

Jussi Monto

Väsytyскоelaitteiston nostimen suunnittelu

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Ajoneuvotekniikka

Insinöörityö

27.10.2022

Tiivistelmä

Tekijä:	Jussi Monto
Otsikko:	Väsytyiskoelaitteiston nostimen suunnittelu
Sivumäärä:	57 sivua
Aika:	27.10.2022
Tutkinto:	Insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma:	Ajoneuvotekniikan tutkinto-ohjelma
Ammatillinen pääaine:	Ajoneuvosuunnittelu
Ohjaajat:	Yliopettaja Jyrki Kullaa Vanhempi tutkimusinsinööri Esko Arilahti, VTT Oy

Tässä insinööriyössä tehtävänä oli modernisoida nostinlaitteisto VTT Oy:n simuloitun ympäristön aineenkoestuslaitteiston päivityksen yhteydessä. Tavoitteena oli päivittää nostinlaitteisto kestävämpään lisääntyneeseen nostettavaan massa. Tavoitteena oli myös huolehtia laitteiston turvallisuudesta kokeiden tekijöille. Lisäksi pyrittiin rakentamaan laitteisto aikataulussa, koska nostinlaitteisto on vain osa isompaa laitepäivitystä ja projektia ei haluttu venyttää yhden osa-alueen takia.

Laiteympäristöön kuuluu vesikemian hallintalaitteisto, painevesiputkisto, autoklaavi, testin ohjausjärjestelmä, mittausdatan käsittelylaitteisto, koesauvan väsytytys- ja mittausyksikkö ja mittausyksikön nostinlaitteisto. Projektissa päivitettiin mittausyksikkö vastaamaan uusia vaatimuksia. Päivitetyn mittausyksikön massa ja fyysinen koko kasvoivat merkittävästi, joten nostinlaitteisto pitää suunnitella kestävämpään kasvaneet kuormitukset. Itse laiteympäristöön ei haluta projektin aikataulun takia tehdä muutoksia, vaan työ keskittyy nostinlaitteiston päivitykseen nykyisessä ympäristössä.

Ennen varsinaisen suunnittelun alkua laskettiin vanhan nostinlaitteiston kestävyys ja siirtymät uudella massalla. Sen jälkeen tehtiin päätökset uusittavista osista, jotka suunniteltiin Catia V5 -ohjelmiston avulla. Rakenteiden lujuusanalyysia tehtiin Catia FEM -ohjelmistolla, Abaqus-ohjelmistolla ja käsin laskemalla Mathcad-ohjelmiston avulla.

Osia valmistettiin alihankintana, joten itse valmistusprosessiin ei työssä keskitytä. Työn tuloksena saatiin koottua nostinlaitteisto, joka toimii turvallisesti ja tarkasti.

Avainsanat: Koneensuunnittelu, nostolaite, CAD-ohjelmisto

Abstract

Author: Jussi Monto
Title: Design of the Lifting Equipment for the Fatigue Test Equipment
Number of Pages: 57 pages
Date: 27 October 2022

Degree: Bachelor of Engineering
Degree Programme: Automotive Engineering
Professional Major: Automotive Design
Supervisors: Jyrki Kullaa, Principal Lecturer
Esko Arilahti, Senior Research Engineer, VTT Oy

In this bachelor's thesis, the objective was to modernize the lifting equipment simultaneously with the update of VTT Oy's simulated environment materials testing equipment. The goal was to update the lifting equipment to withstand the increased mass to be lifted. The goal was also to ensure the safety of the experimenters. In addition, an effort was made to build the equipment on schedule, because the lifting device modernization is only part of a larger equipment upgrade.

The equipment environment includes water chemistry management equipment, pressurized water piping, autoclave, test control system, measurement data processing equipment, test bar fatigue and measurement unit, and measurement unit lifting equipment. In the project, the measuring unit was updated to meet the new requirements. The mass and physical size of the updated measuring unit increased significantly, so the lifting equipment had to be designed to withstand the increased loads. Because of the project schedule, there was no intention to make changes to the equipment environment itself, so the work was focused on updating the lifting equipment in the current environment

Before the actual design, the strength and displacements of the old lifting equipment was calculated with the new mass. After that, decisions about the re-designed parts were made. New parts were designed with Catia V5 software. Strength calculations were made with Catia FEM and Abaqus software. Mathcad software was used to help with manual calculations.

The parts were subcontracted, so the work did not focus on the manufacturing process itself. As a result of the thesis, it was possible to assemble a lifting equipment that operates safely and precisely.

Keywords: Machine design, Lifting equipment, CAD software

Sisällys

Lyhenteet

1	Johdanto	1
1.1	Teknologian tutkimuskeskus VTT Oy	1
1.2	FaBello-laitteisto	2
1.3	FaBellon päivitys	4
1.4	Tavoitteet ja rajaukset	5
1.5	Työn hallinta	5
2	Nostinlaitteisto	7
2.1	Kelkka	7
2.2	Lineaarijohteet	10
2.3	Nostovarsi ja moottori	17
3	Uuden laitteiston suunnittelu	19
3.1	Lineaarikaramoottorin päivitys	21
3.2	Nostovarren suunnittelu	22
3.3	Uuden nostovarren optimointi lujuusanalyysin avulla	25
3.4	Moottorin alakannakkeen suunnittelu	31
3.5	Kelkan suunnittelu	34
3.6	Yläkiinnityspisteen suunnittelu	43
3.7	Lineaarijohteiden uudelleensuunnittelu	49
4	Valmiin kokoonpanon tarkastelu	51
5	Yhteenveto	56
	Lähteet	57

Lyhenteet

- DXF:** Drawing exchange format. Vektoritiedostotyyppi, jota käytetään 2D-piirustuksien tallennukseen. Laserleikkurin työstöradat tallennetaan yleensä DXF-muotoon.
- STP:** 3D-kokoonpanotiedosto. STP-tiedostoja käytetään ensisijaisesti 3D-grafiikan siirtämiseen erilaisten CAD-järjestelmien välillä. Työstökoneen radat voidaan suunnitella STP-tiedoston pohjalta.
- BOM:** Bill of Materials. Lista materiaaleista, osista, valmistusmenetelmistä ja niiden määristä, jotta lopputuote voidaan valmistaa.
- PDM:** Product Data Management. Tuotetiedonhallintaan tarkoitettu ohjelmistoympäristö, jolla halitaan keskitetysti tuotteisiin liittyviä tietoja.

1 Johdanto

Tässä insinööriyössä oli tehtävänä modernisoida VTT Oy:n tutkimuslaitteiston nostinlaite kantamaan lisääntynyt massa tutkimuslaitteiston päivityksen yhteydessä. Työ suoritettiin osana kesätyöharjoittelua, joka alkoi toukokuussa 2022. Työskentely nostinlaitteen modernisoinniksi on aloitettu heinäkuussa 2022. Työsuhdetta jatkettiin työn edetessä vuoden 2022 loppuun.

1.1 Teknologian tutkimuskeskus VTT Oy

Teknologian tutkimuskeskus VTT Oy on Suomen suurin tutkimus- ja teknologia-yhtiö, joka vietti juuri keväällä 2022 80-vuotisjuhlapäiviään. VTT on valtion kokonaan omistama voittoa tavoittelematon yhtiö ja se kuuluu Suomen työ- ja elinkeinoministeriön hallinnonalaan. VTT työllistää noin 2000 henkilöä Suomessa ja sen pääkonttori sijaitsee Espoon Otaniemessä. VTT:n kolme pääsuuntaa tutkimuksessa ovat

- hiilineutraalit ratkaisut
- digitaaliset ratkaisut
- kestävän kehityksen materiaalit ja tuotteet.

Työ suoritetaan hiilineutraalien ratkaisujen tutkimusalueelle, tarkemmin ottaen ydinvoimaan keskittyvän tutkimusalueen alaorganisaatiolle väsymys- ja murtumismekaniikka. Väsymys- ja murtumismekaniikan tiimi tutkii materiaalien, yleensä metallien, väsymistä ja murtumista tuotteen elinkaaren aikana. Tutkimuksen tuloksilla voidaan esimerkiksi arvioida ydinvoimalan putkistojen käyttöikä.

1.2 FaBello-laitteisto

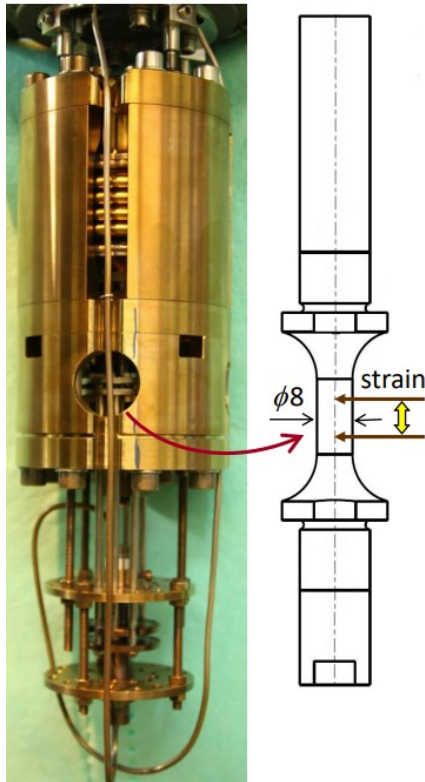
FaBello-laitteisto (kuva 1) on VTT:n omavalmiste, jolla voidaan tehdä väsytykokeita simuloidussa ympäristössä. Laitteisto on maailmankin mittapuulla uniikki, ja vastaavia testejä on mahdollista tehdä vain muutamissa laboratorioissa. VTT:n laitteisto on maailman ainoa, jossa venymän mittaus tehdään suoraan sauvalle autoklaavissa; muissa laitteissa venymän mittaus toteutetaan epäsuorasti. VTT:llä on laitteita yhteensä neljä ja tässä työssä nostolaitteiston päivitys tehdään myös neljään laitteeseen.



Kuva 1. FaBello-laitteisto [1, s. 375].

Laiteympäristöön kuuluu vesikemian hallintalaitteisto, painevesiputkisto, autoklaavi, testin ohjausjärjestelmä, mittausdatan käsittelylaitteisto, koesauvan väsytyks- ja mittausyksikkö ja mittausyksikön nostinlaitteisto. Laitteistolla ensisijaisesti simuloidaan ydinvoimalaitoksen vesikemiaa, jolloin autoklaavissa testattava kappale altistetaan noin 350-celsiusasteiselle vedelle, joka on 150 bar:n paineessa. Testattava kappale on konepajassa valmistettu koesauva (kuva 2), jota kuormitetaan pitkittäisellä voimalla. Kuormitus sykliä ovat venymäohjattuja, ja itse voima tuotetaan paineilmapalkeella. Normaalisti yksi väsytyksessä voi kestää useita kuukausia, kun aluksi testisauvaa altistetaan ympäristölle viikkoja ja itse väsytyksessä tehdään kymmeniä tuhansia syklejä. Lopuksi väsytyt sauvat avataan väsyttämällä tai nestetyypessä vetämällä. Avatuista sauvoista tutkitaan murtopinnat. Tutkimuksen tavoitteena on arvioida kappaleen, esimerkiksi putkiston, murtorajan alentumista ympäristön ja kuormitus syklien yhteisvaikutuksesta.

Nostinlaitteisto avustaa autoklaavin avaamisessa. Autoklaavin paineastian kansi kiinnittyy nostinlaitteistoon, ja nostinlaitteistolla nostetaan mittauslaitteisto paineastiasta pois. Ylös nostettuna mittauslaitteistolle tehdään väsytyksessä liittyvät valmistelutyöt, kuten koesauvan keskittäminen ja kiristäminen ja venymämittauksen anturointien asennukset. Valmis mittauslaitteisto lasketaan nostinlaitteiston avulla autoklaaviin ja sen jälkeen paineastian kansi kiristetään muttereilla paikoilleen, minkä jälkeen voidaan aloittaa väsytyksessä.



Kuva 2. Koesauva ja autoklaavin sisäiset osat [2, s. 1].

1.3 FaBellon päivitys

Paineilmapalkeella kuormitusyykliä ovat alle hertsin taajuudella, joten miljoonien syklien ajaminen ei ole taloudellista nykyisellä laitteistolla. Näiden ominaisuuksien parantamiseksi on päädytty korvaamaan paineilmapalkeet sähkömekaanisilla ruuveilla, joista käytetään myöhemmin opinnäytetyössä nimitystä ruuvimoottori. Nostinlaitteiston modernisointi tulee ajankohtaiseksi testauslaitteiston päivityksen yhteydessä, jossa testisauvan kuormitus muutetaan toimimaan ruuvimoottori. Ruuvimoottorilla saadaan aikaan nopeampi kuormitusyykli. Käytännössä koko voimalinja autoklaavin sisältä ruuvin kiinnitykseen asti päivitetään, mutta laiteympäristö pysyy muuten muuttumattomana. Pelkästään ruuvimoottori on 1,2 m korkea ja painaa noin 100 kg. Nykyinen nostin on suunniteltu noin 20 kg:n painoille, ja nostettavan massan kokonaiskorkeus on noin puoli metriä. Ruuvimoottorilla päästään myös korkeampiin taajuuksiin kuormitusykleissä, joten on mahdollista, että testin aikana syntyy värinöitä nostinlaitteistoon ja muulle laiteympäristöön.

