

# RUUVIVAIHDERATKAISUJEN MEKAANISEN LIIKKEENRAJOITUKSEN TUTKIMINEN

Jaakko Laitinen

Opinnäytetyö  
Toukokuu 2013

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma  
Tekniikan ja liikenteen ala



JYVÄSKYLÄN AMMATTIKORKEAKOULU  
JAMK UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES



Tekijä(t) LAITINEN, Jaakko	Julkaisun laji Opinnäytetyö	Päivämäärä 20.05.2013
	Sivumäärä 90 + 14	Julkaisun kieli suomi
	Luottamuksellisuus ( ) saakka	Verkkojulkaisulupa myönnetty ( X )
Työn nimi RUUVIVAIHDERATKAISUJEN MEKAANISEN LIIKKEENRAJOITUKSEN TUTKIMINEN		
Koulutusohjelma Kone- ja tuotantotekniikka		
Työn ohjaaja(t) MATILAINEN, Jorma, Yliopettaja SIISTONEN, Matti, Lehtori Jyväskylän ammattikorkeakoulu		
Toimeksiantaja(t) VILLGREN, Hannu, Suunnittelupäällikkö NÄTT, Markku, Laskentainsinööri Metso Paper Oy		
Tiivistelmä <p>Opinnäytetyön tilaajana toimi Metso Paper Oy:n Rautpohjan yksikön paperikoneen märkápään suunnittelun osasto. Viira- ja puristinosien suunnittelussa kaivattiin selvitystä kulmatelan nostolaitteissa sekä siirtotelan liikutuslaitteissa käytettävien ruuvivaihteratkaisujen mekaaniseen liikkeenrajoitukseen sekä käytettävän voiman rajaamiseen.</p> <p>Työ aloitettiin kartoittamalla liikutuslaitteiden toimintaa ja sitä kautta komponenteille määräytyviä vaatimuksia. Lähtökohtien kartoituksen jälkeen tutkittiin ruuvivaihteen mitoitusperusteet ja selvitettiin eri vaihdevalmistajien vaihteiden eroja. Tämän jälkeen tutkittiin mekaaninen liikkeenrajoitus. Ulkoisen liikkeenrajoitusratkaisun mitoitus tutkittiin alusta loppuun standardia hyväksi käyttäen. Sisäisen liikkeenrajoitusratkaisun mahdollisuus tutkittiin yhteistyössä vaihdevalmistajan kanssa kartoittamalla ratkaisun ongelmakohdat ja ratkaisemalla ne. Varmuuskytkimen käyttömahdollisuus voiman rajaamiseen tutkittiin määrittämällä vaadittavat ominaisuudet ja kartoittamalla eri mallien vastaavuudet vaatimuksiin.</p> <p>Työssä saatiin selvitettyä ruuvivaihteiden mitoitusperusteet. Ulkoiselle liikkeenrajoitusratkaisulle laadittiin lopputuotoksena suunnitteluohje. Varmuuskytkimen soveltuvuus saatiin tutkittua. Tärkeimpänä tuloksena ympäröivästä rakenteesta riippumaton sisäinen liikkeenrajoitusratkaisu saatiin kehitettyä toimivaksi ja käyttökelpoiseksi. Työn tuloksena yrityksen käyttöön jäi myös valmiit laskentapohjat mitoituksia varten sekä malliratkaisut 3D-malleineen liikkeenrajoitusratkaisuihin.</p>		
Avainsanat (asiasanat) Ruuvinostin, mitoitus, stoppari, varmuuskytkin		
Muut tiedot		



Author(s) LAITINEN, Jaakko	Type of publication Bachelor's thesis	Date 20.05.2013
	Pages 90 + 14	Language Finnish
	Confidential ( ) Until	Permission for web publication ( X )
Title EXAMINATION OF MECHANICAL MOVEMENT LIMITING IN SCREW JACK SOLUTIONS		
Degree Programme Mechanical and Production Engineering		
Tutor(s) MATILAINEN, Jorma, Principal Lecturer SIISTONEN, Matti, Senior Lecturer JAMK University Of Applied Sciences		
Assigned by VILLGREN, Hannu, Manager NÄTT, Markku, Structural Analysis Engineer Metso Paper Oy		
Abstract <p>The thesis was ordered by Metso Paper Oy's wet end engineering department in Rautpohja. In the former and press section engineering, research was required for mechanical movement limiting and for limiting the applied force in the screw jack operated corner roll lifting devices and the transfer roll equipment.</p> <p>In the beginning the main functional principles of lifting devices were studied which was followed by defining the needed restrictions for the components. After clarifying the bases, dimensioning of the screw jack system was researched and a comparison was done between screw jack producers. Mechanical movement limiting was researched next. Dimensioning of an external movement limiting solution was researched by designing it from the beginning to the end using standards as guidance. The possibility for an internal movement limiting solution was researched in co-operation with the producer by defining the main problems and solving them. The possibility for using a torque limiting clutch in limiting the applied force was studied by defining the required properties and then comparing different models with the requirements.</p> <p>In the thesis the main principles for dimensioning the screw jacks were defined. A designing guide was created for the external movement limiting solution. Suitability of the torque limiting clutch was researched successfully. The most important result was the developing of an internal movement limiting solution into a fully functioning design. Also ready-to-use calculation bases for dimensioning and example solutions including 3D-models for movement limiting remained for the use of the company.</p>		
Keywords Screw jack, dimensioning, movement limiting, torque limiting clutch		
Miscellaneous		

# SISÄLTÖ

<b>1</b>	<b>JOHDANTO</b> .....	<b>6</b>
1.1	Opinnäytetyön taustat .....	6
1.2	Työn tavoitteet ja toteutustapa .....	6
1.3	Metso Paper Oy .....	7
<b>2</b>	<b>PAPERIKONEEN TOIMINTA</b> .....	<b>8</b>
2.1	Yleistä .....	8
2.2	Viiraosa .....	9
2.3	Rainan siirto .....	12
2.4	Puristinosa .....	12
2.5	Kuivatus ja jälkikäsittely .....	15
<b>3</b>	<b>RUUVIVAIHTEET</b> .....	<b>16</b>
3.1	Yleistä .....	16
3.2	Siirtotelan liikutuslaite .....	18
3.3	Kulmatelan nostolaite .....	20
<b>4</b>	<b>RUUVIVAIHTEEN MITOITUSPERUSTEET</b> .....	<b>22</b>
4.1	Yleistä .....	22
4.2	Voimien laskeminen .....	23
4.3	Vaihteen valinta .....	26
4.4	Vaihdevalmistajien vertailu .....	29
4.5	Vaihtoehtoiset ruuvivaihdetoimittajat .....	30
<b>5</b>	<b>MEKAANINEN LIIKKEENRAJOITUS</b> .....	<b>31</b>
5.1	Tehtävä .....	31
5.2	Eri ratkaisuvaihtoehdot .....	32

<b>6</b>	<b>ULKOISEN MEKAANISEN LIIKKEENRAJOITUSRATKAISUN TUTKIMINEN .....</b>	<b>37</b>
6.1	<b>Kestävyystarkastelu .....</b>	<b>37</b>
6.1.1	Mitoitus Eurokoodi 3:n mukaan.....	38
6.1.2	Kestävyystarkastelu FEM:lla.....	46
6.2	<b>Asennettavuus, säädettävyys, turvallisuus yms .....</b>	<b>48</b>
6.3	<b>Käyttömahdollisuus puristinosalla .....</b>	<b>51</b>
<b>7</b>	<b>SISÄISEN MEKAANISEN LIIKKEENRAJOITUSRATKAISUN MAHDOLLISUUDEN TUTKIMINEN.....</b>	<b>53</b>
7.1	<b>Yleistä .....</b>	<b>53</b>
7.2	<b>Rakenne.....</b>	<b>53</b>
7.3	<b>Kestävyystarkastelu .....</b>	<b>59</b>
7.3.1	Törmäysvoiman tutkiminen .....	59
7.3.2	Törmäysvoiman pienentäminen lautasjousilla .....	63
7.4	<b>Asennettavuus ja huollettavuus.....</b>	<b>71</b>
<b>8</b>	<b>KÄYTETTÄVÄN VOIMAN RAJAAMINEN.....</b>	<b>72</b>
8.1	<b>Lähtökohdat .....</b>	<b>72</b>
8.2	<b>Varmuuskytkin.....</b>	<b>74</b>
8.3	<b>Varmuuskytkimen valinta .....</b>	<b>78</b>
8.4	<b>Varmuuskytkimen ja taajuusmuuttajan vertailu .....</b>	<b>79</b>
<b>9</b>	<b>TULOKSET JA YHTEENVETO .....</b>	<b>81</b>
9.1	<b>Tulokset yleisesti .....</b>	<b>81</b>
9.2	<b>Suunnitteluohjeen laatiminen.....</b>	<b>83</b>
9.3	<b>Jatkotoimenpiteet ja kehitysehdotukset.....</b>	<b>84</b>
<b>10</b>	<b>POHDINTA.....</b>	<b>84</b>
	<b>LÄHTEET .....</b>	<b>87</b>

## LIITTEET

LIITE 1. MathCad-laskentadokumentti ruuvivoiman laskemisesta.....	91
LIITE 2. MathCad-laskentadokumentti ulkoisten stoppareiden mitoituksesta .....	95
LIITE 3. MathCad-laskentadokumentti kulmatelan nostolaitteen törmäysvoimasta ..	99
LIITE 4. Ruuvivaihdemallien tekniset tiedot.....	103

## KUVIOT

KUVIO 1. Paperikoneen rakenneryhmät .....	9
KUVIO 2. Metson viirakonseptit.....	10
KUVIO 3. OptiFormer kitaformerit .....	11
KUVIO 4. Monitasoviira .....	12
KUVIO 5. Metson puristinkonseptit .....	13
KUVIO 6. SymPress B –kolminippipuristin.....	14
KUVIO 7. OptiPress B –kaksoiskenkäpuristin .....	14
KUVIO 8. Ruuvivaihteen toimintaperiaate.....	16
KUVIO 9. Ruuvivaihteen sovellusesimerkkejä.....	17
KUVIO 10. Trapetsiruuvin profiili .....	18
KUVIO 11. Viiraosan siirtotelan liikutuslaitteet.....	19
KUVIO 12. Siirtotelan liikutuslaitteen ajo-, ryömintä- ja huoltoasennot .....	20
KUVIO 13. Puristinosan ruuvivaihteelliset kulmatelan nostolaitteet .....	21
KUVIO 14. Kulmatelan nostolaitteen ajo- ja huoltoasento.....	22
KUVIO 15. Lieriöpesän massan ja massakeskipisteen mittaus CATIAlla .....	24
KUVIO 16. Voimat ja momenttivarret siirtotelan liikutuslaitteen ajoasennossa.....	26
KUVIO 17. Siirtotelan liikutuslaitteen ulkoinen stoppari .....	33
KUVIO 18. Kulmatelan nostolaitteen ulkoinen stoppari .....	34
KUVIO 19. Ruuvinyhteyden sijoitettava stoppari ajo- ja huoltoasennossa .....	36

KUVIO 20. Standardin esimerkkitaipauksen liitoksen voimat ja mitat momentin laskemista varten. Muokattu. ....	39
KUVIO 21. Niveltaipillisen rakenneosan geometriset mittavaatimukset, kun paksuus t annettu. Muokattu. ....	41
KUVIO 22. Niveltaipillisen rakenneosan geometriset mittavaatimukset, kun geometria annettu. Muokattu. ....	41
KUVIO 23. Liitokseen kohdistuvat voimat ja mitat momentin laskemista varten stopparin tapauksessa.....	44
KUVIO 24. Stoppariin kohdistuvat rasitukset FEM-mallissa.....	47
KUVIO 25. Ruuvien ja niveltaipin välisen kontaktipinnan rasitukset.....	48
KUVIO 26. Stopparin säätöruuvi.....	50
KUVIO 27. Stopparilevyratkaisu sijoitettuna kulmatelan nostolaitteeseen .....	52
KUVIO 28. Mutteristopparin perustilanne .....	54
KUVIO 29. Lautasjousien käyttö voiman kohdistamisessa runkoon.....	55
KUVIO 30. Suojaputken irrotus .....	57
KUVIO 31. Etupuolen toteutus .....	59
KUVIO 32. Törmäysvoima ajan funktiona .....	64
KUVIO 33. Törmäyshetkellä vaikuttavat voimat .....	64
KUVIO 34. Lautasjousien eri päin pinoamisen vaikutus jousivoimaan ja joustomatkaan .....	66
KUVIO 35. Jousivoiman käyttäytyminen joustomatkan suhteen.....	66
KUVIO 36. Jousivoiman progressiivinen käyttäytyminen .....	67
KUVIO 37. Esimerkkitaipauksen lautasjousien pinoamisvaihtoehdot .....	68
KUVIO 38. Metrinen ISO-trapetsikierteen perusprofiili .....	70
KUVIO 39. Mutterin jännitysten jakautuminen kierteiden kesken.....	71
KUVIO 40. Tyypillinen oikosulkumoottorin vääntökäyrä .....	73
KUVIO 41. Kitkatoimisen varmuuskytkimen toimintaperiaate.....	75
KUVIO 42. Kuulatoimisen varmuuskytkimen toimintaperiaate.....	76
KUVIO 43. Akselien väliset poikkeamat .....	77

KUVIO 44. CENTAFLEX-X -joustavakytkin kahdella joustoelementillä ja välisosalla.....78

## **TAULUKOT**

TAULUKKO 1. Lautasjousien vaatimat välykset ympäröiviin rakenteisiin.....56



# 1 JOHDANTO

## 1.1 Opinnäytetyön taustat

Paperikoneen märässä päässä, eli viira- ja puristinosalla, käytetään ruuvivaihteita erilaisissa telojen liikutuslaitteissa. Metso Paper Oy:n märän pään suunnittelussa oli törmätty useasti ongelmatilanteisiin kyseisten laitteiden suunnittelussa. Ruuvivaihteratkaisujen suunnittelu on jätetty pitkälti alihankkijoille ja vaihdetoimittajille. Yleinen linjaus puuttuu, joten samankaltaiset tapaukset suunnitellaan ja lasketaan aina uudelleen eri projekteissa. Ruuvivaihteratkaisuissa erityisesti ongelmalliseksi on osoittautunut mekaanisten liikkeenrajoittimien toteuttaminen. Myös voiman rajaamisen eri toteutustavat oli syytä tutkia. Viira- ja puristinosilla on lisäksi käytössä eri valmistajien vaihteet, joten on tarpeen tutkia mahdollisuus käyttää saman valmistajan vaihteita kaikissa tapauksissa.

## 1.2 Työn tavoitteet ja toteutustapa

Työssä tutkittiin viiralla käytettävien siirtotelan liikutuslaitteiden sekä puristimella käytettävien kulmatelojen nostolaitteiden toteutusta ja mitoitusta. Tarkoituksena oli tutkia vaihdekomponenttien mitoitus, vaihteiden yhteydessä olevien mekaanisten liikkeenrajoittimien eli stoppareiden toteutus sekä käytettävän voiman rajaaminen. Päällimmäisenä tavoitteena oli saada aikaan suunnitteluohje, jossa esitetään miten ruuvivaihteratkaisut tulisi mekaanisen liikkeenrajoituksen osalta toteuttaa.

Työ toteutettiin valitsemalla aluksi kaksi malliprojektia, joiden rakenteita hyväksi käyttäen ruuvivaihteratkaisuja tutkittiin ja joihin malliratkaisut lopuksi istutettiin. Ensimmäisessä mitoitettiin itse ruuvivaihteet, jonka jälkeen tutkittiin eri vaihtoehtoja mekaa-

nisten stoppareiden toteuttamiseen. Yksityiskohtaiseen tarkasteluun valittiin yksi käytössä oleva ja hyväksi havaittu ulkoinen stoppariratkaisu sekä lisäksi tutkittiin ja kehiteltiin mahdollisuutta löytää ruuvien yhteyteen sijoitettava ympäröivästä rakenteesta riippumaton ratkaisu, jota voisi käyttää viira- sekä puristin osilla kaikissa eri tapauksissa. Lisäksi tutkittiin mahdollisuutta käyttää taajuusmuuttajan tilalla varmuuskytkintä moottorin momentin rajaamiseen. Lopuksi suoritettiin kustannusvertailua eri vaihtoehtojen välillä.

Työssä käytettiin hyväksi koneensuunnitteluun, lujuusoppiin ja muihin teknisiin aiheisiin liittyvää kirjallisuutta, standardeja, yrityksen tietokantoja sekä suunnitteluohjelmistoja. Todella tärkeänä lähtökohtana työlle oli aikaisempi aiheeseen liittyvä tutkimustieto.

### **1.3 Metso Paper Oy**

Toimeksiantajana tässä työssä toimi Metso Paper Oy ja työ tehtiin Metson Rautpohjan yksikköön. Metso Paper Oy on osa laajempaa Metso-konsernia. Metso Oyj on globaali teknologia- ja palvelutoimittaja prosessiteollisuuden asiakkailleen kaivos-, maarakennus-, massa ja paperi-, voimantuotanto- sekä öljy- ja kaasualalla. Metso toimii nykyään yli 50 maassa ja työllistää noin 30 000 henkilöä (Metso lyhyesti. n.d). Vuonna 2012 Metso-konsernin liikevaihto oli 7 504 miljoonaa euroa, joista 44 prosenttia muodostuu palveluliiketoiminnasta. Liikevaihto kasvoi vuodesta 2011 13 prosenttia ja sen ennustetaan pysyvän likimain vuoden 2012 tasolla jatkossakin. (Annual report 2012. 2013.) Liiketoiminta on organisoitu kolmeen segmenttiin: Kaivos ja maarakennus, Automaatio sekä Massa, paperi ja voimantuotanto.

Metso Paper Oy toimii paperi- ja kuituteknologian saralla ja on alan johtava tarjoaja. Sen tuotteet ja palvelut ovat paperi-, kartonki- ja pehmopaperikoneet sekä tuotantolinjat, kemiallisen- ja mekaanisen massateollisuuden laitteet sekä tuotantolinjat, pa-

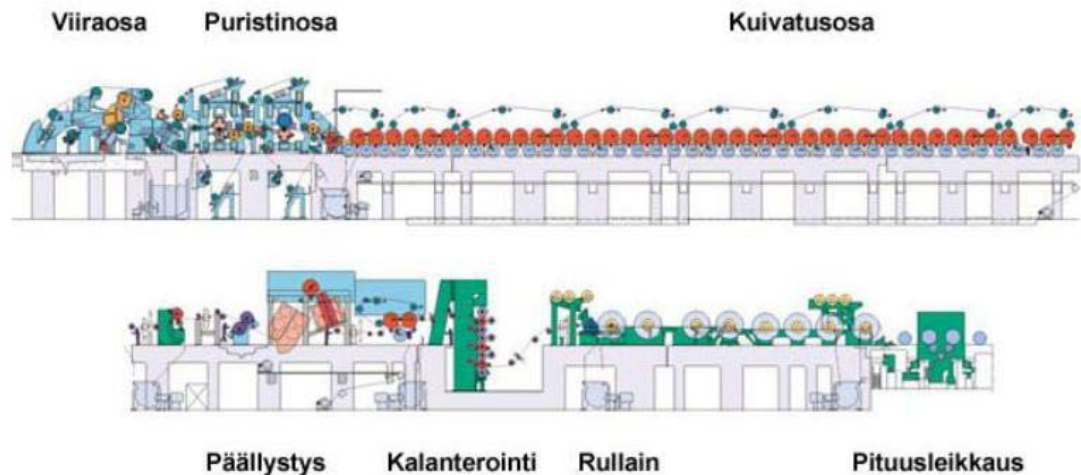
peri-, massa-, energia- sekä kaivosteollisuuden kudokset ja suodatinkankaat, asiantuntija- ja huoltopalvelut sekä vara- ja kulutusosat. (Annual report 2012. 2013.)

Jyväskylässä sijaitseva Rautpohjan yksikkö on Metso Paper Oy:n pääyksikkö ja se työllistää noin 1600 henkilöä. Yksikkö perustettiin alunperin valtion tykkitehtaaksi 1938. Ensimmäiset paperikoneet toimitettiin vuonna 1953 ja nykyisin yksikön toimittamia paperikoneita ja niiden uusintoja on käytössä kaikissa maanosissa. Rautpohjan runsaan 50 hehtaarin tehdasalueella sijaitsee paperi- ja kartonkikonetehtas, teknologiakeskus, paperikoneiden huoltokeskus sekä rautavalimo. Vuosittain Rautpohjassa viedään läpi 20-30 paperikone- ja uusintaprojektia. Tarjousprojekteja käsitellään vuosittain 200 sekä pienempiä komponentti- ja varaosatoimituksia on satoja. (Rautpohjan perehdyttämissopas 2012)

## 2 PAPERIKONEEN TOIMINTA

### 2.1 Yleistä

Paperikone sisältää kokonaisuudessaan useita eri rakenneryhmiä (ks. kuvio 1). Lyhyesti kuvailtuna paperikoneen toiminta pääpiirteiltään on seuraavanlainen: Paperimassa suihkutetaan aluksi perälaatikosta viiraosalle muodostumaan ohueksi tasaiseksi rainaksi. Viiraosalla vettä suotautuu pois ja raina saavuttaa noin 20%:n kuiva-ainepitoisuuden. Tämän jälkeen raina siirretään puristinosalle, jossa vettä poistetaan puristamalla rainaa telojen välissä. Puristinosalta raina siirretään noin 35-50%:n kuiva-ainepitoisuudessa kuivatusosalle, jossa haluttu noin 95%:n kuiva-ainepitoisuus saavutetaan lämmitetyillä sylintereillä. Lopuksi paperille tehdään tarvittaessa päällystys ja tarvittaessa se myös kalanteroidaan ennen rullaamista (ks. kuvio 1.). Tämän työn aihe sijoittuu vain koneen märän pään viira- ja puristinosille, joten vain niitä käsitellään hieman tarkemmin.



KUVIO 1. Paperikoneen rakenneryhmät (KnowPap 2004)

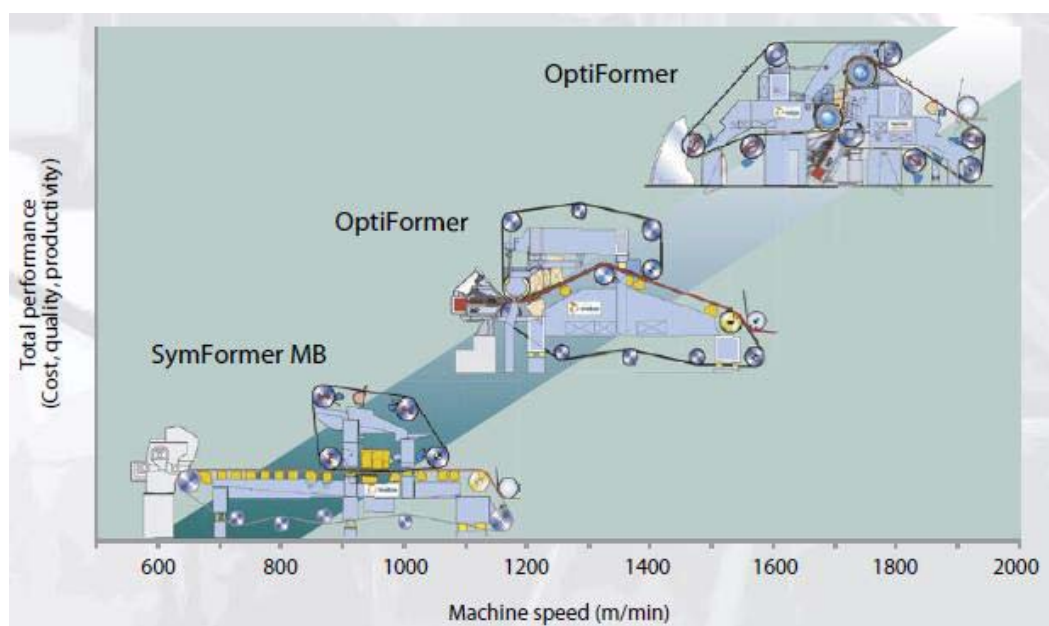
Paperikoneita on paljon eri mallisia ja niiden leveydet, nopeudet ja komponentit vaihtelevat halutun lopputuloksen mukaan. Painopaperikoneen leveys tänä päivänä vaihtelee yhdeksästä yhteentoista metriin nopeuden ollessa 1500-2000 m/min. Koneen pituus vaihtelee kuivatusosan varusteluista riippuen 100-200 m. Pehmopaperikoneiden nopeudet ovat painopaperikoneita suuremmat ja voivat olla yli 2000 m/min. Lisäksi niiden ohut raina voidaan kuivata vain yhdellä jenkki-sylinterillä, jolloin kuivatusosan ja koko koneen pituus lyhenee huomattavasti. Kartonkikoneet ovat perinteisesti hieman kapeampia ja nopeudet noin puolet painopaperikoneiden nopeuksista. Nykyisin kuitenkin tehdään myös leveitä kartonkikoneita. (Hägglom-Ahner & Komulainen 2000, 17.)

## 2.2 Viiraosa

Paperirainan muodostus aloitetaan perälaatikosta, joka sijaitsee viiraosalla, jota kutsutaan myös formeriksi. Perälaatikolla paperimassa syötetään mahdollisimman tasaisesti viiran päälle rainan levyisenä suihkuna. Viira on muovilangoista kudottu matto, jonka kudosten läpi suodatetaan yli 95% perälaatikosta tulevasta laimean kuituseok-

sen vesimassasta. Viira tai viirat ajetaan erilaisten vedenpoistoelementtien läpi, jolloin vettä poistuu ja massa muodostuu paperirainaksi. Viiraosan tehtävä on vedenpoiston lisäksi poistaa flokkeja eli kuitukimppuja ja orientoida kuidut rainassa. Viiraosalla on tärkeää saavuttaa riittävän suuri kuiva-ainepitoisuus, jotta rainan siirto puristimelle on katkotonta ja puristinosalla saavutetaan riittävän hyvä ajettavuus. Tavoiteltava kuiva-ainepitoisuus on 15-20 %. (Hägglom-Ahner & Komulainen 2000,132.)

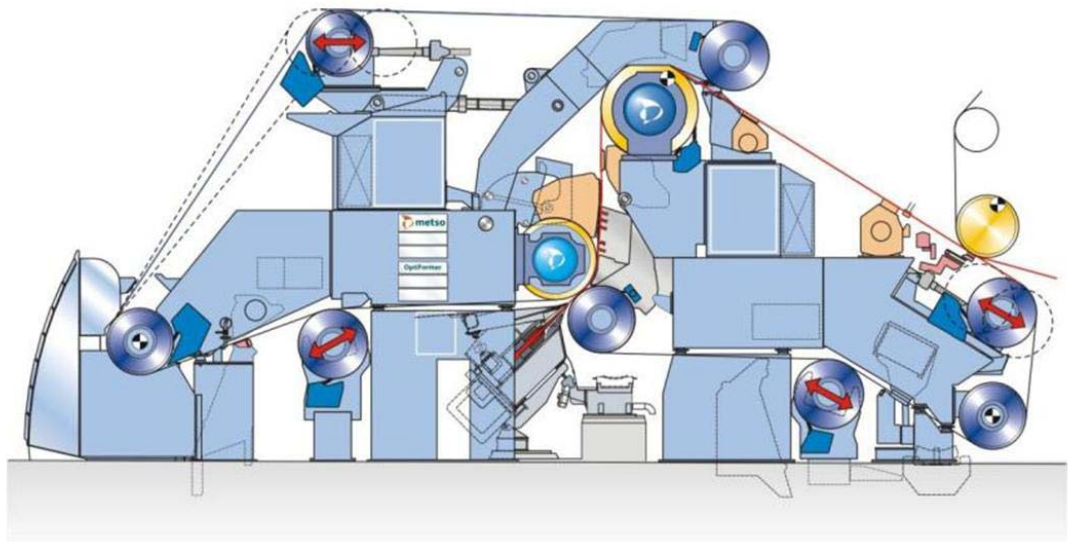
Tuotteen rakenteelliset ominaisuudet määräytyvät paperi- tai kartonkilajista riippumatta jo viiraosalla. (Hägglom-Ahner & Komulainen 2000,132.) Eri viirakonseptit poikkeavat toisistaan melko paljon ja sopiva konsepti valitaankin pääsääntöisesti halutun paperilaadun, investointi- ja käyttökustannusten sekä tuottavuuden mukaan (ks. kuvio 2.).



