



TAMPEREEN
AMMATTIKORKEAKOULU

ETÄHALLITTAVAN TYÖSTÖKONEEN KAPPALEKIINNITTIMIEN SUUNNITTELU

Mikko Similä

Opinnäytetyö
Joulukuu 2018
Konetekniikan koulutus
Älykkäät koneet



TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Konetekniikan koulutus
Älykkäät koneet

SIMILÄ MIKKO:

Etähallittavan työstökoneen kappalekiinnittimien suunnittelu

Opinnäytetyö 53 sivua, joista liitteitä 8 sivua
Joulukuu 2018

Tässä opinnäytetyössä kuvaillaan ohjelmallisesti hallittavien kappalekiinnittimien suunnitteluprosessi asiakkaan toiveista valmiiksi suunnitelmaksi. Kappalekiinnittimet suunniteltiin työstökoneeseen, jota käytetään varsinaisen työstötilan ulkopuolelta. Koneistettava aihio asetetaan paikalleen etäohjatusti, joten kappaleenkiinnittimien tulee mahdollistaa kappaleen helppo ja oikea asettelu sekä kiinnitysvoiman hallinta. Kiinnittimien tulee olla helposti puhdistettavia ja erityisen tiiviitä työstöjäämien rakenteisiin pääsyn estämiseksi. Suunnitteluprosessi kuvattiin kaaviona, josta käy ilmi kussakin suunnitteluvaiheessa tuotetut dokumentit.

Suunnittelussa kartoitettiin olemassa olevia ratkaisuja ja tietoa kappalekiinnittimistä ja innovoitiin uusia toteutustapoja kiinnittimien toteuttamiseksi. Kerätyn aineiston perusteella päädyttiin servomoottorikäyttöiseen kappalekiinnittimeen, jossa puristus tehdään trapetsikierteisellä ruuvilla ja johteina on lattajohteiden sijaan kuulakiertoiset lineaarijohteet. Kiinnittimiä hallitaan suoraan työstökoneen Siemens SINUMERIK 840D CNC -ohjauksen käyttöliittymän kautta.

Kappalekiinnittimien suunnittelu onnistui ja vaaditut toiminnot toteutettiin. Jatkokehityksessä joitakin kiinnittimen suunnittelussa hylättyjä ratkaisutapoja voitaisiin testata ja verata toteutettuun ratkaisuun. Tällä voitaisiin saada käytettyä tilaa vieläkin pienemmäksi ja puristusvoimaa kasvatettua nyt tavoiteltua suuremmaksi. Tuloksia tarkasteltaessa havaittiin suunnitteluprosessia kuvaavan kaavion olevan melko hyvin yleistettävissä myös laajemmin suunnitteluprosessia kuvaavaksi.

Asiasanat: koneensuunnittelu, työkappaleen kiinnitin, puristin

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Degree Programme in Mechanical Engineering
Intelligent Machines

SIMILÄ MIKKO:

The Design of a Work Holding Device for a Remotely Operated Milling Machine

Bachelor's thesis 53 pages, appendices 8 pages
December 2018

The purpose of this thesis was to design a semi-automatic machine vice for work piece holding for a remotely controlled three axis milling machine. The vice was to be easy to clean after machining, well-sealed against milling debris and easy to operate using only manually controlled robotic arms. The opening of the vice should be configurable and preset per the work piece used. The design process was also to be documented for personal development purposes.

The subject of work piece holding was first studied from literature and by performing test measurements. The development continued with brainstorming new approaches and systematically selecting the most appropriate solution for the environment. The three most promising ideas were studied in more depth and eventually one was chosen to be the main design approach.

As the space reserved for the vice was very limited, all components were carefully evaluated before selection. Calculations were made for component lifetime, static stress carrying capabilities and clamping forces needed. The vice was designed in 3D CAD where the strength of the structure was also checked.

The result of the design was a plan for a servo driven machine vice including calculations concerning the selected components, drawings for the parts to be made and service and assembly instructions. A flowchart was made to describe the design process and the documents produced during the process.

Key words: mechanical engineering, clamping, vice, design

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	7
2	TARVE- JA VAATIMUSMÄÄRITTELY	8
	2.1 Käyttöympäristö.....	8
	2.2 Käsiteltävät kappaleet	9
	2.3 Asiakaan toiveet.....	9
	2.4 Ohjausjärjestelmästä johtuvat rajoitukset	10
	2.5 Fyysiset vaatimukset.....	11
	2.6 Huomioitavat näkökulmat suunnittelussa	11
3	STANDARDIT.....	13
	3.1 Standardeista yleisesti.....	13
	3.2 Kiinnittimien suunnittelua koskevat standardit	14
	3.3 Standardien ja direktiivien vaikutukset kiinnittimien suunnitteluun	15
4	ENNAKKOSELVITYKSET.....	16
	4.1 Mittaukset	16
	4.2 Kiinnittimen puristusvoima laskemalla	16
	4.3 Kappaleen kiinnityksestä valmista tietoa.....	17
5	IDEOINTI JA RATKAISUN VALINTA	19
	5.1 Ideointi ja ideoiden keskinäinen vertailu	19
	5.2 Ratkaisut	20
6	VALITTU TOTEUTUSTAPA.....	22
	6.1 Ruuvikäyttö.....	22
	6.2 Voiman välitys ruuvikäytölle.....	24
	6.3 Ruuvikäytön laakerointi.....	25
	6.4 Johteet	27
7	Mekaniikkasuunnittelu	33
	7.1 Työkalut	33
	7.2 Haasteet.....	33
8	Tulokset.....	37
	8.1 Kappalekiinnitin.....	37
	8.2 Tuotokset	38
	8.3 Suunnitteluprosessin kuvaus	39
	8.4 Tavoitteiden täytyminen	40
9	Pohdinta.....	42
	LÄHTEET.....	44
	LIITTEET	46
	Liite 1. Ideoinnin tulokset.....	46

Liite 2. HTD-hammashihnojen laskentaa.....	47
Liite 3. Mulco Power -laskentaohjelman tulokset.....	49
Liite 4. Johdekelkkojen vertailua	50
Liite 5. Johteiden kuormituksen laskennan perusteet.....	52
Liite 6. Suunnittelun vaiheet ja tuotokset.....	53

LYHENTEET JA TERMIT

CNC	Computer Numerical Control, Tietokoneohjattu numeerinen ohjaus
G-koodi	Komentokieli numeerisesti ohjatun laitteen ohjaukseen
NC	Numerical Control, numeerinen ohjaus
NCU	Numerical Control Unit, numeerisen ohjauksen keskusyksikkö
PLC	Programmable Logic Controller, ohjelmoitava logiikka

1 JOHDANTO

Tässä opinnäytetyössä käsitellään etähallittavan metallintyöstökoneen työkappaleen kiinnittimien mekaniikkasuunnittelua ja suunnitteluprosessin vaiheita. Opinnäytetyö on tehty Metecno Oy:lle, jonka asiakas on opinnäytetyön kohteena olevien kiinnittimien loppukäyttäjä. Suunnitteluprosessin dokumentoinnin tarkoituksena on kehittää omaa työnkulkua ja käyttää sitä keskustelupohjana Metecnon säännöllisesti järjestettävissä toiminnan kehittämisen palaverissa.

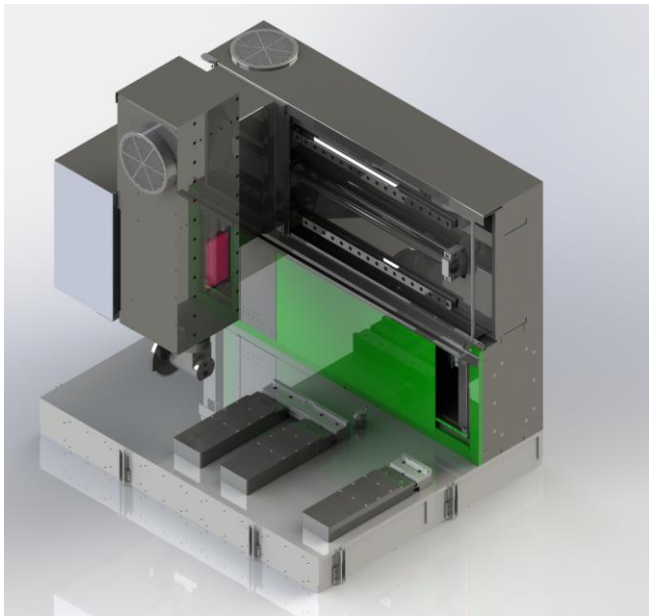
Kappalekiinnittimien suunnittelulle tuli tarve loppukäyttäjän haastavan työstöympäristön vuoksi. Työstettävät kappaleet ovat ohutseinäisiä, eikä niitä päästä asettamaan kiinnittimiin käsin. Koko työstötapahdumaa hallitaan varsinaisen työstötilan ulkopuolelta, joten kiinnityksen tukevuudesta ei saada käsituntumaa. Kaikki toiminnot pitää suunnitella siten, että työstön ja työtilan puhdistuksen aikana työtilaan ei tarvitse mennä. Tällä mahdollistetaan työtilaan haitallisia aineita vapauttavien kappaleiden työstö ja jälkikäsitely. Kappalekiinnittimien suunnittelun tärkeimpinä haasteina olivat riittävän tukevan kiinnityksen aikaansaaminen, helpon kappaleen asettelun suunnittelu, erittäin pieni käytössä oleva tila kiinnittimille sekä helpon puhdistuksen mahdollistaminen työstötapahduman jälkeen.

Opinnäytetyön tuloksena saatiin kappalekiinnittimien valmistuskuvat, laskelmat johtopäätöksineen komponenttien valinnasta ja käyttö- ja huolto-ohjeisiin tarvittavat materiaalit. Suunnitteluprosessi kuvattiin kaaviona, josta käy ilmi prosessin vaiheet ja vaiheiden mahdolliset tuotokset. Kiinnittimet valmistetaan alkuvuodesta 2019, joten testauksen tuloksia ja käyttökokemuksia ei tähän työhön vielä saada.

2 TARVE- JA VAATIMUSMÄÄRITTELY

2.1 Käyttöympäristö

Loppuasiakkaan työstökone on tilassa, joka mahdollistaa myös haitallisten aineiden käsittelyn. Tähän tilaan Metecno Oy toimittaa kuvassa 1 näkyvän kolmiakselisen CNC-työstökeskuksen, jota voidaan käyttää työtilan ulkopuolelta. Tämän työstökoneen kappaletenkiinnittimet tuli suunnitella tilaan, työstettäviin kappaleisiin ja asiakkaan käyttötapoihin sopiviksi. Kiinnittimiä tuli yhteensä kolme kappaletta, ja niiden hallinta tuli toteuttaa samaan käyttöliittymään kuin muukin työstökeskuksen hallinta.



KUVA 1. Kolmiakselinen työstökone suunnittelun loppuvaiheessa

Työstötilaan ei saa tuoda nesteitä, eikä sinne päästetä ihmisiä työstön tai tilan puhdistuksen ollessa käynnissä. Haitallisia aineita sisältävät työkappaleet asetetaan käsikäyttöisten robottikäsiensä avulla, joiden motoriikka ei ole erityisen tarkka. Lisäksi näkyvyys voi olla huono kappaletta kiinnittimiin asettaessa. Tämän vuoksi kiinnittimiin sovittiin suunniteltavan leuat, joihin yleisimmin työstettävät vakiokappaleet sopivat ilman tarkkoja asetustoimenpiteitä.

Työtilan ahtauden vuoksi tilankäyttö piti suunnitella erityisellä huolellisuudella. Kappalekiinnittimien mahdollisia asennuspaikkoja olivat joko työstökoneen pöytälevyn päällä

tai osittain pöytäpinnan alla oleva tila. Tilankäytön tehostamiseksi kiinnittimet suunniteltiin lopulta osittain pöytäpinnan alle tuleviksi. Näin saatiin vapautettua pöydän pintaa työstettäville kappaleille ja työkalun liikeradoille.

2.2 Käsiteltävät kappaleet

Työstettävät kappaleet ovat suurelta osin tiedossa olevia vakiokappaleita, joten peruskäyttö suunniteltiin niiden helpon käsittelyn mahdollistavaksi. Vakiokappaleet ovat eri muotoisia ohutseinämäisiä metallikappaleita, jotka työstetään kappaleen muotoon soveltuvalla työkalulla auki. Tämä on haastava tilanne kappaleen kiinnityksen kannalta: Kappale joustaa kiinnitettäessä ja kappaleen tukevuus muuttuu työstön aikana ja seurauksena. Varman kiinnityksen takaamiseksi kiinnittimet suunniteltiin siten, että tartuntavoimaa voidaan valvoa jatkuvasti. Näin voidaan reagoida muuttuvaan kiinnitysvoiman tarpeeseen ja tilanteeseen, jossa kiinnitin jostain syystä aukeaa työstön aikana.

Vakiokappaleiden lisäksi koneella työstetään tavallisia umpimetallisia kappaleita, joiden kiinnitys huomioitiin myös suunnittelussa. Kiinnittimet suunniteltiin riittävän tehokkaiksi toimimaan myös yksittäin, mikäli työstettävä kappale sitä vaatii. Kiinnittimien leukojen tuli olla vaihdettavat, koska joissain tapauksissa on tarpeen tehdä työstökappaleen mukaan suunnitellut kiinnitysleuat tukevan kiinnityksen ja helpon kappaleen asettelun saavuttamiseksi.

2.3 Asiakaan toiveet

Loppuasiakkaan ensisijaisina toiveina kiinnittimien suhteen oli helppokäyttöisyys ja helppo puhdistettavuus. Mikäli työstettävästä kappaleesta voi vapautua haitallisia aineita, se joudutaan asettamaan kiinnittimiin robottikäsillä, joiden tarkkuus riippuu täysin käyttäjän tarkkuudesta. Robottikädet ovat mekaanisesti toimivia, eivätkä hyvälläkään harjoittelulla erityisen tarkkoja käyttää. Kiinnittimien leuat suunniteltiin siten, että kappaleet voidaan pudottaa lähelle oikeaa sijaintia ja asetella karkeilla liikkeillä niille sopiviin tiloihin leuoissa. Kiinnittimien leukojen avautumaa ja kiinnitysvoimaa hallitaan kappalekohtaisilla asetuksilla, jolloin kullekin kappaleelle saadaan mahdollisimman helppo asetus.

Työstön jälkeen kiinnittimet tulee myös pystyä puhdistamaan samoja robottikäsiä käyttäen. Suunnittelun lähtökohdaksi otettiin tiivis rakenne, jonka sisälle työstöjäämät eivät pääse, ja yhtenäiset ja sileät pinnat, jotka saadaan imuroitua puhtaiksi. Näiden sovittaminen yhteen tilarajoitusten kanssa osoittautui haasteelliseksi, muttei lopulta mahdottomaksi. Kiinnittimien huollettavuuden helppoudesta jouduttiin tinkimään, jotta ensisijaiset toiveet saatiin tyydyttävällä tavalla toteutettua.

Kiinnittimien hallintaa helpotettiin integroimalla niiden käyttö CNC-koneen käyttöliittymään servoakseleina, jolloin niitä voidaan myös hallita tavallisilla G-koodikäskyillä. Tämä vähentää vakiotyökappaleiden manuaalista käsittelyä. Kiinnittimien asennot kussakin työvaiheessa saadaan ohjelmoitua työkiertoon, eikä kiinnityksien asetuksia tarvitse kussakin tilanteessa muistaa ulkoa. Tällä saadaan vähennettyä käyttäjän virheistä johtuvia kappaleiden vääriä kiinnityksiä.

2.4 Ohjausjärjestelmästä johtuvat rajoitukset

Työstökoneen automaatio toteutettiin Siemensin komponenteilla. NCU:ksi valittiin Siemens SINUMERIK 840D, jonka käyttöliittymän kautta voidaan suunnitella kappaleiden työstöt graafisella käyttöliittymällä ja apumakroja käyttäen. Siemensin ohjauksessa kiinnittimien ohjaus olisi voitu toteuttaa joko PLC- tai NC-akseleina. PLC-akselien etuna on hieman edullisempi yksikköhinta volyymituotteissa, mutta niiden ohjelmointiin joutuu käyttämään paljon aikaa. NC-akseleita SINUMERIK 840D:ssä on maksimissaan 8 kappaletta, ja niiden ohjelmointi on erittäin nopeaa. Yhden servoakselin lisäämien on noin 15 minuutin työ. (Meriaho 2018.)