1.4 Tavoitteet ja rajaukset

Tässä työssä on tavoitteena valmistaa VTT Oy:lle uusi nostinlaitteisto vanhaa laiteympäristöä hyödyntäen. Laitteiston tulee olla turvallinen ja helppo käyttää. Laitteistolle on jo myyty testejä ulkopuolisille toimijoille, joten aikataulussa pysyminen on myös tärkeää. Lisäksi haluttiin kasvattaa nostimen liikerataa isommaksi, jotta saataisiin lisää tilaa työskennellä paineastian ja mittalaitteiston välillä, kun mittalaitteisto on nostettu ylös paineastiasta. Tavoitteeksi työn valmistumiselle on asetettu joulukuu 2022.

Tässä työssä ei käsitellä itse väsytystestien valmistelua, kalibrointia tai suorittamista. Testauslaitteiston muiden komponenttien päivitys, kuten sähköruuvin asentamiseen vaadittavat komponentit, eivät kuulu työhön, koska ne työnvaiheet on jo suorittanut VTT Oy:n henkilökunta projektin aiemmissa vaiheissa. Ainoastaan nosturin kiinnitys sähköruuviin ja muihin voimalinjan komponentteihin liittyy työhön, mutta niidenkin kiinnityspisteet on jo ennalta määritelty projektin aiemmissa vaiheissa tai laitetoimittajan puolesta.

1.5 Työn hallinta

Ohjekirjana työn etenemisen suunnittelulle ja hallinnalle käytettiin Ulrich & Eppingerin Product Design and Development -kirjaa. Kirjassa on esitelty vaihtoehtoja suunnittelutyön etenemisen suunnittelulle ja seurannalle. Työhön valittiin käytettäväksi Tyco Product Development Process -malli [3, s. 24], jossa seurataan pääosin Engineering-kohdan etenemistä, koska työssä ei tarvitse miettiä markkinoita. Prosessiin on luotu kaavio (kuva 3), joka auttaa työn etenemisessä. Aikataulu suunnitellaan niin, että heinäkuusta elokuuhun varataan projektin kohteeseen tutustumiseen ja nykyisten komponenttien lujuusanalyysiin, vastaa taulukon kohtia 0 ja 1. Sen jälkeen edetään taulukon kohtiin 1 ja 2. Marraskuuhun mennessä tavoitteena on olla jo valmis taulukon kohdan 4 suhteen.

Rally Point Phase	0. Project Registration	1. Concept Definition	2. Feasibility and Planning	3. Preliminary Design	4. Final Design	5. Product Verification	6. Process Verification	7. Launch	8. Post-Launch Assessment
Primary Goal	Define project and business unit needs	Develop project concept and charter	Create product description	Create preliminary detailed design	Detail and optimize design	Demonstrate product performance	Demonstrate process performance	Launch product	Identify lessons learned
Marketing and Sales	Identify customers and market size Describe competitive features and benefits Identify target cost and price	Capture voice of the customer Analyze customer needs Document customer needs	Develop marketing and sales plans Create phase-in and phase-out plans	Review concepts with customers	Freeze hardware and software design Complete engineering documentation Draft technical documentation Secure beta prototypes	Initialize field trials	Complete field trials Finalize training plans	Finalize pricing and sales forecasts Complete sales and service training	Solicit customer feedback and satisfaction ratings Measure sales vs. forecast Complete phase-in and phase-out
Engineering	Identify project risks	Identify critical-to-quality specs Develop and select concepts Update project risks	Create functional specification and performance metrics Review concept selection Define product architecture Assess technical failures modes	Conduct a preliminary design review Build and test alpha prototypes Assess product failure modes	Freeze hardware and software design Complete engineering documentation Draft technical documentation Secure beta prototypes	Finalize design documentation Complete beta prototype and field testing Apply for regulatory approvals	Obtain regulatory approvals	Finalize product metrics	
Quality Assurance			Create preliminary test plan		Test beta prototypes for robustness	Complete quality assurance testing	Conduct process verification testing		
Manufacturing				Begin manufacturing process development	Finalize bill of materials (BOM)	Update manufacturing control plans	Run manufacturing pilots		Register obsolete and scrap products
Purchasing				Create a preliminary manufacturing process review	Develop manufacturing control plans	Finalize manufacturing control plans	Verify supply chain readiness		
Legal		Search patents	Identify trade compliance issues	Identify potential patents	Prepare patent applications	Assure trade compliance			
Financial	Prepare preliminary business case	Refine business case	Complete financial package						Monitor return on investment
Project Management	Identify project timing, resources, and capital Prepare RP0 checklist & submit for approval	Assess team capabilities/skills Identify development team members Select a Rally Point process variant Prepare RP1 checklist & submit for approval	Plan integrated product development schedule Assign a project manager Update RP1 deliverables Prepare RP2 checklist & submit for approval	Update RP1-2 deliverables Prepare RP3 checklist & submit for approval	Update RP1-3 deliverables Prepare RP4 checklist & submit for approval	Update RP1-4 deliverables Prepare RP5 checklist & submit for approval	Update RP1-5 deliverables Prepare RP6 checklist & submit for approval	Finalize all deliverables Finalize launch plans and documentation Update RP1-6 deliverables Prepare RP7 checklist & submit for approval	Document best practices Prepare RP8 checklist & submit for approval

Courtesy of Tyco International

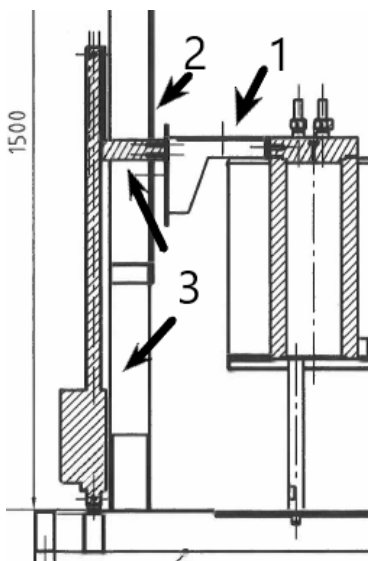
EXHIBIT 2-7 Key activities and the responsible functions comprising the Tyco Rally Point product development process.

Kuva 3. Tyco-proessin kaavio [3, s. 24].

2 Nostinlaitteisto

Työn ensimmäisessä vaiheessa tutustutaan käytössä olevaan nostinlaitteistoon (kuva 4) ja analysoidaan sen kestävyys ja muut ominaisuudet päivitetystä käyttötarkoituksessa. Vanhoista osista ja nykyisestä ruuvimoottorista, sekä sen mitausjärjestelmän komponenteista on käytössä STP-tiedostot. Sen määrittelyn perusteella sitten päätetään suunnittelun päälinjat, kuten mitkä nykyisistä komponenteista säilytetään ja mitkä täytyy suunnitella uudelleen. Nostinlaitteisto koostuu useista komponenteista, jotka voidaan jakaa kolmeen pääosaan:

1. kelkka
2. lineaarijohteet
3. lineaarikaramoottori ja nostovarsi.



Kuva 4. Nostinlaitteiston pääosat numeroituna. Kuva on poikkileikkaus nostinjärjestelmästä sivusta kuvattuna.

2.1 Kelkka

Vanha kelkka on valmistettu AISI 316 -teräslevystä, jonka paksuus on 6 mm. Materiaalin myötöraja on 230 MPa. Levyt on leikattu laserilla ja kasattu

hitsaamalla. Kelkka kiinnittyy paineastian kanteen kolmella M10-ruuvilla, ja tämä liitos on ainoa mittauslaitteiston ja nostinlaitteiston välillä. Kelkkaan tulee kiinni kahdella M8-ruuvilla nostovarsi, joka lineaarikaramoottorin avulla suorittaa ylös-alasliikkeen. Lineaarikaramoottori on myös liikettä rajoittava komponentti, kun mittauslaitteisto on nostettu pois autoklaavista. Kelkassa on neljä lineaarikiskon kuljetinta, jotka liukuvat taustalevyyn kiinnitettyjä lineaarikiskoja pitkin. Kuljetin on kiinnitetty neljällä M5-ruuvilla kelkkaan.

Uuden kelkan on oltava tarpeeksi tukeva kantamaan lisääntynyt kuorma, mutta painoakaan ei saa olla liikaa, että nostettava massa ei kasva kohtuuttoman suureksi. Myöskään kelkan taipuman takia ei saisi aiheutua liikaa asennonmuutosta ruuvimoottoriin, koska paineastian kansi on keskittävä komponentti tässä rakenteessa. Myös kelkan kiinnityksen pitäisi mukautua tähän mahdolliseen liikkeeseen, kun paineastian kantta kiristetään. Uudessa kelkassa olisi hyvä huomioida myös ruuvimoottorin korkeus ja sen takia miettiä vaihtoehtoja ylemmän tukipisteen lisäämiseksi.

Kelkan lujuuden analysointi

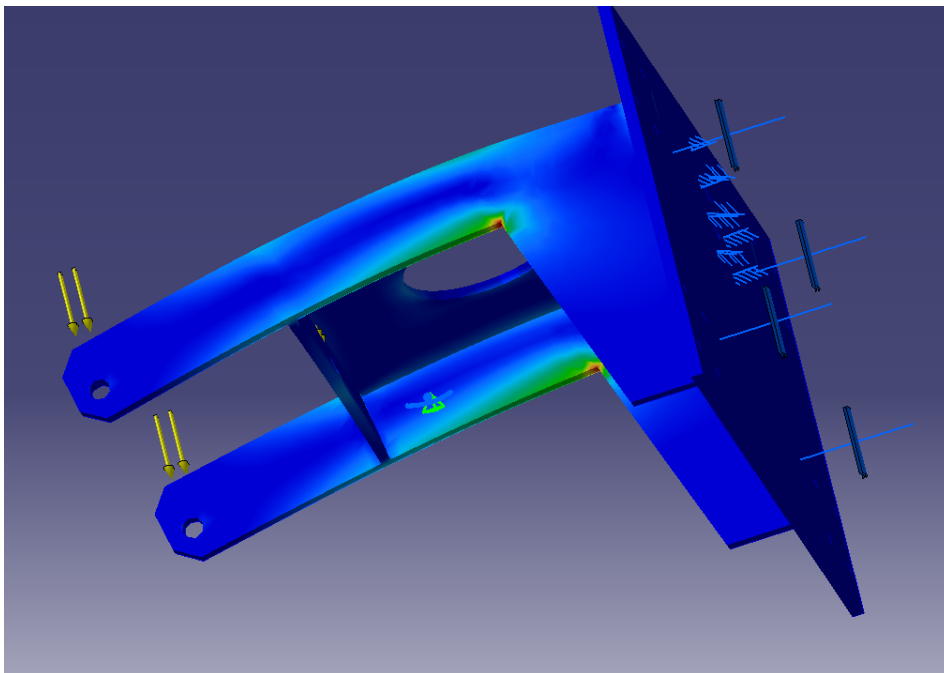
Vanhan kelkan kestävyyttä analysoitiin Catia V5 -ohjelmiston FEM-analyysillä. Reunaehdoiksi määriteltiin kiskojen tilalle liukuva kiinnitys, joka mahdollistaa liikkeen y-suunnassa. Nostovarren ruuvien rei'istä tehtiin kiinteä kiinnitys Clamp-työkalulla, joka simuloi tilannetta, jossa nostinvarsi pitää kelkkaa paikollaan. Ruuvien ja mittauslaitteiston painoksi arvioidaan 130 kg. Tästä painosta lasketaan alaspäin vaikuttavaksi voimaksi noin 1250 N ja kun siihen lisätään standardin SFS-EN 1993-1-8 [4, s. 19] määrittelemä rakenneosien osavarmuusluku 1,25, niin analyysissä käytettäväksi voimaksi valittiin 1600 N. Voima asetettiin vaikuttamaan paineastian kannen kiinnityksen kohdilta kolmeen ruuvien reiän sisäpintaan.

