunnittelun kannalta hyödyllistä. Akselin eri muodot aiheuttavat jännityskeskittymiä, joiden suuruus riippuu muodon profiilista ja pinta-alasta jännityksen suuntaan nähden. Esimerkiksi taivutusmomentti kuormittaa akselin olaketta enemmän kuin vääntömomentti. Meesauunikäyttöissä kotelon ulkopuolinen hammaspyörä kohdistaa toisioakselille suuria hammasvoimia, joiden aiheuttaman taivutusmomentin vaikutuksia tarkastellaan toisioakselin rakenteen kannalta.

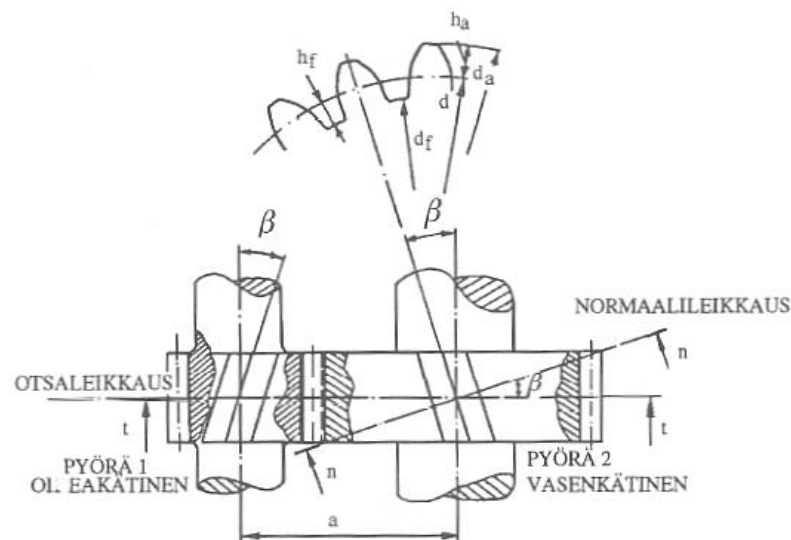
### 2.1.2 Laakerit

Laakerit valitaan akselille kiinnitettävien komponenttien aiheuttamien voimien mukaan. Ensiö- ja toisioakselilla täytyy hammasparien hammasvoimien lisäksi ottaa huomioon käyttävän ja käytettävän laitteen vaikutukset. Laakerin mitoittamisessa täytyy myös huomioida laakerityypille ominaiset suositellut voimien suunnat sekä suuruudet. Hammasvoimien aksiaalikomponentti pyrkii siirtämään vinohampaisia hammaspyöriä sivuttain, joten laakerien on kestävä aksiaalivoimaa. Yrityksen vaihdeyksiköissä käytetään yleisesti pallomaisia rullalaakereita, jotka hyvän radiaalikuorman keston lisäksi kestävät myös aksiaalikuormaa. Ne ovat itseasettuvia, joten ne sallivat akselin taipuman aiheuttamia kulmavirheitä.

Laakereiden mitoittamisessa keskitytään tässä työssä niiden kestoiän tarkasteluun muuttuvalla kuormituksella. Vaihdeyksikön laakereilta vaaditaan suurta ja pitkää toimintavarmuutta. Kaikki valitut laakerit ovat pääsääntöisesti öljykylpyvoideltuja vaihdeyksikön sisäisen voiteluaineen avulla, sillä sitä on helposti saatavilla ja sitä vaaditaan joka tapauksessa hammaspyörien ryntökosketuksen voiteluun. Lisäksi öljyvoitelulla saavutetaan suurempia pyörimisnopeuksia sekä pienempi lämpötila rasvavoiteluun verrattuna. Laakerit on tiivistetty vaihdeyksikön kotelon ja laakeripesien kansien avulla. Kestoiän määrittämisessä muuttuvina tekijöinä ovat laakerilla vaikuttava ekvivalenttikuormitus sekä laakerin pyörimisnopeus. Meesauunin pyörittämisestä toisioakselille kiinnitetyn hammaspyörän avulla aiheutuu poikkeavia vaatimuksia akselin laakeroinnille. (Airila ym. 2003, 448)

### 2.1.3 Hammaspyörät

Hammaspyörien ominaisuuksia kuvaavista suureista merkittävimpänä on mahdollisesti hammaspyörän moduuli  $m$ . Hammaspyörän hampaiden välinen jako  $p$  mitataan hammaspyörän jakohalkaisijan  $d$  piirin myötäisesti, jonka pituus on  $\pi \cdot d$ . Hampaiden lukumäärä  $z$  jaolla  $p$  täytyy olla yhtä suuri kuin jakohalkaisijan piiri. Saadaan suhdeluku  $d/z$ , jota kutsutaan moduuliksi  $m$ . Sen yksikkö on sama kuin jakohalkaisijalla, mutta moduuli ilmaistaan yleensä ilman yksikköä. Moduulilla on suuri vaikutus hammaspyörän perusgeometriaan. Kuvassa 2 olevan vinohampaisen lieriöhammaspyöräparin jakohalkaisijoiden säteet muodostavat hammaspyörien akselivälin  $a$ . Välityssuhde  $i$  on hammaspyörien hampaiden lukumäärän suhde. Peräkkäisten hammaspyöräparien yhteenlaskettu välityssuhde on yksittäisten pyöräparien välityssuhteiden tulo.



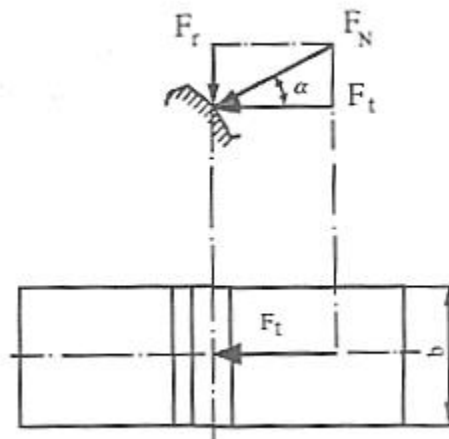
Kuva 2. Vinohampainen evolventtihammaspyöräpari (Airila ym. 2003, 504).

Suuri osa SEW Industrial Gears Oy:n valmistamista teollisuusvaihteista koostuu evolventtiammastetuista vinohampaisista lieriöhammaspyöräpareista. Evolventti on ympyrän kehällä tangentialisesti liikkuvan suoran pään piirtämä kuvio ja sen muotoon koneistetulla hampaan kyljellä on havaittu olevan useita etuja muihin mahdollisiin muotoihin nähden, kuten helppo valmistettavuus ja akselivälin virheen sieto (Airila ym. 2003, 494). Vinohampaisessa lieriöhammaspyörässä hampaat koneistetaan kulmaan lieriön akseliin nähden. Tällöin hampaiden kosketuspituus kasvaa verrattuna suorahampaiseen hammaspyörään, joten yhtä leveä hammaspyörä voi siirtää suuremman tehon. Vinohampaisissa hammaspyöräpareissa on kosketuksessa samanaikaisesti useampi hammas, joten käynti on tasaisempaa ja hiljaisempaa (Airila ym. 2003, 505).

Hammastuksen vinouden takia kohtisuoraan hampaan kosketuspintaan nähden olevassa voimassa on mukana kehä- ja säteittäisvoiman lisäksi aksiaalivoima, joka vaikuttaa hammaspyörän akselin suuntaisesti sitä tukevilla laakereilla. Aksiaalivoimia voidaan osittain kumota koneistamalla seuraava samalla akselilla oleva hammaspyöräpari erikätiseksi kuin edellinen. Vaihteyksikön ensimmäisen portaan eli ensiöakselin ja sitä seuraavan akselin väliset hammaspyörät voidaan valmistaa kartiohammaspariksi, jolloin hammaspyörien akseleiden välinen kulma on 90 astetta. Tällöin vaihdetta käyttävä laite, kuten sähkömoottori, voidaan kiinnittää vaihteeseen eri kohtaan kuin normaalilla lieriöhammasparilla.

## 2.2 Hammasvoimat

Insinööriyön aikana suoritettuna laskennan kannalta olennaisimpia olivat hammasvoimat vaihdeyksikön ulkoisessa, kehää pyörittävässä hammaspyörässä. Ne ovat pääsääntöisesti suorahampaisia, sillä käyntinopeus on tyypillisesti hyvin alhainen ja huomattavan suurien hammasvoimien takia aksiaalikomponentin osuus olisi merkittävä. Hammasvoimat ovat seurausta akselilla vaikuttavasta vääntömomentista. Voiman etäisyydestä aiheutuvan momentin mukaisesti hampaiden kosketuskohdan etäisyys akselilta vaikuttaa hammasvoiman suuruuteen. Pyörimisnopeutta alentavassa hammaspyöräparissa pienemmän jakohalkaisijan hammaspyörän aiheuttama hammasvoima siirtyy seuraavaan hammaspyörään hammaskosketuksen kautta. Pienten kitka- ja lämpöhäviöiden jälkeen hammasvoima vaikuttaa suuremmalla jakohalkaisijalla olevassa hammaspyörässä ja aiheuttaa etäisyyksien suhteen mukaisen vääntömomentin kasvun akselilla. Samalla pyörimisnopeus pienenee, sillä jakohalkaisijoiden kehänopeus pysyy samana kummallakin hammaspyörällä, joten suuremman piirin hammaspyörä pyörii hitaammin.



Kuva 3. Suorahampaisen hammaspyörän hammasvoima (Airila ym. 2003, 509).

Momenttia välittävä akseliin keskiviivaan nähden kohtisuora voima on kehävoima  $F_t$ . Hampaan kosketuspinta ei voi kuitenkaan olla täysin samassa tasossa kuin akselin keskiviiva, joten kosketuspintaa vastaan kohtisuora normaalivoima tai hammasvoima  $F_N$  on ryntökulmassa  $\alpha$  vaakatasosta. Seurauksena syntyy myös säteittäisvoima  $F_r$ . Suorahampaisen hammaspyörän tapauksessa ei synny aksiaalivoimia, ne seuraisivat hampaan kosketuspinnan kulmasta  $\beta$  kuvassa 3. Suorahampaisen hammaspyörän hammasvoima tai normaalivoima  $F_N$  voidaan laskea kaavasta 1.

$$F_N = \frac{M_{k2}}{\left(\frac{d}{2} \cdot \cos \alpha\right)} \quad (1)$$

### 2.3 Mitoitus

Vaihteen mitoitus voi alkaa esimerkiksi toisioakselille asennettavan kuorman momentti-vaatimuksella, käytettävän laitteen tehon tarpeella eli käyttöteholla tai muulla vastaavalla suorituskykytiedolla. Teho muutetaan momentiksi kaavan 2 mukaan ja momentti vaihteen läpi kaavan 3 mukaisesti. Teho voidaan muuttaa vaihdeyksikön läpi eri akselilla vaikuttavaksi tehoksi suoraan hyötysuhteen mukaan. Alennusvaihteen avulla voidaan antaa esimerkiksi sähkömoottorin toimia hyötysuhteeltaan hyvällä kierrosnopeusalueella samalla kun käytettävää laitetta voidaan pyörittää toivotulla nopeudella ja vääntömomentilla välityssuhteen mukaisesti. Vaihdeyksikön hyötysuhde pienenee hammaspyöräparien lukumäärän kasvaessa.

$$M_{k1} = \frac{P_{k1}}{\left(\frac{2\pi}{60}\right) \cdot n_1} \quad \rightarrow \quad M_{k1} \approx \frac{P_{k1} \cdot 9.55}{n_1} \quad (2)$$

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i \cdot \eta \quad (3)$$

Kaavoissa käyttötehon  $P_{k1}$  yksikkönä on kW, moottorin pyörimisnopeus  $n_1$  on kierrosta minuutissa. Moottorin vääntömomentiksi  $M_{k1}$  saadaan kNm, mitoittamisen kannalta riittävällä tarkkuudella. Vaihdeyksikön välityssuhde on  $i$ , hyötysuhde  $\eta$ , ja toisioakselin vääntömomentti on  $M_{k2}$ . Kaavoilla voidaan käyttötehosta laskea suoraan toisioakselilla vaikuttava momentti, tai esimerkiksi toisioakselin momentin vaatimuksen mukainen käyttöteho. Vaihdeyksikön suorituskyvyn mitoittamisessa täytyy ottaa myös huomioon esimerkiksi kitkahäviöiden myötä termisen tehon vaatima jäähdytysteho sekä kuormituksen vaihtuvuuden mukainen käyttökerroin ja akselilla vaikuttavat muut kuormat. Tässä insinööriydessä keskitytään toisioakselin ulkoisiin kuormiin, niiden vaikutuksiin akselin laakeroinnissa sekä vaihteen nimellismomenttivaatimukseen.

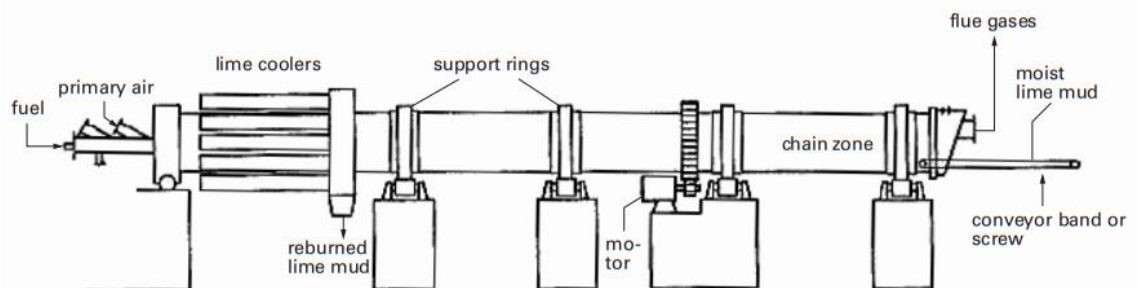
Nimellismomentti seuraa vaihdeyksikön sisäisestä momentinvälityskyvystä. Vaihteen välitysosat eli hammaspyöräparit, hammaspyöriin kiinnitetyt akselit sekä akseleita tukevat laakerit rajoittavat eri tavoin niiden avulla välitettävää momenttia. Hampaiden osalta tulee tarkastella esimerkiksi hampaan pintapaine sekä hampaan tyvilujuus. Liitoksien laskennallisten varmuuslukujen täytyy olla riittäviä vääntömomenttiin nähden. Akselin eri muotojen aiheuttamat jännityshuiput eivät saa olla liian suuria materiaalin kestoon nähden ja laakereiden tulee kestää hammaspyöristä aiheutuvat kuormat vaaditun laskennallisen kestoikänsä puitteissa. Vaihteen nimellismomentti on vaihdeyksikön välitysosien laskennan lopputuloksena saatu suurin sallittu vääntömomentin kesto. Käyttömomentti  $M_{k2}$  kerrotaan varmuuskertoimella, jonka tuloksen tulee olla pienempi kuin valitun vaihteen nimellismomentti  $M_{n2}$ . Toisioakselin sekä akselia tukevien komponenttien kuten laakerien ja kotelon täytyy myös kestää mahdolliset käytettävästä laitteesta tai kuormasta aiheutuvat ulkoiset kuormitukset vääntömomentin lisäksi.



### 3 Meesauuni

#### 3.1 Prosessikuvaus

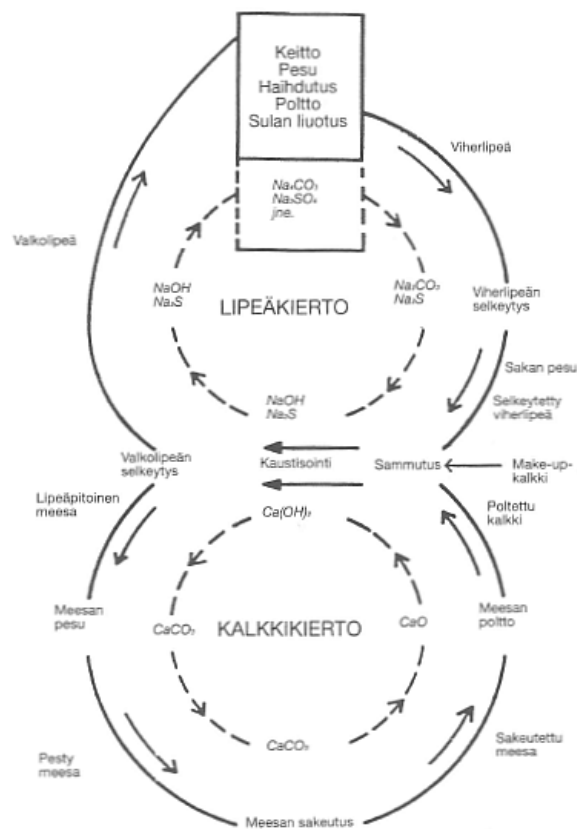
Meesauuni on oleellinen osa kemiallisen sellun valmistusprosessia. Uunit ovat halkaisijaltaan usean metrin mittaisia ja jopa satoja metrejä pitkiä muutaman asteen kulmaan asennettuja vuorattuja putkia, joita pyöritetään noin 1 – 2 kierrosta minuutissa käyttöyksikön avulla. Uunin sisältämän meesan tasaisen lämpenemisen ja etenemisen edellytyksenä on uunin pyöriminen. Meesauunissa kaustisoinnista tulevan meesan eli kalkkiliesun kalsiumkarbonaatti poltetaan takaisin kalsiumoksidiksi korkeissa lämpötiloissa ja saatu kalkki varastoidaan käytettäväksi uudelleen (Seppälä ym. 1999, 163). Kuvassa 4 meesauunin merkittävimmät komponentit ja prosessituotteet. Lämmitys tapahtuu polttoaineen palamisesta syntyvällä liekillä, joka kulkee putken yläpinnalla meesan etenemissuuntaa vastaan. Meesan poltto voidaan jakaa neljään tapahtumavyöhykkeeseen meesauunin sisällä. Ensin meesa kuivaa alhaisessa lämpötilassa uunin alkuosassa, josta se etenee lämmitysvyöhykkeelle. Meesa lämpiää reaktiolämpötilaan ja siirtyy reaktiovyöhykkeelle, jossa muodostuu hiilidioksidia ja kalsiumoksidia, tai kalkkia. Reaktion jälkeen saatu kalkki sintrataan lähellä polttopäätä korkean lämpötilan vyöhykkeellä, jossa massan raekoko pyritään kasvattamaan hallitusti. Raekoolla on merkitystä kalkin suodatettavuuteen sekä reaktionopeuteen kaustisoinnissa. Sintrausvyöhykkeellä lämpötila voi olla jopa 1400 °C. (Gellerstedt ym. 2009, 355; Seppälä ym. 1999, 165)



Kuva 4. Meesauunin periaatekuva (Gellerstedt ym. 2009, 358).