Tässä kohteessa päädyttiin käyttämään NC-akseleita, koska niiden käyttö voidaan toteuttaa olemassa olevilla vakiokomponenteilla Siemensin käyttöliittymään minimoiden ohjelmoinnin tarpeen. Koneita tehdään vain yksi kappale, joten PLC-akselien edullisemmat komponenttihinnat eivät lopulta säästä mitään suuremman ohjelmointityön vuoksi. Lisäksi PLC-akseleille olisi jouduttu luomaan oma käyttöliittymä. Tämän sulauttaminen Siemensin käyttöliittymään onnistuu, mutta vaatii huomattavan määrän työtä.

Pohdittaessa eri tapoja mitata kiinnittimien puristusvoimaa reaaliaikaisesti todettiin servomoottorin olevan erinomaisen yksinkertainen tässä suhteessa. Servomoottorin vääntömomentti saadaan helposti luettua ja muutettua puristusvoimaksi, kun mekaniikka on tunnettu. Käytetyllä mekaanisella ratkaisulla ei ole suurta merkitystä, kunhan sen hyötysuhde tunnetaan ja se on riittävän tukeva.

2.5 Fyysiset vaatimukset

Tärkeimpänä vaatimuksena työkappaleen kiinnityksessä on riittävä kiinnitysvoima, jottei kappale liiku työstön aikana. Valmiita tutkimuksia kiinnitysvoimien suuruuksista on saatavilla, mutta suuri osa löydetyistä artikkeleista ja tutkimuksista koski umpinaisten työkappaleiden kiinnityksiä ja erityisesti kappaleen kiinnitystä sorvin leukoihin. (Haas Automation 2018; RÖHM 2018.) Tämän vuoksi kappaleen kiinnitysvoimaa myös mitattiin kokeneen työstökoneen käyttäjän avustuksella.

Normaalin työstön maksimivoimaksi on tälle työstökoneelle määritetty 2500 N, joka otettiin kiinnityksiä tarkasteltaessa kappaleeseen kohdistuvaksi maksimivoimaksi yhden akselin suunnassa. Käytännössä tämä voima voi siis olla samanaikaisesti kaikillaakseilla. Lisäksi päätettiin, että riittävä kiinnitysvoima tulee saavuttaa jo yhdellä kiinnittimellä. Näiden lähtökohtien pohjalta tehdyt mittaukset ja laskelmat esitellään luvussa kolme.

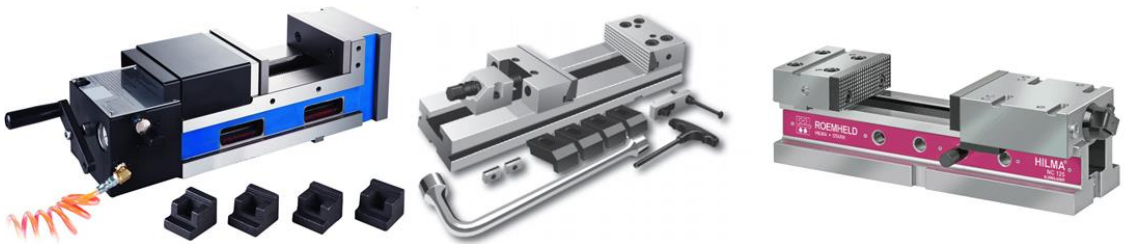
Erilaisia valmiita kappalekiinnittimiä löytyy muun muassa hydraulikka-, pneumaattikka- ja ruuvikäyttöisinä. Koska kiinnittimien tartuntavoimaa tulee seurata jatkuvasti, todettiin hydraulisen ja pneumaattisen kiinnityksen olevan huomattavasti ruuvikäyttöä vaikeammin toteutettavia. Servon vääntömomentin lisäksi tarvittava mekaniikan hyötysuhde saadaan mitattua valmiista kiinnittimestä helposti ja lisäksi kalibroitu samalla menetelmällä kiinnittimien kuluessa käytön seurauksena.

2.6 Huomioitavat näkökulmat suunnittelussa

Suunnittelussa huomioitavia asioita olivat muun muassa sekä valmistettavien komponenttien että suunnittelun kustannustehokkuus, komponenttien valmistettavuus, mekaanisen ratkaisun luotettavuus, markkinoilla olevien valmisosien mahdollisimman suuri hyödyntäminen ja valmiin kiinnittimen kokoonpantavuus, huollettavuus ja käytön helppous.

Edellinen listaus ei ole tärkeyden mukaan järjestettynä, eikä tarkoita esimerkiksi joka tilanteessa halvimman ratkaistun painottamista muita paremmaksi, vaan eri näkökulmat huomioiden parhaan mahdollisen ratkaisun valintaa.

Tilan puute ja asiakkaan ensisijaisten hygienia- ja käytettävyystarpeiden vuoksi tehtiin kompromisseja kokoonpantavuuden ja huollettavuuden suhteen. Etukäteen on jo tiedossa, että kiinnittimien asennus voi olla hankalaa tilan ahtauden vuoksi, mutta tämän todettiin olevan hyväksyttävä haitta. Kiinnittimien asennus suoritetaan kuitenkin erittäin harvoin verrattuna normaaleihin käyttö- ja puhdistustilanteisiin. Huollettavuudessa päättyi myös priorisoimaan kiinnittimien puhdistettavuutta, jolloin vuosihuolloista tulee jonkin verran työläämpiä huollettavien kohteiden perusteellisen suojauksen vuoksi. Esimerkkejä valmiista kiinnittimistä näkyy kuvassa 2. Kuvan kiinnittimien puhdistaminen ei olisi ollut mahdollista asiakkaan tilassa ja välineillä.

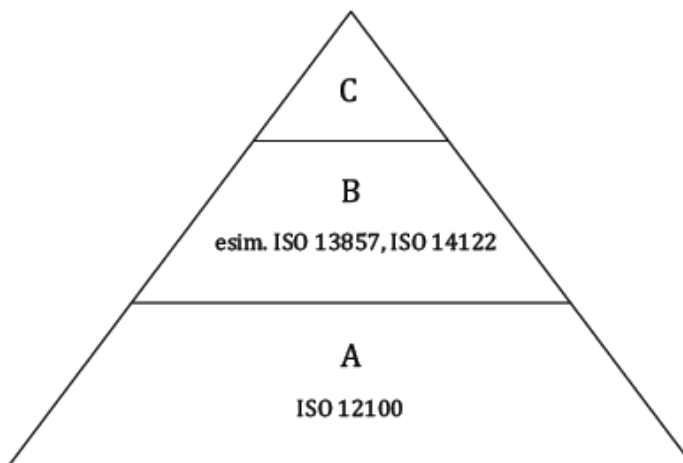


KUVA 2. Pneumaattinen, ruuvikäyttöinen ja hydraulinen kappalekiinnitin (Römheld; MACK Werkzeuge 2018)

3 STANDARDIT

3.1 Standardeista yleisesti

Standardilla tarkoitetaan yhteistä menettelytapaa toistuvaan toimintaan (SFS.fi 2018). Koneensuunnittelun avuksi on olemassa lukuisia eri standardeja, jotka jaetaan A-, B- ja C-luokan standardeihin. Standardien käyttöä ja suhdetta toisiinsa selostetaan standardissa ISO/TR 22100-1:fi *Koneturvallisuus. Suhteet standardiin ISO 12100. Osa 1: Miten B-tyypin ja C-tyypin standardit liittyvät standardiin ISO 12100*, jossa havainnollistetaan eri standardiluokkia kuvan 3 mukaisesti:



KUVA 3. A-, B- ja C-luokkien standardien suhde toisiinsa.

Kuvan mukaisesti A-luokan standardit ovat laajoja ohjeistuksia, jotka antavat suuntaviivoja tiettyyn asiakokonaisuuteen, kuten esimerkiksi koneturvallisuuteen. Tämän standardin vaikutusalueella olevia tarkennuksia voidaan tehdä B-luokan standardeilla kuten koneen suojaukseen. Näiden vaikutusalueeseen kuuluvia kokonaisuuksia voidaan edelleen tarkentaa C-luokan standardeilla, jotka koskevat jo varsin yksityiskohtaisesti rajattua suppeaa osaa vaikuttavan A-standardin sisällä. Tällainen standardi koneturvallisuuden alla on esimerkiksi mekaanisen puristimen turvallisuutta koskeva standardi SFS EN 614-1+A1.

Standardissa ISO/TR 22100-1:fi:ssä ohjeistetaan aloittamaan standardien vaikuttavuuden selvittäminen tutkimalla soveltuvia C-luokan standardeja (ISO/TR 22100-1:fi 2015, 13).

Mikäli C-luokan standardi kattaa tutkittavana olevan kohteen, ei tarvetta B-luokan standardien tarkastelulle periaatteessa ole. Standardeissa kuvataan kuitenkin niin laajasti erilaisia asioita, ettei soveltuvan B-luokan standardin tarkastelusta voida katsoa haittaakaan olevan. On myös hyvä huomata, että standardeja ei ole pakko käyttää. Niitä käyttämällä on kuitenkin helppo osoittaa velvoittavien säännösten vaatimusten täyttyminen, joten niiden käyttäminen on suositeltavaa.

3.2 Kiinnittimien suunnittelua koskevat standardit

Koneensuunnittelua ohjaa direktiivi 2006/42/EY (konedirektiivi) ja valtioneuvoston asetus koneiden turvallisuudesta 400/2008 (koneasetus), jolla pannaan täytäntöön direktiivi 2006/42/EY. Näiden asettamien vaatimusten täyttämiseen tarkoitettuja koneturvallisuuden liittyviä standardeja on listattuna esimerkiksi Suomen Standardoimisliitto SFS ry:n julkaisussa Koneturvallisuusstandardit 2017 (2017, 2–7). Lista ei kuitenkaan ole täysin kattava, vaan muitakin kiinnittimiä koskevia standardeja löytyy luetteluna esimerkiksi Euroopan unionin virallisen lehden numerossa C110 (2014, 4–76). Alla on listattuna tärkeimmät standardit, joihin kiinnittimien suunnittelun aikana tuli tutustuttua. Kaikki listalla olevista standardeista eivät vaikuttaneet suunnitteluun, mutta olivat kuitenkin tarpeen lukea vaikuttavuuden selvittämiseksi.

A-tyyppin standardit:

- SFS-EN ISO 12100 Koneturvallisuus. Yleiset suunnitteluperiaatteet, riskin arviointi ja riskin pienentäminen

B-tyyppin standardit:

- SFS-EN 349+A1 Koneturvallisuus. Vähimmäisetäisyydet kehonosien puristumisvaaran välttämiseksi
- SFS-EN 614-1+A1 Koneturvallisuus. Ergonomiset suunnitteluperiaatteet. Osa 1: Terminologia ja yleiset periaatteet
- SFS-EN ISO 14120 Koneturvallisuus. Suojukset. Kiinteiden ja avattavien suojusten suunnittelun ja rakenteen yleiset periaatteet
- SFS-EN 1037+A1 Koneturvallisuus. Odottamattoman käynnistymisen estäminen

C-tyyppin standardit:

- SFS-EN 692+A1 Metallintyöstökoneet. Mekaaniset puristimet. Turvallisuus

- EN 1550+A1 Metallintyöstökoneet. Turvallisuus. Työkappaleen kiinnitysstukoiden suunnittelua ja rakennetta koskevat turvallisuusvaatimukset
- SFS-EN ISO 15641:en Milling cutters for high speed machining. Safety requirements
- SFS-EN ISO 16090-1:2018:en Machine tools safety. Machining centres, Milling machines, Transfer machines. Part 1: Safety requirements

3.3 Standardien ja direkttiivien vaikutukset kiinnittimien suunnitteluun

Konedirektiivin näkyvimmäksi suunnittelua koskevaksi vaikutukseksi osoittautui vaatimus suunnittelun dokumentoinnista teknisen tiedoston sisällön osalta. Koneen turvallisuussuunnittelu suoritetaan yksittäistä komponenttia korkeammalla tasolla, joten sen vaikutukset jäivät kiinnittimien suunnittelussa pieneksi. Koko työstökone suojataan siten, että kappalekiinnittimien lähelle ei pääse niiden ollessa käyttötilassa, jolloin esimerkiksi puristumisvaaraa ei ole.

Konedirektiivin liitteessä VII mainitaan, että koneesta on laadittava tekninen tiedosto (Direktiivi 2006/42/EY, 71). Sillä voidaan osoittaa, että kone täyttää Konedirektiivin vaatimukset. Liitteen mukaan teknisen tiedoston rakennetiedostossa on oltava esimerkiksi ”täydelliset ja yksityiskohtaiset piirustukset laskelmineen, testaustuloksineen, todistuksineen ja muine tietoineen, joita tarvitaan tarkastettaessa, onko kone olennaisten terveys- ja turvallisuusvaatimusten mukainen” (Direktiivi 2006/42/EY, 71). Näin ollen tekniseen tiedostoon liitetään kiinnittimien piirustukset, komponenttien valintaan vaikuttaneet laskelmat ja lujuustarkastelut.

Koneen turvallisuutta ja hyvää suunnittelutapaa koskevat ohjeet ja vaatimukset kulkivat luonnollisena osana suunnittelua koko suunnittelun ajan. Laadukas ja loppukäyttäjän tarpeet ja turvallisuuden huomioon ottava suunnittelutapa täyttää vaivattomasti konedirektiivissä esitetyt vaatimukset. Vaatimusten täyttäminen ei siis ole vaikeaa; tärkeintä on muistaa vastuullinen suunnittelutapa koko suunnittelun ajan.

4 ENNAKKOSELVITYKSET

4.1 Mittaukset

Kappaleen kiinnityksen vaatimaa voimaa selvitettiin etsimällä valmista tietoa, laskemalla ja mittaamalla. Mittaukset suoritettiin kokeneen koneistajan avustuksella mittaamalla koneruuvipuristimen puristusvoima kappaletta kiinnitettäessä tyypillisessä työstötilanteessa. Kiinnitysvoima mitattiin kiinnittämällä koneruuvipuristimeen työstettävän kappaleen sijaan vaakaelementti. Vaaka puristettiin kiinni kiristämällä koneruuvipuristin käsivoimin pyrkimällä samaan tuntumaan kuin työstökappaletta kiinnitettäessä. Kiinnitys suoritettiin useampaan kertaan ja saaduista mittaustuloksista valittiin suurin saavutettu arvo.

Mittaustulokset vaihtelivat eri henkilöillä jonkin verran, mutta olivat kuitenkin samassa suuruusluokassa. Pienin mittaustulos oli noin 8 kN, suurin 10 kN. Erot johtuivat vaa'an epätarkkuudesta ja inhimillisistä tekijöistä. Suurimmaksi puristusvoimaksi mitattu 10 kN on hyvin linjassa muualta löydettyjen tietojen kanssa. Kappalekiinnittimien tavoitemaksimipuristusvoimaksi päätettiin valita 20 kN tehtyjen mittausten perusteella.

Puristusvoimia mitattiin myös puristamalla seinämävahvuudeltaan 2 mm alumiini-neliöputkea yhdessä vaakaelementin kanssa. Seinämien ohuuden vuoksi kappale joustaa kiinnitettäessä, joten puristusvoima jää maksimivoimaa pienemmäksi. Käsituntumalla sen kiinnittämiseen tarvittava voima oli noin 1300 N, eli huomattavasti saavutettua maksimivoimaa pienempi.

4.2 Kiinnittimen puristusvoima laskemalla

Tarvittava puristusvoima kappaleen paikallaan pitämiseksi saadaan laskettua työstövoiman ja kiinnitettävän kappaleen ja kiinnittimen välisen kitkakertoimen avulla. Kitkakeroin riippuu kappaleen materiaalista ja puhtaudesta, joten kiinnitysvoima laskettiin useamman eri kiinnitystilanteen mukaan suurimman tarvittavan kiinnitysvoiman selvittämiseksi. Tarvittava puristusvoima saadaan laskettua yhtälöllä (1)

$$F_c = \frac{F_a}{\mu} \cdot \frac{1}{2}, \quad (1)$$

jossa F_c on puristusvoima, F_a työstökoneen akselien X ja Z suuntaisten voimien resultanttivoima ja μ kitkakerroin. Saatu voima jaetaan kahdella, koska kappaleeseen vaikuttavia pintoja on kaksi. Esimerkiksi kuivan teräskappaleen kiinnittämiseen tarvittavaksi voimaksi saatiin

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{3535 \text{ N}}{0,5} = 3,5 \text{ kN}.$$

Tarvittavat voimat vaihtelivat 2,9 kN ja 14,1 kN välillä kitkakertoimesta riippuen. Todettiin, että aiemmin valittu 20 kN tavoitevoima on riittävä kappaleen kiinnittämiseksi. Tavoitetta tarkasteltiin komponenttivalintojen yhteydessä ja selvisi, että suuremman puristusvoiman saavuttamiseksi kiinnittimen kokoa olisi jouduttu kasvattamaan liian suureksi. Tavoitevoima 20 kN säilyi siis lopulta myös komponenttivalinnoissa käytettäväksi.