Suurin jännitys (kuva 5) kohdistuu terävään kulmaan sivuprofiilista katsottuna. Jännitys on suuruudeltaan 135 MPa. Rakenteen varmuusluvuksi saadaan

$$V_K = \frac{Rp_{0.2}}{\delta k} = \frac{230 \text{ MPa}}{135 \text{ MPa}} = 1,70 \quad (1)$$

jossa $Rp_{0.2}$ on materiaalin myötöraja (MPa)
 δk on suurin jännitys (MPa)

Koneenosien suunnittelu -kirjan [5, s. 43] ohjeiden mukaisesti hyväksytyt varmuusluku staattisesti kuormitetulle myötörajalle on 1,2–2. Rakenne kantaisi siis kasvaneen kuorman vielä hyväksyttävällä tasolla. Toinen asia, joka pitää huomioida, on paineastian kannen pään ruuvien reikien siirtymä, joka on suurimmillaan noin 0,4 mm. Siirtymä tuskin on kuitenkaan vielä liian suuri, mutta mahdollisimman vähäinen siirtymä olisi toivottavaa paineastian sovituksen tarkkuuden takia. Analyysin perusteella voidaan kuitenkin todeta, että kelkan vahvistuksen tai jopa uuden mallin luominen on tarpeellista riippuen muista muutostarpeista.



Kuva 5. Kelkan von Mises -jännitykset ja reunaehdot Catiassa.

Kelkan ja mittauslaitteiston kolmen M10 8.8 -ruuvien varmuusluku leikkauksen suhteen haluttiin varmistaa myös, koska paineastian kohdistamisen vaiheessa ruuvit ovat löysällä, jolloin niihin kohdistuu ainoastaan leikkausvoimaa.

Standardin SFS-EN 1993-1-8 [4, s. 28] mukaan leikkauskestävyys lasketaan kaavalla 2:

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v f_{ub} A}{\gamma_{M2}}, \quad 0.6 * 800 \text{MPa} * 58.0 \text{mm}^2 = 27.8 \text{ kN} \quad (2)$$

jossa α_v on standardin antama kerroin, kun lujuusluokka 8.8
 f_{ub} on ruuvien vetomurtolujuus (MPa)
 A on ruuvien jännityspinta-ala taulukosta 3.2.2-1 [5, s. 134] (mm^2)
 γ_{M2} on 1,25. Yleinen varmuuskerroin standardin mukaan.

Aiemmasta laskusta jätettiin pois varmuuskerroin, koska se on huomioitu jo kuormituksen voimassa. Varmuudeksi kolmen ruuvien leikkaukselle saadaan

$$\frac{\frac{27800 \text{ N}}{\frac{1600 \text{ N}}{3}}}{3} = 52 \quad (3)$$

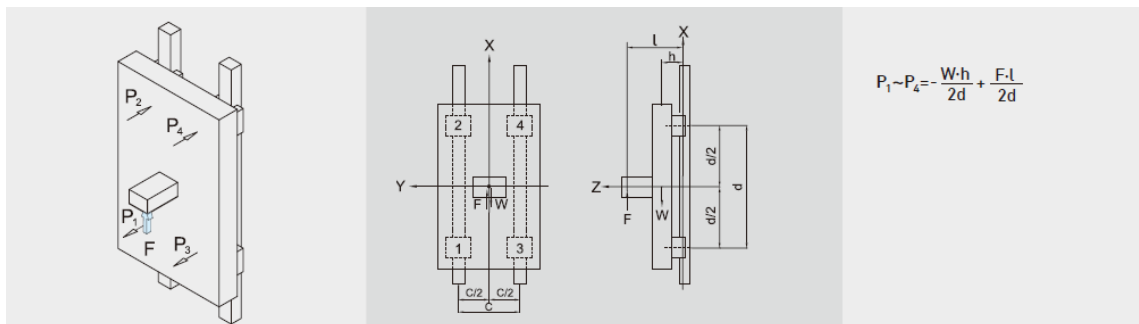
Varmuuslukuna 52 on helposti riittävä ja ei ole näin ollen suunnittelussa rajoittavana tekijänä vaan vahvistamisessa voidaan keskittyä vain kelkan ominaisuuksiin.

2.2 Lineaarijohteet

Nostimen ylös-alasliikkeen mahdollistavat lineaarijohteet. Kyseinen ratkaisu on tässä konstruktiossa järkevä, koska se vastustaa sivuttaisliikkeitä hyvin ja kestää myös kokoonsa nähden suuria kuormia. Tällä hetkellä käytössä ovat THK:n valmistamat HSR 15A -malliset johteet, joka käsittää kaksi lineaarikiskoa sekä neljä kuljetinta. Kuljettimen ilmoitettu staattisen kohtisuoran kuormituksen kesto on 8,33 kN. Lineaarijohtimen kiskot on kiinnitetty 6 mm paksuun taustalevyyn, johon on laserilla leikattu kiskon reiät, jolloin niiden linjaus on suorassa. Lineaarikiskojen suoruus on tärkeää kelkkojen kulumisen takia, ja usein kiskoille koneistetaankin asennusura. Tässä tapauksessa äärimmäinen suoruus ei kuitenkaan ole tärkeää, koska nostosyklejä voi tulla vuodessa vain kymmeniä ja nostimen nopeus on alhainen.

Lineaarijohteen lujuuden analysointi

Kiskoon kohdistuvien voimien laskemiseksi löytyvät kaavat suoraan valmistajien materiaaleista. Tässä työssä apuna käytettiin HIWINin materiaalia. Kyseisessä konstruktiossa on neljä kuljetinta yhdistetty levyllä toisiinsa, jolloin ei tarvitse huomioida yksittäisen kuljettimen kippimomenttia. Kuljettimeen kohdistuu tässä tapauksessa kohtisuoraa vetoa tai puristusta sen mukaan, onko kuljetin painopisteen ylä- vai alapuolella. Kuvassa 6 annettu kaava vastaa samaa tilannetta kuin nostimessa; ainoastaan painoa kannatteleva voima F , tulee kuvaan verrattuna x-akselin toiselta puolelta ja se täytyy laskennassa ottaa huomioon.



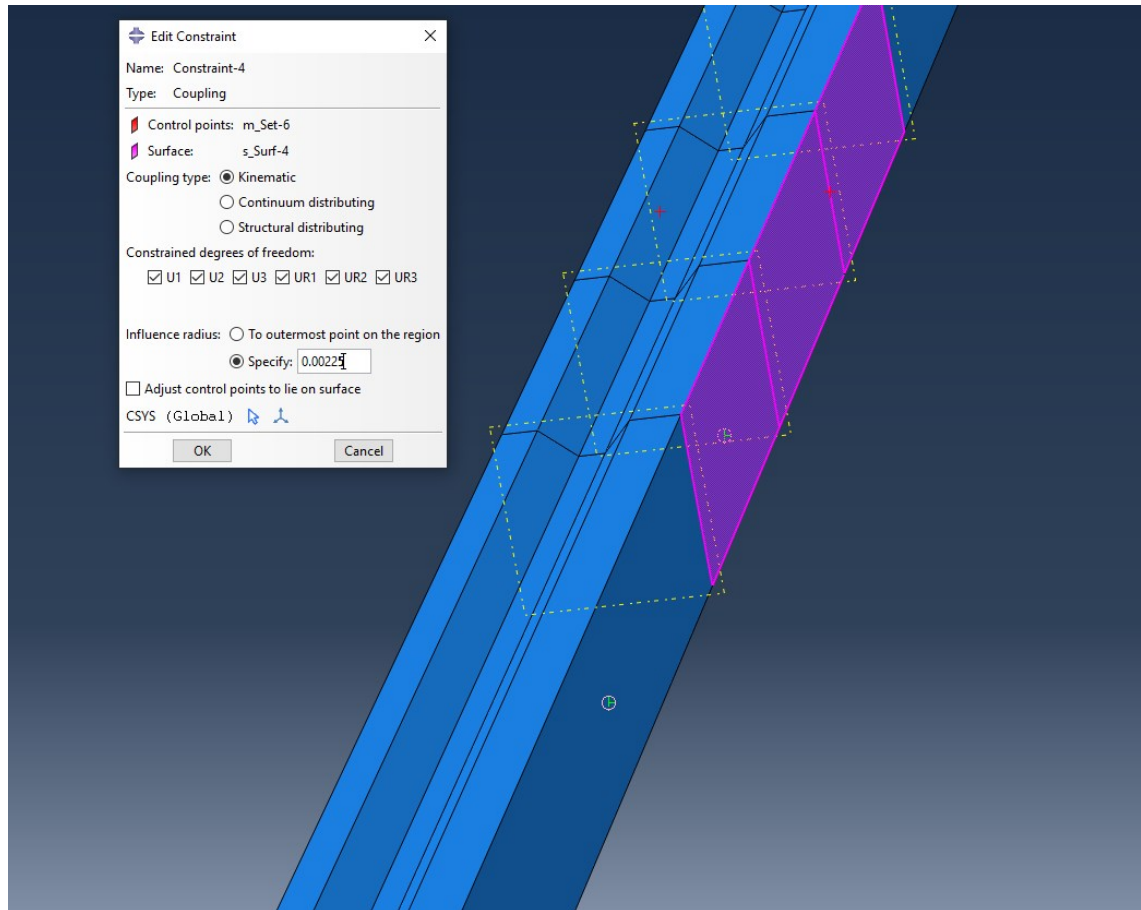
Kuva 6. Laskentaohje kelkkojen kuormitukselle [4, s. 6].

Ennen laskentaa täytyi selvittää painopisteen sijainti z-akselilla nostettavalle massalle. Laskennassa myös oletetaan, että kiertyminen y-akselin ympäri on niin vähäistä, ettei painopisteen korkeutta x-akselilla tarvitse ottaa huomioon. Jos kiertymä olisi suurta, pitäisi painopisteen liikkeen takia laskea z- suuntaisen komponentin etäisyys tukipisteestä uudelleen. Etäisyydet saatiin Catia-mallista, johon on sovitettu ruuvimoottori ja mittauslaitteisto kiinni vanhaan nostimeen. Ruuvimoottorin painopisteen etäisyys z-suunnassa oletetaan olevan lähellä sen keskilinjaa koska osat ovat pyörähdyssymmetrisiä, ja keskipisteen sijainti on kelkan pään kiinnitysruuvien reikien kohdalla. Yhteen kuljettimeen kohdistuva veto tai puristus laskettiin kaavalla 4 [4, s. 6]:

$$P_1 = \frac{-G_1(-h) + F_1 l}{2d} = \frac{-1600 * (-0.2965) + 1600 * 0.1485}{2 * 0.115} = 3096 \text{ N} \quad (4)$$

jossa G_1 on nostettavan massan normaalivoima (N)
 d on kelkkojen jänneväli (mm)
 h on nostettavan massan etäisyys kiskosta (mm)
 l on nostavan voiman etäisyys kiskosta (mm)
 F_1 on nostava voima (mm)

Yhteen kuljettimeen kohdistuu siis 3,1 kN:n veto tai puristus sen mukaan, onko kuljetin painopisteen ylä- vai alapuolella. Valmistajan ilmoittama 8,33 kN:n voima alittuu selvästi, joten voidaan olettaa, että kiskot ja kuljettimen komponentit kestävät lisääntyneen kuorman. Ainoastaan kiskon kiinnitys taustalevyyn pitää varmistaa. Kiskon kiinnitykseen käytetään M4 8.8 -pultteja ja kiinnitys tapahtuu 6 mm paksuun AISI 316 -levyyn. Ruuvien ja levyn kestävyys laskemiseksi tarvitsee tietää ruuviin kohdistuva veto. Sen laskemiseksi käytettiin apuna Abaqus FEM -ohjelmistoa, koska sen avulla saadaan laskettua kiskon kuormitus tilanteessa tukivoimat, joka vastaa ruuvien vetojännitystä. Abaquksessa luotiin kiskosta 3D-malli, josta jätettiin kuitenkin kiinnitysreiät pois. Reikien lisääminen monimutkaistaisi paljon mallin verkotuksen luomista ja näin olen vaatisi huomattavasti enemmän laskentatehoa koneelta sekä aikaa mallin tekijältä. Kuitenkin malliin tarvittiin reunaehdoiksi ruuvien kiinnitys, jotta saadaan halutut ruuvien tukivoimat selvitettyä. Kiskoon luotiin virtuaalisesti kiinnitysruuvien reiät (kuva 7) Coupling-työkalulla, jossa valitaan pinnat reiän vaikutusalueella, reiän halkaisija ja lukitut vapausasteet. Sen jälkeen kyseiseen pisteeseen asetettiin Boundary Connection -työkalulla reunaehdoksi jäykkä kiinnitys.



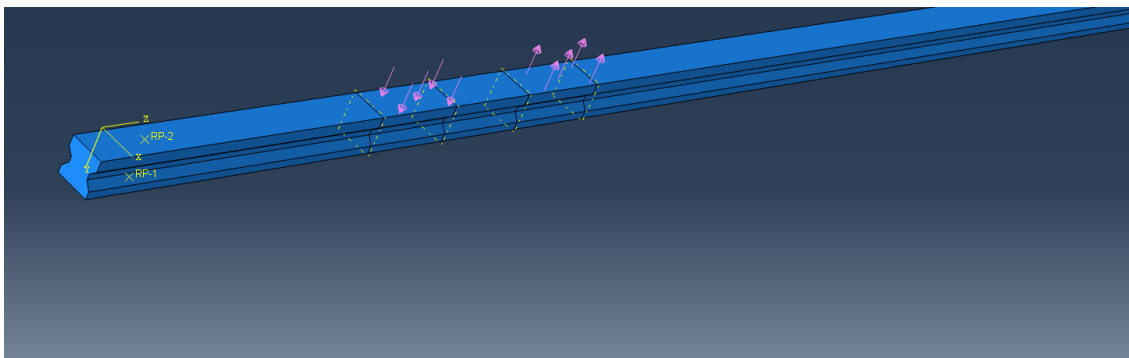
Kuva 7. 3D-malli Abaquksessa ja Coupling-työkalun valikko.

