

Paperirullanostimen suunnittelu

Juho Majuri

Opinnäytetyö
Joulukuu 2013

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Tekniikan ja liikenteen ala





Tekijä(t) Sukunimi, Etunimi Majuri, Juho	Julkaisun laji Opinnäytetyö	Päivämäärä 01.12.2013
	Sivumäärä 78	Julkaisun kieli Suomi
		Verkkojulkaisulupa myönnetty (X)
Työn nimi Paperirullanostimen suunnittelu		
Koulutusohjelma Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma		
Työn ohjaaja(t) of designing of basic structure Matilainen, Jorma		
Toimeksiantaja(t) Elomatic Paper & Mechanical. Kari Toivanen		
Tiivistelmä Opinnäytetyön aiheena on paperirullanostimen perusrakenteen suunnittelu ahtaaseen tilaan. Suunnittelu on rajattu perusrakenteen suunnitteluun. Opinnäytetyössä kerrotaan aluksi Elomaticista, joka on opinnäytetyössä tilaava yritys. Seuraavana on teoriaosuus, joka sisältää koneensuunnittelun teoriaa painottuen tuotekehitysprosessin teoriaan ja lujuustarkastelun teoriaan. Teoriaosuudessa on esitetty myös opinnäytetyössä käytetyt laskentakaavat. Teoriaosuuden jälkeen tulee nostimen suunnittelua kuvaava osio. Se alkaa nostimen ideoinnista ja ratkaisujen etsimisestä. Tämän jälkeen esitellään valmis nostimen perusrakenne. Perusrakenteen jälkeen esitellään nostimen osien ja komponenttien suunnittelu vaihe vaiheelta. Komponenttien suunnittelu sisältää myös lujuustarkastelut. Kokonaisuus esitetään ensin, jotta olisi helpompi hahmottaa, mistä komponenttien suunnittelussa puhutaan. Suunnittelua kuvaavassa osiossa esitetään myös kustannusarvion tulokset ja riskiarvion tulokset. Viimeisenä asiana tässä osiossa on kerrottu jatkotoimenpiteistä ja kehitettävistä kohteista. Viimeinen osa on yhteenveto. Tässä osiossa lopullinen päätelmä on, että opinnäytetyön tuloksena on syntynyt käyttökelpoinen nostimen perusrakenne. Perusrakenteen lisäksi opinnäytetyössä on annettu askelmerkit suunnittelun loppuun viemiseksi.		
Avainsanat (asiasanat) Nostin, suunnittelu, lujuustarkastelu, riskiarvio, kone		
Muut tiedot		



Author(s) Last, First	Type of publication Bachelor's Thesis	Date 01.12.2013
Majuri, Juho	Pages 78	Language Finnish
		Permission for web publication (X)
Title A Designing Lifting Machine for a Paper Roll		
Degree Programme Machine and Production Engineering		
Tutor(s) Matilainen, Jorma		
Assigned by Elomatic Paper & Mechanical Kari Toivanen		
Abstract <p>The aim of this thesis is designing a basic structure of a paper roll lifting machine for tight spaces. Designing was limited for designing of the basic structures. At first in the thesis the company, Elomatic, is introduced. It is the customer of the thesis.</p> <p>Next there is the theory section that includes the theory of machine designing and it is focused on the theory of the product development process and on the theory of the strength analysis. Also formulas are presented in the theory section.</p> <p>After the theory section there is descriptive section for designing of the lifting machine. It is started with the creation the lifting machine and searching for solutions. After that there is presented the final basic structure of the lifting machine. After the basic structure there is presented the designing of components of the lifting machine. The designing of the components includes also the strength analysis. The final basic structure is presented first because understanding the designing of the components would be easier. There are presented also the risk analysis and quotation. Last subjects in the descriptive section are explaining further procedures and development objects. Last section is the summary. The final conclusion is that as the result of the thesis a usable basic structure was developed. In addition to the basic structure next steps for to completing the designing are given.</p>		
Keywords Lift, design, stress analysis, risk evaluation, machine		
Miscellaneous		

SISÄLTÖ

1 KONEIDEN SUUNNITTELU	6
2 OPINNÄYTETYÖN LÄHTÖKOHDAT.....	6
2.1 Toimeksiantaja – Elomatic Paper & Mechanical.....	6
2.2 Työn tarve ja ajankohtaisuus.....	7
2.3 Tavoitteet ja aiheen rajaus.....	8
3 KONEENSUUNNITTELUPROSESSIN TEORIAA.....	9
3.1 Tuotekehitysprojektin vaiheet.....	9
3.2 Standardit ja direktiivit koneensuunnittelussa.....	12
3.3 Lujuustarkastelut.....	14
3.3.1 Yleistä.....	14
3.3.2 Kuormituslajit.....	15
3.3.3 Staattinen tarkastelu.....	18
3.3.4 Dynaaminen tarkastelu.....	20
3.3.5 Värähtelytarkastelu.....	21
3.3.6 Tietokoneavusteinen lujuustarkastelu.....	21
3.4 Suunnittelussa huomioitavia asioita.....	23
3.5 Opinnäytetyössä käytetyt kaavat.....	23
4 PAPERIRULLANOSTIMEN SUUNNITTELU.....	34
4.1 Aihe ja lähtötietojen määrittäminen.....	34
4.2 Luonnostelu.....	35
4.3 Kehittely ja viimeistely.....	38
4.3.1 Ensimmäinen malli.....	38
4.3.2 Kokoonpano.....	39
4.3.3 Komponenttien valinta ja suunnittelu.....	43
4.3.4 Värähtelytarkastelu.....	72
4.3.5 Riskiarvio.....	73
4.3.6 Kustannusarvio.....	73
4.4 Jatkotoimet ja kehitettävät kohteet.....	73

4.4.1 Jatkotoimenpiteet.....	73
4.4.2 Kehitettävät kohteet.....	74
5 POHDINTA.....	75
LÄHTEET.....	76
LIITTEET.....	78

KUVIOT

KUVIO 1. Kuormituslajit: a) puristus, b) veto, c) taivutus, d) leikkaus, e) vääntö, f) nurjahdus, g) kiepahdus. Katkoviivat kuvaavat miten rakenne pyrkii muuttamaan muotoaan ko. kuormitustapauksissa.....	18
KUVIO 2.Laskentaa varten tehty malli kolmitukisesta palkista, jota kuormittaa pistekuorma ja jatkuva kuorma.....	19
KUVIO 3: Elementtiverkko.....	22
KUVIO 4. Loppukäyttäjän valitsema idea.....	36
KUVIO 5: Pyörä- ja kiskovaihtoehtoja.....	37
KUVIO 6. Ensimmäinen mittakaavainen 3D malli.....	39
KUVIO 7. Nostinvaunu.....	40
KUVIO 8. Nostokelkka kokoonpantuna.....	42
KUVIO 9.Nostokelkka kokoonpantuna.	42
KUVIO 10. Nostoaisa.....	45
KUVIO 11. Kelkkakokoonpanon jännityksiä.....	46
KUVIO 12. Kelkkakokoonpanon siirtymiä.....	46
KUVIO 13. Kelkkakokoonpanon varmuuksia.....	47
KUVIO 14. Pystytolpan siirtymät.....	49
KUVIO 15. Pystytolpan Jännitykset FEM-analyysin mukaan.....	50
KUVIO 16. Nostoruuvien käyttömoottorin tuen jännitykset.....	56
KUVIO 17. Nostoruuvien käyttömoottorin tuen siirtymät.....	56
KUVIO 18. Kiinnityslevyn jännityksiä.....	58
KUVIO 19. Kiinnityslevyn siirtymiä.....	58
KUVIO 20. Yläpään tangon jännityksiä.....	59
KUVIO 21. Yläpään tangon siirtymiä.....	60
KUVIO 22 .Ylätuen jännityksiä.....	61
KUVIO 23. Ylätuen siirtymiä.....	62
KUVIO 24. Jousivasteen jännitykset.....	63

KUVIO 25. Jousivasteen siirtymät.....	64
KUVIO 26. Ylälevyn jännityksiä.....	65
KUVIO 27. Ylälevyn siirtymiä.....	65
KUVIO 28. Alalevyn jännitykset.....	66
KUVIO 29. Alatuon jännityksiä ja jännityskeskittymä.....	66
KUVIO 30. Alalevyn siirtymiä.....	67
KUVIO 31. Pyörän tuen jännityksiä.....	68
KUVIO 32. Pyörän tuen siirtymiä.....	68
KUVIO 33. Aisan ja kuularuuvien liitoksen kulmapalojen jännitykset.....	70
KUVIO 34. Aisan ja kuularuuvien liitoksen kulmapalojen siirtymät.....	70
KUVIO 35. Kuularuuvien tukiprofiilin jännityksiä.....	71
KUVIO 36. Tukiprofiilin jännityksiä.....	71
KUVIO 37. Tukiprofiilin siirtymiä.....	72

TAULUKOT

Taulukko 1. Lähtötiedot.....	35
------------------------------	----

TERMIT JA MÄÄRITELMÄT

FEM-analyysi	Finite Element Method. Tietokoneavusteinen analyysi. Katso luku 3.3.6
Murtoraja	Materiaalin maksimijännityksen kestoa kuvaava arvo. Tätä suuremmalla jännityksellä materiaali murtuu.

Myötöraja	Eritysesti metallien kanssa käytetty lujuusarvo. Se kertoo rajajännityksen, jota suuremmilla jännityksillä materiaali myötää, eli siinä tapahtuu pysyvää muodonmuutosta.
Nosturi	Tässä raportissa nosturilla tarkoitetaan nostovälinettä, joka on standardin SFS-EN 12077-2 + A1 mukaan nosturi. Standardi määrittelee nosturin seuraavalla tavalla: "jaksottaiseen nostoon tai jaksottaiseen nostoon ja kuormien käsittelyyn tarkoitettu kone, jossa kuorma riippuu koukusta tai muusta kuormauselimestä ja joka on joko valmistettu kertasuunnitteluna, sarjoina tai koottu elementtiosista"
Nostin	Nostamiseen tarkoitettu kone, joka ei ole nosturi.
Solidworks	Suunnitteluohjelmisto tietokoneavusteiseen suunnitteluun.
3D	Kolmiulotteinen
Kimmokerroin	Materiaalivakio, joka kuvaa materiaalin venymän ja jännityksen suhdetta. Teräksellä 210 Gpa.
Liukukerroin	Materiaalivakio, joka kuvaa materiaalin kykyä vastustaa leikkausvoimia. Teräksellä 80 GPa.

1 KONEIDEN SUUNNITTELU

Valmiiden teknisten tuotteiden suunnittelussa voidaan pääsääntöisesti puhua teknistaloudellisesta suunnittelusta. Tällä tarkoitetaan sitä, että tekninen laite ei ole suunnittelun itsetarkoitus, vaan se on vain väline taloudellisen hyödyn tuottamiseen. Tämä opinnäytetyö käsittelee teknisen laitteen suunnittelua taloudellinen näkökulma huomioon ottaen. Kuitenkin pääpaino on mekaniikkasuunnittelussa. Ammattikorkeakoulun opinnäytetyössä on tarkoituksena soveltaa koulussa opittuja taitoja alalle tyypilliseen käytännön tehtävään.

Aiheena tässä opinnäytetyössä on paperirullanostimen suunnittelu tilaan, jossa rullan yläpuolelle ei mahdu katonostinta. Aihe on hyvin koneensuunnitteluun sopiva ja siksi palvelee erinomaisesti tarkoitusta Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelman opinnäytetyönä.

2 OPINNÄYTETYÖN LÄHTÖKOHDAT

2.1 Toimeksiantaja – Elomatic Paper & Mechanical

Elomatic on maailmanlaajuisesti toimiva Skandinavian johtaviin suunnittelutoimistoihin lukeutuva suunnittelu- ja konsultointiyritys ja se on myös kansainvälisesti merkittävä ohjelmistotalo. Se tuottaa monipuolisen valikoiman erilaisia suunnittelu-, konsultointi- ja ohjelmistopalveluja.

Elomaticin liikeidea on tuottaa laajasti suunnittelu- ja konsultointipalveluja. Se tarjoaa kokonaisvaltaisesti laiva-, tehdas- ja mekaniikkasuunnittelua, sekä projektinhallinnan palveluja kattaen alkuinvestoinnin, tuotteen kehitysvaiheen,

sekä koko teknisen investoinnin elinkaaren. Elomatic on myös Suomen suurin teknisen laskennan palveluja tuottava yritys.

Elomaticin palveluksessa on maailmanlaajuisesti yli 700 työntekijää. Henkilöstön määrä kasvoi viime vuonna yli 60 hengellä, joista runsas puolet rekrytoitiin Suomeen.

Elomatic Paper & Mechanical on Elomatic konsernin osa, joka on keskittynyt mekaniikkasuunnitteluun ja tuotannon suunnitteluun. Se tarjoaa laaja-alaisia koneensuunnittelupalveluja sekä on mukana asiakkaiden T&K projekteissa, tuotesuunnittelussa ja tuotannon kehittämisessä. (Elomatic 2013)

2.2 Työn tarve ja ajankohtaisuus

Opinnäytetyön tilaajana on Elomatic Paper & Mechanical ja työn aihe tulee Elomaticin asiakasyritykseltä. Yrityksessä suurimpana aiheeseen liittyvänä ongelmana on ahdas tila paperirullille tarkoitetun rullaradan ympärillä. Radalle pitää nostaa rulla noin viisitoista kertaa työvuoron aikana. Tähän saakka nostaminen on tehty trukilla, mikä on aiheuttanut lisää trukki liikennettä muutenkin ahtaille käytäville. Nostin tulisi toimimaan yhdessä käsin kiskoilla liikutettavan kuljetinvaunun kanssa trukki liikenteen tilalla. Tämä nopeuttaisi rullien liikuttelua ja vapauttaisi aikaa sekä trukille että työntekijöille. Samalla työpaikan turvallisuus paranisi, kun trukki liikenne ahtailla käytävillä, joilla työntekijät työskentelevät, vähenisi. Tilaan piti alun perin valita valmis nostin tai nosturi, jolla rullat olisi nostettu radalle. Sopivaa tuotetta ei kuitenkaan löytynyt, koska sivustanostavista nostimista ei löytynyt tarkoituksenmukaista nostinta ja kattonostureista ei löytynyt tarpeeksi matalarakenteista nosturia.

2.3 Tavoitteet ja aiheen rajaus

Opinnäytetyössä on tavoitteena suunnitella loppuasiakkaan toiveiden mukainen nostin, joka nostaa paperirullat radalle sivulta.

Aihe on kuitenkin hyvin laaja ja tämän vuoksi sitä on pyritty rajaamaan.

Opinnäytetyöhön on sisällytetty

- nostimen perusrakenteen ideointi
- perusrakenteen mallinnus ja luominen
- komponenttivalinnat mukaan lukien käytöt
- turvallisuustarkastelu koneturvallisuusstandardin SFS-EN ISO 12100 mukaisesti
- kevyt kustannusarvio
- kiskorakenteet
- kevyt värähtelytarkastelu

Opinnäytetyöhön ei sisällytetä

- antureiden ja johtojen kiinnityksien suunnittelua ja komponenttien valintaa
- ohjauksen komponenttien valintaa
- suojafelttien kiinnityksiä
- vaakasuuntaisten kiskojen kiinnitystä rakenteeseen
- osien ja komponenttien työpiirustuksia, maalauksia ja pintakäsittelyitä
- standardinmukaisuustarkasteluita lukuun ottamatta koneturvallisuusstandardia
- ruuviliitosten mitoitusta

3 KONEENSUUNNITTELUPROSESSIN TEORIAA

3.1 Tuotekehitysprojektin vaiheet

Koneensuunnitteluprojektin toteutuksessa voidaan soveltaa tuotekehitysprojektin teoriaa, tai pikemminkin koneensuunnitteluprojektit ovat tuotekehitysprojekteja. Tuotekehitysprojektit voidaan Jokisen (2001) mukaan jakaa neljään päävaiheeseen, jotka ovat

- tuotekehitysprojektin käynnistäminen
- luonnostelu
- kehittäminen
- ja viimeistely

Tuotekehitysprojektin käynnistäminen

Tuotekehitysprojektin käynnistäminen lähtee liikkeelle tarpeesta tai ongelmasta, johon uskotaan olevan mahdollista kehittää ratkaisu. Tarve voi tulla yrityksen sisältä tai ulkoa. Tarpeen täyttämiseksi tehdään kehitysehdotus. Projektien käynnistämistä päättävä taho tekee päätöksen tuotekehityksen aloittamisesta. Oikeiden projektien käynnistäminen on yrityksen kannalta erittäin tärkeää, sillä projektit sitovat resursseja, jotka ovat rajallisia. (Jokinen 2001)

Luonnostelu

Luonnosteluvaiheessa määritetään vaatimukset ja tavoitteet sekä muut lähtötiedot. Seuraavaksi määritetään kehitettävän tuotteen kokonaistoiminto ja jaetaan se osiin. Osittamalla helpotetaan ratkaisujen löytämistä. Luonnosteluvaiheessa etsitään ratkaisuja osatoimintoihin ja näitä

yhdistelemällä yritetään löytää sopiva luonnos, joka etenee kehittelyvaiheeseen. Mikäli ratkaisuvaihtoehtoja on useampia yhdelle osatoiminnolle, pyritään vaihtoehtoja karsimaan esimerkiksi arvostelemalla, testaamalla ja erilaisilla painoarvotaulukoilla. Luonnosteluvaiheessa ei tehdä tarkkoja malleja tuotteesta ja parhaita työmenetelmiä ovatkin erilaiset luovat ideointimenetelmät.

Luonnostelukin voidaan siis jakaa pienempiin työvaiheisiin, joita ovat

- kehitystehtävän analysointi
- vaatimusten ja tavoitteiden asettaminen
- ratkaisujen etsiminen ja osittaminen
- ratkaisujen karsiminen
- osatoimintojen yhdistäminen
- kokonaistoiminnon ratkaisujen karsiminen
- kehitettävän luonnoksen valinta

Kehitystehtävän analysoinnissa pyritään selvittämään, mikä on ongelman ydin sekä rajoitukset, jotka voivat johtua standardeista tai muista rajoittavista ja määräävistä tekijöistä. Analysoinnissa on myös hyvä huomioida, miten tulevaisuudessa tulevat muutokset vaikuttavat tuotteeseen.

Vaatimusten ja tavoitteiden asettaminen on ratkaisujen etsimisen kannalta tärkeä vaihe. Vaatimuksista onkin hyvä tehdä vaatimuslista, jossa vaatimuksille on määritetty arvot ja merkitsevyys. Yleinen jaottelutapa on jakaa vaatimukset vähimmäisvaatimukseen, kiinteisiin vaatimukseen ja toiveisiin.

Ratkaisujen etsiminen ja osittaminen on vaihe, jossa ongelma voidaan osittaa ratkaisujen löytämisen helpottamiseksi. Eri osatoiminnoille tai osaongelmille etsitään kullekin omia ratkaisuvaihtoehtoja.

Ratkaisujen karsiminen tapahtuu pitkälti niiden arvostelun ja testauksen pohjalta. Karsintaan voidaan käyttää esimerkiksi painoarvotaulukkoa. Myös ratkaisujen toteutuskelpoisuutta on tarkasteltava tässä kohtaa.

Osatoimintojen yhdistämisessä yhdistellään jäljelle jääneistä osatoiminnoista erilaisia kokonaistoimintoja ja kokonaisuuksia. Kokonaistoiminnon ratkaisujen karsiminen tapahtuu samalla periaatteella, kuin osatoimintojen ratkaisujen karsiminen. Kehitettävän luonnoksen valinnassa valitaan luonnoksista parhaat tai paras ja siirrytään kehitysvaiheeseen. (Jokinen 2001)

Kehittely

Kehittelyvaiheessa luodaan luonnoksen pohjalta mittakaavassa oleva karkea konstruktio huomioon ottaen tuotteelle asetetut tekniset ja toiminnalliset vaatimukset. Tätä konstruktiota verrataan teknisiin ja taloudellisiin kriteereihin. Jos on olemassa vanha tuote, verrataan uutta ja vanhaa tuotetta, sekä asetettuja vaatimuksia toisiinsa. Teknisesti tai taloudellisesti heikot kohdat pyritään löytämään ja poistamaan. Heikot kohdat pyritään poistamaan ideoimalla niihin uusia ratkaisuja. Mikäli näyttää siltä, että ratkaisuluonnos ei kuitenkaan ole toteuttamiskelpoinen, valitaan kehittelyyn uusi luonnos. Heikkojen kohtien poistamiskierroksia voidaan joutua tekemään useita. Kun heikot kohdat on kehitetty riittävälle tasolle, aloitetaan yksityiskohtien suunnittelu ja optimointi. Yksityiskohtineen suunniteltu tuote siirtyy viimeistelyvaiheeseen. (Jokinen 2001)

Viimeistely

Viimeistelyvaiheessa työstä tehdään yksityiskohtien viimeistely, työpiirustukset, kokoonpanokuvat ja osaluettelot. Viimeistelyssä tulee ottaa huomioon myös standardit ja standardiosat. Viimeistelyvaiheeseen kuuluu myös valmistus-, huolto- ja käyttöohjeiden laatiminen sekä prototyypin valmistus ja testaus. (Jokinen 2001)

3.2 Standardit ja direktiivit koneensuunnittelussa

Standardi on määritelmä siitä kuinka jokin asia pitäisi tehdä. Merkittäviä virallisia standardeja ovat mm. kansainvälinen ISO, eurooppalainen EN, saksalainen DIN ja suomalainen SFS. (Standardi 2013)

Standardit helpottavat elämää ja auttavat lisäämään turvallisuutta. Ne varmistavat, että eri valmistajien samat tuotteet ovat yhteensopivia. Standardoituja tuotteita ovat mm. ruuvit, mutterit ja paperikoot. (Mihin standardeja tarvitaan?)

Euroalueella monille tuotteille on kyseistä tuotetta koskevassa direktiivissä määrätty CE-merkinnästä. Merkintä on pakollinen tuotteille, joille se direktiivissä on vaadittu. Muita tuotteita ei saa varustaa CE-merkinnällä. CE-merkintä pitää olla mm. koneissa ja sähkölaitteissa. CE-merkintä on valmistajan vakuutus siitä, että tuote täyttää sille asetetut vaatimukset. Merkittyjen tuotteiden valmistusta helpottamaan Euroopassa luodaan standardeja jotka Suomessa vahvistetaan SFS-EN standardeiksi. (CE-merkintä)

Valtioneuvoston koneturvallisuuspäätös määrittelee, mikä on kone, ja mitä standardeja tai direktiivejä kunkin koneen suunnittelussa tulee noudattaa (Valtioneuvoston asetus koneiden turvallisuudesta 2008). Seuraavassa on esitetty eräs määritelmä koneesta sekä koneturvallisuusstandardeja.

Kone

Valtioneuvoston koneturvallisuuspäätöksen mukaan vähän yksinkertaistettuna kone on muulla kuin lihasvoimalla käytettävien toisiinsa liitettyjen komponenttien muodostama kokonaisuus, jossa ainakin yksi osa liikkuu. Myös yhtenäisen ohjauksen alaisena toimivaa koneiden muodostamaa konelinjaa tai valmistusjärjestelmää pidetään määräyksissä yhtenä koneena. (Siirilä ym. 1999)

Koneturvallisuusstandardit

Koneturvallisuudesta on olemassa useita standardeja, joista osa on yleisiä, osa tarkentavia ja osa tiettyihin käyttösovelluksiin tarkoitettuja.

Koneturvallisuusstandardit auttavat suunnittelijaa ja valmistajaa tekemään koneista sellaisia, että ne täyttävät direktiivien ja työturvallisuuslain vaatimukset ja ovat turvallisuuden puolesta CE-kelpoisia.

SFS-EN ISO 12100 on suomalaiseksi standardiksi hyväksytty ja käännetty koneturvallisuusstandardi, joka määrittelee seuraavia koneturvallisuuteen liittyviä asioita:

- yleiset suunnitteluperiaatteet
- riskin arviointi
- riskin pienentäminen
- peruskäsitteet
- periaatteet turvallisuuden aikaansaamiseksi
- menetelmät turvallisuuden aikaansaamiseksi
- menetelmiä vaarojen ja riskin suuruuden tunnistamiseksi
- menetelmiä vaarojen poistamiseksi tai riskin pienentämiseksi

SFS-EN ISO 12100 on myös perusta muille A, B ja C -tyypin standardeille. (SFS-EN ISO 12100, 2010)

A-tyypin standardit ovat turvallisuuden perusstandardeja. Ne esittävät koneisiin sovellettavat perusteet, suunnitteluperiaatteet ja yleiset näkökohdat. (SFS-EN ISO 12100, 2010)

B-tyypin standardit käsittelevät yksittäisiä turvallisuusnäkökohtia ja teknisiä laitteita. B1 käsittelee turvallisuusnäkökohtia, kuten turvaetäisyyksiä, melua ja pintalämpötilaa. B2 puolestaan käsittelee suojausteknisiä laitteita. (SFS-EN ISO 12100, 2010)

C-tyypin standardit ovat konekohtaisia standardeja ja ne käsittelevät tietynlaisten koneiden turvallisuusvaatimuksia. (SFS-EN ISO 12100, 2010)

B ryhmän standardeista mainittakoon B1 ryhmään kuuluvat SFS-EN 349 + A1, joka käsittelee vähimmäisetäisyyksiä kehonosien puristumisvaaran välttämiseksi ja SFS-EN ISO 13857, joka käsittelee turvaetäisyyksiä raajojen ulottumisen estämiseksi vaaravyöhykkeelle. B2 ryhmään kuuluvat SFS-EN 1037 + 1A, joka käsittelee odottamattoman käynnistymisen estämistä ja SFS-EN ISO 13850, joka käsittelee hätäpysäytyksen suunnitteluperiaatteita, sekä SFS-EN 953 + 1A, joka käsittelee suojuksia ja niiden suunnittelun ja rakenteen yleisiä periaatteita.

3.3 Lujuustarkastelut

3.3.1 Yleistä

Lujuustarkastelut ovat erittäin oleellinen osa koneensuunnittelua.

Lujuustarkastelua tehdään, jotta pystytään osoittamaan, että koneen kuormituksen kesto ja muodonmuutokset ovat sellaisella tasolla, että kone toimii ja on käyttäjälleen turvallinen. Myös koneen käyttöiän määrittämisessä tarvitaan lujuustarkastelua.

Koneen rikkoutuminen kesken käyttöiän voi johtua sellaisesta tekijästä, ettei sitä olisi ollut mahdollista suunnitteluvaiheessa ennustaa. Erilaisten vaurioitumis- ja kuormitusmekanismien määrittäminen onkin yksi koneensuunnittelun suurimmista haasteista. Lujuustarkastelut voidaan jakaa dynaamisiin ja staattisiin tarkasteluihin.

Lujuuksien määrittäminen perustuu laskentamalleihin. Laskentamallit eivät kuitenkaan vastaa täysin tosielämän tilannetta. Tämä aiheuttaa epätarkkuutta laskelmiin. Toisin sanoen kone voi rikkoutua, vaikka lujuuslaskelmat olisivat tehty periaatteessa oikein.

Laskentamallien ja kuormitusten määrittämisen epätarkkuudesta johtuvia vaurioita pyritään välttämään käyttämällä varmuuskertoimia. Varmuuskerroin

on kuormituksista aiheutuvien jännitysten ja materiaalin jännityksen kestoa kuvaavan arvon suhde. Jos varmuuskerroin on esimerkiksi kaksi verrattuna metallin myötörajaan, tarkoittaa se, että teoriassa kuormitus voisi olla kaksinkertainen ja pysyvää muodonmuutosta ei silti tapahtuisi.