### 3.2 Kemikaalikierto

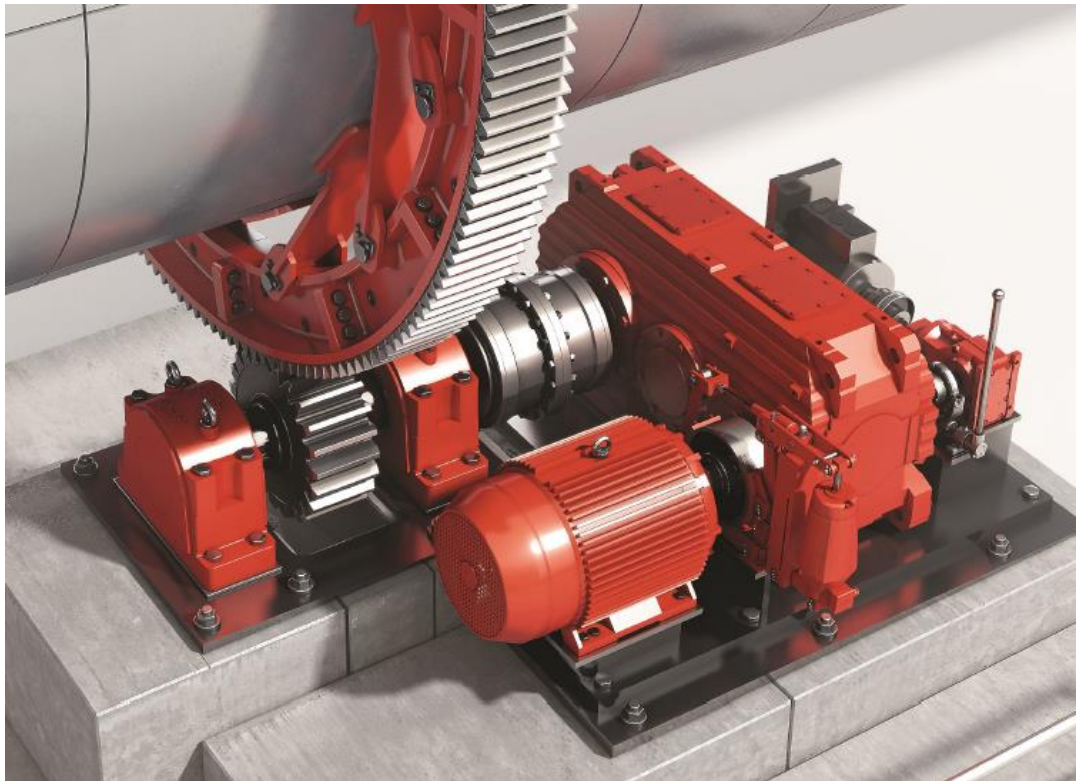
Sulfaattikeitossa käytetyllä valkolipeällä pyritään poistamaan puukuituja toisiinsa sitovaa ligniiniä. Tässä prosessissa syntyvää käytettyä keittolientä kutsutaan mustalipeäksi. Keiton aikana muodostuneet väkevät kaasut ohjataan poltettavaksi meesauunissa muiden polttoaineiden kuten maakaasun tai polttoöljyn mukana. Mustalipeä otetaan talteen ja siitä haihdutetaan suurin osa vedestä, jotta se olisi polttokelpoista. Mustalipeän poltosta vapautuu lämpöä riittävästi koko tehtaan tarpeisiin ja jäljelle jäänyt kemikaalisula liuotetaan veteen, minkä tuloksena saadusta viherliperästä valmistetaan uudelleen valkolipeää kaustisoinnissa. Kuvassa 5 esitettynä kaustisointiprosessin kemikaalikierrat. Prosessin tarvitsema kalkki saadaan suurelta osin meesauunista. (Seppälä ym. 1999, 145)



Kuva 5. Kaustisointiin liittyvät kemikaalikierrat (Seppälä ym. 1999, 163).

### 3.3 Meesauunin pyörittäminen

Meesauunit painavat sisältöineen huomattavasti ja uunia on tuettava useista kohdista kantokehillä, jotka pyörivät alustaan asennetuilla laakeroiduilla rullilla. Uunia on myös tuettava aksiaalisesti sen valumisen estämiseksi. Sopivaan kohtaan asennetaan käyttöyksikön pyörittämä hammastettu kehä, joka eristetään uunin korkeasta lämpötilasta kehän muodonmuutoksen ja siten hammasparin ryntökosketuksen muuttumisen ehkäisemiseksi. Uunin toimintavarmuus on oltava korkea luokkaa, koska sen pysähtyminen käytön aikana voi vaurioittaa uunia merkittävästi lämmityksen aiheuttaman lämpökuorman epätasaisen jakautumisen takia. Ilman rakennevaurioitakin pysähdys tuottaa tappioita, sillä meesauunin tuottama kalkki täytyy korvata ostamalla. Kuvassa 6 on yksi mahdollinen käyttöyksikön kokoonpano, jossa kehän hammaspyörä on tuettuna alustaan asennetuilla laakeripukeilla.

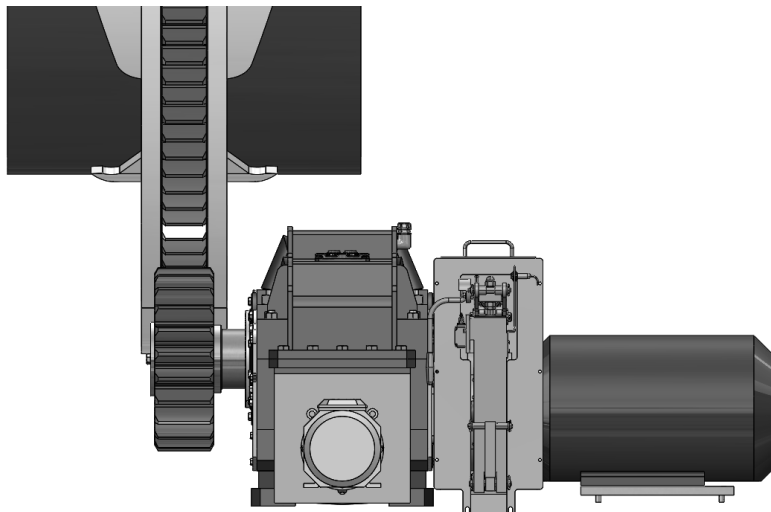


Kuva 6. Meesauunin käyttöyksikön esimerkki.

## 4 Kehäkäyttövaihdesarja

### 4.1 Ominaisuudet

Tuleva vaihdesarja tulisi määritellä niin, että sen sisältämät vaihdeyksiköt täyttävät sopivalla kokoluokkaporrastuksella mahdollisimman hyvin erikokoisten meesauunien vaatimukset. Esisuunnittelun lähtökohtana oli ottaa vaihteiden pohjaksi jo olemassa vaihdesarja, koska mahdollisimman suuri yhteensopivuus vakiokomponenttien kanssa vähentäisi suunnittelutyötä. Hammaskehiä pyörittävien vaihdeyksiköiden toisio akselit ovat erityisen suuren rasituksen alaisena silloin, kun kehää pyöritetään suoraan vaihteen akselille kiinnitettyä hammaspyörällä, kuten kuvassa 7. Tämä on yksinkertainen tapa välittää vääntömomentti kehälle, mutta edellyttää vahvistettua toisio akselin rakennetta.



Kuva 7. Hammaspyörä kiinnitetty suoraan toisio akseliin.

Päämoottorin pyörintänopeuden sekä vääntömomentin muuntamisen lisäksi meesauunikäytön vaihdeyksiköltä vaaditaan sovelluksesta johtuvia erityisominaisuuksia. Meesauuneja täytyy normaalin pyörimisnopeuden lisäksi pystyä pyörittämään huomattavasti hitaammin esimerkiksi ongelmatilanteissa tai uunin sisäosien vuoraamisessa lämpöä eristävillä sekä sisältöä kestäville tiilillä.

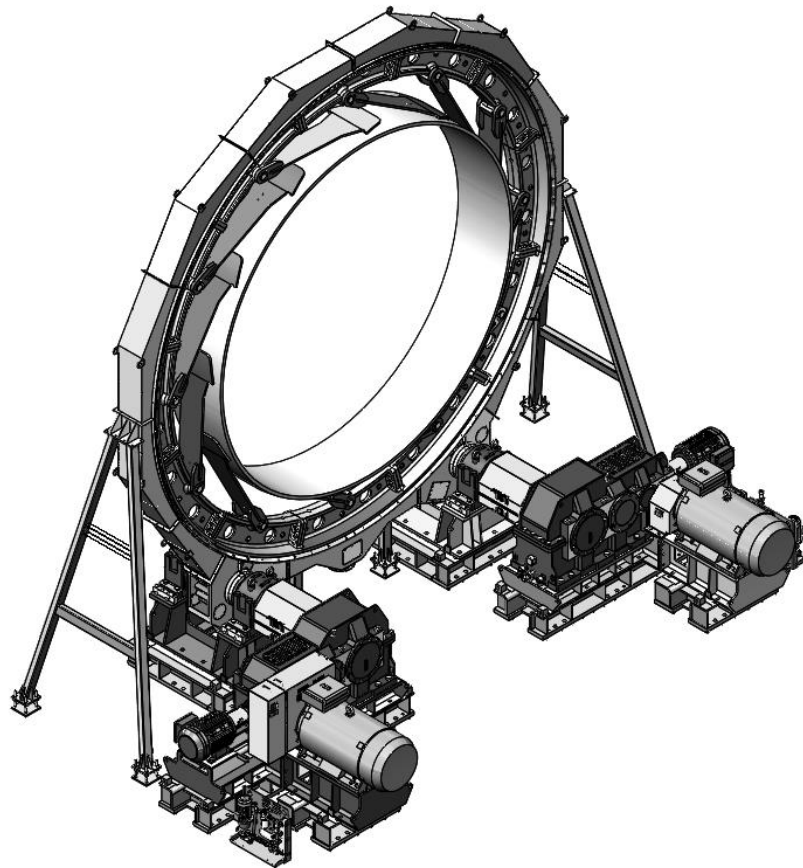
Uunin hitaampi käyttönopeus toteutetaan erillisellä moottoriyksiköllä, joka täytyy yhdistää vaihdeyksikköön siten, ettei se pyöri normaalissa käyttötilanteessa (Yrityksen esitysmateriaali 2015).

Käyttöyksikön on myös hallittava uunin liikkeet tuotannon alasajossa. Vakionopeustilanteessa normaalin tuotannon aikana massa pysyy pyörivän uunin seinämällä, kunnes painovoima ylittää seinämän ja massan välisen kitkavoiman. Hieman ennen tätä hetkeä osa uunin sisäisestä massasta on sylinterin ulkokehällä aiheuttaen tietyn suuruisen momentin pyörimissuuntaa vastaan. Uunin pysäytystilanteessa uuni on saatava alhaisimman painopisteen asemaan hallitusti, sillä uunin vastamomentti saattaisi olla liian suuri käyttölaitteistoon nähden, pyrkien pyörittämään apukäyttöyksikköä huomattavasti suunniteltua nopeammin. Sopivaan kohtaan moottorin akselin sekä vaihteen toisioakselin välistä momentinvälitysketjua on asennettava myös pitojarru, joka pystyy pitämään pahimminkin mahdollisen uunista aiheutuvan vastamomentin paikallaan. (Yrityksen esitysmateriaali 2016)

Näiden vaatimuksien perusteella on määritelty sopivat vaihdeyksikköön kiinnitettävät lisävarusteet sekä vaihteen rakenteen muutokset. Ne voidaan toteuttaa monin tavoin, mutta vaaditut ominaisuudet pyritään suunnittelemaan mahdollisimman pienellä määrällä komponentteja ja muutoksia.

## 4.2 Lisävarusteet

Meesauunin liikkeiden hallitsemiseen, kehän ja hammaspyörän avovälityksen voiteluun, valvontaan, liikkuvien osien suojaamiseen sekä kokonaisuuden tukemiseen vaaditaan lukuisia erityyppisiä komponentteja, joista monella on erilaisia ratkaisumahdollisuuksia. Useat lisävarustekokonaisuudet jätettiin insinööriyön rajauksen ulkopuolelle. Esimerkki erään meesauunin käyttölaitteistosta lisävarusteineen kuvassa 8.



Kuva 8. Kahden vaihdeyksikön kehäkäyttökokonaisuus.

#### 4.2.1 Apukäyttö

Vaihdeyksikköön on lisättävä päämoottoria pienempi apukäyttömoottori, jonka pyörimisnopeus ja teho ovat sopivalla alueella uunin hidasta pyörittämistä varten. Pelkän päämoottorin avulla tämä ei onnistu, sillä sähkömoottoria ei voida käyttää halutulla teholla vain pienentämällä pyörimisnopeutta. Tahtimoottorit pyörivät syötetyn vaihtovirran taajuuden ja moottorin napaisuuden mukaisella nopeudella. Taajuusmuuttajakäytöllä nopeutta voidaan hallita, mutta yleensä alle 50 prosentin kuormalla suunniteltuun tehoon nähden sähkömoottorien hyötysuhde putoaa nopeasti ja yhä suurempi osa otetusta sähkötehosta häviää lämmöksi. Samalla moottorin kuormitettavuus laskee pienemmillä pyörimisnopeuksilla, koska moottorin jäähdytys hoidetaan tavallisesti akseliin kiinnitetyllä tuulettimella. Pyörimisnopeuden pienentyessä jäähdysteho laskee. Lisäksi moottorin sisäiset laakerit vaativat määrätyn pyörimisnopeuden riittävän voitelun takaamiseksi. (ABB Technical guide book 2016)

Apukäyttömoottorin lisääminen osaksi vaihdeyksikön sisäistä momentinvälitysketjua vaatii tavan pyörittää molempia moottoreita itsenäisesti sekä niiden pyörimisnopeuksia ja tehoja vastaavilla välityssuhteilla. Kasvattamalla välityssuhdetta apukäytön moottorilta toisioakselille meesauunin rummun pyörimisnopeus hidastuu sekä moottoritehon vaatimus on pienempi. Päävaihteen ensiöakselista voidaan tehdä kaksipuolinen, jolloin päämoottori ja apukäyttömoottori pyörittävät samaa akselia. Apukäytön välityssuhde voidaan toteuttaa pienemmällä alennusvaiheyksiköllä, joka liitetään päävaihteen ensiöakseliin. Kuvassa 6 apukäytön alennusvaihe kytketään käsitoimisella hammaskytkimellä, joka välittää momentin kummallakin pyörimissuunnalla. Kyseisellä yksinkertaisiin vakio-  
tuotteisiin perustuvalla ratkaisulla voidaan mahdollistaa apukäytön täydellinen irrottaminen, ja päävaihteeseen tarvitsee vain lisätä jatkettu ensiöakseli apukäytön toteuttamista varten. Apukäytön akselille ei kuitenkaan voi lisätä uunin takaisinpyörimisen hallitsevia komponentteja, sillä apukäyttö voidaan kytkeä vasta uunin ollessa paikallaan.

Yrityksessä aiemmin kehitetty ratkaisu apukäytön lisävälityksen sisällyttämiseen vaihdeyksikön kotelon sisälle vähentää toimitettavien ja asennettavien komponenttien määrää sekä yksinkertaistaa kokonaisuutta. Se perustuu vapaakytkimeen, jonka avulla voidaan sallia akselin vapaa pyöriminen vain yhteen suuntaan. Kytkin pyörii vapaasti päämoottorin pyöriessä, mutta välittää momentin apumoottorin pyörittäessä ensiöakselia vastakkaiseen suuntaan.



Apumoottori liitetään vapaakytkimeen siten, että välityssuhteeksi apumoottorilta vaihteen ensiöakselille muodostuu noin 10. Kymmenkertaistamalla kokonaisvälityssuhde apumoottorilta vaaditaan huomattavasti vähemmän tehoa. Uunin pyörimisnopeus pienee samalla kymmenesosaan, olettaen molempien moottorien pyörimisnopeus samaksi. Kyseisellä ratkaisulla apukäytön moottoria käyttäessä uuni pyörii normaalia pyörimissuuntaa vastaan ja apukäytön välityssuhdealue on rajattu ylimääräisten hammaspyörien vaatiman tilan takia.

Apukäyttö voidaan toteuttaa myös polttomoottorin avulla esimerkiksi sellaisiin paikkoihin, joissa varavirtaa ei ole saatavilla. Polttomoottorin tuottaman vääntökäyrän takia vaaditaan keskipakokytkin, joka sallii moottorin käynnistämisen ilman kuormaa. Keskipakokytkin kytkeytyy vasta täydellä pyörimisnopeudella. Apumoottorin tehon tarve voidaan laskea uunin käytön aikaisesta momentin tarpeesta sekä apukäytön välityssuhteesta. Kokemus on kuitenkin osoittanut, että apumoottoria käytettäessä uunin pyörittäminen pysähdyksistä vaatii tietyn lisäkertoimen moottorin teholle esimerkiksi epätasaisesti jakautuneen sisäisen massan takia.