KUVIO 2. Metson viirakonseptit (Metso's forming sections. 2005.)

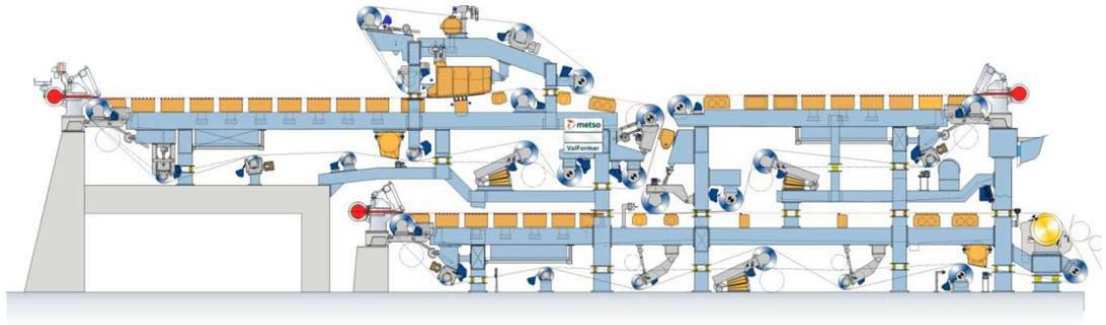
Esimerkki nykyaikaisesta viiratyyppistä on kuvion 3 mukainen kitaformereri. Se on kaksoisviirakone, jossa rainanmuodostus tapahtuu heti alussa kahden viiran välissä ja

näin ollen siinä ei ole häiriötä vahvistavaa tasoviiran alkuosaa. Kaksoisviirakoneella vedenpoisto tapahtuu kahteen suuntaan, jolloin se on paljon perinteistä tasoviirakonetta tehokkaampaa ja siten pystytään ajamaan suuremmilla nopeuksilla. (Hägglom-Ahner & Komulainen 2000,135.)



KUVIO 3. OptiFormer kitaformeri (Optiformer with loadable blades sales presentation. 2008.)

Kartonkikoneiden viiraosat ovat hieman erilaisia, koska kartongit valmistetaan lähes aina kerroksittain. Yleisin tapa toteuttaa kartongin kerrostuminen on erillisrainaus, jossa eri kerrokset muodostetaan eri rainoille ja näin ollen kone viiraosa koostuu useasta eri viiraosasta. Puhutaan siis monitasoviirasta (ks. kuvio 4). Tässä työssä käsitelläänkin viiraosan puolelta juuri kartonkikoneen monitasoviirassa käytössä olevaa siirtotelan liikutuslaitetta. Muita tapoja toteuttaa kartongin kerrostuminen on tehdä se monikerrosperälaatikossa, nostolieriöllä tai kerrostamalla olemassa olevan kuitumaton päälle toisioperälaatikolla. (Hägglom-Ahner & Komulainen 2000,132-133.)



KUVIO 4. Monitasoviira (Valformer for board grades sales presentation. 2009.)

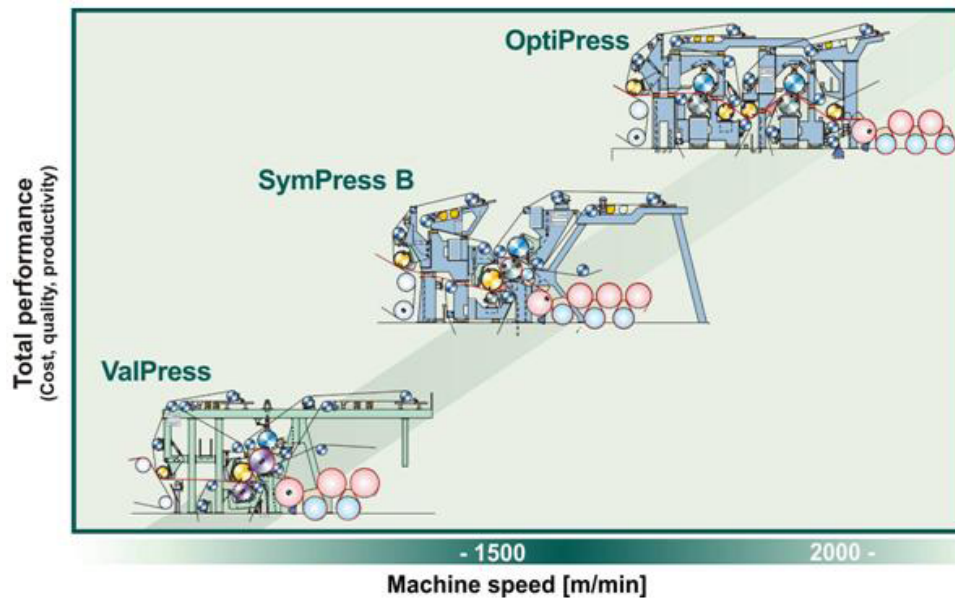
### 2.3 Rainan siirto

Paperiraina tulee saada siirrettyä viiraosalta puristimelle ja niin ikään puristinosalta kuivatusosalle. Puristintyyppistä riippuen rainan siirtoa tarvitaan myös puristinosan aikana. Siirto voidaan toteuttaa joko avoimella tai suljetulla viennillä. Avoimessa viennissä siirto tapahtuu rainan jännityksen avulla ja sen käyttö soveltuu vain hitaisiin erikoispaperikoneisiin, jolloin rata kestää käsittelyn ilman katkoja. Yleisemmässä suljetussa viennissä siirto tapahtuu irrottamalla raina sitä kuljettavasta tukipinnasta ja siirtämällä se uudelle tukipinnalle käyttämällä alipaineen luovaa pick-up imutelaa. (KnowPap 2004.)

### 2.4 Puristinosa

Puristinosan tehtävä on poistaa rainasta mahdollisimman paljon vettä sekä tiivistää sitä samalla. Puristimen jälkeen rainan kuiva-ainepitoisuus on paperilajista ja puristintyyppistä riippuen 40-55 %. Kuiva-ainepitoisuuden saaminen riittävän suureksi on tärkeää, jotta saavutetaan hyvä ajettavuus kuivaosalla sekä säästetään kallista höyryenergiaa. (Hägglom-Ahner & Komulainen 2000,132.)

Puristinosalla vedenpoisto toteutetaan painamalla teloja toisiaan vasten rainan kulkiessa niiden välissä. Telaparia kutsutaan nipiksi ja puristinosalla on tyypillisesti 2-4 nippiä. (Hägglom-Ahner & Komulainen 2000,16.) Usean peräkkäisen nipin tarkoitus on kasvattaa puristusvoimaa asteittain, jotta raina ei rikkoontuisi ja hieno-aine ei huuhtoutuisi pois. Veden siirtymiseen paperista huopaan ja edelleen telalle vaikuttaa useat eri seikat, joista tärkeimpiä ovat huovan ja telan rakenne, lämpötila, massan koostumus ja jauhatustaste, koneen nopeus sekä viivakuorma ja viipymäaika nipissä. Eri tyyppisiä puristimia ovat kaksoishuopapuristin, sileä puristin, imutelapuristin, onsipintapuristin, isotelapuristin sekä kenkäpuristin. (Hägglom-Ahner & Komulainen 2000,150-153.)

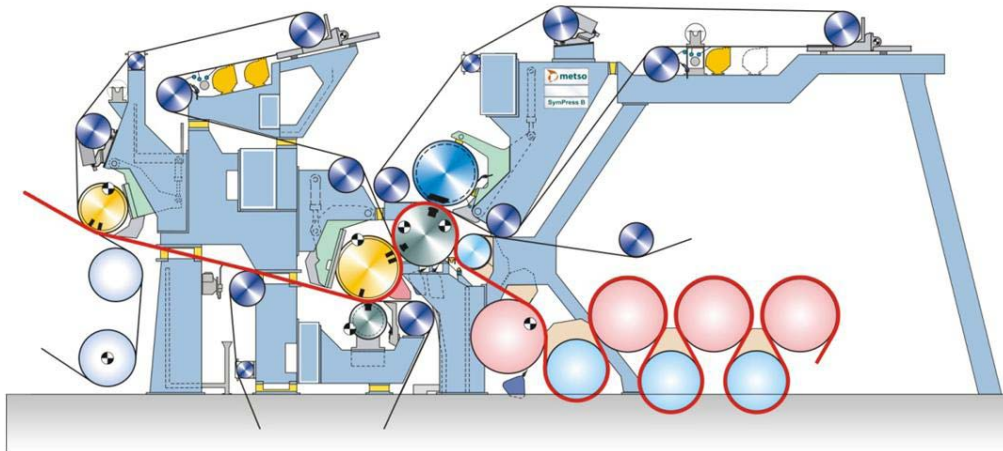


KUVIO 5. Metson puristinkonseptit (Paper machine press sections. 2006.)

Tyypillinen painopaperikoneen puristinratkaisu on suljettu 3-nippipuristin, jossa käytetään keskitelaa (ks. kuvio 6). Sen heikkoutena on rainan sileyden toispuoleisuus, joka aiheutuu siitä ettei rainan toinen puoli pääse olemaan missään vaiheessa sileää telaa vasten. Tähän ongelmaan ratkaisuna käytetään joissakin tapauksissa neljättä

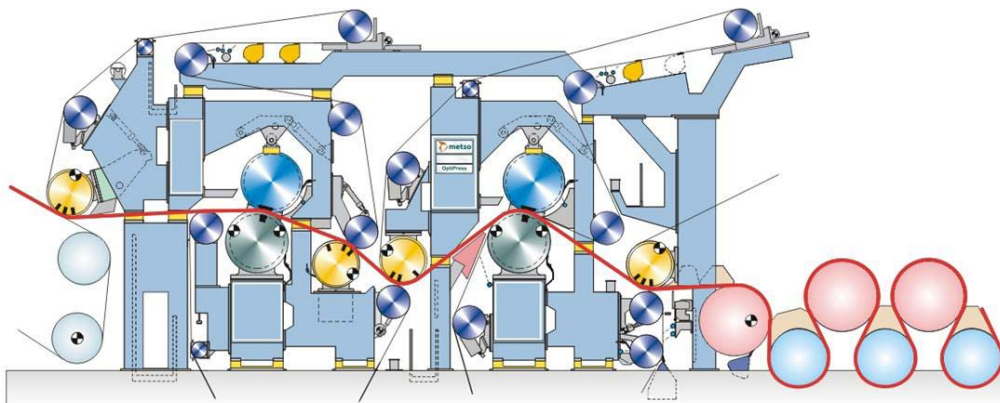


nippiä, jossa rainan aiemmin karheammaksi jäänyttä puolta puristetaan sileää telaa vasten. (Hägglom-Ahner & Komulainen 2000,153-154.)



KUVIO 6. SymPress B –kolminippipuristin (Sympress B for container boards, sales presentation. 2010.)

Uudemmissa puristinratkaisuihin on luovuttu keskitelamallista ja tehty suorapuristinosia, joita kartonkikoneilla yleensä käytetään. Suorassa mallissa nipit ovat erillisiä puristimia ja ovat sijoitettu peräkkäin. Tämän työn aihe liittyy niin ikään suoraan kaksoiskenkämpuristinosaan (ks. kuvio 7). (Hägglom-Ahner & Komulainen 2000,154.)



KUVIO 7. OptiPress B –kaksoiskenkämpuristin (OptiPress press sections sales presentation. 2009.)

## 2.5 Kuivatus ja jälkikäsitteily

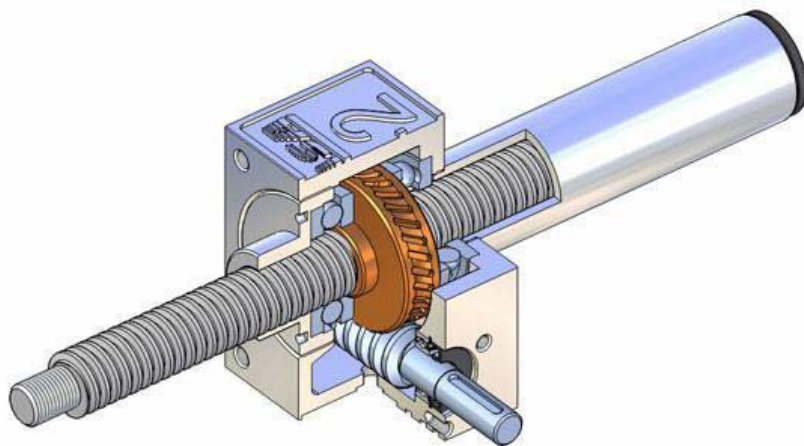
Puristinosalta raina johdetaan kuivatusosalle, jossa on tarkoitus haihduttaa rainasta vesi ja päästä haluttuun loppukosteusprosenttiin, joka on paperilajista ja seuraavasta prosessista riippuen 3-10 %.(Hägglom-Ahner &Komulainen 2000,16.) Kuivaosalla vettä haihdutetaan kuljettamalla rainaa höyryllä lämmitettävien sylinterien päällä. Kuivatusosa on kaavun eli huuvan sisällä, jotta kuivatusprosessissa syntyvä lämpö voidaan ottaa talteen. Pintakäsittelyä varten kuivatusosalla voi olla liimapuristin, päällystysasemia tai suurihalkaisijainen jenkkisylinteri. (Hägglom-Ahner &Komulainen 2000,157.) Paperi tai kartonki usein päällystetään ennen pinnan viimeistelevää kalanterointia, jotta saadaan aikaiseksi hyvä painojälki. Päällystys voidaan suorittaa paperi- tai kartonkikoneen kuivatusosan lisäksi erillisellä päällystyskoneella. (Hägglom-Ahner &Komulainen 2000,17.)

Kuivatusosan jälkeen päällystetty tai päällyttämätön paperi on kalanteroitava. Kalanteroinnissa paperin pinta viimeistellään niin että sen pintaominaisuudet vastaavat kyseisen painomenetelmän asettamia vaatimuksia. Lisäksi kalanteroinnissa hallitaan paperin paksuusprofiilia halutunlaiseksi. Kalanterointi suoritetaan puristamalla paperi kahden tai useamman telan välissä. (Hägglom-Ahner &Komulainen 2000,197.) Kalanteroinnin jälkeen paperi rullataan rullaimella suureksi konerullaksi. Lopuksi suuri konerulla leikataan pituusleikkurilla joko asiakasrulliksi tai arkkikonetta varten. (Hägglom-Ahner &Komulainen 2000,16-17.)

## 3 RUUVIVAIHTEET

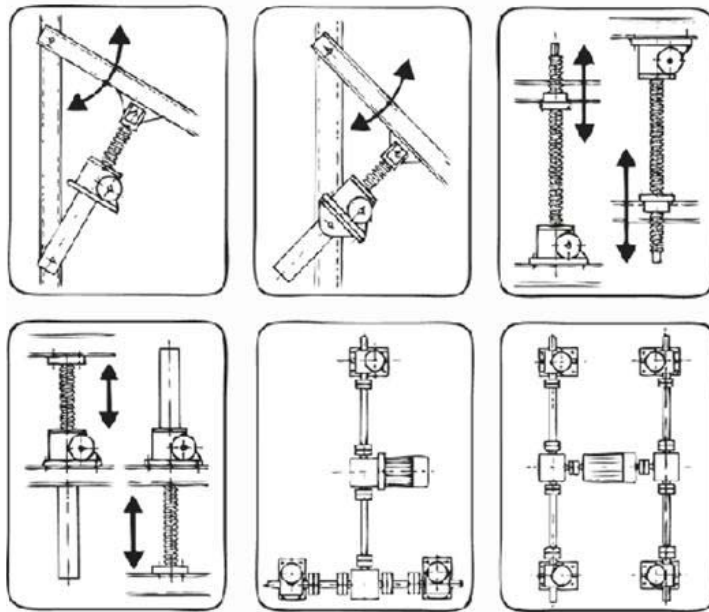
### 3.1 Yleistä

Ruuvivaihteella tarkoitetaan käytännössä tässä tapauksessa ruuvinostinta, jolla muunnetaan pyörimisliike lineaarisesti liikkeeksi. Kyseessä on yksikkö, jossa kierukkavaihteella liikutetaan vaihteen toisioakselin läpi kulkevaa ruuvia ja saadaan näin aikaan lineaarinen liike 90 asteen kulmassa ensiöakseliin nähden (ks. kuvio 8). Kierukkapyörä on laakeroitu vastaanottamaan suuria aksiaalisia voimia. Kierukkavaihteen ensiöakselia voidaan pyörittää erilaisilla moottoreilla tai käsin. Vaihteen ominaisuudet vaihtelevat riippuen komponenttien parametreista, kuten vaihteen välityssuhteesta sekä liikeruuvin noususta. Ruuvivaihteita käytetään tyypillisesti hyvinkin monipuolisesti eri asioiden nostamiseen, työntämiseen ja muuhun asemointiin. Eri käyttötarkoituksia varten vaihde pystytään toteuttamaan niin, että ruuvi liikkuu tai niin että vaihdekoppa liikkuu. Asennus voidaan toteuttaa nivelellisesti tai kiinteästi. (Product description 2006)



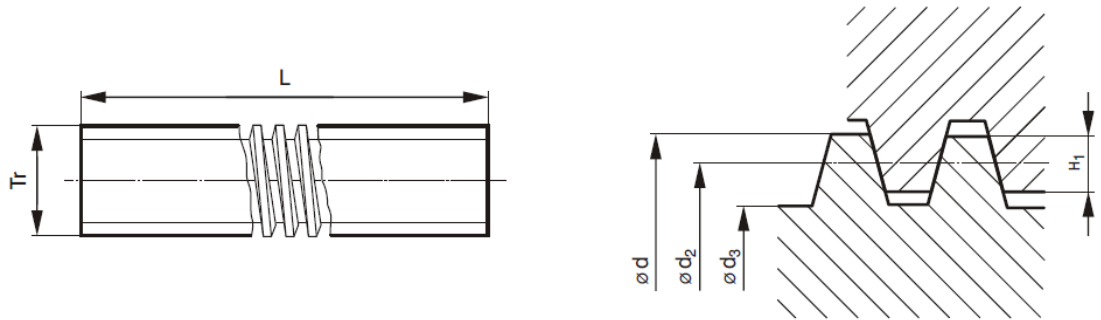
KUVIO 8. Ruuvivaihteen toimintaperiaate. (Products: Screw jacks. n.d.)

Ruuvivaihteet ovat hyvä ratkaisu, kun tarvitaan melko suurien voimien nostamista ja samalla tarkkaa asemointia. Vaihteita on saatavissa tyypillisesti nimellisellä nostovoimaltaan noin 5 kN:sta aina 1000 kN:iin saakka. Vaihteita voi myös helposti asentaa useita rinnan tai sarjaan, jolloin saadaan useammasta kohdasta nostettava kohde liikkumaan tasaisesti ja samanaikaisesti, koska jokaista vaihdetta ajetaan samalla moottorilla (ks. kuvio 9). Erilaisten väliakselien ja kytkinten avulla toteutuksista on mahdollista tehdä hyvin monipuolisia. (Product description 2006)



KUVIO 9. Ruuvivaihteen sovellusesimerkkejä

Kierukkavaihteen yhteydessä on mahdollista käyttää eri tyyppisiä ruuveja. Tyypillisimmät liikeruuvityypit ovat kuularuuvi ja trapetsiruuvi. Tässä työssä tutkittavissa tapauksissa käytetään kuvion 10 kaltaista trapetsiruuvia sen yksinkertaisuuden ja hyvän kestävyysvuoksi. Trapetsiruuvi toteuttaa liikeruuvien kaksi päävaatimusta, jotka ovat kylkikulman pienuus kitkan pienenä pitämiseksi sekä välysten helppo hallinta (Koneenosien suunnittelu 2003 4.p, 165). Lisäksi trapetsiruuvit ovat helppoja valmistaa.

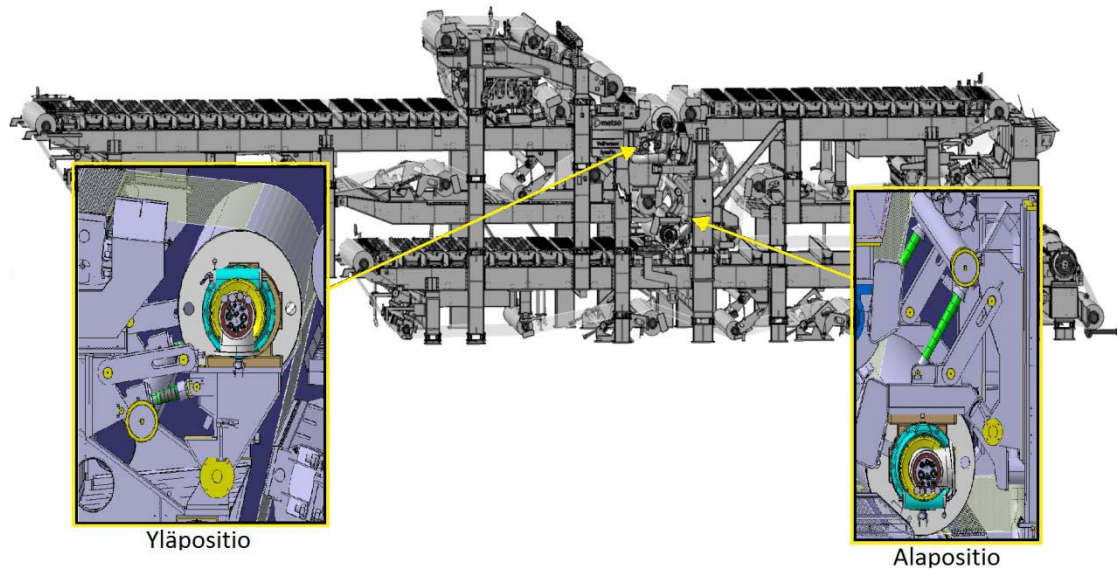


KUVIO 10. Trapetsiruuvin profiili

Ruuvivaihteita on Metson paperikoneissa käytössä useissa eri käyttötarkoituksissa, kuten telojen liikutuslaitteissa, viirankiristimissä ja perälaatikoissa. Tässä työssä käsitellään vain viiraosan siirtotelan liikutuslaitteella ja puristinosan kulmatelan liikutuslaitteella käytettäviä ruuvivaihderatkaisuja. Viiran ja puristimen laitteiden toiminta on itse vaihteen kannalta pääperiaatteiltaan hyvin samanlaista. Erot liittyvät pääasiassa vaihdetta ympäröivään rakenteeseen.

### 3.2 Siirtotelan liikutuslaite

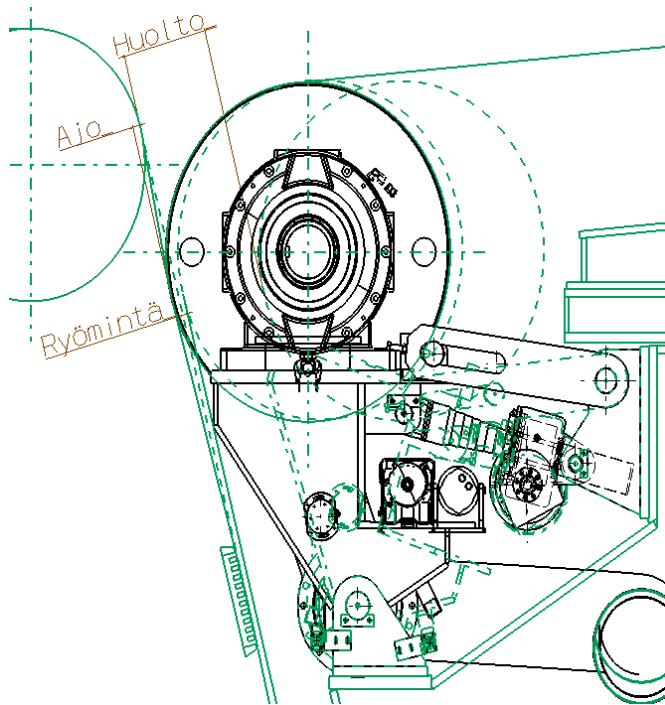
Viiraosalta tässä työssä tutkitaan siirtotelan liikutuslaitetta. Siirtotelan liikutuslaitteita käytetään monitasoviirroissa yhdistämään eri perälaatikoilta tasoviirroille tulleet rainat yhteen. Siirtotelan liikutuslaitteiden määrä riippuu siis kerrosten määrästä. Tässä työssä tarkastelussa olevassa 3-tasoviirassa on kaksi siirtotelaa, joista käytetään nimityksiä yläpositio ja alapositio fyysisen sijainnin perusteella. Tarkastelun kohteena tässä työssä on yläpositiossa oleva laite (ks. kuvio 11).



KUVIO 11. Viiraosan siirtotelan liikutuslaitteet

Telaa täytyy pystyä liikuttamaan eri asentoihin tarkasti ja tähän käytetään ruuvivaihdetta, jota ajetaan sähkö-, ilma- tai hydraulimoottorilla. Hoito- ja käyttöpuolen vaihteet on tahdistettu väliakselilla. Rainan siirto viiralta toiselle tapahtuu painamalla liitettävää rainaa avoimella siirtotelalla toista rainaa vasten. Siirron jälkeen rainan kulku halutun viiran mukana varmistetaan vielä viiran alla olevalla siirtoimulaatikolla.

Siirtotelan liikutuslaiteella on yleensä kolme pääasentoa, joihin sitä ajetaan (ks. kuvio 12). Asentoa, jossa siirtotela on painettu toista viiraa vasten, kutsutaan ajoasennoksi ja se on uloin asento, johon ruuvia on tarkoitus työntää. Vähän ennen ajoasentoa on ryömitysasento. Ryömitysasennossa tela kiihdytetään oikeaan pyörimisnopeuteen ennen sen painamista toista viiraa vasten, jolloin mahdollisesti eri vauhdilla kiihtyvät viirat saavat kiihtyä omaan tahtiin. Toinen ääriasento on huoltoasento, jolloin ruuvi on vedetty lähes kokonaan sisään. Laite ajetaan huoltoasentoon huollon tai säätämisen ajaksi sekä kun suoritetaan viiranvaihto.