Varmuuskertoimista on olemassa erilaisia nyrkkisääntöjä, mutta myös koneensuunnittelun eri standardit ja säädökset määrittävät varmuuskertoimia lujuuslaskentaan. Esimerkiksi valtioneuvoston asetus koneiden turvallisuudesta (2008) antaa kuormalle kertoimiksi nostoapuvälineiden ja nosturien staattisessa testissä 1,5 ja dynaamisessa testissä 1,1. Nämä kertoimet on annettu testaamiseen, mutta laskennassa kertoimien tulisi olla vähintään yhtä suuria, mieluummin suurempia. On huomattava, että varmuuskertoimia ei kuitenkaan voi kasvattaa rajattomasti, sillä suuremmat varmuudet lisäävät materiaalikustannuksia ja koneen massaa. (Koneenosien suunnittelu 1995; Lehtonen 1985)

3.3.2 Kuormituslajit

Rakenteen kuormituslajeja on erilaisia (kuvio1). Peruskuormituslajeja on neljä ja ne ovat normaalivoima, puristus, taivutus ja leikkaus. Lisäksi on huomioitava stabiliteetin menetykset, joita ovat nurjahdus ja kiepahdus. Nurjahdus on yhdistetty jännitys, joka sisältää puristusta ja taivutusta. Lisäksi on levyjen stabiliteetin menetys, lommahdus. (Valtanen 2010; Lehtonen 1985)

Veto

Veto on normaalivoima, joka pyrkii venyttämään kappaletta. Vedettäessä tasapaksua sauvaa se venyy. Venymä on suoraan verrannollinen voimaan aina myötörajalta asti. Kun voima ylittää myötörajan alkaa kappaleen pituus kasvaa pysyvästi ja voiman edelleen kasvaessa kappale lopulta murtuu. Veto aiheuttaa kappaleeseen jännityksen, joka on kääntäen verrannollinen pinta-alaan. (Valtanen 2010)

Puristus

Puristus on vastakkaissuuntainen normaalivoima, kuin veto. Puristettaessa sauvaa sen pituus lyhenee ja jännitys kasvaa. Jännityksen aiheuttama puristuma lasketaan kuten venymäkin. Voiman ylittäessä myötörajan ja edelleen kasvaessa sauva tyssääntyy ja hauras materiaali murtuu. (Valtanen 2010)

Taivutus

Taivutettaessa sauvaa se taipuu. Sauvaan syntyy jännitys, joka kasvaa mentäessä neutraaliakselilta kohti sauvan reunaa. Neutraaliakselin toiselle puolelle syyntyy vetojännitystä ja toiselle puristusta. Koska taivutettavan kappaleen poikkipinnassa vallitsee sisäisen ja ulkoisen momentin tasapaino, epäsymmetrisessä kappaleessa neutraaliakseli ei ole keskellä, vaan sen paikka määräytyy pinta-alojen ja niiden etäisyyksien suhteesta. (Lehtonen 1985)

Leikkaus

Leikkauksessa kuormittava voima ja sitä hyvin lähellä oleva vastakkaissuuntainen voima aiheuttavat voimien väliin jännityksen, joka on voiman suhde leikkauskohdan poikkipinta-alaan. Taivutustilanteessa neutraaliakselille syntyy suurin leikkausvoima. Se pienenee reunoja kohti, samalla, kun normaalivoima kasvaa. (Valtanen 2010)

Vääntö

Väännössä vääntömomentti pyrkii kiertämään sauvaa oman pituusakselinsa ympäri. Vääntö aiheuttaa leikkausjännityksen, joka on suurimmillaan kappaleen pinnassa. Ulkopinnan vääntöjännitys saadaan jakamalla vääntömomentti vääntövastuksella. Vääntövastuksen laskemiseen erillisille poikkipinnoille löytyy kaavoja taulukkokirjoista. Muun kuin ympyränmuotoisen

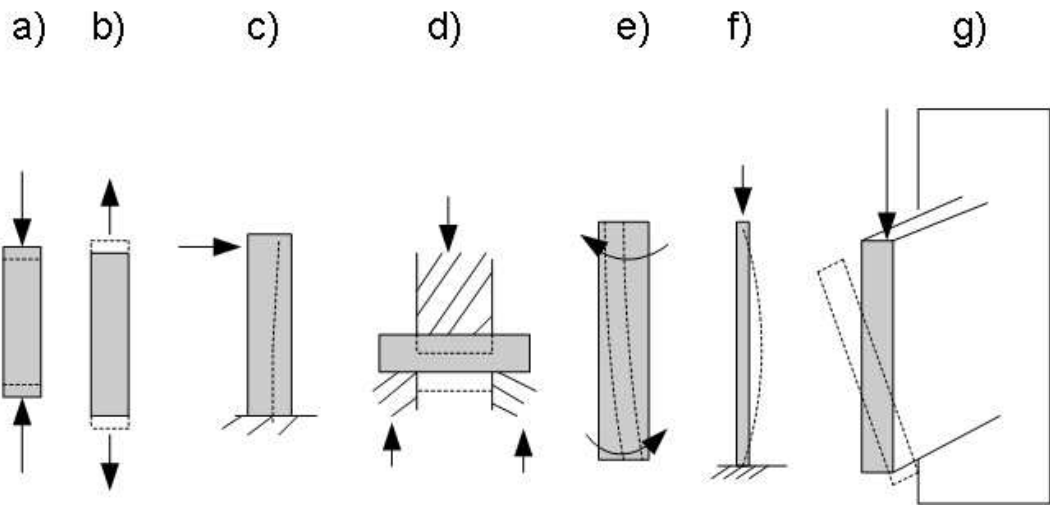
poikkiopin vääntövastus voidaan laskea poikkiopin sisään mahtuvan suurimman pyöreän poikkiopin mukaan. (Valtanen 2010)

Nurjahdus

Nurjahdus on eräänlainen tasapainoaseman menetys, jossa pitkä ja hoikka sauva taipuu sivulle puristusvoiman tai yhdistettyjen voimien seurauksena. Oikein hoikassa sauvassa puristusjännityksen ei tarvitse olla lähelläkään myötöjännitystä, kun sauva jo nurjahtaa. Keskeisessä puristuksessa nurjahdusta ei teoriassa pitäisi tapahtua. Käytännössä kuitenkin voimat eivät ole täysin keskeisiä ja sauvat täysin suorina. Teoreettisia nurjahdusvoimia voi laskea Eulerin kaavalla. Kaavassa sauvan tuenta otetaan huomioon nurjahduspituutena. (Lehtonen 1985)

Kiepahdus

Kiepahduskin on eräänlainen stabiiliteetin menetys. Siinä taivutuksen alainen profiililtaan kapea, mutta korkea palkki, esim korkea i-palkki lähtee kiertymään, eli kiepahtaa ennen kuin taivutusmomentti saavuttaa sallitun tason. Kiepahdusmomentin laskentaan löytyy kaavoja lujuusopin kirjallisuudesta, mm. Lehtosen Kone-elinten lujuusopista. (Lehtonen 1985)



KUVIO 1. Kuormituslajit: a) puristus, b) veto, c) taivutus, d) leikkaus, e) vääntö, f) nurjahdus, g) kiepahdus. Katkoviivat kuvaavat miten rakenne pyrkii muuttamaan muotoaan ko. kuormitustapauksissa

3.3.3 Staattinen tarkastelu

Laskentamalleista yksinkertaisimpia ovat yleensä staattisessa tarkastelussa käytettävät mallit, jotka usein toimivat riittävän hyvin, vaikka kuormitus ei olisikaan täysin staattista (Koneenosien suunnittelu 1995). Staattisessa tarkastelussa myös dynaamiset kuormat muunnetaan kiihtyvyyksien kautta staattisiksi. Näin etsitään suurin mahdollinen kuormitustilanne kullekin komponentille ja lasketaan mallien avulla rakenteeseen syntyvät suurimmat kuormitukset. Jännityksiä verrataan materiaalin lujuusarvoihin.

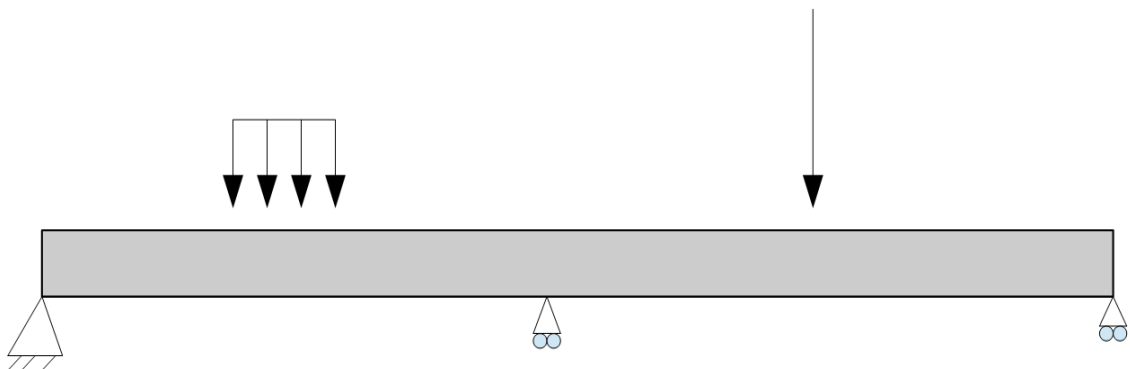
Erilaisissa koneissa ja rakenteissa vaatimukset poikkeavat paljon toisistaan. Tästä johtuen eri ominaisuudet nousevat rajoittaviksi ja näinollen mitoitus tapahtuu erilaisilla periaatteilla erilaisissa rakenteissa.

Joissakin rakenteissa sallitaan pysyvät muodonmuutokset ja ns. plastisia niveliä saa syntyä. Nämä rakenteet mitoitetaan murtorajan mukaan. Toisin sanoen myötöraja saa ylittyä, mutta murtorajaan pitää jäädä riittävä varmuus.

Rakenteissa, joissa pysyviä muodonmuutoksia ei sallita, mitoitus tapahtuu myötörajaan nähden.

Kolmas tapa koskee rakenteita, joissa käytönaikaiset muodonmuutokset ovat rajoittava tekijä. Näissä tapauksissa jokin koneen tai rakenteen mitta ei saa käytössä muuttua tiettyä enempää. Näissä tapauksissa lasketaan jännitysten aiheuttamat muodonmuutokset. Kuitenkin pitää varmistaa, että myös murtovarmuus on riittävä.

Laskentamallin avulla kappaleeseen vaikuttavat kuormittavat voimat ja tukivoimat muutetaan kappaleen akselin suuntaisiksi voimiksi ja vääntö- ja taivutusmomenteiksi. Tarkastelussa yhden akselin suuntaisten vaikuttavien voimien summan tulee olla nolla. Sama koskee momenteja. Kuormituksen ja tuennan aiheuttamien momenttien summa on nolla, tarkasteltiinpa momenteja minkä tahansa pisteen suhteen (Hautala, Peltonen. 2001). Näiden ilmiöiden avulla pystytään tunnistamaan kuormittavat ja tukevat voimat, sekä eri kuormituslajit ja voidaan laskea niiden vaikutukset.



KUVIO 2. Laskentaa varten tehty malli kolmitukisesta palkista, jota kuormittaa pistekuorma ja jatkuva kuorma.

3.3.4 Dynaaminen tarkastelu

Dynaamiset kuormitukset ovat koneissa hyvin tyypillisiä. Dynaamisena kuormituksena voidaan pitää kuormituksia, joissa kuorman suuruus vaihtelee ajan kuluessa. Vaihtelu voi olla joko samansuuntaisen kuorman suuruuden vaihtelua, tai vaihtokuormitusta, jossa kuormituksen suunta muuttuu ajan funktiona. Joissakin tapauksissa, kuten pyörivillä akseleilla, kuormituksen vaihtelu voi olla hyvin säännönmukaista, mutta käytännössä useimmiten vaihtelu on epäsäännöllistä.

Vaihtuva kuormitus voi aiheuttaa rakenteessa väsymistä, joka saattaa pitkällä aikavälillä vaurioittaa rakennetta, vaikka se olisi staattisen tarkastelun perusteellariittävän vahva. Jo 1870-luvulla August Wöhler tutki ilmiötä. Tutkimusten perusteella dynaamisen kuormituksen alla olevan rakenteen elinikä pitenee, eli se kestää kuormituksen vaihteluita enemmän, kun jännitystasoa lasketaan. Tarpeeksi matalalla jännitystasolla väsymistä ei enää tapahdu. Tällöin kuormitus on väsymisrajan alapuolella. Kaikenlaiset epäjatkuvuuskohdat lisäävät voimakkaasti väsymistä. Monissa koneissa rakenteen koko ja massa kasvaisivat kuitenkin aivan liian suuriksi, jos rakenteet mitoitettaisiin väsymisrajan alapuolelle. Näissä tapauksissa mitoitus tapahtuu äärelliselle määrälle kuormituskertoja ja kuormituskertojen määrä määrää kappaleen eliniän.

Dynaamisesti kuormitetun rakenteen mitoitustapoja ovat mitoitus väsymisrajaan nähden ja mitoitus kestorajaan nähden. Mitoitus väsymisrajaan nähden antaa koneelle teoriassa äärettömän eliniän ja se on helpoin ja yleisin tapa mitoittaa rakenteita.

Mitoitus kestorajaan nähden voidaan tehdä neljällä eri menetelmällä, jotka ovat nimellisjännitysten menetelmä, murtumismekaniikkaan perustuva menetelmä, hot-spot -menetelmä ja paikallisen venymän menetelmä. Menetelmät vaativat melko paljon numeerista tietoa ja sen puuttumisen vuoksi voivat vaatia käytännön kokeita.

Yleisimmille komponenteille ja materiaaleille löytyy valmiita seikkaperäisiä ohjeita väsymismitoitukseen. Niiden käyttäminen helpottaa paljon dynaamista

tarkastelua. Ohjeita löytyy mm. koneensuunnittelun kirjallisuudesta ja standardeista. (Koneenosien suunnittelu 1995)

3.3.5 Värähtelytarkastelu

Värähtely on ajan funktiona tapahtuvaa liikettä. Usein värähtely on koneessa ei toivottu ilmiö, vaikka joissakin koneissa sitä käytetään hyödyksi. Teoriassa vapausasteita ja ominaistaajuuksia on ääretön määrä ja siksi niitä kaikki ei voida selvittää. Suurin vaurioriski aiheutuu, jos rakenne alkaa värähdellä ominaistaajuudellaan ja heräte on samalla taajuudella. Suunnittelijalle tärkein tehtävä onkin tarkistaa, ettei näin tapahdu. Värähtelyä tutkitaan erilaisilla malleilla. Usein selvitetään ominaisvärähtelytaajuudet ja verrataan niitä herätteiden taajuuksiin. Malleista pyritään tekemään sellaisia, että ne ottavat huomioon todennäköisimmät ja vakavimmat värähtelystä johtuvat ongelmat. Kirjallisuus antaa ohjeita erilaisten mallien luomiseen ja niiden käyttämiseen koneiden värähtelyä tutkittaessa. (Pennala 1999; Clough 1993)

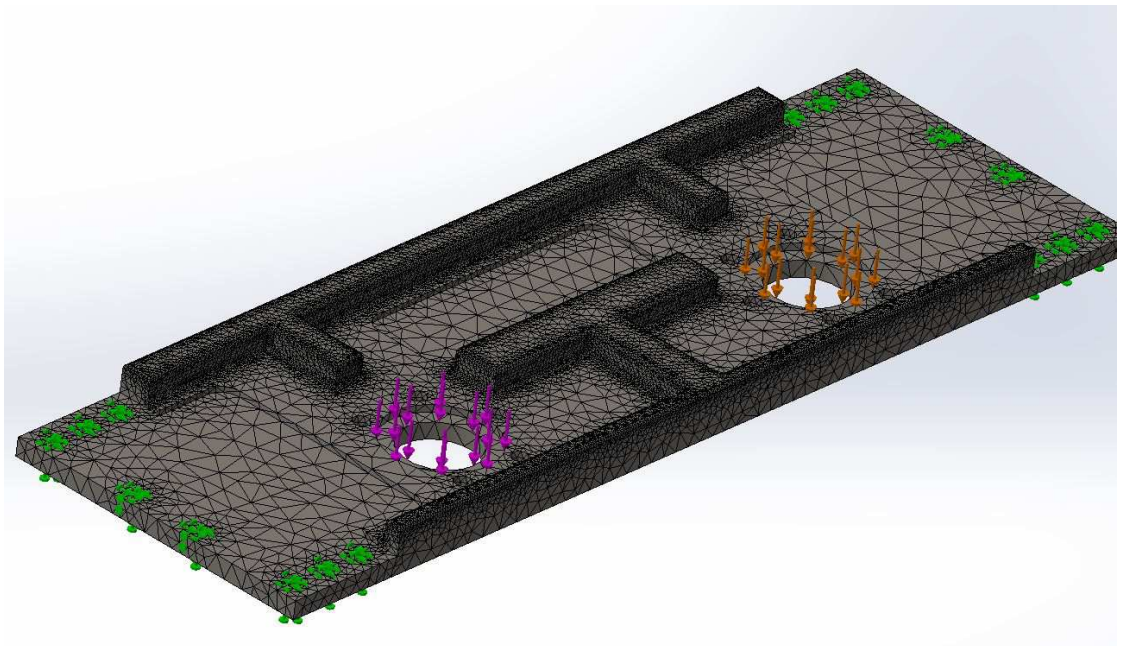
3.3.6 Tietokoneavusteinen lujuustarkastelu

Nykyaikana tietokoneavusteinen lujuustarkastelu on voimakkaasti yleistynyt. Tähän vaikuttaa paljon suunnitteluohjelmistojen kehittyminen ja 3D-mallinnuksen yleistymisen. 3D-mallinnus havainnollistaa laitetta paljon perinteisiä kaksiulotteisia piirustuksia paremmin ja helpottaa osien ja koneiden muotojen ja kokoonpanojen hahmottamista, sekä helpottaa virheiden huomaamista ja korjaamista.

Lujuustarkasteluita pystyy tietokoneavusteisesti tekemään sekä kaksi- että kolmeulotteisina. Kaksiulotteista tarkastelua pystyy tekemään esim. Autocad Mechanical -ohjelmistolla. Se soveltuu erityisen hyvin erilaisten palkkirakenteiden tarkasteluihin, sillä palkkien geometria pysyy samanlaisena koko palkin pituudella.

Koneissa tyypillisiin monimutkaisiin rakenteisiin paremmin soveltuva menetelmä on FEM-analyysi. Erityisen hyvin se soveltuu käytettäväksi, jos kone on muutenkin suunniteltu 3D-ohjelmistolla. FEM-analyysissä malli tuetaan avaruuden erilaisilla, mahdollisimman hyvin todellisuutta kuvaavilla kiinnityksillä. Tämän jälkeen mallille määritetään kuormitukset. Laskennassa ohjelma jakaa mallin elementteihin, kuten kuviossa 3 on esitetty, ja laskee kunkin elementin kulmapisteen siirtymän. Siirtymien kautta ohjelma laskee pisteiden jännitykset. Materiaaliominaisuudet pitää olla määritettynä analyysissä, kuten myös kokoonpanossa kappaleiden välinen vaikutus tai liitoksen tyyppi. Tuloksiin pitää suhtautua kriittisesti. Varsinkin suuri elementtikoko johtaa helposti vääriin tuloksiin. Useimmat FEM-ohjelmistot laskevat lineaarisesti ja eivätkä osaa ottaa huomioon mahdollisia stabiliteetin menetyksiä, eli nurjahdusta, kiepahdusta ja lommahdusta, staattisessa tarkastelussa.

Tulokset, joita FEM-ohjelmistolla saadaan ovat hyvin visuaalisia. Jännitykset saa näkymään väreinä ja muodonmuutoksia on mahdollista skaalata, jolloin ohjelma näyttää mallissa muodonmuutokset liioteltuina. Myöskin kuormitusten muuttaminen on nopeaa. Osa ohjelmistoista osaa laskea myös dynaamisia kuormituksia, värähtelyitä ja ominaisvärähtelytaajuuksia. (Hietikko 2012)



KUVIO 3: Elementtiverkko.

3.4 Suunnittelussa huomioitavia asioita

Suunnittelijan on otettava konetta suunnitellessaan huomioon monia asioita. Teknisenä henkilönä suunnittelija kiinnittäisi huomionsa helposti teknisiin yksityiskohtiin ja muut asiat jäisivät vähemmälle huomiolle. Näin ei kuitenkaan saada haluttua tulosta, vaan lopullinen laite voi vaatia paljonkin kompromisseja ennen kuin se on käyttäjälle mieleinen ja teknisesti toimiva.

Koneensuunnittelussa tuleekin ottaa huomioon seuraavia asioita:

- koneen tulee kyetä suoriutumaan niistä tehtävistä, joita varten se on suunniteltu
- koneen tulee kestää sille tarkoitettua käyttöä ohjeistetun eliniän verran, tai sille on määritettävä kunnonseuranta
- koneen tulee olla valmistettavissa ja kokoonpantavissa
- koneen tulee olla huollettavissa, mikäli se huoltoa vaatii
- koneen tulee olla käyttäjälleen ja ympäristölleen turvallinen
- koneen tulee olla mahdollisimman helppokäyttöinen ja miellyttävä käyttää
- koneen valmistus- ja käyttökustannukset tulee olla mahdollisimman pienet

3.5 Opinnäytetyössä käytetyt kaavat

KAAVA 1. Pyöreän putken pinta-ala. (Valtanen 2010)

$$A = R^2 \pi - r^2 \pi \quad \text{jossa}$$

A = poikkipinta-ala

R = ulkosäde

r = sisäsäde

KAAVA 2. Tasapaksun palkin massa. (Valtanen 2010)

$$m = Al\rho \quad \text{jossa}$$

m = massa

A = poikkipinta-ala

l = pituus

ρ = tiheys

KAAVA 3. Massakeskiön etäisyys valitun pisteen ja akselin suhteen. (Valtanen 2010)

$$x_{mk} = m_1 x_1 + m_2 x_2 / (m_1 + m_2) \quad \text{jossa}$$

m_1 = osan 1 massa

m_2 = osan 2 massa

x_1 = osan yksi etäisyys

x_2 = osan 2 etäisyys

KAAVA 4. Voima. (Hautala, M. Peltonen, H. 2001)

$$F = ma \quad \text{jossa}$$

F = voima

m = massa

a = kiihtyvyys

KAAVA 5. Putken taivutusvastus. (Valtanen 2010)

$$W = \frac{\pi D^3}{32} \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right) \quad \text{jossa}$$

W = taivutusvastus

D = ulkohalkaisija

d = sisähalkaisija

KAAVA 6. Momentti. (Valtanen 2010)

$$M = FL \quad \text{jossa}$$

M = momentti

F = voima

L = etäisyys, "varsi"

KAAVA 7. Taivutusjännitys. (Valtanen 2010)

$$\sigma_t = \frac{M}{W} \quad \text{jossa}$$

σ_t = taivutusjännitys

M = taivutusmomentti

W = taivutusvastus

KAAVA 8. Pyöreän putken neliömomentti. (Valtanen 2010)

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right) \quad \text{jossa}$$

I = neliömomentti

D = ulkohalkaisija

d = sisähalkaisija

KAAVA 9. Ulokepalkin taivutus jatkuvalla kuormalla. (Valtanen 2010)

$$f = \frac{q(b-a)}{24EI} (4(a^2 + ab + b^2)L - a^3 - a^2b - ab^2 - b^3) \text{ jossa}$$

f = taipuma

q = jatkuva kuorma

a = jatkuvan kuorman sisemmän reunan etäisyys

b = jatkuvan kuorman ulomman reunan etäisyys

L = palkin neliömomentti

E = kimmokerroin

I = neliömomentti

KAAVA 10. Stattinen varmuus.

$$n = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \text{ jossa}$$

n = varmuusluku

σ_1 = sallittu jännitys

σ_2 = kuorman aiheuttama jännitys

KAAVA 11. Akselin dynaaminen varmuus. (Koneenosien suunnittelu 1995)

$$n = \frac{mK \sigma_{tN}}{K_{ft} \sigma_{nim}} \text{ jossa}$$

n = dynaaminen varmuusluku

m = mittakerroin

κ = pinnanlaadinkerroin, hiotulle akselille 0,95

σ_{tN} = taivutusvaihtolujuus haluttuun rajaan nähden

K_{ft} = lovenvaikutusluku

σ_{nim} = kuormituksesta johtuva nimellinen jännitys

KAAVA 12. Momenttien tasapainoyhtälö. Momenttien summa tietyn pisteen suhteen on nolla. (Hautala, M. Peltonen, H. 2001)

$$\Sigma M_a = 0 : (M_{a1} + M_{a2} \dots = 0) \quad \text{jossa}$$

M_{a1} = momentti 1 pisteen a suhteen

M_{a2} = momentti 2 pisteen a suhteen

KAAVA 13. Voimien tasapainoyhtälö. Staattisessa tilassa olevaan kappaleeseen vaikuttavien saman akselin suuntaisten voimien summa on nolla. (Hautala, M. Peltonen, H. 2001)

$$\Sigma F_y = 0 : (F_{y1} + F_{y2} \dots = 0) \quad \text{jossa}$$

F_{y1} = y akselin suuntainen voima 1

F_{y2} = y-akselin suuntainen voima 2

KAAVA 14. Kaksitukisen palkin suurin siirtymä, kun tukipisteessä vaikuttaa pistemomentti. (Koneenosien suunnittelu 1995)

$$f_m = \frac{M_A L^2}{9\sqrt{3}EI} \quad \text{jossa}$$

f_m = maksimi siirtymä

M_A = momentti

L = palkin pituus

E = kimmokerroin

I = neliömomentti taivutettavalla akselilla

KAAVA 15. U-profiilin vääntöneliömomentti. (Valtanen 2010)

$$I_v = \frac{\eta}{3} \sum h_i t_i^3 \quad \text{jossa}$$

I_v = vääntövastus

η = vakio, u-profiilille 1,12

h_i = sivun korkeus

t_i = sivun paksuus

KAAVA 16. U-profiilin vääntövastus. (Valtanen 2010)

$$W_v = I_v / t_{max} \quad \text{jossa}$$

W_v = vääntövastus

I_v = vääntöneliömomentti

t_{max} = paksuimman sivun paksuus

KAAVA 17. Kiepahdusmomentti. (Valtanen 2010)

$$M_t = \frac{\pi}{L} \sqrt{EI_y GI_v} \quad \text{jossa}$$

M_t = kiepahdusmomentti = $W\sigma$

L = pituus

E = kimmokerroin

G = liukkerroin

I_y = neliömomentti taivutusakselilla

I_v = vääntöneliömomentti

KAAVA 18. Poikkileikkauksen painopisteen paikka.

$$y_0 = \frac{\sum A_i x_i}{\sum A_i} \text{ jossa}$$

y_0 = y-akselin suuntaisen tasapainoakselin etäisyys y-akselista

A_i = osapinta-ala

x_i = osapinta-alan painopisteen etäisyys y-akseliin

KAAVA 19. Taivutusvaihtolujuuden ohjeellinen määrittäminen. (Koneenosien suunnittelu 1995)

$$\sigma_{tw} = kR_m \text{ jossa}$$

σ_{tw} = väsymisraja

k = kerroin, rakenneteräkset 0,49, nuorrutusteräkset 0,44

R_m = murtoraja

KAAVA 20. Kitkavoima. (Hautala, M. Pelttonen, H 2001)

$$F_k = \mu F_n \text{ jossa}$$

F_k = kitkavoima

F_n = normaalivoima, kitkapintaa vastaan kohtisuora voima

μ = kitkakerroin, joka riippuu materiaalien ominaisuuksista ja pinnanlaadusta

KAAVA 21. Ruuvien kierrosluku. (Precision ball screws 2012)

$$n_r = \frac{v}{P_n} \text{ jossa}$$

n_r = ruuvien kierrosluku

v = haluttu liikenopeus

P_n = ruuvin nousu

KAAVA 22. Kuularuuvin kriittinen nopeus. (Precision ball screws 2012)

$$n_{cr} = 49 \cdot 10^6 \frac{f_1 d_2}{L^2} \quad \text{jossa}$$

n_{cr} = kriittinen pyörintänopeus

f_1 = tuennan korjauskerroin (tukilaakeri, vapaa pää: 0,9;
tukilaakeri, vapaalaakeri: 3,8; tukilaakeri, tukilaakeri: 5,6)

d_2 = ruuvin akselihalkaisija

L = vapaa pituus tai laakereiden etäisyys

KAAVA 23. Kuularuuvin nurjahdusvoima. (Precision ball screws 2012)

$$F_c = \frac{34 \cdot 10^3 f_3 d_2^4}{L^2} \quad \text{jossa}$$

F_c = nurjahduslujuus varmuudella 3

f_3 = tuennan korjauskerroin

d_2 = kuularuuvin akselihalkaisija (tukilaakeri, vapaa pää: 0,25;
tukilaakeri, vapaalaakeri: 2; tukilaakeri, tukilaakeri: 4)

L = vapaa pituus tai laakerien välinen etäisyys

KAAVA 24. Merkittävä kuormitus kuularuuvin käyttöiän määrittämisessä.
(Precision ball screws 2012)

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3} \quad \text{jossa}$$

F_m = merkittävä kuormitus

F_{\min} = pienin kuormitus

F_{\max} = suurin kuormitus

KAAVA 25. Kuularuuvien käyttöikä. (Precision ball screws 2012)

$$L_{10h} = \left(\frac{C_a}{F_m} \right)^3 \quad \text{jossa}$$

L_{10h} = käyttöikä miljoonaa kierrosta

C_a = kuulamutterin dynaaminen kuormankesto

F_m = merkittävä kuormitus

KAAVA 26. Kuularuuvien käyttöikä vuosina.

$$L_v = \frac{L_{10h}}{x_r N_v / P_n} \quad \text{jossa}$$

L_v = käyttöikä vuosina

x_r = työjakson liikematka

N_v = työjaksoja vuodessa

P_n = ruuvien nousu

KAAVA 27. Kuularuuvien käytännön hyötysuhde. (Precision ball screws 2012)

$$\eta_p = 0,9 \frac{1}{1 + \frac{\pi d_0}{P_n} \mu} \quad \text{jossa}$$

η_p = käytännön hyötysuhde

d_0 = kuularuuvien halkaisija

P_n = nousu

μ = kitkakerroin (0,006)

KAAVA 28. Ruuvien käyttöteho. (Precision ball screws 2012)

$$P = \frac{FnP_n}{60000\eta_p} \text{ jossa}$$

P = teho (W)

n = pyörimisnopeus (rpm)

P_n = ruuvien nousu (mm)

η_p = käytännön hyötysuhde

KAAVA 29. Ympyrän kehän pituus. (Valtanen 2010)

$$s = 2 \pi r \text{ jossa}$$

s = kehän pituus

r = ympyrän säde

KAAVA 30. Hihnakäytön suunnitteluteho. (Hammashihnakäytön suunnitteluopas)

$$P_s = k_k P_v$$

P_s = suunnitteluteho

k_k = käyttökerroin

P_v = vaadittu teho

KAAVA 31. Välityssuhde.

$$i = n_1/n_2 = z_2/z_1 \text{ jossa}$$

i = välityssuhde

n₁ = nopeamman akselin pyörimisnopeus

n_2 = hitaamman akselin pyörimisnopeus

z_1 = pienemmän hihna- tai hammaspyörän hammasluku

z_2 = pienemmän hihna- tai hammaspyörän hammasluku

KAAVA 32. Jousivakio. (Hautala, M. Peltonen, H. 2001)

$$k = \frac{F}{\Delta L} \quad \text{jossa}$$

k = jousivakio

F = kuormittava voima

ΔL = pituuden muutos

KAAVA 33. Ominaiskulmataajuus. (Clough, R. Penzien, J 1993)

$$\omega = (k/m)^{1/2}$$

ω = ominaiskulmataajuus

k = jousivakio

m = massa

KAAVA 34. Ominaistaajuus. (Clough, R. Penzien, J 1993)

$$f = \omega / (2\pi)$$

f = ominaistaajuus

ω = ominaiskulmataajuus.