#### 4.2.2 Keskipakojarru

Jos uunin tasapainoasemaan pyörähtämisen annettaisiin tapahtua pysäytystilanteessa vapaasti olettaen uunin normaali pyörimisnopeus sekä vastakkainen suunta, apukäytön vaurioituminen on todennäköistä, mikäli se on toteutettu vapaakytkimellä. Apukäytön moottori pyörisi välityksen lisäyksen takia kymmenkertaisella nopeudella tavalliseen pyörimisnopeuteen verrattuna ja moottori sekä sen akselin laakerit todennäköisesti vaurioituisivat. Lisäksi meesauunin liike jäisi vaimentuen toistumaan heilurimaisesti tasapainoaseman molemmin puolin, kuormittaen käyttölaiteistoa turhaan. Uunin takaisinpyörimisnopeuden hallittu pysäyttäminen voidaan hoitaa keskipakojarrulla. Siltä ei vaadita kovin suurta jarrutusmomenttia ja sen myötä myöskään suurta kokoa, kun se asennetaan apukäytön akselille. Jarru kytkeytyy tietyllä pyörimisnopeusalueella ja sen jarrutusvoima kasvaa progressiivisesti maksimiarvoon pyörimisnopeuden kasvaessa. Jos uuni pyörähtää tasapainoasemaansa normaalin pyörimissuunnan mukaisesti, liiallisen laitteiston pyörimisnopeuden vaaraa ei ole ja mahdollinen lisäjarrutus voidaan hoitaa päämoottorin akselille asennetulla jarrulla.



### 4.2.3 Rumpujarru

Uunin pitojarruna käytetään rumpujarrua, jonka rummun keskelle voidaan kiinnittää päämoottorin kytkin. Jousitoiminen rumpujarru pidetään vapautettuna erillisellä esimerkiksi sähköisellä tai sähköhydraulisella toimilaitteella. Rumpujarrun rummun koon sekä toimilaitteen tehon määrittää rummun jarrutusmomentti, jonka täytyy olla riittävä pitämään uuni paikallaan. Tämä momentti lasketaan rummun käytönaikaisesta momenttivaatimuksesta.

### 4.2.4 Kytkimet

Vaihdeyksikköön täytyy kytkeä kahden moottorin lisäksi mahdollisesti jatkettu toisioakseli ulkoisien laakeripukkien tukeman hammaspyöräkäytön tapauksessa. Päämoottorin ja apukäyttömoottorin kytkimet ovat yleisesti käytettyjä kiilaliitoksella toteutettuja sakarakytkimiä, toisioakselille voidaan asentaa esimerkiksi hammaskytkin.

### 4.2.5 Alustat

Vaihdeyksikkö lisävarusteineen asennetaan erillisille teräsalustoille, jotka kiinnitetään maahan valettuun rakenteeseen. Betonialustan läpi asennetaan valuvaiheessa pitkät vaarnat, joihin vaihteen alustarakenne kiinnittyy. Alueen ja kiinnityskohtien mitoitus sekä alustojen rakenne sekä vaadittavat osat ovat pääosin tilauskohtaisia ja ne rajattiin insinööriyön ulkopuolelle.

### 4.2.6 Laakeripukit

Kehän hammaspyörän tuenta voidaan toteuttaa erillisillä laakereilla. Vaihteen toisioakseliin kiinnitetään tällöin kytkimen avulla jatkettu akseli, joka tuetaan kahdella alustaan kiinnitetyllä laakeripukkiin asennetulla laakerilla. Kehää pyörittävä hammaspyörä kiinnitetään akselille näiden laakerien väliin ja vaihteen sisäinen laakerointi sekä akseli ovat huomattavasti kevyemmällä kuormituksella. Ulkoista laakerointia voidaan käyttää hammasvoimien suuruuden mutta myös käytännöllisyyden takia, sillä kehän hammaspyörä täytyy kohdistaa kehälle ryntökosketuksen tasaisuuden vuoksi.

Tietyissä isompien meesauunien tapauksissa olisi mahdollista kiinnittää kehän hammaspyörä vaihteen toisioakselille erikoisen vahvalla laakeroinnilla sekä akselilla. Suuremmilla vääntömomenteilla toisioakselille kiinnitetyn hammaspyörän kohdistaminen tarkoittaisi kuitenkin huomattavan painavan vaihdeyksikön tarkkaa sijoittamista. Lisäksi poikkeavan kestävät toisioakselirakenteet tarkoittavat myös suurempia kustannuksia, jolloin yksinkertaisuudesta saatu hyöty on pienempi. Laakeripukkien yksityiskohtainen määrittely rajattiin pois, mutta ulkoisen tuennan käyttämiselle pyrittiin löytämään vaihdekohtaiset kuormitusrajat.

#### 4.2.7 Suojukset

Suojuksia vaaditaan jokaisen pyörivän osan eristämiseksi. Kytkimille, jarruille sekä kehälle ja kehän hammaspyörälle täytyy asentaa suojukset. Ne rajattiin pääsääntöisesti insinöörityön ulkopuolelle, mutta kehän hammaspyörän suojus kiinnitetään vaihdeyksikön toisioakselin ympärille asennettuun kaulukseen, jos hammaspyörä kiinnitetään suoraan toisioakselille. Tämän kauluksen rakenteella sekä mitoilla oli vaikutusta toisioakseliin, sillä suojuksen täytyy mahtua vaihdeyksikön akselin tiivistävän kannen sekä hammaspyörän väliin. Suunnittelun kannalta päädyttiin yhteen vakioetäisyyteen kaikkien koluokkien osalta.

#### 4.2.8 Muut varusteet

Muihin lisävarusteisiin kuuluvat esimerkiksi erilaiset anturit, vaihdeyksikön jäähdytys- ja voitelujärjestelmät sekä kehän rasvavoitelujärjestelmä, joka liittyy kehän suojuksen suunnitteluun ja rakenteeseen. Ne rajattiin insinöörityön ulkopuolelle.

## 5 Esisuunnittelu

---

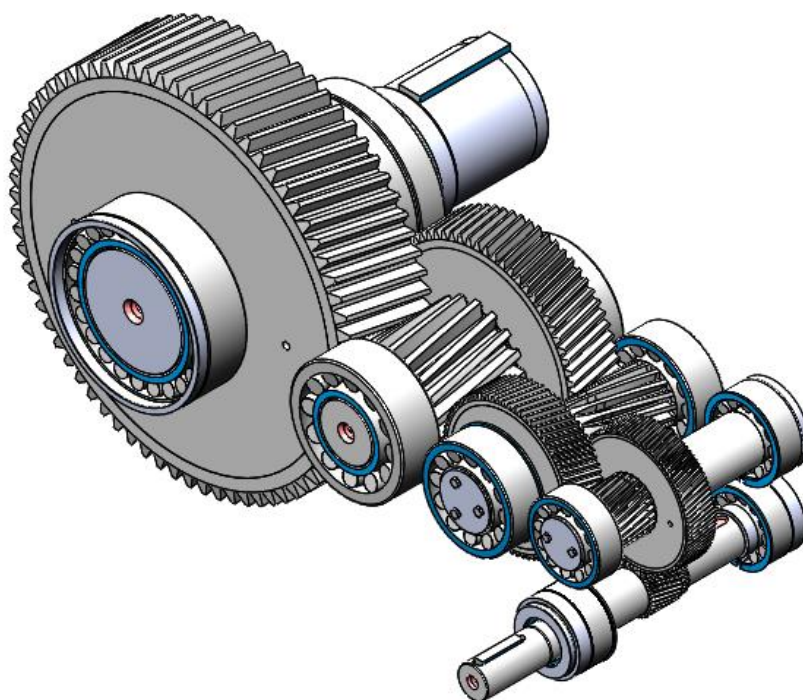
### 5.1 Meesauunikäytön vaatimukset

Vaihdetarjoustusta varten asiakkaan ilmoittamiin suoritusarvoihin sekä käyttötarkoitukseen yritetään pääsääntöisesti löytää olemassa oleviin vaihdesarjoihin perustuva ratkaisu. Meesauunikäyttöä varten tarvitaan kuitenkin esimerkiksi mukautettua toisioakselia useista syistä. Tavallisesti ulkoisia, akselia taivuttavia voimia akselin päässä sallitaan rajoitetusti, sillä ne lisäävät akselin jännityksiä sekä vaativat akselin laakeroinnilta lisää kantavuutta. Tyypillisimmissä käyttökohteissa toisioakselille ei kohdistu merkittävää taivuttavaa kuormaa tai se pyritään ohjaamaan eri rakenteisiin. Meesauunin hammaskehää pyörittävä hammaspyörä voidaan tukea ulkoisilla laakereilla, mutta jos se voidaan asentaa suoraan vaihteen toisioakselille, saadaan rakenteelta poistettua kokonaan suurikokoinen toisiokytkin, toisioakselin jatkoakseli ja ulkoiset laakeripukit sekä laakerit. Käyttökokonaisuus vaatii myös pienemmän pinta-alan ja yksinkertaisemman alustaratkaisun. Tällöin ulkoisen hammaspyöräparin hammasvoimat vaativat kuitenkin toisioakselilta sekä sen laakeroinnilta tavallisesta poikkeavaa taivutusmomentin kestoja.

Toisioakselin laakerointia voidaan joutua muuttamaan myös laakeripukkien avulla toteutetussa käyttölaitteistossa, sillä toisioakselin mittoja mukautetaan kehän hammaspyörän vaatimusten mukaisesti. Lisäksi yhdelle sarjan vaihteelle halutaan suunnittelun yksinkertaistamisen vuoksi valita vain yksi laakerikoko, joten se mitoitetaan kestävästi suoraan akselille kiinnitetty hammaspyörä. Insinööriyön aiheena olevan vaihdesarjan esisuunnittelun päätavoitteena oli määrittellä näitä hammaspyöriä vastaavat akselit sekä laakerit, ja laskea laakereille suurin sallittu hammasvoima. Tämän rajan ylittyessä tulisi käyttää laakeripukkeja.

Vakioitujen vaihdesarjojen laakerien muuttaminen voi aiheuttaa muutoksia akselin halkaisijaan, akselille kiinnitettävään hammaspyörään, kotelon laakeripesään laakerin ulkohalkaisijan tai leveyden muuttuessa, sekä mahdollisiin akseliväleihin. Suurien tuotantomäärien vuoksi monet vaihdekoteloiden aihiot valmistetaan valamalla ja niiden mitat sekä ominaisuudet on määriteltävä vain suunniteltuja kuormia varten.

Meesauunikäyttöihin tarkoitettuun vaihdesarjaan käytettäisiinkin vakiovaihteiden komponentteja soveltuvien osien, mutta vaihteiden välitysosien suunnittelua ei voida rajoittaa mihinkään olemassa olevaan kotelotarkaisuun. Sovelluskohtaisten erikoisvaatimusten myötä joustavin ratkaisu on suunnitella ensin kaikki vaaditut kuormat kestäväksi akselit, laakerit, sekä hammaspyörät, joiden pohjalta valmistetaan erikoiskotelo teräksestä. Teräskotelon suunnitteluvaiheessa täytyy olla mahdollisimman tarkka käsitys vaadituista välityksistä, joita on havainnollistettu kuvassa 9. Kotelosta johtuvilla rajoituksilla tai optimoinneilla on myös vaikutusta välityksien suunnitteluun.



Kuva 9. Vaihdeyksikön välityksia.

## 5.2 Erikoiskotelon rajoitukset

Usein suurien kokoluokkien vaihteiden kotelot sekä erikoisvalmisteiset teräskotelot on halkaistu puoliksi kokoonpanon mahdollistamiseksi. Kotelon yläosa voidaan laskea paikalleen välitysosien asentamisen jälkeen ja kiinnittää se alaosaan vaarnaruuveihin kierrettävillä muttereilla. Mutterien aiheuttama puristusvoima pitää kotelon puolikkaat kiinnitöissä, jos kotelon laakeripesiin kohdistuva pystysuora laakerivoima ei ylitä tätä puristusvoimaa. Kotelon vaarnaruuvien mitoittamiseen liittyy vaarnaruuvien keston lisäksi kierrereikä, joka tarvitsee määrätyn materiaalinpaksuuden ympärilleen kotelon laakeripesien välistä. Laakerien koon muuttamisessa täytyy ottaa huomioon riittävä etäisyys seuraavaan laakeriin. Jos laakerivoimat ovat tarpeeksi suuria, vaarnaruuvien määrää tai kokoa voidaan joutua kasvattamaan, tai vaihtoehtoisesti laakerivoimaa joudutaan rajoittamaan. Tämä tarkoittaa rajoitusta toisioakselilla esiintyvälle ulkoiselle hammasvoimalle tai toisioakselin vääntömomentille. Akselia taivuttavalla voimalla on kuitenkin suurin vaikutus laakerin tukivoimaan.

Teräskotelon valmistettavaa sekä koneistettavaa materiaalia halutaan minimoida. Valituille laakereille täytyy ostaa sopivan kokoiset laakeripalkit, joihin laakeripesät koneistetaan. Esimerkiksi kotelon ensiöpäädystä ei kuitenkaan tarvita yhtä järeitä laakereita, joten palkin ei tarvitsisi olla yhtä paksu koko matkalta, jos kotelon jäykkyyksivaatimus täyttyy. Tarvittavan materiaalin sekä koneistamisen optimoiminen on eräs merkittävä tekijä teräskotelon suunnittelussa, mutta tässä insinööriyössä kotelon laakeripalkkien mittoja käsitellään vain tarvittavien laakerien leveyksien ja halkaisijoiden osalta. Laakerien leveyksissä tulisi ottaa huomioon yleisimmät saatavilla olevat laakeripalkkien materiaalina käytetyt aihiot.

### 5.3 Esivalitut hammaskehät

Yksittäisen meesauunikäyttöön tarkoitetun vaihteen esisuunnittelu olisi suoraviivaista, jos meesauunin kehä sekä hammaspyörä on mitoitettu. Vaihteen toisioakselia taivuttavat hammasvoimat voidaan laskea ja toisioakselin vaadittu pyörimisnopeus sekä vääntömomentti saadaan kehän välityssuhteen avulla. Sopiva akseli sekä laakerit voidaan valita. Esisuunnittelun tavoitteena oli kuitenkin tulevien tilausten tarpeet täyttävä vaihdesarja, joten valmiiksi laskettuja kehän hammaspyöriä ei ollut tiedossa. Tilanteeseen hahmoteltiin ratkaisua esivalitsemalla hammaskehiä tunnettujen meesauunien kokoluokkien mukaisesti.

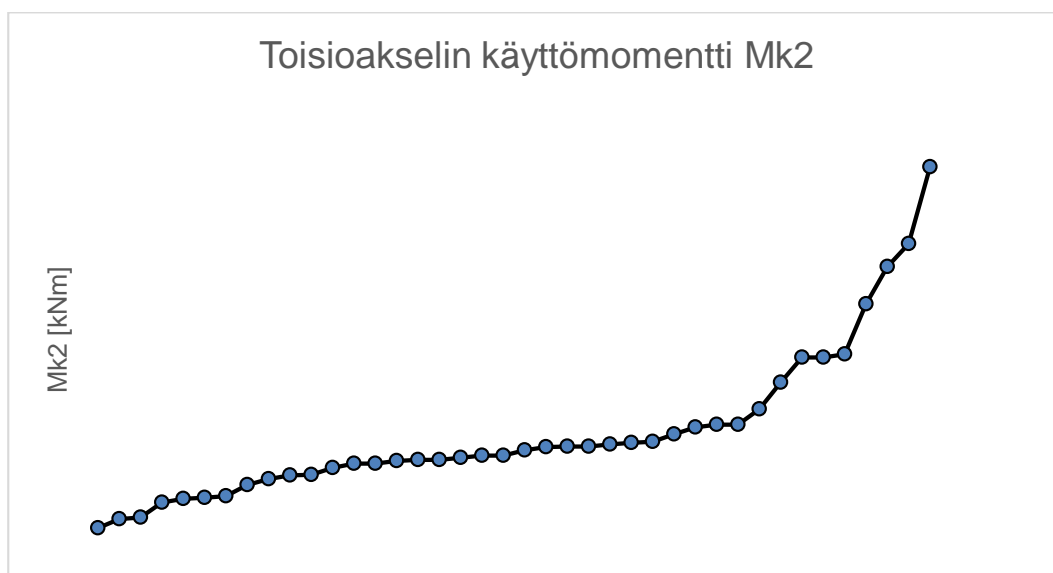
Hammaskehävalinnassa pyritään optimoimaan kehän sekä hammaspyörän valmistuskustannukset. Kehä koostuu valamalla valmistetuista segmenteistä, joihin hampaat koneistetaan. Valuprosessiin liittyy esimerkiksi mahdollisen uudentyyppisen kehän vaatimat uudet valumuotit ja mallit. Hammastuksen moduulilla sekä hampaiden lukumäärällä ja leveydellä on huomattava vaikutus valmistuskustannuksiin. Kehäkokonaisuuden toimitusaika on pitkä ja esivalintaprosessilla tätä voitaisiin mahdollisesti nopeuttaa (Yrityksen esitysmateriaali 2015). Tiedossa olevat kehät hyödyttäisivät myös hammaskehäkokonaisuuteen liittyvien suojuksien suunnittelua sekä kehän voiteluyksikön ja muiden vaadittujen komponenttien valintaa. Kehän valinnan myötä useat kehäkäyttöpaketin osat saataisiin etenemään pidemmälle suunnitteluketjussa.