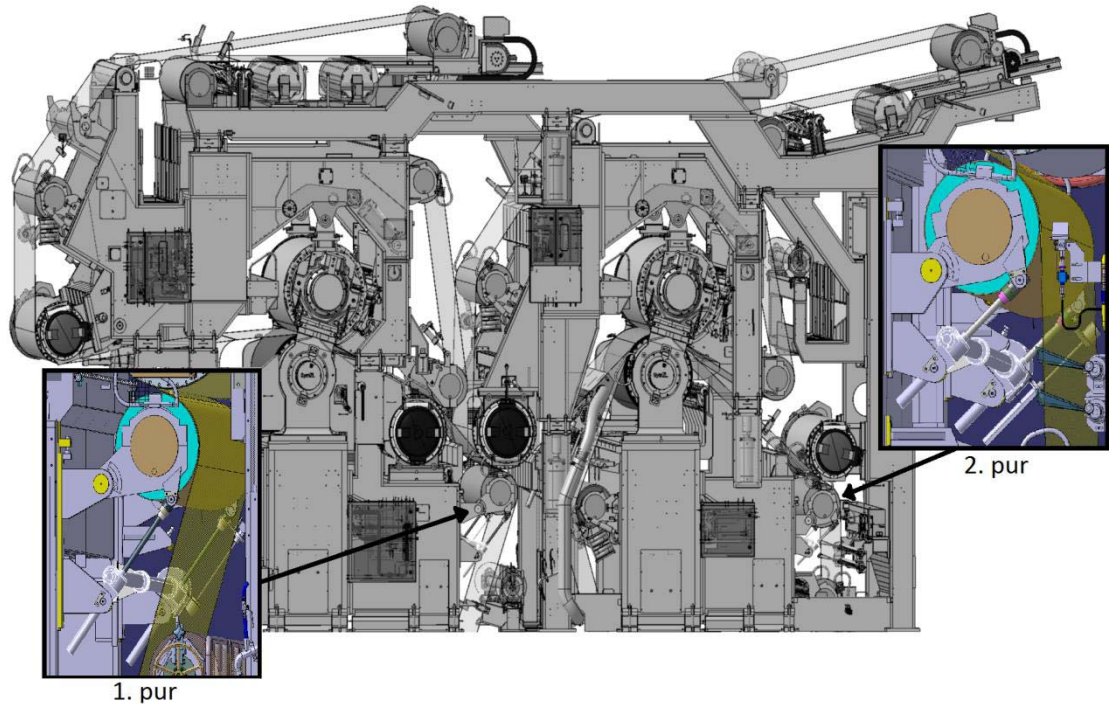
KUVIO 12. Siirtotelan liikutuslaitteen ajo-, ryömintä- ja huoltoasennot

Siirtotelan liikutuslaitteen asentoa ohjaa kulma-anturi. Kulma-anturille opetetaan edellä mainitut asennot ja laitteen tulisi ensisijaisesti toimia vain näillä rajoilla. Ääri-asentojen rajat ovat kuitenkin varmistettu induktiivisilla rajakatkaisimilla, jotka pysäyttävät liikkeen kulma-anturin pettäessä. Lisäksi rajakatkaisimen jälkeen on vielä mekaaniset stopparit, joihin liikutuslaitteen liike viimeistään pysähtyy häiriötilanteessa muiden sähköisten tai sähkömekaanisten rajojen pettäessä. (Jaakkola, O. 2008.)

### 3.3 Kulmatelan nostolaite

Puristinosan puolelta tässä työssä tutkitaan kulmatelan nostolaitetta. Ruuvivaihteellisia kulmatelan nostolaitteita käytetään suorapuristin-tyyppisissä puristinosissa rainan siirrossa puristimelta toiselle sekä viimeiseltä puristimelta kuivatusviiralle. Tähän työhön malliprojektiksi valitussa puristinosassa on kaksi nippiä, jolloin kulmatelan nostolaitteitakin on kaksi. Yksi 1. puristimen ja 2. puristimen välillä sekä yksi 2. puris-

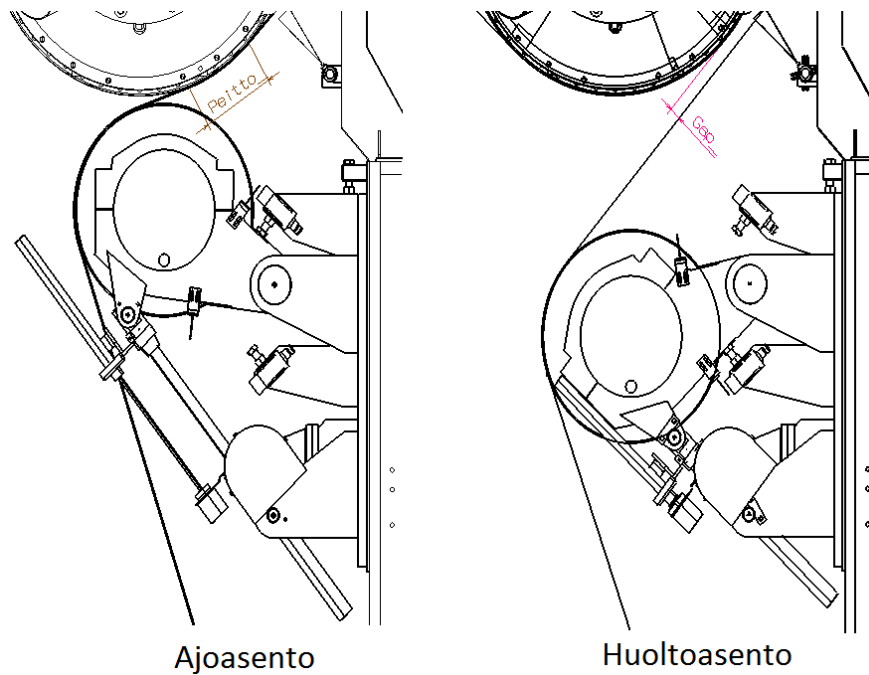
timen ja kuivatusosan välillä (ks. kuvio 13). Tarkastelun kohteena tässä työssä on 1. puristimen alarungostossa oleva kulmatelan liikutuslaite, joka on kuviossa 13 vasemman puoleinen.



KUVIO 13. Puristinosan ruuvivaihteelliset kulmatelan nostolaitteet

Kuten viiraosalla, myös puristimen tapauksessa laite tulee pystyä ajamaan tarkasti tiettyyn asentoon, ja tämän takia laite on toteutettu ruuvivaihteella. Rainan siirrossa eri puristinten huopakierroilta toiselle käytetään viiraosan tapaan imuteloja. Ajo-asennossa kulmatelan nostolaitteen avulla painetaan rainaa kuljettava aikaisempi huopa siirtoimutelaa vasten, jonka ympäri seuraava huopa kulkee. Kulmatela on sijoitettu sivuun siirtoimutelan keskilinjasta ja tällä tavalla on tarkoitus saavuttaa haluttu peitto siirtoimutelalle, jotta rainan siirto onnistuu ongelmitta. Tarvittava peitto riippuu imutelan tyypistä ja rakenteesta. Toisessa ääriasennossa, eli huoltoasennossa, huovat on puolestaan saatava riittävästi irti toisistaan, jotta huovan vaihto saadaan suoritettua sujuvasti (ks. kuvio 14).





KUVIO 14. Kulmatelan nostolaitteen ajo- ja huoltoasento

Telan ja liikutuslaitteen asentoa mitataan tavallisesti lineaarianturilla, joka on sijoitettu käyttöpuolen vaihteeseen ruuvin yhteyteen. Kuten viiran liikutuslaitteessa, myös puristimella nostolaitteen ääriasentojen liike on varmistettu induktiivisella rajalla ja lisäksi vielä mekaanisella stopparilla.

## 4 RUUVIVAIHTEEN MITOITUSPERUSTEET

### 4.1 Yleistä

Tässä osiossa käsitellään itse ruuvivaihteen mitoitusta ja liikutuslaite-kokonaisuutta vain siinä määrin kun se vaikuttaa vaihteen valintaan. Vaihteen mitoitus aloitetaan laskemalla kuorma, mikä sillä on tarkoitus pystyä liikuttamaan. Tarvittava tieto on siis ruuviin kohdistuva ruuvin suuntainen aksiaalivoima. Näin voidaan valita nimelliskuormaltaan tapaukseen sopiva vaihdekoko, jonka jälkeen voidaan tutkia kyseisen

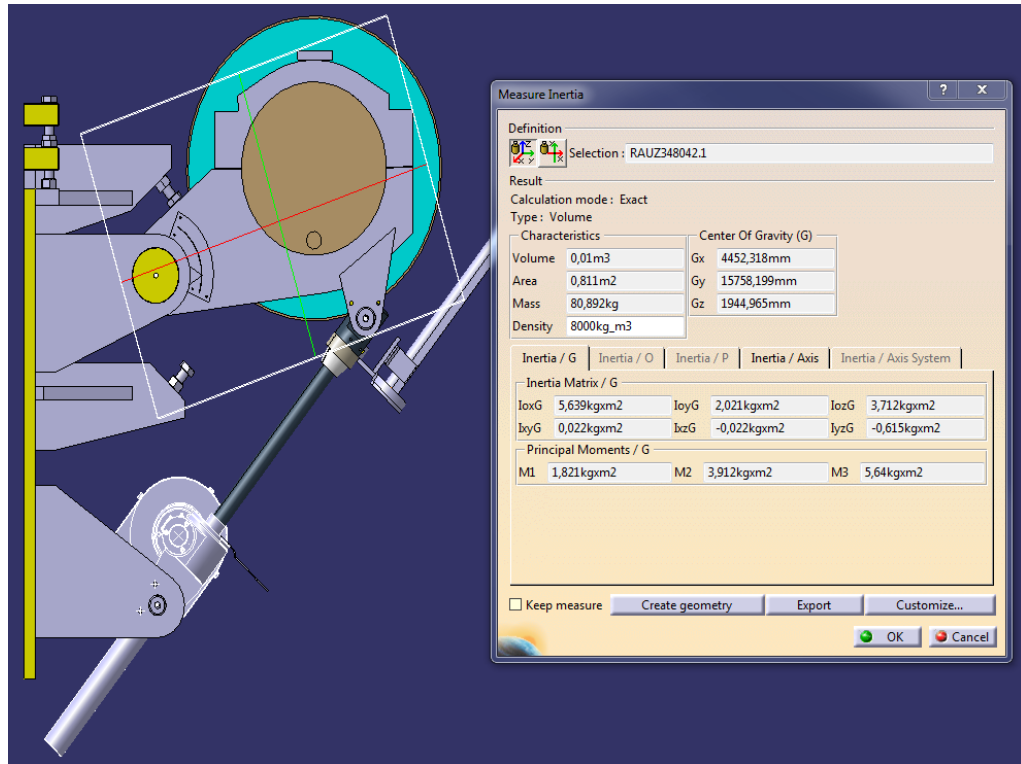
vaihteen ominaisuuksia ja rakennevaihtoehtoja. Tässä osiossa käydään läpi tarvittavat menetelmät ruuvivoiman laskemiseen sekä tutkitaan ruuvivaihteen ominaisuuksia ja niiden vaikutusta työn kohteena oleviin liikutuslaitteisiin. Viira- ja puristinosien osakohtaiset eroavaisuudet huomioidaan kohdissa, joissa niitä on. Tarkka esimerkkilaskentadokumentti siirtotelan liikutuslaitteen ruuvivoiman laskemisesta löytyy liitteestä 1.

## 4.2 Voimien laskeminen

Ruuvivoiman laskemista varten täytyy selvittää rasitukset, joita vastaan ruuvilla pyritään tekemään työtä. Rasituksia ovat liikutuslaitteen rakenteiden massat sekä viira- ja huopavoimat. Tarkoitus on laskea suurin mahdollinen ruuviin kohdistuva voima. Useimmiten ruuviin kohdistuu suurin voima ajoasennossa, mutta aina näin ei ole ja siksi on syytä tutkia ruuviin kohdistuva voima kaikissa liikutuslaitteen asennoissa huoltoasennon ja ajoasennon välillä.

### Massat

Ympäröivien rakenteiden massat voidaan laskea 3D-mallista tai katsoa piirustuksista. Massat huomioidaan sijoittamalla ne kunkin komponentin massakeskipisteeseen suoraan alaspäin vaikuttavaksi voimaksi. Telan massa voidaan siirtää vaikuttavaksi suoraan telan keskiöstä. Muiden kuin riittävällä tarkkuudella täysin symmetristen kappaleiden massakeskipisteiden määrittämiseen voidaan käyttää 3D-työkaluja kuten CATIAa (ks. kuvio 15).



KUVIO 15. Lieriöpesän massan ja massakeskipisteen mittaus CATIalla

### Viira- ja huopavoimat

Viira- ja huopakuormat aiheutuvat viiran sekä huovan kireyksistä. Ne ovat kiristettyinä kuitenkin vain ajon aikana, joten niistä aiheutuvat kuormat tarvitsee huomioida vain ajoasennossa. Tietyissä tapauksissa viiran tai huovan peittokulma on sellainen, että viira- tai huopakuorman vaikutus tekee tilanteesta edullisemman vaihteelle. Tällöin niiden vaikutus voidaan jättää huomioimatta. Viira- ja huopavoima vaikuttaa aina kahteen suuntaan. Puristinosalla kulmatelan nostolaitteella voimat ovat tyypillisesti yhtä suuret kumpaankin suuntaan, mutta viiraosalla siirtotelan liikutuslaitteella tulo- ja jättöpuolen viiravoimat ovat yleensä eri suuruiset johtuen siirtotelalla olevasta käyttöpisteestä. Viira- ja huopavoimat huomioidaan laskuissa siirtämällä ne tai niiden resultanttivoima vaikuttamaan telan keskiöön.

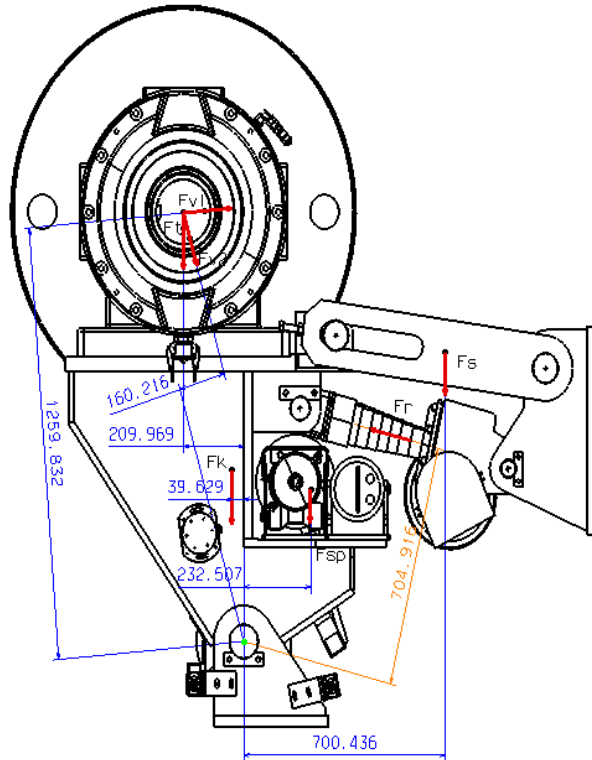
Puristimella suurin haluttu huovankireys on 6 kN/m ja tämän lisäksi tulee huomioida kiristimen hystereesi. Mittausten perusteella hystereesin voittamisen huomioimiseksi voidaan käyttää lisävoimaa 1,5 kN/m. Näin ollen puristimella tulisi laskennassa käyttää huovankireyttä 7,5 kN/m (Kulmatelan liikutuslaitteen kehityspalaveri. 2010).

Viiraosalla tyypillinen perusviirankireys on 8-12 kN/m. On kuitenkin erittäin tärkeää huomioida, että viirankireys ei ole joka kohdassa viiraosaa sama. Viirankireys kasvaa vedenpoistokalusteista ja teloista aiheutuvan laahaamisen takia jopa kolminkertaiseksi peruskireyteen verrattuna. Tyypillisesti suurin viirankireys on ennen ensimmäistä käyttö pistettä. Monitasoviiraosalla on tyypillisesti kolme käytöllistä telaa. Jokainen käyttö löysää viiraa kapasiteettinsa verran. Viimeisen käytön jälkeen viirankireys palautuu peruskireyteen. Siirtotelalla viiran tulokireys on jättökireyttä suurempi siis, koska tela on käytöllinen. Siirtotelan liikutuslaitteeseen kohdistuvat viirakuormat täytyy siis laskea aina tapauskohtaisesti (Nätt, M. 2013).

### **Ruuvivoiman laskeminen**

Kun tilanteeseen vaikuttavien voimien suunnat ja suuruudet on selvitetty, voidaan kuorman liikuttamiseen vaadittava ruuvivoima laskea muodostamalla momenttiyhtälö telan liikettä määräävän nivelpisteen suhteen. Ruuvivoima saadaan kun ratkaistaan momenttiyhtälöstä ruuvin keskelle ruuvin suuntaisesti vaikuttava lineaarivoima. Ruuvivoiman etumerkki kertoo onko liikeruuvi vedon vai puristuksen puolella. Momentti tietyssä pisteessä saadaan, kun kerrotaan voima ja voiman vaikutussuoran kohtisuora etäisyys momenttipisteeseen (Valtanen, E. 2009). Momenttivarsi on helppo mitata esimerkiksi jollain suunnittelutyökalulla, kun tiedetään momenttikeskkipiste sekä suunta, johon voima vaikuttaa (ks. kuvio 16). Momenttivarsien suuruus vaihtelee riippuen liikutuslaitteen asennosta, joten ne täytyy laskea jokaisessa asennossa erikseen. Rakenteiden massoista aiheutuvat kuormitukset sen sijaan pysyvät yhtä suurina asennosta riippumatta. Jokaisen tilanteen käsin tarkastaminen koko ruuvin liikematkalta on työlästä, joten tähän on Metsolla kehitetty laskentaohjelma, joka

osaa laskea ruuvivoiman laitteen eri asennoissa. Ohjelmaan täytyy mallintaa tilanne kyseisestä tapauksesta, joten sen käyttämistä varten on selvitettävä joka tapauksessa edellä mainitut asiat.



KUVIO 16. Voimat ja momenttivarret siirtotelan liikutuslaitteen ajoasennossa

### 4.3 Vaihteen valinta

Vaihte valitaan ensisijaisesti tarvittavan voiman perusteella, mikä käytiin läpi edellisessä luvussa. Valmistajan katalogista valitaan vaihte, jonka nimelliskuorma on vaadittavaa voimaa suurempi. Ilman erityisvaatimuksia valitaan aina pienin mahdollinen vaihte turhan ylimitoituksen välttämiseksi. Usein vaihteiden hintaerot peräkkäisten vaihtekokojen välillä ovat melko pienet, joten rajatapauksissa on järkevää suosiolla valita pykälää isompi vaihte.

Seuraavaksi kriittisin asia ruuvivaihteen valinnassa on tarvittava nostoruuvien pituus. Jokaisella vaihdekoolla on tietty ruuvien koko, eli ruuvien ja kierteen halkaisijat sekä nousu. Ruuvien halkaisijan kasvaessa tai pienentyessä myös nurjahduspituus muuttuu. Joidenkin liikutuslaitteiden kohdalla on mahdollista, että pienempi vaihde riittää voimansa puolesta, mutta sen nostoruuvien profiili on liian heikko tarvittavan pituuden toteuttamiseksi. Tällöin on valittava seuraava vaihdekoko, jotta nurjahdusriski vältetään. Valmistajien katalogeista löytyy yleensä nurjahduskäyrät, joista näkee sallitut pituudet kullakin voimalla. Liikuruuvien nurjahdusvoima tarkastetaan standardin SFS-EN 1993-1-1(2008.) mukaisesti. Nurjahdustarkastelua ei käydä tässä työssä läpi, sillä vaihteen valinnassa noudatetaan valmistajan esittämää Euler II - nurjahduskaavaa. Liikuruuvien nurjahdustarkastelussa käytetään yleensä varmuuskerrointa 4, jolla otetaan huomioon ruuvien valmistuksessa syntyvät mahdolliset epätarkkuudet ja kuormituksen täysin keskeisyydestä poikkeaminen (KV-sarjan säätövaihteet. 2003).

Kun oikea vaihdekoko on edellä mainittujen kriittisten ehtojen perusteella valittu, on seuraavaksi valittavana välityssuhde. Valmistajat tarjoavat yleensä kahta välityssuhdevaihtoehtoa, normaalia ja hidasta. Välityssuhteesta riippuvia muuttujia ovat nimellismomentti, maksimi moottoriteho, hyötysuhde, ruuvien liike ensiöakselin kierrosta kohden sekä vaihteiden maksimi lukumäärä sarjakäytössä (KV-sarjan säätövaihteet. 2003). Tässä työssä käsiteltävissä laitteissa käytetään tavallisesti normaalia välityssuhdetta, koska silloin ruuvien liikenopeus saadaan suuremmaksi.

Vaihteen kiinnitykselle ja toimintaperiaatteelle on olemassa useita eri vaihtoehtoja. Vaihde voi olla laippa- tai korvakekiinnityksellinen. Lisäksi vaihde on mahdollista toteuttaa joko niin, että itse vaihde on paikallaan ja ruuvi liikkuu, tai niin että ruuvi on paikallaan ja vaihde liikkuu. Kuten aiemmin on käynyt selväksi, siirtotelan liikutuslaitteissa ja kulmatelan nostolaitteissa vaihde on kiinnitettynä runkoon ja liikuteltava kuorma on kiinnitetty ruuvien päähän. Kyseisissä laitteissa vaihteen kiinnitys runkoon

toteutetaan kiinnityskorvakkeilla, koska telan nivelellinen tuenta vaatii myös vaihteen päähän nivelen.

Paperikoneen märänpään olosuhteet ovat erittäin kosteat, joten korroosiota vastaan suojaaminen on välttämätöntä. Vaihteen kotelon materiaali tulee olla vähintään suojamaalattua, mutta mielellään ruostumatonta terästä ja tarpeen tullen haponkestävää. Trapetsiruuvit valmistetaan lähes poikkeuksetta duplex-teräksestä sen erinomaisen jännitys- ja väsymiskorroosionkeston vuoksi (Ruostumaton teräs 1.4462. 2011). Lisäksi duplex-teräs on helpompi sorvata ja hioa kuin tavallinen ruostumaton teräs. Tästä syystä pitkät liikeruuvit saadaan pysymään helpommin suorina. (Nätt, M. 2013)

Liikeruuvia ei voi sen olosuhteita kestävästä materiaalista huolimatta jättää paljaaksi, koska ruuvien kierteisiin kertyy massaa, joka voi aiheuttaa vaihteen jumiutumista ja muuta häiriötoimintaa (Nätt, M. 2013). Vaihteisiin tulee yleensä valmiiksi suoja-putki ruuvien vapaapuolelle ja lisäksi ruuvien taakan puolelle on mahdollista tilata valmistajalta myös suoja. Yleisimpiä taakan puolella käytettyjä ruuvinsuojia ovat teräksinen spiraalisuoja sekä kuminen palje. Kyseiset suojat ovat kiinteitä, mutta mahdollista on toteuttaa myös avattavia suojia ja niitä käsitellään tarkemmin myöhemmin tässä työssä.

Nostoruuvien pidättävyys täytyy varmistaa. Tavallisesti ne ovat itsepidättäviä, mutta tarisevällä kuormalla tai muussa poikkeustapauksessa täytyy mahdollisesti järjestää jarru, joka pitää ruuvien paikallaan (KV-sarjan säätövaihteet. 2003). Siirtotelan liikutuslaitteissa sekä kulmatelan nostolaitteissa käytettävissä vaihteissa ruuvi on tavallisesti itsepidättävä.

#### 4.4 Vaihdevalmistajien vertailu

Tässä työssä oli tarkoitus tutkia mahdollisuus käyttää viiraosalla käytettävän vaihdevalmistajan vaihteita myös puristinosalla. Tähän asti puristinosalla vaihdevalmistajalta oli tilattu koko vaihdepaketti valmiina. Vaihdevalmistaja siis on valinnut vaihteen, ruuvin, moottorin ja kytkimet. Vertailu suoritettiin käyttäen esimerkkitapauksena HUATAI PM8 –paperikoneen puristinosan 1. puristimen kulmatelan nostolaitetta. Kyseinen laite edustaa perustapausta ja lisäksi siinä käytettävä ruuvi on varsin pitkä, mikä asettaa haasteita nurjahduksen sekä laitteen riittävän liikutusnopeuden saavuttamisen suhteen. Tässä luvussa käydään läpi pääpiirteittäin esimerkkitapauksen tutkiminen ja vaihteiden tarkat tuoteominaisuudet näkyvät liitteessä 4.

Ensin oli syytä selvittää vaihteen mitoitus, sillä oli tiedossa, että puristinosan vaihdetoimittaja mitoittaa vaihteet hieman turhankin varman päälle. Ruuviin kohdistuvaksi voimaksi saatiin laskettua 17 kN. Tapaukseen oli valittu nimelliskuormaltaan 50 kN vaihde, joten sen osalta vaihde on tarpeettoman suuri. Kyseisen nostolaitteen siirto-ruuvin pituus näyttelee kuitenkin suurta roolia vaihteen valinnassa. Vaihdevalmistajan ilmoittaman nurjahduskäyrän mukaan kuitenkin pykälää pienempi, eli nimelliskuormaltaan 30 kN vaihde, riittäisi myös.

Viiran vaihdetoimittajan vaihteissa käytetään saman nimelliskuorman vaihteissa halkaisijalta pienempää trapetsiruuvia verrattuna puristimen vaihdetoimittajaan. Näin ollen nurjahduskestävyydestä tulee määräävä tekijä vaihteen valinnassa. Viiran vaihdetoimittajan katalogista joudutaan valitsemaan nimelliskuormaltaan 50 kN vaihde, jolloin ruuvin nurjahduspituus 700 mm jää juuri sallitun rajan alapuolelle 17 kN kuormalla.

Toinen merkittävä ero vaihdevalmistajien välillä on ruuvin liikenoisuus. Saman kokoluokan vaihteissa viiran valmistaja käyttää pienemmän ruuvin halkaisijan lisäksi myös



pienempää nousua, joka vaikuttaa ruuvin lineaariseen liikenopeuteen. Merkittävästi liikenopeuteen vaikuttaa myös vaihteen välityssuhde. Viiran vaihdevalmistajan vaihteissa on hieman suuremmat välityssuhteet, jolloin ruuvin liikenopeus on pienempi moottorin pyörimisnopeuden ollessa sama.

Etenkin liikutuslaitteissa, joissa liikeruuvien liikematka on pitkä, on puristinosan vaihdevalmistajan ratkaisu lähtökohtaisesti kustannustehokkaampi. Vahvemman liikeruuvien profiilin ansiosta samaan nimelliskuormaan mitoitettua vaihdetta voidaan kuormittaa suuremmalla kuormalla. Näin liikeruuvia lukuun ottamatta vaihteen muiden osien mitoituksessa on vähemmän ylimitoitusta. Esimerkkitapauksessa alkupe räisen vaihteen välityssuhde on 6:1 ja tilalle mitoitettun viiraosan valmistajan vaihteen 7,25:1. Vastaavasti liikeruuvien nousu pienenee 2 mm. Ero ei ole erityisen suuri, mutta tapauksesta riippuen se voi olla merkittävä, jotta täytetään kulmatelan liikutuslaitteelle asetetut nopeusvaatimukset.

Vaihdevalmistajien välillä suoritettiin hintavertailua itse vaihteen osalta. Hintavertailussa viiraosan vaihdevalmistajan vaihde osoittautui edullisemmaksi ja sen toimitusaika huomattavasti pidemmäksi. Hintavertailua ei ole liitetty tähän työhön, sillä se katsottiin salattavaksi informaatioksi.

#### **4.5 Vaihtoehtoiset ruuvivaihdetoimittajat**

Ruuvivaihteiden tutkimisen yhteydessä tutkittiin myös mahdollisuutta toteuttaa liikutuslaitteita muiden vaihdetoimittajien komponenteilla. Mahdollisuudet tutkittiin vain viiraosan vaihdevalmistajan vaihteelle, sillä kuten edellä mainittiin, niitä on tarkoitus siirtyä käyttämään myös puristinosalla.

Viiraosan vaihdevalmistajan vaihteelle löytyy korvaava vaihtoehto toiselta valmistajalta. Kyseisen valmistajan ruuvivaihteita on käytetty Metsolla jo joissain tapauksissa,

mutta niiden soveltuvuutta etenkin puristinosan kulmatelan nostolaitteisiin ei ole tutkittu. Vaihteet vastaavat ominaisuuksiltaan hyvin paljon viiran vaihdevalmistajan saman kokoluokan vaihteita. Merkittävin ero on vaihtoehtoisen valmistajan vaihteissa käytetty hieman suurempi trapetsiruuvin halkaisija ja nousu (ks. liite 4). Nämä erot vaikuttavat vain positiivisesti kulmatelan nostolaitteen tapauksessa.