4 PAPERIRULLANOSTIMEN SUUNNITTELU

4.1 Aihe ja lähtötietojen määrittäminen

Opinnäytetyön aihe tuli työskennellessäni Elomaticilla. Alunperin Elomaticin asiakasyritys pyysi Elomaticia tutkimaan mahdollisia nostin- tai nosturiratkaisuja tehtaaseen, jossa tila on melko ahdas. Paperirullat kuljetetaan trukilla kuljettimelle, josta rullat jatkavat eteenpäin. Toisinaan rullia kuljetetaan myös takaisin päin. Ongelman aiheuttaja onkin trukki liikenne ahtailla käytävillä, joilla työntekijät työskentelevät koneiden ympärillä. Trukki liikenne ei ole välttämättä kaikkein nopein ratkaisu ja lisäksi se on turvallisuusriski työntekijöille. Tätä ongelmaa korjaamaan Elomaticilla alettiin suunnitella myös kiskoilla käsin työnnettävää kelkkaa, jolla rullat voidaan siirtää välivarastosta konelinjojen päätyihin. Yhdessä nosturin tai nostimen kanssa kelkan on tarkoitus poistaa trukki liikenne käytäviltä ja nopeuttaa rullien käsittelyä.

Lähtötietoina oli tiedot suurimman rullan mitoista ja massasta, sekä epätarkat piirustukset konelinjoista. Lähtötietoja on esitetty taulukossa 1. Mittoja tarkistettiin paikanpäällä tehdyillä mittauksilla. Nopeuksista ja kiihtyvyyksistä ei ollut tarkaa vaatimusta ja raja-arvot muodostuivat omaan kokemukseen perustuvasta sopivasta käyttönopeudesta käsin ohjattavalle nosturille. Aluksi ratkaisuksi etsittiin valmista nosturia tai nostinta. Suoraan sopivaa ei kuitenkaan löytynyt. Näin työ laajeni uuden nostimen ideointiin ja luonnosteluun, sekä lopulta nostimen suunnitteluun.

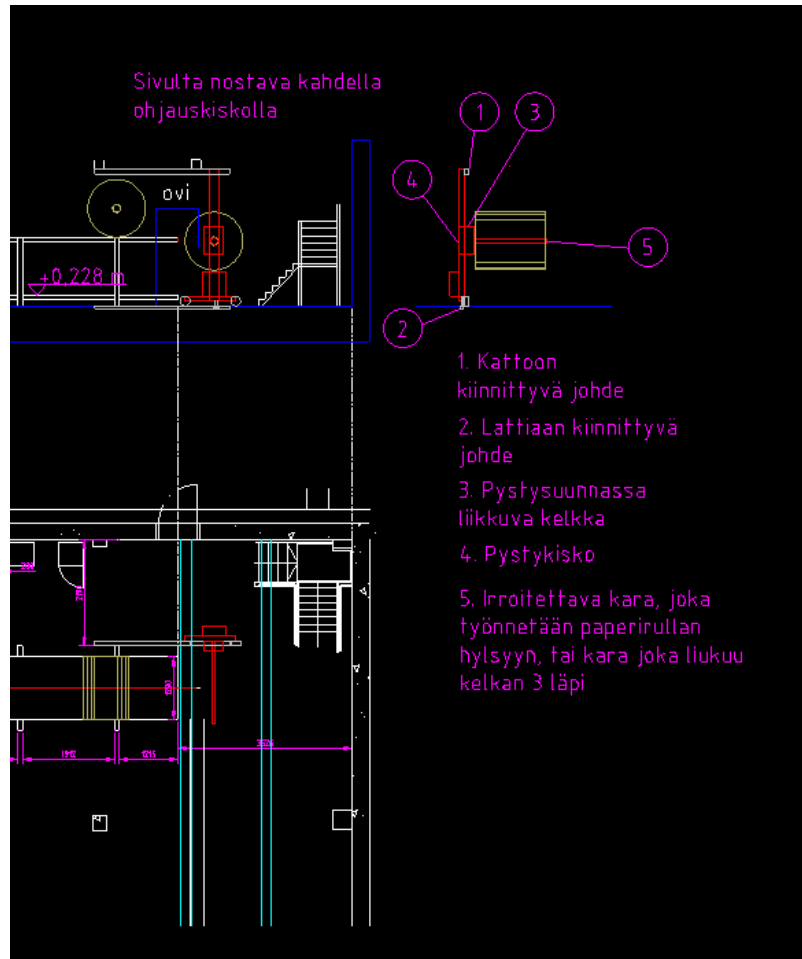
Taulukko 1. Lähtötiedot.

mittojen määrityksiä	mm	
rullan leveys max.	1430	
rullan leveys min.	1080	
kuljettimen leveys	1290	
max. ylitys puolellaan, jos rulla keskellä	70	
poikkeamavara k.m.	60	
rullan max. halkaisija	1200	
radan korkeus	1415	
vara+päätyaita	150	
nostokorkeus	2165	
rullan minimihalkaisija	240	
alin nostokorkeus	120	
rullan sallittu ylitys tangon päästä	400	
tangon pituus	1230	
pystykelkan etäisyys tolpasta	30	
rullan hylsyn sisähalkaisija	75	
nostoliike	2045	
liikenopeudet ja kiihtyvyydet	m/s	m/s ²
koko vaunu	0,4	0,8
aisa	0,123	0,5
nostokelkka	0,07	0,5
ulkoiset kuormat	kg	
rullan massa	1000	
	nostoa/vuosi	
käyttömäärä	6450	

4.2 Luonnostelu

Luonnosteluvaiheessa työskentely painottui erilaisten ratkaisujen ideointiin. Ideoita karsittiin lähinnä tilaan liittyvillä perusteilla. Myöskin toteutuskelvottomat ideat karsittiin pois. Jäljelle jääneet ideat esiteltiin asiakasyritykselle ja asiakasyrityksen henkilöstö valitsi ideoista heille

sopivimman. Ideat luonnosteltiin Autocad -ohjelmistolla. Esitettyjä ideoita on esitetty liitteessä 1 ja valittu idea kuviossa 4.

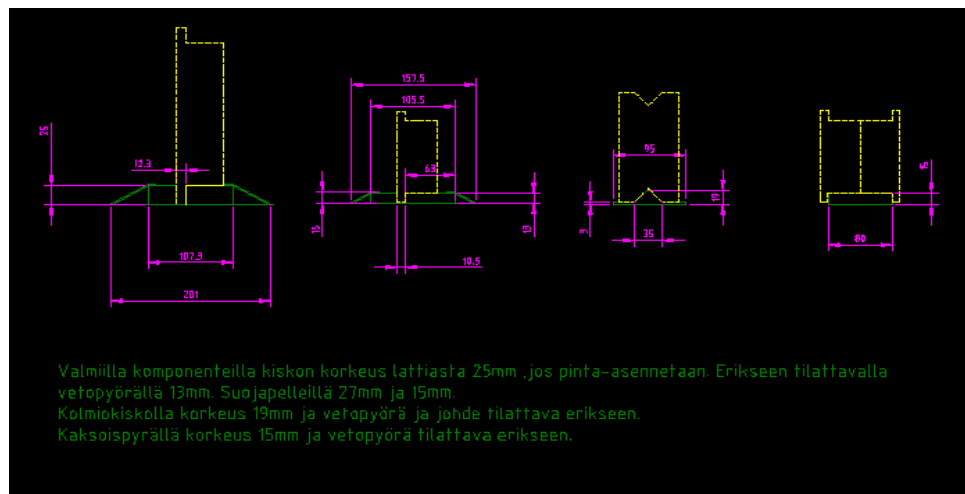


KUVIO 4. Loppukäyttäjän valitsema idea.

Kun päätös asiakkaalta tuli alkoi nostimen tarkempi luonnostelu. Nostimen toiminnot ositettiin ja kullekin toiminnolle etsittiin mahdollisia ratkaisuja. Päätoimintoja muodostui kolme; nostimen vaakasuuntainen liike, nostimen nostoliike ja nostoaisan työntäminen rullan sisälle.

Nostimen vaakasuuntaiselle liikkeelle muodostui perusajatuksiksi kiskoilla pyörien päällä liikkuva nostinvaunu ja katossa oleva tukikisko, joka ottaa vastaan vain painopisteen sivussa olemisen aiheuttaman vaakasuuntaisen

voiman. Pyöräksi pyrittiin löytämään sopivat valmiit pyörät. Asiakkaan toive oli, että kiskoja ei jouduttaisi upottamaan, mikä asetti vaatimuksen kiskon matalasta profiilista. Vaakasuuntaisessa vedossa päädyttiin kehittämään vetopyöriin pohjautuva ratkaisu, johtuen lattiakiskon taipumuksesta likaantua, ja sen tilasäästön vuoksi sekä yhden kiskon helpomman linjattavuuden vuoksi. Erilaisia pyörä- ja kiskovaihtoehtoja esitettiin asiakkaalle kuvion 5 mukaisesti.



KUVIO 5: Pyörä- ja kiskovaihtoehtoja

Oli alusta asti selvä, että pystysuunnassa liikkuvalla nostokelkalle tarvittaisiin myös johteet, jotka ottaisivat vastaan momentin, joka painopisteen epäkeskisyydestä aiheutuu. Tähän etsitiin ja tutkittiin paljon erilaisia johdevaihtoehtoja. Myös nostoliikkeen tuottamiseen ideoitettiin paljon erilaisia ratkaisuja. Vaihtoehtoja muodostui monta. Asiakas tarjosi käyttötarkoitukseen heiltä vapautuvia trapetsiruuveja. Omia ajatuksia oli kuularuuvi, ketjunostin, vaijeritalja, nostaminen rullaketjulla ja omega tyylinen nosto, jossa rullaketjun päät ovat kiinteästi kiinni ja hammaspyörä kipeää ja laskeutuu ketjua pitkin. Myös hammastanko oli tutkittavana vaihtoehtona.

Nostoaisan liikkeelle oli myös erilaisia ideoita. Vaihtoehtoina oli mm. ovaalin muotoinen aisa, jossa olisi kylkeen kiinnitetty hammastanko, aisaa puristava

vetävä nippi, teleskooppinen paineilmasylinteri, saksinostinta muistuttava mekanismi ja trapetsi- tai kuularuuvi.

Myös lukuisien yksityiskohtien luonnostelu teetti suuren määrän ideointi- ja luonnostelutyötä.

Jo luonnosteluvaiheessa tehtiin alustavia laskelmia, joilla käyttökelvottomat ideat pyrittiin karsimaan. Luonnoksista valikoitui ratkaisut kehittelyyn niiden tiettyjen ominaisuuksien perusteella.

Vaakaliikkeessä kehittelyyn jatkoi idea suorakaiteen muotoisesta kiskosta ja laipallisista pyöristä. Vaunun toiseen päätyyn tulisi valmiit kuulalaakeroidut pyörät ja toiseen päähän vetopyörät samalle akselille jarrullisen vaihdemoottorin kanssa. Näin rakenne pysyisi kohtalaisen yksinkertaisena ja seisontajarrua tai sähkökatkon varalla olevaa jarrua ei tarvitsisi erikseen.

Pystyjohteiksi valikoitui teräksiset U-profiilit ja kaksoislaakerit. Teräksisiin johteisiin päädyttiin teräksen jäykkyyden vuoksi. Näin ei tarvittu erikseen tukipilareita. Nostomekanismiksi valitiin kuularuuvit. Trapetsiruuvit olisivat olleet liian hitaat, rullaketjukäytöt vaikeita sijoittaa ja ketju- ja vaijerikäyttöihin ei löytynyt sopivia valmiita komponentteja. Ruuveja päädyttiin laittamaan kaksi, koska aisan kohdalle ei ruuvia voinut laittaa ja kuormasta ei haluttu epäkeskeistä.

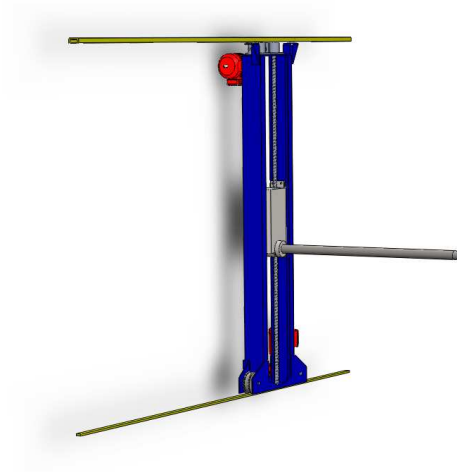
Nostoaisaksi tuli pyöreä aisa sen helpomman laakeroitavuuden ja koneistuksen vuoksi ja käyttö kuularuuvilla, jolloin käyttömekanismien pituus ei ylitä paljon aisan pituutta ja voima riittää aisan siirtoon.

4.3 Kehittely ja viimeistely

4.3.1 Ensimmäinen malli

Kehittelyvaiheen alussa tehtiin ensimmäinen mittakaavainen malli (kuvio 6). Mallin perusidea säilyi koko kehittelyn ajan, mutta yksityiskohtiin ja pienempiin

osiin tehtiin vielä paljon luonnostelu -otsikon alle paremmin sopivaa työtä. On myös huomattava, että koneensuunnittelu on usein iteroivaa työskentelyä ja harvoin kaikkia komponentteja pystytään kerralla valitsemaan niin, että ne säilyisivät mukana lopulliseen malliin asti. Tässäkin mallissa vaihtuivat pyörien koko, alakiskon koko ja johteiden koko.



KUVIO 6. Ensimmäinen mittakaavainen 3D malli.

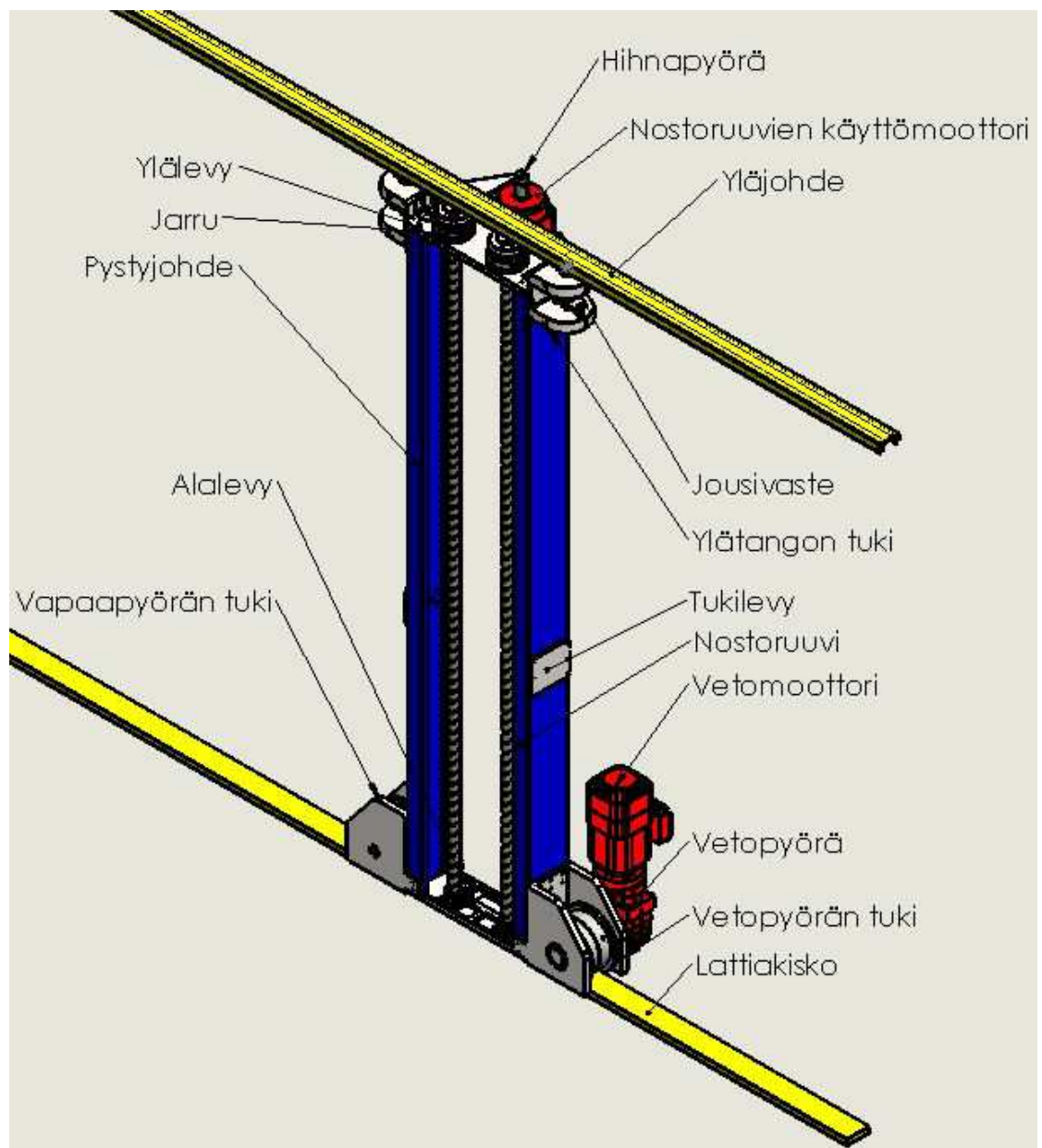
4.3.2 Kokoonpano

Suunnitteluprosessissa luotiin ensin karkea mittakaavainen malli ja sen pohjalta alettiin suunnittelemaan ja valitsemaan komponentteja.

Komponenttien valintaa ja suunnittelua on kuvattu seuraavassa luvussa, mutta tässä luvussa esitellään ensin valmista kokonaisuutta ja kokoonpanoa, sillä näin päin esiteltynä komponenttien suunnittelu on helpommin lukijan ymmärrettävissä.

Nostimen perusrakenteen, jonka suunnittelu on ollut aiheena tässä opinnäytetyössä, voi jakaa kahteen pääosioon.

Ensimmäinen osio on nostinvaunu (kuvio 7), nostimen runko, joka tukeutuu ylhäältä kattojohteena toimivaan u-profiiliin ja alhaalta lattiakiskoon.

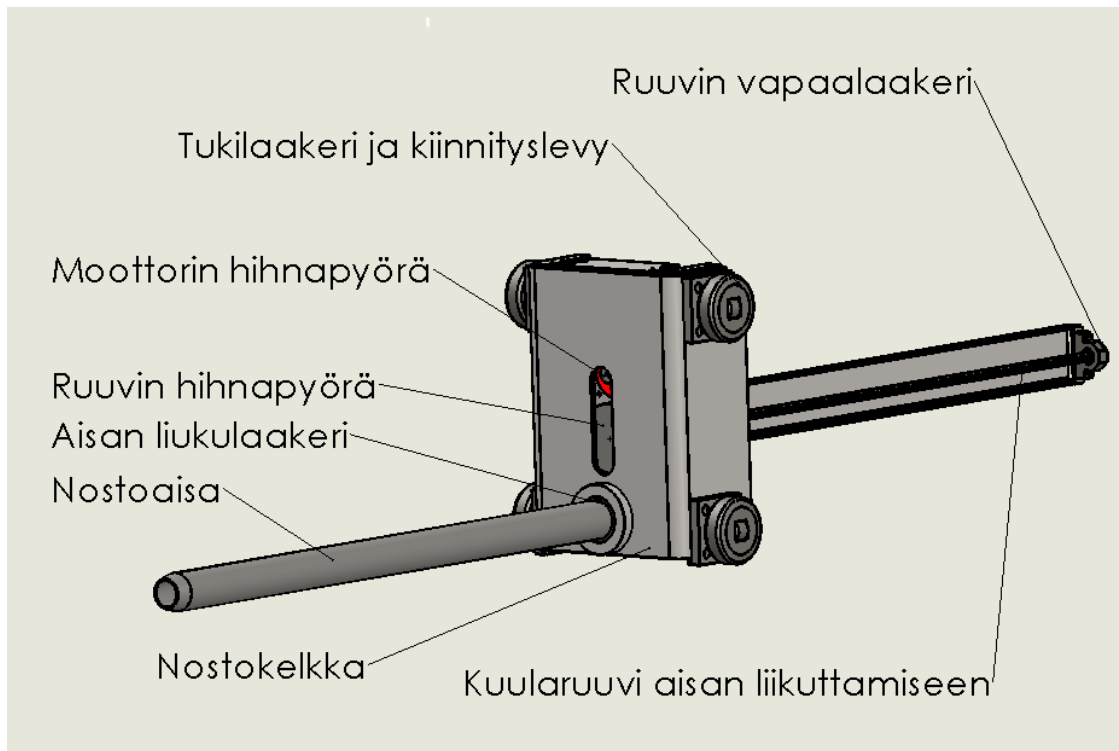


KUVIO 7. Nostinvaunu.

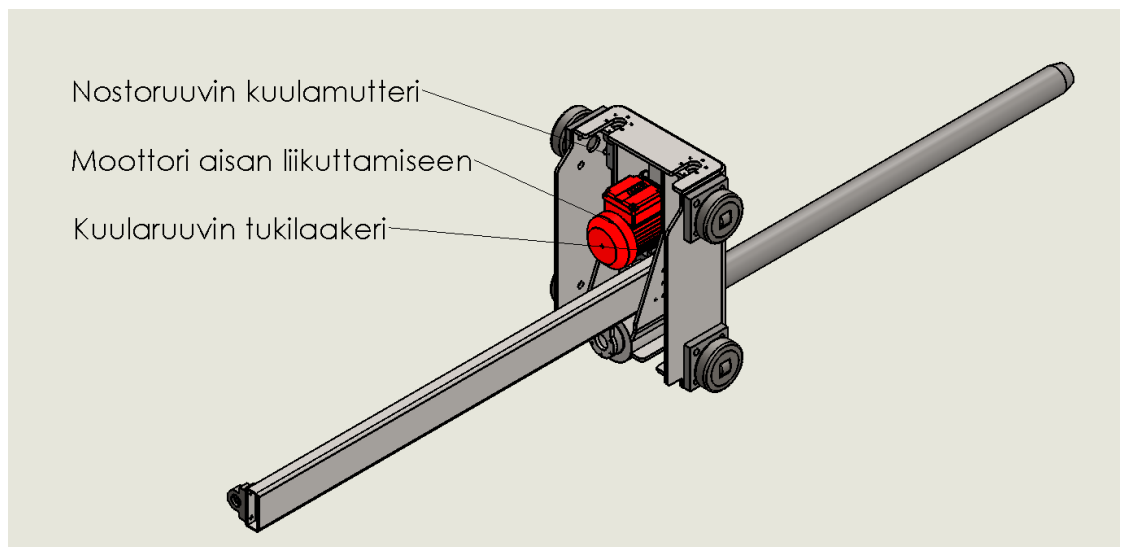
Nostinvaunun kokoonpano on suunniteltu seuraavasti

- alalevy kiinnitetään pystyjohteisiin
- nostokuularuuvien laakeriyksiköt ja nostoruuvit muttereineen ja mutterin välilevyineen kiinnitetään alalevyyn
- kiinnitetään ylälevy ja kuularuuvien ylälaakerit, jarrut ja hihnapyörät
- kiinnitetään pyörien tuet, laakerit, pyörät ja akselit
- kiinnitetään ylätanko tukilevyyn ja laakeriosat tukilevyyn
- kiinnitetään jousivaste ylätankoon ja asetellaan jouset paikalleen, sekä kiinnitetään jousivasteen ruuvit, joilla puristetaan jouset kasaan
- nostetaan nostin pystyyn ja kiinnitetään ylätangon tukikokoonpano, minkä jälkeen kierretään jousivasteen ruuveja auki kunnes yläpään kaksoislaakeri nojaa yläjohteeseen ja kiristetään lukitusmutterit
- asennetaan loput osat, lukuunottamatta tukilevyjä ja poistetaan välykset alakiskolta

Toinen osio on nostokelkkakokoonpano (kuviot 8 ja 9), joka liikkuu vertikaalisuunnassa pystyjohteiden välissä. Nostokelkkakokoonpanossa on hitsattava runko-osa, joka vaatii koneistusta hitsauksen jälkeen, ja johon liukulaakerit kiinnittyy. Tämä kokoonpano tuodaan asennuspaikalle valmiina. Se nostetaan kuulamutterien varaan ja kiinnitetään niihin. Tämän jälkeen kiinnitetään kelkan tukilaakerit. Loput osat voidaan koota seuraavaksi. Lopuksi ajetaan kelkan laakerit reikäryhmän kohdalle ja säädetään aksiaalilaakerista välykset pois.



KUVIO 8. Nostokelkka kokoonpantuna.



KUVIO 9. Nostokelkka kokoonpantuna.

4.3.3 Komponenttien valinta ja suunnittelu

Nostimessa pyrittiin käyttämään mahdollisimman paljon komponentteja, joita löytyy valmiiksi jonkun valmistajan katalogeista. Myös valmistajia ja toimittajia arvioitiin sen mukaan millaista tietoa heidän tuotteistaan löytyy ja paljonko erilaisia tuotteeseen sopivia komponentteja heidän tuotevalikoimaansa kuuluu. Valmiiden komponenttien valinnassa käytettiin laskentaan valmistajien antamia ohjeita ja valmistajien mitoitusohjelmia. Valmistettavat komponentit pyrittiin suunnittelemaan sellaisiksi, että ne on mahdollista ja mahdollisimman edullista valmistaa. Alla on kerrottu tarkemmin yksittäisten komponenttien valinnasta ja suunnittelusta.

Nostoaisa

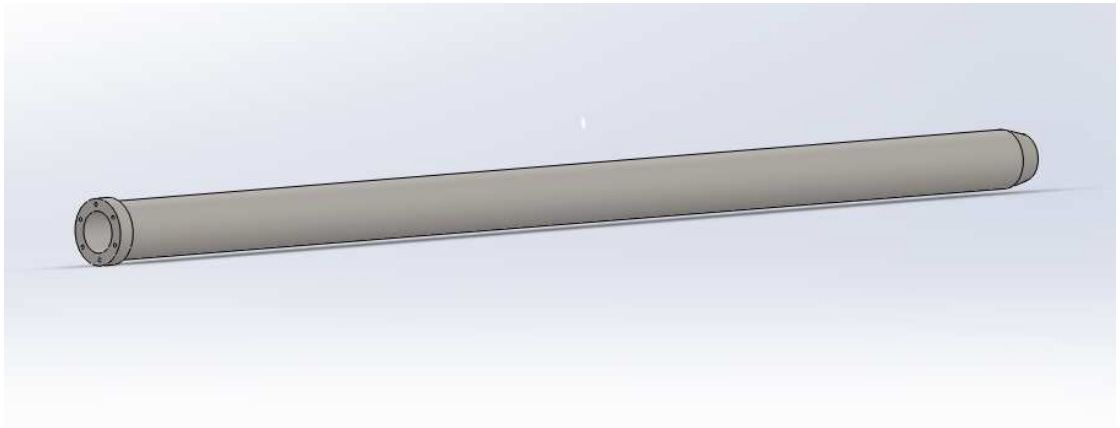
Nostoaisa suunniteltiin laskemalla aisalle tuleva suurin taivutusmomentti ja verrattiin sitä aisan lujuusominaisuuksiin. Materiaaliksi valittiin 34CrNiMo6 karkaistuna ja päästettynä 550 C° lämpötilassa. Ovakon nuorrotuspiirros kysesestä materiaalista löytyy liitteestä 2.

- Laskettiin aisan pokkileikkauksen pinta-ala kaavan 1 mukaisesti. Pinta- alaksi saadaan 0,026 m²
- Laskettiin aisan massa kaavan 2 avulla. Massaksi saatiin 27,01 kg
- Laskettiin rullan ja tangon massakeskiön etäisyys kaavan 3 mukaan. Etäisyydeksi tuli 1,016 m.
- Laskettiin maksimi voima kiihdytyksessä kaavan 4 mukaan. Voimaksi tuli 10589,4 N.
- Laskettiin tangon taivutusvastus kaavan 5 mukaisesti. Tulokseksi saatiin 30083,6 mm³
- Laskettiin taivutusmomentti tangolle kaavan 6 mukaisesti. Momentiksi saatiin 10758,8 Nm
- Laskettiin taivutusjännitys kaavan 7 mukaisesti. Saatiin 357,6 MPa.

- Laskettiin neliömomentti kaavan 8 mukaisesti. Tulokseksi tuli $1,053 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$.
- Laskettiin taipuma kaavan 9 mukaisesti. Tangon pään taipumaksi saatiin 27,7 mm laskettuna ulommasta tukilaakerista ja 36 mm laskettuna pyörän keskilinjalta. Todellinen taipuma jäänee näiden arvojen väliin.
- Laskettiin myötövarmuus kaavan 10 mukaan. Saatiin varmuudeksi myötörajaan nähden 2,79.
- Laskettiin murtovarmuus kaavan 10 mukaan. Saatiin murtovarmuudeksi 3,35.
- Laskettiin aisan dynaaminen varmuus kaavan 11. Dynaamiseksi varmuudeksi saatiin 1,14. Varmuus on laskettu äärettömällä määrällä taivutuksia, aina maksimi kuormalla.

Aisan kuormitukset ja taipuma ilmenevät myös nostokelkkakokoonpanolle tehdystä FEM-analyysistä. Tulokset käsinlaskennan ja analyysin välillä ovat hyvin yhdenmukaisia, mikä osoittaa, että kummassakaan ei ole karkeita virheitä. Käsin laskettu tulos myös tarkistettiin raportoinnin yhteydessä.

Aisa on esitetty kuviossa 10. Aisa on muuten pyöreä sileäpintainen putki, mutta nostokelkan taakse jää leveämpi kohta, josta aisa kiinnittyy sitä liikuttavaan ruuvimekanismiin.