Laskelmien perusteella näyttää myös siltä, että kaikkia kappaleita ei voi työstää työstötaivoilla, joissa käytetään työstökoneen suurinta mahdollista työstökapasiteettia. Varsinkin ohutseinäiset kappaleet saattavat irrota kiinnityksestään kesken työstön, mikäli työstöstä aiheutuu kiinnityksen kitkavoimia suurempia voimia. Ohjelmistolla voisi olla mahdollista rajoittaa työstönopeuksia työstettävien kappaleiden kiinnitysten mukaan, mikäli kappaleiden välinen kitkakerroin tunnetaan edes karkeasti.

4.3 Kappaleen kiinnityksestä valmista tietoa

Työkappaleen kiinnityksestä löytyy hyvin tietoa. Suurin osa löydetyistä tutkimuksista ja artikkeleista koski kappaleen kiinnittämistä sorviin, koska se on kohteena staattista kiinnitystä vaikeampi pyörimisliikkeestä aiheutuvien voimien vuoksi. Osin erilaisesta lähtökohdastaan huolimatta näistäkin lähteistä sai sovellettua tietoa suunniteltuihin kiinnittimiin. Tehtyjen laskelmien vertailuarvoina käytettiin puristusvoimien optimointia koskevassa artikkelissa esitettyjä kiinnitysvoimien arvoja. Artikkelin esimerkkilaskelmissa tarvittavat puristusvoimat vaihtelivat tapauksesta riippuen 0,1 kN – 2,4 kN välillä. (Selvakumar, S ym. 2010).

Sorviin kiinnityksen puristusvoimat ovat samassa kokoluokassa, mutta säännönmukaisesti jonkin verran suurempia saatuihin laskentatuloksiin verrattuna. Tämä johtuu jo aiemmin mainituista pyörimisliikkeen aiheuttamista voimista, jotka kohdistuvat sorvin kappalekiinnityksessä käytettäviin leukoihin. Sorvauskappaleiden kiinnityksessä tulee myös huomioida kappaleen massa, jonka poisjättäminen helpottaa staattisen kappalekiinnittimen voimien tarkastelua.

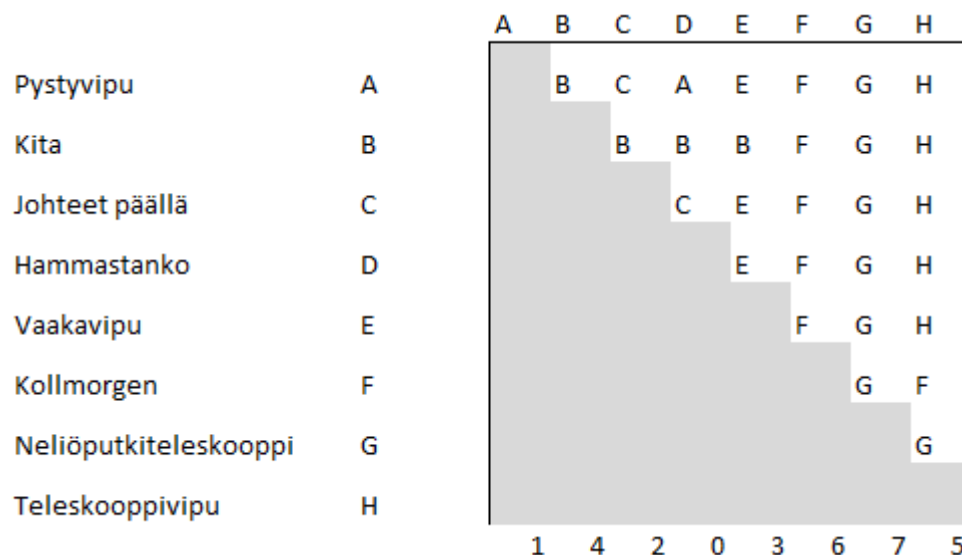
Tärkeitä huomioita kitkan merkityksestä ja muotosulkeisen kiinnityksen merkityksestä tarvittavaan puristusvoimaan saatiin kirjasta ”An Advanced Treatise on Fixture Design and Planning” ja yleisiä kappalekiinnitykseen liittyviä periaatteita kirjasta ”Design of Jigs, Fixtures and Press Tools” (Nee, A.Y.C., Tao, Z. J., Senthil Kumar, A. 2004, 83–106, 139–189; Venkataraman K. 2015, 3.1–3.12). Koska pääosa kiinnitettävistä kappaleista on sileäseinäisiä, pitkiä kappaleita, pysyy kappale paikallaan vähintään yhteen pääkoordinaattisuuntaan pelkän kitkavoiman avulla. Nee ym. mukaan puristusvoima saadaan pienennettyä minimiin, kun kiinnittimen ja kappaleen välinen kitka saadaan maksimoitua (Nee ym., 95).

5 IDEOINTI JA RATKAISUN VALINTA

5.1 Ideointi ja ideoiden keskinäinen vertailu

Kiinnittimien mekaaninen toteutus voidaan toteuttaa hyvin monella eri tavalla, mutta todennäköisesti kaikki tavat eivät ole yhtä hyvin soveltuvia kohteeseen. Koska toteutuksen ideointi on yksi tärkeimmistä tuotekehityksen vaiheista, päätettiin eri ratkaisuja ideoida yhdessä ja valita saaduista ideoista toteuttamiskelpoisimmat tarkempaan pohdintaan. Eri-laisia mekaanisia ratkaisuja listattiin lopulta 8 erilaista. Joukosta jätettiin pois hydrauliset ratkaisut, koska loppuasiakkaan ympäristöön ei saa tuoda nesteitä. Myös paineilma hylättiin tässä vaiheessa.

Ideoidessa kävi selväksi, että jokaisella ideointiin osallistuneella oli omat mieltymyksensä ja perustelunsa jonkin tietyn ratkaisun paremmuudesta. Ideoiden karsimiseksi ne piti saada arvoitettua keskenään paremmuusjärjestykseen. Ratkaisut listatiin kuvan 4 mukaiseen taulukkoon ja kutakin ratkaisua verrattiin kaikkiin muihin ratkaisuihin yksitellen. Jokainen neljästä osallistuneesta teki oman vertailunsa.



KUVA 4. Ratkaisujen pisteytys

Jokaisesta taulukosta laskettiin pisteet siten, että eniten keskinäisiä vertailuja voittanut sai suurimmat pisteet. Pisteytetyt taulukot yhdistettiin ja laskettiin jokaiselle ratkaisulle yhteispisteet, joita käytettiin karsinnan pohjana. Yhteispisteytyksen kolme parasta valittiin tarkempaan tarkasteluun.

5.2 Ratkaisut

Tarkempaan tarkasteluun päätyneet ratkaisut olivat kita (B), Kollmorgen (F) ja neliöputkitekleskooppi (G). Näistä Kollmorgen on valmis servokäyttöinen toimilaite ja kaksi muuta omavalmisteratkaisuja. Neliöputkitekleskooppi koostuisi kahdesta sisäkkäisestä suorakaideputkesta, joiden sisään olisi sovitettu hammastankokäyttö. Kita-ratkaisussa pöytäpinnan yläpuolella on kiinnittimen liikkuva leuka ja johteet, pöytäpinnan alla ruuvikäyttö. Ideoiden luonnokset on esitetty liitteessä 1.

Eri ratkaisujen vertailemiseksi niitä luonnosteltiin loppuympäristöön soveltuvaksi ja valittiin niihin soveltuvia komponentteja karkealla tasolla. Ensimmäisenä vaatimuksena oli saada sovitettua ratkaisu sille varattuun tilaan pääkokoonpanossa. Tässä vaiheessa tilavaus oli tarkentunut ja kiinnittimien käytössä olevaksi tilaksi oli määrätty noin 500 mm pitkä, 150 mm leveä ja 200 mm korkea tilavuus, jonka lävistää pöytäpinta noin 140 mm korkeudella.

Valmiita servokäyttöisiä koneruuvipuristimia ei kohteeseen löytynyt, mutta ruuvikäyttöisiä lineaaritoimilaitteita löytyi useammaltakin valmistajalta. Parhaiten kohteeseen soveltuivat kuvassa 5 näkyvä Kollmorgenin ERD-toimilaite hyvän suojauksensa ansioista. Toimilaite on suunniteltu korkean hygieniatason tiloihin, joten se olisi myös helposti puhdistettavissa. Lopulta valmiita toimilaitteita ei saatu sovitettua haluttuun tilaan, joten niitä ei tämän pidemmälle tutkittu.



KUVA 5. Kollmorgen ERD, servotoiminen lineaaritoimilaite (Kollmorgen 2018)

Neliöputkiteleskoopin haasteena oli myös suuri tilantarve. Hammastankokäyttöä suunniteltiin Mekanexin ja EIE Maskinin valikoimista löytyvillä valmiilla hammastangoilla ja -pyörillä. Vaikka itse hammastankokäyttö saatiinkin periaatteessa sopimaan haluttuun tilaan, olisi käytön vaatima vaihde jäänyt tilavaruuden ulkopuolelle. Servomoottori olisi ollut 90 ° kulmassa hammaspyörään nähden, eikä tilaan saatu mahdutettua sopivaa kulmavaihdetta. Myös tämän ratkaisun suojausmahdollisuudet nähtiin liian haastaviksi, joten myös tämän idean hyödyntämisestä luovuttiin.

Kolmas ratkaisutapa ei ollut yhtä yksityiskohtaisesti mietitty kuin neliöputkiteleskooppi. Ensimmäisenä aiheena vertailtiin ruuvikäytön toteuttamista trapetsikierteisellä ruuvilla ja kuularuuvilla. Kuularuuvien mutterin sisällä on pyörivät laakerikuulat kuten tavallisessa kuulalaakerissakin, joten sen hyötysuhde on paljon trapetsiruuvia parempi. Yleisesti trapetsiruuveille käytetään laskelmissa hyötysuhteena 0,2 – 0,4 ja kuularuuveilla 0,85 – 0,92 ruuvien noususta riippuen. Tällä on suuri merkitys käytettävän moottorin kokoon. Kuularuuvi mahdollistaisi pienempitehoisen moottorin käytön, joten sen vaatima tilakin olisi todennäköisesti pienempi.

Tilavaruuksia arvioitaessa todettiin, että todennäköisimmin kiinnittimet saataisiin toteutettua ruuvikäytöllä kita-vaihtoehdossa esitetyn ajatuksen tapaan. Tämä valittiin eteenpäin vietäväksi kehitysideaksi ja varasuunnitelmina tarkasteltaisiin muuta kahta ideaa tarkemmin, mikäli osoittautuisi, ettei rakennetta voida toteuttaa ensisijaiseksi valitulla tavalla.

6 VALITTU TOTEUTUSTAPA

6.1 Ruuvikäyttö

Tarvittavan ruuvi- ja moottorikoon selvittämiseksi laskettiin tarvittava vääntömomentti ruuvikäytölle perustuen 20 kN puristusvoimaan. Laskelmat tehtiin aluksi käyttäen apuna Thomsonin trapetsiruuviesitteen esimerkkilaskelmia (Danaher Motion 2007, 46–53), mutta laskelmien tarkentamiseksi ja laskentaperusteiden varmistamiseksi siirryttiin käyttämään ruuvin vääntömomentin laskelmia Koneenosien suunnittelu -kirjan mukaisesti (Björk, T., Hautala, P., Huhtala, K., Kivioja, S., Kleimola, M., Lavi, M., Martikka, H., Miettinen, J., Ranta, A., Rinkinen, J. & Salonen, P. 2014, 134–137). Tarvittava vääntömomentti saadaan yhtälöstä

$$M = \frac{d}{2} \cdot \frac{\mu + \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \tan(\varphi)}{-\mu \cdot \tan(\varphi) + \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \cdot F_T, \quad (2)$$

jossa M on ruuville tarvittava vääntömomentti, d ruuvin nimelliskylkihalkaisija, μ ruuvin ja mutterin välinen kitkakerroin, α ruuvin kierteen kylkikulma, φ ruuvin kierteen nousukulma ja F_s ruuvilta tarvittava aksiaalivoima. Sijoittamalla yhtälöön SFS-ISO 2901 mukaisen trapetsikierteisen ruuvin tiedot saadaan ruuville tarvittavaksi vääntömomentiksi noin 50 Nm.

$$\frac{22,5 \text{ mm}}{2} \cdot \frac{0,15 + \cos\left(\frac{30^\circ}{2}\right) \cdot \tan\left(\frac{5 \text{ mm}}{\pi \cdot 22,5 \text{ mm}}\right)}{-0,15 \cdot \tan\left(\frac{5 \text{ mm}}{\pi \cdot 22,5 \text{ mm}}\right) + \cos\left(\frac{30^\circ}{2}\right)} \cdot 20000 \text{ N} = 49,8 \text{ Nm}$$

Kuularuuvin tarvitseman vääntömomentin laskentakaava on hieman erilainen. Laskennassa käytettiin Hiwinin ruuviesitteen mukaisesti yhtälöä (3)

$$T = \frac{F_a \cdot L}{2 \cdot \pi \cdot \eta}, \quad (3)$$

jossa T on tarvittava ruuville tarvittava vääntömomentti, F_a ruuvilta tarvittava aksiaalivoima, L ruuvin nousu ja η ruuvin hyötysuhde (HIWIN Technologies Corp. 2016, 27).

Sijoittamalla yhtälöön 25 x 5 kuularuuvien tiedot ja esitteen mukainen vähimmäishyötysuhde saatiin tarvittavaksi vääntömomentiksi kuularuuville 18 Nm, joka on noin kolmasosa trapetsiruuvien tarvitsemasta vääntömomentista.

$$\frac{20000 \text{ N} \cdot 0,005 \text{ m}}{2 \cdot \pi \cdot 0,9} = 17,7 \text{ Nm}$$

Molempiin saatuihin tuloksiin lisättiin ruuvien laakeroinnista aiheutuva hyötysuhteen lasku. Lopulliset vertailussa käytetyt arvot olivat trapetsiruuville 58 Nm ja kuularuuville 19 Nm.

Työkappaletta kiinnitettäessä ruuvikäytön kuormitus kasvaa hyvin lyhyellä matkalla kappaleen puristuessa kiinnittimen leukojen väliin. Kuularuuvikäytössä ongelmaksi todettiin puristuksen vaatima jatkuva voima servomootorilta. Koska kuularuuvi ei ole itsepidättävä, se alkaa pyöriä auki heti ruuviin kohdistuvan vääntömomentin loputtua. Tämän vuoksi ruuvia käyttävän servomootorin tulisi pitää tarvittava puristus kiinnittimessä koko työstötapahtuman ajan. Jatkuva puristusvoiman ylläpito lämmittäisi moottoria ja sen asennustilaa ja johtaisi mahdollisesti moottorin suorituskyvyn laskuun puristuksen aikana. Toisaalta puristustapahtumaa pystyttäisiin hallitsemaan erittäin hyvin, koska servomootorilla voitaisiin havaita pienetkin muutokset työstettävän kappaleen muodon muuttuessa.

Trapetsiruuvi on helppo saada itsepidättäväksi valitsemalla sopivan pieni ruuvien nousu. Puristustapahtumassa kappale voitaisiin puristaa kiinnittimeen halutulla voimalla ja sen jälkeen peruuttaa servomootorilla jättäen moottorille vain pieni kuormitus. Näin pienennettäisiin moottorin käyttämä teho minimiin säilyttäen kuitenkin tapahtuman hallinta. Mikäli työkappale lähtisi irti tai painuisi kasaan se havaittaisiin servomootoriin kohdistuvan kuormituksen pienentymisenä ja ruuvien löystyminen taas päinvastaisena tapahtumana. Trapetsiruuvien huonomman hyötysuhteen vuoksi valittu moottori pitäisi olla suurempi tai moottorin ja ruuvien väliin tulisi lisätä vaihde.