Kyseisen vaihdetoimittajan sekä muiden etenkin eri maalaisten vaihdetoimittajien vaihteita käytettäessä on syytä kiinnittää erityistä huomiota valmistusmateriaaleihin, jotka eivät aina vastaa eurooppalaisia standardeja. Vaihteen koppa valmistetaan yleensä ruostumattomasta teräksestä ja liikeruuvi tulee olla duplex-terästä. Tyypillisesti käytettyjä materiaaleja ovat ruostumattomille teräksille 1.4307 ja 1.4404 sekä duplex-teräkselle 1.4462. Esimerkiksi täysin vastaavat materiaalitunnukset GB/PR China –standardin mukaan ovat 1.4307:lle 00Cr19Ni10, 1.4404:lle 00Cr17Ni14Mo2 ja 1.4462:lle 00Cr22Ni5Mo3N (Outokumpu stainless steel grades. 2010). Eri standardialueen valmistajan tarjoaman materiaalin tunnus on siis oltava täysin vastaava eurooppalaisen standardin kanssa. Mikäli materiaalitunnus poikkeaa täysin vastaavasta yhtään, on aina syytä tarkistaa ja varmistua materiaalin vastaavuus eurooppalaisiin standardeihin.

## **5 MEKAANINEN LIIKKEENRAJOITUS**

### **5.1 Tehtävä**

Viiraosan siirtotelan liikutuslaitteen sekä puristinosan kulmatelan nostolaitteen ohjaus ja eri asentoihin pysäytys tapahtuu normaalisti sähköisesti. Turvallisuussyistä ääriasentojen viimeisten sähköisten rajojen jälkeen liikutuslaitteen pysähtyminen on vielä varmistettava mekaanisesti. Pysähtymisen varmistamiseksi toteutus täytyy olla täysin mekaaninen, jotta riskitekijät saadaan minimoitua. Mekaaniset liikkeenrajoit-

timet eli stopparit eivät siis ole tarkoitettu varsinaiseen liikkeenrajaamiseen ja asentojen määritykseen, vaan ovat hätävarana varsinaisten rajojen pettäessä. Ilman mekaanisia stoppareita toimintahäiriön sattuessa ja sähköisten rajojen pettäessä on mahdollista sattua komponentteja rikkovia yhteentörmäyksiä. Ajoasentoon ajettaessa ilman liikkeen varmasti pysäyttäviä mekaanisia stoppareita on yleensä mahdollisuus ajaa tela toista telaa vasten. Huoltoasentoon ajettaessa mekaanisen rajan puuttuminen voi puolestaan johtaa ruuvien tai ruuvinsuojan pään osumisen runkoon tai ruuvien silmukkapään törmäämiseen vaihteen runkoon.

## 5.2 Eri ratkaisuvaihtoehdot

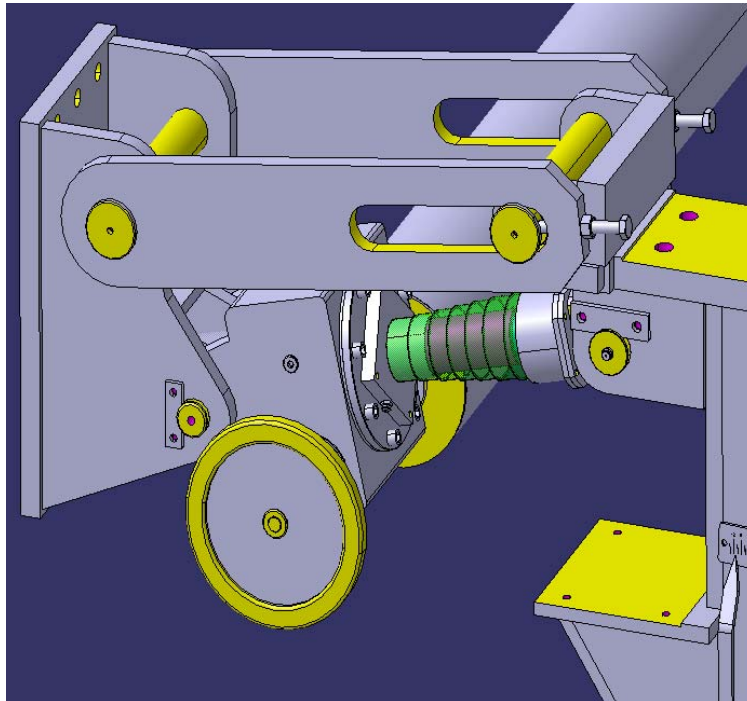
Mekaanisen stopparin toteuttaminen aiheuttaa usein päänvaivaa eri tahoille suunnitteluprosessissa. Stoppareille aiheutuu rajoitteita etenkin tilanpuutteen takia. Liikutuslaitteita ympäröivät rakenteet sekä komponentit vaihtelevat suuresti eri projekteissa. Mekaanisten stoppareiden tärkein ominaisuus on pysäyttää laitteen liike varmasti ja näin ollen niiden tulee kestää suurimmat mahdolliset niihin kohdistuvat voimat. Stopparit on myös tärkeää saada toteutettua niin, että niitä päin ajettaessa nostolaitteen muut rakenteet eivät vahingoitu iskun voimasta. Toteutuksessa tulee huomioida myös asennettavuus, linjattavuus, säädettävyyden ja turvallisuus. Stopparit voidaan karkeasti jakaa ulkoisiin ja sisäisiin stoppareihin riippuen ovatko ne sijoitettu itse ruuvien yhteyteen vai ympäröivään rakenteeseen. Tähän asti on käytetty vain ulkoisia ratkaisuja, mutta tässä työssä tutkitaan myös sisäisen stopparin mahdollisuus.

### Ulkoisen stoppari

Tyypillisesti tässä työssä käsiteltävissä liikutuslaitteissa on käytetty ulkoisia stoppareita. Ulkoisten stoppareiden toteutusmahdollisuudet vaihtelevat aina riippuen liikutuslaitteen rakenteesta sekä ympäröivistä komponenteista. Viira- ja puristinosan liikutuslaitteiden rakenteet poikkeavat toisistaan todella paljon, minkä vuoksi on vaikeaa

suunnitella ratkaisua, joka sopisi molempien tapauksiin. Viiralla ja puristimella käytetyt ratkaisut ovatkin varsin erilaisia.

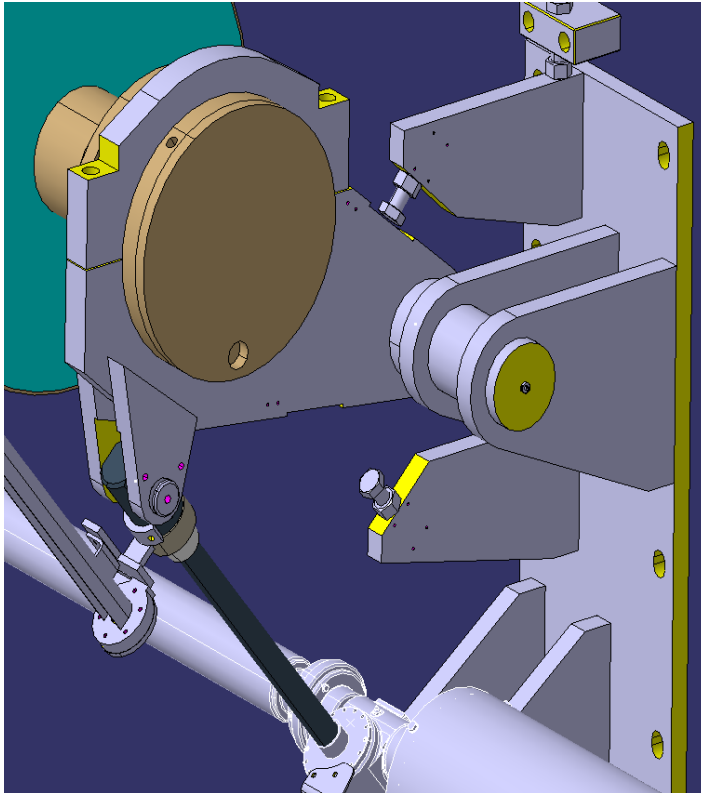
Siirtotelan liikutuslaitteissa on käytetty tavallisesti ulkoisia soikkolevyllisiä stoppareita (ks. kuvio 17). Viiraosan liikutuslaitteissa runko-osat ovat tyypillisesti varsin suuret ja muodoltaan sellaiset, että niihin on helppo sijoittaa tämän tyyppiset stopparit. Liikutuslaitteen rakenteista riippuen kyseinen stoppari on joko hyvinkin helppo sijoittaa ja saada riittävän kestäväksi tai juuri päinvastoin. Etuna tässä mallissa on yksinkertaisuus, joka johtaa helppoon valmistettavuuteen, asennettavuuteen ja säädettävyyteen. Puristinosalla tämänkaltaista stopparimallia ei ole tavallisesti käytetty johtuen tilankäytöllisistä syistä.



KUVIO 17. Siirtotelan liikutuslaitteen ulkoinen stoppari

Puristinosan kulmatelan nostolaitteissa käytetään tyypillisesti runkorakenteeseen sijoitettavia erillisiä stopparilevyjä, joiden päässä on säätömutteri, johon telaa kannatteleva lieriöpesä ottaa kiinni (ks. kuvio 18). Tämä stopparimalli on helppo toteut-

taa riittävän kestäväksi. Tosin tyypillisesti kyseinen stoppari on sijoitettu vain käyttöpuolelle, jolloin pysäytys on siis toteutettu epäsymmetrisesti ja tämä aiheuttaa lisärasituksia rakenteisiin ja etenkin käyttöpuolen vaihteeseen. Toteutus on varsin helppo suunnitella, jos käytettävissä on hyvin tilaa. Tilanpuutteen vuoksi joissain tapauksissa toisen suunnan stoppari voidaan joutua sijoittamaan jopa toisen puristimen runkoon, mikä tekee toteutuksen hallinnasta huomattavasti vaikeampaa.



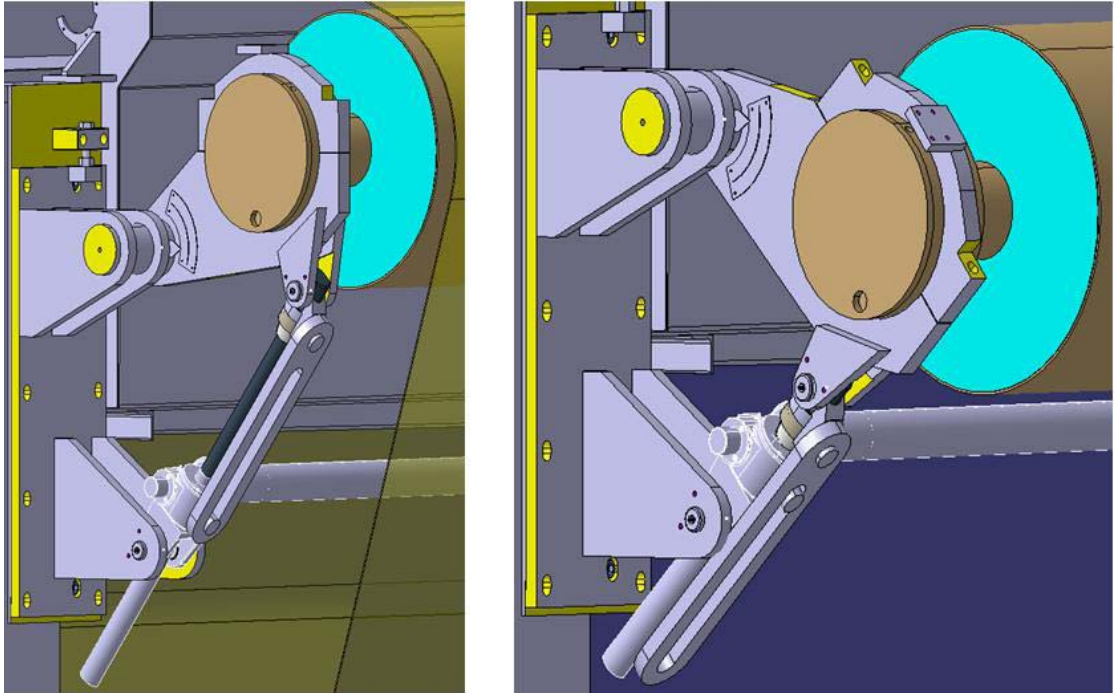
KUVIO 18. Kulmatelan nostolaitteen ulkoinen stoppari

### Sisäinen stoppari

Suoraan vaihteen yhteyteen sijoitettavia sisäisiä stoppareita ei ole aikaisemmin käytetty tämän työn kohteena olevissa laitteissa. Niitä on kaavailtu käytettäväksi, mutta ratkaisujen toimivuudesta on ollut paljon vastakkaisia mielipiteitä. Tässä kohdassa käydään läpi kaksi mahdollisuutta sijoittaa stoppari suoraan vaihteen yhteyteen. Toi-

sessä sovelletaan siirtotelan liikutuslaitteella käytettävää stopparia ja toisessa stoppari toteutetaan käyttämällä suoraan liikutusruuviin sijoitettavaa mutteria. Mutteris-  
topparin toteutusta tutkittiin tarkemmin tässä työssä ja sitä käsitellään tarkemmin myöhemmin.

Yksi ideoinnin tuloksena syntynyt ja mahdollisesti käyttökelpoinen toteutustapa olisi sijoittaa yksi soikkolevy lappeellaan vaihteeseen ruuvin kanssa yhdensuuntaisesti (ks. kuvio 19). Tämä ratkaisu pystytään sijoittamaan lähes poikkeuksetta jokaiseen siirtotelan liikutuslaitteeseen sekä kulmatelan nostolaitteeseen. Hyvinä puolina ovat lisäksi helppo stopparin symmetrisyyden toteutus, vähäinen tilantarve sekä hyvä asennettavuus ja säädettävyys. Stopparilevyn sekä tappien kestävyys on mahdollista saada riittäväksi kohtalaisen helposti, sillä tilan puolesta niitä on mahdollista suurentaa tarvittavasti. Sen sijaan haastavampaa on kehittää riittävän kestävä kiinnitys vaihteeseen. Ruuvin yläpään kiinnitys on toteutettavissa kiinnittämällä stopparilevy ruuvin pään ympärille. Kiinnitys vaihteeseen on hankalampi järjestää, koska vaihteen runkoon ei ole mahdollista porata isoja ruuveja ja riittävän vahvan hitsausliitoksen aikaansaaminen on myös hyvin vaikeaa. Puristinosalla samalla paikalla on yleensä lineaarianturi, joten sen paikka täytyy vaihtaa esimerkiksi kääntämällä se eri puolelle ruuvia.



KUVIO 19. Ruuvin yhteyteen sijoitettava stoppari ajo- ja huoltoasennossa

Mutteristoppari on ideana ollut esillä jo aikaisemminkin, mutta sitä ei ole ehditty tutkia. Sen perusidea on rajoittaa liikkeen kummankin ääripään asennot sijoittamalla mutteri trapetsiruuviin. Mutteri törmää vaihteen runkoon ajettaessa ääriasentoon. Idea on hyvä, koska kyseinen ratkaisu on mahdollista sijoittaa kaikkiin liikutuslaitetapauksiin, koska se ei ole riippuvainen ympäröivistä rakenteista eikä komponenteista.

Tässä työssä tarkemman tutkimisen kohteeksi valittiin edellä esitellyistä malleista viiraosalla käytettävä ulkoinen stoppariratkaisu. Siitä laadittiin suunnitteluohje sekä tutkittiin mahdollisuutta käyttää sitä myös puristinosan liikutuslaitteissa. Toiseksi tarkemman tutkimisen kohteeksi valittiin sisäinen mutteriratkaisu, jonka käyttömahdollisuutta tutkittiin ja käytännön ongelmat sen toteuttamiseksi pyrittiin ratkaisemaan.

## 6 ULKOISEN MEKAANISEN LIIKKEENRAJOITUSRATKAISUN TUTKIMINEN

Tarkemman tutkimisen kohteeksi valittiin edellä mainittu viiraosan siirtotelan liikutuslaitteissa käytettävä ulkoinen stoppari. Esimerkkitapauksena käytettiin NAPPPM4-projektin viiraosan yläposition siirtotelan liikutuslaitetta. Kyseisessä laitteessa vaihteen nimellisvoima on 200 kN, joten se edustaa suurinta käytössä olevaa vaihdeko-koa siirtotelan liikutuslaitteissa ja kulmatelan nostolaitteissa.

### 6.1 Kestävyystarkastelu

Tapauksen laskentaan käytetään SFS-EN 1993-1-8 (2008) mukaisia nivelliitoksen mitoitusperiaatteita ja lopuksi tapausta tutkitaan FEM:llä. Kyseessä ei kuitenkaan ole tyypillinen kaiken aikaa rasituksen alla oleva nivelliitos. Kyseinen stoppari koostuu kahdesta runkorakenteesta kiinni olevasta niveltapista ja kahdesta levystä, joilla niveltapit ovat yhdistetty toisiinsa. Rakenteet, joissa niveltapit ovat kiinni, on myös oltava riittävän kestäviä vastaanottamaan syntyvät voimat. Ympäröivät rakenteet kuitenkin vaihtelevat paljon eri tilanteissa, mutta niille pätevät silti samat rajoitukset niveltappiliitoksen ympärillä kuin itse stopparilevyille. Järkevää onkin, että stopparilevyt sekä runkorakenteeseen kuuluvat levyt ovat saman paksuisia ja samaa materiaalia. Näin ollen tarvitsee laskea vain yhdellä levyn paksuudella ja yksillä materiaaliarvoilla vaadittavat lujuusvaatimukset

Normaalijossa sekä muissa asennoissa stoppariin ei kohdistu mitään ulkoisia voimia. Liitokset kuormittuvat ainoastaan stoppareita vastaan ajettaessa ja tällöin kuormitus riippuu liikuteltavan massan suuruudesta. Stopparien laskenta suoritetaan kuitenkin pahinta tapausta varten, jolloin stopparia voidaan käyttää kyseisen vaihdekoon yh-



teydessä kaikissa tapauksissa. Pahin tapaus on siis kun vaihdetta kuormitetaan suurimmalla sallitulla kuormalla.

### **6.1.1 Mitoitus Eurokoodi 3:n mukaan**

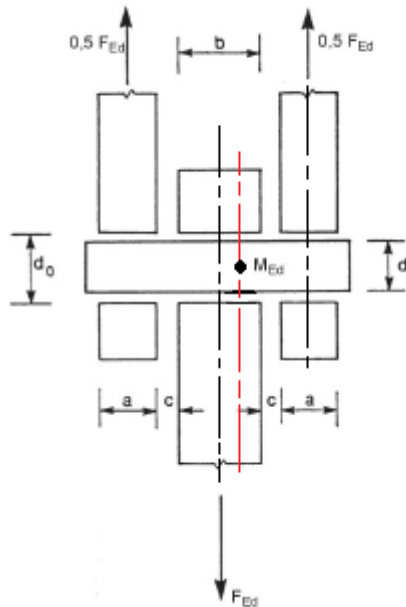
Niveltappiliitoksen lujuusmitoitus tehtiin standardin SFS-EN 1993-1-8 (2008.) mukaan. Sillä määritetään niveltapillisen rakenneosan geometriset vaatimukset, jotka pätevät tässä tapauksessa sekä stopparilevyyn että levyyn, jolla niveltappi on kiinni runkorakenteessa. Standardi määrittelee lisäksi niveltapin leikkauskestävyyden, levyn ja niveltapin reunapuristuksen, niveltapin taivutuskestävyyden sekä niveltapin yhdistetyn leikkaus- ja taivutuskestävyyden. Tilanteissa lasketaan aina rakenteen kestävyys sekä vallitseva rasitus. Jotta rakenne kestää, tulee rasituksen olla kestävyyttä pienempi.

Mitoitusmenetelmät käydään yleisesti läpi tässä osiossa. Yksityiskohtainen laskentadokumentti esimerkkitapauksesta löytyy liitteestä 2. Standardin kopiosuojauksen vuoksi kuvat ja kaavat ovat omavalmisteisia, mutta vastaavat täysin standardin mukaisia tilanteita.

### **Voimat**

Standardin mukaan niveltappiliitoksen laskennassa käytetään pystysuuntaisen voiman mitoitusarvoa. Jos liitokseen kohdistuu vaakasuoria, eli niveltapin aksiaalisuuntaisia voimia, täytyy ne soveltaa tarpeen mukaan laskentaan. Tässä tapauksessa tilanteeseen vaikuttaa aina vain yksi pystysuora voima, joten ei tarvitse muodostaa useiden voimien resultanttia. Stoppari lasketaan käyttäen vaihteen nimelliskuormaa ja siihen lisättyä mahdollista valmistajan sallimaa ylitystä. Esimerkkitalauksen vaihdemallin sallii vaihteelle hetkellisesti 25% ylityksen nimelliskuormaan. Näin ollen

niveltappiliitoksen mitoituksen voiman mitoitusarvona käytetään nimelliskuormaa, joka on ylitetty 25%. Voiman mitoitusarvoa merkataan tunnuksella  $F_{Ed}$  (ks. kuvio 20). Tässä kyseisessä tapauksessa täytyy ottaa huomioon, että tilanne poikkeaa standardin esittämästä tilanteesta ja voimat huomioidaan kuvion 23 mukaiselta.



KUVIO 20. Standardin esimerkkitapauksen liitoksen voimat ja mitat momentin laske-  
mista varten. Muokattu. (SFS-EN 1993-1-8. 2008.)

### **Materiaalitiedot**

Standardin mukaisiin laskelmiin materiaalitiedot voidaan ottaa joko materiaalivalmistajan tuotetiedoista tai materiaalistandardien taulukoista. Rakenneteräksien mitoitusarvot löytyvät standardista SFS-EN 1993-1-1 (2008). Ruostumattomien terästen mitoitusarvot löytyvät levyjen osalta standardista SFS-EN 10088-2 (2005.) ja niveltappien osalta standardista SFS-EN 10088-3 (2005). Säättöruuvien materiaalitiedot ovat standardin ISO 3506-1 (1997) mukaisia.

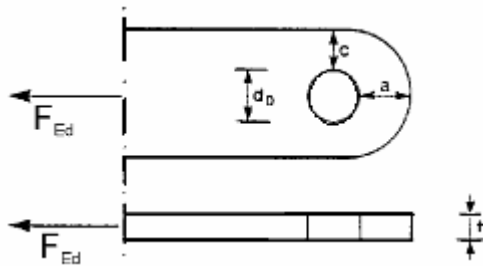
Materiaalitiedoista keskeiset niveltappiliitoksen laskennan kannalta ovat materiaalin myötölujuus  $f_y$  sekä vetomurtolujuus  $f_u$ . Ruostumattomien terästen materiaalitaulu-koissa kyseiset suureet merkitään eri tunnuksilla. Myötölujuuden mitoitusarvona käytetään arvoa  $R_{p0.2}$  ja murtolujuuden mitoitusarvona tunnuksen  $R_m$  pienintä arvoa. Lämpötilan vaikutus murtolujuuteen on otettava tarvittaessa huomioon. Lisäksi tarvitaan materiaalin kimmokerroin  $E$ , mutta siitä voidaan käyttää ruostumattomilla teräksillä yleisesti arvoa 200 GPa.

### **Osavarmuudet**

Kuorman mitoituksessa käytettävälle osavarmuusluvulle standardi ei suoranaisesti anna ohjearvoa. Metsolla kuorman mitoituksessa käytetään nostolaitteissa konedirektiivin 2006/42ETY liitteeseen 1 sekä standardiin SFS-EN 13155 pohjautuvaa varmuuslukuva (Villgren. 2013). Rakenneosien ja poikkileikkausten kestävyden osavarmuusluvuksi  $\gamma_{M0}$  poikkileikkausluokasta riippumatta standardi SFS-EN 1993-1-1 (2008) suosittelee arvoa 1,0. Standardi SFS-EN 1993-1-8 (2008) suosittelee niveltapin kestävyden osavarmuusluvuksi  $\gamma_{M2}$  arvoa 1,25 sekä niveltapin kestävyden käyttörajatilassa osavarmuusluvuksi  $\gamma_{M6.ser}$  arvoa 1,0.

### **Niveltapillisen rakenneosan geometriset mittavaatimukset**

Standardissa on kaksi menetelmää rakenneosan geometrinen vaatimusten mitoitukseseen. Ensimmäisessä tapauksessa tarvitsee tietää voiman mitoitusarvo  $F_{Ed}$ , levyn paksuus  $t$  sekä niveltapin reiän halkaisija  $d_0$  (ks. kuvio 21). Pienimmät sallitut reunaetäisyyksien arvot  $a$  ja  $c$  lasketaan kaavojen 1 ja 2 mukaan.

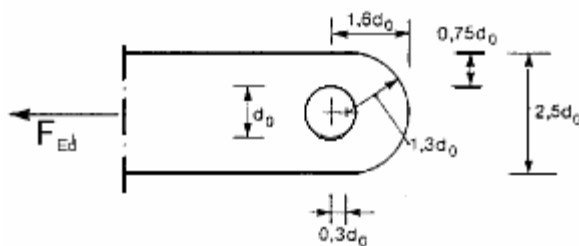


KUVIO 21. Niveltapillisen rakenneosan geometriset mittavaatimukset, kun paksuus  $t$  annettu. Muokattu. (SFS-EN 1993-1-8. 2008.)

$$a \geq \frac{F_{Ed} \gamma_{M0}}{2t f_y} + \frac{2d_0}{3} \quad 1$$

$$c \geq \frac{F_{Ed} \gamma_{M0}}{2t f_y} + \frac{d_0}{3} \quad 2$$

Toinen tapa geometristen mittavaatimusten määrittämiseen on tapa, jossa geometria on annettu (ks. kuvio 22). Tällöin tiedetään voiman mitoitusarvo, jonka avulla voidaan laskea tarvittava levyn paksuus  $t$  kaavan 3 mukaan. Levyn paksuus puolestaan määrittää suurimman sallitun niveltapin reiän halkaisijan  $d_0$  kaavan 4 mukaisesti.



KUVIO 22. Niveltapillisen rakenneosan geometriset mittavaatimukset, kun geometria annettu. Muokattu. (SFS-EN 1993-1-8. 2008.)

$$t \geq 0,7 \sqrt{\frac{F_{Ed} \gamma_{M0}}{f_y}} \quad 3$$

$$d_0 \leq 2,5t \quad 4$$

### Niveltapin leikkauskestävyys

Tapin leikkauskestävyys tutkitaan vertaamalla suurinta sallittua tappiin kohdistuvaa leikkausvoimaa  $F_{v,Rd}$  siihen kohdistuvaan voimaan  $F_{v,Ed}$ . Tulee täyttyä kaavan 5 mukainen ehto. Kaavassa A on niveltapin pinta-ala ja  $f_{up}$  on niveltapin vetomurtolujuus.

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6A f_{up}}{\gamma_{M2}} \geq F_{v,Ed} \quad 5$$

### Levyn ja niveltapin reunapuristus

Levyn ja niveltapin reunapuristuksen tarkistus suoritetaan vertaamalla myöskin tapahtuvaa rasitusta  $F_{b,Ed}$  sallittuun kestävyysmitoitussarvoon  $F_{b,Rd}$ . Tarkistus tapahtuu kaavan 6 mukaan, jossa t on levyn paksuus, d on niveltapin halkaisija ja  $f_y$  on levyn ja niveltapin myötörajoista pienempi.

$$F_{b,Rd} = \frac{1,5td f_y}{\gamma_{M0}} \geq F_{b,Ed} \quad 6$$

Standardi asettaa lisävaatimuksen, kun niveltapin tulee olla vaihdettavissa. Tällöin tulee toteutua myös kaavan 7 mukainen ehto.