KUVIO 10. Nostoaisa

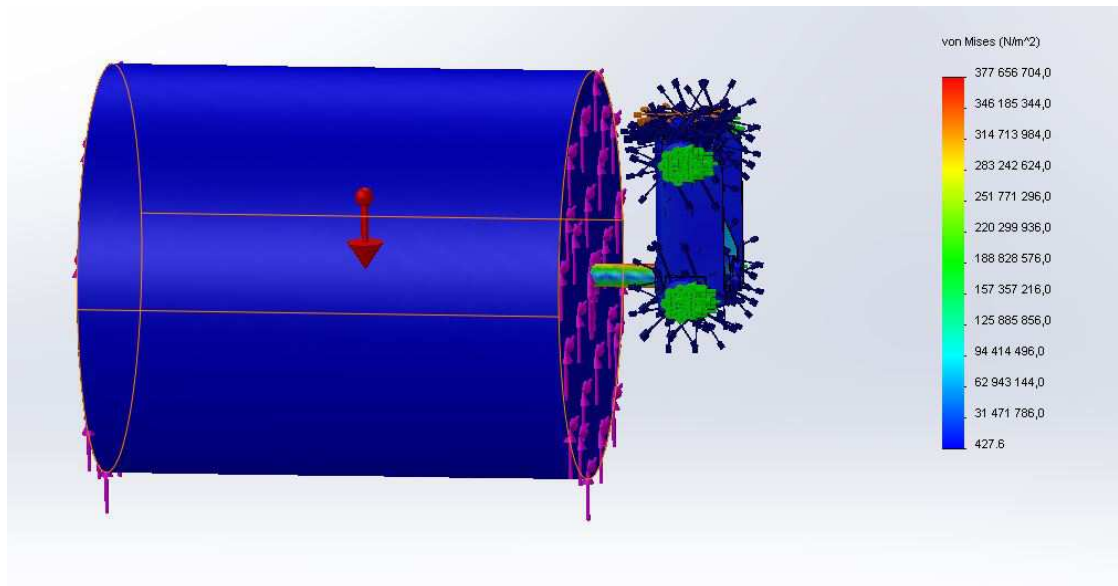
Aisan liukulaakerit

Aisan laakereiksi valittiin liukulaakerit johtuen suuresta staattisesta kuormasta. Liukulaakerien materiaaliksi valittiin AB09, jolla staattinen kuormankesto on 280 MPa ja dynaaminen 75 MPa ja joka sallii aksiaalisen liikkeen (Laakerimetallit ja liukulaakerit. Viitattu 5.11.2013). FEM-analyysi antoi staattiseksi reunapaineeksi laakerille 146,3 MPa. Paineissa ollaan siis sallitulla alueella.

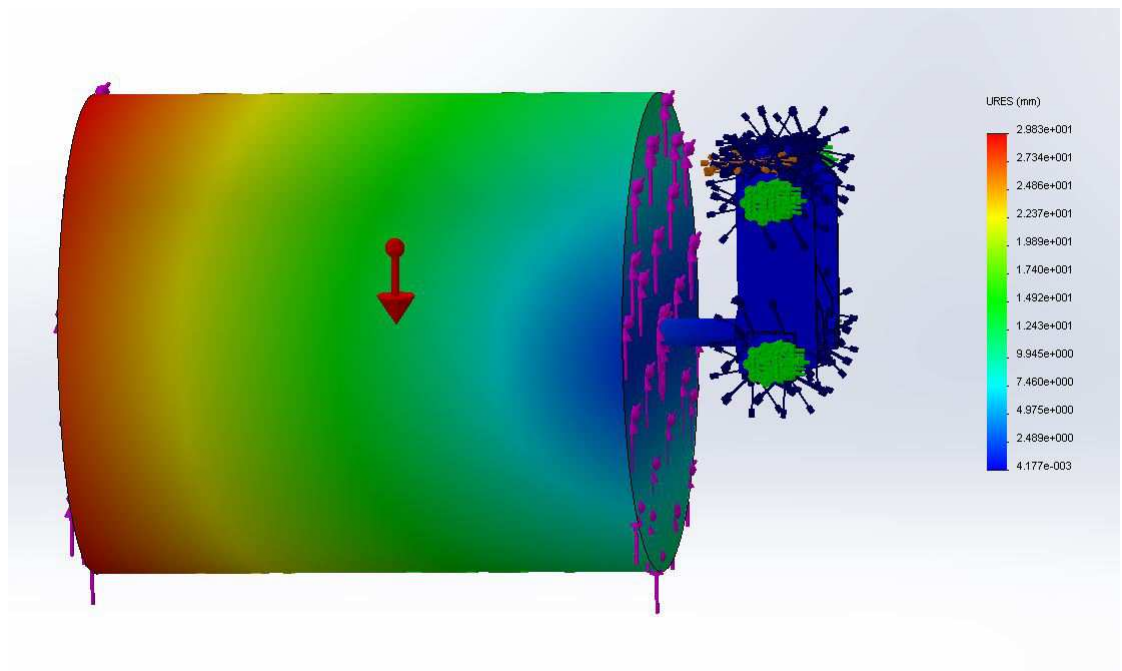
Nostokelkka

Nostokelkka suunniteltiin käytettävän tilan ehdoilla niin, että tukilaakerien pystysuuntainen etäisyys säilyisi mahdollisimman suurena. Nostokelkan rakenteesta tuli melko monimutkainen ja sen vuoksi sen lujuutta ei tarkasteltu käsinlaskentana, vaan tarkastelu perustui aluksi arvioon ja myöhemmin sille tehtiin FEM-analyysi. FEM-analyysi antoi kelkan rullan puoleisen tukilaakerin luo paikallisen jännityskeskittymän, jossa jännitys nousi tasolle 146,3 MPa. Tällä jännityksellä varmuusluku myötörajan nähden on 2,45, kun materiaalina on S420N, jossa myötöraja on 390 MPa. Väsymisraja materiaalille laskettiin kaavalla 19, jolla väsymisrajaksi saadaan 245MPa, mikä tarkoittaa jännityksien olevan niin pieniä, että teoriassa rakenne kestää äärettömän määrän taivutusvaihtoja. Suurimmaksi siirtymäksi

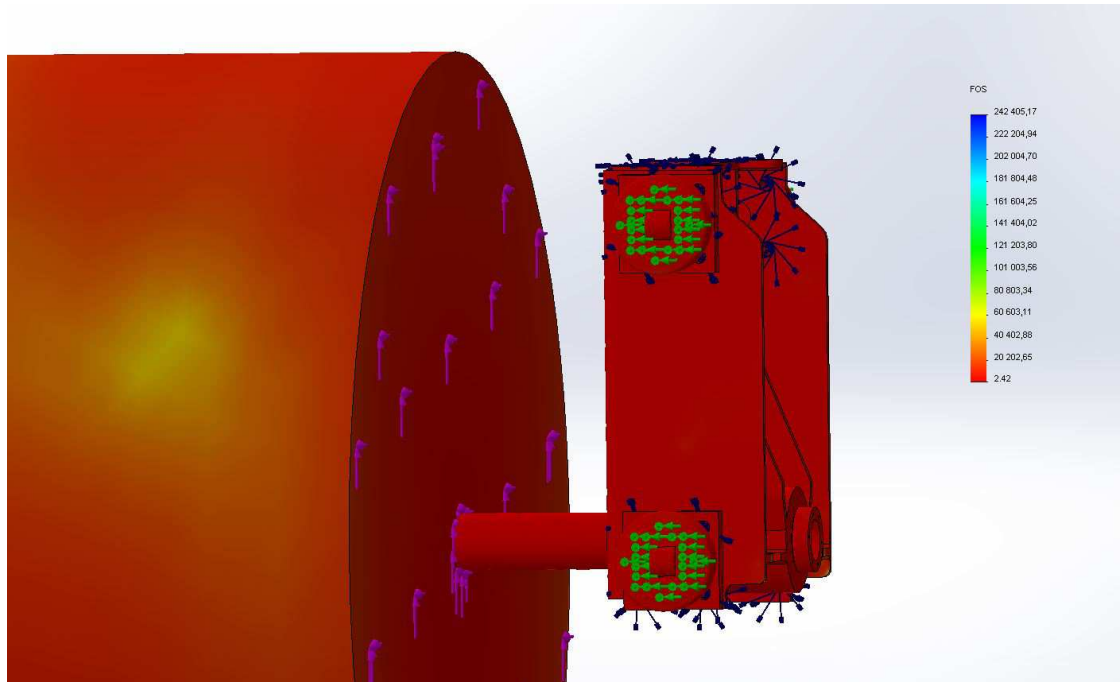
kelkkakokoonpanossa tuli 30 mm. Nostokelkan FEM-analyysin tuloksia on esitetty kuvioissa 11-13.



KUVIO 11. Kelkkakokoonpanon jännityksiä.



KUVIO 12. Kelkkakokoonpanon siirtymiä.



KUVIO 13. Kelkkakokoonpanon varmuuksia.

Nostokelkan tukilaakerit

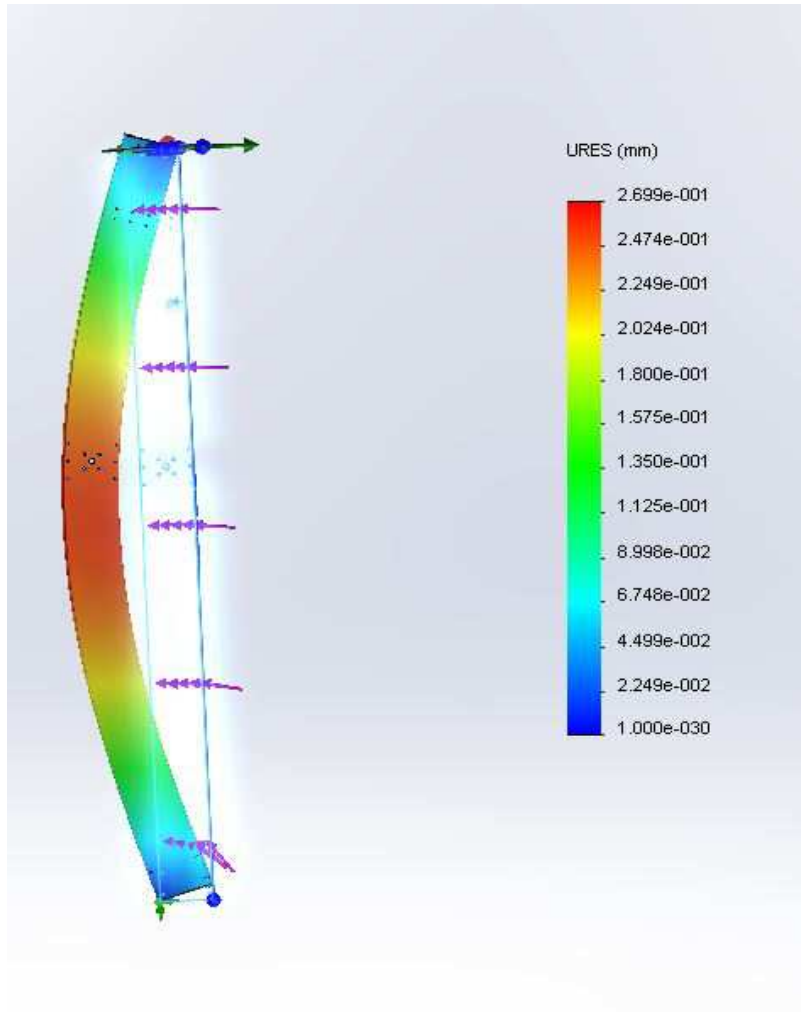
Nostokelkan tukilaakerien voimat saatiin voimien ja momentin tasapainoyhtälöistä (kaavat 12 ja 13). Vaakatasossa vaikuttavaksi voimaksi saatiin 13400 N. Laakeriksi valittiin Winkelin yhdistelmälaakeri 4462 AP 4-Q tukilevyllä. Yhdistelmälaakerin aksiaalilaakeri on epäkeskeisesti säädettävä. Laakerin kuormituksen kestoksi valmistaja antaa 33,9 kN, jolloin varmuudeksi jää 2,5 valmistajan ilmoittamaan sallittuun arvoon.

Pystytolpat / -johteet

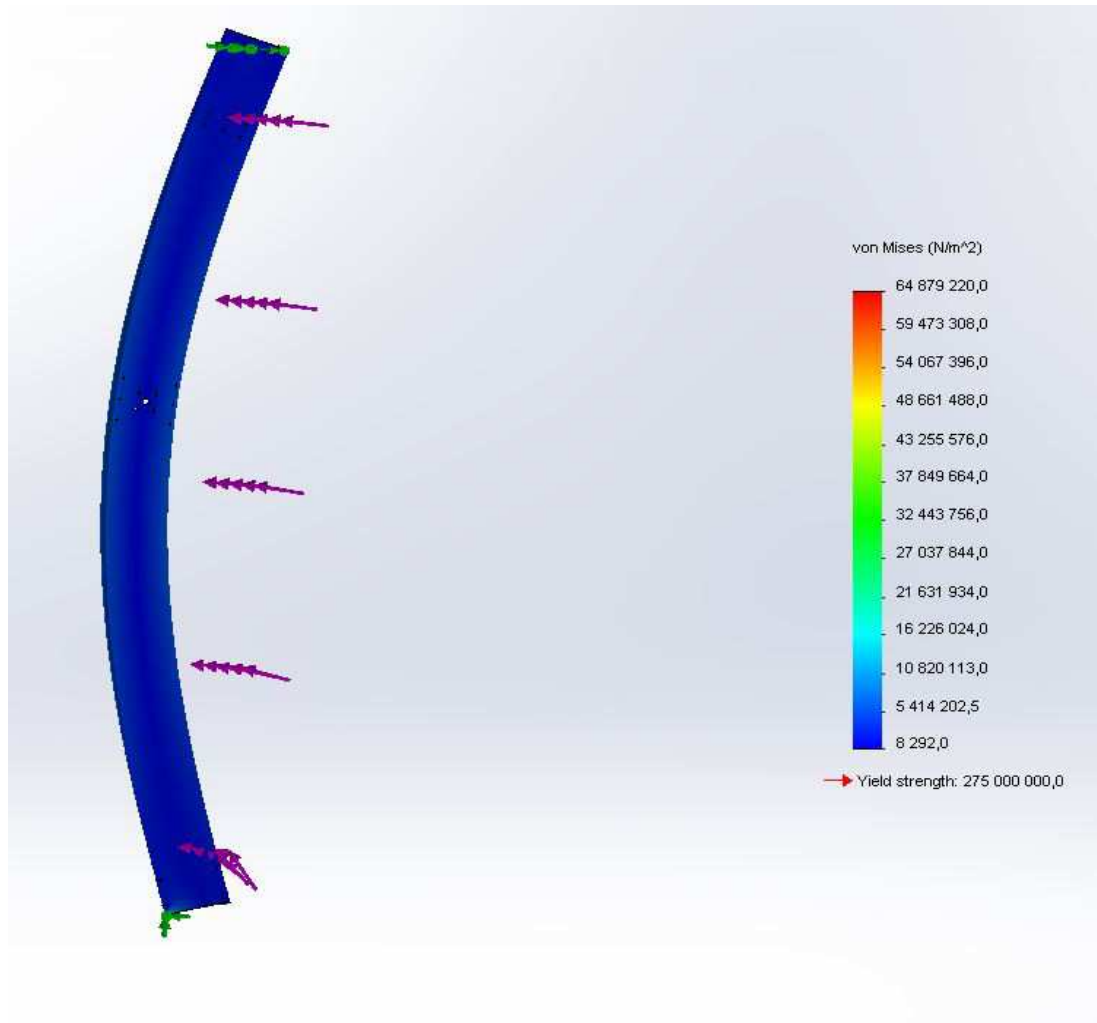
Pystytolppien virkaa hoitamaan valittiin samalla johteena toimiva, tukilaakerien kanssa yhteensopiva u-profiili Winkelin katalogista. Johteen taipuma ja kiepahdusvoima tarkistettiin laskemalla. Neliömomentti ja taivutusvastus löytyivät valmistajan katalogista.

- Taipumalaskua varten kelkan tukilaakerien voima muutettiin pistemomentiksi tasapainoyhtälöiden (kaavat 12 ja 13) avulla. Taipuma laskettiin kaavan 14 mukaan. Saatiin 0,62 mm.
- Laskettiin vääntöneliömomentti kaavalla 15 ja vääntövastus kaavalla 16. Saatiin vääntöneliömomentiksi $1,057 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$ ja vääntövastukseksi 41295,2 mm³.
- Laskettiin kiepahdusmomentti kaavan 17 mukaan ja verrattiin sitä laakerin epäkeskeisen kuorman aiheuttamaan momenttiin, joka laskettiin kaavalla 6. Vääntökeskiö laskettiin kaavalla 18, jotta saatiin vaikuttavan voiman etäisyys laskettua. Saadaan kiepahdusmomentiksi 705 kNm ja vaikuttavaksi momentiksi 536 Nm. Myötörajan mitoitettuna jännitykset tulevat vastaan 15,7 kNm kohdalla, jolloin se on rajoittava tekijä ennen kiepahdusta.

Tolppien lujuutta tarkasteltiin myös Rakenne -ohjelmalla ja Solidworksin FEM-analyysillä. Analyysin tuloksia on esitetty kuvioissa 14 ja 15.



KUVIO 14. Pystytolpan siirtymät.



KUVIO 15. Pystytolpan Jännitykset FEM-analyysin mukaan.

Pyörät

Pyöriksi valittiin Blicklen katalogeista teräksiset kiskopyörät. Kuormankeston kannalta olisi riittäneet pienemmätkin, mutta vetopyöriä ei ollut tuoteohjelmissa pienempänä eikä parempia vaihtoehtoja löytynyt muilta valmistajilta. Pystysuuntaisena kuormana käytettiin arvioitua massaa ja vaakasuuntaisena kuormana laskettua kuormaa. Pyörän laipan vaakasuuntaista kestävyyttä kysyttiin sähköpostitse valmistajalta. Pystysuuntainen kuorma saatiin valmiin nostimen maksimipainon ja paperirullan suurimman massan summasta. Summa jaettuna neljälle pyörälle on 500 kg. Pyörien kantavuus on kuitenkin 2500 kg. Vaakasuuntaiseksi

voimaksi pyörälle saatiin tasapainoyhtälöistä (kaavat 12 ja 13) 2,071 kN per pyörä. Vaakasuuntaiseksi kantavuudeksi valmistajan edustaja ilmoitti 2,4 kN. Voima jakautui kahden pyörän laipalle. Käytännössä kitkavoima hoitaa suuren osan tästä voimasta.

Kuularuuvit

Kuularuuvit päädyttiin ottamaan SKF:n valikoimista. Suurimpana syynä tähän oli, että heiltä löytyi kattavasti tietoa, sekä ruuveista, että tukilaakeriyksiköistä. Ruuvien mitoitus tapahtui valmistajan ohjeiden mukaisesti.

Nostoruuveja päädyttiin laittamaan kaksi rinnakkaista, jolloin kelkan painopiste on ruuvien välissä. Ruuvit mitoitettiin niin, että yksikin ruuvi kestää kelkan massan. Aisan ruuvi mitoitettiin vain tuottamaan riittävän nopean liikkeen ja riittävän suuren voiman nostoaisan liikuttamiseen.

Ruuvien mitoitus tapahtui seuraavasti:

- Laskettiin tarvittava voima.
 - Nostoruuville voima saatiin kertomalla kelkkakokoonpanon ja paperirullan massojen summa putoamiskiihtyvyyden ja nostoliikkeen kiihtyvyyden summalla. Voimaksi saatiin 13,4 kN, joten yhdelle ruuville jää kuormaksi 6,7 kN.
 - Aisan ruuvilta tarvittava voima saatiin laskemalla nostoaisan massan aiheuttama voima kaavan 4 avulla. Tästä laskettiin tasapainoyhtälöiden (kaavat 12 ja 13) avulla laakereihin kohdistuvat voimat. Liikettä vastustava kitkavoima saatiin kaavan 20 avulla ja kaavan 4 avulla laskettiin kiihtyvyyden tuoma lisävoima. Näin tulokseksi tuli 452 N.
- Valittiin ruuvien nousut ja halkaisijat
 - nostoruuvien nousuksi 10 mm ja halkaisijaksi 32 mm.
 - aisan ruuville nousuksi 10 mm ja halkaisijaksi 16 mm.

- Laskettiin halutun nopeuden vaatimat kierrosluvut kaavan 21 mukaan.
 - nostoruuville tuli 409 rpm
 - aisan ruuville saatiin 738 rpm
- Laskettiin ruuvien kriittiset nopeudet kaavan 22 avulla ja saatiin
 - nostoruuville 775 rpm
 - aisan ruuville 1401 rpm
- Laskettiin varmuus pyörimisnopeuden ja kriittisen nopeuden välillä ja saatiin
 - nostoruuville 1,895
 - aisan ruuville 1,9
- Tarkistettiin, ohjeen mukaan, että pyörimisnopeuden ja ruuvien halkaisijan tulo ei ylitä arvoa 50 000. Näin ei tapahdu.
- Laskettiin nurjahduslujuus ruuveille varmuudella 3 kaavan 23 mukaan ja saatiin
 - nostoruuville 6,08 kN yhdelle ruuville, jolloin varmuudeksi jää 2,72
 - aisan ruuville 1,23 kN
- Määritettiin ruuveille käyttöikä laskemalla merkittävä kuormitus kaavalla 24 ja elinikä kaavalla 25. Saatiin
 - nostoruuville $119,6 \cdot 10^6$ kierrosta
 - aisan ruuville $10349,2 \cdot 10^6$ kierrosta
- Näistä laskettiin käyttöikä vuosina kaavalla 26 ja saatiin
 - nostoruuville 27 vuotta
 - aisan ruuville 3200 vuotta

- Seuraavaksi määritettiin ruuveille käytännön hyötysuhde kaavalla 26 ja tarvittava momentti kaavalla 27. Tulokseksi tuli
 - nostoruuville 0,85 ja 25 Nm
 - aisan ruuville 0,87 ja 1,3 Nm
- Lopuksi määritettiin tarvittava teho kaavan 28 mukaisesti ja saatiin tehoiksi
 - nostoruuville tuotavaksi tehoksi saatiin 1,2 kW
 - vaakaruuville tuotavaksi tehoksi saatiin 86,1 W

Ruuvien käytöt valittiin niin, että molemmille ruuveille tulee moottori hihnäkäytöllä ja pystyruuveista molemmille tulee oma jarru.

Kuularuuvien laakerit

Kuularuuveille valittiin SKF:n niille suunnittelemat, nostinkokoonpanoon sopivat laakeriyksiköt, lukuunottamatta nostoruuvien yläpään tukilaakeria, joka on SKF:n katalogista valittu irrallinen urakuulalaakeri kestovoideltuna ja tiivistettynä. Laakereiden elinikä määritettiin SKF:n verkkosivulta löytyvällä laskurilla. Tuloksia on liitteessä 5.

Moottorit

Ruuvien käyttöön valittiin kolmivaihe oikosulkumoottorit taajuusmuuttaja ohjauksella. Tehot saatiin ruuvilaskuista. Pyörimisnopeudeksi valittiin 1500 rpm ja välitykseksi hihnavälitys. Valittujen moottorien tehot olivat 1500 W ja 180 W.

Nostoruuvien käyttömoottori kiinnittyy moottorille suunniteltuun tukirakenteeseen moottorin kiinnitysaloista. Aisan käyttöruuvien käyttömoottori sen sijaan kiinnitetään päätylaipasta.

Vetopyörälle valittiin moottori jarrulla ja kulmavaihteella. Momentti määritettiin yksinkertaistetusti laskemalla nostinvaunun kiihtyvyyden tuoma voima kaavalla 4 ja momentti vetopyörän säteen avulla kaavalla 6. Momentiksi

saatiin 100 Nm. Tämän jälkeen laskettiin pyörimisnopeus jakamalla vaunun nopeus vetopyörän vierintäpinnan kehän pituudella (kaava 29).

Pyörintänopeudeksi saatiin 48 rpm. Valitun moottorin tehoksi tuli 1,1 kW.

Moottori on varustettu jarrulla, jonka momentti kerrottuna vaihteen välityssuhteella on mahdollisimman lähellä kiihdytyksessä vaadittua momenttia. Tämä estää liian rajun jarrutuksen sähkökatkon sattuessa.

Vaihteisto on varustettu holkkiakselilla. Se asennetaan samalle akselille vetopyörän kanssa ja kiinnitetään pyörän ripustusrakenteeseen holkkiakselin ulkopuolella olevasta laipasta. Kaikki moottorit etsittiin ja 3D-mallit ladattiin SEW Eurodriven Drive Gate -nettiportalista.

Hihnat

Kuularuuvien ja moottoreiden väliin valikoitui hihnakäytöt. Syinä oli niiden sopivuus tilan puolesta ja asemoinnilta vaadittu pienempi tarkkuus.

Hammashihnat valikoituivat niiden vaatiman pienen esikivistysvoiman vuoksi.

Lisäksi nostoruuvien välillä ei saisi olla jättämää. Hihnat valittiin Gatesin hihnakäyttöjen suunnitteluoppaan mukaan ja hihnapyörien hammasluvut sellaisiksi, että ne löytyvät Gatesin suosittelistä hammasluvuista. Itse hihnan valinta tapahtui ohjeen mukaan seuraavasti:

- Määritettiin käyttökerroin. Taulukosta saatiin käyttökertoimeksi molemmille ruuveille 1,4
- Laskettiin suunnitteluteho kaavan 30 avulla. Saatiin
 - nostoruuvin hihnalle 1,68 kW
 - aisan ruuvien käyttöhihnalle 252 W
- Valittiin kaavion avulla alustavat hihnakoot
- Valittiin käytettävän tilan ja välityssuhteen (kaava 31) avulla hihnapyörät, joilla välityssuhde olisi mahdollisimman lähellä haluttua
 - Nostoruuvien hihnan alustavaksi välityssuhteeksi saatiin 3,7 ja aisan käytön hihnalle 2.
- Tarkistettiin tehonsiirtotaulukoista riittääkö hihnan tehonsiirtokyky.

- Kun sopiva yhdistelmä löytyi laskettiin lopullinen välityssuhde ja tarkistettiin, että moottori kykenee kyseisellä yhdistelmällä siirtämään kuularuuville riittävän pyörimisnopeuden ja momentin.
 - Lopullisiksi välityssuhteiksi tuli noston hihnalle 3,27 ja aisan hihnalle 1,5.

Jarrut

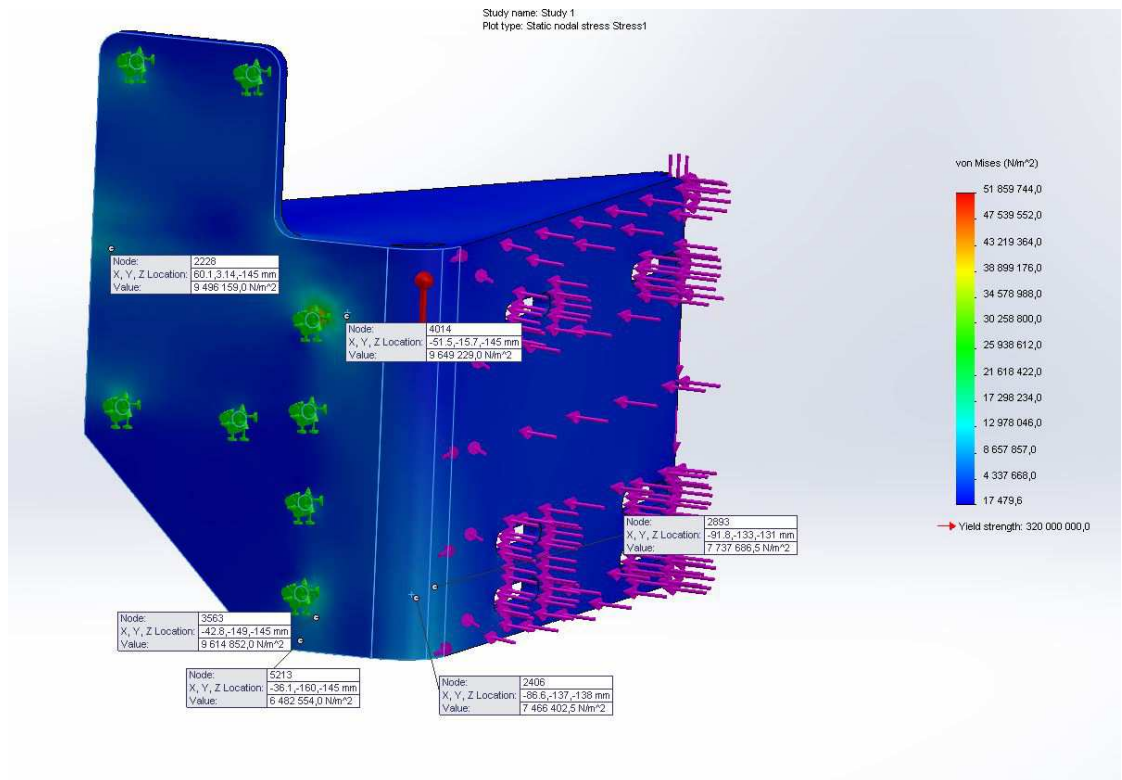
Nostoruuvin käyttömoottorille ei varusteluksi valittu jarrua, johtuen hihnävälityksestä, jota ei pidetty riittävän luotettavana jarruvoiman välittäjänä. Jarrujen tulee olla varmatoimisia, jotta kuorma ei pääse putoamaan hallitsemattomasti. Molemmille ruuveille tuli oma jarru. Jarrut vapautetaan elektromagneettisesti, joten sähkösyötön häiriintyessä jarrut kytkeytyvät päälle. Dynaaminen momentti riittää pysäyttämään vapaasti putoavan kelkan, joka on kuormitettu maksimi kuormalla

Yläpään johde ja kaksoislaakeri

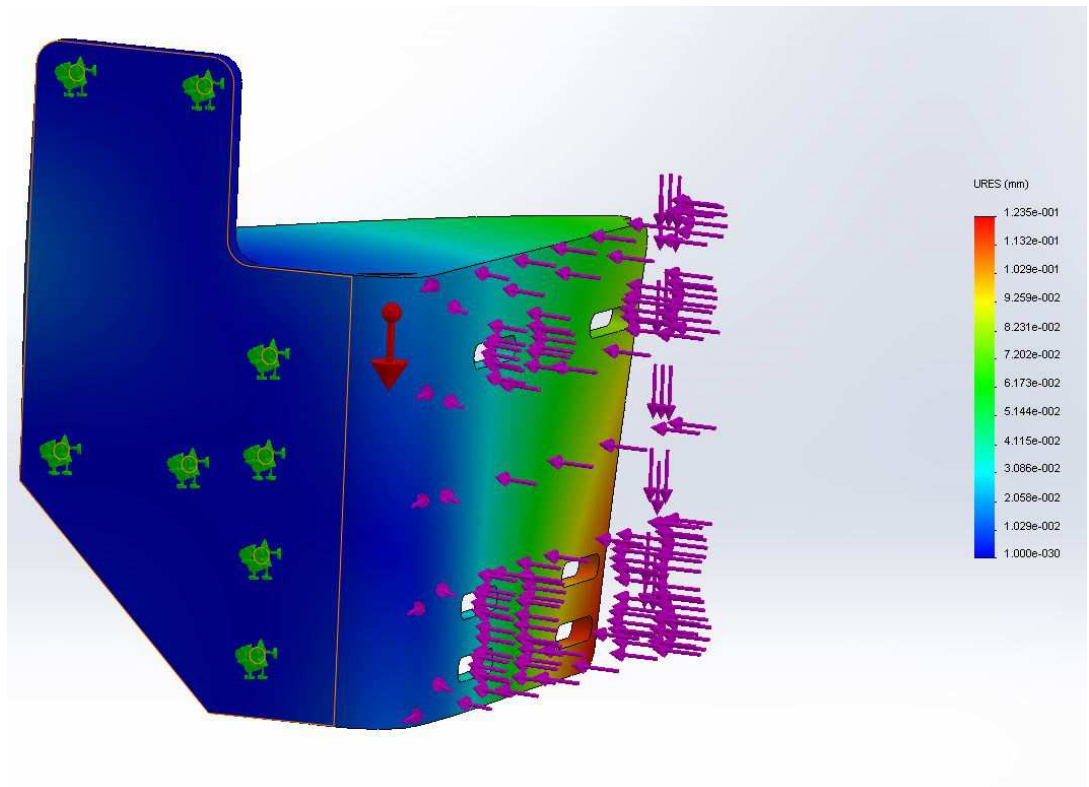
Yläpään johteeksi valittiin myös Winkelin johde ja laakereiksi Winkelin säädöttömät kaksoislaakerit. Kuormittava voima saatiin pyörän vaakavoiman laskusta.