Lisäksi Partition-työkalun avulla luotiin kiskoon alueet, jotka vastaavat kuljettimen vaikutusaluetta. Pintaan sitten kohdistetaan kiskon kokema veto tai puristus paineena kyseiselle alueelle (kuva 8). Paine laskettiin kaavalla 5:

$$\sigma_k = \frac{F_k}{A_k} = \frac{3100N}{444mm^2} = 6,98 MPa \quad (5)$$

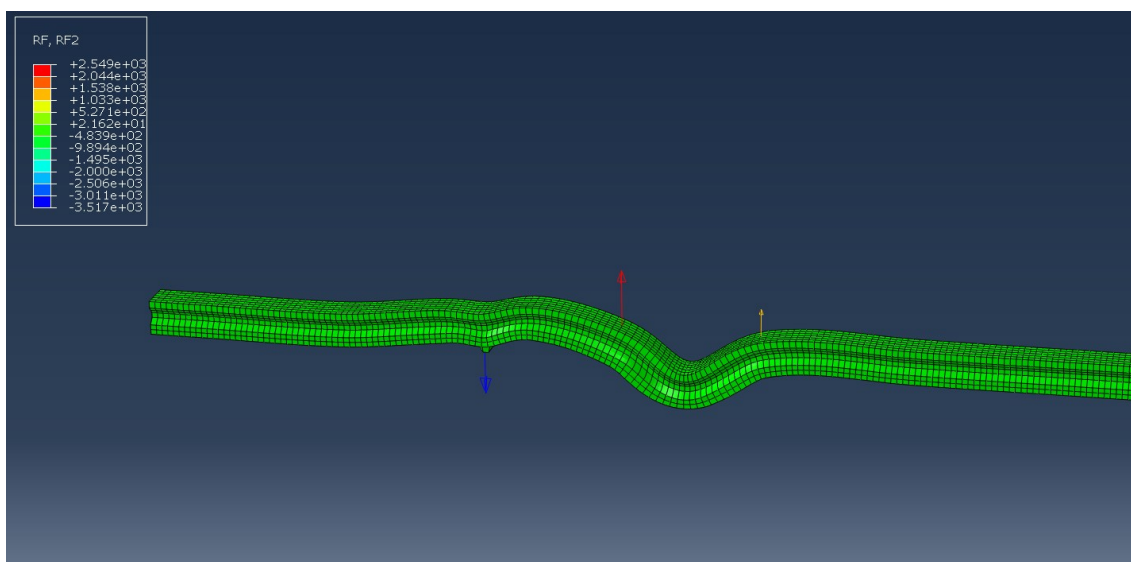
jossa σ_k on jännitys pinnassa (MPa)
 F_k on kiskoon kohdistunut voima (N)
 A_k on kuljettimen ja kiskon tehollinen pinta-ala (mm²)

Kiskoon asetettiin paineeksi siis 7 MPa, kun siihen kohdistuu vetoa ja -7 MPa kun siihen kohdistuu puristusta.



Kuva 8. Kiskoon kohdistuvat voimat kelkoista.

Analyysin tuloksista haluttiin tarkastella ainoastaan tukivoimaa kiskon ruuvin reiän kohdalla. Tuloksessa ei oteta huomioon, että taustalevyllä on jonkinlainen jäykistävä vaikutus kiskoon, ja silloin voidaan olettaa, että todellinen ruuviin kohdistuva voima on vähäisempää, koska kiskon siirtymät ovat pienemmät. Tuki-voima näkyy kuvassa 9, jossa sininen nuoli on voimavektori, jonka suuruus on - 3.5 kN. Ruuviin kohdistuu siis 3,5 kN:n suuruinen veto. FEM-tuloksiin on syytä tarkastella kriittisesti, joten niitä on hyvä varmistaa esimerkiksi laskemalla käsin kyseinen tilanne. Tilanne laskettiin käsin statiikan avulla pistekuormina ja tulokseksi siitä saatiin 4,1 kN, joka on riittävän lähellä FEM-tulosta.



Kuva 9. Tukivoimat visuaalisesti esitettynä.

Ensimmäiseksi laskettiin standardin SFS-EN 1993-1-8 [1, s. 28] mukaan ruuvin vetokestävyys:

$$F_{vk} = \frac{k_2 f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}} = 0,63 * 800MPa * 8,78mm^2 = 4425 N \quad (6)$$

jossa k_2 on standardin antama kerroin, kun uppokantaruuvi
 f_{ub} on ruuvin vetomurtolujuus (MPa)
 A_s on ruuvin jännityspinta-ala taulukosta 3.2.2–1 [5, s. 134] (mm²)
 γ_{M2} on yleinen varmuuskerroin standardin mukaan

Ruuvi kestää vedon, kuten olettaa saattaa, koska kiskovalmistajan staattisen maksimiarvoon olettaisi kuuluvan myös kiinnitysruuvien leikkauskestävyys. Toinen varmistettava asia on kierteen leikkautuminen irti taustalevystä. Sitä varten pitää laskea sisä- ja ulkokierteen kierretyn osan jännityspinta-alat [7, s. 1]. Ensimmäiseksi laskettiin sisäkierteen jännityspinta-ala kaavalla 7:

$$A_n = \pi n L_E D_{smin} \left(\frac{1}{2n} + 0.57735 (D_{smin} - E_{nmax}) \right) \quad (7)$$

$$A_s = \pi * 1.429 * 6 * 3.91 \left(\frac{1}{2 * 1.429} + 0.57735 (3.91 - 3.663) \right) = 51.856 \text{ mm}^2$$

jossa n on $\frac{1}{p}$
 p on kierteen nousu
 L_E on kierretyn osuuden pituus (mm)
 D_{smin} on ruuvin minimihalkaisija (mm)
 E_{nmax} on maksimi reiän kierteen harjan halkaisija (mm)

Sen jälkeen laskettiin ulkokierteen jännityspinta-ala kaavalla 8.

$$A_n = \pi n L_E K_{nmax} \left(\frac{1}{2n} + 0.57735 (E_{smin} - K_{nmax}) \right) \quad (8)$$

$$A_u = \pi * 1.429 * 6 * 3.422 \left(\frac{1}{2 * 1.429} + 0.57735 (3.489 - 3.422) \right) = 35.814 \text{ mm}^2$$

jossa n on $\frac{1}{p}$

P on kierteen nousu

L_E on kierretyn osuuden pituus (mm)

E_{smin} on ruuvien kierteen harjan minimihalkaisija (mm)

K_{nmax} on reiän maksimi halkaisija (mm)

Koska ruuvi ja levy ovat eri materiaalia, pitää niiden kierteen jännityskestävyyksien suhde laskea, jotta voidaan määrittää tarvittava kierteen määrä irti leikkautumisen suhteen. Jos luku on yli 1, on reiän jännityskestävyys alhaisempi ja sen kerroin pitää lisätä tarvittavaan kierteen pituuteen [8, s. 1]. Ruuvien suunnittelun ohjeena pidetään yleisesti, että tarvittava kierretyn osan jännityspinta-ala on kaksi kertaa ruuvien jännityspinta-ala. Ensimmäiseksi lasketaan tarvittava kierteen pituus kaavalla 9:

$$L_e = \frac{2 A_t}{0.5 \pi (d_m - 0.64952 p)} = \frac{2 * 8.78 \text{ mm}^2}{0.5 * \pi (3.97 - 0.64952 * 0.7)} = 3.17 \text{ mm} \quad (9)$$

jossa A_t on ruuvien jännityspinta-ala 3.2.2-1 [5, s. 134] (mm²)

d_m on ruuvien maksimihalkaisija (mm)

p on kierteen nousu

Sen jälkeen lasketaan leikkauskestävyyksien suhde:

$$J = \frac{A_u R_{pp0.2}}{A_s R_{p0.2}} = \frac{35.814 \text{ mm}^2 * 800 \text{ MPa}}{51.856 \text{ mm}^2 * 230 \text{ MPa}} = 2.40 \quad (10)$$

jossa A_u on ruuvien jännityspinta-ala (mm²)

A_s on reiän jännityspinta-ala (mm²)

$R_{pp0.2}$ on ruuvien myötöraja (MPa)

$R_{p0.2}$ on levyn myötöraja (MPa)

Koska suhdeluvuksi tulee yli 1, pitää tarvittava kierteen pituus kertoa suhdeluvulla:

$$L_{e1} = L_e J = 3.17mm * 2.40 = 7.62 mm \quad (11)$$

Lasketuilla kuormituksilla ruuvin suora jännitys on vielä noin 20 % alle hajoamisen, mutta levyn kierre kestää vähemmän jännitystä. Voidaan todeta, että nykyisellään levystä kierre voisi leikkautua irti. Todellisuudessa ruuviin tuskin kohdistuu yllä lasketun suuruisia voimia, mutta rikkoutumisen rajan lähellä ollaan kuitenkin. Suunnittelussa on siis keksittävä ratkaisu kelkkaan kohdistuvien kuormien vähentämiseksi tai mahdollisesti mietittävä uusia kiskoja ja kelkkoja.

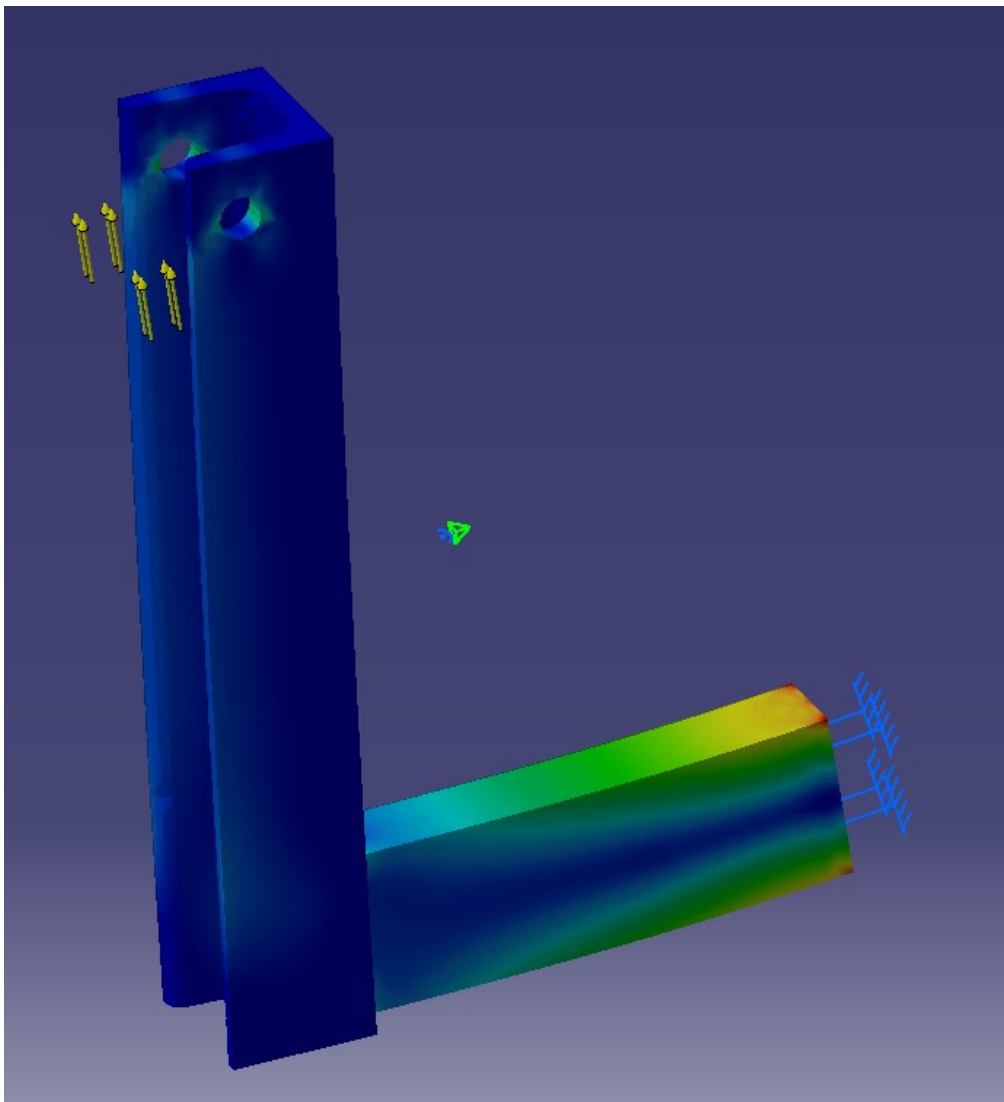
2.3 Nostovarsi ja moottori

Käyttövoimansa nostinlaitteisto saa Linak-valmistajan lineaarikaramoottorista. Moottori on kytketty verkkovirtaan, ja sitä ohjataan yksinkertaisella ylös-alaspainonapilla. Moottorin osanumerolla ja yhteydellä maahantuontiin selviää, että moottorin maksiminostovoima on 1000 N ja paikallaanpitovoima 500 N. On siis heti selvää, että nykyinen moottori ei toimi sellaisenaan konstruktiossa. Moottorin liike välitetään kelkalle nostovarren avulla. Nykyinen nostovarsi on rakennettu u-profiilista ja putkipalkista hitsaamalla ne yhteen. Putkipalkkiin on myös hitsattu päätylaippa, jossa on kaksi kierteistä reikää kelkkaan kiinnitystä varten. Nostovarren materiaalista ei ole kellään tarkkaa tietoa.