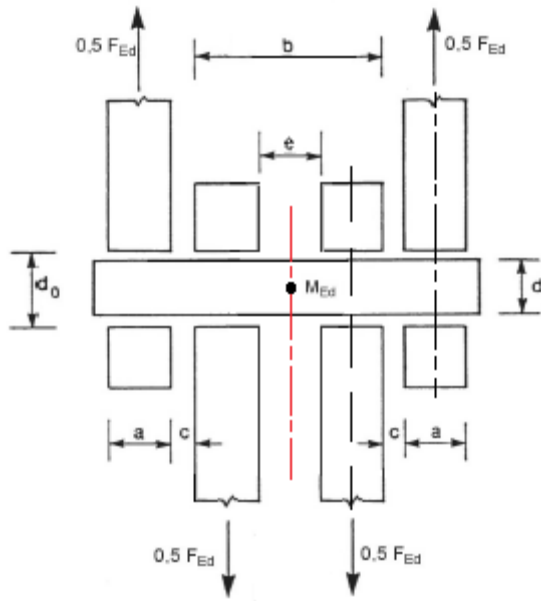
$$F_{b,Rd,ser} = \frac{0,6tdf_y}{\gamma_{M6,ser}} \geq F_{b,Ed,ser} \quad 7$$

### Niveltapin taivutuskestävyys

Syntyvän momentin  $M_{Ed}$  arvo täytyy laskea aina erikseen ja laskentatapa riippuu niveltappiliitoksen tyypistä. Standardin esimerkkitapauksessa, joka on kuvion 20 mukainen, syntyvä momentti lasketaan b-mitan puolikkaan keskelle. Tällöin momentin lauseke on kaavan 8 mukainen. Mitat näkyvät kuviossa 20.

$$M_{Ed} = \frac{F_{Ed}}{8} (b + 4c + 2a) \quad 8$$

Stopparin laskennan tapauksessa kuitenkin tilanne on erilainen, joten standardin esimerkkitapausta täytyy soveltaa. Tilanne on kuvion 23 mukainen ja suurin momentti syntyy niveltapin keskelle eli e-mitan puoliväliin. Kuormasta aiheutuva momentti lasketaan tässä tapauksessa kaavan 9 mukaisesti. Mitat esitetään kuviossa 23.



KUVIO 23. Liitokseen kohdistuvat voimat ja mitat momentin laskemista varten stopparin tapauksessa

$$M_{Ed} = \frac{F_{Ed}}{8} (2a + 4c + b - e) \quad 9$$

Niveltapin taivutuskestävyys tarkastetaan vertaamalla suurinta sallittua momenttia  $M_{Rd}$  kuormista syntyvään momenttiin  $M_{Ed}$ . Vertailu tapahtuu kaavan 10 mukaan. Kaavassa  $W_{el}$  on niveltapin taivutusvastus ja  $f_{yp}$  on niveltapin myötöraja.

$$M_{Rd} = \frac{1,5W_{el}f_{yp}}{\gamma_{M0}} \geq M_{Ed} \quad 10$$

Niveltapin taivutuskestävyydelle standardi asettaa lisäksi kaavan 11 mukaisen vaatimuksen, kun niveltapin tulee olla vaihdettavissa.

$$M_{Rd,ser} = \frac{0,8W_{el}f_{yp}}{\gamma_{M6,ser}} \geq M_{Ed,ser} \quad 11$$

### Niveltapin yhdistetty leikkaus- ja taivutuskestävyys

Leikkaus- ja taivutusrasitusten yhteisvaikutus niveltappiin lasketaan vertaamalla edellä laskettuja leikkauskestävyyden arvoja sekä taivutusmomenttien arvoja toisiinsa. Arvojen tulee täyttää kaavan 12 mukainen ehto.

$$\left[ \frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \right]^2 + \left[ \frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \right]^2 \leq 1 \quad 12$$

### Kosketuspaine

Standardi asettaa erillisen vaatimuksen niveltapin ja levyn väliselle kosketuspaineelle, kun niveltapin tulee olla vaihdettavissa. Tällöin tulee toteutua kaavan 13 mukainen ehto, jossa kuormituksesta syntyvä paine  $\sigma_{h,Ed}$  lasketaan kaavan 14 mukaan ja sallittu paine  $f_{h,Ed}$  kaavan 15 mukaisesti. Kaavoissa E on materiaalin kimmokerroin,  $F_{Ed,ser}$  on pintapaineen avulla siirrettäväksi tarkoitettun voiman mitoitusarvo, t on levyn paksuus, d on niveltapin halkaisija ja  $d_0$  niveltapin reiän halkaisija.

$$\sigma_{h,Ed} \leq f_{h,Rd} \quad 13$$

$$\sigma_{h,Ed} = 0,591 \sqrt{\frac{EF_{Ed,ser}(d_0 - d)}{d^2t}} \quad 14$$



$$f_{h,Ed} = \frac{2,5f_y}{\gamma_{M6,ser}} \quad 15$$

## Laskentaperiaate

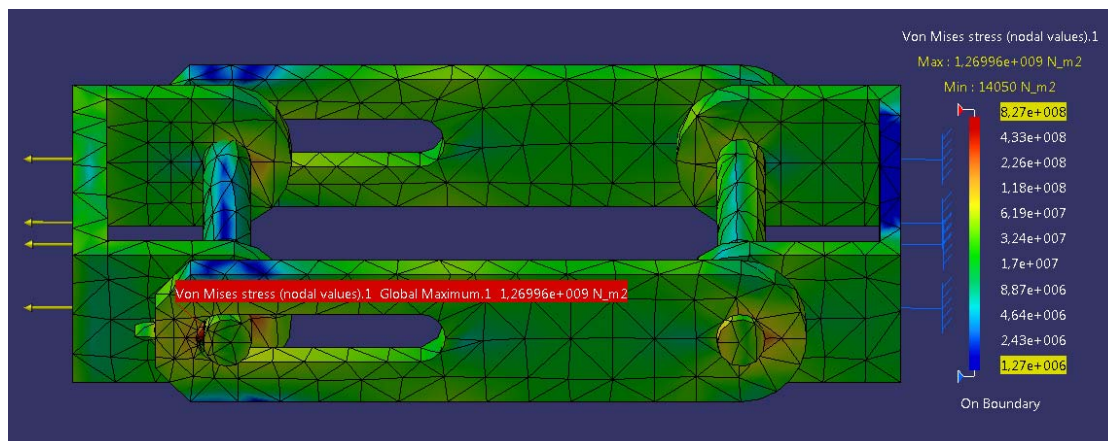
Kuten edellä mainittiin, kannattaa lähtökohtaisesti stopparilevyn paksuus valita yhtä suureksi kuin runkolevy, jossa se on kiinni. Seuraavaksi täytyy selvittää minkä kokoinen niveltappi kestää liitoksessa. Kuten esimerkkilaskussa liitteessä 2 huomataan, on niveltapin taivutuskestävyys tässä tapauksessa kriittisin tekijä. Taivutusmomenttia voi pienentää momenttivartta pienentämällä, mutta se on yleensä mahdotonta, koska se vaatisi telan kannatinrakenteen kaventamista. Näin ollen ainoa keino parantaa niveltapin taivutuskestävyyttä on kasvattaa tapin kestävyyttä joko muuttamalla materiaalia tai kasvattamalla halkaisijaa. On siis laskettava niveltapilta vaadittava halkaisija, joka levyn paksuuden ollessa vakiona määrittää rakenneosien geometriset vaatimukset.

### 6.1.2 Kestävyystarkastelu FEM:lla

Esimerkkitapauksen rasituksia tutkittiin myös käyttäen FEM:iä eli elementtilaskentamenetelmää. FEM-laskenta toteutettiin käyttäen CATIAN FEM-ominaisuutta. Tilanteesta mallinnettiin tapausta mukaileva malli, joka sisältää vain tarvittavat osat stopparin kestävyuden tutkimiseen. Ympäröiviä rakenteita kuvastavat korvakkeet, jotka ovat samaa materiaalia kuin stopparilevyt, yhtä paksut sekä niiden reiät ovat toteutettu samoilla reunaetäisyyksillä (ks. kuvio 24). Toinen runkorakennetta kuvaava korvake on kiinteästi tuettu ja toinen korvake riippuen ajosuunnasta vetää tai työntää vaihteen nimelliskuorman suuruisella voimalla.

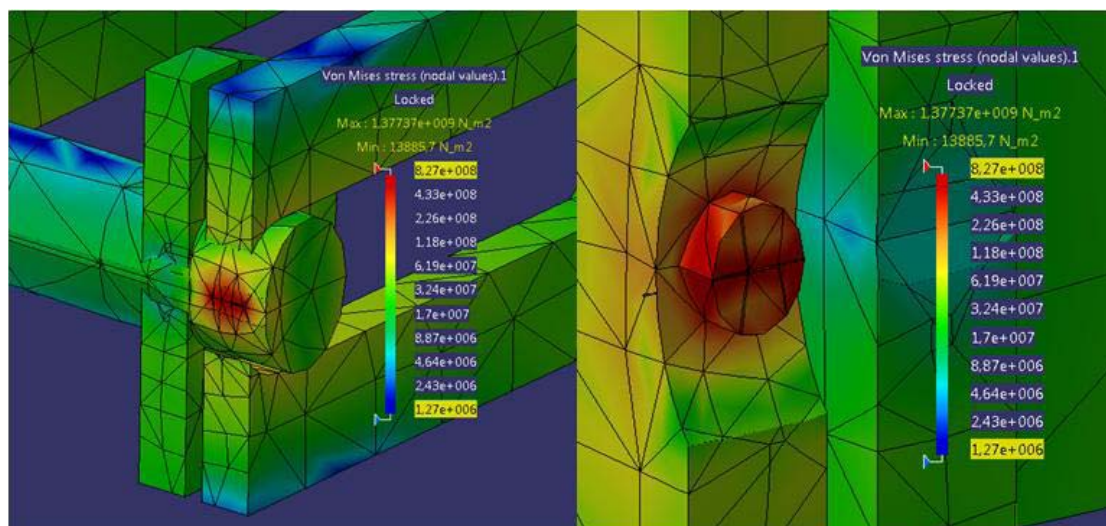
Ajoasennossa ajettaessa stopparia päin niveltappi ottaa kiinni säätöruuviin. FEM-mallista huomataan, että suurimmat rasitukset syntyvät juuri ruuvien ja tapin väliseen

kosketuspintaan (ks. kuvio 24). Ohjelman antama maksimirasitus ei vastaa todellisuutta, sillä sen suuruus aiheutuu ruuvin ja niveltapin kosketuspinnan äärettömän pienestä pinta-alasta, jossa FEM-ohjelman käyttämän laskutavan vastaus kasvaa hyvin suureksi ja elementtiverkkoa pienentämällä aina kohti ääretöntä. Todellinen suurin rasitus löytyy näin ollen hieman ruuvin ja tapin kosketuspinnan vierestä (ks. kuvio 25).



KUVIO 24. Stoppariin kohdistuvat rasitukset FEM-mallissa

Rasitukset levyillä pysyvät tuntuvasti alle levyjen myötörajan, mikä on 220 MPa. Niveltapin myötöraja 450 MPa ylittyy vain paikallisesti niveltapin ja ruuvin kontaktipinnalla, joten se voidaan hyväksyä, koska esiintyvät rasituspiikit ovat erittäin pieniä (ks. kuvio 25). Esimerkkitaapauksessa käytetyn M20 A4-80 –ruuvin myötöraja on 600 MPa, joka ylittyy paikallisesti käytettäessä Metson käyttämää varmuutta. Tämä voidaan kuitenkin hyväksyä, sillä ruuvin tyssäytyminen ei suoranaisesti aiheuta lukituksen pettämistä, ja ruuvin varmuus on kuitenkin yli 1. (Salonen, T. 2011). Muutoin suurimmat syntyvät rasitukset ovat alle materiaalien myötörajojen ja osuvat lähelle Eurokoodin mukaisesti laskettua analyttistä pintapaineen suuruutta.



KUVIO 25. Ruuvien ja niveltapin välisen kontaktipinnan rasitukset

Tämänkaltaista erillistä FEM-tarkastelua stopparille on yleensä melko tarpeetonta tehdä projektien yhteydessä. Stopparissa käytettävien levyjen sekä niveltappien välisten liitosten kestävyys kannattaa mitoitaa käsin Eurokoodin mukaisesti. FEM-tarkastelu stopparille on järkevää suorittaa itse liikituslaitteen FEM-tarkastelun yhteydessä, jolloin stopparia vasten ajamisen vaikutus ympäröivään rakenteeseen näkyy myös oikein.

## 6.2 Asennettavuus, säädettävyys, turvallisuus yms

### Asennettavuus ja vaihdettavuus

Kyseisen stoppariratkaisun asennus on erittäin yksinkertainen, mikäli toteutus on suunniteltu huolellisesti. Niveltappi on perusmuodoltaan tasapaksu tanko, mutta se sorvataan paksummasta tangosta, jolloin tappiin saadaan kiinteä välirengas helpottamaan asennusta. Välirengas jää runkorakenteen sekä stopparilevyn väliin ja toiselle puolelle pujotetaan vastaava irtonainen rengas. Stopparilevyt työnnetään kiinni välirenkasiin, jolloin stoppari on paikoillaan. Niveltappien päihin kiinnitetään päätylevyt,

jotka estävät stopparilevyjen irtoamisen. Päätylevyt ovat ruuvikiinnitteiset, jotta niveltapin vaihto onnistuu tarvittaessa.

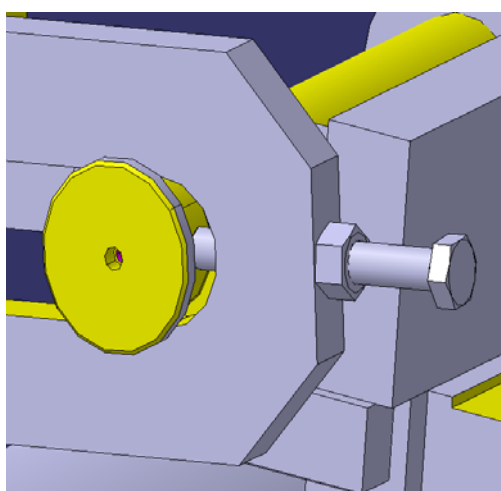
Koska niveltappiliitokselle ei ole muita vaatimuksia, kuin kestää häiriötilanteessa syntyvä isku, voidaan liitos toteuttaa välyssovitteenä. Tämä helpottaa paljon asennusta sekä niveltapin vaihtamista, koska välyssovitteella niveltappi on käsin liikuteltavissa (valtanen, 2009). Esimerkkitapauksessa on valittu niveltapin toleranssiksi H7 ja reiken toleranssiksi h7. Kyseisillä toleransseilla tapin halkaisijan ollessa 70 mm on tapin ja reiän halkaisijoiden pienin ero 0 mm ja suurin ero 0,060 mm.

Stopparirakenteen täydellisen symmetrisyyden vuoksi niveltappi voidaan työntää paikoilleen ja vastaavasti vetää pois kummastakin suunnasta. Näin joissain ahtaissa tapauksissa tämä antaa joustavuutta ympäröiville rakenteille ja sallii toiselle puolelle sijoitettavaksi mahdollisesti muita komponentteja. Etenkin suuremman kokoluokan siirtolaiteratkaisuissa niveltappi voi olla pituudeltaan noin 500 mm, joten tämän veran vapaata tilaa vaaditaan niveltapin irrotuspuolelta.

### **Säädettävyys**

Stoppareita täytyy pystyä säätämään, jotta ensinnäkin ajoasennon suunnan pysäytys saadaan haluttuun kohtaan. Lisäksi on tärkeää symmetrisesti toteutetuissa stoppariratkaisuissa saada hoito- sekä käyttöpuolien stopparit linjattua samaan linjaan, jotta molemmat ottavat kiinni yhtä aikaa. Vain yhtä stopparia päin ajettaessa kohdistuu koko moottorin voima siihen vaihteeseen, mikä aiheuttaa vaihteen jumiutumisen riskin. Stoppareihin osumisen yhtäaikaaisuutta on mahdollista edesauttaa säätämällä hoitopuolen stopparin osumaan aavistuksen ennen käyttöpuolen stopparia. Tällöin väliakselin vääntöjoustavuuden vuoksi käyttöpuolen vaihde osuu hyvin pian myös stoppariin. Toisinpäin ei saa olla, sillä silloin on hyvin todennäköistä, että vain käyttöpuolen vaihde osuu stoppariin. Edellä mainitussa tapauksessa moottori on käyttöpuolella (Villgren, H. 2013).

Stopparin säätö tapahtuu säätöruuvien avulla. Säätöruuvi kulkee stopparilevyn soikkoreiällisen päädyn läpi (ks. kuvio 26). Ruuvina käytetään tavallista A4-80 kuusioruuvia, joka lukitaan kuusiomutterin ja lukituslaatan avulla. Kuten aiemmin lujuustarkastelussa huomattiin, voi ruuvia käyttää tähän tarkoitukseen sen korkean myötölujuuden vuoksi. Tässä tilanteessa stopparin säätö on järjestetty ajoasennon päähän ja heikkoutena tässä ratkaisussa onkin toisen ajosuunnan säädön puuttuminen. Vastaavanlaisen ruuvien sijoittaminen soikkoreiän toiseen päähän on hankalaa, varsin epäkäytännöllistä ja aiheuttaisi ongelmia, mikäli sitä vasten ajettaisiin.



KUVIO 26. Stopparin säätöruuvi

### **Turvallisuus**

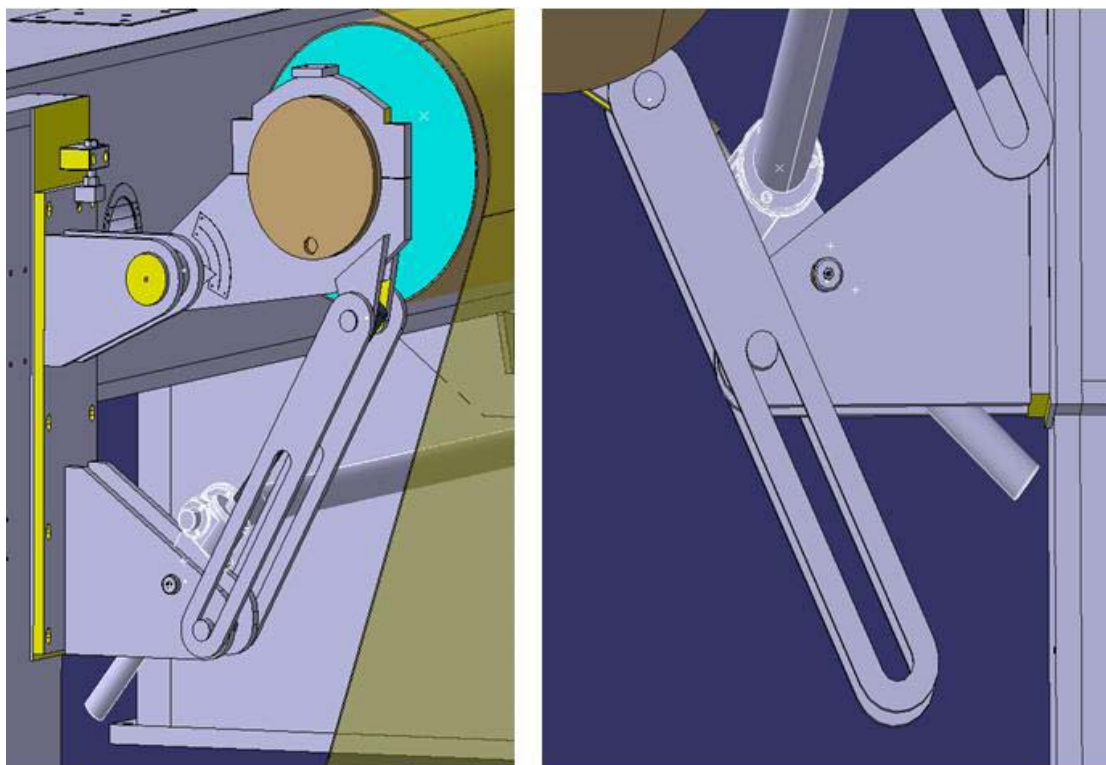
Kyseinen ratkaisu on turvallisuusmielessä varsin hyvä. Se pystytään helposti mitoittamaan vaadittavilla varmuuksilla riittävän kestäväksi, jolloin päätehtävä eli liikutuslaitteen liikkeen pysäyttäminen häiriötilanteessa onnistuu aina. Ulkoinen toteutus takaa hyvät mahdollisuudet kunnon tarkkailulle sekä vikojen havaitsemiselle ja niiden korjaamiselle.

### 6.3 Käyttömahdollisuus puristinosalla

Viiraosan liikutuslaitteiden suurien runkorakenteiden vuoksi kyseinen ratkaisu sopii niihin erinomaisesti. Puristinosan kulmatelan nostolaitteisiin tämänkaltainen ratkaisu on hieman vaikeampi sijoittaa. Suurimpana esteenä on stopparilevyn tuleminen huovanvaihdon tielle huoltoasennossa. Huovanvaihto suoritetaan hoitopuolelta, joten tämä ongelma vältetään, jos stoppari sijoitetaan vain käyttöpuolelle, mutta silloin ongelmaksi tulee vaihteen jumiutuminen törmäyksessä, koska koko pysähdyksen voima kulkee yhden vaihteen kautta. Lisäksi kulmatelan nostolaitteen runko-osat ovat melko pienet, joten niihin täytyy tehdä muutoksia, jotta kyseinen ratkaisu saadaan kiinnitettyä.

Stopparin sijoituksessa on yhteentörmäyksien välttämisen lisäksi tärkeää yrittää saada levyt mahdollisimmat lähelle liikeruuvia ja samansuuntaisesti. Näin rakenteet, joihin stopparivoimat kohdistuvat, kokevat mahdollisimman pienet rasitukset. Momentti luonnollisesti kasvaa mitä kauempaa pysäytysvoima kulkee liikeruuviin nähdessä nivelpisteen puolella.

Yksi ratkaisu, jolla vältetään huovanvaihto ja säilytetään symmetrinen toteutus, on kääntää stopparilevy toisinpäin. Tällöin ajettaessa ruuvia sisäänpäin, stopparilevy työntyy ruuvin vapaata päätä kohti (ks. kuvio 27). Esimerkkiratkaisussa alempia levyjä on suurennettu, jotta niihin on saatu stopparin toinen niveltappi kiinni. Huomioitavia asioita on välttää stopparilevyn osuminen kytkimeen, väliakseliin sekä puristinosan runkoon. Stopparin toinen pää on kiinnitetty samaan niveltappiin liikeruuvien kanssa. Telaa kannattelevaa lieriöpesää on myös mahdollista laajentaa, jotta stopparin saisi siihen kiinni. Kiinnitys on kuitenkin järkevää tehdä esimerkin kaltaisesti, jos vain niveltapistä saa tapausta varten riittävän kestävä. Tämä pienentää valmistuskustannuksia ja tekee toteutuksesta yksinkertaisemman.



KUVIO 27. Stopparilevyratkaisu sijoitettuna kulmatelan nostolaitteeseen

Puristinosalla tämä ratkaisu toimii tyypillisesti esimerkin kaltaisessa 1. puristimen kulmatelan nostolaitteessa, jossa tilaa on hyvin. Kuitenkin tyypillisesti 2. puristimen kulmatelan nostolaitteen alapuolella on paljon vähemmän tilaa, jolloin kyseinen ratkaisu ei tämmöisenään yleensä onnistu. Lisäksi erilaisissa uusinta- ja muutosprojekteissa tila voi olla vieläkin ahtaampi, jolloin on hankalaa löytää tilaa, mihin levyn pää mahtuu työntymään.

## 7 SISÄISEN MEKAANISEN LIIKKEENRAJOITUSRATKAISUN MAHDOLLISUUDEN TUTKIMINEN

### 7.1 Yleistä

Tässä osiossa tutkitaan mahdollisuutta käyttää sisäistä mekaanista liikkeenrajoitusta. Tarkkailun kohteena on stoppariratkaisu, jossa liikeruuviin sijoitettava mutteri ottaa ääriasennossa kiinni vaihteen runkoon. Mutteriratkaisun peruseräite on hyvin yksinkertainen, mutta toimivan toteutuksen aikaansaaminen vaatii monen ongelman ratkaisua. Ratkaisusta tutkimisen arvoisen tekee etenkin mahdollisuus sijoittaa kyseinen stoppari laitteeseen kuin laitteeseen, koska se ei ole riippuvainen ympäröivistä rakenteista. Toteutuksen tutkiminen suoritettiin valitsemalla esimerkkitapaukseksi viiraosan vaihdetoimittajan vaihdetyyppi ja sen 50 kN nimelliskuorman malli. Samaa vaihdemallia tutkittiin aiemmin vaihteen mitoituksen yhteydessä. Se on tässä työssä tutkittavien liikutuslaitteiden pienin käytettävä vaihdekoko ja näin ollen kooltaan pienin, joten etenkin mutteriratkaisun tilankäyttöongelmat on hyvä tutkia sillä. Tässä luvussa käydään läpi esimerkkitapauksen mitoitus ja suunnittelu alusta loppuun.

### 7.2 Rakenne

#### Lähtökohdat

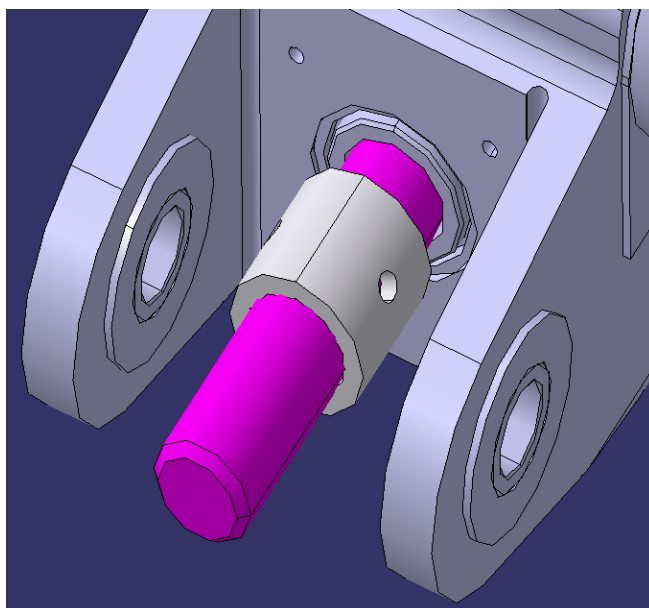
Toimivaa toteutustapaa ideoitaessa keskeisimpiä ongelmakohtia ovat vaihteen jumituminen törmäyksessä sekä liikeruuvien suojaaminen vaihteen kummallakin puolella niin, että mutteriin pääsee käsiksi ilman vaihteen irti ottamista tai purkamista. Vaihteen jumitumiseen vaikuttaa karkeasti ajateltuna kaksi asiaa. Ensinnäkin vaihteen pronssinen kierukkapyörän pää pilkottaa vaihteen rungon liikeruuviaukosta. Mutteria ei saa päästää iskeytymään sitä vasten tai vaihde hyvin todennäköisesti ju-



miutuu. Mutteri on saatava törmäämään pronssipyörää ympäröivään vaihteen runkoseinään. Toinen vaihteen jumiutumisen- ja rikkoutumisriskin aiheuttava tekijä on mutterin törmäyksestä vaihteen runkoon aiheutuvat voimat, jotka kasvavat varsin suuriksi etenkin ajettaessa suuntaan, jossa taakan kuorma sekä törmäysvoima kohdistuvat samaan suuntaan.