Nostoruuvin käyttömoottorin tuki

Nostoruuvin käyttömoottorille suunniteltiin tuki sellaiseen kohtaan, missä se mahdollisimman vähän lisää nostimen tilantarvetta. Samalla piti huomioida, että hihna pitää pystyä esikiristämään moottoria liikuttamalla, sillä nostoruuvien asemaa ei voida muuttaa. Myöskin tuli huomioida, että kuularuuvien hihnapyörillä tulee olla mahdollisimman monta hammasta rynnössä. Tuelle tehtiin SolidWorksilla staattinen lujuustarkastelu, jonka tulokset näkyvät kuvioissa 16 ja 17.



KUVIO 16. Nostoruuvien käyttömoottorin tuen jännitykset.



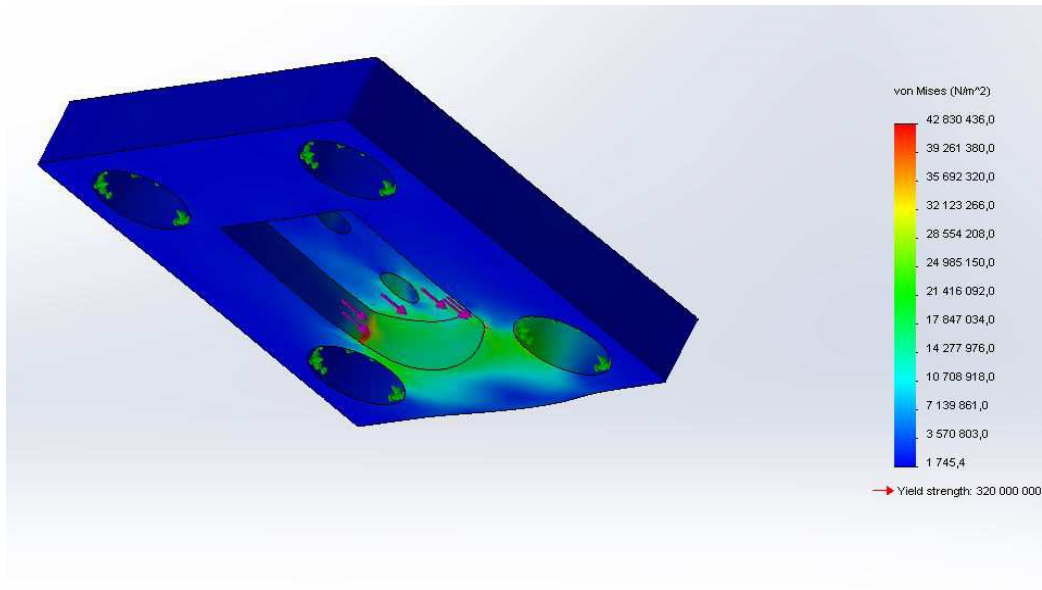
KUVIO 17. Nostoruuvien käyttömoottorin tuen siirtymät.

Aisan käyttömoottorin tuki

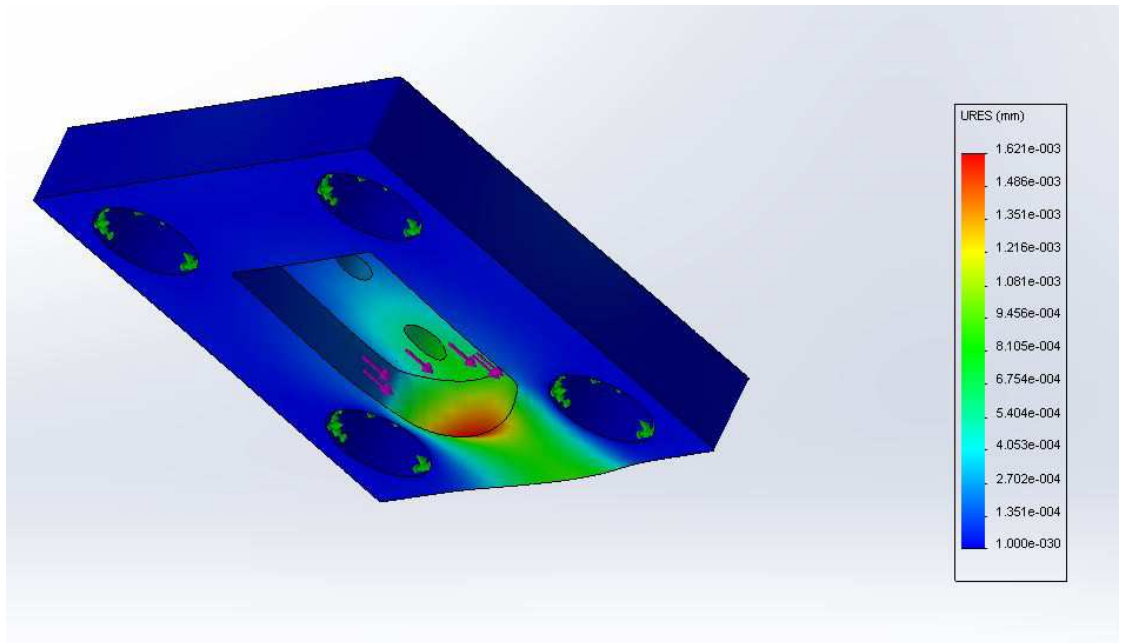
Aisan käyttömoottorin tuki suunniteltiin niin, että se vie mahdollisimman vähän tilaa ja niin, että moottoria liikuttamalla voidaan hammashihna kiristää.

Yläpään tanko ja laakerin kiinnityslevy

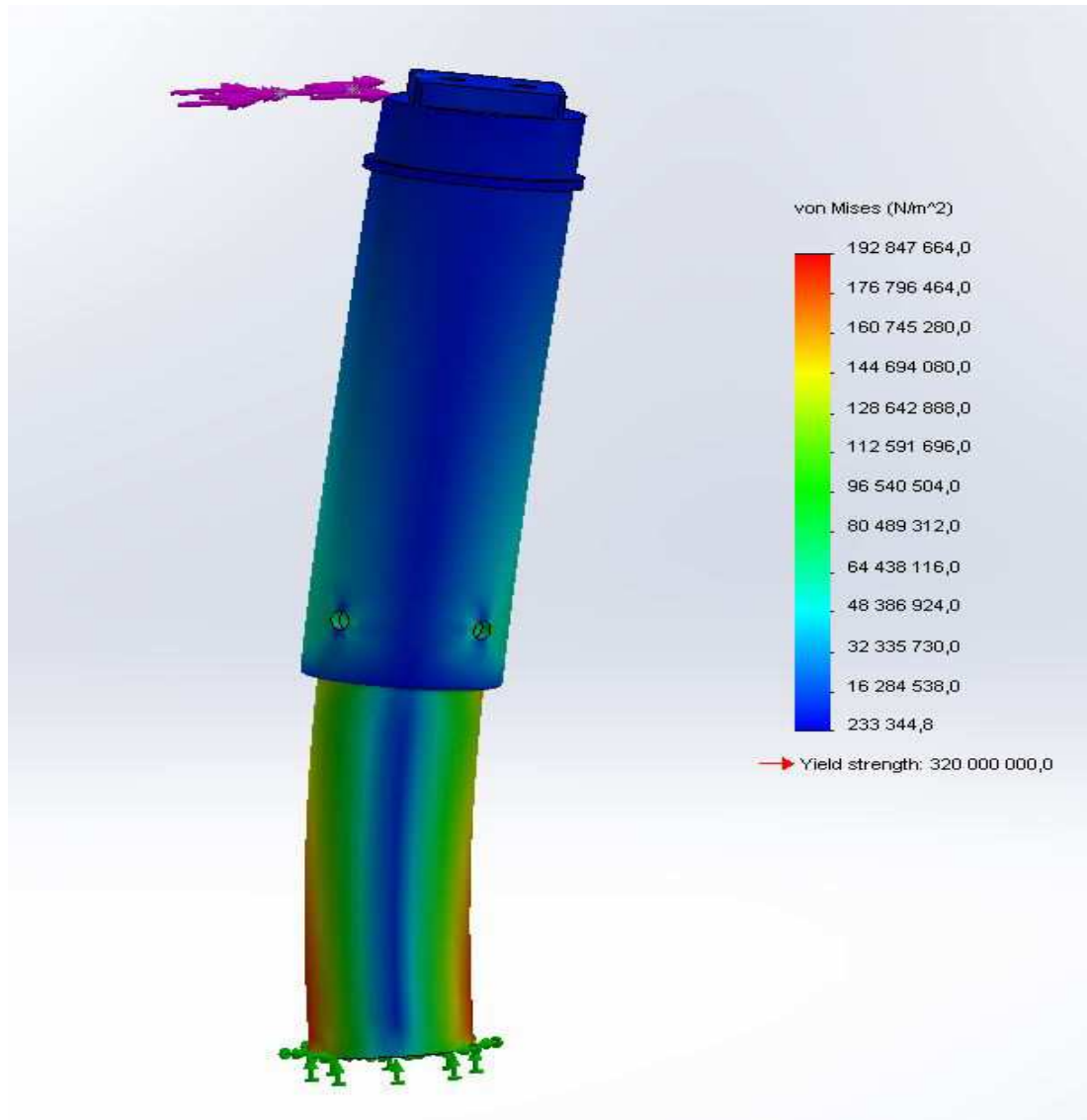
Yläpään tuentaan suunniteltiin tanko, joka kiinnitty kiinnityslevyn avulla yläpään kaksoislaakeriin. Tanko laakeroituu aksiaalisen liikkeen sallivilla liukulaakereilla tangon tukeen. Jousivaste välittää yläpään jousilta voiman, joka painaa tankoa ja samalla laakeria ylöspäin. Joustoliike antaa anteeksi pystysuuntaisia linjausvirheitä. Kiinnityslevy kiinnitetään tangon päähän upotuksen ja uppokantaruuvien avulla. Laakeri kiinnittyy kiinnityslevyyn ruuveilla laakerin valmistajan oman sovitelevyn avulla. Kiinnityslevyyn on tehty rasvakanava laakerin voitelua varten. Kuvioissa 18-21 esitetään tangon ja kiinnityslevyn tietokoneavusteisen lujuustarkastelun tuloksia. Tuloksia voidaan tulkita niin, että kestävyysden kanssa ei ole mitään ongelmaa. Tangon jännitykset ja siirtymät jäävät todellisuudessa huomattavasti pienemmiksi. Tämä johtuu siitä, että analyysissä tanko on tuettu vain päästä ja todellisuudessa se tuetaan myös ylempää paksulta osuudelta.



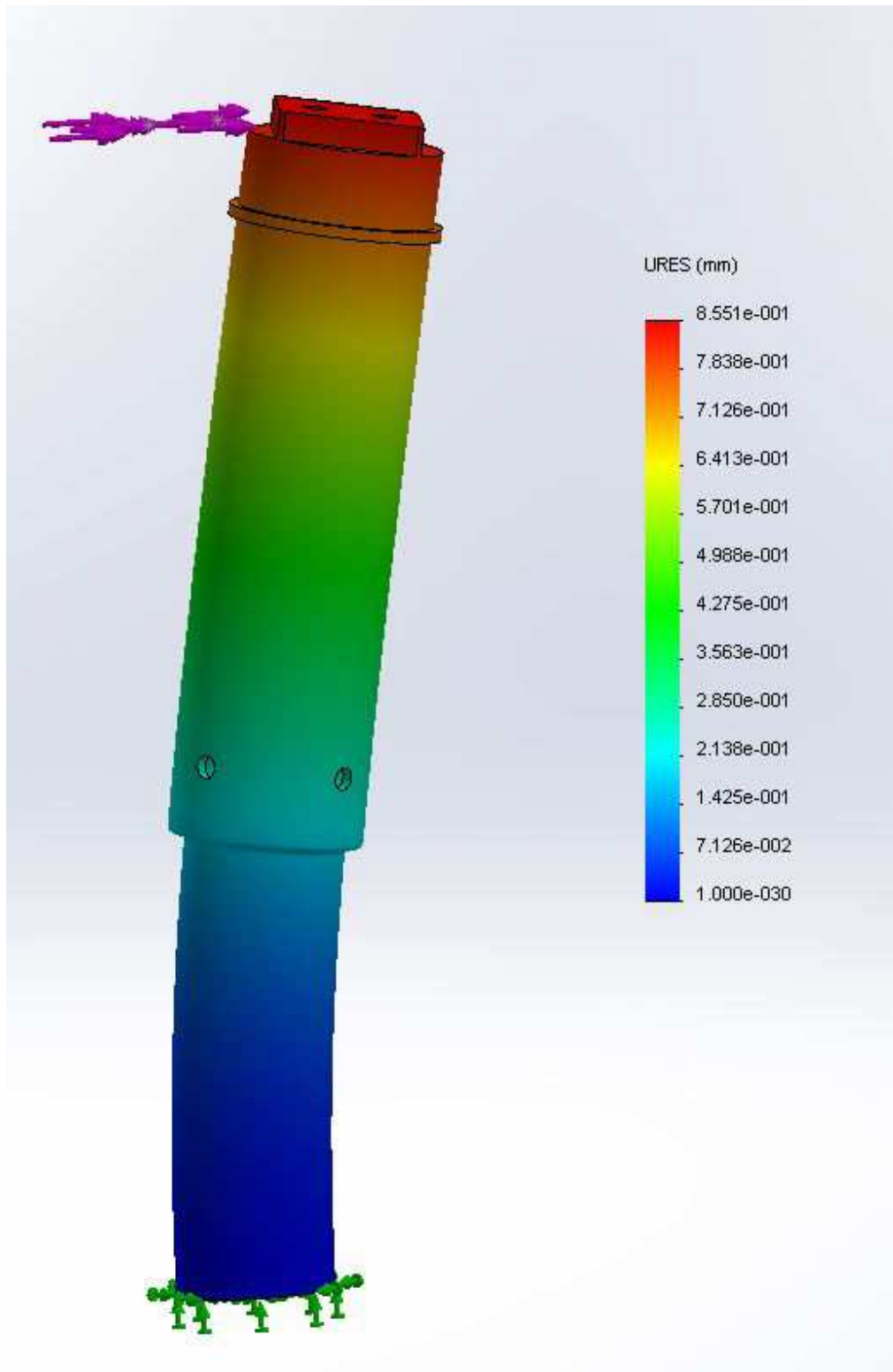
KUVIO 18. Kiinnityslevyn jännityksiä.



KUVIO 19. Kiinnityslevyn siirtymiä.



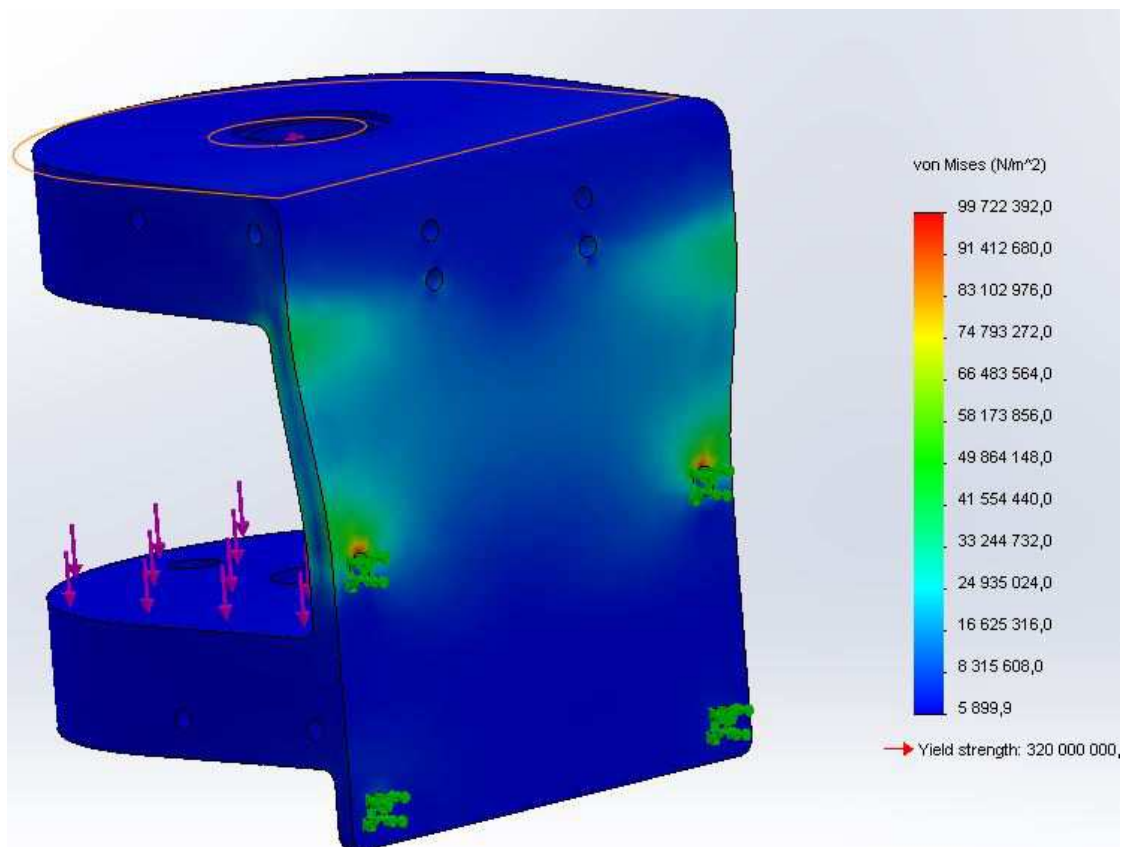
KUVIO 20. Yläpään tangon jännityksiä.



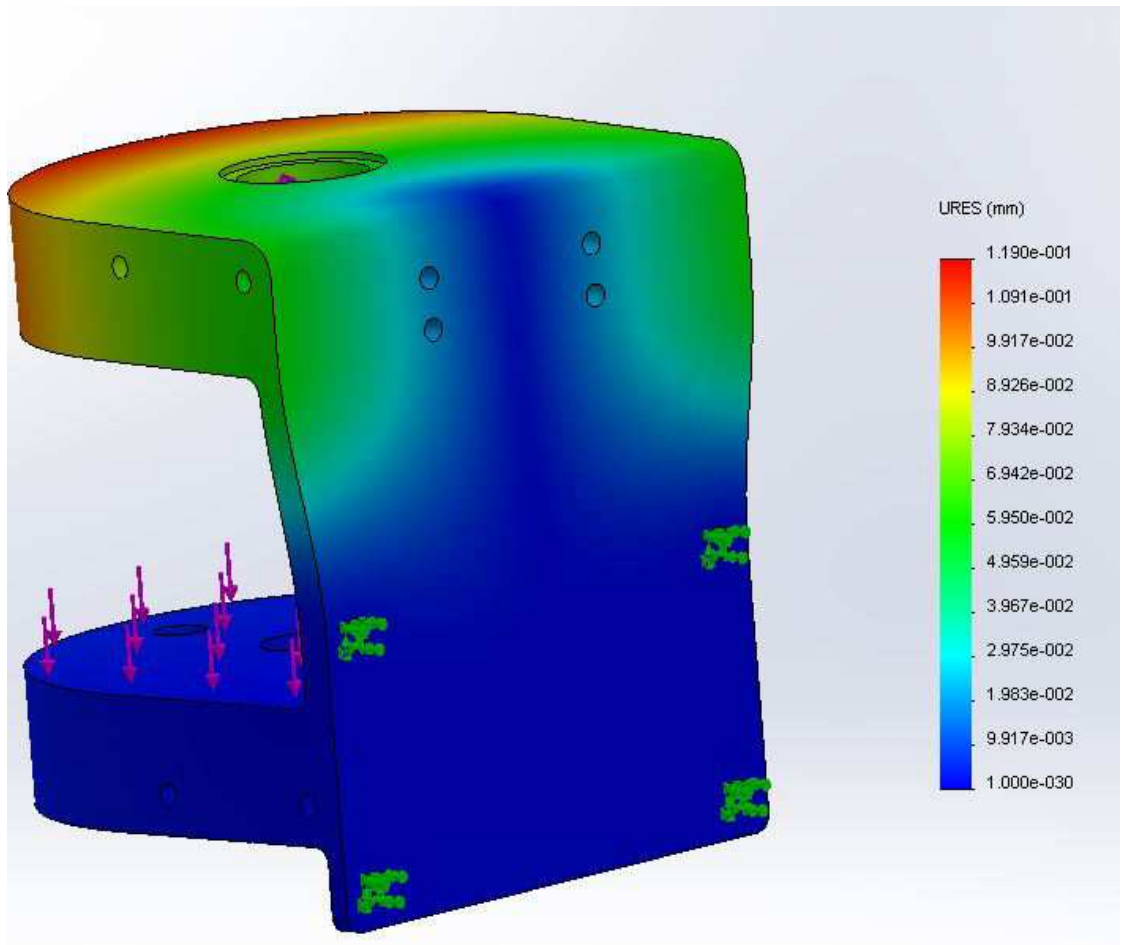
KUVIO 21. Yläpään tangon siirtymiä.

Yläpään tangon tuki

Tangon tukeen kiinnittyy yläpään tangon laakerit. Laakerien välissä on jouset, joiden läpi jousivasteen pultit kulkevat. Tangon tuki kiinnittyy pystyjohteeseen sekä tukipalan välityksellä myös ylälevyyn. Kuvioissa 22 ja 23 on esitetty tuen analyysin tuloksia.



KUVIO 22 .Ylätuen jännityksiä.



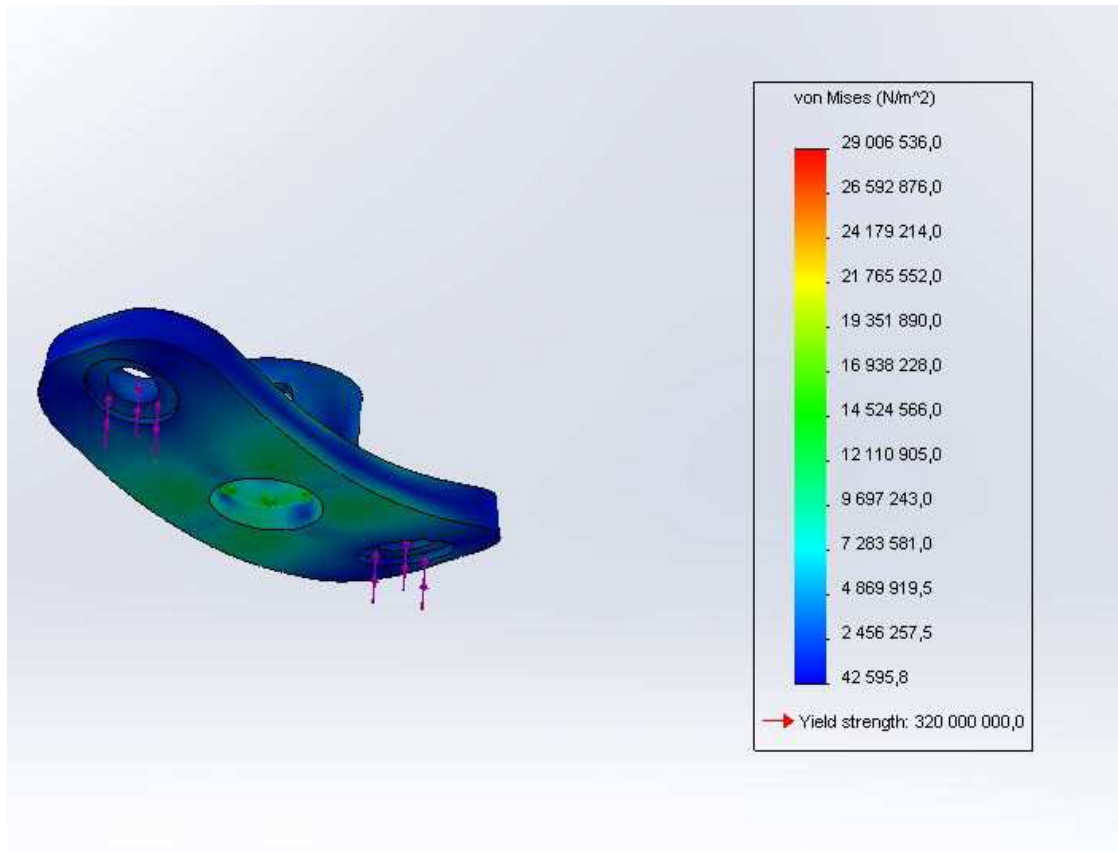
KUVIO 23. Ylätuen siirtymiä.

Yläpään jouset

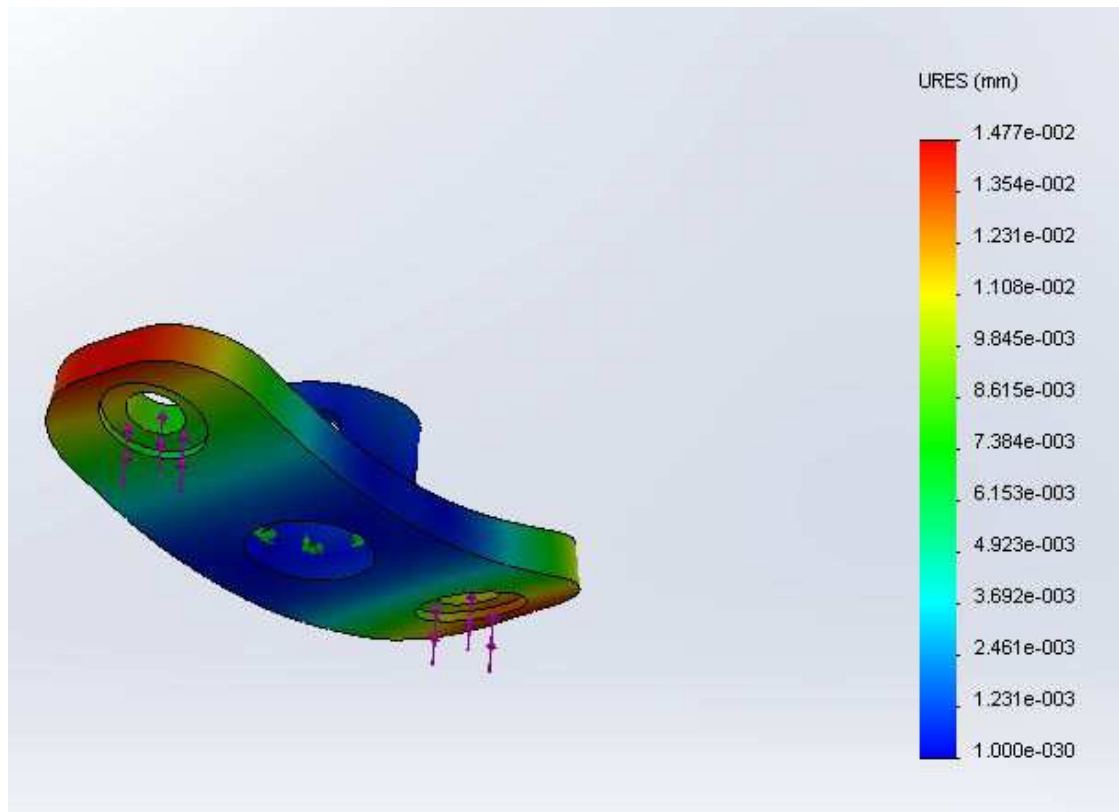
Nostinkokoonpanon yläpäähän on sijoitettu jouset, joiden tehtävä on painaa yläpään tukilaakeria johdettaan vasten. Tarvittaessa jouset mahdollistavat pienen pystysuuntaisen liikkeen. Jousien mitoitus tapahtui laskemalla yläpään tangon laakereihin kohdistuvat voimat tasapainoyhtälöiden avulla (kaavat 12 ja 13) ja laskemalla niistä kitkavoima (kaava 20) pystysuuntaista liikettä vastaan. Jousien jousivakio laskettiin niin, että se on viiden millimetrin esipuristuksella suurempi kuin kitkavoima (kaava 32).