Ruuvien vertailussa päädyttiin 20x5 trapetsiruuviin suuremmasta moottorin tilantarpeesta huolimatta. Merkinnässä 20 tarkoittaa ruuvien ulkohalkaisijaa ja 5 nousua, eli mutterin etenemää yhden kierroksen aikana. Servomootorin tuottama lämpö jatkuvassa puristuk-

sessä nähtiin liian suurena riskinä kiinnittimen luotettavan toiminnan kannalta. Trapetsiruuvien itsepidättyvyys oli tärkein syy sen valintaan, mutta tarkastelussa huomattiin myös itse ruuvien olevan kuularuuvia pienempi. Eli vaikka moottori olisikin kuularuuvien vastaavaa suurempi, vie trapetsiruuvi ja -mutteri kuularuuvia vähemmän tilaa. Tämä johdetaan trapetsimutterin suuremmasta kontaktipinta-alasta kuularuuviin verrattuna.

6.2 Voiman välitys ruuvikäytölle

Seuraava tarkasteltava kohde oli moottorin ja ruuvien välisen välityksen toteuttaminen. Tilan puolesta servomoottorille oli tilaa vain ruuvikäytön alla ruuvien suuntaisesti. Vertailtavia välitystapoja oli valmis vaihde, jossa ensiö- ja toisiopuoli ovat samansuuntaiset, hammashihnavälitys, ketjuvälitys ja hammaspyörävälitys. Ketjuvälityksestä luovuttiin sen voitelutarpeen vuoksi. Kiinnittimien moottorit tulevat huollon kannalta ongelmalliseen paikkaan, joten huoltoväli haluttiin mahdollisimman pitkäksi.

Jokaista välitystapaa vertailtiin kokonaisuutena yhdessä moottorin kanssa, jota kunkin välityksen kanssa käytettäisiin. Kun ruuville tarvittava vääntömomentti oli tiedossa (58 Nm) voitiin laskea ennen välitystä tarvittava moottorin vääntömomentti. Erot välitystapojen hyötysuhteessa olivat tässä sovelluksessa ratkaisujen kannalta merkityksettömät. Erot syntyivät kullakin välitystavalla saavutettavasta välityssuhteesta, tilantarpeesta ja huollon tarpeesta.

Hammaspyörävälityksen ongelmaksi nähtiin voitelutarve ketjukäytön tavoin. Lisäksi ratkaisun laakeroinnin toteuttaminen muodostui vaihtoehtoja monimutkaisemmaksi. Välityssuhde olisi ollut parempi kuin hammashihnakäytöllä, mutta sen tuoma etu ei kumonnut negatiivisia vaikutuksia. Valmiit vaihderatkaisut oli toteutettu erilaisilla hammaspyörä-ratkaisuilla, mutta niiden etuna oli valmis laakerointi. Ongelmaksi muodostui riittävän kestävien vaihteiden suuri koko. Valmiit vaihteet eivät sopineet toisiopuolen vaatiman korkeuden vuoksi tarvittavien suojausten alle, joten niistäkin luovuttiin.

Hammashihnavälityksen etuna nähtiin vähäinen huollon tarve ja välityksen joustavuus asennuksen osalta. Hammashihnavaihtoehtoja on erilaisilla hammasprofiileilla ja hihnan sisäisillä tukirunkomateriaaleilla lukuisiin käyttötarkoituksiin sovellettavaksi. Kiinnittimien kohdalla sopivaa hammashihnaa ei ollut helppo löytää pienen käytettävissä olevan

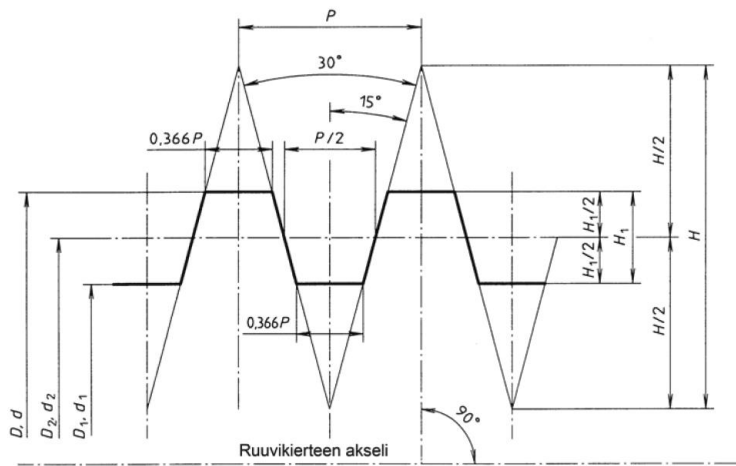
tilan vuoksi. Hihnäkäyttöjä laskettiin erilaisilla hihnoilla HTD-, T-, ja AT-profiileilla. Sopivia hihnävaihtoehtoja löytyi kokoluokista AT5 ja AT10 Continentalin Synchroflex Gen III hihnoilla. Hihnäkäyttöjen laskenta tehtiin AT-hihnojen osalta Mulco Power -laskentaohjelmalla ja HTD-profiileille SKS-mekaniikan laskentaesimerkkien mukaan (1999, 18–25). HTD-profiilin hihnojen laskelmat on esitetty liitteessä 2 ja Mulco Power -laskentaohjelman tulokset liitteessä 3.

Hammashihnävälitykseksi valittiin AT5 hammashihna. AT5-profiilin suljettuja hihnoja löytyy lyhyempänä kuin AT10-profiilin, joten hammashihnapyörien akseliväli saadaan lyhyemmäksi ja näin tilantarve pienenee. Valittujen ruuvikäytön ja hihnävälityksen seurauksena servomoottorille tarvittiin planeettavaihte 20:1 välityssuhteella riittävän pienen moottorin mahdollistamiseksi sille varattuun tilaan. Vaihte valittiin Neugartin valikoimasta NCP 4.0-laskentaohjelman tulosten perusteella.

6.3 Ruuvikäytön laakerointi

Ruuvikäytön ja hammashihnävälityksen ollessa tiedossa voitiin mitoittaa ruuvikäytön päätylaakerointi. Puristustapahtumasta tulee niin suuri aksiaalikuormitus päätylaakerille, ettei tilaan sopivaa valmista laakeriyksikköä löytynyt laakerivalmistajien valikoimista. Päätylaakerointi tulee vain ruuvin toiseen päähän tilansäästön vuoksi, jolloin sen tulee yksinään kestää kaikki puristuksesta ja hammashihnävälityksestä aiheutuvat rasitukset.

Päätylaakeroinnin mitoitus tehtiin käyttäen SKF:n kotisivuilta löytyvää SKF Bearing Calculator -työkalua (SKF 2018). Määrävinä valintatekijöinä olivat aksiaalivoima ruuvilta (20 kN), hihnäkäytön aiheuttama suurin radiaalikuorma 1,4 kN sekä ruuvin koneistettavuus, laakeripesän maksimihalkaisija, noin 60mm ja sopivan kiristettävän navan minimihalkaisija. Trapetsiruuvin päätylaakerin sisähalkaisijan on oltava trapetsikierteen sisähalkaisijaa pienempi, jotta päätylaakerille tarvittavat koneistukset saadaan tehtyä. Trapetsikierteen sisähalkaisijalla tarkoitetaan kierteen pohjasta mitattua ruuvin pienintä halkaisijaa. Ulkokierteen sisähalkaisija on esitetty kuvassa 6 symbolilla d_1 .



KUVA 6. SFS-ISO 2901 trapetsikierteen perusprofiili (SFS-ISO 2901, 8)

Valitun ruuvin sisähalkaisija selviää yhtälöstä (4)

$$d_1 = d - P, \quad (4)$$

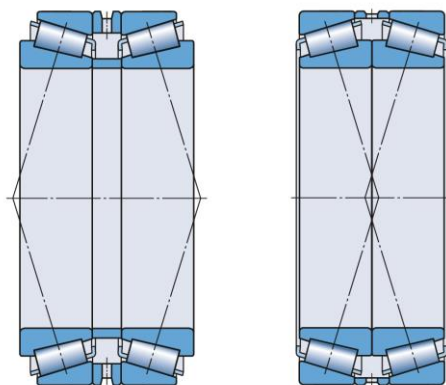
jossa d_1 on ruuvin sisähalkaisija, d ulkohalkaisija ja P ruuvin nousu (SFS-ISO 2901, 8).

Valitun trapetsiruuvien sisähalkaisija on siis

$$24 \text{ mm} - 5 \text{ mm} = 19 \text{ mm}.$$

Käytännössä koneistuksen pitää olla kuitenkin tätä pienempi riittävän olakkeen jäämiseksi laakerin tueksi.

Laakereita etsittiin yksi- ja kaksirivisistä urakuulalaakereista, painekuulalaakereista, viisitokuulalaakereista ja kartiorullalaakereista. Näistä parhaiten yhdistettyjä radiaali- ja aksiaalikuormia kantavat kartiorullalaakerit, joista sopiva laakeri lopulta valittiin. Jotta laakerointi tukisi aksiaalikuormia molempiin suuntiin tarvitaan kartiorullalaakereita kaksi kappaletta aseteltuna ristiinlukittuun O- tai X-järjestelmään (SKF yhtymä 2016, 74). O- ja X-järjestelmät on esitetty kuvassa 7.



KUVA 7. O- ja X-järjestelmä. Kuvat SKF.com

Asennustavoista O-järjestelmällä saavutetaan parempi tuki ruuvia vääntäviä voimia vastaan ja X-järjestelmän etuna on O-järjestelmää parempi välyksen hallinta lämpölaajenemisesta riippumatta (Schaeffler Technologies 2017). Päätylaakeriksi valittiin 2 kappaletta SKF:n 30203-laakeria O-järjestelmään asennettuna. O-järjestelmään asetettuna kartiorullalaakerit kestävät paremmin hammashihnan aiheuttamia sivuttaiskuormia.

Kun trapetsiruuvi, sopivat päätylaakerit ja hammashihnapyörät oli valittu, huomattiin, että valitulle komponenttiyhdistelmälle ei löydy sopivaa lukitusholkkia hammashihnapyörän kiinnittämiseksi ruuviin. Sovittamalla erilaisia lukitusholkki-trapetsiruuvi-päätylaakeriyhdistelmiä ratkaisuksi löytyi trapetsiruuvin ja päätylaakeroinnin koon kasvattaminen, jolloin riittävän suuren vääntömomentin siirtävä lukitusholkki saatiin sopimaan kokoonpanoon. Trapetsiruuvi kasvatettiin kokoon 24x5, ja päätylaakereiksi valittiin SKF:n 32303 kartiorullalaakerit. Näin laakereille saatiin jäämään riittävä olake trapetsiruuvin päätykoneistukseen.

6.4 Johteet

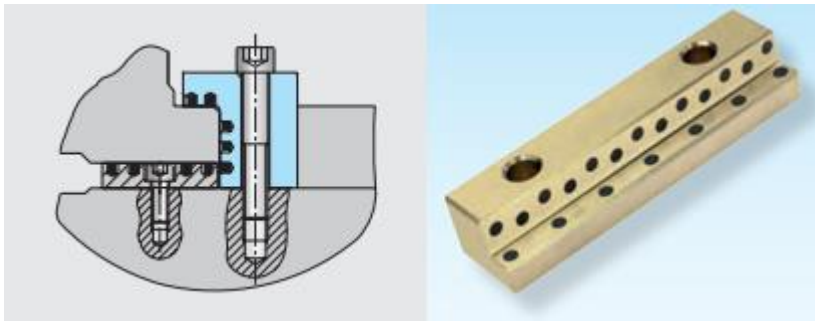
Neljäs vertailu tehtiin johderatkaisun valitsemiseksi. Ruuvikäytöllä toteutettu lineaariliike tulee tukea jollain johderatkaisulla, jotta voima suuntautuu hallitusti kiinnittimen leukoihin. Johteiden kitka vaikuttaa koko järjestelmän hyötysuhteeseen samaan tapaan kuin ruuvikäytössäkin, joten kitkan pienentämisellä saadaan vaikutettua moottorilta tarvittavaan tehoon.

Lineaarijohteita on lukuisia erilaisia, mutta ne voidaan jakaa kahteen pääryhmään kuten pyörivän liikkeen laakeritkin: Liuku- ja vierintälaakereihin (Björk ym. 2014, 274). Liukujohteissa johde ja johdekelkka liukuvat toisiaan vasten joko niin, että niiden välissä on joku kitkaa pienentävä materiaali, tai niiden materiaalit on valittu sopivan liukukitkan mukaan. Välimateriaalina voivat toimia esimerkiksi erilaiset rasvat, muovit ja öljyt, kaasu, pronssi ja kupari. Materiaalipareista ilman erillistä välimateriaalia on yleisimpiä teräsjohte jonkin muovilaadun, esimerkiksi PTFE:n, parina sekä teräs – pronssi -pari.

Vierintälaakeroiduissa johteissa kitkaa pienentää jokin pyörivä tai vierivä elementti johdeen ja kelkan välissä. Näitä voivat olla erilaiset kuulat, neulat ja rullat, jotka mekaanisista olosuhteista riippuen joko kiertävät kelkan sisällä tai kulkevat erillisessä pitimessä johdeen ja kelkan välissä. Liukujohteisiin verrattuna vierintälaakeroitujen elementtien etuna on yleensä pienempi kitka, liukujohteen etuna taas suurempi kuormankantokyky. Etuihin ja haittoihin vaikuttavat kuitenkin niin monet eri sovelluskohtaiset asiat, että mitään automaattista valintaa johteiden välillä ei voi useinkaan tehdä.

Johdetoteutuksen haluttiin olevan riittävän tukeva, mutta myös mahdollisimman helppo huoltaa ja korjata tarpeen tullen. Johteiden kiinnityspintojen haluttiin olevan joko pöytäpinnan ylä- tai alapuolella tarvittavien koneistusten helpottamiseksi. Tämä sulki pois johdevaihtoehdot, joissa koneistus olisi tullut pöytäpintaan koneistettavan aukon reunoille. Liukujohdetoteutuksen huonoksi puoleksi osoittautui suuremman koneistuksen tarve: Ratkaisu olisi vaatinut sekä pöydän ylä- että alapinnan koneistusta, joita ei olisi välttämättä pystytty tekemään yhdellä kiinnityksellä pintoja työstettäessä.

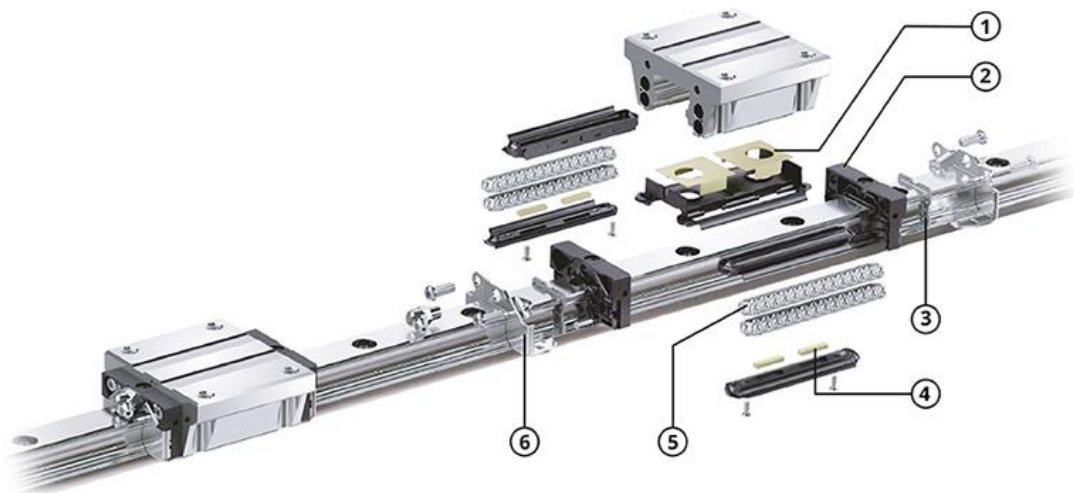
Liukujohteita tarkasteltiin valmiina ratkaisuina mm. Strackin valikoimasta sekä itse valmistettuna (Strack Norma 2018, 7–17). Johteita aseteltiin eri pinnoille ja eri asentoihin tilavarauksien tarkastelemiseksi. Parhaaksi vaihtoehdoksi nähtiin itse pöytälevyn koneistaminen johdepinnaksi, jolloin liukupalat tai -pinnat kiinnitettäisiin kiinnittimen runkoon. Tämän toteutuksen etuna olisi hyvä kuormituksen kesto suurien kontaktipinta-alojen vuoksi. Esimerkki itsevoitelevasta pronssiliukupalasta ja johdetoteutuksesta kuvassa 8.