Nostovarren lujuuden analysointi

Nostovarten kohdistuvia kuormia ei tiedetä etukäteen, koska nykyisen moottorin tuottama 1000 N ei riitä pitämään 130 kg:n painoiseksi arvioitua mittauslaitteistoa paikoillaan. Analyysissä oletetaan kuitenkin, että moottori pystyy tuottamaan 1600 N. Laitteiston käyttäjien haastattelusta selviää myös, että paineastian kansi voi juuttua kiinni kokeen jälkeen, jolloin moottorin tuottama voima kohdistuu ylöspäin suoraan nostovarten kelkan pysyessä paikoillaan. Analyysi suoritettiin Catia V5 FEM -ohjelmistolla (kuva 10). Voima laitettiin vaikuttamaan

moottorin akselin kiinnityspintoihin ylöspäin ja putkipalkin pinta kelkkaa vasten asetettiin jäykäksi kiinnitykseksi. Analyysin tuloksena von Mises -jännitys putkipalkin ylä- ja alareunoille on suurimmillaan 65 MPa.

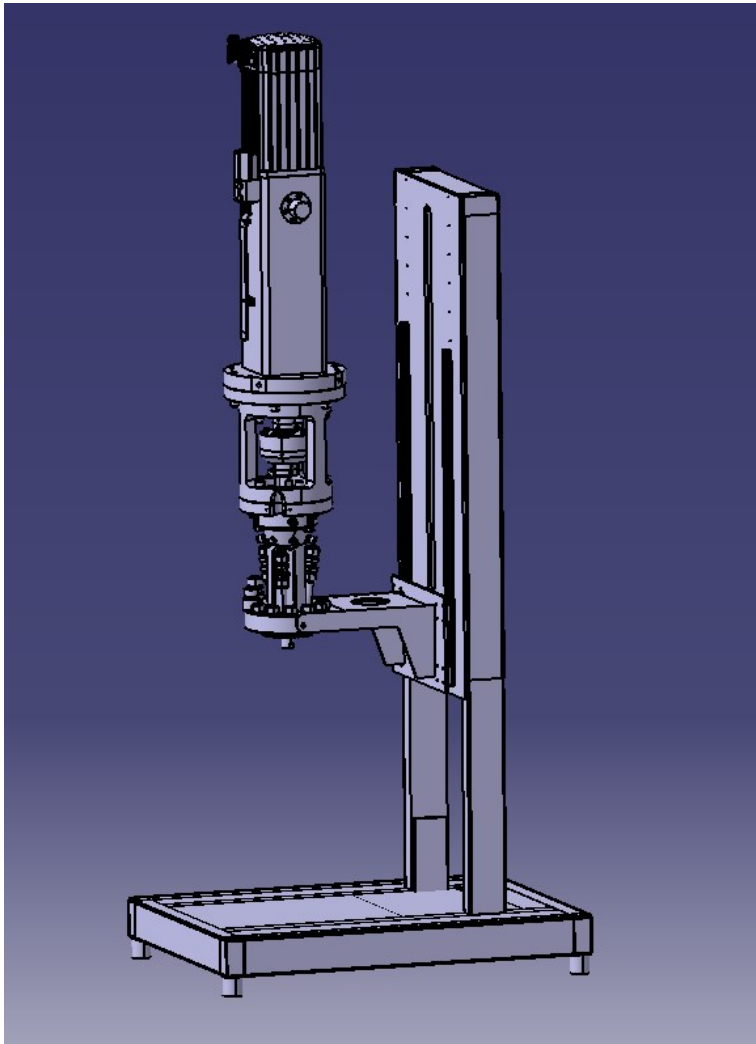


Kuva 10. Nostovarren FEM-analyysi.

Vaikka analyysin perusteella osa kestäisikin niin nostovarsi suunnitellaan kuitenkin uusiksi, koska materiaali on tuntematon. Analyysissä ei oteta huomioon, että kaksi kappaletta on hitsattu toisiinsa, joten lujuus voi olla hitsatuskohdassa heikompi tai suurempi. Myöskään lopullista varteen kohdistuvaa voimaa ei tiedetä, koska uuden moottorin tai muun nostimen käyttövoiman tuottama voima ei ole tiedossa uudessa rakenteessa.

3 Uuden laitteiston suunnittelu

Yksinkertaisin ja selkein ongelma kohdistui moottorin nostovoiman puutteeseen. Se on myös ainut osa-alue projektissa, johon liittyy mahdollisesti tilattavaa elektroniikka tai muita sähkölaitteita. Nykyisessä maailmantilanteessa on tiedossa, että monilla laitetoimittajilla on vaikeuksia sähköosien toimituksessa, joten suunnittelutyö aloitettiin nosturin käyttövoiman selvityksellä viivästysten välttämiseksi, jos esimerkiksi uusien moottorien toimitusaika olisi kohtuuttoman pitkä. Kokonaista laitteistoa suunnitellessa monen eri osan vaatima tila, liikerata ja kiinnitys täytyy huomioida jokaisen muutoksen jälkeen. Yhteen osaan tehty muutos esimerkiksi kiinnityksessä voi vaikuttaa kolmeen muuhun osaan, jolloin mitään selkeää perättäistä järjestystä on hankala noudattaa osien suunnittelussa vaan kokonaisuus täytyy pitää mielessä koko ajan. Ensimmäiseksi koottiin nostinlaitteisto ruuvimoottori siihen kiinnitettynä Catia V5 -ohjelmistolla (kuva 11), jotta kokonaisuuden hahmotus olisi helpompaa. Kokoonpanoon lisättiin myös paineastian, lämmöneristyksen ja vesiputkien tilamalleja, että voidaan varmistaa, ettei törmäämisiä tapahdu missään nosturin asennossa.



Kuva 11. Vanha nostinlaitteisto koottuna Catiilla.

VTT:n tiloissa on käytössä käsityökaluja, manuaalinen sorvi ja muita konepajalaitteita. Mittauslaitteiston osia VTT hankkii koneistettuna alihankintana, mutta konepajojen halukkuus valmistaa pieniä tilauksia on vähäinen ja niiden, jotka tekevät, on jonoa työtilauksissa helposti useita kuukausia. Tästä syystä nostinlaitteiston osia ei suunnitella koneistettavaksi, ja jos joitakin pieniä holkkeja tarvitaan, niitä voidaan valmistaa itse VTT:n tiloissa. Suunnittelutyötä lähestyttiin ohutlevysuunnittelun näkökulmasta eli osat valmistettaisiin laserleikkaamalla. Suurempia kokoonpanoja rakennettaisiin särmäämällä ja hitsaamalla. Osat ja hitsaukset teetetään Laserle-yrityksessä.

3.1 Lineaarikaramoottorin päivitys

Nostovoiman kasvattamiseksi on käytännössä kaksi toteuttamiskelpoista ideaa. Ensimmäinen vaihtoehto on hankkia kokonaan uusi moottori suuremmalla kapasiteetilla. Toinen vaihtoehto on asentaa vanhan moottorin rinnalle kaasujousi. Kaasujousien lisäämisellä vältyttäisiin mahdollisesti hankalasti saatavien ja kalliiden moottorien hankinnalta. Kaasujousien asennuksen mahdollisuutta tutkittiin samaan aikaan, kun uusia moottorivaihtoehtoja mietittiin. Kaasujousi olisi mahdollista tilan puolesta asentaa kelkan alapuolelle paineastian viereen ilman, että painevesiputkien reittejä pitäisi muokata. Kun moottorin pitovoima on 500 N:n verran, tarvitsisi kaasujousen tuottaa vähintään 130 kg:n painolle 800 N:n verran voimaa. Kaasujousen tuottama voima olisi myös samalla enemmän kuin moottorin pitovoima, joka aiheuttaisi moottorin luisumisen ylöspäin, kun ruuvi-moottoria ei ole asennettu kelkkaan. Vielä suuremman ongelman aiheuttaa kuitenkin se, ettei mistään saa kohtuullisen helposti hankittua iskunpituudeltaan riittäviä kaasujousia. Suurin saatavilla oleva iskunpituus on yleisesti 500 mm. Nykyisen nostinlaitteiston nostokorkeus on 580 mm, joten kaasujousien asennuksella jouduttaisiin tulemaan toimeen vieläkin pienemmällä nostokorkeudella. Työn alussa asetettu tavoite oli kasvattaa nykyistä nostokorkeutta. Yhden uuden moottorikonaisuuden hinta vastaa neljää kaasujousta. Kohtuullisen hinnan ja kaasujousen kanssa vastaan tulleiden ongelmien takia päätettiin hankkia uudet moottorit.

Vanha moottori on Linak LA28 -mallia, jota ei ole enää saatavilla, joten täysin suoraan sopivaa voimaltaan isompaa moottoria ei voida hankkia. Uudeksi moottoriksi valikoitui maahantuonnin avustuksella LA36-malli (kuva 12), joka korvaa aiemman mallin. Se on fyysisiltä mitoiltaan lähes vastaava; ainut selvä muutos on kiinnityspäiden keskireiän koon kasvaminen kymmenestä kahteentoista millimetriin. Pakettiin saadaan myös maahantuojan kautta ohjauselektroniikka ja painonappi, joten asennus on sähköisesti tehty helpoksi, kun pistokkeen kytkeminen pistorasiaan riittää. Nykyinen moottori kykenee tuottamaan jopa 2600 N:n voiman. Kokoluokkaa pienemmän moottorin voimantuotto olisi ollut 1600 N, joka koettiin tässä asennuksessa olevan liian vähäinen verrattuna nostettavien

osien massaan. Moottorin iskunpituudeksi valittiin 700 mm, joka on yhtä paljon kuin vanhassa. Datalehden mukaan moottorin nopeus on täydellä kuormalla noin 35 mm/s eli 0,035 m/s. Koska nopeus on niin alhainen, ei myöhemmissä laskuissa tarvitse ottaa huomioon moottorin aiheuttamia kiihtyvyyksiä massoille. [9, s. 1–27]



Kuva 12 Linak LA36 -karamoottori [9, s. 1].

3.2 Nostovarren suunnittelu

Tiedossa on ainakin, että nostovarren täytyy kestää 2600 N:n suuruinen kuorma, jos moottoria yritetään nostaa ylöspäin ja paineastian kansi on juuttunut kiinni. Toinen suunnittelua rajaava tekijä on taustalevyyn tehdyn uran leveys. Ura on vain 40 mm leveä, eli ainakin toisen pään varresta tulee olla alle 40 mm leveä, jotta varren voi ylipäättänsä asentaa. Uuden moottorin kiinnitysreikien välinen etäisyys on 900 mm ja paineastian kannen korkeus on 700 mm. Nostovarren kiinnityksen kelkkaan on siis oltava väistämättä alempana kuin moottorin yläkiinnikkeen. Tästä syystä nostovarren rakenne tulee olemaan vastaavanlainen kuin vanhassa varressa. Moottorin yläkiinnikkeen leveys on datalehden mukaan 27 mm. Yläkiinnikkeen ja taustalevyn uran väliin jää 13 mm, eli ilman asennusholkkejakaan levyn paksuus ei voisi ylittää kuutta millimetriä, jos halutaan, että yläpää mahtuu taustalevyn urasta läpi. Esimerkiksi 4 mm:n paksuinen levy ei välttämättä ole riittävän paksu kestämään moottorin aiheuttamia

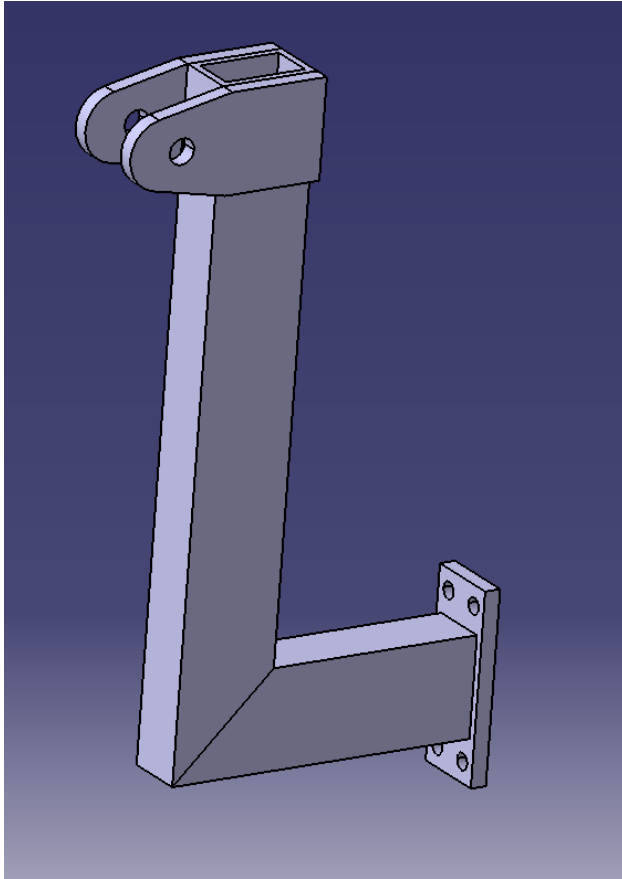
voimia. Näin ollen kelkkaan tulevan laippakiinnityksen tulee olla alle 40 mm leveä.