Yläpään jousivaste

Jousivaste välittää jousien voiman yläpään tangolle toisena tehtävänä on varmistaa, että tanko ei ala pyöriä. Tämä toteutettiin kiinnittämällä jousivaste ylätukeen kahdella pultilla, jotka on laakeroitu ylätukeen aksiaaliliikkeen sallivilla liukulaakereilla. Yläpään jouset ovat pulttien ympärillä, jolloin pultit pitävät myös jouset paikallaan. Jousivaste nojaa yläpään tangon olakkeeseen ja kiinnitty lisäksi neljällä lukitusruuvilla. Jousivasteelle tehtiin tietokoneavusteinen lujuustarkastelu (kuviot 24 ja 25).



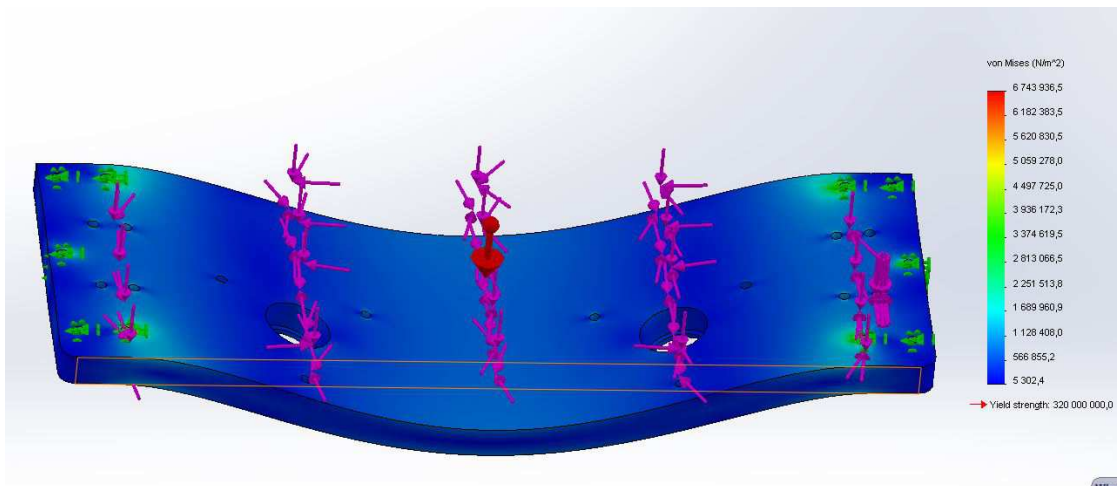
KUVIO 24. Jousivasteen jännitykset.



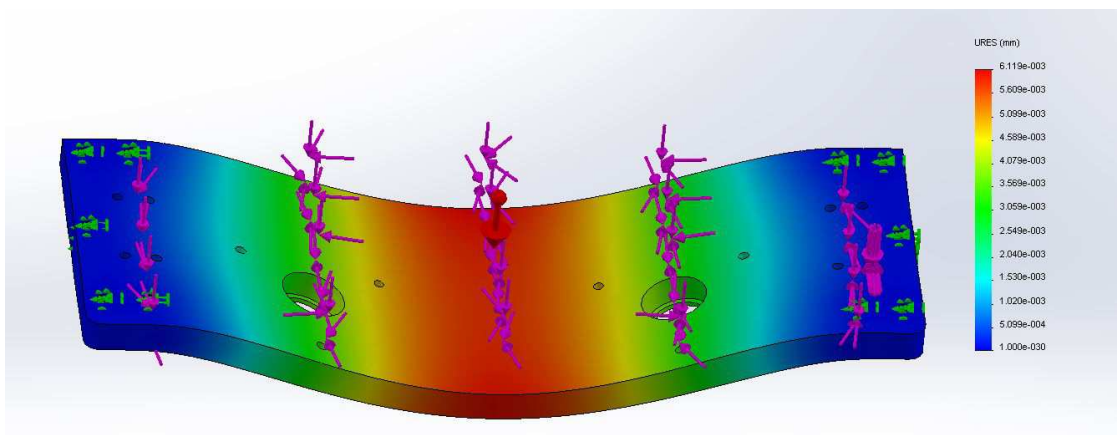
KUVIO 25. Jousivasteen siirtymät.

Ylälevy

Ylälevy kiinnittyy pystyjohteiden pätyihin pulteilla. Muttereita ei käytetä vaan kierrereikä koneistetaan johteeseen. Nostoruuvien yläpään laakereille koneistetaan paikat ylälevyyn. Siihen myös kiinnittyy jarrulaitteet. Ylälevy kantaa siihen kiinnittyvien osien massan lisäksi pystyjohteelta tulevaa vääntömomenttia. Ylälevylle tehtiin tietokoneavusteinen lujuustarkastelu (kuviot 26 ja 27).



KUVIO 26. Ylälevyn jännityksiä.

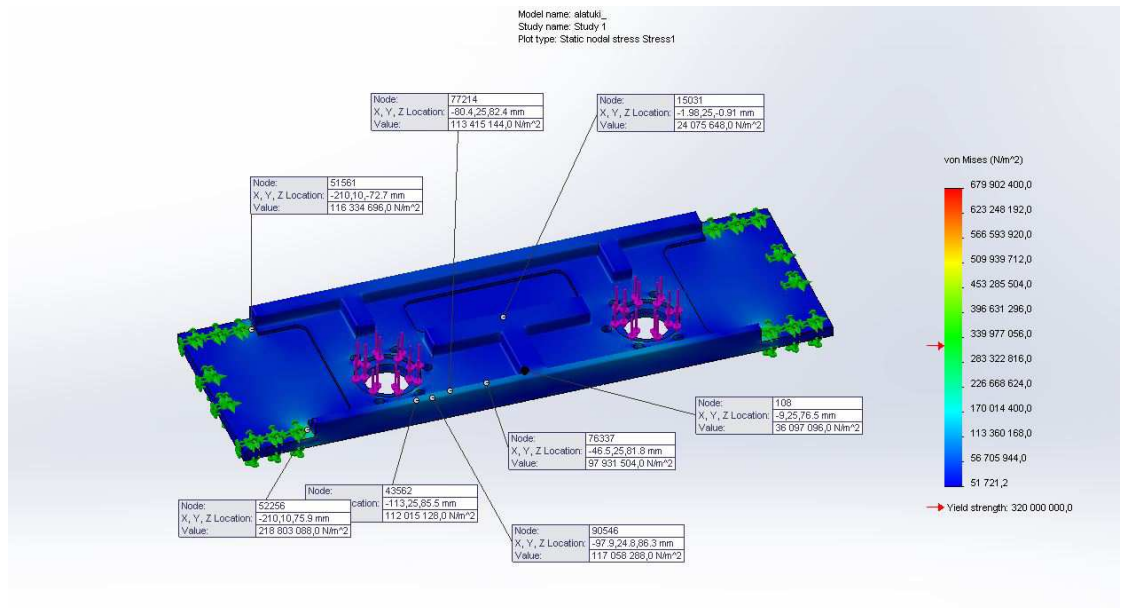


KUVIO 27. Ylälevyn siirtymiä

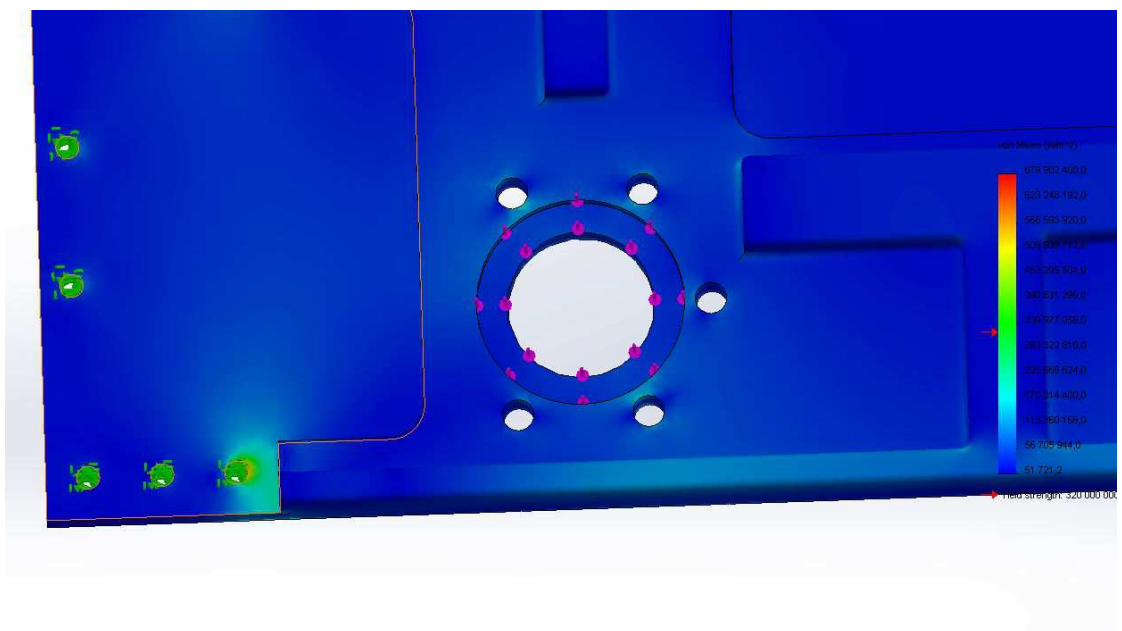
Alalevy

Alalevy kiinnittyy pystyjohteiden alapäähän ruuveilla. Alalevyyn kiinnittyy nostoruuvien painelaakerit, joten se kantaa nostokelkalta tulevat pystysuuntaiset kuormat. Lisäksi se kantaa pystyjohteen vääntömomenttia. Alalevylle tehtiin tietokoneavusteinen lujuustarkastelu. Ensimmäisen tarkastelun jälkeen alalevyyn lisättiin materiaalia taipuman hillitsemiseksi. Analyysi näyttää kuormaa lähimmän kiinnitysruuvin luo jännityskeskittymän, jossa jännitys nousee lähes kaksikertaiseksi verrattuna myötörajaan. Tämä jännitys voidaan kuitenkin jättää huomiotta, sillä käytännössä liitoksessa

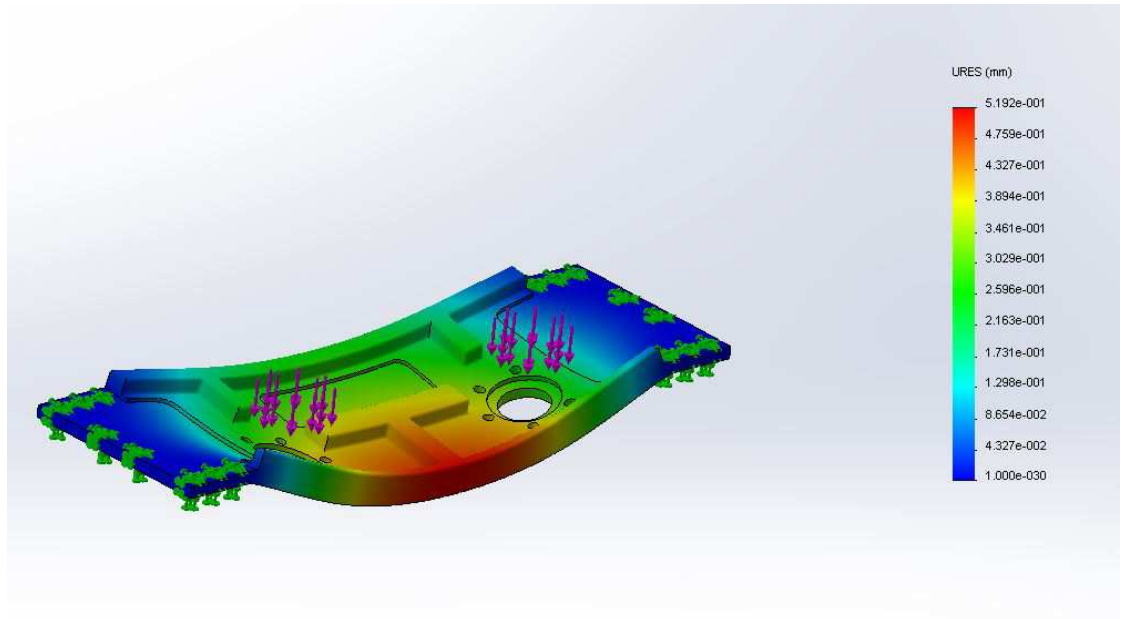
tapahtuu siirtymiä, jotka jakavat jännityksen rakenteeseen. Asiasta on käyty keskustelua myös asiassa kokeneemman henkilön kanssa. Hänen näkemyksensä asiasta oli samanlainen. Analysistä (kuviot 28 -30) voidaan tulkita, että suurimmat merkittävät jännitykset jäävät alle materiaalin väsymisrajan.



KUVIO 28. Alalevyn jännitykset.



KUVIO 29. Alalevyn jännityksiä ja jännityskeskittymä.



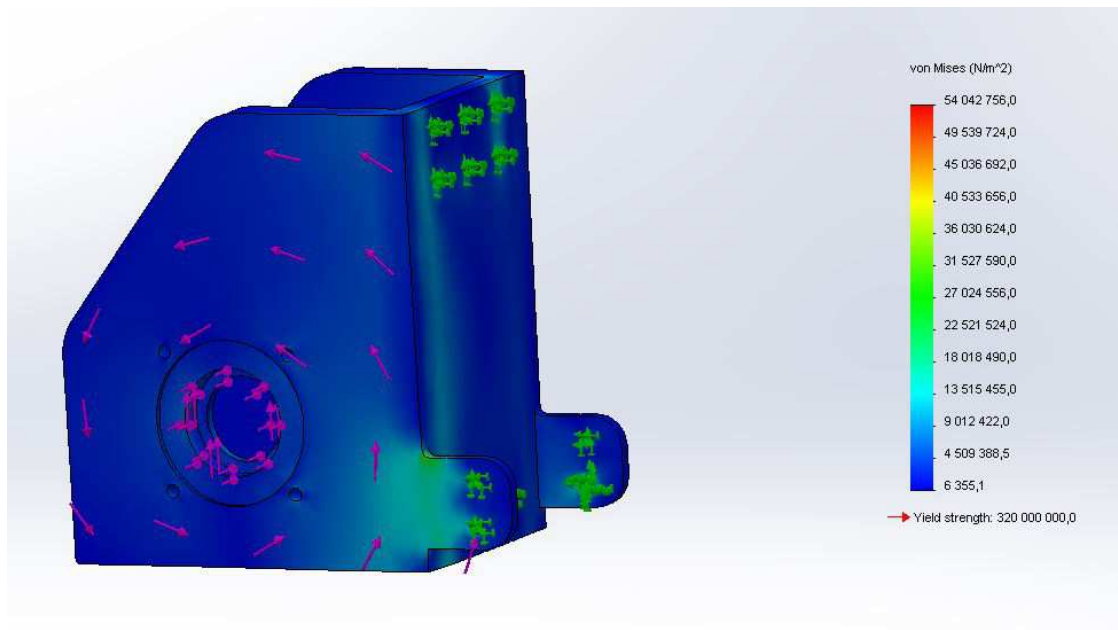
KUVIO 30. Alalevyn siirtymiä.

Vapaapyörän tuki

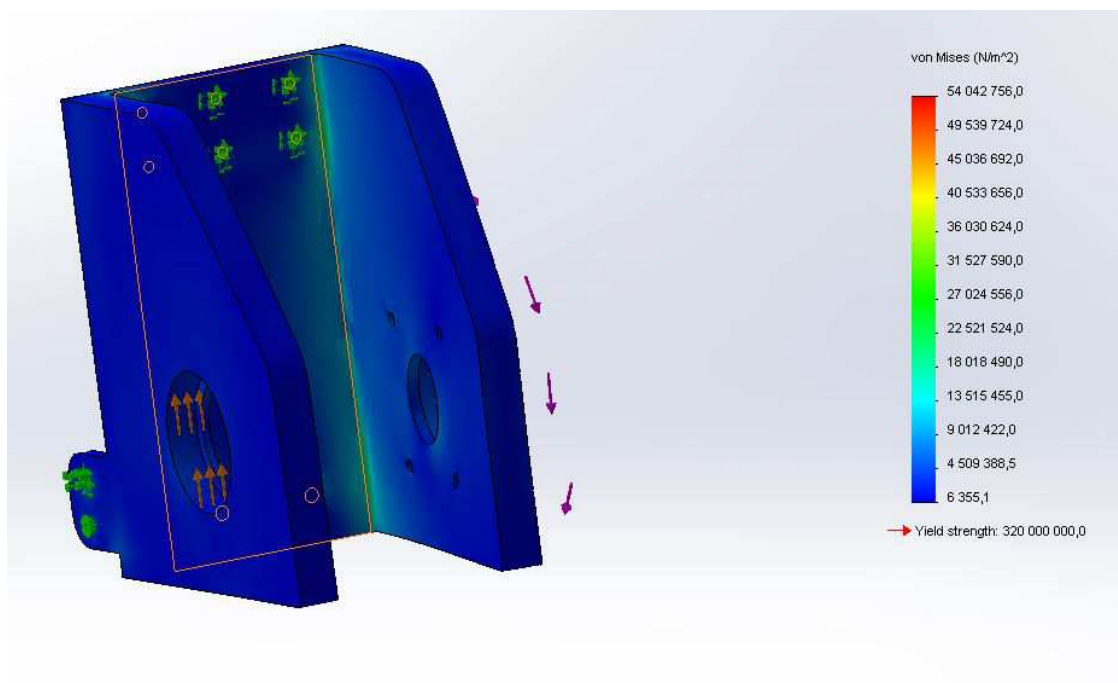
Pyörille suunniteltiin tuet, jotka kiinnittyvät pystyjohteisiin ruuviliitoksella. Vapaapyörät ovat itsessään laakeroituja, joten niiden akselilla ei ole laakerointia.

Vetopyörän tuki

Vetopyörän tuki on muuten vastaava, kuin vapaapyörän tuki, mutta siinä akselin halkaisija on suurempi ja akselin laakerit, sekä vetomoottori kiinnittyvät siihen. Vetopyörän tuelle tehtiin FEM-analyysi, jonka tuloksia voidaan käyttää myös vapaapyörän tuen lujuustarkasteluina (kuviot 31-32). Vapaapyörän tuen kuormitukset ovat jonkin verran pienempiä. Tukia kuormittaa samat voimat, kuin vetopyörää.



KUVIO 31. Pyörän tuen jännityksiä.



KUVIO 32. Pyörän tuen siirtymiä.

Vapaapyörän akseli

Vapaapyörän akselille perushalkaisijaksi otettiin pyörän laakerin sisähalkaisija. Pyörien toiselle puolelle akseliin tuli olake, joka asemoi pyörät oikeaan kohtaan. Toiselle puolelle tulee DIN 1804 pyörömutteri, jolla välykset kiskoon otetaan pois. Pyörien väliin on suositeltavaa lisätä holkki tai shimmipakka kuormien tasoittumista helpottamaan. Pyörän tukeen akseli kiinnittyy pienemmällä DIN 1804 mutterilla. Akselin toisessa päässä on laippa, joka ottaa kiristysvoiman vastaan.

Vetopyörän akseli

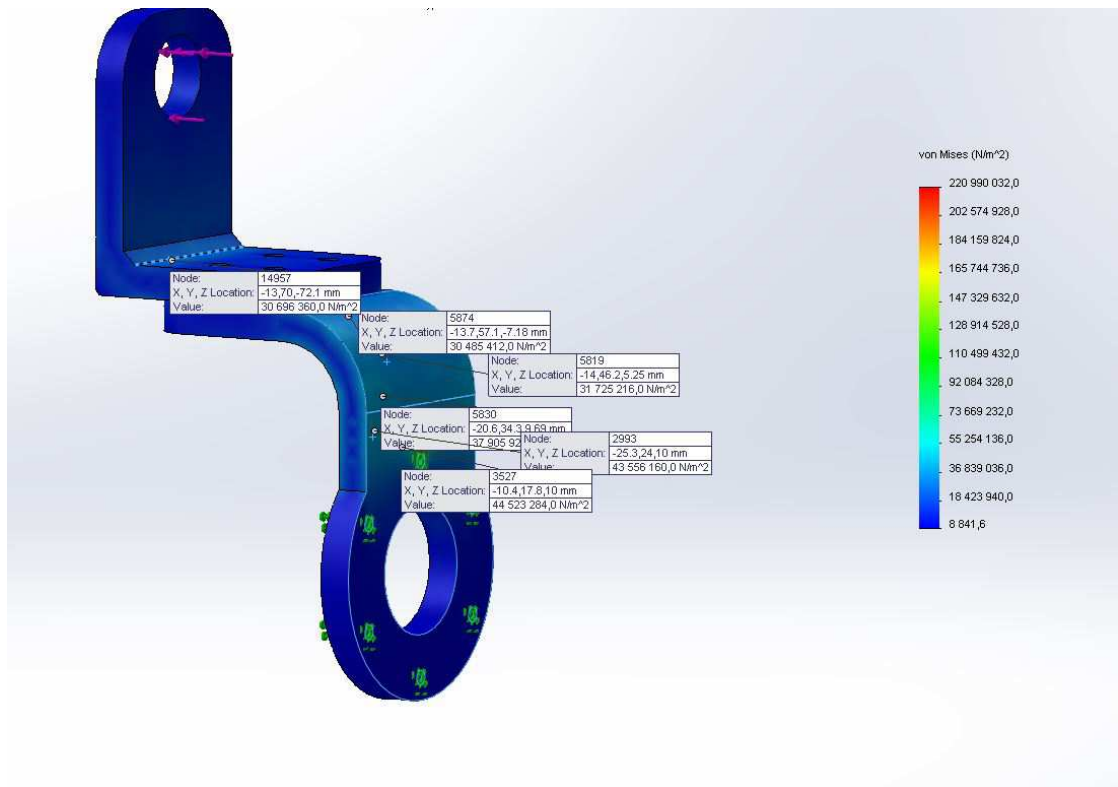
Vetopyörän akseli on idealtaan samanlainen kuin vapaapyörän akseli. Erona on kuitenkin halkaisijat ja vetopyörän akselissa olevat kiilaurat. Vetopyörien akseli on myös pidempi sillä se jatkuu vetomoottorin holkkiakselin sisään.

Tukipalat

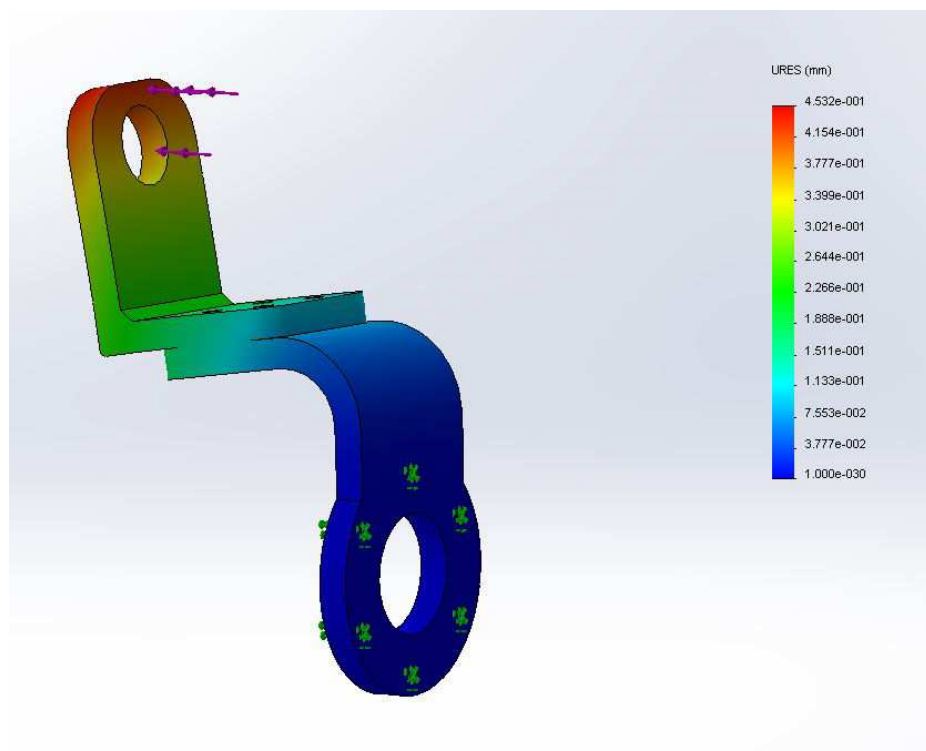
Nostimen rakenteeseen on lisätty joitakin ruuvi kiinnityksellä olevia tukipaloja. Molemmiin puolin pystyjohteen kyljessä on tukilevy, joka tasoittaa paikallisia jännityksiä ja peittää reiät, joiden kautta kelkan tukilaakerin aksiaalilaakeria voidaan säätää. Ylhäällä on myös tukipalat ylälevyn ja ylätuen välillä.

Aisan ja ruuvin kiinnitys

Aisa kiinnittyy kuulamutteriin takapäältä kahden kulmapalan avulla. Toinen kulmapala ruuvataan kiinni kuulamutteriin ja toinen kiinnitetään ruuveilla aisan takaosaan. Kulmapalat kinnitetään toisiinsa ruuveilla. Kulmapaloille tehtiin tietokoneavusteinen lujuustarkastelu (kuviot 33 ja 34).



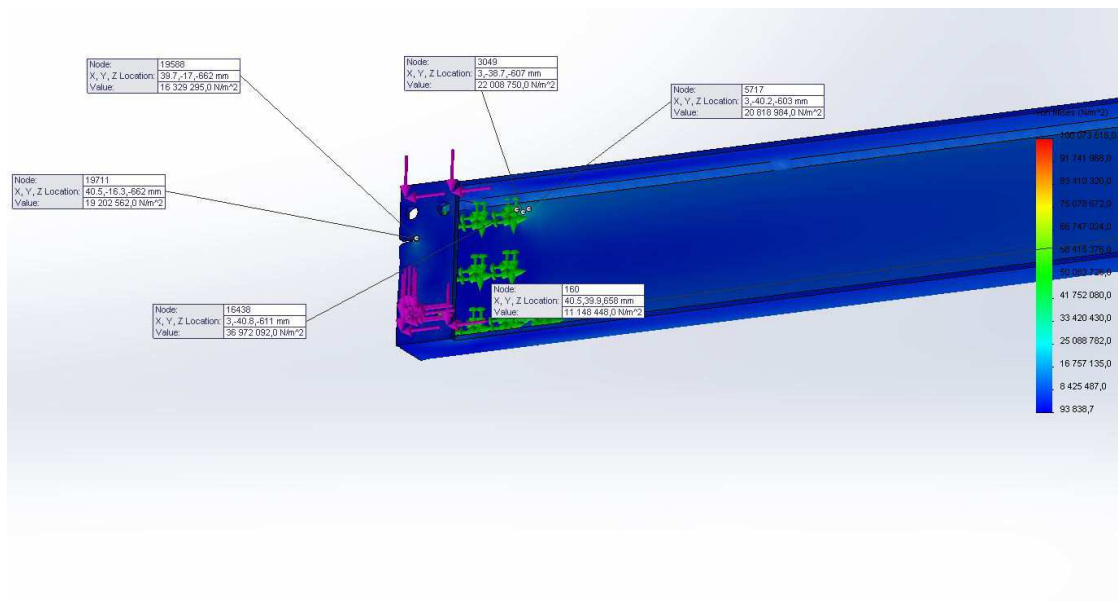
KUVIO 33. Aisan ja kuularuuvin liitoksen kulmapalojen jännitykset.



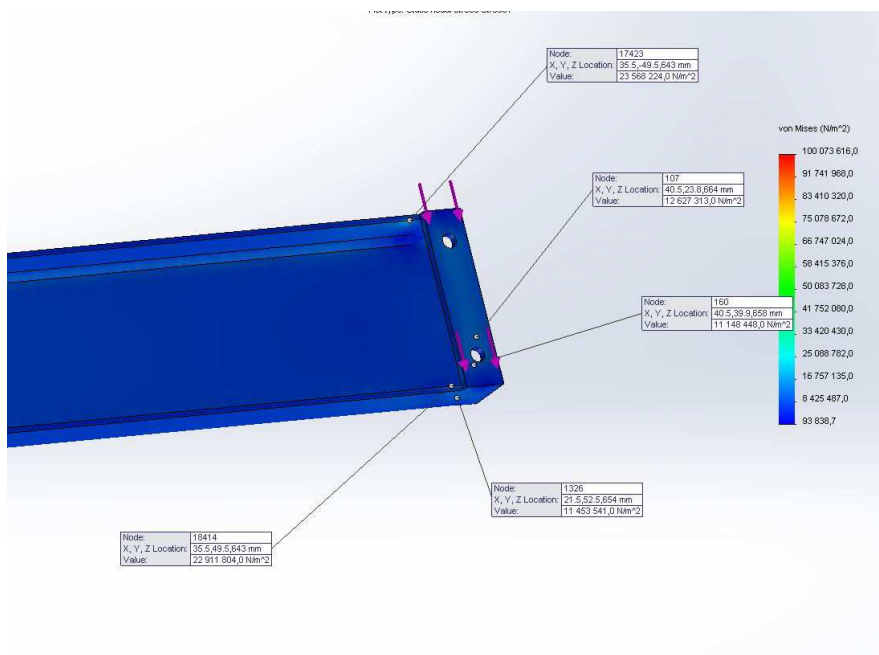
KUVIO 34. Aisan ja kuularuuvin liitoksen kulmapalojen siirtymät.