KUVA 8. STRACK® Itsevoiteleva kulmapala SN4181

Toteutuksen huonona puolena olisi johdepinnan huollon vaikeus. Koska johdepinta on osa hitsattua pöytärakennetta, jouduttaisiin mahdollisessa kulumis- tai muun vaurion sattuessa käytännössä vaihtamaan koko pöytämoduuli. Riittävän pienen välyksen aikaansaamiseksi jostain johderatkaisun osasta olisi pitänyt tehdä säädettävä. Tätäkään ei haluttu toteuttaa asennuksen ja ylläpidon hankaluuden vuoksi.

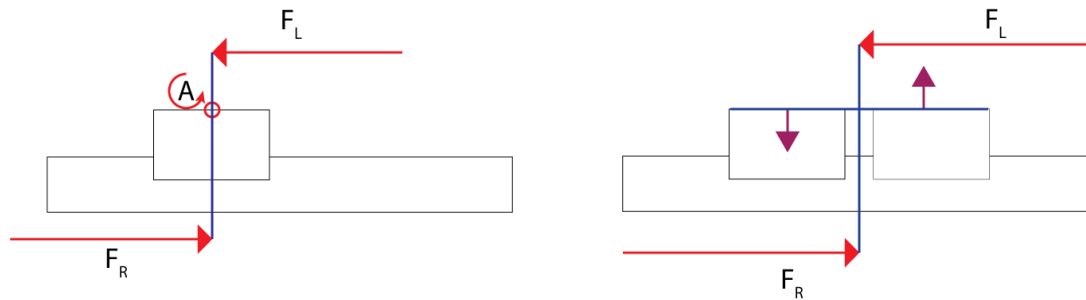
Muista johderatkaisuista tarkasteltiin erilaisia kuula- ja rullajohteita OEM:n, Movetecin ja Rollcon valikoimista. Johdevalmistajista edustettuina olivat edellä mainittujen yritysten maahantuomista merkeistä THK, Hiwin, Rosa, SBC ja CPC. Tila- ja kantavuusvaatimusten vuoksi päädyttiin vertailemaan kuulajohteita, joissa kuorma jakaantuu neljälle kuulariville, jotka kiertävät kelkan läpi. Kuulajohteen ja kelkan esimerkkirakenne näkyy kuvassa 9.



KUVA 9. Kuulajohteen rakenne. <https://www.rollco.fi/tuotteet/kuulajohde-hrc-arc-erc>

Kiinnittimiin asetellaan erilaisia kappaleita, joten leukojen välissä oleva kappaleen puristuskohta vaihtelee. Huonoimmassa tilanteessa koko puristusvoima kohdistuu vain kiinnittimen toiseen reunaan. Tämä yhdistettynä pieneen käytettävissä olevaan tilaan poisti

mahdollisuuden edes vakavasti harkita epäsymmetristä johderatkaisua. Johteita päätettiin siis laittaa rakenteeseen kaksi. Johdekelkkoja voi olla johteella yksi tai enemmän, eikä molemmilla johteilla aina käytetä samaa kelkkamäärää. Käytettäessä vain yhtä kelkkaa johteella aiheutetaan usein kelkkaan erilaisia vääntömomenteja, joita kuulajohdekelkat kestävät suoria kuormitustilanteita huonommin. Yhden ja kahden kelkan kuormitustilanteen ero on esitetty kuvassa 10.



KUVA 10. Esimerkki kuormitustilanteesta yhdellä ja kahdella johdekelkalla

Johdekelkkoja on samalle johdekoolle useita eripituisia malleja. Verrattaessa tässä sovelluksessa kahta lyhintä kelkkaa ja yhtä pisintä kelkkaa samassa kuormitustilanteessa saatiin kahdelle kelkalle aina parempi kantavuus. Johdekelkkojen mitoittamiseen vaikutti kunkin johdekelkan pituus, korkeus ja leveys, koska käytettävän tilan ääriarajat olivat tiedossa. Näin ollen kelkkojen pituuden lisääntyessä samalla johteella olevien kelkkojen etäisyys toisistaan lyhenee, leveyden lisääntyessä johteiden etäisyys toisistaan pienenee ja korkeuden lisääntyminen ohentaa kelkkojen yläpuolista runkoa.

Valmistajien väliset erot kelkkojen suorituskyvyssä ovat marginaalisia, kun tarkastellaan kelkkojen kuormitusarvoja. Tässä sovelluksessa jätettiin huomiotta mahdolliset erot melutasossa tai muissa ominaisuuksissa, joilla ei katsottu olevan valinnan kannalta merkitystä. Sopivin valikoima löytyi Rollcon SBI-johdekelkoista, joista löytyy myös erikoislyhyet kelkkamallit, joita ei kaikilla valmistajilla ole.

Johdekelkkojen asennukselle oleva tila on suuruudeltaan noin 116 mm x 50 mm x 120 mm (L x K x S), jolloin tilaan sopivat johdekoot 15, 20 ja 25. Tätä suuremmissa johteissa kelkat eivät mahdu tilaan leveyden puolesta. Johteen koko kertoo johteen nimellislevyden millimetreissä. Nimellisveys ei ole sama kuin johteen todellinen leveys; esimerkiksi SBI25-johteen leveys on 23 mm.

Pituusrajoituksen vuoksi mahdolliset kelkkavaihtoehdot olivat taulukon 1 mukaiset. Taulukossa ei ole luetteloitu kaikkia mahdollisia kelkkavariaatioita, jos niissä on keskenään samat kuormitusarvot.

TAULUKKO 1. Kuulajohdekelkkojen mittoja kuormitustilanteiden tarkasteluun

Johde	Kelkka	Kelkkoja yhdellä johdella (kpl)	Kokonaispituus (mm)	Kelkkojen väliin jäävä tila (mm)	Kelkkojen etäisyys keskeltä keskelle (mm)
SBI15	SBI15SLL	1	79,4	-	-
	SBI15HLS	2	120,0	6,4	63,2
	SBI15SV	2	120,0	40,2	80,1
SBI20	SBI20SLL	1	96,4	-	-
	SBI20SL	1	78,8	-	-
	SBI20SV	2	120,0	21,8	70,9
SBI25	SBI25SLL	1	108,0	-	-
	SBI25SL	1	92,0	-	-
	SBI25SV	2	120,0	14,8	67,4

Jokaiselle kelkkavaihtoehdolle laskettiin varmuuskertoimet tilanteelle, jossa kiinnittimen maksimipuristusvoima kohdistuu kiinnittimen leukojen korkeimpien kohtien väliin. Tällainen tilannetta on lähinnä teoreettinen, mutta mahdollistaa johdekelkkojen keskinäisen vertailun. Samalla saatiin tarkastettua varmuuskertoimien suuruusluokat ratkaisun kestävyuden tarkastelemiseksi.

Taulukon 1 mukaisista vaihtoehdoista yhden kelkan toteutukset jäivät varmuuskertoimiltaan liian pieniksi, joten ne hylättiin jatkotarkastelusta. Kahden kelkan toteutuksista riittävä varmuuskerroin, yli 2, saatiin johdekelkoille SBI15HLS, SBI20SV ja SBI25SV. Varmuuskertoimista täytyy lisäksi huomioida, että vaikka kelkan staattinen kuormitusarvo ylitettäisiinkin, ei se välttämättä tarkoita johdekelkan tai johteen rikkoutumista. Staattisilla kuormitusarvoilla kerrotaan yleensä se tilanne, jossa johdekelkan kuula aiheuttaa 0,00001 kertaa kuulan halkaisijaa suuremman pysyvän muodonmuutoksen johteen pintaan (Rollco Oy 2013, 30). Kappalekiinnittimen tapauksessa näin vähäinen muutos ei vaikuta kiinnittimen toimintaan, vaikkei luonnollisesti toivottu tapahtuma olekaan. Tarkemmat laskelmat on esitetty liitteessä 4 ja kahden kelkan kuormitustilanteen tarkempi tarkastelu liitteessä 5.

Kun valittuja komponentteja sovitettiin malliin, havaittiin kokoluokan 15 olevan paras johdekoko tähän sovellukseen. Suuremmat johdekoot pakottivat laskemaan trapetsiruu-
via alemmas, joka vuorostaan aiheuttaa johteille suuremman rasituksen pienentäen joh-
dekokoluokkien 20 ja 25 varmuuskertoimia merkittävästi. SBI15HLS-kelkat sopivat ko-
koonpanoon, joten ne valittiin kiinnittimien johderatkaisuksi.

7 Mekaniikkasuunnittelu

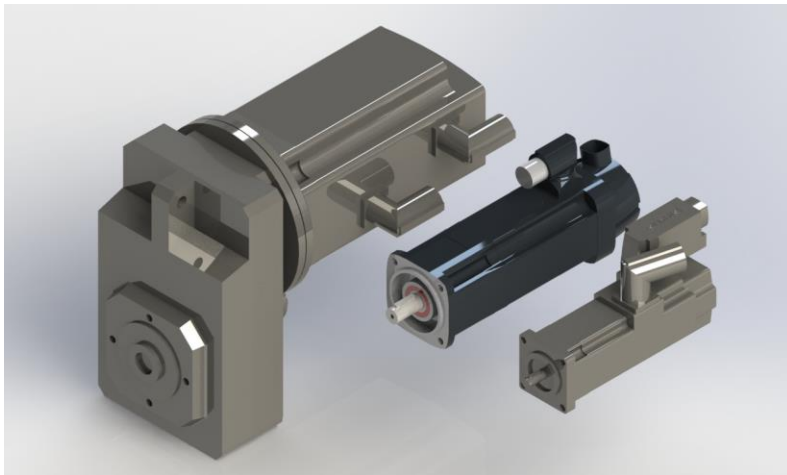
7.1 Työkalut

Suunnittelun apuna käytettiin laite- ja komponenttivalmistajien esitteiden ja kotisivujen lisäksi joiltakin valmistajilta saatavilla olevia laskentaohjelmia. Tärkeimpiä näistä olivat hammashihnakäyttöjen laskennassa käytetty Mulco Power, servovaihteiden mitoittamiseen käytetty Neugart NCP 4.0 ja Siemensin SIZER, jolla mitoittettiin kiinnittimien servomoottorit. Pääosa laskennasta toteutettiin ilmaisella SMATH-laskentaohjelmalla, joka muistuttaa läheisesti suosittua Matchcad-ohjelmistoa (Ivashov 2018). SMATHia suositettiin Excelin sijaan yhtälöiden helpomman luettavuuden vuoksi. Excelillä suoritettiin laskenta, jossa taulukoista oli hyötyä.

Mekaniikan mallintaminen toteutettiin Dassault Systèmes SolidWorks Corporationin valmistamalla SolidWorks 2017 Premium 3D CAD -suunnitteluohjelmistolla. Käytetyssä SolidWorksin versiossa oli käytössä kokoonpanojen FEA-tarkastelun mahdollistava SolidWorks Simulation -lisäosa, jota käytettiin komponenttien lujuustarkasteluissa. SolidWorks 2017:n kanssa oli suunnittelun alkuvaiheessa joitain vakausongelmia, jotka korjaantuivat ohjelmiston päivittämisellä uudempaan versioon. Pääasiassa ohjelmisto toimi ongelmitta ja tarvittavat mallintamisominaisuudet olivat käytössä vaivattomasti.

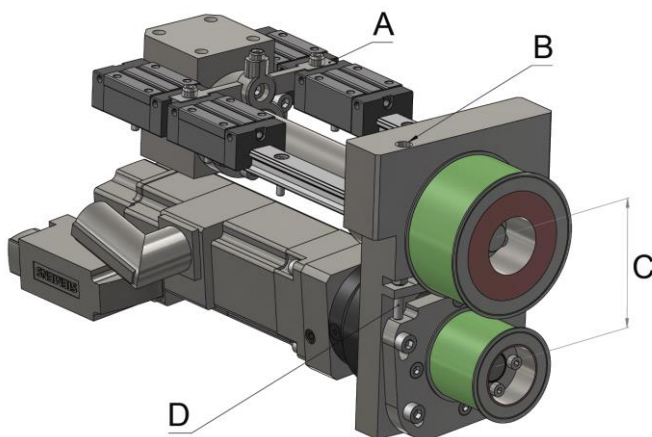
7.2 Haasteet

Suunnittelun alkuvaiheessa mallinnettiin osia karkealla laadulla tilanvaraustarkastelujen tekemiseksi. Sovittamalla osia kokoonpanoon oli helppo hahmottaa komponenttien sijainti, koko ja mahdolliset ongelmakohdat osien sopivuudessa. Esimerkiksi servovaihteiden kokoa on vaikea hahmottaa pelkän tilauskoodin perusteella, koska eri valmistajien vastaavilla ominaisuuksilla varustetut servovaihteet voivat olla hyvin eri kokoisia. Kuvassa 11 näkyy kolme eri servomoottoria, jotka kokoonpanoon olisi Siemensin SIZER:n mitoituksen perusteella voinut valita. Kuvassa oikeanpuoleisin moottori on se, mikä moottoreista lopulta valittiin.



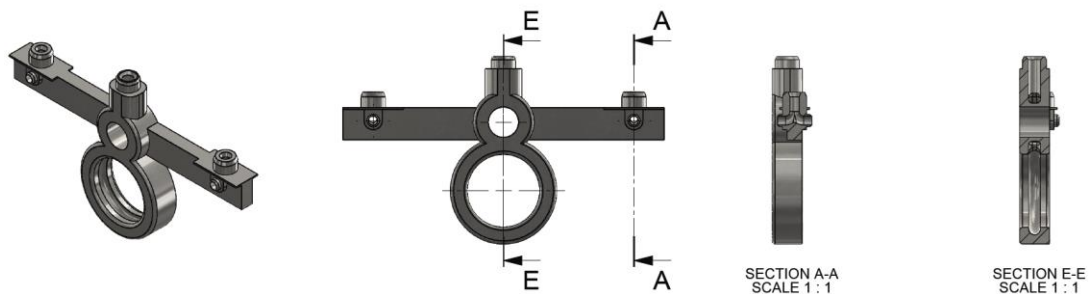
KUVA 11. Siemens 1FK7-sarjan servomootoreita

Suurimmat haasteet mekaniikan kanssa tulivat hammashihnan kiristuksen toteuttamisesta ja helppokäyttöisyyden ja -huoltoisuuden suunnittelusta. Hammashihnan kiristys suunniteltiin aluksi toteutettavaksi pöytäpinnan alapuolella huoltoluukun kautta. Parempaan tulokseen kokonaisuuden kannalta päästin kuitenkin sijoittamalla hihnan kiristykseen käytettävä ruuvi pystyasentoon, jolloin siihen pääsee käsiksi pöytäpinnan päältä, jossa on runsaasti tilaa työskennellä. Huoltoluukun kautta kuitenkin kiristetään moottoriaselman laippa, kun hammashihna on kiristetty oikeana kireyteen. Kuvassa 12 näkyy valmis kiristinmekanismi, jossa näkyvää kiristysruuvia D voidaan säätää kiinnittimen yläpuolisesta reiästä B. Hammashihnapyörien akseliväliä C saadaan säädettyä välillä 69 mm – 72,9 mm laskennallisen akselivälin ollessa 70,8 mm.



KUVA 12. Lopullinen hammashihnan kiristysmekanismi

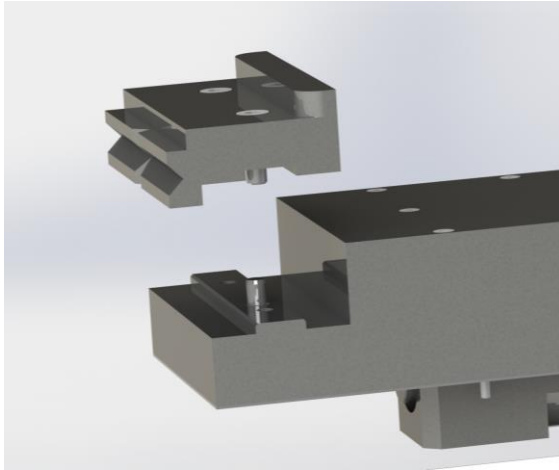
Kiinnittimen ulkopinnat jätettiin mahdollisimman sileiksi puhdistusta helpottamaan. Huollon helpottamiseksi johdekelkkojen ja trapetsiruuvien rasvanipat sijoitettiin kiinnittimen yläpintaan. Pinnassa oli jo suojalevy peittämässä johdekelkkojen ja trapetsimutterin kiinnitysrivejä, joten lisäsuojauksia ei enää tarvinnut niiden vuoksi lisätä. Tilanpuutteen vuoksi voitelukanavia ei ollut järkevä toteuttaa erillisillä putkilla. Niiden sijaan suunniteltiin 3D-tuloste, jonka kautta voitelurasva kulkee voideltaviin kohteisiin. Tulosteeseen tehtiin kolme rasvakanavaa, jotta rasva kulkeutuisi varmasti kaikkiin kelkkoihin ja trapetsimutteriin. Kuvassa 12 näkyvä 3D-tuloste A esitetään tarkemmin kuvassa 13. Tulosteen molemmissa päissä olevien kanavien kautta voitelurasva kulkeutuu kahdelle johdekelkalle. Keskikanavan kautta rasva johdetaan suoraan trapetsiruuville trapetsimutterin eteen. Kaikki kanavat suunniteltiin yhteen kappaleeseen asennuksen helpottamiseksi.