### **Pronssipyörän väistäminen**

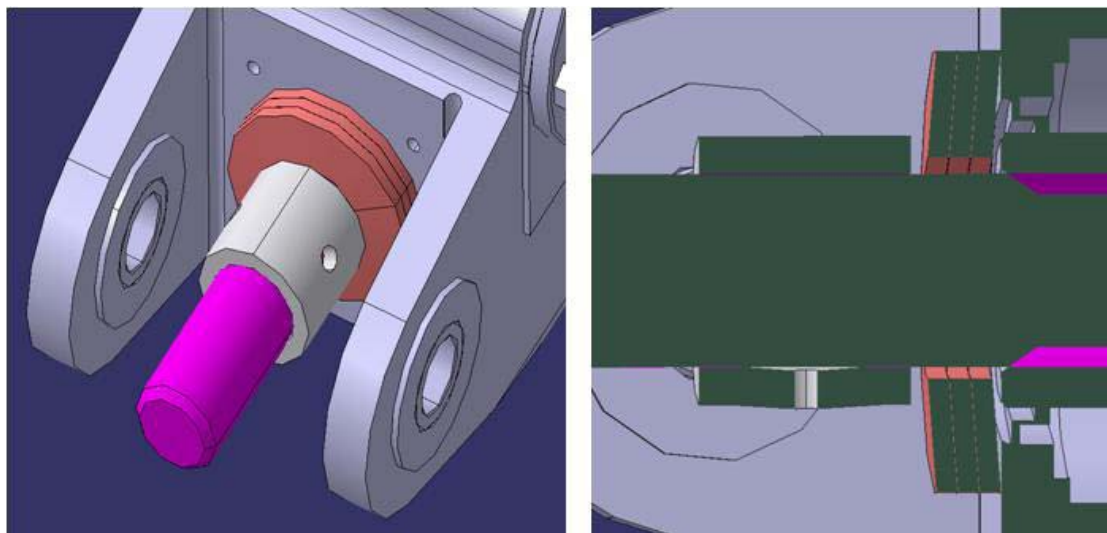
Aukko, josta liikeruuvi kulkee vaihteen sisälle, on halkaisijaltaan pienimmällään vaihtekoolla 20 mm liikeruuvia suurempi, joten järkevän kokoinen mutteri kulkeutuisi suoraan päin kierukkapyörän päätä. Lisäksi kierukkapyörän pää tulee aivan kannen kanssa samaan tasoon, joten joka tapauksessa on syytä jollain keinolla luoda pieni etäisyys pronssipyörän päähän (ks. kuvio 28).



KUVIO 28. Mutteristopparin perustilanne

Aluksi ratkaisuksi mietittiin vaihteen kanteen kiinnitettävää levyä, jossa olisi vaihteen puolella syvennys ja joka näin ohjaisi mutterin törmäyksen vaihteen runkoon. Myö-

hemmin ideoinnin seurauksena tämä ratkaisu kuitenkin väistyi paremman tieltä. Törmäysvoiman pienentämiseksi kaavailtiin lautasjousien käyttöä ja lautasjousien käyttö osoittautui jo ilman törmäysvoiman pienentämistäkin käteväksi, sillä leveät ja kaarevat lautasjouset ovat juuri oikean muotoiset siirtämään mutterin iskun vaihteen runkoon ja estämään kosketuksen pronssipyörään (ks. kuvio 29).



KUVIO 29. Lautasjousien käyttö voiman kohdistamisessa runkoon

Lautasjouset ovat standardin DIN 2093 mukaiset ja valmistettu korroosiota silmällä pitäen ruostumattomasta jousiteräksestä. Valittu malli on ensimmäinen koko, jonka sisähalkaisija on liikeruuvien ulkohalkaisijaa suurempi. Esimerkkitapauksessa lautasjousen sisähalkaisija on 36 mm ja ulkohalkaisija 71 mm. Kokoluokasta valitaan jäykkin malli, jotta yhden jousen jousivoima on mahdollisimman suuri. Lautasjouset vaativat tuennan, jotta ne eivät kosketa liikeruuvia. Tuenta täytyy olla lisäksi kotelomainen, jotta liikeruuvi pysyy suojattuna lialta. Tuennan suunnittelussa täytyy ottaa huomioon jousien halkaisijoiden muuttuminen puristettuna (Spirol Disc Springs. 2013). Taulukossa 1 on esitetty suositeltuja laajenemisvälyksiä eri kokoisten jousien ulko- sekä sisähalkaisijoiden ympärille. Kotelo on suunniteltava niin, että se kannattelee lautas-

jousia alapuolelta jousien ollessa lepotilassa ja että jousien puristuessa kasaan ne mahtuvat laajenemaan ylös ja sivuille päin osumatta liikeruuviin.

TAULUKKO 1. Lautasjousien vaatimat välykset ympäröiviin rakenteisiin.  $D_e$  on lautasjousen sisähalkaisija ja  $D_i$  ulkohalkaisija. (Spirol Disc Springs. 2013).

$D_e$ or $D_i$ (mm)	CLEARANCE (mm)
Up to 16	0.2
Over 16 to 20	0.3
Over 20 to 26	0.4
Over 26 to 31.5	0.5
Over 31.5 to 50	0.6
Over 50 to 80	0.8
Over 80 to 140	1.0
Over 140 to 250	1.6

### Mutterin säätö

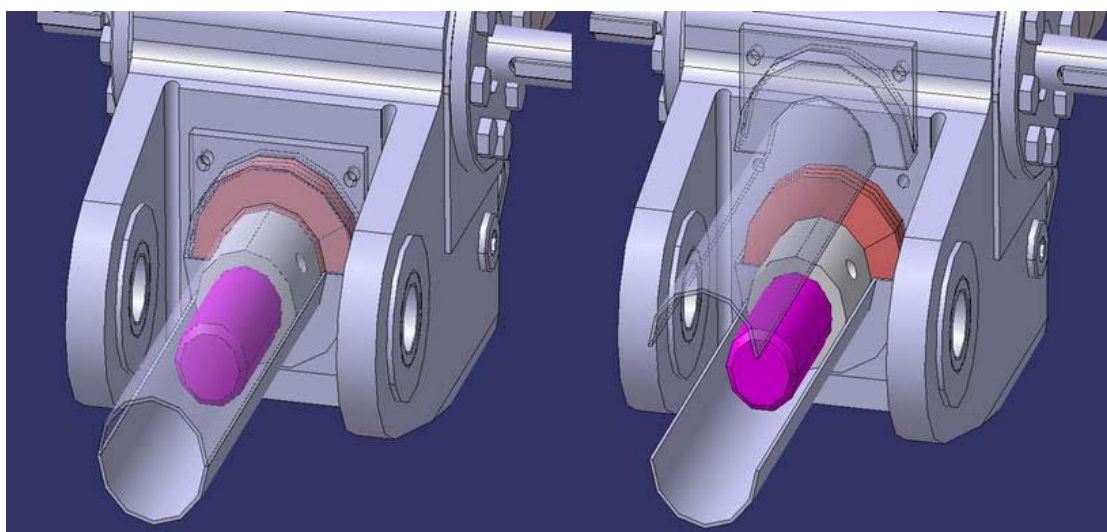
Stopparimutterin säätö tapahtuu yksinkertaisesti kiertämällä mutteria haluttuun suuntaan. Mutterin paikka on helppo mitata esimerkiksi liikeruuvien päästä. Tällöin itse vaihteiden ollessa linjattuina samalla tasolla hoito- sekä käyttöpuolella, onnistuu stoppareiden linjaus yksinkertaisesti mittaamalla ne samaan kohtaan liikeruuvia kummallakin puolella. Mutteri lukitaan yhdellä pidätinruuvilla paikoilleen. Mutterissa on kolme reikää pidätinruuville eri puolilla 120 asteen välein. Näin varmistetaan, että yksi reikä on aina suurin piirtein ylöspäin tai alaspäin ja näin ollen luokse päästävissä.

### Takarakenne

Vaihteen kiinnityskorvakkeiden puolella suurimmat haasteet aiheutuvat tilanpuutteesta. Lautasjouset tulee saada tuettua ja lisäksi liikeruuvi on suojattava koko matkalta, ettei sen väliin pääse kertymään haitallista massaa. Tyypillisesti vaihdevalmistajat tarjoavat vakiovarusteena kiinteää suojaputkea vaihteen tälle puolelle. Suoja-

putken on oltava irrotettavissa, jotta stopparimutterin säätö onnistuu liikutuslaitteen ollessa paikallaan.

Useimmiten suoja-putkea ei ole mahdollista vetää pois liikeruuvien aksiaalisessa suunnassa, koska liikeruuvien pään takana on yleensä runkorakenne hyvin lähellä. Näin ollen mutterin säätöä ajatellen suoja-putkeen täytyy joko kehittää luukku, josta mutteriin pääsee käsiksi, tai tehdä suoja-putkesta kaksiosainen, jolloin sen saa irrotettua ylä- ja alasuuntaan. Esimerkkiratkaisussa suoja-putki on kiinni lautasjousien kotelossa ja koko rakenne on halkaistu keskeltä, jolloin mutteriin pääsee käsiksi helposti missä asennossa tahansa (ks. kuvio 30). Suojat ovat kiinnitetty vaihteen runkoon ruuveilla. Putken päähän täytyy tarvittaessa lisätä tuppi, joka estää lian kertymisen sitä kautta. Mikäli suoja-putki on kovin pitkä, on syytä harkita putkikannakkeen lisäämistä lähelle putken vapaata päätä, jotta halkaistu putki pysyy tiiviisti puristettuna koko matkalta.



KUVIO 30. Suoja-putken irrotus

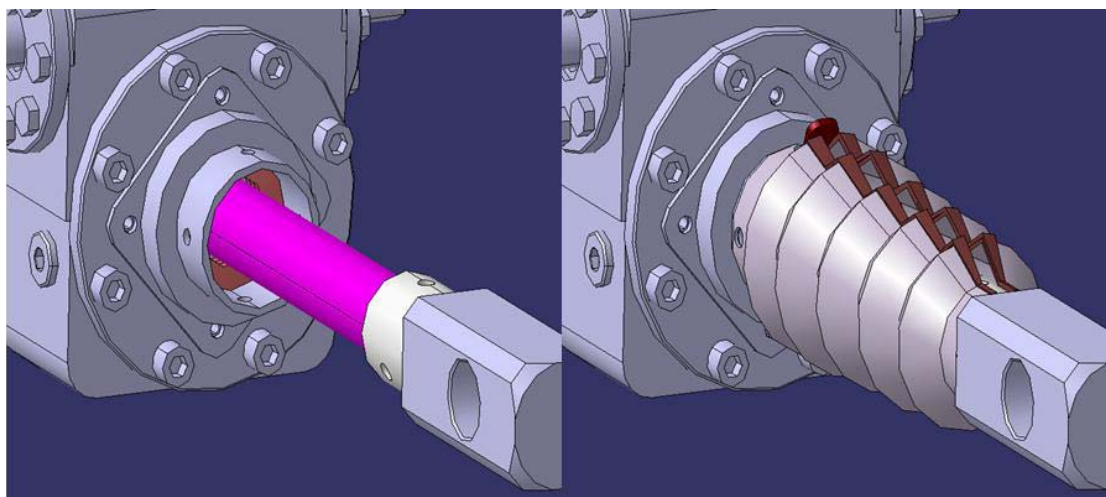
Tärkeää on valita riittävän ohut suoja-putki, jolloin putken ulkoseinämän sekä vaihteen korvakkeen väliin jää tilaa rungon korvakelevylle. Myös vaihteen kiinnityskorvakkeen reiän sekä vaihteen rungon väliin on jätettävä tilaa lautasjousille sekä niiden kotelolle. Tätä varten on tärkeää, että valitaan aina pidennetyillä kiinnityskorvakeilla

varustettu vaihdemalli. Kuviossa 30 esitettyssä toteutuksessa ei ole pidennettyjä kiinnityskorvakkeita. Pidennetyssä mallissa korvakkeiden kiinnitysreikien etäisyys vaihteen runkoon on kaksinkertainen perusmalliin nähden.

### **Eturakenne**

Vaihteen etupuolella lautasjousille on tehtävä vastaavanlainen kotelo kuin kiinnityskorvakkeiden puolelle. Liikeruuvien suoja ei voi olla tällä puolella kiinteä, vaan sen täytyy kutistua ja laajentua liikeruuvien liikkuesssa. Tyypillisesti suojaus toteutetaan teräksisellä spiraalisuojalla tai kumisella palkeella. Kyseiset ratkaisut ovat kiinteitä ja niiden irrotus on hankalaa, joten ne eivät käy mutteristopparia käytettäessä, koska mutteria täytyy päästä säätämään kohdepaikalla ilman vaihteen irtiottamista tai purkamista.

Esimerkkiratkaisussa liikeruuvien suojaus toteutettiin vetoketjupalkeella. Metsolla kehitetty silikonipinnoitetusta kevlarista valmistettu tuplavetoketjulla varustettu vetoketjupalje kestää kulutusta ja estää massan kertymisen liikeruuviin. Vetoketjupalkeen saa avattua nimensä mukaan vetoketjulla, jolloin stopparimutterin säätäminen onnistuu kätevästi. Palkeen asennuksessa tulee ottaa huomioon, että vetoketju osuu samalle suunnalle pidätinruuvien kanssa. Palkeen ympärillä ei lähellä ole esteitä, joten voidaan huoletta valita riittävän iso palje, jotta mutteri mahtuu liikkumaan sen sisällä. Palkeen kiinnitystä varten lautasjousien koteloon täytyy tehdä pieni holkki, jonka ympärille palje kiinnitetään. Holkin täytyy olla mahdollisimman lyhyt, jotta mutteri ei mene kokonaan sen sisälle osuessaan lautasjousiin. Toinen vaihtoehto on halkaista myös tämä kotelo toisen puolen tavoin. Silmukkapään kiinnitys tapahtuu joko suoraan liikeruuvien silmukkapäähän tai siihen lisätyn pienen holkin ympärille (ks. kuvio 31).



KUVIO 31. Etupuolen toteutus

Mikäli liikeruuvien pituus on erittäin pitkä, on syytä harkita vetoketjupalkeen tukemisesta. Tukeminen voidaan toteuttaa esimerkiksi kiinnittämällä palkeen ulkoreunaan pieniä lenkkejä koko palkeen matkalle ja pujottamalla riittävän jäykkä ohjuritappi niiden väleistä.

## 7.3 Kestävyystarkastelu

Kestävyystarkastelu toteutettiin valmiin HUATAIPM8-projektin rakenteita hyväksi käyttäen. Tässä osiossa käydään läpi pääperiaatteet kestävyystarkasteluun ja yksityiskohtainen laskentadokumentti löytyy liitteestä 3.

### 7.3.1 Törmäysvoiman tutkiminen

Törmäysvoimaa tarkastellaan selvittämällä ensiksi systeemin pysäyttämiseen tarvittava työ. Tätä varten tarvitsee laskea moottorin, moottorin vaihteen, väliakselin sekä nostoliikkeen pysäyttämiseen kuluva työ. Pysähtymiseen kuluva kokonaistyö muutetaan pysähtymiseen tarvittavaksi momentiksi ja edelleen lineaariseksi voimaksi liikeruuvien aksiaalisuunnassa.

### Nostoliikkeen pysähtyminen

Nostoliikkeen pysähtymiseen kuluva työ  $W_{nos}$  lasketaan kaavan 16 mukaisesti. Kaavassa  $m$  on nostettava massa ja  $v$  nostonopeus. Nostettava massa saadaan laskettua aikaisemmin tässä työssä käsitellyllä ruuvivoiman laskentaperiaatteella. Nostonopeus riippuu useasta eri tekijästä, mutta tyypillisesti suurimmat sallitut nostonopeudet ovat viiraosalla 300 mm/min (Telojen nostolaitteet. 2012.) ja puristinosalla 350 mm/min (Kulmatelan nostolaitteen kehityspalaveri. 2010).

$$W_{nos} = \frac{1}{2}mv^2 \quad 16$$

### Väliakselin pysähtyminen

Väliakselin rotaatiohitaudesta aiheutuva työ  $W_{aks}$  selvitetään kaavan 19 mukaisesti laskemalla ensin akselin hitausmomentti  $J_{aks}$  kaavan 17 mukaisesti sekä akselin kulmanopeus  $\omega_{aks}$  kaavan 18 mukaisesti. Kaavoissa  $m_{aks}$  on akselin massa,  $r_u$  on akselin ulkosäde,  $r_s$  on akselin sisäsäde,  $n_{aks}$  on akselin kulmanopeus ja  $k$  on akselin päädyt sekä kytkimet huomioiva kerroin. Esimerkkitapauksessa kertoimen  $k$  arvona on käytetty arvoa 1,2. Kyseinen akselin hitausmomentin laskentakaava pätee sisältä onttoon akseliin.

$$J_{aks} = \frac{m_{aks}(r_u^2 + r_s^2)}{2}k \quad 17$$

$$\omega_{aks} = 2\pi n_{aks} \quad 18$$

$$W_{aks} = \frac{1}{2} J_{aks} \omega_{aks}^2 \quad 19$$

### **Moottorin pysähtyminen**

Moottorin roottorin hitausmomentti  $J_{root}$  sekä roottorin pyörimisnopeus  $n_{root}$  riippuvat valitusta moottorista ja niiden arvot katsotaan valmistajan tuoteluettelosta.

Roottorin kulmanopeus  $\omega_{root}$  lasketaan kaavan 20 mukaisesti ja lopulta roottorin pysähtymiseen kuluva työ saadaan kaavan 21 mukaisesti.

$$\omega_{root} = 2\pi n_{root} \quad 20$$

$$W_{root} = \frac{1}{2} J_{root} \omega_{root}^2 \quad 21$$

### **Moottorin vaihteiston pysähtyminen**

Vaihteen hitausmomentin  $J_{vaih}$  arvio lasketaan kaavan 22 mukaisesti, jossa  $m_{pyö}$  on valmistajan luettelosta katsotun vaihteiston ja moottorin yhteispainon avulla tehty arvio vaihteiston pyörivien osien massasta ja  $r_{pyö}$  on arvioitu vaihteen hammaspyörin keskimääräinen säde.

$$J_{vaih} = m_{pyö} \frac{r_{pyö}^2}{2} \quad 22$$



Vaihteen hammaspyörien keskimääräinen kulmanopeus  $\omega_{pyö}$  lasketaan kaavan 23 mukaan. Kaavassa  $n_{pyö}$  on vaihteen hammaspyörien keskimääräinen pyörimisnopeus, joka on laskettu roottorin ja väliakselin pyörimisnopeuksien keskiarvona.

$$\omega_{pyö} = 2\pi n_{pyö} \quad 23$$

Lopuksi vaihteiston pysähtymiseen kuluva työ  $W_{vaih}$  lasketaan kaavan 24 mukaisesti.

$$W_{vaih} = \frac{1}{2} J_{vaih} \omega_{pyö}^2 \quad 24$$

### **Vastamomentti ja sen aiheuttama aksiaalivoima**

Systeemin pysähtymiseen kuluva kokonaistyö  $W_{kok}$  saadaan laskettua laskemalla yhteen edellä lasketut työt kaavan 25 mukaisesti.

$$W_{kok} = W_{nos} + W_{aks} + W_{root} + W_{vaih} \quad 25$$

Momentti  $M$ , jolla pysäytys tapahtuu, saadaan nyt laskettua kaavan 26 mukaisesti, jossa  $\omega_{aks}$  on edellä laskettu akselin kulmanopeus ja  $t$  on pysäytykseen kuluva aika. Nostovaihteen pysäyttämiseen kuluva työ  $W_{nos}$  on käytännössä merkityksetön, koska liikeruuvien liikenopeus on hidas.  $W_{nos}$  voidaan merkitä nolllaksi laskettaessa pysäytykseen tarvittavaa momenttia.

$$M = \frac{2W_{kok}}{t\omega_{aks}} \quad 26$$

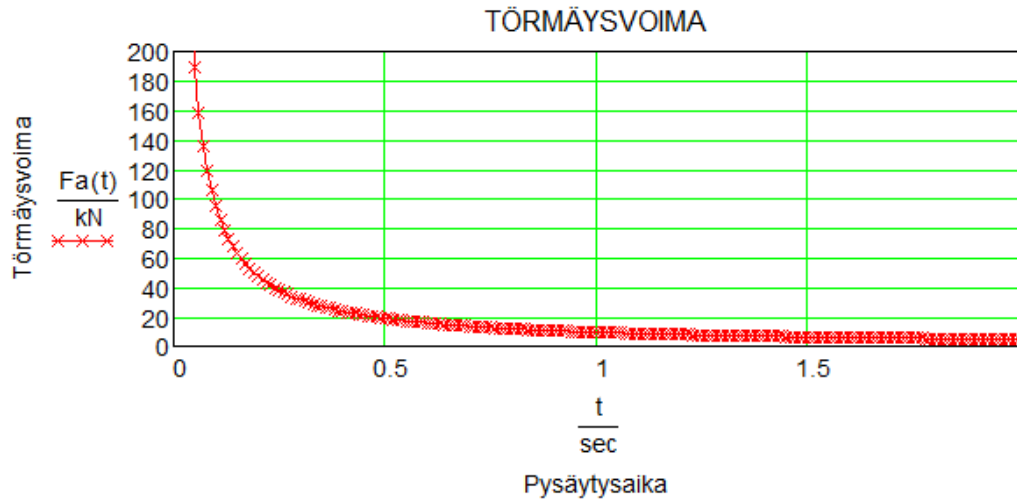
Momentin aiheuttama aksiaalivoima  $F_a$  lasketaan kaavalla 27. Kaavassa  $M$  on pysäytykseen tarvittava momentti,  $i$  on kierukkavaihteen välityssuhde,  $d_2$  on trapetsikierteen kylkihalkaisija,  $\alpha$  on trapetsikierteen nousukulma,  $\theta$  on trapetsikierteen kitkakulma ja  $\eta$  on kierukkavaihteen arvioitu hyötysuhde.

$$F_a = \frac{2Mi}{d_2 \tan(\alpha + \theta)} \eta \quad 27$$

### 7.3.2 Törmäysvoiman pienentäminen lautasjousilla

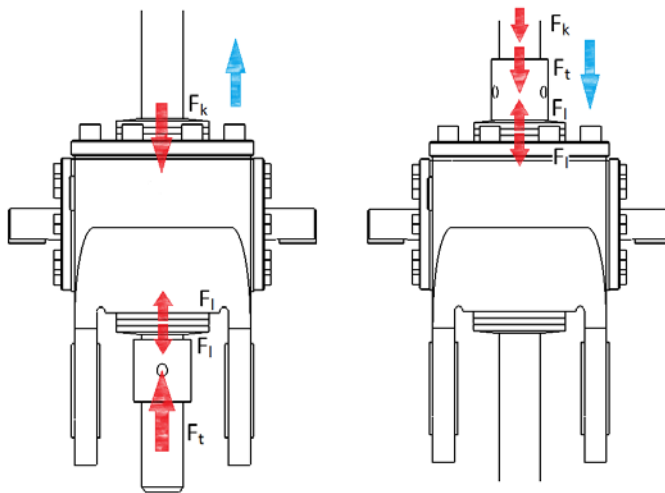
Pysäytysmomentti  $M$  riippuu törmäykseen kuluva ajasta  $t$  edellä käsitellyn kaavan 26 mukaisesti. Näin ollen pysäytysmomenttia täytyy tutkia ajan funktiona ja edelleen siirtää ajan funktiona määritelty pysäytysmomentti lineaarisen törmäysvoiman  $F_a$  lausekkeeseen, jolloin nähdään sen muutos ajan funktiona.

Esimerkitapauksessa vaihdevalmistajan ilmoittama suurin sallittu hetkellinen kuormitus on 62,5 kN. Tällöin valmistajan mukaan vaihteen heikoimman lenkin, eli kierukkapyörän mutterikierteen, varmuuskerroin on vähän yli 1. Kuviossa 32 on esitetty esimerkitapauksen lineaarisen törmäysvoiman suuruus ajan funktiona. Käyrä osoittaa kuinka törmäysvoima pienenee erittäin paljon törmäykseen kuluvan ajan kasvaessa. Ilman mitään vaimennusta mutterin ja vaihteen rungon välillä, on törmäysaika käytännössä olematon, jolloin törmäysvoima on myös moninkertainen suurimpaan sallittuun voimaan nähden.



KUVIO 32. Törmäysvoima ajan funktiona

Pahin tilanne on kuviossa 33 näkyvä oikeanpuoleinen tapaus, jolloin sekä kuorma että törmäysvoima kohdistuvat samaan suuntaan. Tällöin vaihteen kestäminen kannalta törmäysvoima on saatava niin pieneksi, että kuorman ja törmäysvoiman yhteisvaikutus ei ylitä suurinta sallittua rasitusta. Tämä tarkoittaa, että mikäli vaihdetta halutaan käyttää lähelle sen nimelliskuorman suuruisen kuorman liikuttamiseen, on törmäysvoima saatava lähes olemattomaksi.

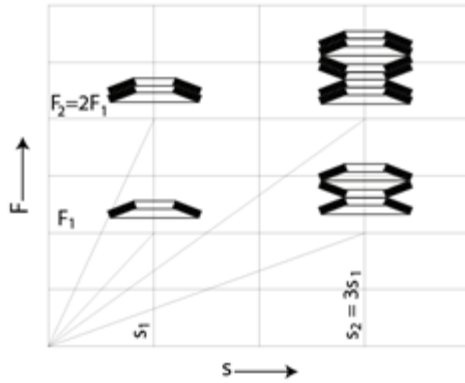


KUVIO 33. Törmäyshetkellä vaikuttavat voimat

Törmäysvoiman pienentäminen tapahtuu siis kasvattamalla törmäysaikaa. Törmäysaika  $t$  riippuu törmäysmatkasta  $s$  ja alkunopeudesta  $v_0$  kaavan 28 mukaan. Liikeruuvien liikenopeus vaihtelee tapauskohtaisesti ja määräytyy kyseisen telan liikutuslaitteen toimintavaatimusten mukaan. Liikenopeudessa on tapauskohtaisesti määritetyt alarajat, joten nopeuteen vaikuttaminen on rajallista. Törmäysmatka sen sijaan on suure, johon on mahdollista vaikuttaa enemmän. Lautasjousien tarkoitus onkin törmäysmatkaa kasvattamalla kasvattaa törmäysaikaa ja edelleen pienentää törmäysvoimaa.