Aisan kuularuuvin kiinnitys

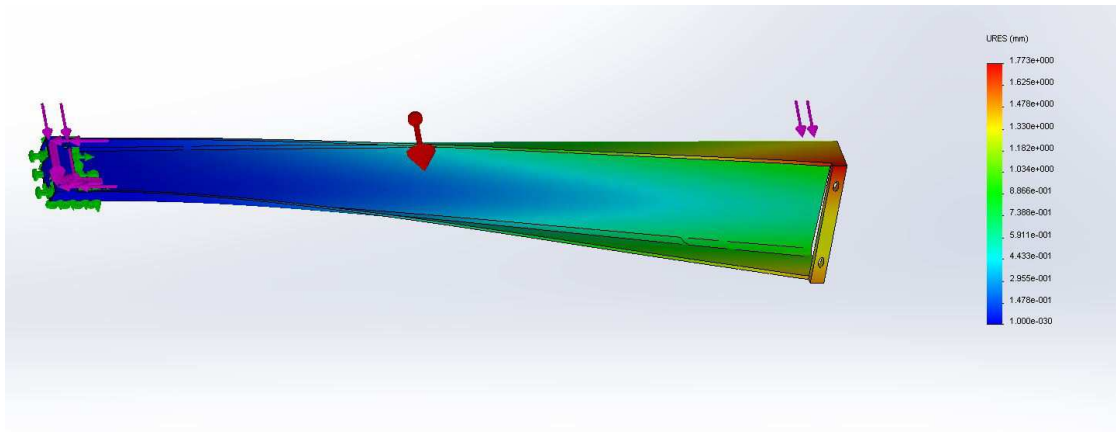
Aisan kuularuuville suunniteltiin kannattimeksi u-profiili, joka kiinnittyy toisesta päästä ruuviliitoksella nostokelkaan. Profiilin päihin suunniteltiin hitsattavaksi levyosat, joihin kuularuuvin laakerit kiinnittyvät. Kokonaisuudesta tehtiin tietokoneavusteinen lujuustarkastelu (kuviot 35-37).



KUVIO 35. Kuularuuvin tukiprofiilin jännityksiä.



KUVIO 36. Tukiprofiilin jännityksiä.



KUVIO 37. Tukiprofiilin siirtymiä.

4.3.4 Värähtelytarkastelu

Nostinrakenteelle tehtiin kevyt värähtelytarkastelu, jossa tarkasteltiin lähinnä kuorman ja sitä tukevien komponenttien ominaisvärähtelytaajuutta.

Taajuudet saatiin tekemällä teoreettinen malli ja laskemalla ominaisvärähtelytaajuudet soveltamalla kaavoja 32, 33 ja 34. Taajuuksiksi saatiin maksimikuormalla olevalle kelkalle laskentamallista riippuen 12,3 Hz ja 16,68 Hz ja ilman kuormaa 37,5 Hz. Nostoruuvien taajuus jää huomattavasti näiden alle ja aisan ruuvien taajuus osuu suoraan matalimpaan ominaistaajuuteen. Aisaa ei kuitenkaan käytetä kuorma päällä. Ainoaksi riskitekijäksi jää, että jollakin kuormalla taajuus osuu moottorien pyörimistaajuudelle. Jos oletetaan, että värähtely johtuu rakennetta pitkin on riskinä pakkovärähtely ominaistaajuudella. Taajuuksiin voi vaikuttaa rakenteen jäykkyyttä muuttamalla, tai käyttöjen taajuutta muuttamalla. Kuitenkin nostin voidaan toteuttaa kyseisellä rakenteella, kun kaksinopeuksisen ohjauksen nopea nopeus ei ole hitaan nopeuden monikerta. Käyttäjää on ohjeistettava ajamaan resonanssinopeudella mahdollisimman lyhyitä jaksoja. On myös huomattava, että todennäköisyys tällaiselle tilanteelle on pieni, sillä rullan massan pitäisi lähestyä tiettyä massaa. Kyseinen massa ei ole rullan vakiomassa.

4.3.5 Riskiarvio

Riskiarviossa pyrittiin tunnistamaan koneeseen liittyvät riskit ja arvioimaan niiden suuruutta esiintymistodennäköisyyden ja seurausten vakavuuden mukaan. Riskeistä tehtiin taulukko, joka laskee riskin suuruutta pelkällä turvalaitteettomalla nostimella ja sitten turvalaitteiden kanssa. Riskiarvio on liitteenä. Tulokseksi turvaratkaisujen kanssa tuli 6, mikä tarkoittaa, että riski on siedettävällä tasolla. Taulukko ei huomioi sitä, että jokaisessa tapahtumassa tarvitaan ensin käyttäjän tarkkaavaisuuden menetys, sillä nostimessa ei ole yhtään automaattista toimintoa.

4.3.6 Kustannusarvio

Kustannusarviosta tehtiin nopea laskelma etsimällä verkosta komponenttien ja työkustannusten ja terästen hintoja ja arvioimalla niitä. Tämän jälkeen määritettiin osien vaatimat työt ja laskettiin hinnoista kokonaiskustannus, jossa oli mukana työ- ja suunnitelukustannukset. Kustannusarvio on liitteenä. Kokonaiskustannukseksi saatiin 63000 € alusta loppuun suunniteltuna ja valmistettuna. Nostimen lähtötiedoilla on tehty tarjouspyyntöjä. Tarjouspyynnöissä veroton hinta liikkuu luokassa 54000-75000 €, joten tehdyn laskelman mukaan päädyttäisiin samaan hintaluokkaan.

4.4 Jatkotoimet ja kehitettävät kohteet

4.4.1 Jatkotoimenpiteet

Jatkotoimenpiteinä nostinratkaisussa on suunniteltava kiskojen kiinnitys rakenteeseen. Yläkiskon kiinnityksissä pitää olla mahdollisuus hienosäätöön. Pystysuunnassa hienosäätöä ei kuitenkaan tarvita, sillä yläpään jousiratkaisu mahdollistaa toiminnan pienistä mittapoikkeamista huolimatta.

Lujuustarkasteluissa on tekemättä ruuviliitosten mitoitus ja pyörien akselien lujuustarkastelu. Myöskään akselien ja napojen kiilaliitosten lujuuksia ei ole tutkittu, eikä niitä ole tarkasti mallinnettu. Hihnapyörät ovat pikamalleja, joissa vain ulkomitat vastaavat valmistajan arvoa. Nostoruuvien käyttömoottori vaatii akselisoittimen tai erikoisvalmisteisen hihnapyörän, sillä sen koko ei salli moottorin akselin kokoista porausta.

Kun nämä asiat saa kuntoon tulee nostimelle suunnitella suojapellitykset, antureiden ja johtojen kiinitykset ja tehtävä sähkösuunnitelma. Myöskään pintakäsittelyjä ei ole suunniteltu millään tapaa. Siitä projekti jatkuu työkuvien tekemisellä ja ohjeiden laatimisella.

4.4.2 Kehitettävät kohteet

Nykyisessä mallissa kehitettäviä kohteita on optimointi, jolla saisi säästöä materiaaleista. Yksittäistuotannossa kuitenkin optimointi kostautuu helposti suunnittelukustannusten kasvuna. Toinen kehitettävä kohde on värähtelyominaisuudet.

5 POHDINTA

Opinnäytetyön tuloksena syntyi nostimen malli, jonka lujuusominaisuudet riittävät suunniteltuun käyttöön. Värähtelyominaisuuksissa kyseisessä mallissa on vielä kehitettävää. Nostimen malli sisältää paljon ideointia ja tekniikan alan tietotaidon soveltamista. Malli on hyvä pohja nosturin suunnittelulle ahtaaseen tilaan. Suunnittelussa on huomioitu, että nostin on mahdollista valmistaa ja kokoonpanna. Lujuustarkastelut ovat huolellisesti tehtyjä ja niissä on käytetty osittain tietokoneavusteista suunnittelua ja käsinlaskentaa rinnakkain, jolloin tuloksia on voitu verrata.

Tulosten raportoinnista on tullut laaja ja laajuutta ei olisi voinut välttää, sillä työ on itsessäänkin ollut erittäin laaja. Kuitenkin raportti käsittelee teoriaa vain pintapuolisesti, eikä käytännön osuuttakaan ole liian seikkaperäisesti selvitetty. Raporttia olisi kuitenkin voinut tiivistää tekemällä käsin tehdyt laskut tietokoneella esimerkiksi Mathcad ohjelmalla ja laittamalla ne liitteenä raporttiin. Jos nyt aloittaisin työn alusta, tekisin laskut alusta asti ko. ohjelmalla.

Opinnäytetyön aihe oli alunperin paperirullanostimen suunnittelu, eikä sitä oltu sen suuremmin rajattu muuten, mutta valmistuskuvien tekeminen oli jätetty pois. Arvio aiheen laajuudesta oli hieman alakanttiin ja työ osoittautuikin erittäin laajaksi ja monitahoiseksi tehtäväksi. Aihetta rajattiin uudelleen ja asetetun rajauksen mukaiset tavoitteet onkin opinnäytetyössä saavutettu. Opinnäytetyön tekeminen lisäsi tietämystä suunnittelusta ja sen osa-alueista ja kehitti arviointikykyä.

LÄHTEET

CE-merkintä. Suomen standardisoimisliitto SFS ry. Viitattu 15.10.2013.

http://www.sfs.fi/julkaisut_ja_palvelut/standardi_tutuksi/ce-merkinta

Clough, R. Penzien, J. 1993. Dynamic structures. Singapore: McGraw-Hill Book Co

Elomatic. Company overview. Viitattu 1.12.2013.

<http://www.elomatic.com/company>

Hammashihnakäytön suunnitteluopas. SKS-mekaniikka.

Hautala, M. Peltonen, H. 2001. Insinöörin fysiikka, osa 1. Jyväskylä: Gummerus Kirjapaino Oy.

Hietikko, E. 2012. SolidWorks tietokoneavusteinen suunnittelu. Kuopio: Savonia.

Koneenosien suunnittelu. 1995. Juva: WSOY:n graafiset laitokset.

Laakerimetallit ja liukulaakerit. SKS mekaniikka. Viitattu 5.11.2013.

[http://www.sks.fi/www/sivut/571243DD88E902E9C2257B6A00236FD7/\\$FILE/Laakerimetallit%20ja%20liukulaakerit%201219855.pdf](http://www.sks.fi/www/sivut/571243DD88E902E9C2257B6A00236FD7/$FILE/Laakerimetallit%20ja%20liukulaakerit%201219855.pdf)

Lehtonen, U. 1985. Kone-elinten lujuusoppi. Keuruu: Otava.

Mihin standardeja tarvitaan?. Suomen standardisoimisliitto SFS ry. Viitattu 15.10.2013.

http://www.sfs.fi/julkaisut_ja_palvelut/standardi_tutuksi/mihin_standardeja_tarvitaan

Pennala, E. 1999. Koneiden ja rakenteiden värähtelyt. Helsinki: Yliopistopaino.

Precision ball screws. 2012. SKF Group.

SFS-EN 1037 + A1. 2008. Koneturvallisuus. Odottamattoman käynnistymisen estäminen. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.

SFS-EN 12077-2 + A1. 2008 Nosturien turvallisuus. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.

SFS-EN 349 + A1. 2008. Koneturvallisuus. Vähimmäisetäisyydet kehonosien puristumisvaaran välttämiseksi. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.

SFS-EN 953 + A1. 2009. Koneturvallisuus. Suojukset. Kiinteiden ja avattavien suojusten suunnittelun ja rakenteen yleiset periaatteet. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.

SFS-EN ISO 12100. 2010 Koneturvallisuus. Yleiset suunnitteluperiaatteet, riskin arviointi ja riskin pienentäminen. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto.

SFS-EN ISO 13850. 2008. Koneturvallisuus. Häätäpysäytys. Suunnitteluperiaatteet. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto.

SFS-EN ISO 13857. 2008. Koneturvallisuus. Turvaetäisyydet yläraajojen ja alaraajojen ulottumisen estämiseksi vaaravyöhykkeelle. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.

Siirilä, T. 2008 Koneturvallisuus, EU:n direktiivien ja standardien soveltaminen käytännössä. Keuruu: Otavan kirjapaino Oy.

Siirilä, T. 2009. Koneturvallisuus, Ohjausjärjestelmät ja turvalaitteet. Keuruu: Otavan kirjapaino Oy.

Siirilä, T. Pahkala, J. 2009. EU-määräysten mukainen koneiden turvallisuus. Keuruu: Otavan Kirjapaino Oy.

Standardi. Wikipedia vapaa tietosanakirja. Viitattu 15.10.2013.
<http://fi.wikipedia.org/wiki/Standardi>

Valtanen, E. 2010. Tekniikan taulukkokirja. Mikkeli: Genesis-Kirjat Oy.

Valtioneuvoston asetus koneiden turvallisuudesta. 2008. Edita Publishing Oy.
<http://www.tyosuojelu.fi/fi/a20080400/2414>

LIITTEET

LIITE 1. Esitettyjä ajatuksia.

LIITE 2. 34CrNiMo6

LIITE 3. Laakerien eliniät.

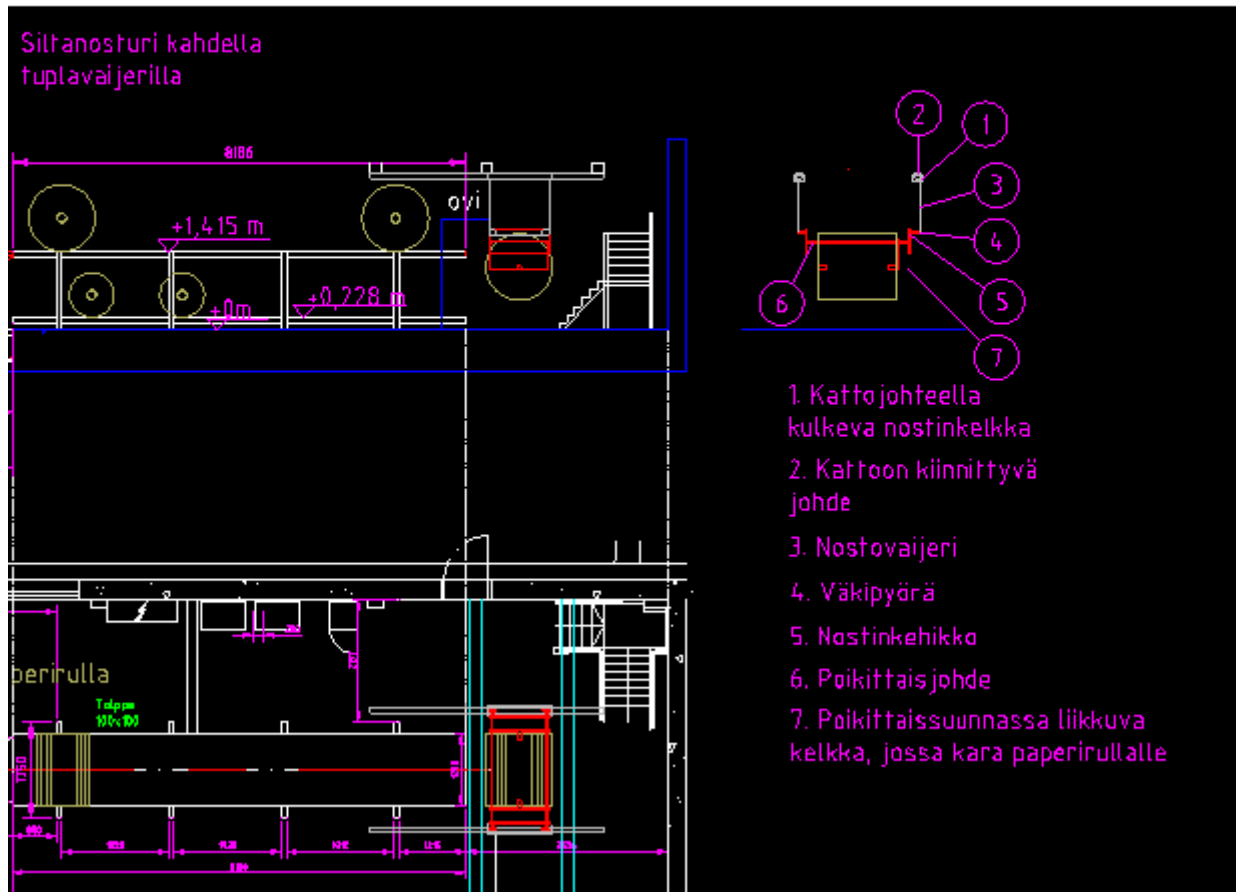
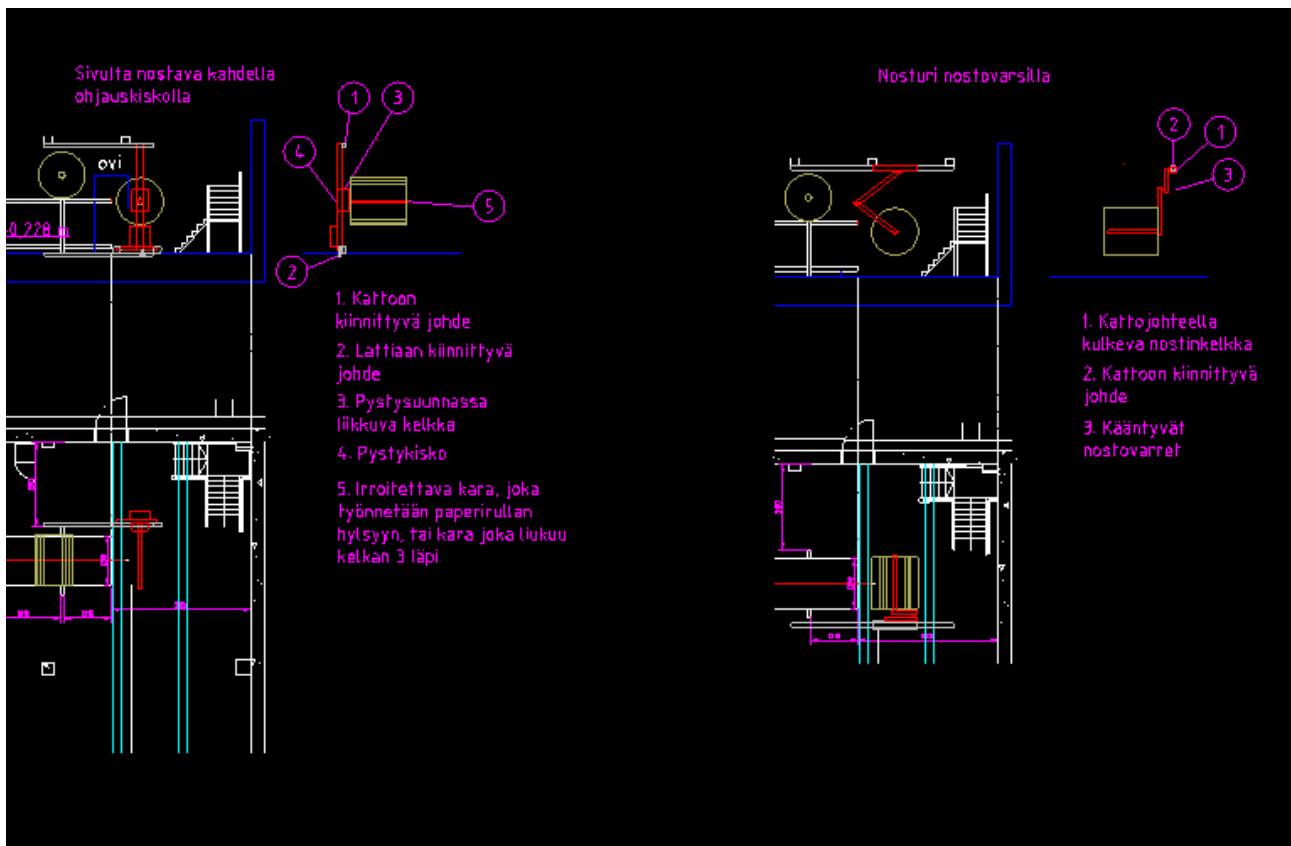
LIITE 4. Riskiarvio.

LIITE 5. Kustannusarvio.

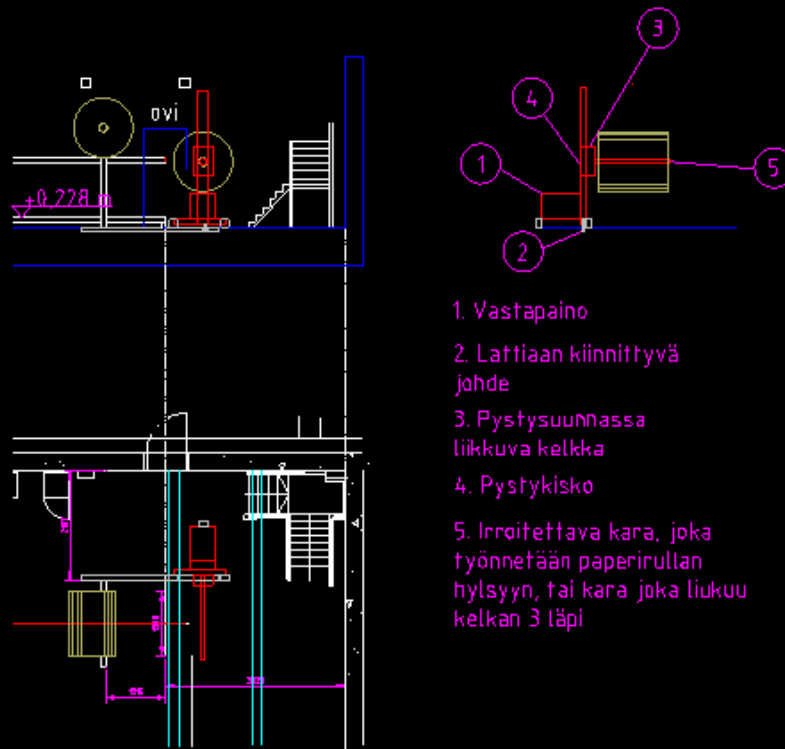
LIITE 6. Nostimen päämitat.

LIITE 6. Nostimen osaluettelo.

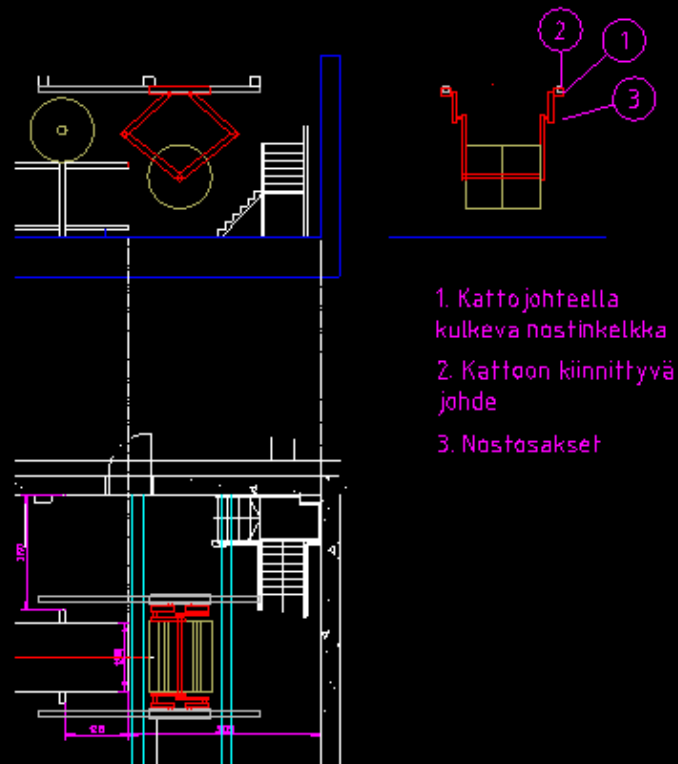
LIITE 1. Esitettyjä ajatuksia



Sivulta nostava vastapainolla



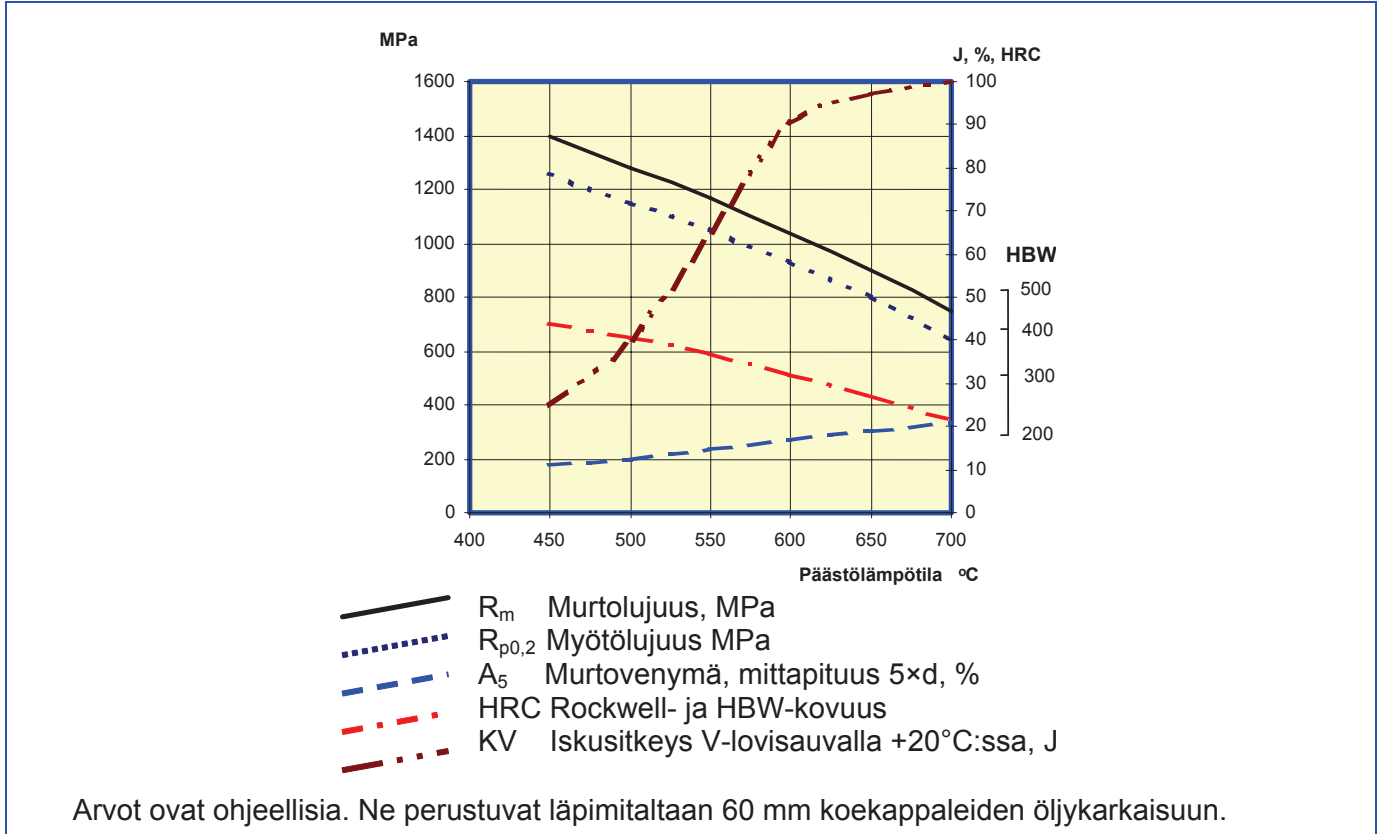
Nosturi nostovarsilla



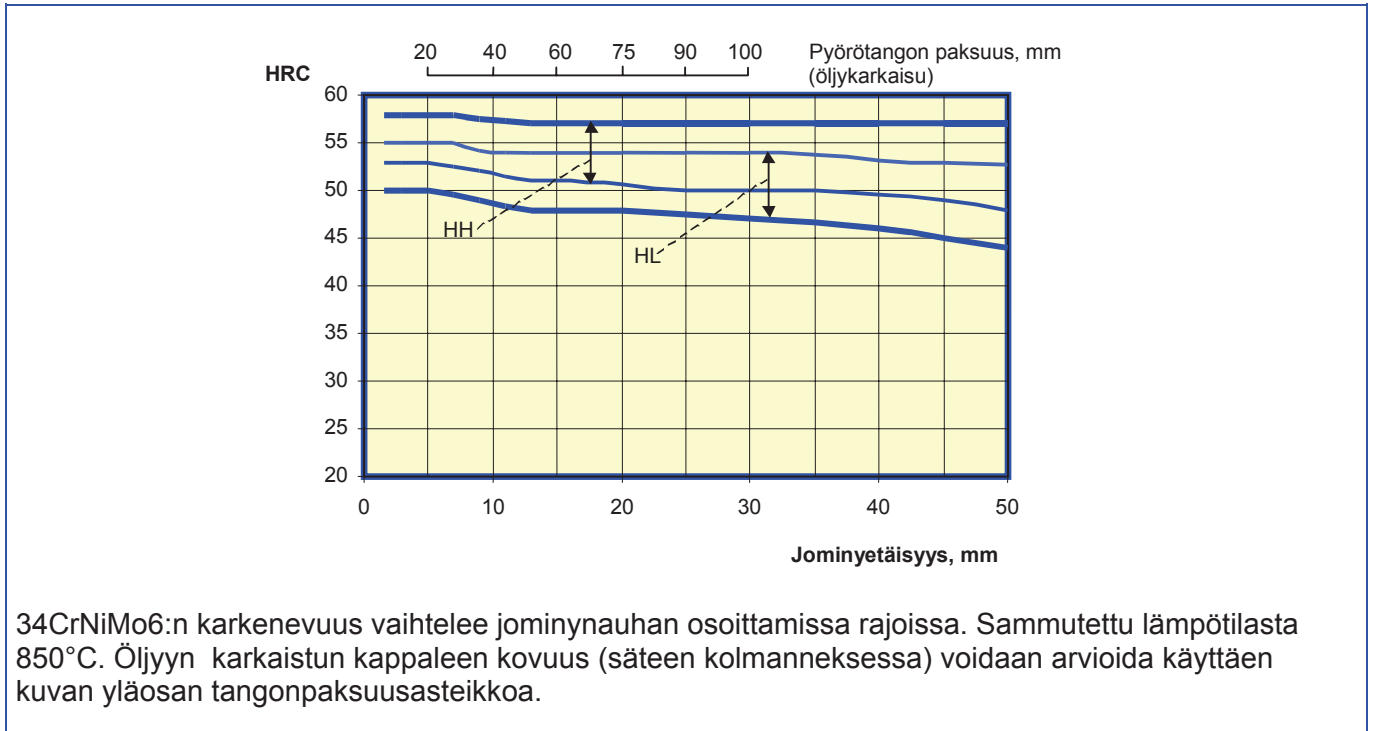
34CrNiMo6

EN 10083-3:2006	34CrNiMo6
Hoforsin tunnus	356D
Imatran tunnus	MoCN 315 M
Smedjebackenin tunnus	34CrNiMo6

Nuorutuspiirros



Karkenevuus



LIITE 3. Laakerien eliniät.