KUVA 13. Kiinnittimen johdekelkkojen ja trapetsiruuvien rasvauskanavat

Tasaisista pinnoista oli hyötyä tiiveyttä tarkasteltaessa. Toisiaan vasten olevat suorat pinnat oli helppo tiivistää pölytiiviksi. Kiinnittimen liikkuvan rungon ja pöytälevyn väliin suunniteltiin 3D-tulostettu nylonttiiviste, joka puristuu asennettaessa hiukan kasaan. Tämän vuoksi kiinnittimen ja pöytäpinnan koneistusten toleransseja voitiin väljentää ja säästää koneistuskustannuksissa.

Kiinnittimen irtoleuat suunniteltiin siten, että ne on helppo kohdistaa runkoon paikalleen. Irtoleuan pohjaan suunniteltiin reunastaan reilusti viistetty reikä, johon kiinteässä osassa oleva ohjaintappi osuu ohjaten leuan oikeaan paikkaan. Ohjaintapin, rungon ja irtoleuan sovitteet suunniteltiin siten, että rungossa oleva reiän ja ohjaintapin välinen sovite on pakotussovite. Kun irtoleuan reiän ja ohjaintapin välinen sovite on työntösovite, pysyy ohjaintappi rungossa kiinni leukaa irrotettaessa ilman ohjaintapin ruuvikiinnitystä. Irtoleuka ja runkokappale esitetään kuvassa 14 irrallaan, jolloin nähdään myös leuan suuntaa ohjaava pinta.



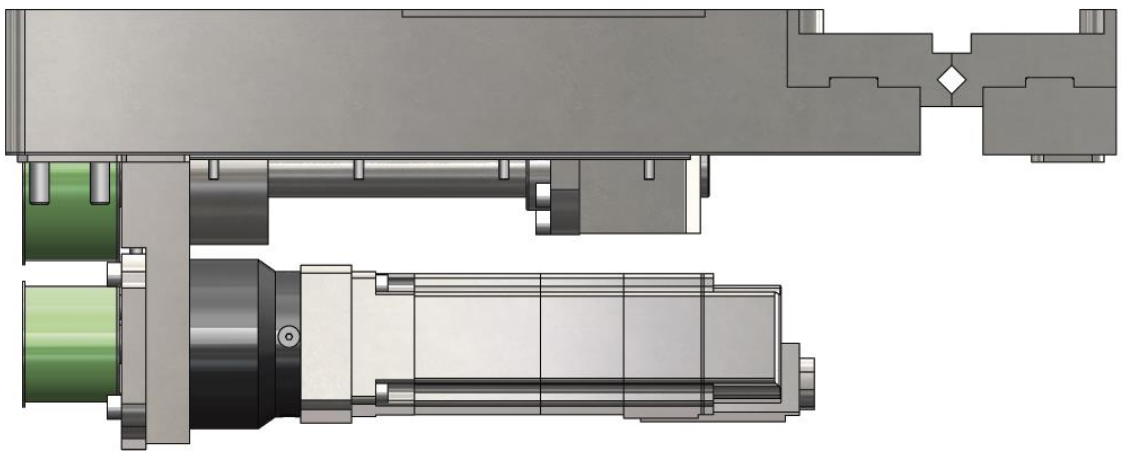
KUVA 14. Kiinnittimen irtoleuka

Rungon ohjaava pinta myös kestää puristuksesta aiheutuvat voimat. Näin irtoleuka voidaan suunnitella ottamaan tarvittaessa vastaan koko puristusvoima ohjauspinnallaan rungon etureunan tai irtoleuan takareunan sijaan. Tämän nähtiin antavan suunnittelijalle suuremmat vapaudet uusien irtoleukojen suunniteltaessa.

8 Tulokset

8.1 Kappalekiinnitin

Valmis kappalekiinnitin on esitetty kuvassa 15, jossa näkyy hyvin myös pöytäpinnan alle jäävät komponentit. Kuvassa äärimmäisenä vasemmalla näkyvät hammashihnapyörät, seuraavaksi runkolaippa, josta kiinnitin kiinnitetään pöytätasoon. Runkolaipan oikealla puolella alhaalla näkyvät planeettavaihte ja servomoottori. Trapetsiruuvi laakereineen jää osittain kiinnittimen liikkuvan rungon sisään.



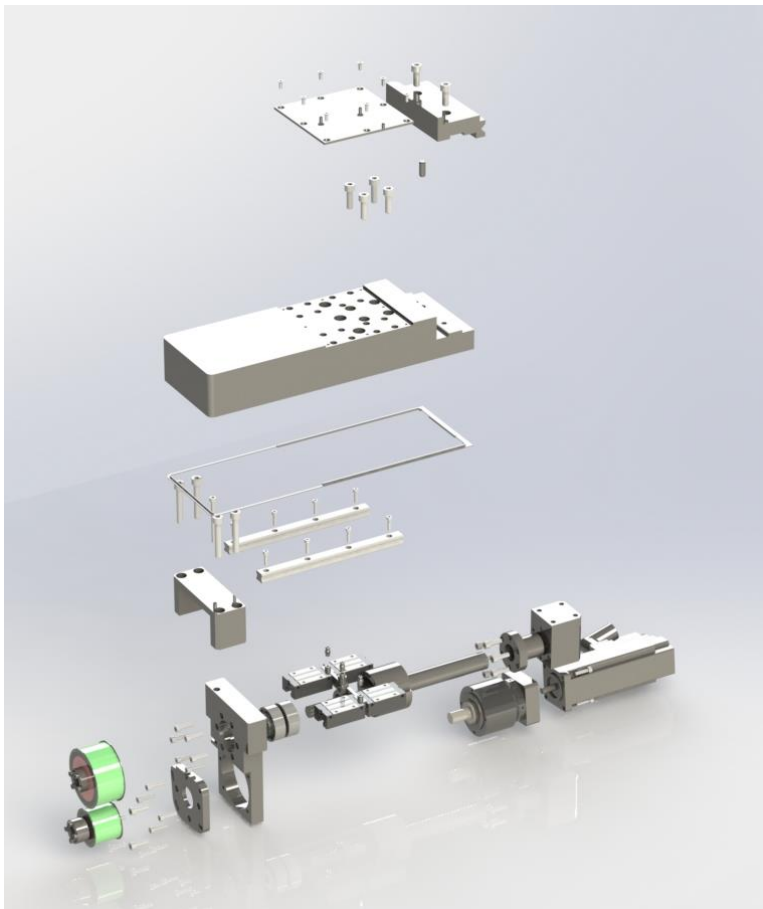
KUVA 15. Valmis kiinnitin

Kiinnittimen liikenopeudeksi on asetettu alustavaksi noin 10 mm/s. Tätä muutetaan tarvittaessa testauksen tuloksena, kun kiinnittimiä päästään käytännössä kokeilemaan. Valitut komponentit eivät rajoita haluttua liikenopeutta, koska varsinaiset kuormitustilanteet tulevat joka tapauksessa hitailla liikenopeuksilla. Mikäli nopeutta kasvatetaan merkittävästi, tulee tarkastella tarkemmin mahdollisten törmäystilanteiden hallintaa ja niiden aiheuttamien vaurioiden ehkäisyä. Nyt suunnitelluilla liikenopeuksilla servomoottorien momentin seurannalla ehditään reagoida puristusvoiman kasvuun riittävän nopeasti, eikä törmäystilanteissa ehdi muodostua suuria iskuvoimia. Puristusvoima rajoitetaan aluksi noin 10 kN:iin ja nostetaan tarvittaessa suuremmaksi.

8.2 Tuotokset

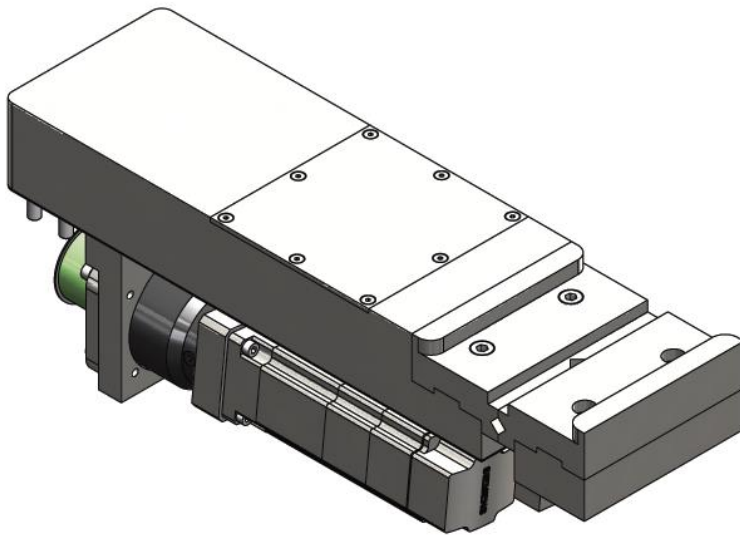
Kappalekiinnittimestä tehtiin valmiit materiaalit osien valmistusta ja kiinnittimen kokoonpanoa varten. Osa komponenteista saadaan alihankkijalle 3D-formaatissa, joten kaikista osista ei ollut tarpeen tehdä valmistuspiirustuksia. Kaikki alihankkijat eivät vielä ole investoineet tarpeelliseen osaamiseen valmiiden koneistusmallien käsittelyyn, joten koneistettavista komponenteista tehtiin aihio- ja koneistuskuvat pdf- ja dxf-formaatissa. Asiakkaalle toimitetaan mittapiirustukset, jotka mahdollistavat uusien leukamallien valmistamisen oikealla tarkkuudella kiinnittimen luotettavan toiminnan varmistamiseksi.

Pää- ja osakokoonpanoista tehtiin räjäytyskuvat asentajille kiinnittimien valmistukseen. Esimerkki pääkokoonpanosta räjäytettynä näkyy kuvassa 16. Osakokoonpanojen räjäytyskuvia käytetään varmistamaan laakerien oikea asento ja lineaarijohdekelkkojen asennussuunta. Nämä saattavat jäädä pääkokoonpanossa epäselviksi. Ilman näitä yksityiskohtia olisi tehty räjäytys vain pääkokoonpanosta, joka näin pienessä kokoonpanossa olisi ollut riittävä.



KUVA 16. Pääkokoonpano räjäytettynä

Suoraan kiinnittimen valmistamiseen tähtäävän dokumentaation lisäksi tuloksena saatiin tekniseen tiedostoon liitettävät laskelmat komponenttien valinnasta, kuormituksen ja elinajan laskelmista sekä komponenteista tarvittavat tekniset tiedot. Lisädokumentaatiota tarvittiin myös huolto-ohjeeseen ja käyttöohjeeseen, joiden kuvamateriaali piti tehdä erikseen. Ohjeistuksessa tarvittavien kuvien tarkoitus on esittää käsiteltävä kohde selkeästi huollon tai käytön kannalta, jolloin valmistusdokumenteissa olevat mittatiedot voivat häiritä kuvien luettavuutta. Esimerkki valmiin kiinnittimen yleiskuvasta ohjeistusta varten näkyy kuvassa 17.



KUVA 17. Kiinnittimen yleiskuva huolto-ohjeesta

8.3 Suunnitteluprosessin kuvaus

Kiinnittimien suunnitteluprosessia kuvattaessa tarkoituksena oli tuottaa pohja, jota voi käyttää lähtökohtana yleisen mekaniikkasuunnitteluprosessin kuvaukselle. Suunnittelun vaiheista tehdyt havainnot on esitetty liitteessä 6. Prosessi päätettiin esittää selkeänä kaaviona, josta selviää tunnistettujen vaiheiden lisäksi niiden seurauksena mahdollisesti tuotettava dokumentaatio. Kukin kaaviossa esitetty dokumentti ei välttämättä ole oma itsenäinen dokumenttinsa, vaan voi olla osa jo aiemmin luotua dokumenttia. Kaikkia vaiheita ei todennäköisesti siirretä sellaisenaan yleiseen kuvaukseen, eikä kiinnittimen suunnittelussa ole tullut esiin kaikkia suuremmissa mekaniikkasuunnitteluprojekteissa esiintyviä vaiheita. Saatu prosessikuvaus on kuitenkin hyvä lähtökohta seuraavien suunnittelutöiden

valmistelussa ja toteutuksessa. Prosessikuvaus on helposti yleistettävissä muidenkin hyödynnettäväksi Metecnolla.

Selkein puute yleisen kuvauksen kannalta on vähäiset yhteydet muihin suunnittelun osa-alueisiin kiinnittimien suunnittelussa. Käytännössä suunnittelussa ei tarvinnut ottaa huomioon sähkö-, automaatio- tai ohjelmistosuunnittelun tarpeita sillä laajuudella, että ne olisi ollut sidottavissa johonkin tiettyyn suunnittelun vaiheeseen. Lisäksi jatkoselvitykseen jää muun muassa prosessin seurantaan tarvittavan dokumentaation kehittäminen.

Joissakin kaaviossa esitetyissä vaiheessa on kirjattuna myös esimerkkejä vaiheeseen sisältyneestä työtehtävästä tai tuotoksesta selventämään vaiheen merkitystä jatkokeskusteluissa. Samoin vaiheen tuotoksena saatavista dokumenteista osa on esitetty tähän prosessiin liittyneinä esimerkkidokumentteina, eivätkä siten ole sellaisenaan siirrettävissä suunnitteluprosessin yleiskuvaukseen.

8.4 Tavoitteiden täytyminen

Kappalekiinnittimen suunnittelulle asetetut tavoitteet saavutettiin kattavasti. Tukeva kiinnitys on mahdollista sekä riittävän puristusvoiman että muotosulkeisten kiinnitysten mahdollistavien vaihdettavien leukojen ansiosta. Tukevuus varmistuu lopullisesti kiinnittimien valmistuttua, jolloin nähdään johderatkaisun tukevuus ja mahdolliset joustot maksimipuristusvoimilla.

Kappaleen asettelu on saatu niin helpoksi kuin asiakkaan olosuhteissa on mahdollista. Kiinnittimet saadaan avattua oikeaan esiasetukseen kappalekohtaisesti ja kiinnittimen leuka on muotoiltu kappaleisiin sopivaksi. Näiden avulla kappaleen asettaminen kiinnittimeen onnistuu, vaikka kappaleen joutuisi pudottamaan kiinnittimeen ja työntämään oikealle kohdalle pitkällä apuvarrella. Käytännössä tämä on tilanne, joka loppuasiakkaan tapauksessa saattaa joissain tapauksissa ilmetä, koska osaan vakiokappaleista on vaikea tarttua robottikäsitelillä tukevasti.

Kiinnittimet saatiin sovitettua tarvittavan pieneen tilaan ja suojattua hyvin. Selkeiden pintojen ansiosta kiinnittimet on helppo imuroida puhtaaksi työstön jälkeen. Pöytäpinnan ja

kiinnittimen liukuvan runko-osan väli saadaan tiivistettyä hyvin työstöjäämien tunkeutumisen estämiseksi. Suojaus on helppo purkaa johteiden ja ruuvien huoltamiseksi ja pöydän alapuolinen osa saadaan tarvittaessa puhdistettua pöydän reunassa olevan huoltoluukun kautta.

Puristusvoimaa saadaan hallittua ohjelmallisesti, joka korvaa käsituntuman puutetta kappaletta kiinnittimiin puristettaessa. Arvioiden mukaan puristusvoimaa saadaan valvottua 250 N – 750 N tarkkuudella. Tämä selviää tarkemmin mittaamalla valmiit kiinnittimet ohjelmiston kanssa ja kalibroimalla kiinnitin ja ohjelmisto vaakaelementin avulla.