Valittujen meesauunien vaatimuksista kerättiin oleellimmat suoritusarvot ja ne ilmoitettiin hammaskehät sekä -pyörät valmistavalle yksikölle. Valintaa ei haluttu rajoittaa liikaa, jotta kehä pystyttäisiin optimoimaan toivotun suorituskyvyn ja valmistuskustannusten suhteen mahdollisimman hyvin. Oleellisimpina arvoina olivat meesauunin vaatima vääntömomentti ja pyörimisnopeus sekä kehän toivottu välityssuhdealue. Kehän välityssuhde määrää toisioakselin vaadittu pyörimisnopeuden, ja päämoottorin pyörimisnopeus rajoittaa vaihdeyksikön mahdollista välityssuhdetta. Vaihdeyksikön sisäisillä hammaspareilla on optimaalisia yksittäisiä välityssuhteita, joista kokonaisvälityssuhde koostuu.

Kehän hammaspyörän olisi myös mahdollista riittävän suuren vääntö- ja taivutusmomentin kestäväälle akselille, joten kehän hammaspyörän keskelle toteutettavan reiän mahdolliset mitat rajoittivat joitakin hammaspyörävaihtoehtoja. Reiän ja hampaan tyven väliin on jätävä riittävästi materiaalia. Tiedonvaihtoa, tarkennuksia sekä laskentakieroksia suoritettiin useita koko insinööriyön ajan ja prosessin avulla saatiin tarkempi käsitys kehän sekä hammaspyörän valintaperusteista.

#### 5.4 Kokoluokkaporrastus

Yrityksen vakiovaihteista oli valittu meesauunikäyttöön muokattavaksi soveltuva vaihdesarja. Yhdeltä vaihteelta vaadittujen ominaisuuksien määrittämiseksi kuvassa 10 on tilauksissa esiintyvien meesauunien vaatima vääntömomentti laskettu toisioakselin momentiksi kehän välityssuhteen avulla. Tämä toisioakselin käyttömomentti täytyy olla riittävällä varmuusluvulla suhteessa vaihteen nimellismomenttiin, joka on siis vaihteen sisäisten välitysosien suurin sallittu momentin kesto. Useat vakiovälitysosat haluttiin pitää ennallaan, joten sarjan nimellismomentti säilyy. Taulukoimalla yleisimmät käyttömomentit, voitiin jakaumaa havainnollistaa kuvaajalla, johon sovitettiin vaihdesarjan kattama alue. Muutamista erikoisista tapauksista johtuvat yksittäiset erittäin suuret momenttivaihtimukset jätettiin toistaiseksi sarjan ulkopuolelle.



Kuva 10. Meesauunivaihteiden käyttömomentteja.

Uuteen meesauunikäyttöön soveltuvaan vaihdesarjaan valittiin sopivalla porrastuksella ne vakiovaihteet, jotka täyttivät tyypillisimmät meesauunikäytön nimellismomenttivaatimukset niin, ettei millään käyttömomentilla tarvitsisi käyttää tarpeettoman ylimitoitettua vaihdetta.

## 5.5 Akselivälit

Valitun vaihdesarjan kokoluokissa on määrätyn välein suunniteltu suuremmat toisioakselivälit, jotka hyödyttävät meesauunisovelluksen vaatimuksia tilavarauksen kannalta ja mahdollistavat suurempien viimeisen välitysportaan hammaspyörien käytön. Tämä hyödyttää kokonaisvälityssuhteen mukauttamista kehän välityssuhteeseen. Ensiöpäädyn akseliväleihin täytyy kuitenkin tehdä muutoksia meesauunikäyttöön tulevissa yksiköissä, jotta apukäytön vaatimille ylimääräisille välitysosille saadaan niiden vaatima tila. Uudelleensuunnittelun välttämiseksi haluttiin mahdollistaa aiemmin toteutettujen vastaavien rakenteiden käyttö. Niiden sisältämät osat haettiin toimitetuista tilauksista ja kokonaisuuksista muodostettiin vaatimukset sekä mahdolliset apukäytön välityssuhteet ja akselivälit eri vaihdekokoluokille.



## 6 Laskenta

---

Laskentaan käytettiin pääsääntöisesti SEW-Eurodriven sisäistä ohjelmaa. Laskennan pohjaksi otettiin vakiovaihte, johon täytyi muuttaa toisioakselin mitat ja muodot, akselin laakerit sekä ulkoisen hammaspyörän mitat ja hammasvoimista aiheutuva ulkoinen voima sekä sen sijainti. Lisäksi täytyi tietää vaihteen toisioakselin vaadittu vääntömomentti sekä pyörimisnopeus. Toisioakselin mitoitukseen saatiin tarvittavat mitat kehityksestä vakiovaihteiden osia hyödyntävästä työkalusta.

Laskentaohjelmat käsittelevät vaihteen sisäisten hammaspyörien laskentaa laajasti, mutta niitä ei käsitellä tarkemmin, sillä hammaspyöräparien ja välitysosien laskenta suoritetaan sovelluskohtaisesti tarkemmin kunkin tilauksen yhteydessä. Tämän insinöörityön tarkoituksena ei ole määrittää vaihdeyksiköiden kaikkia välitysosia, suoritettujen laskelmien koskevat toisioakselin kestoja sekä toisioakselin laakeroinnin kestoajan määrittämistä. Vertailuarvoina käytetään ilmoitettuja varmuuslukuja. Akselin osalta tarkastellaan halkaisijoiden sekä muotojen muutoksista johtuvia jännityshuippuja sekä kiilaurien ja kiilojen vääntömomentin välityskykyä. Laakereiden modifioitujen kestoajan pitää täyttää vaadittu elinikä valitulla pyörimisnopeudella.

## 6.1 Standardit

### 6.1.1 DIN 743-1:2000-10

Akselit lasketaan olakkeellisen tai lovellisen akselin kestävyden väsymisen suhteen standardin DIN 743:2000 mukaan. Akselin varmuuskerroin on  $S_w$ , ilman aksiaalivoimaa, kuormitustapaus 1.

$$S_w = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}}\right)^2}^{-1} \quad (4)$$

$$\sigma_{bADK} = \frac{\sigma_{bw(dB)} \cdot K_{1(deff)}}{\left(\frac{\beta_\sigma}{K_{2(d)}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V}} \cdot \left(1 - \frac{\sqrt{\sigma_{bm}^2 + 3\tau_m^2}}{2 \cdot K_{1(deff)} \cdot \sigma_{B(dB)} - \frac{\sigma_{bw(dB)} \cdot K_{1(deff)}}{\left(\frac{\beta_\sigma}{K_{2(d)}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1\right) \cdot \frac{1}{K_V}}}\right) \quad (5)$$

- $\sigma_{ba}$  on taivutusjännityksen nimellisamplitudi
- $\sigma_{bADK}$  on sallittu nimellisen keskijännityksen amplitudi
- $\tau_{ta}$  on vääntöjännityksen nimellisamplitudi
- $\tau_{tADK}$  on sallittu nimellisen keskijännityksen amplitudi
- $\sigma_{bw(dB)}$  on lovetoman testikappaleen lujuus referenssihakaisijalla dB
- $K_{1(deff)}$  on kappaleen koon korjauskerroin vetolujuudelle (karkaistavuus, lämpökäsiteltävyys)
- $\beta_\sigma$  on loven vaikutusluku taivutuksessa väsymisen suhteen
- $K_{2(d)}$  on geometrinen koon kerroin
- $K_{F\sigma}$  on pinnankarheuden kerroin
- $K_V$  on pinnan käsittelyn kerroin
- $\sigma_{bm}$  ja  $\tau_m$  ovat taivutuksen ja väännön nimellisiä keskijännityksiä

### 6.1.2 DIN ISO 281, 281:1993

Laakerin nominaalinen kestoikä lasketaan standardin DIN ISO 281:1993 mukaan ja modifioitu kestoikä standardin DIN ISO 281 mukaan. Taulukoinnissa käytettiin modifioidun kestoikälaskennan tuloksia. Nominaalinen kestoikä  $L_{10h}$  lasketaan kaavalla 6 ja modifioitu kestoikä  $L_{nh,mod}$  kaavalla 8. Nominaalinen kestoikä  $L_{10h}$  ilmoittaa käyttötunnit 90% varmuudella. Modifioitu kestoikä ottaa huomioon kaavalla 7 laskettavan voiteluaineen vaikuttavuuden  $a_{DIN}$ .

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^\rho \quad (6)$$

$$a_{DIN} = f\left(e_c \cdot \frac{C_u}{P}, \kappa\right) \quad (7)$$

$$L_{nh,mod} = a_{DIN} \cdot L_{10h} \quad (8)$$

- $C$  on laakerin dynaaminen kantavuusluku
- $P$  on ekvivalentti laakerikuormitus
- $\rho$  on laakerityypin mukainen eksponentti
- $n$  on pyörintänopeus kierrosta minuutissa
- $a_{DIN}$  on voitelun vaikuttavuuden kerroin, jossa  $f$  on kaavamerkintä
- $e_c$  on voiteluaineen likaisuuden kerroin
- $C_u / P$  on suhdeluku väsymisrajan ja ekvivalentin kuormituksen perusteella
- $\kappa$  on voiteluaineen viskositeetti

### 6.1.3 DIN 6892:1998

Kiilaliitoksen varmuudet lasketaan standardin DIN6892:1998 mukaan kaavalla 9.

$$S_{keyconnect} = \frac{P_{zul}}{P_{1,2eq}} \quad (9)$$

$P_{zul}$  on sallittu paine pinnalla, joka lasketaan materiaalin ominaisuuksien perusteella (myötölujuus, muokkauslujittuminen).

$P_{1,2eq}$  on tehollinen pintapaine. Se lasketaan muun muassa ekvivalentista väännöstä, kiilaliitoksen kuormaa kantavasta pituudesta ja kuorman jakautumiskertoimista.

Kiilojen mitat saatiin myös standardin DIN 6892 mukaan.

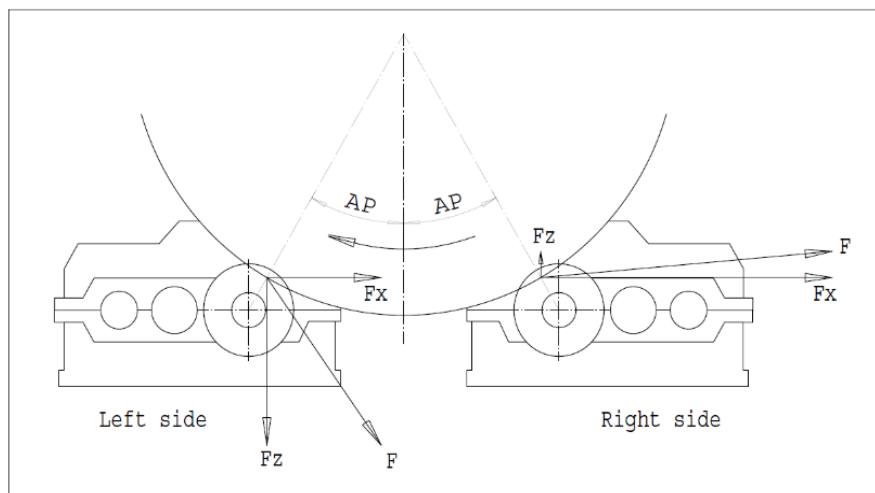
## 6.2 Mitoitusarvojen määrittäminen

### 6.2.1 Vääntömomentti

Vaihteen toisioakselilla vaikuttavia voimia ja vääntömomenttia voidaan tarkastella useasta eri lähtökohdasta. Asiakas voi ilmoittaa esimerkiksi käyttömootorin tehon tai vaaditun vääntömomentin meesauunin rummun keskilinjalla. Molemmista tapauksista voidaan laskea toisioakselilla ja samalla kehää pyörittävällä hammaspyörällä vaikuttava vääntömomentti, kun tiedetään kehän välityssuhde sekä uunin pyörimisnopeus tai vaihteen välityssuhde ja moottorin pyörimisnopeus. Laskentaa toteutettiin kuitenkin kehien tarkemman tiedon puutteessa valittujen vakiovaiheysiköiden suurimman sallitun käyttömomentin perusteella. Kun valitun vaihteen nimellismomentti jaetaan varmuusluvulla, saadaan suurin mahdollinen käyttömomentti. Tämä toisioakselilla vaikuttava momentti saa aikaan suurimmat mahdolliset vaihteen akselilla vaikuttavat hammasvoimat, jotka muuttuvat akselille kiinnitettävien hammaspyörävaihtoehtojen mittojen mukaisesti.

### 6.2.2 Hammasvoima

Hammasvoima  $F$ ,  $F_N$  aiheuttaa hammaspyörän akselille yhdistetyn taivutusmomentin sekä vääntömomentin. Tarkastellaan pääsääntöisesti voiman aiheuttamaa taivutusmomenttia. Voima asetetaan akselin keskilinjalle epäedulliseen kulmaan, joka seuraa hammaspyörän asemasta hammaskehän piirillä. Tällä sijoituksella on vaikutusta laakerien tukivoiman suuntaan vaiheysikön kotelossa. Kuvassa 11 olevan kahden vaiheysikön ajaman hammaskehän hammaspyörästä vasemmanpuoleinen aiheuttaa vaiheysikön laakeroinnilla sekä kotelon puolikkaita kiinni pitävillä vaarnaruuveilla suuremmat kuormitukset, sillä sen pystysuora komponentti  $F_z$  on suurempi. Hammaspyörän etäisyys laakerilta akselin pituuden myötäisesti vaikuttaa hammaspyörälle kiinnitetyn akselin sekä akselin laakeroinnin ja kotelon vaarnaruuvien keston huomattavasti, sillä suuremmalla etäisyydellä vaikuttava sama hammasvoima aiheuttaa isomman taivutusmomentin.



Kuva 11. Hammaspyörän sijainnin vaikutus hammasvoimiin.

### 6.2.3 Hammaspyörät

Esivalituista hammaspyöristä toivottiin tarkennuksia vaadittuihin suoritusarvoihin, mutta lopulta vaihtoehdoksi muodostui laskea kaikkien todennäköisesti käytettävien hammaspyörien vaikutukset. Tilausten sekä tarjosten perusteella saatiin moduulien sekä hammaslukujen ja leveyksien esiintyvyyttä käyttömomenttien mukaan. Kaikki valmistuksen sekä laskennan optimointien myötä käytössä olevat hammasluvut, moduulit sekä leveydet taulukoitiin ja hammaspyörien jakohalkaisijat laskettiin. Hammasvoiman suuruus muodostui hammaspyörän akselilla olevasta vääntömomentista ja hammaspyörän jakohalkaisijasta. Taulukoituja jakohalkaisijoita vastaavat hammasvoimat saatiin aiemmin muodostetun käyttömomentitaulukon perusteella, jonka kattama alue jaettiin tasan 5 kNm välein. Ote käyttömomenttialueesta sekä momenttia vastaavista mahdollisista hammaspyörävaihtoehdoista ja niistä muodostuvista hammasvoimista taulukossa 1. Esimerkiksi suurimman moduulin leveintä hammaspyörää ei käytetä pienillä vaihdeyksiköillä, koska itse vaihdeyksikkö ei pysty välittämään läheskään niin suurta vääntömomenttia kuin mitä hammaspyörä kestää. Hammasvoiman kasvaessa hammaspyörälle valitaan suurempi moduuli ja vähemmän hampaita, jotta esimerkiksi hampaan tyveen saadaan tarpeeksi materiaalia. Lisäksi hammaspyörän leveyttä voidaan kasvattaa, jotta hammasvoima jakautuisi suuremmalle pinta-alalle. Jokaiselle hammaspyörän mahdolliselle leveydelle muodostettiin erillinen taulukko. Yhden taulukon esimerkki liitteessä 1.

Taulukko 1. Eräiden hammaspyörrien vaikutus hammasvoimaan.

z1	19	21	23	19	20	21	23	25
m pitch max Ø								
Mk2, kNm	Fr, kN	Fr, kN	Fr, kN	Fr, kN	Fr, kN	Fr, kN	Fr, kN	Fr, kN
25	116	105	96	97	92	88	80	74
30	139	126	115	116	110	105	96	88
35	163	147	134	135	129	123	112	103
40	186	168	153	155	147	140	128	118
45	209	189	173	174	165	158	144	132

Taulukkoon lisättiin myös hammaspyörän keskelle tehtävän reiän mahdollinen koko, eli vähimmäismateriaalipaksuus hampaan tyven sekä reiän välille. Hammaspyörän reiän maksimihalkaisija eli suurin mahdollinen kyseisellä hammaspyörällä käytettävä akselin halkaisija saatiin hammaspyörän moduulin ja jakohalkaisijan perusteella.

Hammaspyörälle asennettavan akselin pään vääntömomentin kesto määräytyy pääsääntöisesti sen materiaalin sekä poikkipinta-alan mukaan, jolloin saadaan halutulle vääntömomentille pienin mahdollinen akselin pään halkaisija. Lisäksi akselille tehdään sen halkaisijan mukainen, standardissa määrätyn kokoinen kiilaura, jonka mitat joissakin tapauksissa rajoittavat vääntömomentin kestoa. Akselin rajoitukset rajasivat joitakin hammaspyörävaihtoehtoja pois niiden vaatiman keskireiän koon takia.

#### 6.2.4 Laakerit

Eryteisesti kehän hammaspyörää lähempänä olevaa laakeria tarkasteltiin, sillä se vastaanottaa suurimmat akselin tukemisen vaatimat kuormitukset. Laakerityypit valittiin yrityksessä käytössä olleiden tuotteiden perusteella sekä henkilöstön ohjeistuksen mukaisesti. Valinnan perustaksi otettiin vaihdeluokittain vakiona sisältyvät toisioakselin laakerit. Uloimman laakerin leveyttä sekä usein myös halkaisijamittaa jouduttiin kasvattamaan paremman kestoajan saavuttamiseksi. Laakerien mitat ja tiedot saatiin valmistajan katalogeista, ja useita jouduttiin lisäämään laskentaohjelmiston tietokantaan. Kyseisiä laakerimalleja ei ollut aiemmin ohjelman avulla tarvetta laskea.