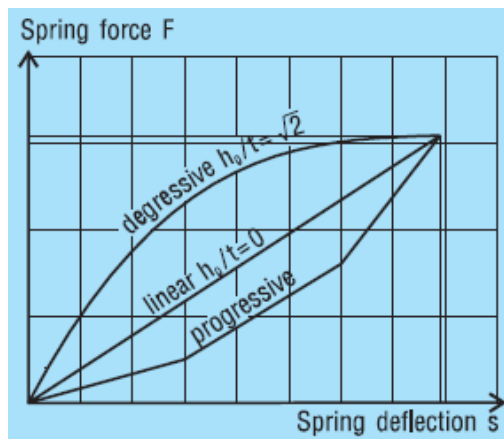
$$t = \frac{2s}{v_0} \quad 28$$

Yhdellä lautasjousella on tietty joustomatka sekä maksimi jousivoima, jonka se saavuttaa täysin kasaan painettuna. Lautasjousia pystyy pinoamaan, jolloin joustomatkaa sekä jousivoimaa voidaan kasvattaa. Kun jousia asetetaan päällekkäin, kasvaa jousivoima, mutta joustomatka pysyy vakiona. Vastakkain asetettaessa puolestaan jousivoima pysyy vakiona, mutta joustomatka kasvaa (ks. kuvio 34). Suositeltava maksimimäärä päällekkäin kasattuja lautasjousia on 4 ja niiden välissä on suositeltavaa käyttää voitelua kitkan pienentämiseksi. Päällekkäin asetetuilla lautasjousilla on myös taipumus synnyttää hystereesi-ilmiötä. (Spirol Disc Springs. 2012)

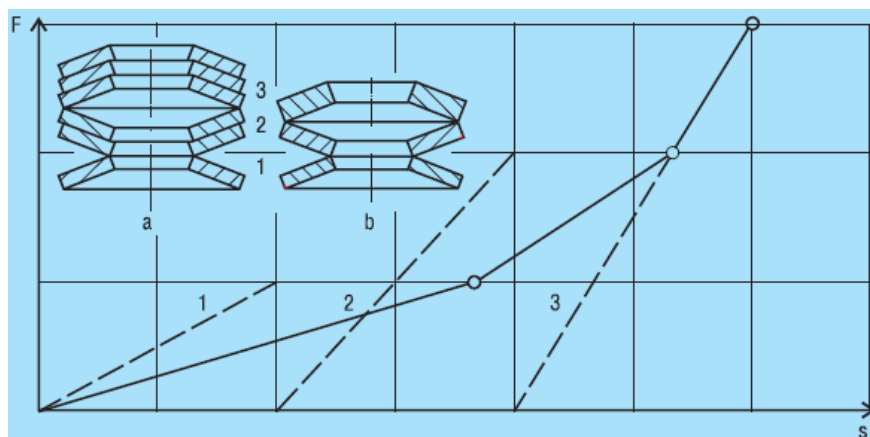


KUVIO 34. Lautasjousien eri päin pinoamisen vaikutus jousivoimaan ja joustomatkkaan

Kuvion 34 mukaisesti kasatuissa lautasjousirakennelmissa jousivoima kasvaa lineaarisesti. Lautasjousia voidaan pinota myös niin, että jousivoiman kasvu on degressiivinen tai progressiivinen (ks. kuvio 35). Näin saavutetaan suurempi jousivoima sekä pidempi joustomatkka vähemmällä lautasjousien määrällä (ks. kuvio 36). Asetettaessa eri vahvuisia lautasjousipinoja vastakkain heikommat kerrokset painuvat kasaan ennen vahvempia kerroksia ja näin ollen niihin kohdistuu hyvin suuret rasitukset. Heikompien lautasjousikerrosten liiallista taipumista on mahdollista kompensoida esimerkiksi lisäämällä tukialuslevyjä kerrosten väliin. (Handbook for Disc Springs. 2003).



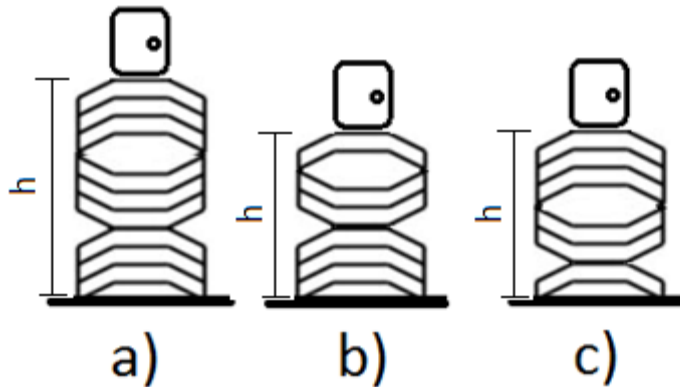
KUVIO 35. Jousivoiman käyttäytyminen joustomatkan suhteen



KUVIO 36. Jousivoiman progressiivinen käyttäytyminen

Esimerkitapauksessa valitussa lautasjousikoossa joustomatka on 1,2 mm ja jousivoima 20,5 kN. Edellä mainitun kaavan 28 mukaan ajettaessa maksiminopeudella 300 mm/min ja törmäysmatkan ollessa 1,2 mm on törmäysaika 0,48 s. Tällöin kuvion 32 mukaan törmäysvoima on vielä yli 20 kN. Kahdella vastakkain asetetulla lautasjousella törmäysmatka on 2,4 mm ja tällöin törmäysaika on 0,96 s. Nyt törmäysvoima on jo alle 10 kN. Kolmella vastakkaisella jousella törmäysaika on jo 1,44 s. Tällöin törmäysvoima putoaa jo noin 5 kN:iin ja suurin osa vaihteen nostokapasiteetista pystytään hyödyntämään. Tarvitaan siis rakenne, jossa on vähintään kaksi lautasjouta vastakkain. Jousivoima täytyy saada mahdollisimman lähelle törmäyshetkellä suurinta syntyvää voimaa. Tässä tapauksessa jousia tarvitaan 3 päällekkäin, jolloin jousivoima on 61,5 kN. Jousirakenne täytyy olla sellainen, että jousen kovera puoli on vaihteen runkoa vasten ja mutteria vasten on jousen kupera puoli. Tämän ehdon vuoksi on mahdotonta luoda rakennetta, jossa olisi 3 jouta päällekkäin ja 2 vastakkain. Joudutaan toteuttamaan rakenne, jossa on 3 päällekkäin ja 3 vastakkain. Rakenne on mahdollista toteuttaa progressiiviseksi tai lineaariseksi (ks. kuvio 37). Järkevintä on toteuttaa rakenne lineaariseksi, jolloin mikään jousi ei koe ylisuuria rasituksia. Tilan ahtauden vuoksi ratkaiseva tekijä on lautasjousien vapaakorkeus, joka esitetään kuviossa 37 mitalla h. Yksittäisen lautasjousen vapaakorkeus on tässä tapauksessa 5,6 mm ja kolmen päällekkäisen 13,8 mm. Näin ollen kun kasataan kolme kolmen päällekkäisen

lautasjousen pinoa vastakkain, jolloin saadaan kuvion 37 mukainen rakenne a, on jousien vapaakorkeus 41,4 mm. Esimerkkitapauksen pidennetyillä kiinnityskorvakkeilla olevassa vaihteessa on vaihteen korvakkeiden puolella noin 45 mm vapaata tilaa käytettävissä lautasjousille, joten tilaa jää jousien kotelollekin ja näin ollen edellä mainittu lautasjousien toteutustapa voidaan hyväksyä.



KUVIO 37. Esimerkkitapauksen lautasjousien pinoamisvaihtoehdot

Edellä mitoitettu lautasjousirakenne on mitoitettu pahinta mahdollista tilannetta vastaan eli tilannetta, jossa vaihde on kuormitettu nimelliskuormaan saakka. Joissain tapauksissa, kun todellinen kuorma on huomattavasti vaihteen nimelliskuormaa pienempi, voidaan pärjätä vähemmälläkin lautasjousilla. Järkevää on kuitenkin tehdä rakenteesta mahdollisimman edullinen vaihteelle, sillä lautasjouset ovat edullisia eikä niiden kotelon suurentaminen myöskään juurikaan lisää kustannuksia. Lautasjouset lisäävät tarvittavaa liikeruuvien pituutta, joten optimiratkaisun aikaansaamiseksi tulisi tapauskohtaisesti tutkia tarvitaanko vaihteen kummallekin puolelle yhtä suuri lautasjousipaketti. On kuitenkin järkevää mitoittaa lautasjouset standardimaisesti, niin että ne kestävät tapauksen kuin tapauksen tietyllä vaihdekoolla. Eri tapauksissa suurin kuorma voi syntyä eri puolille vaihdetta, joten on järkevää käyttää molemmilla puolilla samanlaista lautasjousipakettia.

## Mutterin mitoitus

Itse stopparimutterin mitoituksessa tärkeimmät huomioitavat asiat ovat kestävyys sekä riittävän pieni koko. Mutterin halkaisijan rajoittava tekijä on kiinnityskorvakkeiden puolella käytettävä suojaputki, jonka alle mutterin tulee mahtua. Esimerkkiratkaisussa suojaputki on  $\varnothing 48,3 \times 3,0$  –putkea, joten putken sisähalkaisija on 45,3 mm. Suojaputken ja mutterin väliin on syytä jättää hieman pelivaraa, jotta mutteri ei hankaakaan putken sisäseinämää. Pienimmässä vaihdekoossa tila on hyvin ahdas, joten putken ja mutterin väliin ei ole mahdollista suurta välystä saada, ellei runkorakenteen kannakointia tehdä ohuemmasta levystä. Esimerkkitapauksessa mutterin ulkohalkaisijaksi on valittu 44 mm, joka mahtuu juuri ja juuri suojaputken alle.

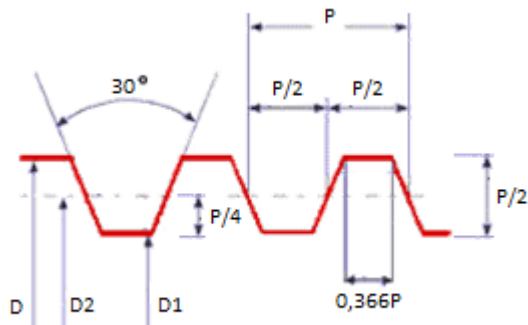
Lujuusmielessä mutterin kriittisin asia on kierteen leikkautuminen. Normaali- ja leikkausjännitysten suhde on kaavan 29 mukainen (Valtananen, E. 2009). Kaavassa  $\tau_{max}$  on suurin sallittu leikkausjännitys ja  $\sigma_{max}$  on suurin sallittu normaalijännitys, joka nähdään mutterin materiaalitiedoista. Mutteri valmistetaan duplex-teräksestä kuten liikeruuvikin, joten sen myötölujuus on 450 MPa (SFS-EN 10088-3. 2005).

$$\tau_{max} \approx 0,6\sigma_{max} \quad 29$$

Mutterin kierteen leikkautuva pinta-ala  $A$  saadaan laskettua kaavan 30 mukaisesti. Kaavassa  $P$  on kierteen nousu,  $D_2$  on kierteen kylkihalkaisija ja  $n$  on kierteiden lukumäärä. Mitat on esitetty kuviossa 30. Kierteen koon määrää liikeruuvi ja kylkihalkaisija  $D_2$  riippuu mutterin ulkohalkaisijasta, joten se täytyy laskea tapauskohtaisesti.

$$A = \frac{P}{2} \pi D_2 n \quad 30$$





KUVIO 38. Metrisen ISO-trapetsikierteen perusprofiili

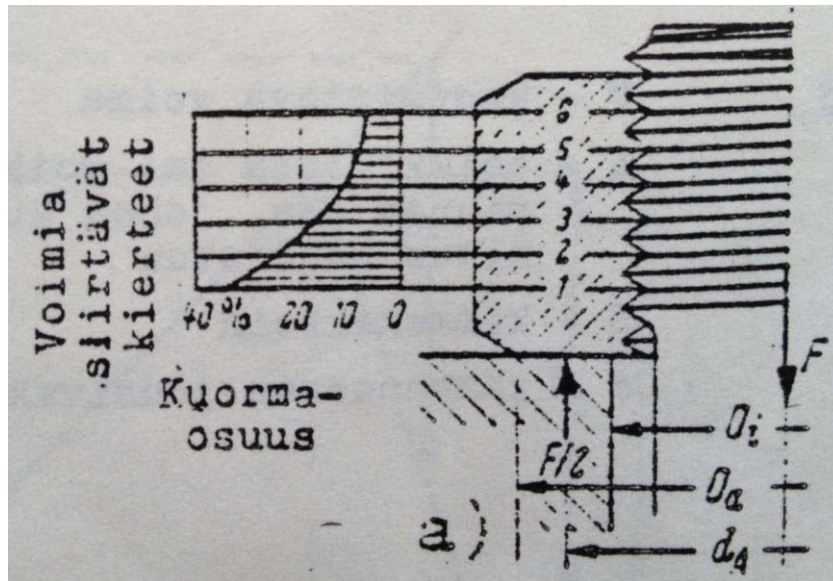
Suurin sallittu leikkausjännitys  $\tau_{max}$  on verrannollinen suurimpaan syntyvään leikkausvoimaan  $F_l$  ja leikkautuvaan pinta-alaan  $A$  kaavan 31 mukaisesti. Tarvittava kierteiden lukumäärä  $n$  saadaan laskettua yhdistämällä kaavat 30 ja 31, jolloin vastaus saadaan kaavan 32 mukaisesti.

$$\tau_{max} = \frac{F_l}{A} \quad 31$$

$$n = \frac{F_l}{\tau_{max} \frac{P}{2} \pi D_2} \quad 32$$

Esimerkitapauksen laskennassa käytettiin leikkausvoimassa varmuutta 2, jolloin tarvittavien kierteiden lukumääräksi saatiin 2,7. Kierteen nousun ollessa 6 mm, on mutterin vähimmäispituus laskennallisesti 16,2 mm. Kierteen sisäisten jännitysten tarkka määrittäminen on kuitenkin hankalaa, sillä jännitykset eivät jakaudu tasaisesti kierteiden kesken. Tavallisen mutterin kierteiden jännitysjakauma on kuvion 39 mukainen. Tämän vuoksi varmuutta kannattaa kasvattaa lisäämällä kierteiden määrää.

Lisäksi laskennallinen pituus on käytännön käsittelyn kannalta hyvin pieni, joten kier- teiden määrää ja sitä kautta varmuutta on järkevää kasvattaa myös, jotta pidätinruu- vi saadaan mahtumaan hyvin ja koska mutteria on helpompi käsitellä sen ollessa hieman suurempi. Pituutta ei kannata kuitenkaan lisätä liikaa, sillä pitkä mutteri syö nostoruuvien liikepituutta. Järkevä ylimääräisten kierteiden määrä on noin 3-4. Esi- merkkitapaukseen valittiin 40mm pitkä mutteri.



KUVIO 39. Mutterin jännitysten jakautuminen kierteiden kesken

#### 7.4 Asennettavuus ja huollettavuus

Mutterin ja mutterinsuojusten asennus on tehty mahdollisimman helpoksi. Mutteri menee paikoilleen pyörittämällä ja suojukset ovat ruuvikiinnitteiset. Suojusten ruuvit on sijoitettu niin, että ne ovat avattavissa laitteen ollessa toimintakunnossa ja missä asennossa tahansa. Lukuun ottamatta vaihteen taakan puoleista stopparimutteria, lautasjousia sekä lautasjousien kotelo ovat kaikki komponentit irrotettavissa ja vaih-

dettavissa ilman vaihteen irrottamista. Taakan puolen lautasjousien kotelo on mahdollista myös halkaista, jos siitä on tarve saada irrotettava.

## 8 KÄYTETTÄVÄN VOIMAN RAJAAMINEN

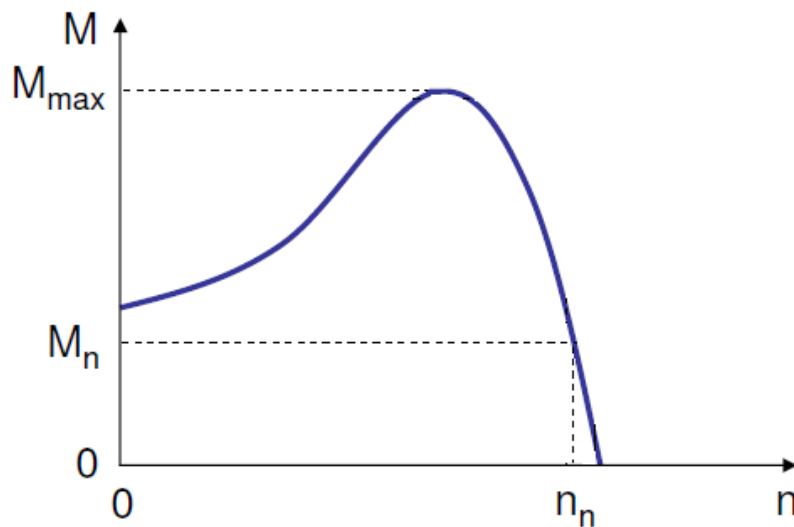
### 8.1 Lähtökohdat

Siirtotelan liikutuslaitteiden sekä kulmatelan nostolaitteiden käyttömooottoreina voidaan käyttää sähkö-, hydraul- tai ilmamooottoreita. Hydraul- ja ilmakäytöissä voiman rajaaminen toteutetaan paineenalenuksella (Nätt, M. 2013). Tässä työssä tutkitaan kuitenkin vain sähkömooottorikäyttöisiä liikutuslaitteita, sillä niitä käytetään Metsolla pääsääntöisesti uusissa projekteissa. Mooottorin maksimimomentti täytyy saada rajoitettua tiettyyn lukemaan ylikuormituksen estämiseksi. Tähän tehtävään on käytetty tavallisesti taajuusmuuttajaa, jolla momentti ollaan rajattu haluttuun lukemaan. Taajuusmuuttajan käytössä on ilmennyt joissain tapauksissa hankaluuksia, joten on tarpeen selvittää muiden ratkaisujen käyttäminen sen sijaan. Tässä luvussa käydään läpi taajuusmuuttajaan liittyviä ongelmia sekä tutkitaan tarkemmin vaihtoehtoa käyttää varmuuskytkintä momenttialueen rajaamiseen.

Tavallisen oikosulkumooottorin maksimimomentti, eli kippimomentti, voi olla kuvion 40 mukaisesti 2-3 -kertainen sen nimellismomenttiin verrattuna. (Sähkökäytön mitoitus. 2001). Kippimomentit on liikutuslaitteiden tapauksissa tärkeää saada leikattua pois, jottei käynnistys- tai häiriötilanteessa toimilaitteisiin pääse syntymään liian suuria voimia. Suurin sallittu momentti määritetään lieriövaihteen käynnistysmomentin mukaan. Valmistajan katalogista ilmenee vaihteen käynnistysmomentti nimelliskuormalla, joka tarkoittaa käytännössä suurinta vaadittavaa momenttia vaihteen liikkeelle saamiseksi. Käynnistysmomentin arvoon lisätään 5-10%, jolloin varmistetaan riittävä momentti laitteen liikutusta varten. Mikäli ruuvivaihdetta kuormitetaan

pienemmällä kuin nimelliskuormallaan, tulee tarvittava momentti kertoa ilmoitetulla käynnistysmomentin ja nimellismomentin suhteella, jolloin saadaan vaadittava momentti vaihteen liikkeelle saamiseksi. Tulee myös ottaa huomioon, että kierukkavaihteita on kaksi sarjassa, suurimman moottorilta vaaditun momentin arvo täytyy kertoa kahdella.

Käynnistys- sekä häiriötilannemomenttien poistamisen lisäksi taajuusmuuttajaa on käytetty alentamaan moottorin pyörimisnopeutta. Tyypillisesti käytetään yhtä vakiomoottoria jokaisella vaihdekoolla. Näin ollen moottori on mitoitettu suoriutumaan tilanteesta, jossa vaihde on kuormitettuna suurimpaan sallittuun kuormaansa. Mikäli vaihde on kuitenkin kuormitettu pienemmällä kuormalla, on järkevää alentaa moottorilta tulevaa momenttia tälle kuormalle sopivaksi, jolloin saadaan pienennettyä syntyviä voimia ja rakenteet kuormittuvat mahdollisimman vähän.



KUVIO 40. Tyypillinen oikosulkumoottorin vääntökäyrä

Taajuusmuuttajan käyttö on teoriassa hyvinkin näppärää, mutta käytännössä taajuusmuuttajaratkaisun toteutus ei aina ole niin yksinkertaista. Metson toteutuksissa taajuusmuuttajat ovat yleensä asiakkaan toimitusta, joten sen valitseminen ei ole

liikutuslaitteen suunnittelijan vastuulla (Nätt, M. 2013). Näin ollen on aina varmistettava, että kaikilla eri tahoilla on sama tieto ja näkemys tarvittavista arvoista ja ominaisuuksista. Taajuusmuuttajan asennus toteutetaan yleensä yhteistyössä asiakkaan kanssa, jotta oikea lopputulos saavutetaan. Taajuusmuuttajan asennus vaatii lukuisien säätöjen kohdalleen asettamista ja halutun momenttirajan aikaansaaminen voi olla välillä varsin työlästä, koska muuttujia on useita.

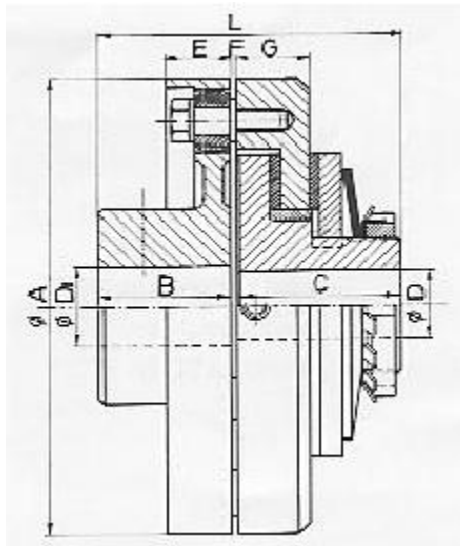
## 8.2 Varmuuskytkin

Varmuuskytkimen toimintaperiaate on varsin yksinkertainen. Se toimii kuin tavallinen kytkin kunnes siihen kohdistuu yli esiasetetun rajan ylittävä momentti, jolloin kytkinpuolikkaat irtautuvat toisistaan tai luistavat ja ylisuuren momentin välitys lakkaa. Varmuuskytkimet ovat mekaanisen toteutuksen vuoksi erittäin toimintavarmoja ja turvallisia, niiden momentin säätö on tarkka, kytkinpintojen irrotus tapahtuu hyvin nopeasti sekä asennus toimintakuntoon on nopea ja yksinkertainen. (Torque limiters – Clutches. n.d)

Varmuuskytkimissä käytetään pääasiassa neljää päätoimintaperiaatetta kytkinpuolikkaiden erottamiseen ylikuormitustilanteessa. Kytkinpuolikkaiden erotus tapahtuu joko kitkalla, kuulilla, rullilla tai paineilmalla. Kuula- ja rullatoimisten varmuuskytkimien toimintaperiaate on käytännössä sama. Paineilmamalli on kytkintoiminnoiltaan kuten kuula- tai rullatyyppinen varmuuskytkin, mutta siinä momenttirajan säätö on toteutettu pneumaattisesti, joka mahdollistaa kytkimen etäohjauksen (Torque limiters – Clutches. n.d)

Kitkatoiminen varmuuskytkin on yksinkertaisin malli. Siinä kytkinpuolikkaita painetaan tyypillisesti lautasjousilla toisiaan vasten ja momentinsiirron ylärajan ylittyessä

pintojen välinen kitkavoima voitetaan ja kytkin luistaa (ks. kuvio 41). Momentin siirto ei siis keskeydy missään vaiheessa. Yksinkertaisen rakenteen vuoksi se on myös edullinen ja pienikokoinen. Pienen koon myötä myös hitausmassa on pieni. Kitkatoimisia varmuuskytkimiä saa hyvin laajalle momenttialueelle. Ylikuormitustilanteen jälkeen momentinsiirto jatkuu tavallisesti välittömästi, koska kitkapinnat eivät irtoa toisistaan, vaan ainoastaan luistavat. Koska ylikuormitustilanteessa ei tapahdu aksiaalista liikettä, on tähän toteutukseen hankalaa sijoittaa hätäkytkimiä, joilla voidaan esimerkiksi pysäyttää moottori. Suurimman välittyvän momentin arvo säädetään tyypillisesti kiristämällä lautasjousia puristavaa kiristysmutteria tai kiristysruuveja (Käyttölaiteet, ylikuormakytkimet. 2005).



KUVIO 41. Kitkatoimisen varmuuskytkimen toimintaperiaate. (Gyros varmuus- ja käynnistyskytkimet. n.d.)

Kuulatyyppisessä varmuuskytkimissä momentti välitetään kuulien avulla, jotka ovat pesissään kytkinpuolikkaiden välissä (ks. kuvio 42). Momentin kasvaessa liian suureksi nousevat kuulat pesistään ja työntävät kytkinpuolikkaita aksiaalisesti irti toisistaan, jolloin vain hyvin pieni jäännösmomentti välittyy. Rullatyyppisen varmuuskytkimen palautuminen ylikuormitustilasta on mahdollista toteuttaa eri tavoilla. Kytkin voi pa-

lautua heti ylikuormituksen loppuessa automaattisesti sattumanvaraiseen asentoon, palautua synkronisesti samaan asentoon, missä se oli irrotessa tai irrotuksen yhteyteen voidaan sijoittaa rajakytkin, joka voidaan yhdistää esimerkiksi hätäkatkaisijaan. Kuten kitkatoimisessa kytkimessä, myös kuulatoimisessa kytkimessä kytkinpuolikkaita puristetaan yleensä lautasjousilla ja momentin säätö tapahtuu portaattomasti kiristämällä lautasjousia puristavaa mutteria tai kiristysruuveja. Tämäntyyppinen kytkin on yleensä huoltovapaa ja sen käyttöikä on pitkä, koska kuluminen on vähäistä. Suurimmat nimellismomentit ovat tyyppillisesti kitkatoimista mallia huomattavasti pienemmät. Perusmallit ovat hyvin pienikokoisia ja näin ollen niiden hitausmassat alhaisia. (Käyttölaitteet, ylikuormakytkimet. 2005).

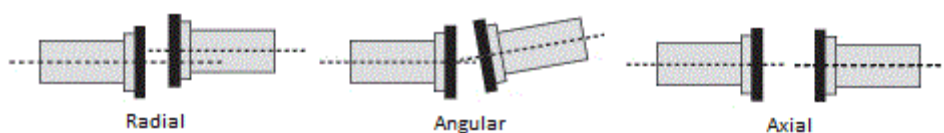


KUVIO 42. Kuulatoimisen varmuuskytkimen toimintaperiaate (Käyttölaitteet, ylikuormakytkimet. 2005).

Kytkimen rakenne eroaa suuresti riippuen asennetaanko kytkin akselien vai esimerkiksi hammashihnan ja akselin välille. Työn kohteena olevissa liikutuslaitteissa käytetään kahden akseliliitoksen välistä kytkintä. Varmuuskytkin sijoitetaan käyttömoottorin ja ensimmäisen kierukkavaihteen välille. On tärkeää huomioida, että

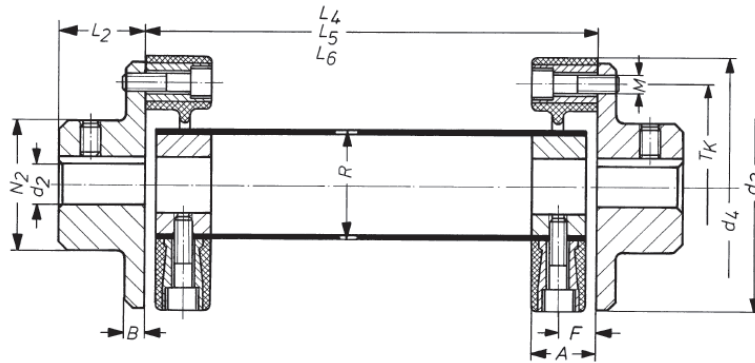
moottorin ja vaihteen akseliliitännät ovat usein eri kokoisia, joten tarvitaan kytkinmalli, jossa on mahdollisuus eri kokoihin liitännöihin.

Yksi tärkeä asia kytkintä valittaessa on huomioida joustavuuden tarpeellisuus. Joustavassa kytkimessä on tavallisesti yksi tai kaksi joustavaa elementtiä, joiden avulla kytkin pystyy ottamaan vastaan eri suuntaisia voimia. Joustavalla elementillä mahdollistetaan pieniä akselien radiaali-, aksiaali- ja kulmapoikkeamia (ks. kuvio 43). Radiaalipoikkeaman salliminen vaatii usein kuvion 44 kaltaisesti kaksi joustavaa elementtiä, joiden välissä on väliakseli (CENTAFLEX-X. n.d.) Kulmatelan nostolaitteissa sekä siirtotelan liikutuslaitteissa käytetäänkin yleensä tähän vastaavaa ratkaisua hoito- ja käyttöpuolen vaihteiden välissä, jossa väliakselin kummassakin päässä on kytkinpuolikkaat. Joustavissa varmuuskytkimissä ei kuitenkaan ole tavallisesti kuin yksi joustava elementti. Yksi tärkeä ominaisuus on myös vääntömomenttisysäysten pienentäminen, joita sähkömoottorien yhteydessä tapahtuu. Vääntömomenttisysäys pienenee joustavien osien muodonmuutostyön kautta. Joustava elementti lisäksi vaimentaa värähtelyä ja sillä pystytään muuttamaan akselisysteemin ominaistaajuutta, jos se osuu lähelle käyttötaajuutta. Joustoelementtinä on yleensä metallijousi tai kumijousi (Koneenosien suunnittelu. 2003).