Suunnitteluprosessin kuvauksesta saatiin selkeä kaavio, jota voidaan käyttää henkilökohtaisen työnkulun organisoimiseksi sekä koko Metecnon mekaniikkasuunnittelun ja mahdollisesti joiltain osin myös muiden suunnittelun osa-alueiden prosessikuvauksia kehitettäessä. Kuvaus on riittävän yleisluontoinen ollakseen käyttökelpoinen ja sen on todettu kuvaavan pääosiltaan myös aiemmin toteutetuissa projekteissa havaittuja vaiheita ja tuoksia.

9 Pohdinta

Venkataraman (2015, 3.2) kuvaa kappalekiinnittimen päätehtäviksi tukevan kappaleen kiinnityksen, nopean käytettävyyden, jäykkyyden ja vakauden työstön aikana sekä sen, ettei kiinnitin vahingoita työkappaletta. Mielestäni nyt suunniteltu kiinnitin täyttää nämä määritelmät sillä varmuudella, millä asiaa voidaan arvioida ilman toimivaa laitetta. Olen tehnyt suunnitelmat huolellisesti ja huomionnut suunnittelun eri näkökulmat parhaan kykyni mukaan. Suunnittelu osoittautui paljon ennakkoarvioitani haastavammaksi pienen käytettävissä olevan tilan ja korkeiden suojausvaatimusten vuoksi.

Arvioidessani kiinnitintä irrallisena laitteena havaitsin sen olevan mahdollisesti tuoteistettavissa omaksi tuotteekseen, jota voitaisiin markkinoida myös jo olemassa oleviin työstökoneisiin. Kiinnittimen tuotekehitys antaisi mahdollisuuden optimoida nyt valittuja komponentteja tarkemmin ja mahdollisesti muuttaa joitakin valittuja ratkaisuja. Esimerkiksi korvaamalla nyt suunniteltu hammashihnakäyttö ja planeettavaihte itse suunnitellulla vaihteella saataisiin kiinnittimen ulkomittoja ja mahdollisesti myös servomoottorin kokoa pienennettyä. Vaihteen suunnittelua harkittiin jo tähän kiinnitinmalliin hammaspyörillä toteutettuna, mutta ajatus hylättiin nyt valittua ratkaisua suuremman huoltotarpeen vuoksi.

Joitakin tässä prosessissa hylättyjä ratkaisuja olisi ollut mielenkiintoista testata ja verrata keskenään toteuttamalla niistä koelaitteet, mutta harvalla yrityksellä on resursseja toteuttaa tällaisia testejä vain yksittäisten projektien vuoksi. Mikäli kiinnittimestä suunniteltaisiin oma tuotteen tai tuoteperhe, olisi mielekästä arvioida nyt tehtyjä valintoja uudelleen.

Suunnittelun aikana havaitsin tarvitsevani työkalun tuottamieni dokumenttien hallintaan. Näinkin pienen tuotteen kohdalla dokumentteja kertyi yli 250 erilaista: tuote-esitteitä, kuvakaappauksia, taulukoita ja laskelmia ja erilaisten apuohjelmien omia tuotoksia. Tässä ei ole mukana paperille tehdyt luonnokset ja muistiinpanot, joiden dokumentointi on vielä valmista digitaalista materiaalia työläämpää. Suunnitteluprosessin kuvausta tehdessäni tiivistin tuotettuja dokumentteja kuhunkin vaiheeseen liittyviksi kokonaisuuksiksi. Mahdollisesti tätä voisi käyttää myös dokumenttien hallinnan lähtökohtana tai apuna valmista

työkalua etsiessä. Metecnon uusi käyttöön otettava toiminnanohjausjärjestelmä saattaa myös tuoda helpotusta projektidokumenttien organisointiin.

Opinnäytetyön tekeminen oli mielenkiintoista ja kohdatessani ongelmia sain Metecnon muulta henkilöstöltä apua tarvittaessa. Tästä haluan esittää kiitoksen kaikille suunnittelussa auttaneille. Monessa suunnittelun vaiheessa oli valaisevaa saada näkemys tehdystä suunnitelmasta ulkopuolisin silmin katsottuna ja uskon niiden huomioimisen tehneen kiinnittimestä huomattavasti paremman, kuin kokonaan itse tuotettu kiinnitin olisi ollut. Opinnäytetyön aikana tuli kattava läpileikkaus koneensuunnittelun komponentteihin ja niiden valintaan. Uskon tämän työn tekemisen aikana oppimieni asioiden olevan suoraan sovellettavissa myös tulevissa suunnittelutöissäni.

LÄHTEET

Björk, T., Hautala, P., Huhtala, K., Kivioja, S., Kleimola, M., Lavi, M., Martikka, H., Miettinen, J., Ranta, A., Rinkinen, J. & Salonen, P. 2014. Koneenosien suunnittelu. 6. uudistettu painos. Helsinki: Sanoma Pro Oy

Danaher Motion. 2007. Screw Drives GT, MICRONLine®, KOKON®. Luettu 11.7.2018. [https://www.sks.fi/www/si-vut/8F1B89D1DCA73066C2257B79004027DB/\\$FILE/Thomson%20ruu-vit%202007.pdf](https://www.sks.fi/www/si-vut/8F1B89D1DCA73066C2257B79004027DB/$FILE/Thomson%20ruu-vit%202007.pdf)

Direktiivi 2006/42/EY. Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi koneista. Euroopan unionin virallinen lehti 9.6.2006. Luettu 14.7.2018. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/FI/ALL/?uri=CELEX%3A32006L0042>

Euroopan unionin julkaisutoimisto. 2014. Tiedonantoja ja ilmoituksia. Euroopan unionin virallinen lehti C110 11.4.2014. Luettu 14.7.2018. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/FI/TXT/?uri=OJ:C:2014:110:TOC>

Haas Automation, Inc. 2018. Lathe Chatter – Troubleshooting. Luettu 11.8.2018. <https://www.haascnc.com/service/troubleshooting-and-how-to/troubleshooting/lathe-chatter---troubleshooting.html>

HIWIN Technologies Corp. 2016. Ballscrews. Technical Information. Luettu 22.7.2018. <https://www.hiwin.com/pdf/ballscrews.pdf>

ISO/TR 22100-1:fi. 2015. Koneturvallisuus. Suhteet standardiin ISO 12100. Osa 1: Miten B-tyypin ja C-tyypin standardit liittyvät standardiin ISO 12100. Helsinki: Suomen Standardoimisliitto SFS. Luettu 15.7.2018. Vaatii käyttöoikeuden. <https://online.sfs.fi/fi/index.html.stx>

Ivashov, A. 2018. SMath Studio. Luettu 20.10.2018. <https://en.smath.info/view/SMathStudio/summary>

Kollmorgen. ERD Actuator. Luettu 14.6.2018. <https://www.kollmorgen.com/en-us/products/linear-actuators/electric-cylinders/erd-aktuatoren/erd-actuator/>

MACK Werkzeuge AG. 2018. Machine vices. Luettu 7.7.2018. http://www.zentra-germany.de/cms/upload/ohnepreise/Kapitel7_ohnePreise.pdf

Meriaho J. Sales Specialist, CNC controls, servo- & linearmotors. 2018. SINUMERIK perusteet. Koulutus. 22. – 23.10.2018. Siemens Oy. Tampere.

Nee, A.Y.C., Tao, Z. J., Senthil Kumar, A. 2004. An advanced treatise on fixture design and planning. Hackensack, N.J.: World Scientific. http://elib.tamk.fi/login?url=http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=nlebk&AN=167311&site=ehost-live&ebv=EB&ppid=pp_ix

Rollco Oy. 2013. Linear rail system SBI. Luettu 11.7.2018. https://www.rollco.fi/storage/7FEFA9E3B07CEDADD7E57A34D8D22DA3D3D7651E6A415CF5B587B13356BC316/39d037d4a543466f827a72d6f9cfdaa3/pdf/meia/bb74922870ad49c5aefcfe91c50a9a7e/Linear_Rail_SBI.pdf

RÖHM GmbH. n.d. Power-operated clamping devices. General information and guidelines. Luettu 11.8.2018. https://www.roehm.biz/fileadmin/content/pdf/Dokumente/General_Information_and_guideline_clamping_device.pdf

Römheld GmbH. n.d. NC hydraulic machine vice. Luettu 7.7.2018. <https://www.roemheld-gruppe.de/shop/en/nc-hydraulic-machine-vice.html>

Schaeffler Technologies AG & Co. KG. 2017. Mounting Handbook. Mounting of rotary bearings. Luettu 2.8.2018. https://www.schaeffler.us/remotemedien/media/shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/mh1_de_en.pdf

Selvakumar, S., Arulshri, K.P., Padmanaban, K.P. & Sasikumar, K.S.K. 2010. Clamping Force Optimization for Minimum Deformation of Workpiece by Dynamic Analysis of Workpiece-fixtured System. World Applied Sciences Journal 11, 840–846. ISSN 1818-4952. https://www.researchgate.net/publication/266176028_Clamping_Force_Optimization_for_Minimum_Deformation_of_Workpiece_by_Dynamic_Analysis_of_Workpiece-fixtured_System

SFS.fi. n.d. Usein kysyttyä. Luettu 20.10.2018. https://www.sfs.fi/usein_kysyttya

SFS-ISO 2901. 2010. Metrinen ISO-trapetsikierre. Perusprofiili ja maksimimateriaalin profiilit. Helsinki: Suomen Standardoimisliitto SFS. Luettu 17.7.2018. Vaatii käyttöoikeuden. <https://online.sfs.fi/fi/index.html.stx>

SKF. SKF Bearing Calculator. <http://webtools.skf.com/BearingCalc>

SKF yhtymä. 2016. SKF-laakerien kunnossapito. Luettu 2.8.2018. http://www.skf.com/binary/123-290853/SKF-laakerien-kunnossapito---SKF-bearing-maintenance-handbook---10001_1-FI.pdf

SKS-mekaniikka Oy. 1999. Hammashihnakäytön suunnitteluopas. Luettu 3.8.2018. [https://www.sks.fi/www/sivut/186CEF516D83C523C2257B6B003E6E36/\\$FILE/Hammashihnak%C3%A4ytt%C3%B6jen%20suunnitteluopas.pdf](https://www.sks.fi/www/sivut/186CEF516D83C523C2257B6B003E6E36/$FILE/Hammashihnak%C3%A4ytt%C3%B6jen%20suunnitteluopas.pdf)

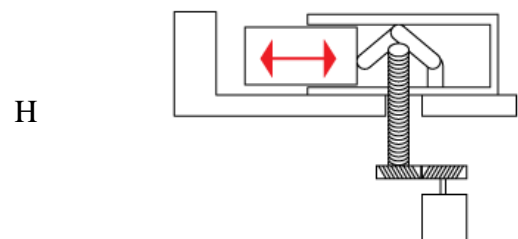
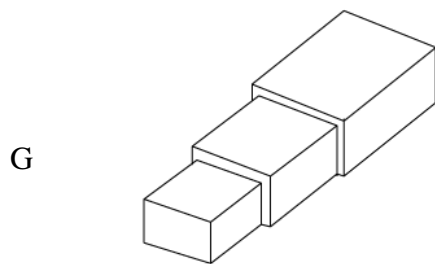
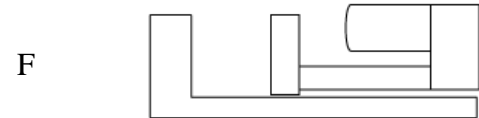
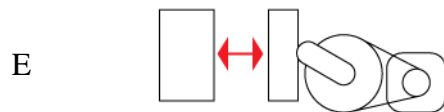
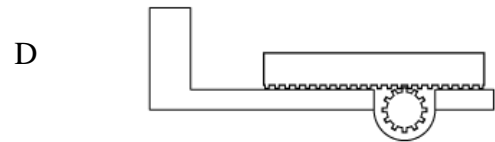
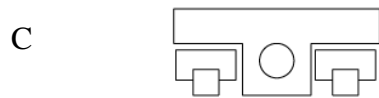
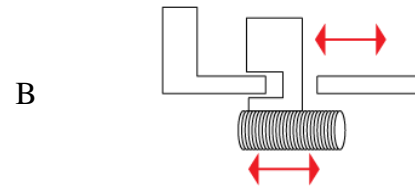
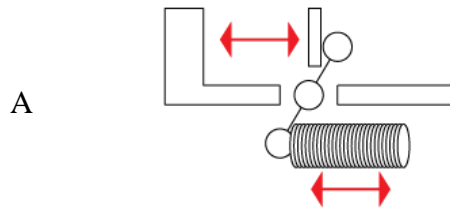
Strack Norma GmbH. 2018. SNS Guide Elements. Luettu 12.7.2018. https://www.strack.de/en/download/media_library/brochures/SNS-Führungselemente_D3515I_09.2018.pdf

Suomen Standardoimisliitto SFS ry. 2017. Koneturvallisuuden standardit 2017. Luettu 15.7.2018.

Venkataraman K. 2015. Design of Jigs, Fixtures and Press tools. Chichester: John Wiley & Sons. <http://ebookcentral.proquest.com/lib/tamperepoly-books/detail.action?docID=2089477>

LIITTEET

Liite 1. Ideoinnin tulokset



Liite 2. HTD-hammashihnojen laskentaa

1 (2)

Kiinnittimen hammashihnan mitoitus:Käyttävän akselin pyörimisnopeus: $n_1 := 240 \text{ radpm}$ Tarvittava momentti ruuvilla: $T := 58 \text{ Nm}$

Pyörimisnopeuden, tehon ja vääntömomentin yhteys:

$$P = T \cdot \omega$$

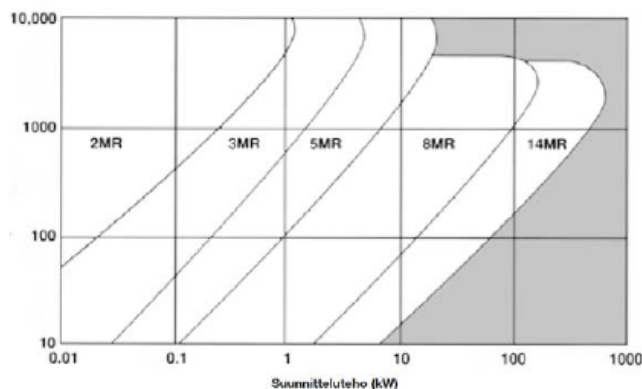
$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$$

Kulmanopeus: $\omega_1 := 2 \cdot \pi \cdot n_1 = 25,1327 \text{ Hz}$ Siirrettävä teho: $P := T \cdot \omega_1 = 1,4577 \text{ kW}$ Toivottu akseliväli: $a := 80 \text{ mm}$ Käyttötunnit päivässä: $h_{vrk} := 8 \text{ hr}$ Käyttöpäivät viikossa: $d_{vko} := 5 \text{ day}$

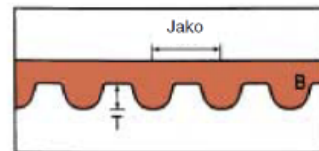
Hammashihnan valinta, SKS/Gates suunnitteluopas, s18:

Käyttökerroin oppaan sivulta 19 $k_k := 1,2$ Laskennallinen suunnitteluteho: $P_{suunn} := P \cdot k_k = 1749,239 \text{ W}$

Valitaan sopiva hammasjako sivu 20 mukaan:



Hihna- jako	Jako mm	T mm	B mm
2MR	2,00	0,71	1,52
3MR	3,00	1,12	2,41
5MR	5,00	1,92	3,81
8MR	8,00	3,40	5,60
14MR	14,00	6,00	10,00

Valitaan hammasjaoksi 8MR: $p := 8 \text{ mm}$

Valitaan sopivat hihnapyörät, hihna pituus ja akseliväli. Suurin hammaspyörä, joka kokoonpanoon järkevästi mahtuu, on ulkohalkaisijaltaan noin 100 mm. HTD8M:ssä tämä tarkoittaa hammaslukua 38 tai 40. Pienin hammaspyörä on 22-hampainen, joten välitykseksi saadaan 1:1,73 tai 1:1,82. Yritetään ensisijaisesti mahdollistaa suurempi hammaspyörä kokoonpanoon.