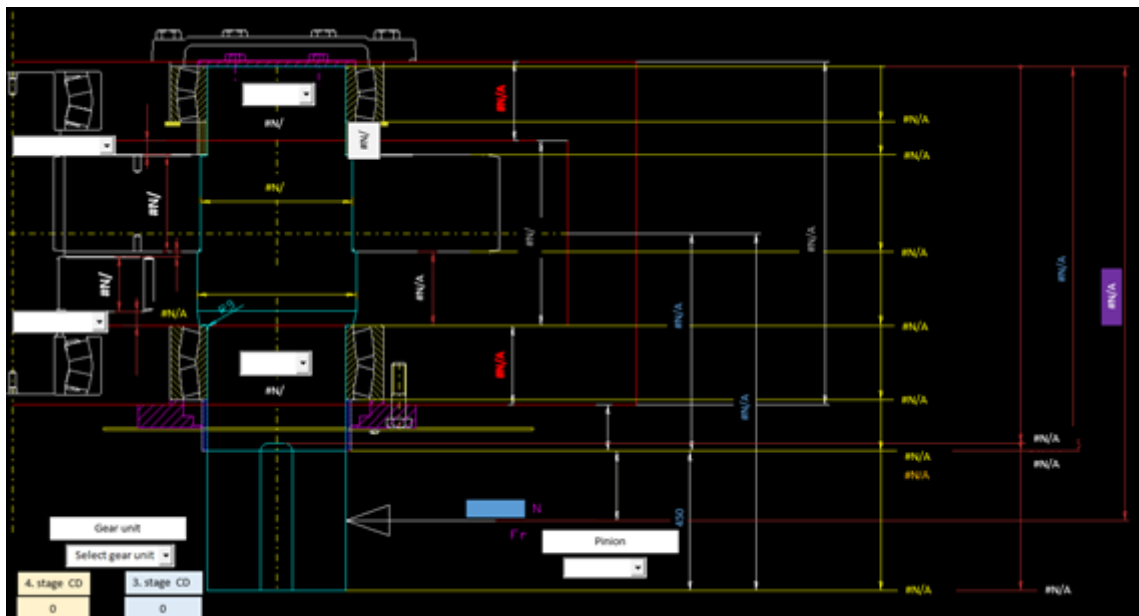
Akselin halkaisijan muuttuessa, esimerkiksi laakerin asennuspintaa varten, olakkeen kulmaan tehdään mahdollisimman loiva pyöristys jännityshuippujen tasoittamiseksi. Syntyvän olakkeen tasopinnan sekä akselin halkaisijamitan koneistamisen mahdollistamiseksi yrityksellä on käytössä tietyinkokoiset hiontaväisteet olakkeiden kulmissa. Olakkeelle valitun laakerin kulman pyöristys täytyy sopia tähän hiontaväisteen muotoon. Sopivat väisteiden koot tarkistettiin kunkin laakerin kohdalla. Pienempi väisteen pyöristyssäde kasvattaa kulmassa esiintyviä jännityksiä ja pääasialliset itse akselin keston rajoitukset liittyvätkin näihin olakkeisiin.

#### 6.2.5 Akselin mitat

Esisuunnittelussa käytettiin pohjana vakiovaihteyksiköiden mittoja ja osia mahdollisuuksien mukaan uudelleensuunnittelun välttämiseksi. Esimerkiksi useat välitysosat ja näihin osiin yhteensopivat kotelon tiivistyskannet haluttiin säilyttää. Kotelon sisäleveyteen vaikuttavat kahden viimeisen portaan hammaspyöräparin leveys sekä vaaditut välykset osien ja kotelon seinämien välillä. Valittujen laakerien leveys sekä tiivistyskansien vaaditut ohjausurat määräävät kotelon laakeripalkin paksuutta. Laakeripesän puolikkaat koneistetaan näihin palkkeihin, joiden ympärille vaihteen koteloa suunnitellaan. Kehää pyörittävän hammaspyörän sijainti tulee olla mahdollisimman lähellä akselia tukevaa laakeria, mutta kotelon ja hammaspyörän väliin tulee mahtua kotelon tiivistyskansi sekä vaaditut suojukset hammaspyörälle. Tiedoista saadaan akselin halkaisijan muutokset vaaditulla akselipituudella. Kullekin kokoluokalle haettiin vakiona sisältyvien osien kuten hammaspyörien, toisioakselin sekä laakerien mitat. Sopivista laakereista ja muiden osien tiedoista kerättiin taulukko.



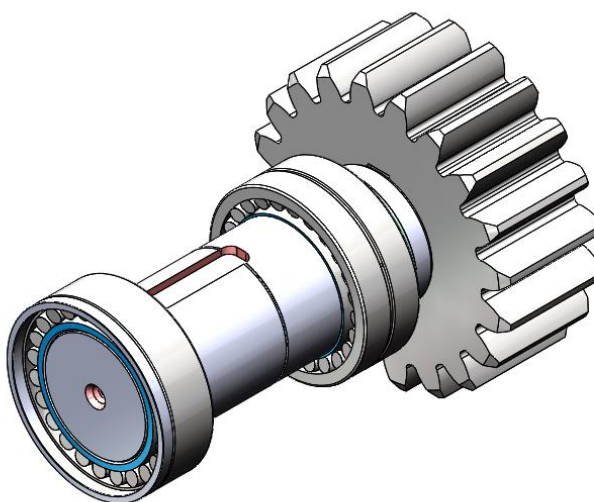
Uuden akselin mitoituskehitettiin erillinen Excel -työkalu, jonka pohjana käytettiin erästä aiemmin suunniteltua meesauunin käyttöyksikön akselin mittakuvaa. Kuvan päälle lisättiin laskennan tuloksena muuttuvia mittoja, jotta mittojen riippuvuuksia voitaisiin havainnoida. Excel -ohjelma hakee valitun vaihdeyksikön mukaan muuttuvat hammaspyörien leveydet sekä toisioakselin mitat. Akselille voitiin valita erikokoisia laakereita, joiden mukaan laakeripalkin mitat sekä akselin mitat muuttuivat. Laakerien valinnan jälkeen työkalu laskee akselin mitat asetettujen välilyöntien sekä kehän hammaspyörän asetetun etäisyyden ja leveyden mukaan. Annetut mitat voitiin syöttää suoraan laskentaohjelmaan kuvan tiedoista. Kuvassa 12 ote mitoitusohjelmasta.



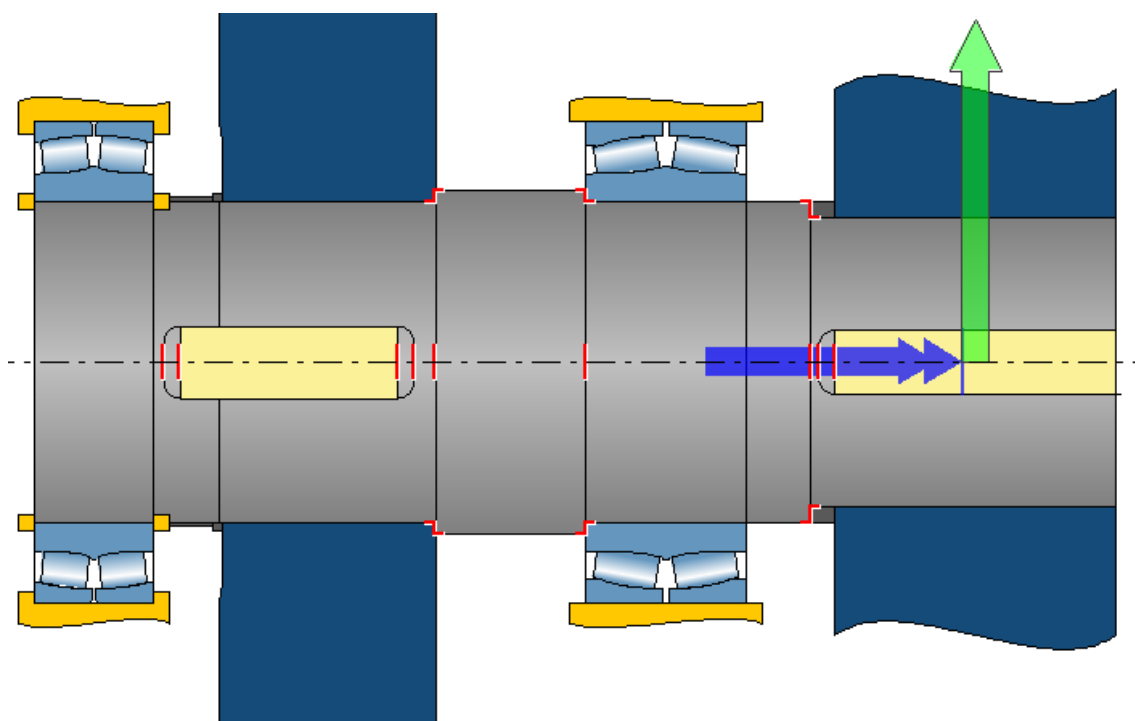
Kuva 12. Akselin mitoitusohjelma.

### 6.3 Laskennan suorittaminen

Laskenta suoritettiin vaihdekokoluokittain. Vaihteen suoritusarvoiksi määriteltiin vaihdeyksikön täyden nimellismomentin mukainen käyttömomentsi sekä tätä käyttömomenttia vastaava hammasvoima. Ulkoisen voiman kulma valitaan kuormittavimman tapauksen mukaan. Toisioakselin pyörimisnopeus asetettiin tyypillisen meesauunikäytön mukaan vakioksi kaikille kokoluokille. Toisioakselille tehtiin vaaditut muutokset pituuksiin, halkaisijoihin sekä olakkeisiin ja niiden pyöristyksiin valittujen laakerikokojen sekä muiden mittojen mukaan. Akselin päähän sijoitettiin ulkoinen hammaspyörä. Kehän hammaspyörän sijainti määriteltiin suojuksen sekä tiivistyskannen vaaditun tilanvarauksen mukaan. Yhdelle vaihdekoolle laskettiin kaikki sen kestäväälle käyttömomentille todennäköisimmät kehän hammaspyörän leveydet. Kuvissa 13 ja 14 on havainnollistettu muutoksien kohteena olevia komponentteja.



Kuva 13. Toisioakseli, laakerit ja kehän hammaspyörä.



Kuva 14. Esimerkki toisioakselin rakenteen visualisoinnista laskennassa.

Akselin tietojen syöttämisen jälkeen valittiin akselin halkaisijan sekä kehän hammaspyörän leveyden mukainen kiilauran sekä kiilan koko standardin DIN 6892 mukaan. Ulkoisen hammaspyörän halkaisija sekä leveys valittiin. Hammasvoimista aiheutuvan voiman sijainti asetetaan hammaspyörän keskelle.

### 6.3.1 Akselin ja laakerien keston määrittäminen

Syötettyjen mittojen ja kuormien perusteella ohjelma laskee toisioakselille valittuihin laskentapisteesiin akselin, kiilan sekä kiilaurien kestävyudet ja laakereille kestoiät tunteina. Jokaiselle valitulle vaihdekoolle tehtiin hammaspyörrien mahdollisten leveyksien sekä todennäköisimpien suurimpien hammasvoimien mukainen tarkastelu. Käyttömomenttia vastaava hammasvoima saatiin eri hammaspyörävaihtoehdoista ja kuormaa kasvatettiin, kunnes saavutettiin joko akselin olakkeen, kiilauran, kiilan tai laakerin keston raja. Tämän jälkeen tarkasteltiin, voitiinko laakerin kokoa, akselin olakkeen muotoa tai mahdollisesti kiilauraa muuttaa. Laakerin kokoa ei haluttu kohtuuttomasti kasvattaa, vaikka laskennallista kuormien kestoja sillä olisikin voitu saada huomattavasti.

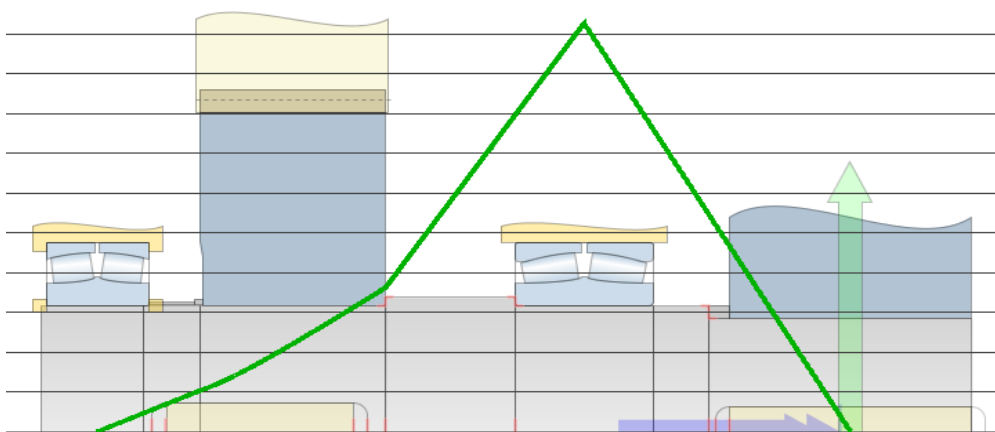
Laakerin koon fysikaalisena rajoitteena oli riittävä välimatka edellisen välitysportaan akselin laakerointiin sekä niiden väliin mahtuvien vaarnaruuvien kestävyys. Joidenkin vaihdeyksiköiden kohdalla tarkasteltiin edellisen välitysportaan laakerin pienentämistä, mutta se todettiin tarpeettomaksi, sillä säilyttämällä vakiovaihderyksikön laakeri sekä akseli voitiin käyttää niitä varten suunniteltuja laakeripesän tiivistyskansia.

Laskennallinen laakerin kestoikä seuraa pyörimisnopeuden muutosta lineaarisesti, kun muut laakeria kuormittavat arvot pidetään vakiona. Yhdestä kestoian määrytyksestä voitiin saada riittävällä tarkkuudella laakerin kestoikä kaikilla tarvittavilla pyörimisnopeuksilla niiden suhteellisesta muutoksesta. Yhdellä akselilla tarvittiin vain yksi laakerin kestoian lasku kaikille saman hammasvoiman ja vääntömomentin alaisille pyörimisnopeuksille.

Ihanteellisesti kaikilla rakenteen osilla olisi samansuuruinen varmuus kuormaan nähden. Joissakin tapauksissa hammasvoimista syntyi merkittävästi suurempia vaikutuksia akselin laakeroinnille kuin itse akselille, eli laakerin kestoikä ei ollut hyvässä suhteessa akselin kestoan. Ulkoisesta hammaspyörästä johtuvat akselin ulkoiset kuormat ovat etenkin suurilla vääntömomenteilla huomattavasti tavallisesta vaihderyksiköstä poikkeavia. Vaikutti siltä, että vaihderyksiköiden kokoluokissa vaihteen akselin kestävyys kasvoi nopeammin kuin jopa vahvistettujen laakerien kestoikä. Vakiolaakerista kasvatetun leveysarjan lisäksi laakeria täytyi suurentaa jopa kahdella halkaisijasarjalla, jotta kestoikävaatimus täyttyi valituilla hammasvoimilla. Arvioidut hammasvoimat määritettiin kuitenkin pahimman mahdollisen tilanteen mukaan ja vaihderyksiköittäin kohtuullinen laakerin koko arvioitiin vaihdekohtaisesti.

### 6.3.2 Akselin pään halkaisija

Akselin pää pyritään tekemään ilman olaketta, mutta akselia voidaan joutua mukauttamaan hammaspyörän reiän kokoon. Pienemmällä akselin halkaisijalla olake kestää vähemmän taivutusmomenttia, mutta se on myös lähempänä voiman vaikutuspistettä. Olakkeiden välinen matka on tietysti suhteessa niiden taivutusmomentin keston eroon, kun akselin pään taivutusmomenttikuvio on lineaarisesti kasvava laakerin tukivoimaan asti. Akselilla vaikuttavaa, ulkoisesta voimasta johtuvaa taivutusmomenttia voidaan havainnollistaa kuvalla 15. Olakkeellisia akselin päiden varmuuslukuja laskettiin vertailuna suoriin akseleihin.



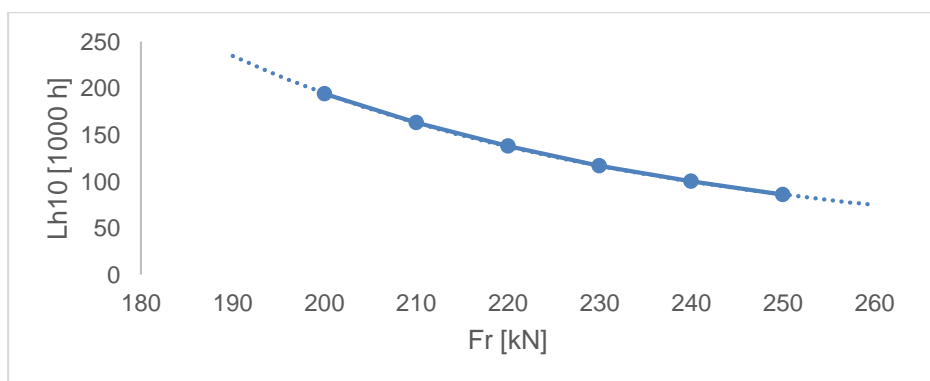
Kuva 15. Taivutusmomenttikuvio.

Laskennassa tarkasteltiin vain ohjelman ilmoittamia laskentapisteen varmuuslukuja. Havaittiin, että olakkeen lisääminen rajoitti hammasvoimien suuruutta vain, jos olakkeen jälkeinen akselin halkaisija oli huomattavasti pienempi kuin laakerihalkaisija ja jos olakkeelle ei voitaisi toteuttaa tarpeeksi suurta pyörityssädettä. Olakkeellisen akselinpään merkittävimäksi vääntömomentin keston rajoitukseksi osoittautui siihen tehtävän kiilauran mahdolliset mitat. Tarvittava kiilauran pituus määräytyy vääntömomentin siirron vaatimuksen sekä hammaspyörän leveyden mukaan. Kiila valitaan koko hammaspyörän levyiseksi.