Remove this result

Results

L_{10mh} SKF rating life, operating hours	11000 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	2.2
κ Viscosity ratio	1.5
P Equivalent dynamic bearing load	2 kN
η_c Factor for contamination level	0.589
v₁ Required kinematic viscosity for κ=1	46.7 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life, operating hours	5020 hour
L₁₀ Shielded bearing grease life	41200 hour
C/P Load ratio	4.98

Warning

Input parameters

Select bearing internal radial clearance Select from list	Normal internal radial clearance
F_r Radial load	2 kN
F_a Axial load on bearing	0.001 kN
n_i Rotational speed of inner ring	409 r/min
Bearing operating temperature Bearing outer ring	40 °C
Grease used in the bearing Select from list	MT47
Viscosity at 40 °C	70.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	7.3 mm ² /s

SI
 Imperial

Selected calculations

Bearing life

remove

Product data



Designation 6004-2RSL *

d 20 mm

D 42 mm

B 12 mm

C 9.95 kN

C₀ 5 kN

Type Deep groove ball bearings

* SKF Explorer bearing

[View product details](#)

Note: The drawing displayed is only for general representation, may not be the same as selected product variant.

Pystyruuvin ylälaakeri.

Bearing life : 7210 BECBJ

Remove this result

Results

L_{10mh} SKF rating life, operating hours	260700 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	0.473
κ Viscosity ratio	0.76
P Equivalent dynamic bearing load	4 kN
η_c Factor for contamination level	0.0824
v₁ Required kinematic viscosity for κ=1	315 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life, operating hours	551700 hour
C/P Load ratio	9.75

Input parameters

F_r Radial load	4 kN
F_a Axial load on bearing	3 kN
n_i Rotational speed of inner ring	28 r/min
Bearing operating temperature Bearing outer ring	25 °C
Lubricant type and cleanliness Select from list	Slight-typical contamination (open bearing/light dirt ingress)
Viscosity calculation input type Select from list	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
Viscosity at 40 °C	100 mm ² /s

Select unit system

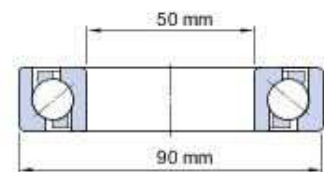
SI Imperial

Selected calculations

Bearing life

remove

Product data



Designation	7210 BECBJ
d	50 mm
D	90 mm
B	20 mm
C	39 kN
C₀	30.5 kN
Type	Angular contact ball bearings

[View product details](#)

Note: The drawing displayed is only for general representation, may not be the same as selected product variant.

Vetopyörän aisan puoleinen laakeri.

Bearing life : 7210 BECBJ +

Bearing life : 7207 BECBY -

Remove this result

Results

L_{10mh} 81300 hour

SKF rating life, operating hours

a_{SKF} 0.302

SKF life modification factor a_{SKF}

κ 0.66

Viscosity ratio

P 4 kN

Equivalent dynamic bearing load

η_c 0.0595

Factor for contamination level

v₁ 362 mm²/s

Required kinematic viscosity for κ=1

L_{10h} 269100 hour

Basic rating life, operating hours

C/P 7.68

Load ratio

Input parameters

F_r 4 kN

Radial load

F_a 4.5 kN

Axial load on bearing

n_i 28 r/min

Rotational speed of inner ring

Bearing operating temperature 25 °C

Bearing outer ring

Lubricant type and cleanliness Slight-typical contamination (open bearing/light dirt ingress)

Select from list

Viscosity calculation input type Viscosity input at 40 °C (VI is 95)

Select from list

Viscosity at 40 °C 100 mm²/s

Select unit system

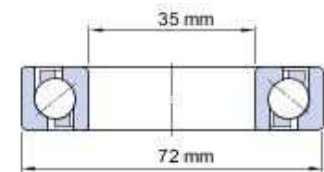
SI Imperial

Selected calculations

Bearing life

remove

Product data



Designation 7207 BECBY

d 35 mm

D 72 mm

B 17 mm

C 30.7 kN

C₀ 20.8 kN

Type Angular contact ball bearings

[View product details](#)

Note: The drawing displayed is only for general representation, may not be the same as selected product variant.

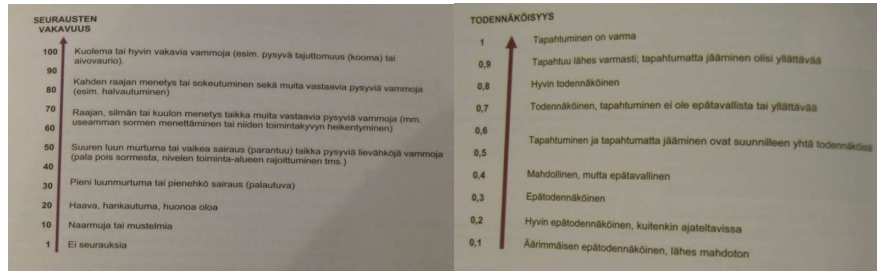
Vetopyörän pienempi laakeri.

Vaara No.	Tyyppi tai ryhmä Standardin EN ISO 12100-1 mukaan	Mahdolliset seuraukset Standardin EN ISO 12100-1 mukaan	Alkuperä Vaarallinen tilanne, Vaaralliset tapahtumat	Riski tekijä			Riskitaso ennen turvatoimia (numeerinen arvo)	Riskitaso (sanallinen arvo)	Koneelle tehtävät turvallisuus toimenpiteet (viittaukset olennaisiin standardeihin)	Riski tekijä			Jäännösriski turvatoimien jälkeen (numeerinen arvo)	Jäännösriski Taso (sanallinen arvo)	Koneen mahdollinen Turvaluokka
				F	T	V				F	T	V			
1	Mekaaniset vaarat	Ylijatetuksi tuleminen	Nostinvaunun ylijamaksi tuleminen nostimen takana tai käyttöpuolella	0,9	0,5	25	11,25	Siedettävä riski	Käyttäjän näkyvyyden lisääminen nurkkapeilillä. Valoverho nostimen taakse. Hätäseispainike nostin toimin takapuolelle.	0,9	0,2	25	4,5	Vähäinen riski	
2	Mekaaniset vaarat	Iskeytyminen	Nosturin osan iskeytyminen henkilöön	0,9	0,5	25	11,25	Siedettävä riski	valoverhot ja laserscannerit	0,9	0,1	25	2,25	Vähäinen riski	
3	Mekaaniset vaarat	Puristuminen	Puristuminen nostinvaunun ja rullaradan väliin.	0,9	0,3	100	27	Kohtalainen riski	Käyttäjän näkyvyyden lisääminen nurkkapeilillä. Valoverho nostimen taakse. Turvalista radan etureunaan. Anturointi ja ohjelmointi	0,9	0,1	100	9	Siedettävä riski	
4	Mekaaniset vaarat	Kompastuminen	Kompastuminen nostimen kiskoon	1	1	15	15	Kohtalainen riski	Rampin kiskon molemmille puolelle tai kiskon upottaminen lattiaan	1	0,1	15	1,5	Vähäinen riski	
5	Mekaaniset vaarat	Puristuminen	Puristuminen aisan käyttömekanismiin ja lattian väliin	0,9	0,2	100	18	Kohtalainen riski	Laserskanneri	0,9	0,1	100	9	Siedettävä riski	
6	Mekaaniset vaarat	Puristuminen	Puristuminen aisan ja lattian väliin	0,9	0,2	100	18	Kohtalainen riski	Käyttäjän opastus, laserscanneri	0,9	0,1	100	9	Siedettävä riski	
7	Mekaaniset vaarat	Puristuminen	Kuorman ja lattian väliin	0,9	0,2	100	18	Kohtalainen riski	Laserskanneri	0,9	0,1	100	9	Siedettävä riski	
8	Mekaaniset vaarat	Puristuminen	Puristuminen pystykelkan ja rakenteen väliin	0,9	0,2	35	6,3	Siedettävä riski	Laitteen kotelointi, suojajarja tai rullasuoja	0,9	0,1	35	3,15	Vähäinen riski	
9	Mekaaniset vaarat	Nieluunjoutuminen tai loukkuunjääminen	Pystyjohteen ja kelkan laakerin väliin	0,9	0,1	25	2,25	Vähäinen riski	Laitteen kotelointi, suojajarja tai rullasuoja	0,9	0,1	25	2,25	Vähäinen riski	
10	Mekaaniset vaarat	Nieluunjoutuminen tai loukkuunjääminen	Pyörän ja kiskon väliin jääminen	0,9	0,1	40	3,6	Vähäinen riski	Suojapellitys, väli kiskoon pieneksi	0,9	0,1	40	3,6	Vähäinen riski	
11	Mekaaniset vaarat	Takertuminen	Pyörivään ruuviin takertuminen	0,9	0,4	70	25,2	Kohtalainen riski	Suojapellit	0,9	0,1	70	6,3	Siedettävä riski	
	Mekaaniset vaarat	Isku	Aisan iskeytyminen	0,9	0,2	70	12,6	Siedettävä riski	Ohjeistus ja käyttölaitteen sijoittelu	0,9	0,1	70	6,3	Siedettävä riski	
12	Mekaaniset vaarat	Esineiden putoaminen	Nostettavan massan putoaminen	0,9	0,1	100	9	Siedettävä riski	Käyttäjien ohjeistus	0,9	0,1	100	9	Siedettävä riski	
14	Sähköstä johtuvat vaarat	Sähköisku	Vaurioituneet johtimet	0,2	0,1	80	1,6	Vähäinen riski	Kunnon valvonta ja huolto	0,2	0,1	80	1,6	Vähäinen riski	
15	Melusta johtuvat vaarat	Epämukavuus	Koneen käyttömelu	0,9	1	10	9	Siedettävä riski	Tarvittaessa henkilökohtainen suojaus	0,9	1	10	9	Siedettävä riski	
16	Koneen käyttöympäristöstä	Muut seuraukset, jotka johtuvat koneesta	Koneen törmäminen kiinteään esteeseen	0,9	0,8	100	72	Sietämätön riski	Anturointi ja ohjelmointi	0,9	0,1	100	9	Siedettävä riski	
17	Koneen käyttöympäristöstä johtuvat vaarat	Muut seuraukset, jotka johtuvat koneesta	Koneen törmäminen liikkuvaan tai liikuteltavaan raskaaseen esteeseen	0,5	0,55	100	27,5	Kohtalainen riski	Valokenno ja laserskanneri	0,5	0,2	100	10	Siedettävä riski	

V = seurausten vakavuus 0 – 100
 F = tapahtuman esiintymistiheys 0 – 1
 T = tapaturman todennäköisyys 0 – 1

vähäinen riski	0,1 – 5
siedettävä riski	6 – 15
kohtalainen riski	16 – 28
merkittävä riski	29 – 48
sietämätön riski	49 – 100

ESIINTYMISTIHEYD
 Vähintään kerran päivässä 0,8 – 1
 Viikoittain 0,6 – 0,8
 Kuukausittain 0,4 – 0,6
 Vuosittain 0,2 – 0,4
 Harvemmin 0 – 0,2



jäännösriskin arvo

LIITE 6. Kustannusarvio.**Kustannusarvio****Suunnittelukustannus**

Tunnit h	Tuntihinta €
600	60

Hinta €
36000

Komponenttikustannukset**Ostokomponentit**

osa	määrä kpl	Hinta €
moottori	3	1500
hihnapyörä	5	30
kaksoislaakeri	90	6
kuulalaakeri	40	4
johdeprofiili	3	400
kuularuuvi	3	250
laakeriyksikkö	80	4
jarrulaite	2	300
pyörä	4	150
ruuvi ja mutteri	120	0,2
liukulaakeri	10	20
jousi	4	15
anturit	20	30
taajuusmuuttaja	3	400
ohjauskaappi sisältöineen	1	1800
johdotus	1	300

4500
150
540
160
1200
750
320
600
600
24
200
60
600
1200
1800
300

kokonaan uudet komponentit

	kpl	kg	työlaji Työhinta €/kg Materiaali €/kg	leikkaus	hitsaus 3	taivutus 3	vaativa koneistus 3	15	kevyt	
									pintakäsittely 4	koneistus 3
lattiakisko	1	78	2,5	1					1	975
ylälevy	1	13,4	2,5	1					1	33,5
alalevy	1	9,8	2,5	1					1	44,1
tukilevy	2	0,5	2,5	1					1	4,5
pyörän tuki	2	32	2,5	1		1			1	352
pyörän akseli	2	3	2,5	1					1	27
kelkkarakenne	1	53	2,5	1	1	1	1		1	344,5
ruuvien tuki	1	6	2,5	1	1	1	1		1	27
moottorin tuki	1	1	2,5	1			1		1	5,5
nostomoottorin tuki	1	10	2,5	1		1	1		1	75
tukipala	2	0,5	2,5	1			1		1	6,5
ylätuki	2	17,3	2,5	1					1	155,7
ylätanko	2	1,2	2,5	1					1	10,8
jousivaste	2	0,5	5,2	1		1			1	8,2

Sivu 1

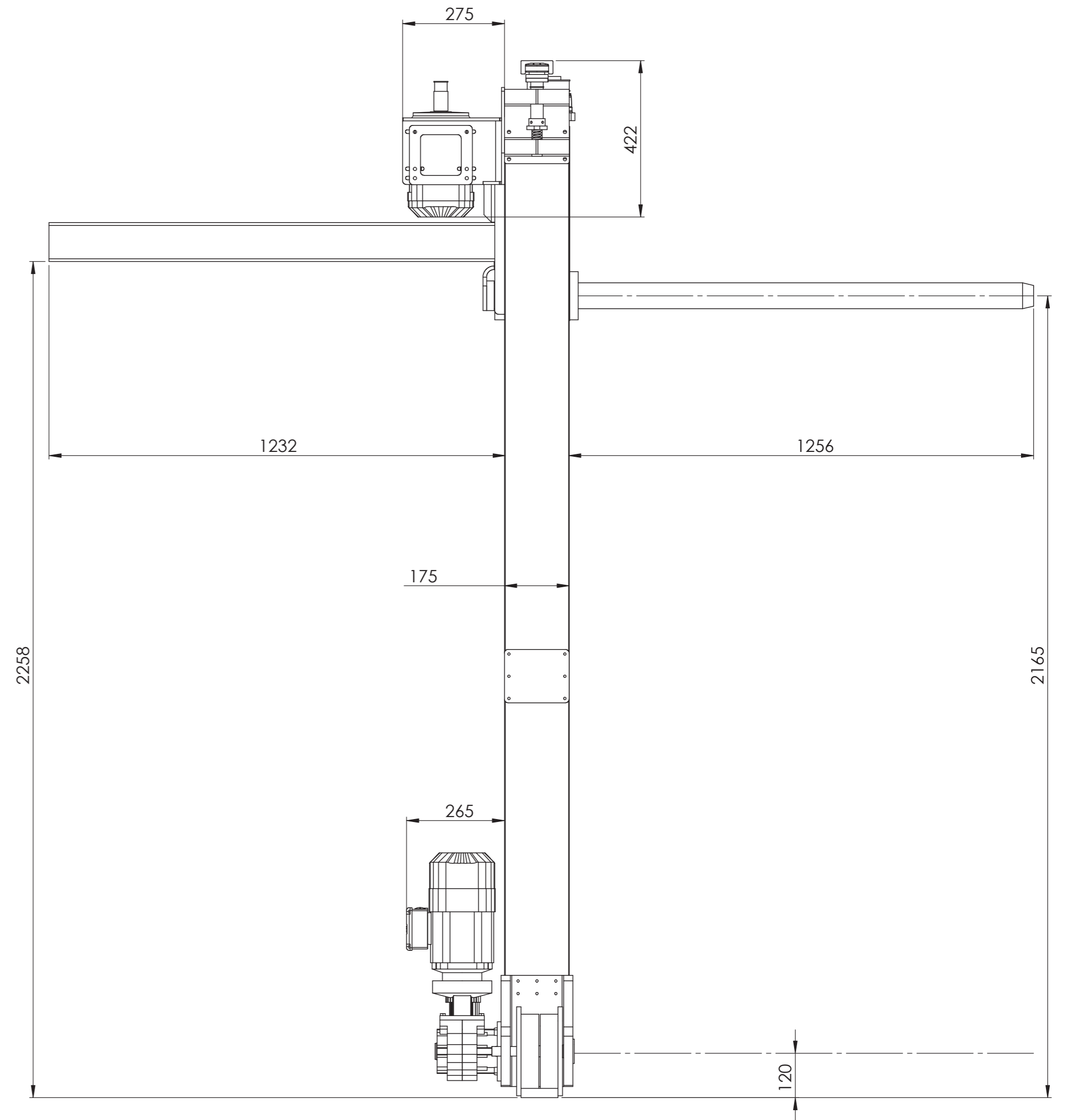
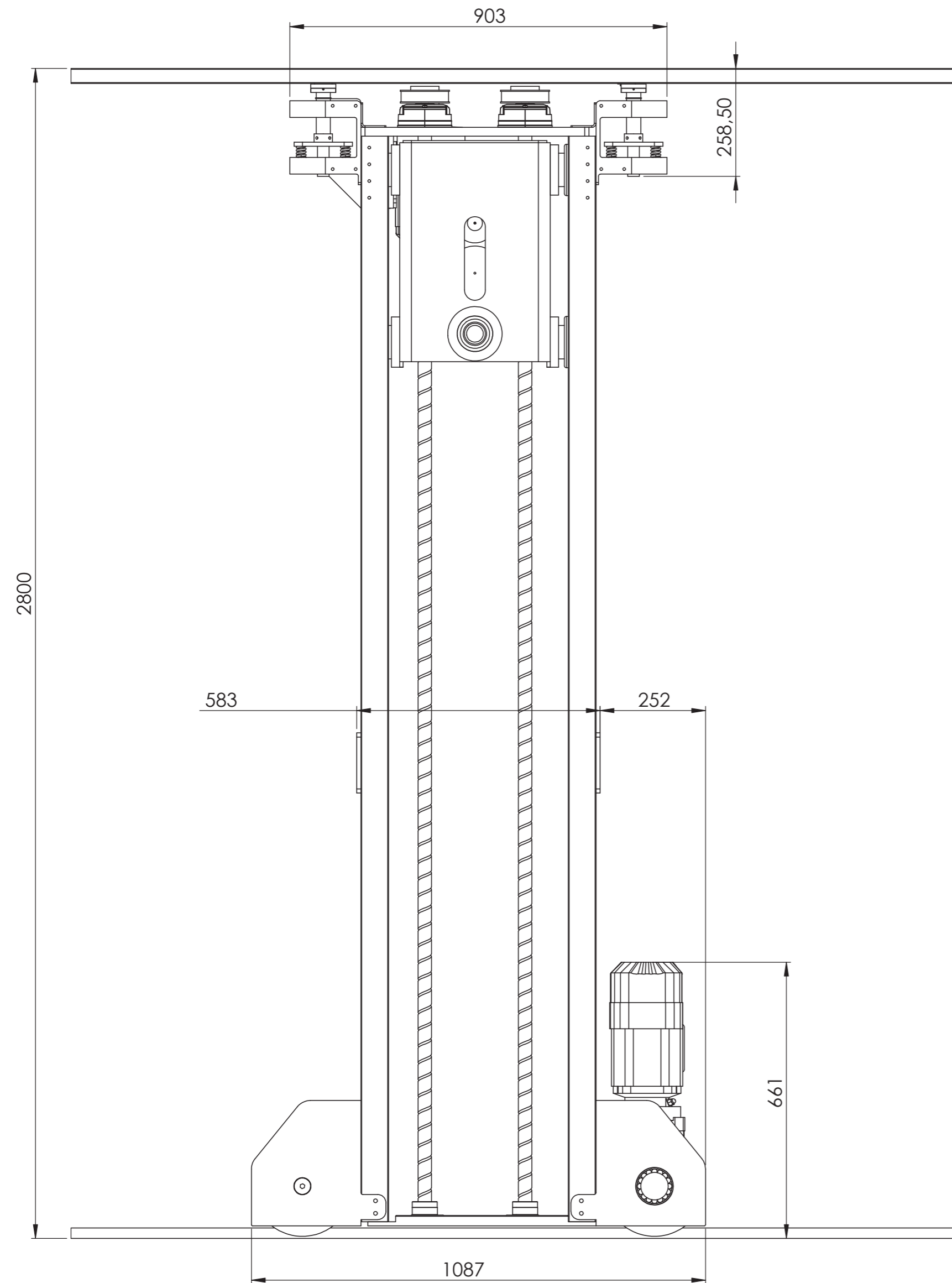
Sivu 3

Taulukko1

tanko	1	30	6,5	1						255
välilevy	2	0,2	2,5	1					1	2,2
Suojapellityksen hinta										2000
Asennuskustannus										9600

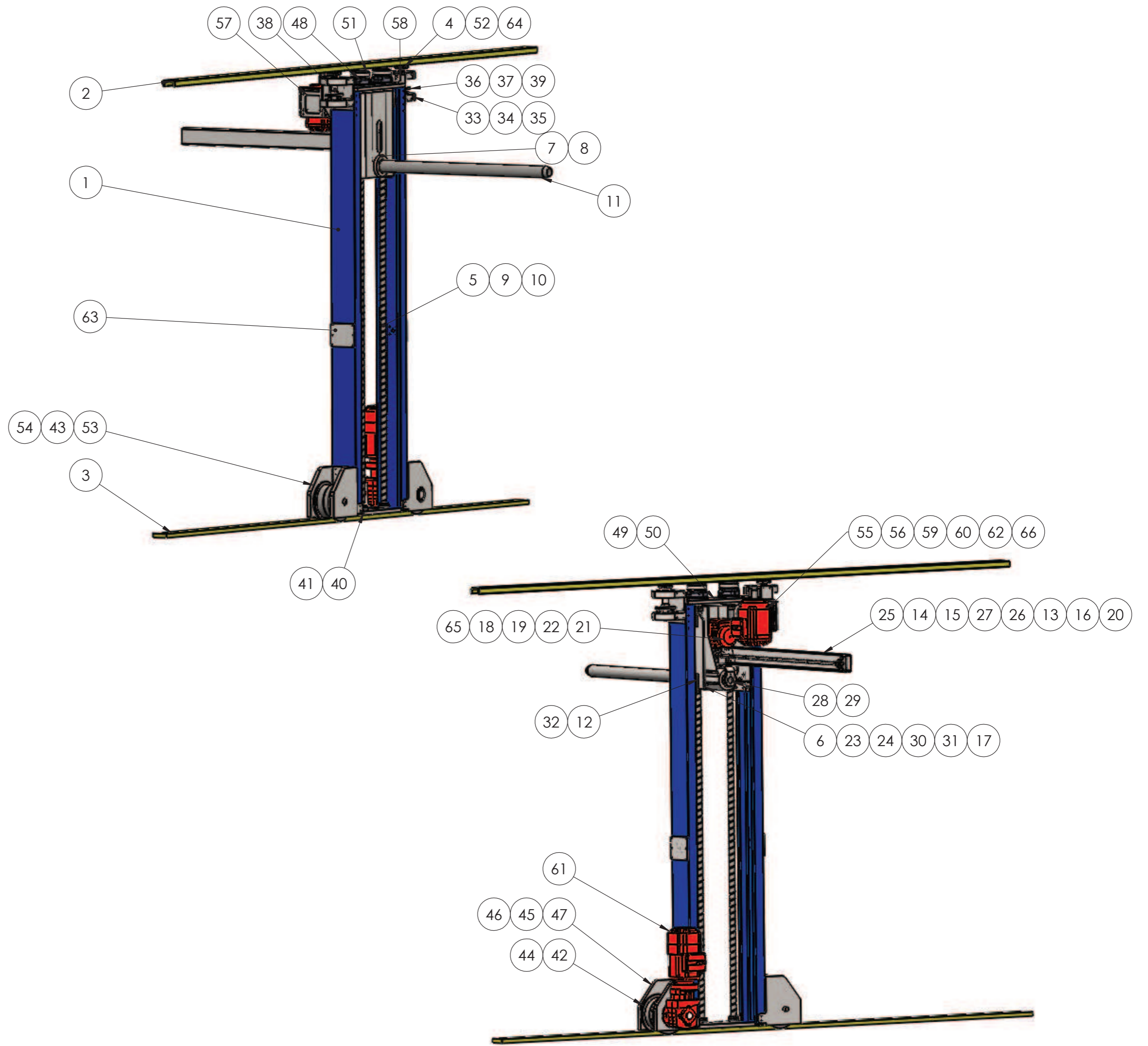
Taulukko1

62930,5 €



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
DRAWN				NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
CHKD											
APPVD											
MFG											
Q.A.										MATERIAL:	
										DWG NO. nosturi_mitat	
										SCALE:1:50	
										SHEET 1 OF 1	

ITEM NO.	PART NUMBER/NAME	DESCRIPTION	QTY.
1	113.015.000	Profiili, 5Nbv, Winkel	2
2	113.010.000	Profiili, 5Nbv, Winkel	1
3	lattiakisko		1
4	tukilevy		2
5	SX 32x10 R	SKF	2
6	Kelkka_osa1	S420N	1
7	kelkka_putki	S420N	1
8	Liukulaakeri	AB09, SKS	2
9	SX32x10NOWPR_n/kuula mutteri	SKF	2
10	FHRF32/sovite	SKF	2
11	nostoaisa	34CrNiMo6	1
12	212.200.014	Sovitelevy, AP-4Q, Winkel	4
13	PLBU16	Laakeriyksikkö, SKF	1
14	BUF16	Laakeriyksikkö, SKF	1
15	SD16x10	Kuularuuvi, SKF	1
16	SD16x10NOWPR_n	Kuulamutteri, SKF	1
17	Kelkka_osa2	S420N	1
18	Kelkka_osa3	S420N	2
19	Hihnapyörä	32 hammasta, Gates	1
20	Hihnapyörä 2	48 hammasta, Gates	1
21	DFR63M4_1	Moottori, SEW	1
22	Mootorin kiinnityslevy	S420N	1
23	kelkka_osa4	S420N	1
24	kelkka_osa5	S420N	1
25	Vaakaruuvien tuki_osa1	S420N	1
26	Vaakaruuvien tuki_osa2	S420N	1
27	Vaakaruuvien tuki_osa3	S420N	1
28	Aisan kiinnitys_osa1	S420N	1
29	Aisan kiinnitys_osa2	S420N	1
30	kelkka_osa6	S420N	1
31	kelkka_osa7	S420N	1
32	201.309.002	Kaksoislaakeri, Winkel	4
33	Ylätangon tuki	S420N	2
34	Ylätangon liukulaakeri	AB09, SKS	2
35	Ylätangon liukulaakeri 2	AB09, SKS	2
36	Jousivaste	S420N	2
37	23530	Jousi, Sodemann	4
38	Ylätanko	S420N	2
39	holkki ruuville	AB09, SKS	4
40	alatuki	S420N	1
41	FLBU32	Laakeriyksikkö, SKF	2
42	SPKVS_N 200/40 H7	Vetopyörä, Blickle	2
43	SPKVS 200K	Vapaapyörä, Blickle	2
44	vetoakseli	S420N	1
45	7210 BECBJ	Laakeri, SKF	1
46	7207 BECBY	Laakeri, SKF	1
47	Vetopyörän tuki	S420N	1
48	M16/891.210.1/24/18	Jarru, Mayr	2
49	6004-2RSL	Laakeri, SKF	2
50	ylälevy	S420N	1
51	Hihnapyörä 3	72 hammasta, Gates	2
52	ylävalilevy	S420N	2
53	Vapaapyörän tuki	S420N	1
54	Vapaapyörän akseli	S420N	1
55	DRE90L4_F190S_L	Moottori, SEW	1
56	moottorin tuki	S420N	1
57	Vastalevy	S420N	1
58	ylätukipala	S420N	2
59	moottorintuki2	S420N	1
60	moottorintuki3	S420N	1
61	WAF47DRE90M4BE1	Vaihdemoottori, SEW	1
62	hihnapyörä4	22 hammasta, Gates	1
63	Tukipala	S420N	2
64	200.051.003	Kaksoislaakeri, Winkel	2
65	Powergrip GT 3 MR 9	Hammashihna, Gates	1
66	Powergrip GT 5 MR 25	Hammashihna, Gates	1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:	DEBUR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
DRAWN				NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
CHKD							
APPVD							
MFG							
Q.A.							
				MATERIAL:			DWG NO. Nostin osaluettelo A2
				WEIGHT:			SCALE:1:50 SHEET 1 OF 1