Käyttävä hammaspyörä, hammasluku: $z_1 := 22$ Käytettävä hammaspyörä, hammasluku: $z_2 := 40$ Hihnan pituus: $L := 480 \text{ mm}$ Akseliväli: $a := 113,7 \text{ mm}$ Välityssuhde: $i := \frac{z_2}{z_1} = 1,8182$

(jatkuu)

Todellinen akseliväli on haluttua suurempi. Kiristyspyörää ei rakenteeseen mahdu, joten sovittelaa kokoonpanoon ja muutetaan tarvittaessa komponenttivalintoja.

Hihnan leveys saadaan selville oppaan sivun 129 tehotaulukon avulla. Taulukosta valitaan oikea sarake käyttävän hammaspyörän hammasluvun mukaan ja oikea rivi pyörimisnopeuden mukaan. Tästä luetaan tehokertoimet (kW) 20mm hihnanleveydelle. Samalta sivulta luetaan hihnan leveyden ja pituuden korjauskertoimet. Kertoimilla korjattu tehokertoimeksi tulee olla suurempi kuin suunnitteluteho P_{suunn} .

Hihnan tehonsiirtokyky taulukosta: $P_{hihna20} := 0,78 \text{ kW}$
 Leveyden korjauskerroin: $k_{leveys} := 2,73$
 Pituuden korjauskerroin: $k_{pituus} := 0,9$
 Todellinen tehonsiirtokyky: $P_{tod} := P_{hihna20} \cdot k_{leveys} \cdot k_{pituus} = 1916,46 \text{ W}$

Valitaan hihnanleveys 50 mm, jonka tehonsiirtokyky on noin 1,92 kW. Todetaan, että tehonsiirtokyky riittää.

Tarkistetaan vielä rynnössä olevien hampaiden määrä. Edellä mainittu tehoarvo on voimassa vain, jos rynnössä vähintään 6 hammasta. Lasketaan oppaan sivun 26 kaavalla:

$$Z_T := z_1 \cdot \left(0,5 - \frac{(z_2 - z_1)}{18,85 \cdot \frac{a}{P}} \right) = 9,522$$

Todetaan, että riittävästi hampaita on rynnössä.

HUOM!

Taulukoiden mukaiset täydet tehonsiirtoarvot saavutetaan vain, kun vähintään kuusi hammasta on rynnössä = siirtää yht'aikaa tehoa. Mikäli rynnössä on vähemmän kuin kuusi hammasta, tehonsiirtokertoimet saadaan oikeasta taulukosta.

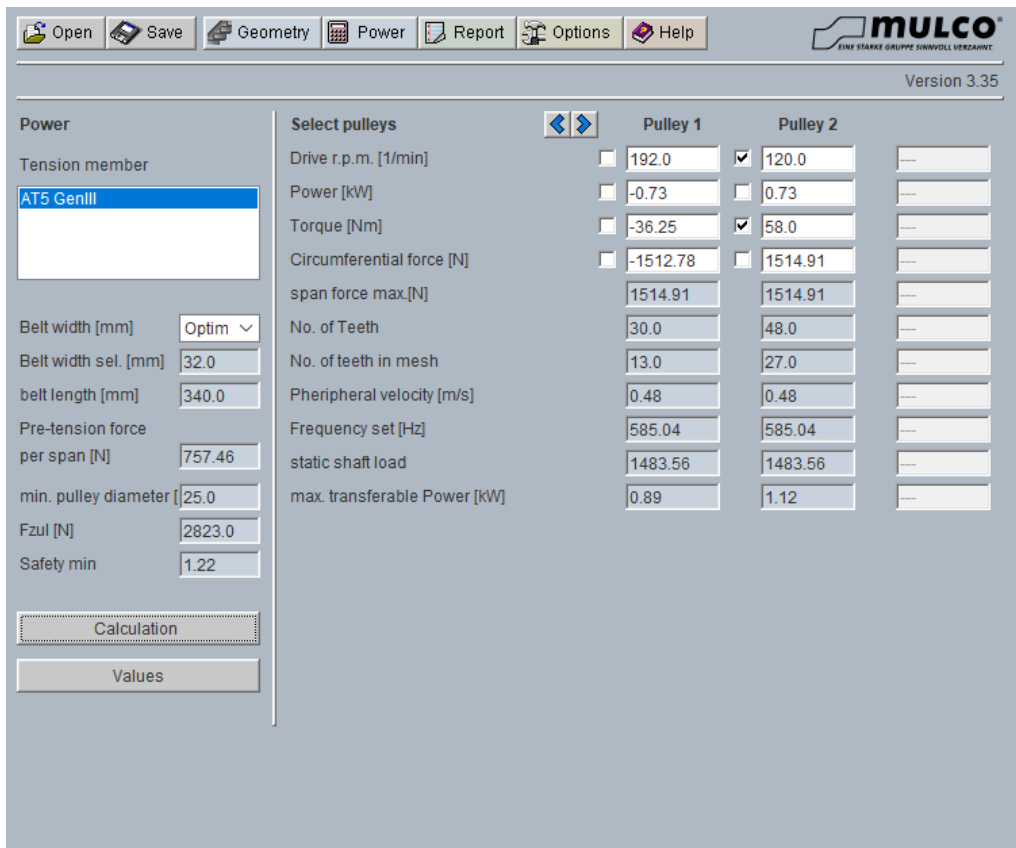
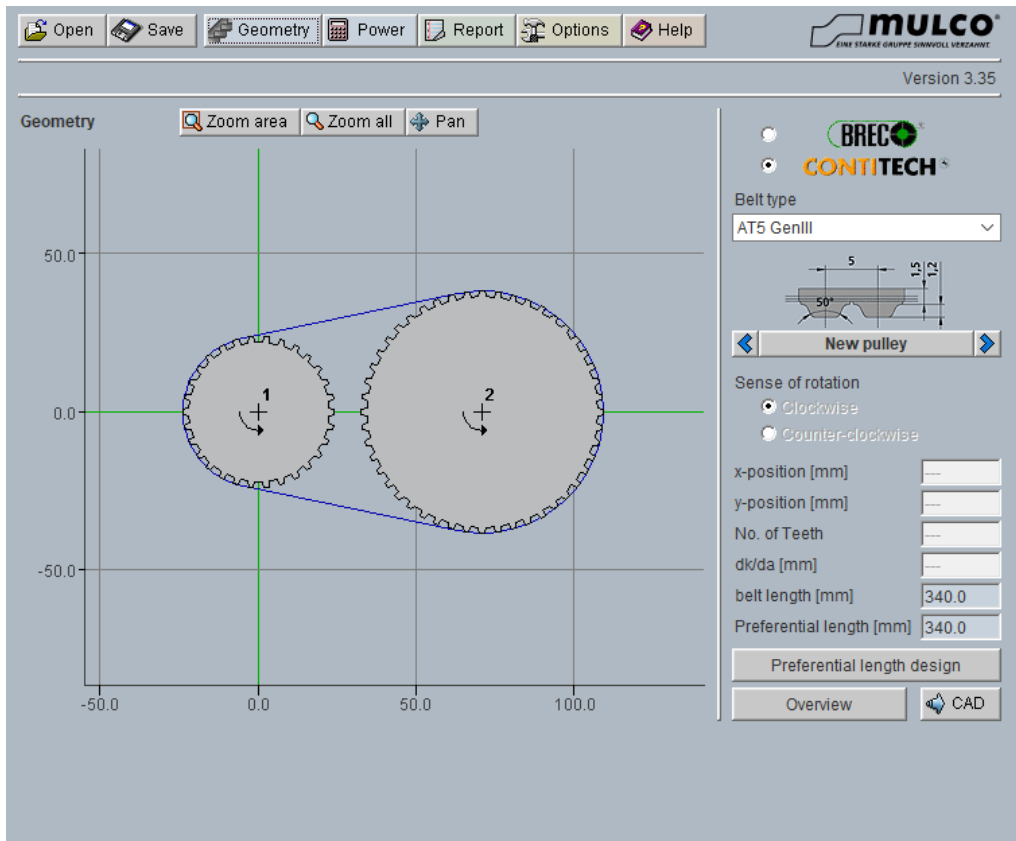
Tehonsiirrossa olevien hampaiden lukumäärä voidaan laskea seuraavasta kaavasta.

$$Z_T = n \left[0,5 - \frac{(N - n)}{18,85 \cdot N_c} \right]$$

jossa:

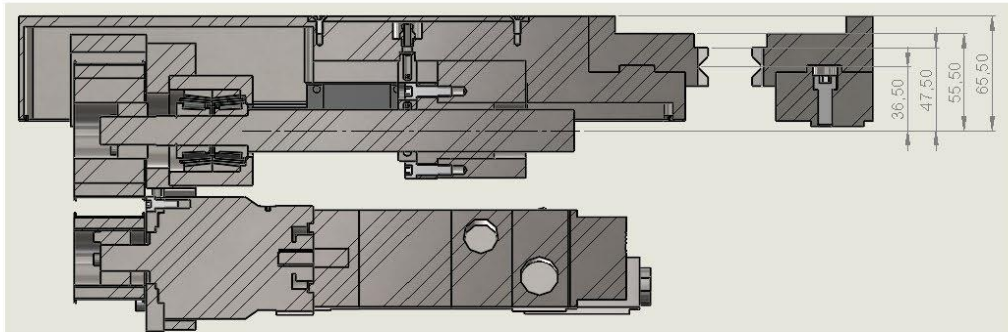
N = isomman pyörän hammasluku
 n = pienemmän pyörän hammasluku
 N_c = akseliväli jakopituuksina

Liite 3. Mulco Power -laskentaohjelman tulokset



Liite 4. Johdekelkkojen vertailua

1 (2)



Ruuvien ja kuormituspisteen välinen korkeusero:

$$h_e := 65,5 \text{ mm}$$

Haluttu puristusvoima:

$$F_P := 20 \text{ kN}$$

Jaetaan puristusvoima johteiden lukumäärällä:

$$F_{PM} := \frac{F_P}{2}$$

$$F_{PM}(M; h_1) := \frac{M}{h_1}$$

M, kelkan staattinen momentti m_{p0}

h_1 , ruuvien ja kuormituspisteen korkeusero

$$F_{r1}(B; d; h_1) := \frac{B \cdot d}{h_1}$$

B, johteen staattinen kuormituskyky

d, kelkkojen etäisyys keskeltä keskelle

h_1 , ruuvien ja kuormituspisteen korkeusero

$$SBI15SLL := 290 \text{ N m}$$

$$SBI15HLS := 18300 \text{ N}$$

$$SBI15SV := 12800 \text{ N}$$

$$SBI20SLL := 560 \text{ N m}$$

$$SBI20SL := 330 \text{ N m}$$

$$SBI20SV := 20200 \text{ N}$$

$$SBI25SLL := 840 \text{ N m}$$

$$SBI25SL := 560 \text{ N m}$$

$$SBI25SV := 26100 \text{ N}$$

(jatkuu)

Kelkkojen väliset etäisyydet, kun kaksi kelkkaa samalla johteella:

$$d_{SBI15HLS} := 63,2 \text{ mm}$$

$$d_{SBI15SV} := 80,1 \text{ mm}$$

$$d_{SBI20SV} := 70,9 \text{ mm}$$

$$d_{SBI25SV} := 67,4 \text{ mm}$$

Lasketaan eri kelkkavaihtoehtojen suurimmat puristusvoimat varmuuskertoimella 1:

$$F_{15SLL} := (F_{PM}(SBI15SLL; h_e)) = 4 \text{ kN}$$

$$F_{20SLL} := (F_{PM}(SBI20SLL; h_e)) = 9 \text{ kN}$$

$$F_{20SL} := (F_{PM}(SBI20SL; h_e)) = 5 \text{ kN}$$

$$F_{25SLL} := (F_{PM}(SBI25SLL; h_e)) = 13 \text{ kN}$$

$$F_{25SL} := (F_{PM}(SBI25SL; h_e)) = 9 \text{ kN}$$

$$F_{15HLS} := F_{r1}(SBI15HLS; d_{SBI15HLS}; h_e) = 18 \text{ kN}$$

$$F_{15SV} := F_{r1}(SBI15SV; d_{SBI15SV}; h_e) = 16 \text{ kN}$$

$$F_{20SV} := F_{r1}(SBI20SV; d_{SBI20SV}; h_e) = 22 \text{ kN}$$

$$F_{25SV} := F_{r1}(SBI25SV; d_{SBI25SV}; h_e) = 27 \text{ kN}$$

Varmuuskertoimet kullekin saadulle puristusvoimalle kelkoittain:

$$v_{15SLL} := \frac{F_{15SLL}}{F_P} = 0,443$$

$$v_{20SLL} := \frac{F_{20SLL}}{F_P} = 0,855$$

$$v_{20SL} := \frac{F_{20SL}}{F_P} = 0,504$$

$$v_{25SLL} := \frac{F_{25SLL}}{F_P} = 1,282$$

$$v_{25SL} := \frac{F_{25SL}}{F_P} = 0,855$$

$$v_{15HLS} := \frac{F_{15HLS}}{F_P} = 1,766$$

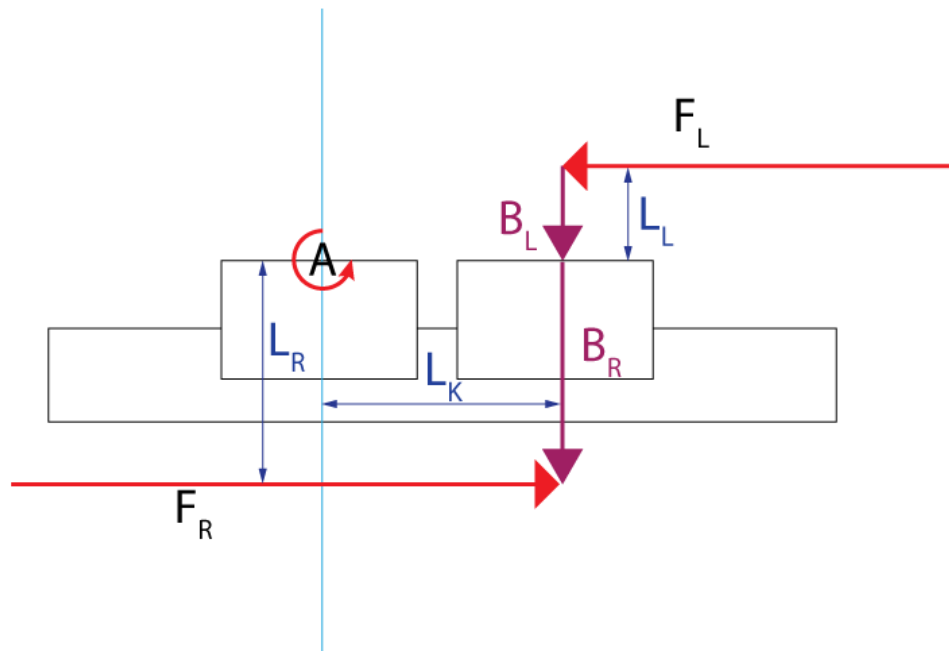
$$v_{15SV} := \frac{F_{15SV}}{F_P} = 1,565$$

$$v_{20SV} := \frac{F_{20SV}}{F_P} = 2,187$$

$$v_{25SV} := \frac{F_{25SV}}{F_P} = 2,686$$

Varmuuskertoimien perusteella kolme parasta kelkkavaihtoehtoa ovat SBI15HLS, SBI20SV ja SBI25SV.

Liite 5. Johteiden kuormituksen laskennan perusteet



$$F_R - F_L = 0 \quad (\text{L5.1})$$

$$\Sigma F_{AY} + \Sigma F_{BY} = 0 \quad (\text{L5.2})$$

$$\Sigma F_{BY} = B_L + B_R \quad (\text{L5.3})$$

$$\Sigma MA = 0: F_L \cdot L_L - B_L \cdot L_K + F_R \cdot L_R - B_R \cdot L_K = 0 \quad (\text{L5.4})$$

$$F_L \cdot L_L + F_R \cdot L_R = B_L \cdot L_K + B_R \cdot L_K \quad (\text{L5.5})$$

$$F_R \cdot (L_L + L_R) = L_K \cdot (B_L + B_R) \quad (\text{L5.6})$$

$$\Sigma F_{BY} = \frac{F_R \cdot (L_L + L_R)}{L_K} \quad (\text{L5.7})$$

$$\Sigma F_{BY} = \frac{10,0 \text{ kN} \cdot 65,5 \text{ mm}}{63,2 \text{ mm}} = 10,4 \text{ kN}$$

Liite 6. Suunnittelun vaiheet ja tuotokset