Joillakin vääntömomenteilla sekä hammaspyörän leveyksillä akselin pään pituutta täytyi kasvattaa, jotta kiilauraa ei jouduta koneistamaan olakkeen yli. Olakkeen pituuden lisäys voidaan toteuttaa akselin pituutta kasvattamalla tai siirtämällä olake lähemmäs vaihdeyksikköä. Kuvassa 14 on olakkeellinen akselin pää sekä holkki hammaspyörän asennus-  
etäisyyden säilyttämiseksi. Akselia tiivistävän kannen paksuus sekä sen vaatima yhtenäinen tiivistyspinta akselilla saattavat kuitenkin osoittautua ongelmaksi. Olakkeita käsiteltäisiin tapauskohtaisesti ja vakioratkaisuna valittiin yhtenäinen akselin pää, eli sen halkaisija olisi toisioakselin laakerin sisähalkaisijan mukainen.

### 6.3.3 Tuloksien taulukointi

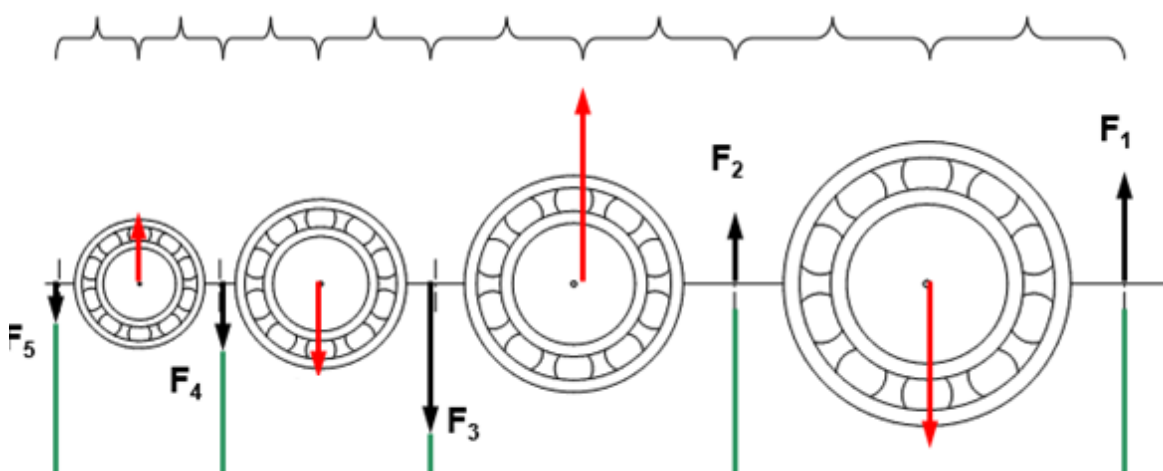
Valituille vaihteille saatiin eri käyttömomentille kehän hammaspyörien leveyksien sekä eri laakerikokojen mahdollistamia hammasvoimia. Vaihteen vääntömomentti pidettiin samana ja hammasvoimaa lisättiin jokaisella eri yhdistelmällä, kunnes jokin kestoraja saavutettiin. Excel -taulukoon kirjattiin jokaisesta laskentakierroksesta laakerin kestoikä sekä akselin olakkeiden ilmoitetut varmuudet. Kiilaliitoksen kestorajan tapauksessa taulukoitiin myös kiilauran tai kiilan varmuusluvut. Eri muuttujien yhdistelmistä kertyi huomattava määrä tietoa, jonka perusteella määriteltiin hammaspyörien leveyksien mukaan kunkin vaihdeyksikön laakerivaihtoehdolla, pyörimisnopeudella ja akselihalkaisijalla suurin mahdollinen sallittava hammasvoima ja käyttömomentti. Lisäksi taulukoitiin suurimpia saavutettuja laakerivoimia vaarujen tarkastelua varten. Yhden akselin päässä vaikuttavan voiman sekä laakerin kestoian suhde kuvassa 16.



Kuva 16. Hammasvoiman vaikutus erään laakerin kestoikään.

#### 6.4 Vaarnat, laakerivoimat

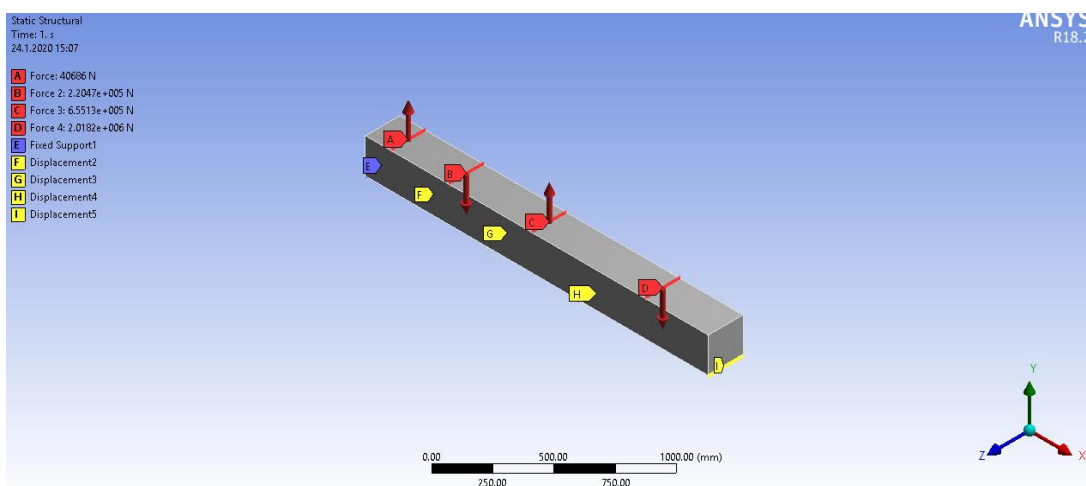
Kahden vierekkäisen välitysportaan akselin laakerien väliin täytyy jakotasollisen vaihteen tapauksessa mahtua riittävän suuri vaarnaruuvi. Sen kierrereikä tarvitsee määrätyn materiaalipaksuuden ympärilleen. Akselia tukevat laakerivoimat siirtyvät kotelon laakeripesiin ja voimien pystysuora komponentti pyrkii irrottamaan kotelon puolikkaat toisistaan. Mutterien aiheuttama puristusvoima täytyy olla irrottavaa voimaa suurempi. Voimien laskennassa käytettiin laskentaohjelmista saatuja laakerivoimia. Näiden laakerivoimien suuruus sekä suunta riippuvat vahvasti hammaspyörän pyörimissuunnasta sekä sen sijainnista hammaskehällä. Vaarnaruuvien mitoitus perustuu esimerkiksi tasapainoon laakerivoimien pystysuoran komponentin ja vaarnaruuvien välillä, kuten kuvassa 17.



Kuva 17. Voimien tasapainoon perustuva vaarnavoimien tarkastelu.

Voimien tasapainoon perustuvaan laskutapaan haettiin vertailukohtaa elementtimenetelmän avulla. Kuvassa 18 havainnollistetussa mallissa käytettiin yhtä laakeripalkkia, johon asetettiin viivakuormituksen laakerin kohdalle kyseisen laakerivoiman pystysuora komponentti. Palkin tukivoimiksi asetettiin vaarnaruuvien asennusetäisyydet. Laakerivoima välittyi todellisuudessa puoliympyrän tason muotoisella alueella yhdelle laakeripalkille, mutta vertailukohtana tasapainoyhtälöihin voimat asetettiin samaan tasoon.

Tulokset eivät poikenneet merkittävästi toisistaan suurimpien kuormitusten alaisena olevien vaarnojen osalta, joten vaarnaruuveille voitiin asettaa sopivat rajoitukset laskentaohjelman ilmoittaman laakerivoiman kautta. Laakerivoimissa havaittiin kuitenkin poikkeamia, joista suurimmat olivat vaihteen ensiöpäätyä lähempänä olevilla vaarnoilla. Voimien tasapainoon perustuvan laskennan osalta tämä johtunee siitä, ettei se ota huomioon jokaista laakerivoimaa samassa tasapainoyhtälössä, vaan ne lasketaan laakerikohtaisesti kahden vaarnan osalta. Laakerivoimat ovat kuitenkin huomattavasti pienempiä vaihdeyksikön ensiöpäädystä ja niiden keston kannalta tuloksilla ei ollut suurta merkitystä.



Kuva 18. Laakerivoimat laakeripalkin mallissa.



## 7 Excel -työkalu

---

### 7.1 Työkalu myynnin käyttöön

Esisuunnittelun yhtenä tavoitteena oli helpottaa myyntiosaston työtä sekä vakiinnuttaa vaihteyksikön valinnan perusteet. Tätä varten luotiin Excel -työkalu ohjaamaan kehäkäyttövaihteiden sekä vaadittavien komponenttien valintaa. Excelin sisältämää Visual Basic-ohjelmointikieltä (VBA) käytettiin hyödyksi toimintojen automatisointiin ja laskentaan. Työkalun pohjana ja mallina olivat aiemmat yrityksessä käytetyt menetelmät, joiden avulla laskettiin esimerkiksi hammaskehän hammaspyörän aiheuttamaa, vaihteen toisioakselille kohdistuvaa ulkoista kuormaa. Tavoitteena oli yhdistää näitä eri tiedostoissa olevia menetelmiä sekä muita tietoja yhtenäiseksi kehäkäyttövaihteiden tarpeita arvioivaksi työkaluksi. Yrityksen myynnin kanssa käytiin keskustelua työkalun valintaelementeistä, ulkoasusta sekä käyttäjälle tulostetuista tiedoista ja työkalun käyttämisestä. Ohjauksen perusteella käyttöliittymää saatiin muokattua tarpeelliseen suuntaan. Tarjoustyökalun käyttöliittymästä on esimerkit liitteissä 3 ja 4.

Kun asiakas pyytää tarjouksen kehäkäyttöpaketista, täytyy myynnin määrittää uuniin kiinnitettävän kehän ja vaihteeseen kiinnitettävän hammaspyörän vaatimukset. Vasta kehän valinnan jälkeen voidaan määritellä sopiva vaihteyksikkö ja mahdolliset kehän hammaspyörän laakeripukit. Esisuunnittelulla pyritään nopeuttamaan tarjouskäsittelyä sekä vähentämään toistuvaa suunnittelutyötä tarjouksen eri vaiheissa. Insinööriyön tuloksien sisällyttäminen valintatyökaluun yksinkertaistaa myyntiprosessia. Meesauunia pyörittävältä vaihteelta vaadittavien tarkempien ominaisuuksien kartoittamiseksi ja tarjousprosessin selkeyttämiseksi perehdyttiin sekä annettuihin tarjouksiin että toimitettuihin tilauksiin. Niiden sisältämien tietojen avulla voitiin saada kuva esimerkiksi tyypillisen tarjouskyselyn sisällöstä, komponenteista ja valintakriteereistä.

## 7.2 Tietokanta

Työkalun sisälle luotiin listaus kaikista erityisesti hammaskehiin liittyvistä tilauksista sekä tarjouksista, jotta uutta tarjousta kootessaan myynnillä olisi kaikki aiemmat tapaukset helposti käsiteltävänä pohjana. Vertailuinformaatio sisältää esimerkiksi tarjouksen tai tilauksen nimen ja ajankohdan, asiakkaan, sovelluksen, vaihteiden ja kehien suoritusarvoja sekä kokonaisuuteen liittyvät komponentit. Tarjousriviin lisättiin linkitys tarjouksen sisältämiin dokumentteihin. Kerättyä hintatietoa voidaan mahdollisesti käyttää vertailuun. Listauksen avulla voitiin jo ennen insinööriyön valmistumista saada tarkempi käsitys tehtyjen tarjouksien sekä tilausten sisällöstä, tyypillisimmistä komponenteista sekä niiden valintaperusteista. Tietokantaa suunniteltiin pidettäväksi ajantasaisena.

## 7.3 Työkalun toiminta

### 7.3.1 Vaihdeyksikön valinta

Valinnan pohjana olivat yleisimmät asiakkaan tarjouksikyselyissä ilmoittamat vaaditut lähtötiedot, ja ne ohjasivat työkalun laskennan suunnittelua. Suorituskykytiedot koskivat uusin pyörimisnopeuden lisäksi joko rummun käytönaikaisen pyörimisen vaatimaa momenttia, tai asiakkaan valitseman moottorin käyttötehoa ja sen pyörimisnopeutta. Tämän perusteella suunniteltiin kaksi eri mallia, rummun vaaditun vääntömomentin mukainen sekä moottoritehon mukainen laskenta. Lopputavoitteena on määrittää vaihdeyksikön toisioakselilta vaadittu pyörimisnopeus sekä vääntömomentti. Moottoritehon mukainen laskenta muuttaa moottoritehon moottorin akselilta rummun keskilinjalle vaikuttavaksi tehoksi vaihdeyksikön sekä hammaskehän hyötysuhteen mukaan. Tämän jälkeen rummun pyörimisnopeusvaatimuksesta saadaan vääntömomentti rummun akselilla. Hammaskehän välityssuhteen avulla voidaan laskea toisioakselilta vaadittu vääntömomentti.

Näiden kahden laskentatavan lisäksi yhdeksi vaihtoehdoksi lisättiin mahdollisuus valita eräitä tunnettuja meesauunikokoja, joiden tiedot tulostuvat suorituskykyvaatimuksiksi. Näille meesauuneille alustavien esivalittujen kehien tiedot tulostetaan laskentaan, ja niiden avulla voidaan havainnollistaa vaihdeyksikön suoritusarvojen tarkempaa arviointia ilman erillisiä suunnitteluhenkilöstön suorittamia laskelmia.

Ilman esivalitun kehän tietoja asetetaan sen välityssuhde ja hammaspyörän hampaiden määrä, moduuli sekä leveys. Kun tiedetään moottorin pyörimisnopeus, hammaskehän välityssuhde ja rummun vaadittu pyörimisnopeus, voidaan laskea vaihdeyksikön välityssuhdevaatimus. Vaihteen välityssuhde valitaan automaattisesti lähimpään vaihteen nimellisvälitykseen, sillä tarkempaa tietoa ei ole saatavilla insinööriyön tässä vaiheessa ilman laskelmia kunkin vaihdeyksikön välitysosista. Nimellisvälitykset seuraavat vakiovaihteiden kokoluokkia. Välityssuhde on valittavissa manuaalisesti.

Kehän välityssuhteen määrittämisen jälkeen laskennasta saadaan toisioakselin käyttömomentti. Tämän perusteella valitaan automaattisesti lähin sopiva vaihdeyksikkö sille ilmoitetun nimellismomentin ja halutun varmuusluvun mukaan. Käyttäjä voi myös syöttää valitseman vaihteen nimellismomentin. Toisioakselin käyttömomentista voidaan laskea ensioakselin vaadittu momentti vaihteen välityssuhteen ja hyötysuhteen avulla. Ensioakselin momentti sekä moottorin pyörimisnopeus asettavat moottorin tehon tarpeen. Lisäksi ensioakselilta vaadittu momentti voidaan edelleen siirtää apukäyttömoottorille, kun tiedetään apukäytön välityssuhde sekä hyötysuhde. Voidaan laskea apukäytön moottorin tehon tarve halutulla tarpeellisella lisäkertoimella.

Lasketun vaihteen toisioakselin käyttömomentin perusteella lasketaan valitun hammaspyörän mukainen hammasvoima. Tätä voimaa verrataan aiemmin taulukoituun kyseisen vaihdeyksikön suurimpaan sallittuun hammasvoimaan valitulla hammaspyörän leveydellä. Jos voima on suurempi kuin sallittu, tulee valita joko suurempi vaihdeyksikkö tai hammaspyörälle ulkopuolisen laakeripukkien tukema akseli. Vaihteen suoritusarvot lasketaan läpi vielä yksityiskohtaisemmin tilausvaiheen suunnittelussa tarkempien tietojen myötä, mutta tarjotun vaihteen tulisi kuitenkin olla sopivalla suorituskykyalueella. Työkallulla voidaan nopeasti arvioida laakeripukkien tarvetta sekä käyttölaiteistoa.

### 7.3.2 Komponenttien valinta

Excel -työkaluun lisättiin tietoja meesauunikäytön vaatimista komponenteista sekä menetelmiä valita näitä komponentteja. Myynnin tekemää mahdollista komponentin valintaa katalogin avulla haluttiin vähentää listaamalla yleisimmin käytetyt tuotteet sekä näille tuotteille nopeasti saatavilla olevat suoritusarvot. Esivalittujen komponenttien tiedot ja hinnat saatiin yrityksen sisäisestä komponenttikatalogista ja ne listattiin työkaluun. Vaihteyksikön perusteella laskettujen arvojen mukaan voidaan valita tarpeelliset momentit kestävätkä komponentit. Kehäkäyttöön liittyy myös erilaisia antureita, kehän sekä vaihteyksikön voitelujärjestelmiä, erilaisia apukäyttömoottorityyppejä sekä niiden vaatimia kytkinvaihtoehtoja, alustaratkaisuja sekä pyörivien osien vaatimia suojuksia ja muita yksittäisiä vaihteyksikön hinnoiteltavissa olevia muokkausvaihtoehtoja, jotka oli rajattu insinööriyön ulkopuolelle eikä niitä sisällytetty työkaluun.