Nostovarren ahioksi valittiin 30 x 50 x 4 -suorakaideputki, koska leikkaamalla kaksi putkea 45 asteen kulmassa ja hitsaamalla ne toisiinsa nähden saadaan helposti muodostettua 90 asteen kulma putkien välille. Suorakaideputkella on myös hyvä taivutusjäykkyys pystysuuntaisiin voimiin nähden. Putki on kuitenkin vielä tarpeeksi kapeaa mahtumaan taustalevyn urasta. Materiaaliksi valittiin S355-teräs, koska sillä on hieman korkeampi myötöraja rostereihin verrattuna. Moottorin kiinnitystä varten leikataan laserilla erilliset nostokorvakkeet 8 mm:n levyistä, jotka hitsataan suorakaideputken kylkiin. Kelkan ja nostovarren välinen kiinnitys oli analyysien perusteella kovimmilla, joten tämän liitoksen varmuutta haluttiin kasvattaa putkipalkkiin hitsatulla laipalla, joka leikataan laserilla 8 mm:n levyistä. Laipan avulla nostovarsi kiinnitetään pulteilla kelkkaan. Laipassa on otettava huomioon, ettei 40 mm:n raja leveyssuuntaan ylitä, joten ruuvien reiät tulevat putkipalkin ylä- ja alapuolelle tehden laipasta suorakaiteen muotoisen.

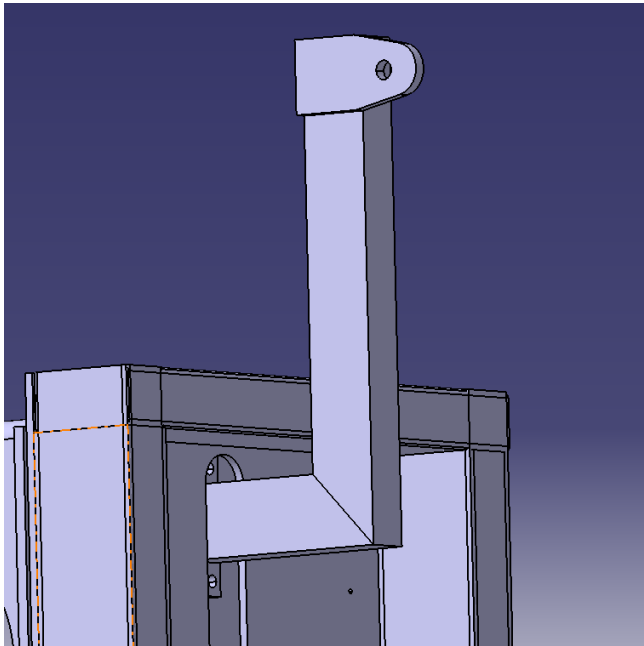
Ensimmäinen versio nostovarresta nähdään kuvasta 13. Laipasta tuli 38 mm leveä, ja laipan kiinnitys kelkkaan toteutetaan neljällä M8-ruuvilla. Malli koottiin myös niin, että putkien pituuksilla saadaan helposti muokattua suunnitteluvaiheessa moottorin asentoa ja nostovarren sijaintia muuhun laitteistoon nähden. Poikittaisen alapalkin pituutta jouduttiin kasvattamaan ensimmäiseksi, että nostovarren pystyosa ei törmää laitteiston yläpalkkiin. Sen jälkeen pystypalkin pituudella säädettiin oikea korkeus, ettei nostovarsi osu taustalevyn alareunaan ja että moottori mahtuu sisäänvedettynä korvakkeiden väliin. Kuvassa 14 nähdään nostovarsi asennettuna kelkkaan ja nostettuna ylimpään asentoon; tarkastelun perusteella todetaan mittojen olevan sopivat jokaisella nosturin asennolla. Hitsauksen saumoja ei tarvitse mitoittaa standardin SFS-EN 1993-1-8 mukaan, jos a-mitta on < 3 mm. Silloin tapausta tarkastellaan läpihitsinä, jossa mitoitus tehdään perusmateriaalin myötörajan perusteella. Hyvä nyrkki-kaava a-mitan laskemiseksi Koneenosien suunnittelu -kirjan mukaan on [5, s.169–171]:

$$a = \sqrt{t} - 0.5 \text{ mm} = \sqrt{8} - 0.5 \text{ mm} = 2,33 \text{ mm} \quad (12)$$

jossa t on liitettävän osan paksuus



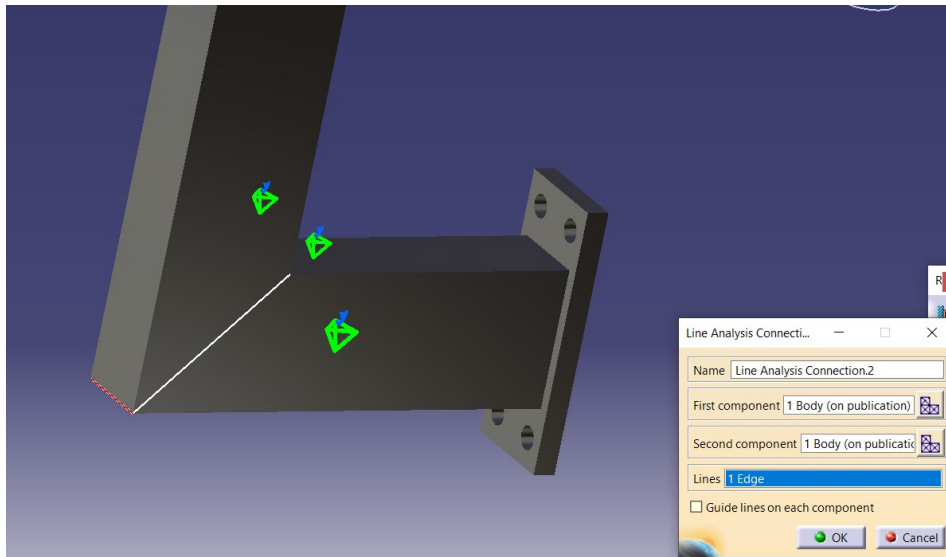
Kuva 13. Nostovarren ensimmäinen kokoonpano Catiilla.



Kuva 14. Nostovarren tilan tarkastelua maksiminostolla.

3.3 Uuden nostovarren optimointi lujuusanalyysin avulla

Sen jälkeen tehtiin nostovarrelle lujuusanalyysi tilanteessa, jossa kelkka pysyy paikoillaan ja moottorilta tulee 2600 N:n voima ylöspäin. Catia-analyysiohjelma ei osaa siirtää kokoonpanon reunaehtoja kokoonpano-ohjelmasta. Eli ensimmäiseksi kokoonpanolle analyysia tehdessä pitää osat liittää toisiinsa jollakin tavalla. Osat on liitetty hitsaamalla, joten sitä varten ensimmäiseksi tarvitsee osien väliin luoda linjat (kuva 15) Line Analysis Connection -työkalulla, jossa valitaan yhdistettävät osat ja niiden väliset linjat. Sen jälkeen Seam Welding Connection Property -työkalulla valitaan aiemmin luodut linjat. Sen jälkeen analyysiohjelmisto laskee valitut kohdat hitsisaumoina.

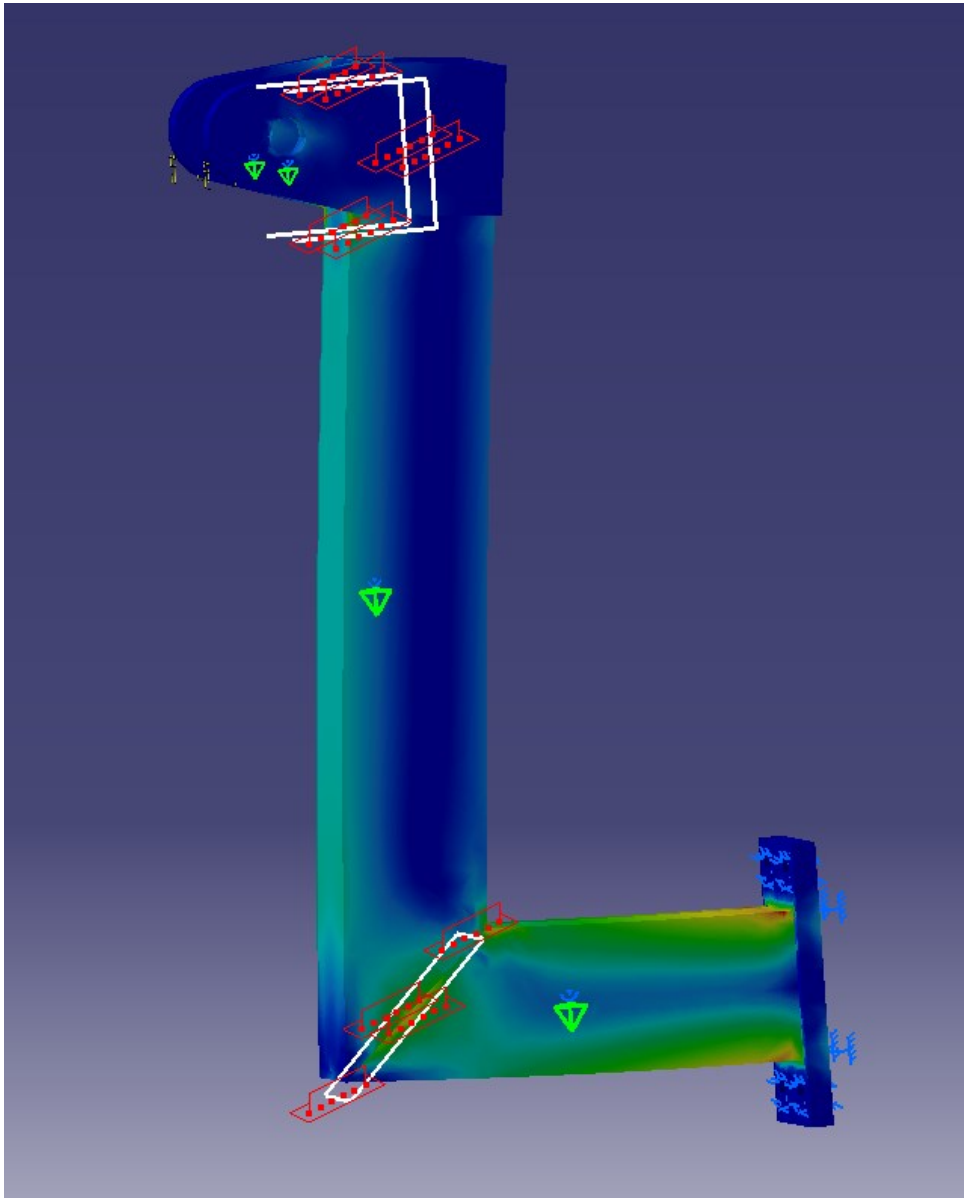


Kuva 15. Line Analysis Connection -työkalun avulla luotuja viivoja.