KUVIO 43. Akselien väliset poikkeamat





KUVIO 44. CENTAFLEX-X -joustavakytkin kahdella joustoelementillä ja välisosalla (CENTAFLEX-X. n.d.)

### 8.3 Varmuuskytkimen valinta

Siirtotelan liikutuslaitteeseen ja kulmatelan nostolaitteeseen valittaessa varmuuskytkimä kytkimeltä vaadittava momentinsiirtokyky mitoitetaan edellä lähtökohdatiosiossa. Kytkimeltä ei vaadita erityisiä ominaisuuksia momentin palautukseen, vaan momentinvälitys saa jatkua normaalisti ylikuormitustilanteen jälkeen. Lisäksi liikutuslaitteen käyttö on varsin vähäistä, joten kytkimen kuluminen on myös vähäistä. Näin ollen kitkalla toimiva varmuuskytkin on lähtökohtaisesti hyvä valinta, etenkin kun se on yleensä valmistajan malliston edullisin vaihtoehto. Kitkatoiminen kytkin on rakenteeltaan yksinkertainen ja kevyt. Kytkimen massan tulisi olla mahdollisimman pieni, jotta sen synnyttämä hitausmomentti olisi mahdollisimman pieni, koska liikutuslaitteella ajettaessa mekaanista stopparia vasten pyörivien osien hitausmomenteilla on suuri vaikutus törmäysvoimaan. Kytkimessä on syytä olla joustava elementti, joka vaimentaa sähkömoottorin aiheuttamia momenttisysäyksiä.

Jatkuvan siirrettävän momentin alentamista varten kytkimen tulisi luistaa jatkuvasti. Tähän kitkatoiminen varmuuskytkin soveltuu heikosti, sillä yleensä valmistajat eivät suosittele pitkäaikaisia noin yli 20 sekunnin ylikuormitustilanteita (Gyros käynnistys- ja varmuuskytkimet. n.d.). Näin ollen varmuuskytkimä käytettäessä moottorin täytyy

antaa pyöriä nimellispyörimisnopeudellaan ja kytkintä käytetään vain käynnistys- ja häiriötilannemomenttien poistamiseen. Tähän tarkoitukseen se soveltuu erinomaisesti. Pyörimisnopeuden rajoitus ei ole täysin välttämätön ominaisuus, mutta silti varmuuskytkimen selkeä heikkous tätä käyttötarkoitusta silmällä pitäen.

Paperikoneen märkäpään kosteista olosuhteista johtuen myös kytkimien täytyy olla korroosion kestävä. Kytkimen on oltava suojamaalattu tai valmistettu ruostumattomasta teräksestä. Mikäli kytkinmallia ei ole saatavilla korroosiota kestävästä materiaalista tai sen rakenteesta johtuvasta syystä sitä ei ole mahdollista saada täysin korroosiota kestäväksi, on kytkimelle rakennettava korroosiolta suojaava kotelointi.

Esimerkkitapaukseen valittiin Gyros TLA-B -125 –varmuuskytkin. Kyseinen malli on kitkatoiminen joustoelementillä varustettu varmuuskytkin. Kytkin on saatavana ruostumattomasta teräksestä valmistettuna. Malli on yksinkertainen ja edullinen. Kytkimen aksiaalisuuntainen pituus on tärkeä tekijä ja kyseinen malli on pituudeltaan 107 mm. Tämä ei ole juurikaan poikkeava nykyisissä toteutuksissa samassa tilassa olevien joustavien kytkimien pituuksista, joten moottoria ei tarvitse siirtää juurikaan pidemmälle käyttöpuolelle päin. Kytkimen saa tilattua esiporauksilla tai valmiiksi koneistetuilla akselireijillä ja kiilaurilla. Asennus on todella yksinkertainen ja halutun momenttirajan asettaminen tapahtuu myös hyvin helposti. Alkutilanteessa momentin säätömutteri pyöritetään 0-asentoon, jonka jälkeen valmistajan toimittamasta momenttiagrammista nähdään kytkimen momenttirajan muutos mutterin kiristyksen suhteen.

#### **8.4 Varmuuskytkimen ja taajuusmuuttajan vertailu**

Metsolla on tavallisesti käytetty telanliikutuslaitteiden sähkömoottorikäyttöjen yhteydessä ABB:n ACS550 ja ACS800 mallisia älykkäitä taajuusmuuttajia. Näiden tilalle vastaavaan tehtävään valittiin Gyros TLA-B-125 ja TLA-B-150 malliset varmuuskytki-

met. Kyseisten taajuusmuuttajien sekä varmuuskytkimien kohdalla suoritettiin hintavertailu, jota ei kuitenkaan esitetä tässä työssä, sillä se katsottiin salattavaksi informaatioksi. Hintavertailun perusteella huomattiin taajuusmuuttajan olevan lähtökohdaisesti edullisempi vaihtoehto. Varmuuskytkimen hintaa lisää vielä, jos se valmistetaan korroosiota kestävästä materiaalista. Hintavertailusta käy ilmi, että ruostumattomasta teräksestä valmistettu varmuuskytkin on hinnaltaan lähes kolminkertainen taajuusmuuttajaan nähden. Edullisempi ratkaisu voisi olla rakentaa kytkimelle korroosiolta suojaava kotelointi. Kotelointi voi olla kuitenkin hankala toteuttaa, sillä tila, jossa kytkin sijaitsee on yleensä hyvin ahdas ja kotelon kannakoinnin toteutus on haasteellista. Lisäksi kotelointi hankaloittaa suuresti kytkimen momentin säätöä, koska kotelointi on irrotettava, jotta kytkimen luokse pääsee työkalujen kanssa. Kytkimen hintaa kuitenkin alentaa se, että tavallista joustavaa kytkintä moottorin ja kierukkavaihteen välillä ei enää tarvita, joten yhden joustavan kytkimen hinta voidaan käytännössä kustannusvertailua tehdessä vähentää varmuuskytkimen hinnasta. Moottorin ja kierukkavaihteen välillä käytetään lähes poikkeuksetta CENTAFLEX-A –mallin joustavaa kytkintä. Tämä asia huomioon otettuna ei varmuuskytkin ole enää kovin paljoa taajuusmuuttajaa kalliimpi.

Suurin ero taajuusmuuttajan ja varmuuskytkimen välillä on mahdollisuus käyttää sitä moottorilta tulevan jatkuvan tasaisen momentin rajoitus. Taajuusmuuttajalla se onnistuu aina ja varmuuskytkimellä vain rajoitetusti. Mikäli on mahdollisuus yli 20 sekunnin ylikuormitusjaksolle, esimerkkikytkimen valmistaja suosittelee kierrosluvunvartijan käyttöä (Gyros käynnistys- ja varmuuskytkimet. n.d). Muut suuret erot löytyvät asennettavuudesta ja käytettävyydestä. Varmuuskytkimen asennus on huomattavasti yksinkertaisempaa kuin taajuusmuuttajan. Liikutuslaitteen suunnitteleva taho valitsee varmuuskytkimen ja se toimitetaan osana liikutuslaitetta. Näin ollen asiakkaan ei tarvitse huolehtia kolmannesta osapuolesta, joka järjestää taajuusmuuttajan ja sen asennuksen. Varmuuskytkin voidaan asentaa toimintakuntoon, eli haluttuun momenttiin, samalla kun se asennetaan osaksi liikutuslaitetta. Erillistä säätöjen ha-

kemista toimintakunnossa ei välttämättä tarvita. Taajuusmuuttajan asennus vaatii aina sähköasentajan hoitamaan johdotuksen sekä asetusten säätämisen. Toimintavarmuus oikein asennettuna on kummassakin ratkaisussa hyvä. Kytkin on huoltovapaa ja sen käyttöikä on pitkä, sillä tässä käyttötarkoituksessa kuluminen on hyvin vähäistä, koska kytkin on vähäisessä käytössä. Lisäksi sähkömoottorin käynnistys on ylikuormakytkimellä energiatyötavallista, koska moottori käynnistyy ilman kuormaa, jolloin se saavuttaa nopeasti nimelliskierroslukunsa ja saa näin ollen käydä parhaalla hyötysuhteellaan (Gyros käynnistys- ja varmuuskytkimet. n.d).

## **9 TULOKSET JA YHTEENVETO**

### **9.1 Tulokset yleisesti**

Työn tutkimisen kohteena olivat paperikoneen viira- ja puristinosilla käytettävät siirrotelan liikutuslaitteet sekä kulmatelan nostolaitteet. Tarkoituksena oli tutkia niihin liittyen kolme suurempaa kokonaisuutta: ruuvivaihteiden mitoitus, mekaanista liikkeenrajoitusta sekä käytettävän voiman rajaamista.

Ruuvivaihteen mitoitus käytiin läpi toteutettujen projektien rakenteita hyväksi käyttäen. Ruuvivoiman laskemiseen vaadittavat seikat viira- sekä puristinosilla saatiin selvitettyä perusteellisesti. Puristinosan esimerkkitapaukseen saatiin valittua viiraosan vaihdevalmistajalta nykyistä vastaava vaihde. Viira- ja puristinosien vaihdevalmistajien vaihteille suoritettiin vertailua ja päädyttiin tulokseen, että viiran vaihdevalmistajan vaihteet sopivat käytettäväksi myös puristimella, vaikka nykyisen valmistajan vaihde onkin ominaisuuksiltaan hieman kulmatelan nostolaitteen vaatimuksia paremmin vastaava. Vaihdevalmistajien välillä suoritettiin myös hintavertailua sekä kartoitettiin muiden vaihdevalmistajien vastaavien laitteiden soveltuvuutta ja niiden kustannuksia. Kyseiselle vaihteelle löydettiin vaihtoehtoinen ratkaisu ja sen hintatie-

dot saatiin kartoitettua. Vaihteen mitoituksen kartoittamisen yhteydessä yritykselle jäi käyttöön valmiit MathCad-laskupohjat ruuvivoiman mitoitukseen viiran ja puristimen tapauksissa sekä vertailutietoa vaihdevalmistajien välillä.

Mekaanisen liikkeenrajoituksen eri ratkaisuvaihtoehdoille suoritettiin kartoitusta sekä uusia ratkaisuja ideoitiin. Aikaisemmin jo käytössä oleva ulkoinen liikkeenrajoitusratkaisu tutkittiin tarkemmin ja sen mitoitus käytiin läpi perusteellisesti esimerkkiprojektin rakenteita hyväksi käyttäen. Tästä stoppariratkaisusta laadittiin myös suunnitteluohje, jossa mitoitusperusteet löytyvät lyhyessä ja tehokkaassa muodossa. Lisäksi yritykselle jäi käyttöön valmiit MathCad-laskentapohjat, CATIA-malli puristimelle sijoituseseimerkistä sekä CATIAN FEM-malli, joita voidaan hyödyntää tulevaisuuden projekteissa.

Sisäisen liikkeenrajoitusratkaisun toteutusmahdollisuutta tutkittiin ja järkevimmäksi ratkaisuksi osoittautui ns. mutteristoppari. Mutteriratkaisun toteutus käytiin läpi esimerkkiprojektin rakenteita hyväksi käyttäen. Keskeisimmät ongelmakohdat saatiin ratkaistua ja mitoitusperusteet saatiin selvitettyä. Toteutuksesta saatiin suunniteltua käyttökelpoinen, toimiva ja ehdottomasti kokeilemisen arvoinen lopputulos. Lopputuotoksena syntyi malliratkaisu 3D-malleineen sekä valmiit MathCad-laskupohjat hyödynnettäväksi jatkossa. Lisäksi vaihdevalmistajan kanssa käydyt sähköpostikeskustelut jäivät talteen.

Sähkömoottorikäyttöisille kulmatelan nostolaitteille sekä siirtotelan liikutuslaitteille oli tarkoitus tutkia vaihtoehtoinen menetelmä taajuusmuuttajan tilalle käytettävän voiman rajaamiseen. Tutkittavaksi vaihtoehdoksi valittiin varmuuskytkin. Varmuuskytkimen toiminta- ja rakennevaihtoehdot käytiin läpi sekä tutkittiin kytkimen mitoitus esimerkkiprojektin rakenteiden avulla. Varmuuskytkin osoittautui käyttökelpoiseksi ratkaisuksi käynnistys- ja häiriötilannemomentin rajaamiseen, mutta käyttömomentin alentamiseen se soveltuu vain rajallisesti. Taajuusmuuttaja on ratkaisuna

hieman edullisempi, mutta varmuuskytkimen helppokäyttöisyys sekä varmatoimisuus tekevät siitä varteenotettavan vaihtoehdon.

## 9.2 Suunnitteluohjeen laatiminen

Ulkoisesta mekaanisesta liikkeenrajoitinratkaisusta laadittiin lopputuotoksena suunnitteluohje. Stoppareiden suunnitteluun suunnattua suunnitteluohjetta ei ollut aikaisemmin olemassa, joten ohje täytyi luoda ilman aikaisempaa mallia. Ohjeesta tehtiin mahdollisimman lyhyt ja selkeä, koska liian pitkää ja monimutkaista ohjetta ei kukaan jaksanut lukea. Toinen riski on ohjeen väärinymmärtäminen. Tätä mahdollisuutta pyrittiin minimoimaan pitämällä tekstiosuudet mahdollisimman lyhyinä ja selkeinä sekä havainnollistamalla asioita kuvien avulla. Ohjeen kieliasu kohdistettiin käyttäjärühmälle sopivaksi. Koska ohjeen lukijat ovat hyvin tietoisia alan termistöstä sekä toimintatavoista, voitiin asiat ilmaista mahdollisimman suoraan ilman ylimääräisiä selityksiä ja määritelmiä.

Suunnitteluohjeessa käydään läpi lujuusmitoituksen pääperiaatteet ja ohjeeseen on liitetty mukaan laskentapohjat Eurocode 3:n mukaisille laskelmille. Mitoituksen ohjeistamisessa käytetään samaa kaavaa kuin tässä opinnäytetyössä, mutta asiat ovat esitetty paljon tiivistetympin. Stopparin sijoitukseen otetaan kantaa suositus-tyylillä, sillä yksiselitteistä toimintatapaa on mahdotonta määritellä liikutuslaitteiden rakenteiden vaihdellessa paljon eri projektien välillä. Suunnitteluohje toimii selkärankana, jota noudattamalla ja tarpeen tullen paikoin soveltamalla, pääsee toimivaan ja kestäväan lopputulokseen. Suunnitteluohjetta ei ole liitetty tämän työn liitteet-osioon, koska se mukailee tässä työssä esitettyä mitoitus tapaa.

### 9.3 Jatkotoimenpiteet ja kehitysehdotukset

Ruuvivaihteen mitoituksen sekä ulkoisen stopparirakenteen suunnittelun osalla ollaan asiat ratkottu niin pitkälle kuin niitä tarvitsee. Ruuvivaihteiden osalta olisi järkevää siirtyä märän pään suunnittelussa käyttämään saman valmistajan vaihteita viiraja puristinosilla. Ulkoisen stopparin suunnittelussa voidaan jatkossa hyödyntää tämän työn lopputuotoksena syntynyttä suunnitteluohjetta.

Tämän työn osalta mielenkiintoisin jatkojalostuksen kohde on sisäinen mutteristoppariratkaisu. Mutteriratkaisu täytyisi seuraavaksi suunnitella toteutettavaksi johonkin uuteen projektiin tässä työssä esitetyillä menetelmillä. Sitä onkin suunniteltu kokeiltavaksi lähitulevaisuudessa uudessa puristinkonseptissa. Ratkaisu on teoriassa jo täysin käyttökelpoinen, mutta vasta käytännön testauksen myötä on mahdollista havaita ratkaisun todellinen toimiminen. Mikäli ratkaisussa ilmenee ongelmia käytännön kokeilun myötä, on niihin hyvät lähtökohdat lähteä kehittämään ratkaisuja, sillä stopparin kriittisimmät rajoitteet sekä sen toimintaan merkittävimmät tekijät on selvitetty tässä työssä.

Yksi mutteristopparin esille tullut kehityskohta on mutterin mahdollinen jämähtäminen kiinni lautasjousia vasten. Mutterin irrotusta varten tähän on alustavasti mietitty ajatuksen tasolla jonkinlaista halkaistua mutteria tai mutteria, jonka reuna on hie- man vino, jolloin mutteri ei koko reunan pinta-alalta painaudu yhtä kovaan kiinni lautasjousiin.

## 10 POHDINTA

Työn aihe osoittautui heti alkumetreillä mielenkiintoiseksi, sillä se sisälsi monipuolisesti eri tyyppisiä tutkimisaiheita. Lisäksi mahdollisuus ratkaista ongelmia ja luoda

uusia toimivia ratkaisuja motivoi hyvin työn tekemiseen. Aihe vaikutti aluksi varsin laajalta, mutta rajausta saatiin tehtyä selkeästi. Aihe koostui isomman kokonaisuuden eri osa-alueista, joten työn aikana oli hyvä mahdollisuus tarpeen tullen laajentaa tai pienentää aluetta. Työn aloitusta auttoi se, että paperikoneen rakenneryhmät, joihin työ sijoittui, olivat entuudestaan tuttuja. Kuitenkin laiteetasolla komponentit eivät olleet tuttuja, joten alkuun täytyi perehtyä liikutuslaitteiden toimintaan yleisesti.

Ajankäytöllisesti yritettiin pelata mahdollisimman varman päälle ja jättää loppuun mahdollisimman paljon pelivaraa. Työ lähti vauhdilla käyntiin, mutta ideointivaiheessa uusien stoppariratkaisujen kehittäminen osoittautui hyvin haasteelliseksi ja siihen kului aikaa runsaasti. Aiheen ainutlaatuisuuden vuoksi aiheeseen liittyvän taustatiedon sekä teoriapohjan kartoittaminen ei ollut yksinkertaista, vaan tietoa täytyi etsiä paljon kirjallisuuden lisäksi sisäisistä tietokannoista, asiantuntijoilta sekä komponenttivalmistajilta.

Vaihteen mitoituksen sekä ulkoisen stopparin mitoituksen tutkiminen sujui johdonmukaisesti ja vaadittavien lähtökohtien sekä tarvittavien menetelmien kartoitus sujui ilman suurempia ongelmia. Suurimmat haasteet työn aikana syntyivät mutteristopparitoteutusta miettiessä. Uuden tyyppisen toteutuksen kehittäminen toi eteen uudenlaisia ongelmia, sillä etenkin kestävyystarkastelun yhteydessä täytyi soveltaa eri teorioita ja luoda uusia laskentamalleja. Varmuuskytkimen käyttömahdollisuuden tutkimisessa haastetta aiheutti aiemman tutkimustiedon vähäisyys. Soveltuvuuden määrittävät raja-arvot täytyi itse selvittää alusta lähtien ja suorittaa tutkiminen niiden pohjalta.

Tulokset vastaavat kokonaisuutena tehtävänannon tavoitteita varsin hyvin. Ruuvi- vaihteiden mitoituksen syvälinen kartoitus ja vaihdevalmistajien vertailusta saadut tulokset edesauttavat siirtymistä käyttämään saman valmistajan vaihteita viira- ja puristinosilla. Ulkoisen stopparin suunnitteluohje toimii jatkossa suunnittelijan apuna stoppareiden suunnittelussa uuteen liikutuslaitteeseen. Varmuuskytkimen käyttöön



momentin rajaamisessa saatiin vastaus, joka ei ole täysin yksiselitteinen, mutta sen perusteella suunnittelija pystyy tekemään päätöksen käyttääkö varmuuskytkintä vai ei. Yksi vaativimmista asetetuista tavoitteista oli pyrkiä löytämään stoppariratkaisu, joka kävisi tilanteessa kuin tilanteessa viira- sekä puristinosilla. Mutteriratkaisun keskeisimpiin ongelmiin ratkaisujen löytyminen on johtanut hyvin lähelle kyseisen tavoitteen saavuttamista. Mielestäni tuloksista mielenkiintoisin ja potentiaalisin onkin juuri mutteriratkaisun kehittäminen käyttökelpoiseksi. Mikäli toteutus osoittautuu käyttökelpoiseksi käytännössä tai siitä saadaan sellainen pienellä jatkokehittämisellä, on tästä ratkaisusta mahdollista luoda kullekin ruuvivaihdokolle oma vakiostoppari, joka käy niin viira- kuin puristinosankin ratkaisuissa. Tällä tavoin tulevaisuudessa säästyisi lukuisia suunnittelutyötunteja, joita stoppareiden suunnittelu nykyisin vaatii. Lisäksi paperikoneen märän pään suunnittelu Metsolla yhtenäistyisi, mikäli eri rakenneryhmissä käytettäisiin saman valmistajan ruuvivaihteita sekä samanlaisia stoppareita.

## LÄHTEET

Annual report 2012. 2013. Metso. Viitattu 16.4.2013.

<http://www.metso.com/reports/2012/>

CENTAFLEX-X. n.d. Torsionally stiff couplings and universal joint shafts. Joustavan kytkimen valintaopas. Centa. Viitattu 17.4.2013.

Forming sections. 2004. Metson viiraosan koulutusmateriaali. Viitattu 29.1.2013.

Gyros varmuus- ja käynnistyskytkimet. n.d. Kytkinvalmistajan kytkimervalintaopas. Jens-S. Viitattu 17.4.2013.

Handbook for Disc Springs. 2003. Lautasjousivalmistajan käsikirja lautasjousista. Schnorr. Viitattu 2.4.2013. <http://www.schnorr.com>, docs, Handbook.pdf

Hägglom-Ahgner, U. & Komulainen, P. 2006. Paperin ja kartongin valmistus. Kemiallinen metsäteollisuus 2. 5. p. Helsinki: Opetushallitus.

Jaakkola, O. 2008. Siirtotelan laitteet. Formerikirja. Metso. Viitattu 15.2.2013.

KnowPap 2004. Paperitekniikan ja tehtaan automaation oppimisympäristö 6.0. Viitattu 11.2.2013. Metso Oyj intranet.

Koneenosien suunnittelu. 2003 4. p. Helsinki: WSOY.

Kulmatelan liikutuslaitteen kehityspalaveri. 2010. Palaverimuistio Metson sisäisessä tietokannassa. Viitattu 19.2.2013.

KV-sarjan säätövaihteet. 2003. Katsan tuotekatalogi. [www.katsa.fi](http://www.katsa.fi)

Käyttölaitteet, ylikuormakytkimet. 2005. Kytkinvalmistajan kytkimervalintakatalogi. Compomac. Viitattu 18.4.2013. <http://www.sks.fi>, download, sks\_compomac\_ylikuormakytkimet, \$file, compomac\_ylikuormakytkimet\_867069\_05.pdf

Metso lyhyesti. n.d. Metso. Viitattu 8.2.2013. [www.metso.com/fi](http://www.metso.com/fi), metso yrityksenä, metso lyhyesti

Metso yrityksenä. 2013. Metso. Viitattu 7.2.2013. [www.metso.com/fi](http://www.metso.com/fi), metso yrityksenä

Metso's forming sections. 2005. Tuote-esite Metson intranetissä. Viitattu 8.2.2013

Nätt, M. 2013. Haastattelu.

Optiformer with loadable blades sales presentation. 2008. Myyntiesitys Metson Intranetissä. Viitattu 9.2.2013.

OptiPress press section sales presentation. 2010. Myyntiesitys Metson Intranetissä. Viitattu 10.2.2013.

Outokumpu stainless steel grades. 2010. Terästoimittajan teräslaatuja vertailutaulukko. Outokumpu. Viitattu 14.3.2013. <http://www.outokumpu.com>, SiteCollectionDocuments, Stainless\_wall\_chart\_European\_Standard.pdf

Paper machine press sections. 2006. Tuote-esite Metson Intranetissä. Viitattu 11.2.2013.

Product description. 2006. Albertin SGT screw jack -tuotekatalogi. Viitattu 25.2.2013. [www.albert.at](http://www.albert.at)

Products: Screw jacks. n.d. Ruuvivaihevalmistajan verkkosivut. Niasa. Viitattu 14.2.2013. [www.niasa.es](http://www.niasa.es), products, screw jacks

Rautpohjan perehdyttämispäivä. 2012. Koulutusmateriaali metson Intranetissä. Viitattu 29.1.2013

Ruostumaton teräs 1.4462. 2011. Ruukki. Terästoimittajan verkkosivut. Viitattu 18.2.2013. <http://www.ruukki.fi>, Tuotteet-ja-ratkaisut, Ruostumaton-teras-ja-alumiini, Ruostumattomat-teraslevyt-ja-kelat, Ruostumaton-teras-14462

Salmi, T. & Pajunen, P. 2010. Lujusoppi. Tampere: Pressus Oy. Viitattu 24.3.2013.

SFS-EN 10088-2. 2005. Ruostumattomat teräkset. Osa 2: Yleiseen käyttöön tarkoitettuja korroosionkestäviä levyjä ja nauhoja. Tekniset toimitusehdot. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. Viitattu 18.3.2013.

SFS-EN 10088-3. 2005. Ruostumattomat teräkset. Osa3: Yleiseen käyttöön tarkoitettut koroosionkestävät tangot, valssilangat, langat, profiilit, kirkkaat tuotteet ja puolivalmisteet. Tekniset toimitusehdot. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. Viitattu 18.3.2013.

SFS-EN 1993-1-1. 2008. Eurocode 3: Teräsrakenteiden suunnittelu, Osa 1-1: Yleiset säännöt ja rakennuksia koskevat säännöt. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. Viitattu 19.3.2012.

SFS-EN 1993-1-8. 2008. Eurocode 3: Teräsrakenteiden suunnittelu, Osa 1-8: Liitosten suunnittelu. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS. Viitattu 19.3.2012.

SFS-EN ISO 3506-1. 1997. Mechanical properties of corrosion-resistant stainless steel fasteners. Viitattu 25.3.2013.

Salonen, T. 2011. Structural analysis: siirtotelan liikutuslaitteen laskentaraaportti. Elomatic. Viitattu 20.3.2013.

Spirol Disc Springs. 2012. Spirolin lautasjousien valintakatalogi. Viitattu 1.4.2013.  
<http://www.spirol.com>, library, main\_catalogs, disc\_us.pdf

Sympress B for container boards, sales presentation. 2010. Myyntiesitys Metson Intranetissä. Viitattu 12.2.2013.

Sähkökäytön mitoitus. 2001. Tekninen opas nro 7: Sähkökäytön mitoitus. ABB. Viitattu 8.4.2013.

Telojen nostolaitteet. 2012. Viiraosan suunnittelumalli Metson sisäisessä tietokannassa. Viitattu 7.4.2013.

Torque limiters – Clutches. n.d. Kytkinvalmistajan kytkimervalintakatalogi. ComInTec. Viitattu 18.4.2013. <http://www.konaflex.fi>, datafiles, userfiles, onet, fi, attachments, ComInTec%20Torque%20limiters%20catalogue%20English%20ed%2005-10.pdf

Valformer for board grades sales presentation. 2009. Myyntiesitys Metson Intranetissä. Viitattu 10.2.2013.

Valtanen, E. 2009. Tekniikan taulukkokirja. 17 p. Jyväskylä: Genesis-Kirjat Oy.

Villgren, H. 2013. Haastattelu.