### 7.3.3 Tarjouspohja

Lasketut vaihteen sekä valittujen komponenttien tiedot tulostuvat helposti muokattavaan tarjouspohjaan tekstimuotoisena. Asiakkaalle on hyödyllistä lähettää tietoja valinnan perusteena olevista suoritusarvoista, joten laskennasta on yhteenveto yrityksessä käytössä olleen pohjan mukaisesti. Kaikki tarpeelliset komponentit sekä yksityiskohtaiset vaihtevalinnat sekä hintatiedot sisältävä työkalu voisi tulostaa valmiiksi lähetettävän tarjouksen, mutta toteutus vaatisi huomattavasti laajempaa työtä ja tapauskohtaisten yksityiskohtien muuttuessa valinta-automatiikka rajoittaa tarjouskokonaisuuden muodostamista. Tarjouspohjan toteutuksessa keskityttiin jatkokäsittelymahdollisuuteen tulostamalla vain perustiedot henkilöstön käytössä olleiden mallien mukaan.

## 7.4 Ohjelmallinen tiedon käsittely

Monet työkalun suorittaman laskut perustuvat yksinkertaisiin kaavoihin, joista voidaan Excelissä tehdä yhtälö solulaskentamuotoon. Tällöin useat yhtälöt sekä niiden käsittelemät tiedot täytyy sijoittaa erillisiin soluihin. Monissa tapauksissa tietojen läpinäkyvä käsittely on hyödyksi käyttäjälle, sillä tuloksista voidaan heti nähdä mihin soluihin lopputulos perustuu. Useimmat laskut toteutettiin soluuun kirjoitettavilla kaavoilla. Käyttöliittymän yksinkertaistamisen takia monia soluja haluttiin käyttää kuitenkin uudelleen eri tiedon esittämiseen käyttäjän valintojen mukaan. Esimerkiksi lähtötietojen valinnan perusteella täytyi muuttaa useita yhteisiä soluja sisältämään eri tekstiä, kaavoja tai yksiköitä. Ehtolauseiden täyttämistä soluista muodostuisi nopeasti sekava kokonaisuus, jossa tiedonkäsittelyn läpinäkyvyys katoaa.

Työkalun valintojen suodatustavat ja tietojen listausmenetelmät päätettiin toteuttaa Excelin VBA-ohjelmointikielellä. Ohjelmaan voidaan ottaa suoraan soluun syötettyjä tai laskettuja arvoja, tehdä niiden perusteella valintoja ohjelman koodin mukaisesti, ja syöttää arvo toiseen soluun. Menetelmän etuna on solun sisällön vapaa muokattavuus, käyttöliittymän yksinkertaistaminen, ja monipuolisempi tietojen käsittely verrattuna solukaavoihin. Solun sisältö voidaan asettaa tekstiksi, luvuiksi tai kaavoiksi määriteltyjen ehtojen myötä. Käyttöliittymässä esiintyvään yhteen soluun voitiin sisällyttää kaikki tarvittavat kaavat näkyväksi vain silloin, kun kaavan käyttö oli laskennan kannalta oleellista, joten käyttäjän valintoja voitiin lisätä ilman käyttöliittymän huomattavaa monimutkaistumista. Esimerkiksi suoritusarvolaskujen lopputulokset voitiin muuttaa yhtenäiseen tekstimuotoon tarjouspohjaa varten ilman solukaavojen käyttöä, jolloin niiden kopiointi helpottuu. Käyttäjälle voidaan antaa mahdollisuus syöttää manuaalisia arvoja samaan soluun, jossa sijaitsee laskun tekevä kaava, koska kaava on tallessa ohjelmoituna.

Ohjelmallisesta valintamenetelmästä oli hyötyä erityisesti komponenttivalinnassa. Komponenttilistaukseen voitiin liittää sopivat valintamenetelmät osan tyyppin ja ominaisuuksien sekä komponenttien riippuvuussuhteen perusteella. Esimerkiksi kehän pitäjarruna toimivan rumpujarrun valintaan liittyy jarrurummun koko sekä valinta kahdesta erityyppisestä vapaanapitomekanismista. Useampi eri vaihtoehto oli päällekkäinen eri rumpukojen kesken. Valintamenetelmään haluttiin varmistus siitä, ettei käyttäjä voi valita sopimatonta yhdistelmää. Ohjelmallisesti saatiin toteutettua suhteellisen monimutkaisiakin vaikutuksia eri valintojen välillä yksinkertaisilla vertailumenetelmillä. Lisäksi komponentin eri soluissa sijaitsevat tiedot voidaan yhdistää ja tulostaa tekstimuotoon, joten komponenttien tiedot saatiin jatkokäsiteltävään muotoon.

Ohjelmoitavan tiedonkäsittelymenetelmän vaarana on tiedonkulun sekä laskutavan hämärtäminen. Ohjelman toimintaan täytyy perehtyä ja jatkokehitysmahdollisuudet ovat haasteelliset. Mahdollisen virheellisen toiminnan myötä työkalu voidaan todeta käyttökelvottomaksi. Ongelmaa pyrittiin vähentämään kommentteilla sekä nimetyillä soluilla, jotka esiintyvät koodissa. Lisäksi ohjelmista pyrittiin tekemään riippumattomia solun sijainnin tai käyttäjän valinnan suhteen. Työkalun perusteellinen toimintatavan muuttaminen on kuitenkin haasteellista.

## 8 Tulokset

---

### 8.1 Vaiheyksiköt

Meesauunien käyttöyksiköiden pohjana käytettävät vakiovaiheyksiköiden kokoluokat valittiin. Vaihesarjasta määriteltiin kuusi eri kokoa, joihin tulevat vaihteet perustuisivat. Niiden toisioakselin rakenne muutettaisiin valittujen laakerien sekä akselien perusteella ja niissä käytettäisiin määriteltyjä esivalittuja osia.

Välitysosien akseliväleille muodostettiin taulukko, joihin lisättiin vaaditut ensiöpäädyn akselivälin muutokset apukäytön toteuttamisen mahdollistamiseksi. Vaihesarjan akselivälin taulukko helpottaa suunnittelua sekä välitysosien mallintamista. Akselivälin määrittelyyn sisältyi kuitenkin haasteita, sillä monet insinööriyön ulkopuolelle rajatut muuttujat voivat olla ratkaiseva tekijä tarpeellisen apukäytön akselivälin laskemiselle. Esimerkiksi apumootorin sekä sen asennusalustan mahdolliset korkeudet olisi hyvä ottaa huomioon, mutta selvittävä kokonaisuus rajautui aikataulun puitteissa työn ulkopuolelle. Akselivälit taulukoitiin ohjearvoina, jotka tarkentuisivat myöhemmin. Apukäytölle määriteltiin vain yksi välityssuhdevaihtoehto, sillä sen tarkkuus ei ole erityisen merkityksellinen käytännössä ja vaihtoehtoja haluttiin rajata myynnin työn kannalta.

Laakerivoimien yhteydessä tarkastellut vaarnavoimat sekä laakerin leveyden mukaan määritettävälle laakeripalkille mahtuvat vaarnojen mahdolliset koot selvitettiin ja lisättiin taulukkoon. Suurimmille vaihteille määriteltiin vahvennetut vaarnat tarpeeksi suuria laakerivoimia varten. Vaiheyksiköiden nimellisvälitykset otettiin vakiovaihesarjasta ja niiden painot arvioitiin vakiovaihteiden mukaan arvioidulla kertoimella lisääntyneiden osien sekä muutoksien johdosta.

## 8.2 Esivalitut komponentit

### 8.2.1 Laakerit ja akselit

Vaihdeyksiköiden toisioakselin rakenteen laskennassa selvinneiden suoritusarvojen perusteella esiteltiin vaihtoehtoisia kokoonpanoja sekä suurimpia mahdollisia hammasvoimia laakerivaihtoehtojen mukaan. Vaihteiden kokoluokkaporrastus sekä kullakin vaihteella käytettävät toisioakselin laakerit päätettiin, ja niiden perusteella määräytyi suurin mahdollinen akselilla sallittava hammasvoima, usein laakerin kestoiän rajoittamana. Tulosten perusteella voidaan päättää erillisten laakeripukkien tarpeesta kyseisillä vaihteilla. Hammasvoimat haluttiin pitää maltillisena, vaikka isoimmat mahdolliset laakerit sallisivatkin suurempia kuormia. Laskennassa käytettiin pahimpia mahdollisia tapauksia, joiden katsottiin vääristävän hammasvoiman keston tarvetta. Lisäksi toisioakselin paksuus olisi kasvanut huomattavan suureksi isoimpien laakerihalkaisijoiden myötä. Laakerivaihtoehtojen myötä määräytyivät niiden mukaan lasketut akselin päämitat ja muodot. Akselin pituus muuttuisi hammaspyörän leveyden mukaan ja akselin pään halkaisijan muutoksia käsiteltäisiin kehän hammaspyörän mukaan tapauskohtaisesti.

### 8.2.2 Vapaakytkin

Mahdollisia apukäytön rakenteita haettiin edellisistä meesauunikäyttöön suunnitelluista osista, sillä käyttökelpoisia kokonaisuuksia ei haluttu suunnitella uudelleen. Mahdollisia vapaakytkinkokoja rajoittavat niihin kiinnitettävät akselihalkaisijat sekä vapaakytkimen ulkohalkaisija. Kytkimen avulla toteutetaan apukäytön välityssuhde, joten sen mitat ovat osa akselivälin määrittämisestä. Vaihteisiin haluttiin mahdollisimman vähän vapaakytkinvaihtoehtoja, jotta niiden koko suhteessa muihin välityksiin säilyisi sopivana. Lisäksi vapaakytkimen koko vaikuttaa mahdollisiin muutostarpeisiin ensiöakselin osalta.

Vaihteet voidaan tehdä eri akselikonfiguraatioilla, eli ensiöakselin ja toisioakselin puolet täytyy olla vaihdettavissa. Vapaakytkimen hammaspyörä ja vaihteen toisen portaan hammaspyörä vievät suuren osan vaihteen sisäleveydestä ensiöakselin päädyssä. Vapaakytkimen koko halutaan pitää mahdollisimman pienenä akselikonfiguraation muutoksien vaatiman tilan takia. Kytkimet valittiin riittävän momentinvälityskyvyn ja tunnettujen vapaakytkintyyppien perusteella valmistajan katalogista.



### 8.2.3 Keskipakojarru

Apukäyttöön liitettävä keskipakojarru valittiin, ja aiemmin käytettyjä jarruja mukaillen vaihdeyksiköihin määriteltiin momentin keston myötä sopivat koot. Koko sarjaan riitti vain kaksi eri jarrua, sillä sopivalla nimellismomenttialueella oleva jarru riitti apukäytön akselilla moneen eri vaihteeseen. Jarruille tehtävät sisähalkaisijat ilmoitettiin valittujen apukäyttöratkaisuiden akselin halkaisijoiden mukaan.

### 8.2.4 Rumpujarrut, kytkimet

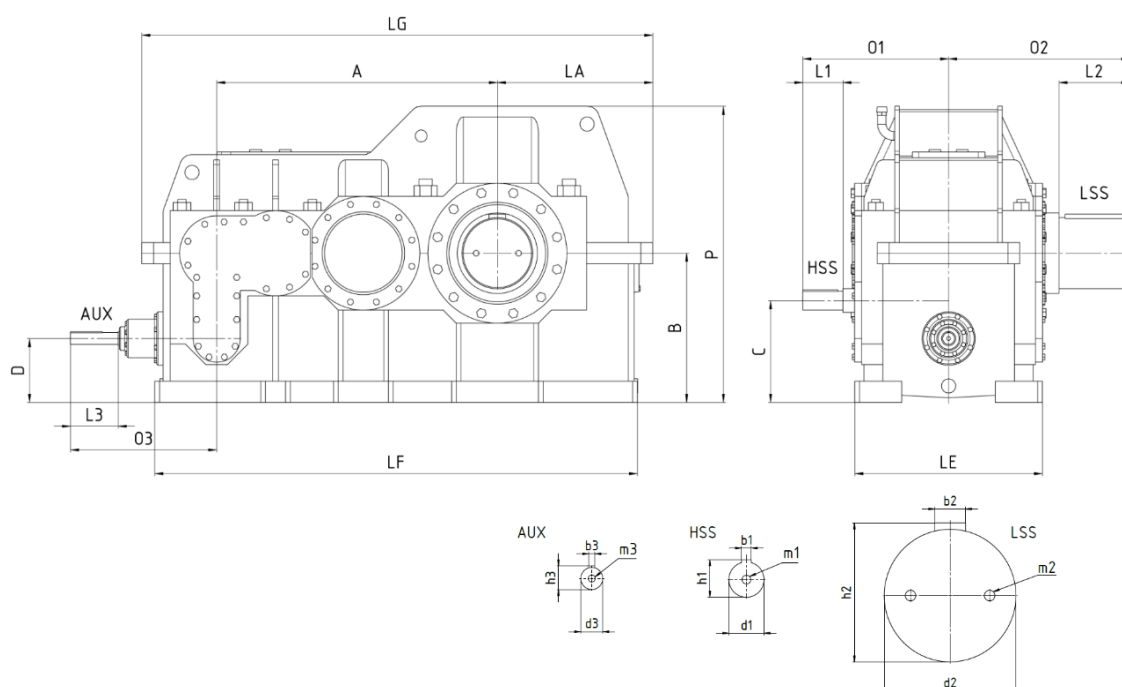
Kehän paikallaan pitävä rumpujarru sekä moottorien akselien liittämiseksi vaadittavat kytkimet valitaan tarjouskohtaisesti, mutta niiden valintaa helpottamaan luotiin listaus esivalituista osista, jotka voidaan sisällyttää tarjouspohjaan Excel-työkalun avulla. Lisätaukseen sisällytettiin tyypillisimmät kytkinkoot ja rumpujarrun tarvitsemat jarrurummut, sekä yhteensopivat toimilaitteet.

## 8.3 Excel-työkalu

Myynnin käyttöön tarkoitettu työkalu ohjaa vaihdeyksikön valintaa aina samalla tavalla. Valintaan riittää muutaman lähtötiedon syöttäminen, eikä erillisiä tiedostoja hammasvoimien laskentaan tarvitse välttämättä käyttää. Sillä voidaan laskea erilaisten lähtötietojen perusteella vaihdeyksiköiden vaatimuksia sekä vertailla nopeasti pienten muutoksien vaikutuksia. Työkaluun pyrittiin sisällyttämään tarjouksen tekemistä helpottavia toimintoja sekä vähentämään komponentin suoritusarvojen erillistä hakemista katalogista. Työkalusta haluttiin toimiva pohja tarjousprosessin, hinnanmäärityksen sekä komponenttien hallinnan osalta. Vaihdeyksikön valinta ohjautuu vakioitujen komponenttien mukaan.

## 8.4 Tuoteluettelo

Valittujen komponenttien sekä tietojen listaukseen hahmoteltiin tuotekatalogin mallista luettelo, jossa on tarpeelliset tiedot vaihteesta kokoluokittain suunnittelun sekä tarjouksen perustaksi. Piirustuksesta selviävät esimerkiksi akselien mitat ja sijainnit sekä kotelion mitat. Yksi sarjan vaihdekokoluokka on suunniteltu insinööriyön aikana, ja sen mitat voitiin lisätä luetteloon. Listaukseen liitettiin vaihekoolle valitut komponentit ja niiden mukaiset mitat, valittujen laakerien kestävät kuormitukset, nimellismomentit sekä nimellisivälitykset, painot, ja akselivälit. Katalogia voitaisiin mahdollisesti käyttää asiakkaalle lähetettävään informaatioon ja hyödyntää rankana välitysosien sekä kotelion suunnitteluun. Kuvassa 19 luettelo varten tehty piirustus ja liitteessä 5 on tuoteluettelon mukainen mittataulukko vaihdekokoluokittain.



Kuva 19. Katalogin piirustus.

## 9 Yhteenveto

---

Insinööriyön tavoitteena oli esisuunnitella vaihdesarja meesauunikäyttöön ja edistää myytävien tuotteiden yhdenmukaisuutta tarjouksen sisällön sekä tarjottujen tuotteiden suunnittelun kannalta. Työn edetessä tavoitetila sekä lopputuloksen kannalta tärkeimmät asiat selkiytyivät, mutta laajan kokonaisuuden käsittely aiheutti huomattavia haasteita ja johti useisiin epäolennaisuuksiin. Vaihdesarjan esisuunnittelu suoritettiin vaadittuun tilaan asti, mutta jatkokehitystä vaativia osa-alueita jäi useita. Esimerkiksi akselivälien tarkempia mittoja ei voitu tarkastella täydellistä suunnittelua vastaavasti ilman selvitystä vaihteeseen liittyvistä lopullisista komponenteista sekä niiden suunnittelun ehdoista.

Laakerien valinnan sekä akselin tietojen myötä saatiin rajoitus ulkoisille voimille, joiden perusteella yhdessä hammaspyörän leveyden kanssa voitiin määrittää selkeä peruste laakeripukkien käytölle kunkin vaihdeyksikön osalta. Aiemmin tämä määritelmä perustui tapauskohtaiseen tarjousvaiheessa käytyyn keskusteluun suunnitteluosaston kanssa. Toistuvat erityyppisten vaihteiden laakereiden sekä akselien keston tarkastelut sitoivat suunnitteluhenkilöstöä. Esivalittujen vaihdeyksiköiden sekä komponenttien myötä tarjousta tehdessään myynnillä olisi vaadittavat tiedot välittömän päätöksen tekemistä varten.