Edellä mainitut työvaiheet toistettiin jokaiseen osaan erikseen ja lisättiin laipan päähän jäykkä kiinnitys Clamp-työkalulla. Nostokorvakkeiden ruuvien reiän pintoihin asetettiin 25 % todellista voimaa suurempi voima standardin SFS-EN 1993-1-8 [4, s. 19] mukaan eli 3250 N ylöspäin. Kuvasta 16 nähdään von Mises-jännityksen tulokset. Suurin jännitys on 110 MPa kohdistuen alhaalla olevan laipan läheisyyteen. Suurin siirtymä, 0,80 mm on moottorin nostokorvakkeiden alueella. Varmuusluvaksi tulee

$$V_K = \frac{R_{p0.2}}{\sigma_k} = \frac{350 \text{ MPa}}{110 \text{ Mpa}} = 3,18 \quad (13)$$

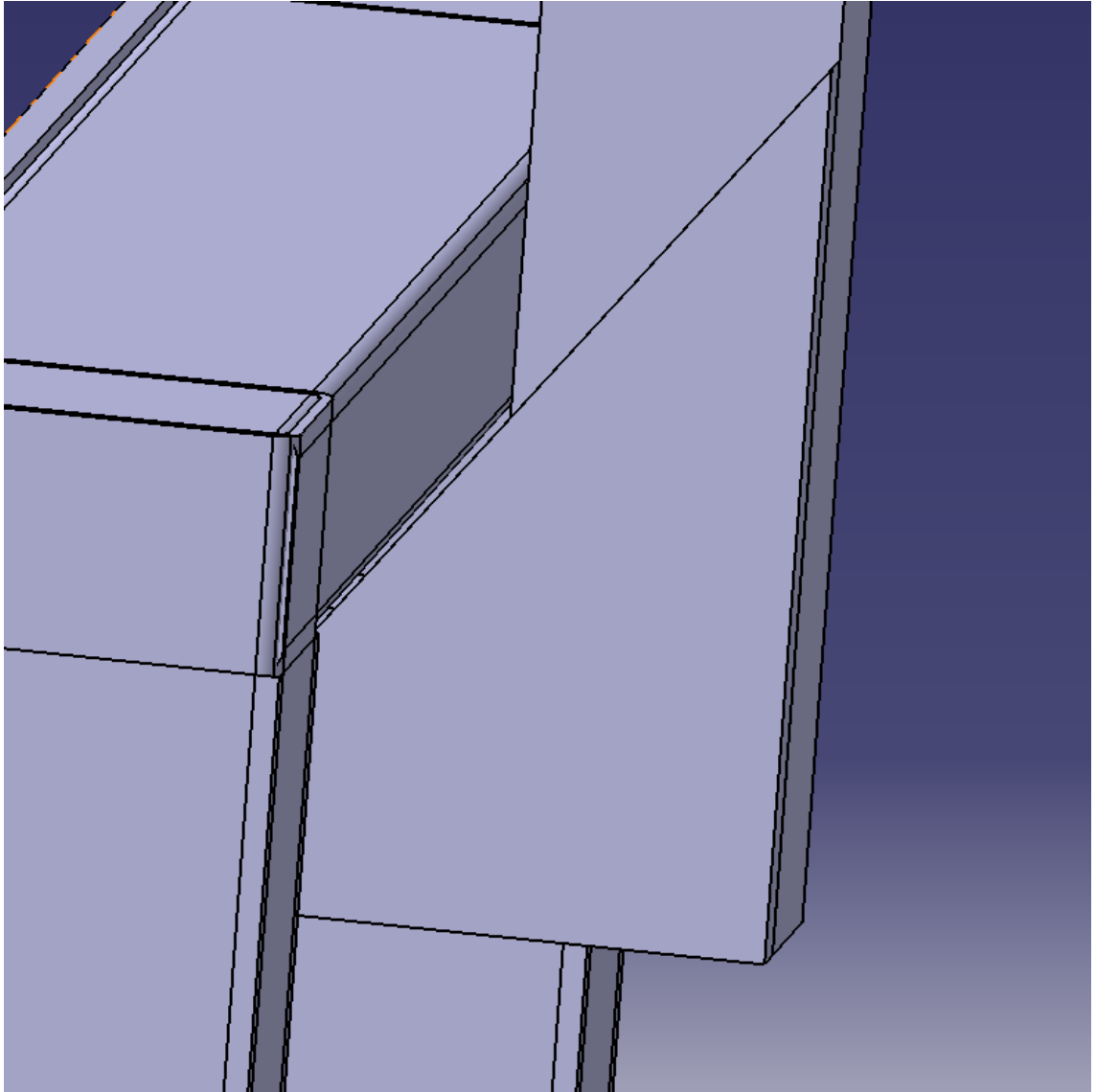
jossa $R_{p0.2}$ on materiaalin myötöraja
 σ_k on kelkkaan kohdistuva jännitys



Kuva 16. Von Mises -jännitykset nostovarressa ja hitsattujen saumojen sijainnit punaisilla symboleilla.

Varmuusluvun on hyvä olla yläkanttiin, koska kyseessä on dynaaminen tilanne suurehkon muodonmuutoksen takia. Dynaamisen tilanteen analysointi jätettiin tässä työn ulkopuolelle. Vaikka varsi kestääkkin hyvin suurella todennäköisyydellä äärimmäisimmänkin tilanteen, haluttiin lisätä hieman jäykkyyttä rakenteeseen. Helpoiten rakenteellista jäykkyyttä saadaan lisäämällä kolmiotuet putkipalkkien liitoksen tueksi. Tilaa on parhaiten molemmilla ulkoreunoilla, joten kolmiotuet suunnitellaan hitsattavaksi molemmille ulkoreunoille. Kolmion sivut ovat

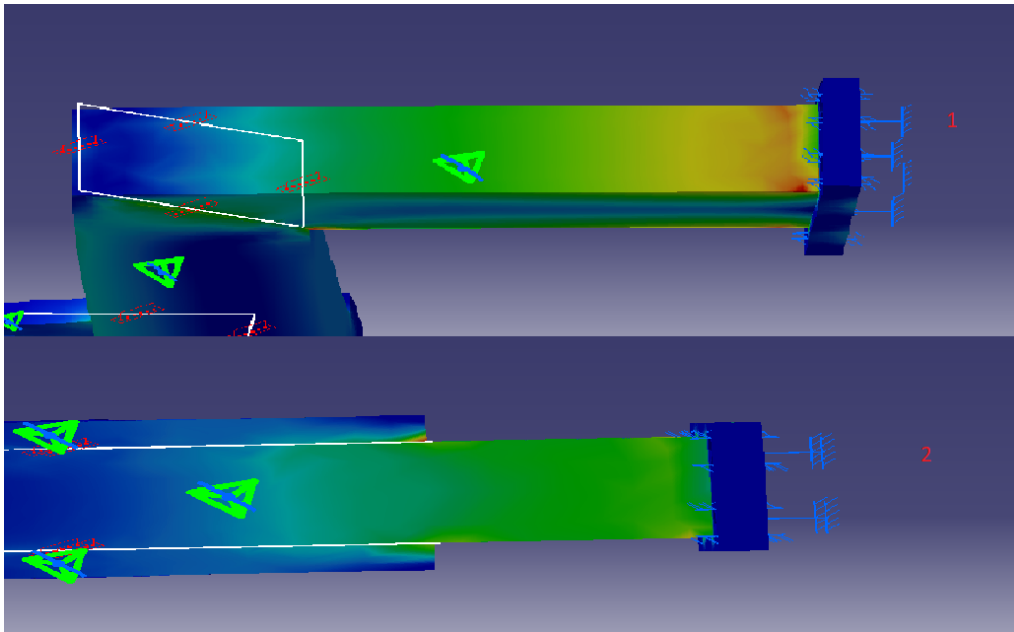
150 mm ja 115 mm. Tuet hitsataan siten, että pidempi sivu tulee pystyputken suuntaisesti. Kolmioiden mitat päätettiin tilan tarpeen perusteella (kuva 17), eli kyseiset kolmiot ovat niin isot kuin mahdollista, siten ettei nostovarsi törmää yläpalkkiin.



Kuva 17. Tilan tarpeen hahmotusta kolmiotuille.

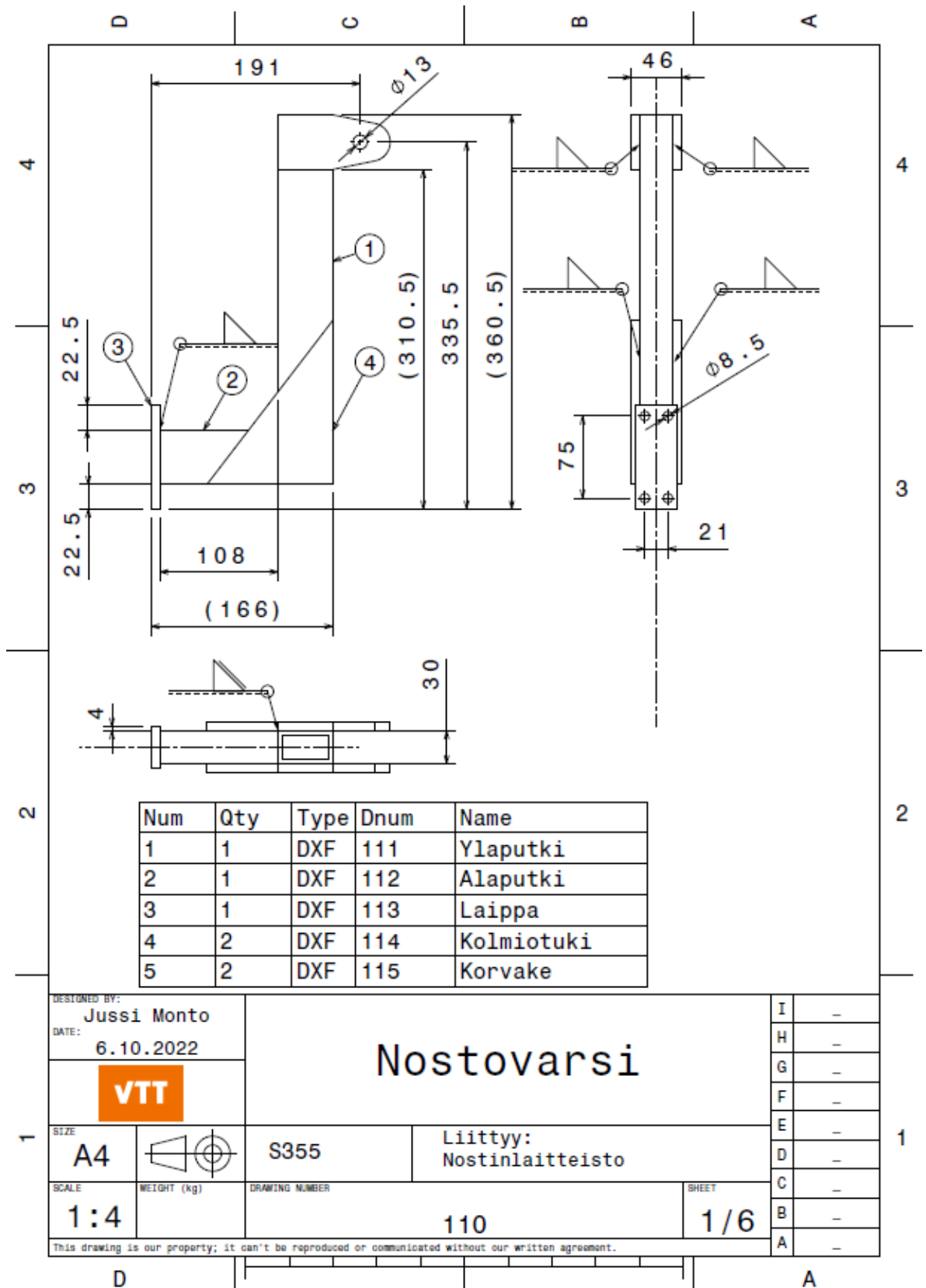
Sen jälkeen analyysi suoritettiin uudesta kolmiotukien kanssa. Suurin von Mises -jännitys kohdistuu samaan paikkaan laipan juureen lähes yhtä suurena. Tarkemmin katsottuna kuitenkin jännitysjakama on huomattavasti edullisempi nostinlaitteistolle kappaleen alapinnalla (kuva 18) vaikka huippuarvo onkin yhtä

suuri. Suurin siirtymä on pudonnut 0,18 millimetriä, eli nykyinen siirtymä on 0,62 mm. Kuvasta näkee myös, että jännitysjaakaumat eivät ole täysin tasaisesti laipan tasoon nähden. Jakauman perusteella nostovarsi on myös alkanut kiertämään pelkän suoran taivutuksen sijaan. Kiertymän tapahtumisesta todellisuudessa ei ole minkäänlaista varmuutta, ja siksi nostovarren FEM-analyyseja on syytä tarkastella kriittisesti.



Kuva 18. Jännitykset nostimen alapinnassa. 1 kohta ilman kolmiotukia ja 2 kohta kolmiotuilla.