Insinööriyön aikana pidettiin lukuisia kokouksia, joissa vanhempien suunnittelijoiden sekä johtajien kanssa käydyt keskustelut johtivat eri komponenttien valintoihin tai ratkaisuihin. Tuotettua Excel-työkalua kehiteltiin tasaisesti koko insinööriyön ajan saadun palautteen sekä opittujen asioiden myötä. Työkalun kehityksestä sekä siihen sisällytettävistä asioista käytiin keskustelua työn edetessä ja sisältö rajoitettiin kattamaan vain osa kehäkäyttöpaketin kokonaisuudesta. Lukuisia meesauunin käyttölaitteiston osa-alueita jätettiin pois, koska ne katsottiin lopulta vaihdeyksikön kannalta epäolennaisiksi. Myös tarjouskokonaisuuden hallinta osoittautui haastavaksi ja tarjouksen sisällön määrittelyssä keskityttiin vaihdeyksikön sekä muutaman vakiokomponentin valintaan. Työkalun sekä tuotetun katalogin päätarkoitus oli vaihdeyksikön nopean valinnan mahdollistaminen ilman suunnitteluhenkilöstöä. Niiden avulla voidaan arvioida toisioakselin kuormien laskentaa sekä suodattaa nopeasti komponentin valintaa esimerkiksi vaadittavien laakeripukkien osalta.

Insinöörityön myötä vakioitujen komponenttien ja vaihteiden tulisi nopeuttaa kokonaisuuden suunnitteluprosessia ja tarjouksien aikana tehtyä valintatyötä. Tulevien tilauksien myötä valmiiksi suunniteltu vaihdekanta kasvaa, jolloin käytettävät lisävarusteet sekä kokonaisuudet yhtenäistyvät ja tilauskohtaisesti suunniteltavien tuotteiden tulisi vähentyä. Valittujen komponenttien sekä akselivälien myötä voitiin taulukoida vaihdeyksikön tiedot ja mitat suunnittelun sekä myynnin käyttöön. Työssä tehtyyn tuoteluetteloon voidaan päivittää loppusuunnittelun myötä selviävät ja mahdollisesti vielä tarkentuvat mitat.

Insinöörityön myötä saatiin liikkeelle prosessi, jonka tavoitteena on meesauunikäyttöön mukautettu vaihdesarja. Vaihdeyksiköitä ei ollut tarkoitus suunnitella lopullisesti insinöörityön aikana, joten tärkeimpänä työn lopputuloksena voidaan pitää keskustelun aloittamista sovelluksessa vaadituista ratkaisuista sekä mahdollisen suunnan näyttämistä. Työn aikana valittiin alustavat vaihdeyksiköt ja tietyt komponentit sekä määriteltiin komponenttien valinnan ehdot myyntityön toteuttamisen avuksi. Valinnat todennäköisesti tarkentuvat uusien vaatimusten sekä havaintojen myötä, mutta yrityksellä on käytössä pohja tulevaa työtä varten.

## Lähteet

---

ABB Technical guide book. 2016. Verkkoaineisto. ABB Oy. <<https://library.abb.com/fi>>. Luettu 10.1.2020.

Airila, Mauri; Ekman, Kalevi; Hautala, Pekka; Kivioja, Seppo; Kleimola, Matti; Martikka, Heikki; Miettinen, Juha; Niemi, Erkki; Ranta, Aarno; Rinkinen, Jari; Salonen, Pekka; Verho, Arto; Vilenius, Matti & Välimaa, Veikko. 2003. *Koneosien suunnittelu*. 4. Helsinki: WSOY.

DIN 6892:1998. "Drive type fastenings without taper action - Parallel keys - Calculation and design." Berliini: Deutsches Institut für Normung.

DIN 743-1:2000-10. "Shafts and axles, calculation of load capacity - Part 1: General basics." Berliini: Deutsches Institut für Normung.

DIN ISO 281. "Rolling bearings - Dynamic load ratings and rating life." Berliini: Deutsches Institut für Normung.

DIN ISO 281:1993. "Rolling bearings - Dynamic load ratings and rating life." Berliini: Deutsches Institut für Normung.

Drive package example for accessories, girth ring drives. 2016. Yrityksen sisäinen dokumentti. SEW Industrial Gears Oy.

Gellerstedt, Görän; Ek, Monica & Henriksson, Gunnar. 2009. *Pulping Chemistry and Technology*. E-kirja. De Gruyter.

History and experience with segmented girth gears. 2016. Yrityksen sisäinen dokumentti. SEW Industrial Gears Oy.

Historiikki. 2009. Verkkoaineisto. Karkkilan Ruukkimuseo. <<https://www.karkkila.fi/ruukkimuseo/historiikki.html>>. Luettu 6.11.2019.

Santasalo Oy. 2019. Verkkoaineisto. Porssitieto.fi. <<https://www.porssitieto.fi/osake/lisaa/santasalo.shtml>>. Luettu 6.11.2019.

Segmented Girth Gears. 2015. Yrityksen sisäinen dokumentti. SEW Industrial Gears Oy.

Seppälä, Markku J.; Klemetti, Ursula; Kortelainen, Veli-Antti; Lyytikäinen, Jorma; Siitonen, Heikki & Sironen, Raimo. 1999. Paperimassan valmistus. Jyväskylä: Opetushallitus.

Uudet tilat ovat ankkuroineet SEW:n yhä lujemmin Karkkilaan. Toukokuu, 2015. Artikkele. Karkkilan Tienoo.

## Esimerkki hammasvoimataulukosta

325	294	269	271	257	245	224	206			
348	315	288	290	276	263	240	221			
372	336	307	310	294	280	256	235			
395	357	326	329	313	298	272	250			
Ø	378	345	348	331	315	288	265	261	236	226
Ø	399	365	368	349	333	304	279	276	250	238
Ø	420	384	387	368	350	320	294	290	263	251
Ø	441	403	406	386	368	336	309	305	276	263
Ø	462	422	426	405	385	352	324	319	289	276
Ø	483	441	445	423	403	368	338	334	302	288
Ø	504	460	465	441	420	384	353	348	315	301
		480	484	460	438	400	368	363	328	313
		499	503	478	455	416	382	377	341	326
		518	523	496	473	432	397	392	355	338
		537	542	515	490	448	412	406	368	351
		556	561	533	508	464	427	421	381	364
		576	581	552	525	480	441	435	394	376
		595	600	570	543	496	456	450	407	389
		614	619	588	560	512	471	465	420	401
		633	639	607	578	528	485	479	433	414
		652	658	626	595	544	500	494	447	426
		672	677	644	613	560	515	508	460	439
		Ø	Ø	630	576	530	523	473	451	
		Ø	Ø	648	592	544	537	486	464	
		Ø	Ø	665	608	559	552	499	476	
		Ø	Ø	683	624	574	566	512	489	
		Ø	Ø	700	640	588	581	525	501	
		Ø	Ø	718	656	603	595	538	514	
		Ø	Ø	735	672	618	610	552	527	
		Ø	Ø	753	688	633	624	565	539	
		Ø	Ø	770	703	647	639	578	552	
		Ø	Ø	Ø	719	662	653	591	564	
		Ø	Ø	Ø	735	677	668	604	577	
		Ø	Ø	Ø	751	691	682	617	589	
					767	706	697	630	602	
					799	735	726	657	627	
					831	765	755	683	652	
					863	794	784	709	677	



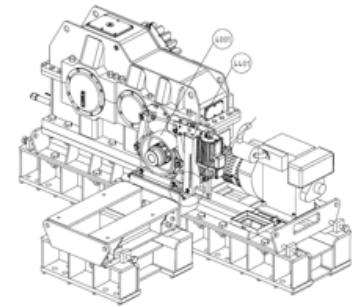


## Valintatyökalun käyttöliittymä

Pyörintänopeudet, laskenta suurimmalla vääntömomentilla	Running speed	<input type="text"/>	<i>l/min</i>	<input type="checkbox"/> Slider
Moottorin nopeus [valinta / manuaalinen]	Motor speed	$n_f$ <input type="text"/>	<i>l/min</i>	4-pole motor 50Hz ▾
Moottoriteho / rummun vääntömomentti <i>Kerroin moottoritehosta käyttötehoon</i> Käyttöteho	Total motor power Operating load factor Est. running power	$P_m$ <input type="text"/> $P_{kf}$ <input type="text"/>	$kW$ $kW$	
Rummun lasketut tai ilmoitetut momentit, laskenta käyttötehosta	Drum torque		<i>kNm</i>	
	Drum torque with est. motor power at centerline - efficiency losses			
	<b>Girth gear</b>			
Haluttu kehän vääntö Moduuli Pinionin hampaat Kehän hampaat pyörästettyinä Pinionin leveys	Girth gear ratio Module Pinion teeth Segment teeth Pinion width	$M_g$ <input type="text"/> $\alpha_f$ <input type="text"/> $\alpha_s$ <input type="text"/> $b$ <input type="text"/>	<i>mm</i> <i>mm</i> <i>mm</i> <i>mm</i>	<input type="checkbox"/> Slider
Todellinen vääntö Vaihteen vääntösuhde Haluttu kehän varmuus Kehän hyötysuhde	Actual ratio Required gear unit ratio Required pinion speed Fs to running power Gg efficiency	$i_{u2}$ $n_f$ <input type="text"/> $S_f$ <input type="text"/> $\eta_{gg}$	<i>mm</i> <i>l/min</i> <i>mm</i> <i>mm</i>	At nominal speed
Vaihteen vääntösuhde, haetaan lähimpään nimelliseen LSS nopeus ylläolevalla vääntöyksellä Hyötysuhde, 3 / 4 portaiset Vaadittu FS Vaihteyksiköiden määrä (1/2 pinion)	Gear unit ratio, nominal Pinion speed Gear unit efficiency Service factor Gear units	$i_{u2}$ $n_f$ <input type="text"/> $\eta_{gu}$ $S_f$ <input type="text"/> <input type="text"/>	<i>mm</i> <i>l/min</i> <i>mm</i> <i>mm</i> <i>pcs</i>	<input type="checkbox"/> Manual ratio 4 stage gear unit
Rummun momentti vaihteen mitoituksessa [laskettu / ilmoitettu] LSS momentti HSS momentti	Drum torque Pinion torque HSS Torque	$M_{d2}$ $M_{p2}$ $M_{s2}$	<i>kNm</i> <i>kNm</i> <i>kNm</i>	
Moottoriteho HSS momentilla ja nimellisa nopeudella	Main motor	$P_{s2}$	<i>kW</i>	
Vaadittu nimellismomentti [Mk2*FS]	Nominal torque	$M_{n2}$	<i>kNm</i>	
<b>Valitse vaihteyksikkö, lähimpään suurempaan</b>	Selected gear unit			<input type="checkbox"/> Manual gear unit
<b>Toteutava FS</b>		$M_{n2}$ $S_f$	<i>kNm</i> <i>mm</i>	
	<b>Aux unit</b>			
Apukäytön vääntö Moottorin nopeus [valinta / manuaalinen] Rummun nopeus apukäytöllä Apukäytön hyötysuhde Apukäytön akselin momenttivastaus Apukäytön tehon kerroin Moottorin tehoavastus kertoimella	Aux drive ratio Aux motor speed Drum speed Aux efficiency Aux HSS torque Aux power multiplier Aux power with multiplier	$i_{u21}$ <input type="text"/> $n_f$ <input type="text"/> $n_d$ <input type="text"/> $\eta_{au}$ $M_{s2}$ <input type="text"/> <input type="text"/> $k$ <input type="text"/>	<i>mm</i> <i>l/min</i> <i>l/min</i> <i>mm</i> <i>mm</i> <i>kW</i> <i>kW</i>	6-pole motor 50Hz ▾
	<b>Pinion</b>			
Moduuli, valittu ylempää Hampaiden lukumäärä Jakohalkaisija Jakohalkaisija Juurihalkaisija Ryöntökulma Käyttöteho toisiolla Vaadittu varmuus Pinionien lukumäärä Pinionin nopeus, moottorin nopeus / vaihteen vääntö Vääntömomentti toisiolla, sis. Hyötysuhteet Pienin akselihalkaisija Suurin akselihalkaisija	Module Pinion teeth Pitch diameter Pitch diameter Root diameter Pressure angle Running power Service factor Pinions Pinion speed Running torque Min shaft diameter Max shaft diameter	$M_g$ $\alpha_f$ $d_f$ $d_{r2}$ $\alpha_a$ <input type="text"/> $P_{s2}$ $S_f$ $n_f$ $M_{s2}$ $d_{smin}$ $d_{smax}$	<i>mm</i> <i>mm</i> <i>mm</i> <i>mm</i> <i>deg</i> <i>kW</i> <i>mm</i> <i>mm</i> <i>l/min</i> <i>kNm</i> <i>mm</i> <i>mm</i>	
Pinionin leveys, valittu yllä Hammasvoimien radiaalikomponentti Suurin sallittu radiaalivoima akselilla	Pinion width Radial force Gear unit Fr max at pinion speed	$F_d$ $F_R$ $F_{Rmax}$ rpm	<i>mm</i> <i>kN</i> <i>kN</i> <i>mm</i>	

## Valintatyökalun komponenttivalinta

Gear unit			
Main motor speed	<i>Min</i>		
Aux motor speed	<i>Min</i>	HSS diameter	<i>mm</i>
LSS speed	<i>Min</i>	HSS L1	<i>mm</i>
		LSS L2	<i>mm</i>
Drum torque	<i>kNm</i>	AUX diameter	<i>mm</i>
Pinion torque	<i>kNm</i>	AUX L3	<i>mm</i>
HSS Torque	<i>Nm</i>		
Aux Torque	<i>Nm</i>		



Vain jos pinion standi huomio / erittely	
LSS Coupling	
	FS
LSS Coupling required torque	<i>kNm</i>
HSS Ød3	<i>mm</i>

LSS coupling

HSS Drum brake	
	FS
HSS Drum braking torque	<i>Nm</i>

Drum brake

**GROSS**

Mbr max. *Nm*  
\*Manual release

HSS Coupling + Drum	
	FS
HSS Coupling nominal torque	<i>Nm</i>
HSS Ø d1	<i>mm</i>

HSS coupling

*Nm*  
*Nm*

Max bore

**GROSS**

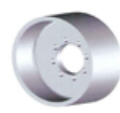
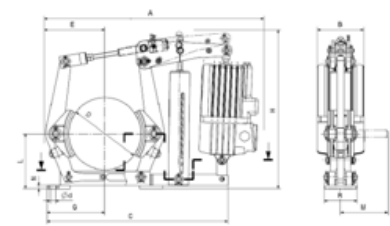
AUX Coupling	
	FS
Aux HSS Torque	<i>Nm</i>
AUX Ød	<i>mm</i>

Aux Coupling

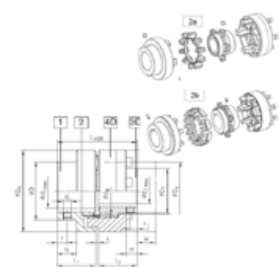
*Nm*  
*Nm*

**GROSS**

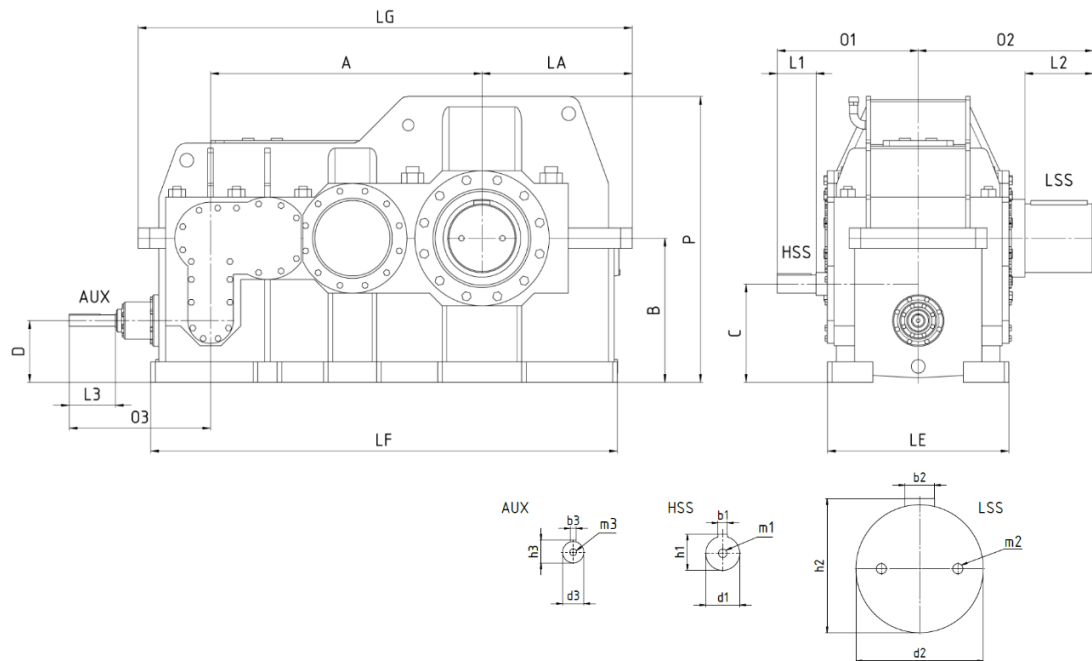
Centrifugal brake	
	FS



Bremstrommeln / Brake drums



Katalogimalli



Gear unit	Mn2	Bearings		Mk2	Max. Fr [kN]				Freewheel	Centrifugal brake		i Aux	Weight	Nominal ratios
		LSSL1	LSSL2		Pinion width					Size	Bore Ø			
210	90			45							12	2000	71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160	
230	131			65							12	2900		
250	164			85							12	3700		
280	270			125							12	5500		
300	350			175							12	7600		
320	475			225							12	9300		

Size	A	B	C	D	LA	LE	LF	LG	P	L1	O1	L3	O3
210													
230													
250													
280													
300													
320													

L2	O2	L2	O2	L2	O2	L2	O2	L2	O2

Size	d1	b1	h1	m1	d2	b2	h2	m2	d3	b3	h3	m3
210												
230												
250												
280												
300												
320												

Gear unit	Mn2	Arvioidut akselivälit		Vakioakselivälit	
Size	kNm				
210	90	▲			
230	131	▲			
250	164	▲			
280	270	▲	▲		
300	350	▲			
320	475	▲			