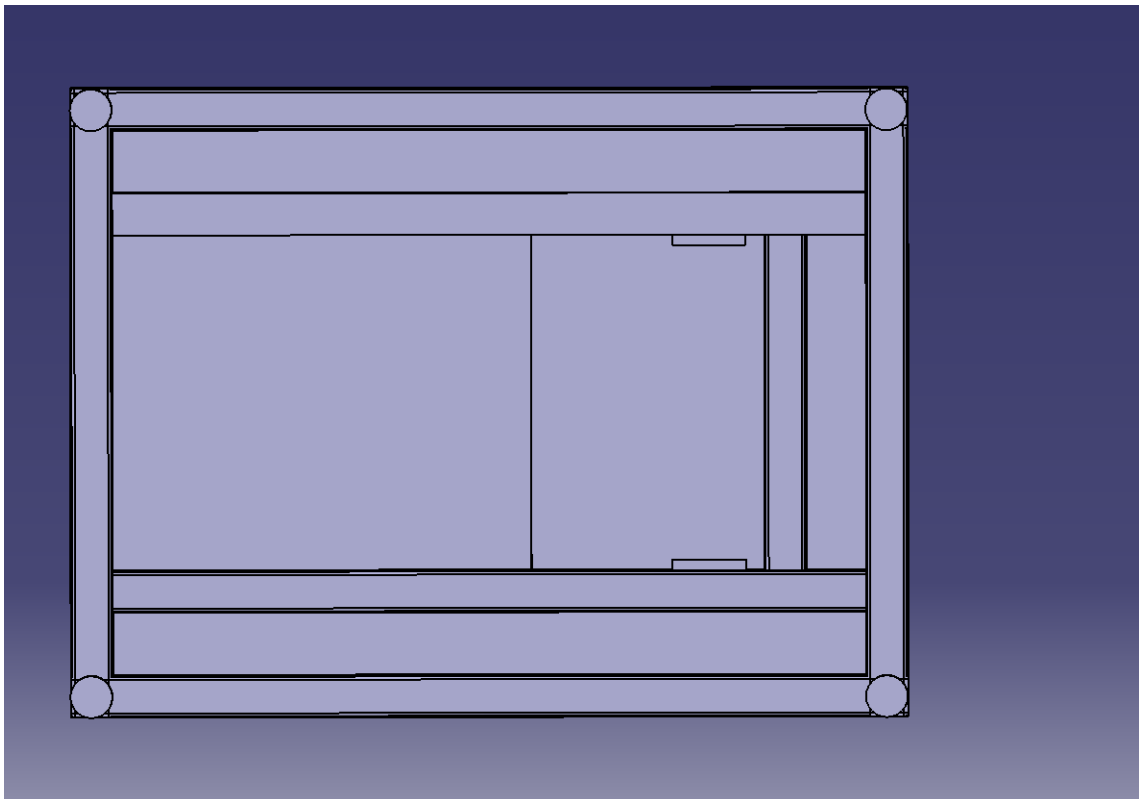
Kolmiotuet päätettiin jättää viimeiseen malliin, koska niistä kiistatta on hyötyä laitteiston kestävyuden kannalta eikä niiden lisääminen tuo juuri kustannuksia valmiiseen tuotteeseen. Osat teetetään Laserle-yrityksessä, jossa tehdään laserleikkaukset ja osien hitsaukset. Vaikka kaikista osista tehdäänkin valmistuksen tueksi STP- ja DXF-tiedostot, niin osista ja kokoonpanosta luotiin piirustukset valmistuksen tueksi. Kokoonpanokuvasta (kuva 19) käy ilmi hitsausmerkinät ja päämitat koottuna.



Kuva 19. Nostovarren kokoonpanokuva.

3.4 Moottorin alakannakkeen suunnittelu

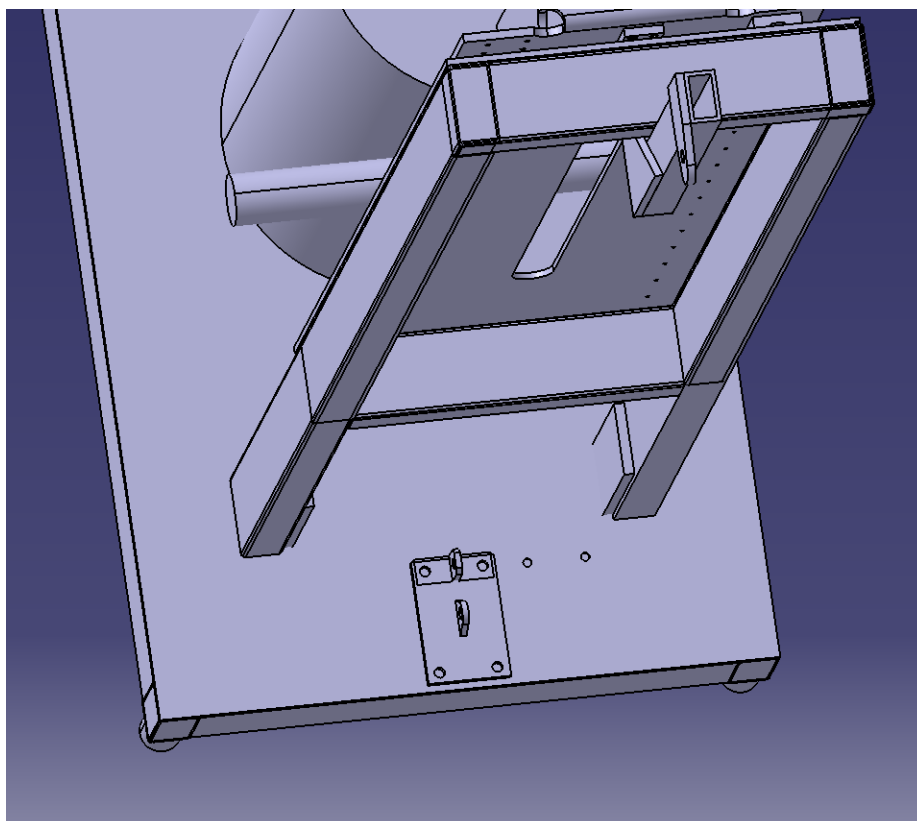
Moottorin alapää on kiinnitetty laitteen runkoon t-muotoisella kannakkeella, itse runko on koottu palkeista. Uusi moottori tulee kiinni 2 mm isommalla kiinnitysruuvilla, joten vanha alakannake pitää suunnitella uudestaan. Moottorin paikka muuttuu myös hieman kauemmaksi alkuperäisestä paikasta, koska uusi nostovarsi on aiempaa kauempana taustalevystä. Asiaa monimutkaistaa myös se, ettei uusi kiinnityspiste osu laitteen palkkien (kuva 20) kohdalle suoraan. Alakannake rakennetaan laipasta ja korvakkeesta, jotka leikataan laserilla ja hitsataan toisiinsa.



Kuva 20. Laitteiston alapuolinen palkkirakenne.

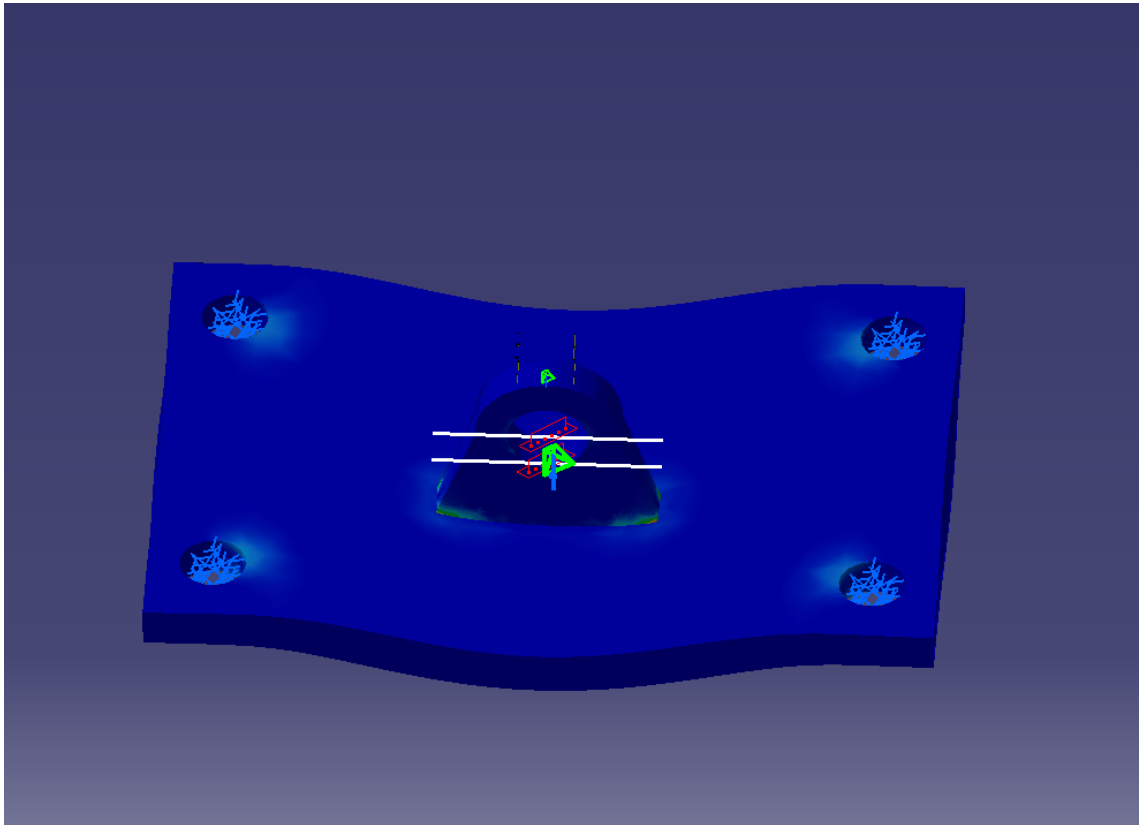
Valmiin alakannakkeen kaksi pulteista kiinnitetään vanhan kannakkeen reikiin, jolloin moottorin sivuttaissuuntainen linjaus pysyy muuttumattomana. Muuttunut pituussuuntainen linjaus säädetään korvakkeen sijainnilla laipassa. Laippa jatkettiin laitteen reunassa olevan palkin päälle, mihin tulee kaksi ruuvia lisää. Kahdella tukipisteellä saadaan parempi taivutusvastus moottorin

alakannakkeelle, jotta voidaan varmistua osan kestävydestä moottoria käytettäessä. Pultteina käytetään neljää M10 8.8 -ruuvia ja aihiona laipalle sekä korvakkeelle on 6 mm AISI 316 -levy. 6 mm:n levy valittiin sen takia, että moottorin kiinnityspään lovien väli on 8,2 mm ja 6 mm:n levystä valmistettu korvake saadaan helposti asennettua. Kuvassa 21 nähdään vanha alakannake ja uusi päällekkäin asennettuna.



Kuva 21. Vanha ja uusi alakannake vertailukokoonpanossa.

Alakannakkeelle tehtiin vielä varmuuden vuoksi FEM-analyysi Catia-ohjelmistolla. Analyysissa reunaehdoiksi asetettiin pelkästään ruuvien reikien siirtymien lukitseminen eli palkkien isompaa pinta-alaa ja sen aiheuttamaa pienempää jännitystä ei edes otettu huomioon. Voima 3250 N, joka oli moottorin maksivoima 1,25-kertaisena, laitettiin korvakkeen ruuvien reiän sisäpinnalle alaspäin. Kannake kantaa kuorman helposti; laipan taivutetulla alueella jännitykset ovat < 40 MPa, ja suurin siirtymä korvakkeen reiän kohdalla on 0,055 mm. Jännitykset kuvassa 22.



Kuva 22. Alakannakkeen von Mises -kuvaaja.

Yleisesti aina kun tehdään FEM-analyysiohjelmalla laskentaa, pitäisi tuloksia tarkastella kriittisesti. Yksi tapa tarkistaa tulos on laskea siirtymät käsin ja verrata saatua arvoa FEM-ohjelmiston arvoon. Laipan suurin siirtymä voidaan laskea vapaasti tuetun palkin taivutuksen kaavalla, jolle on kuormitus jakautunut tasaisesti [10, s. 3]. Ensimmäiseksi lasketaan kappaleen jäyhyysmomentti kaavalla 14:

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{57 \cdot 6^3}{12} = 1026 \text{ mm}^4 \quad (14)$$

Sijoitetaan I palkin siirtymän kaavaan ja lasketaan suurin siirtymä:

$$v = \frac{q_0 L^4}{24EI} \left(\frac{x}{L} - 2 \left(\frac{x}{L} \right)^3 + \left(\frac{x}{L} \right)^4 \right) = \frac{9286 \cdot 57^4}{24 \cdot 210 \cdot 1026} \left(\frac{x}{L} - 2 \left(\frac{x}{L} \right)^3 + \left(\frac{x}{L} \right)^4 \right) = 0.059 \text{ mm} \quad (15)$$

jossa q_0 on $\frac{3250 N}{35 mm}$, eli voima jaettuna korvakkeen pituudella (N/m)

L on laipan pituus (mm)

E on laipan kimmokerroin (GPa)

x on laipan keskipiste, suurin siirtymä (mm)

h on laipan paksuus (mm)

b on laipan jänneväli (mm)

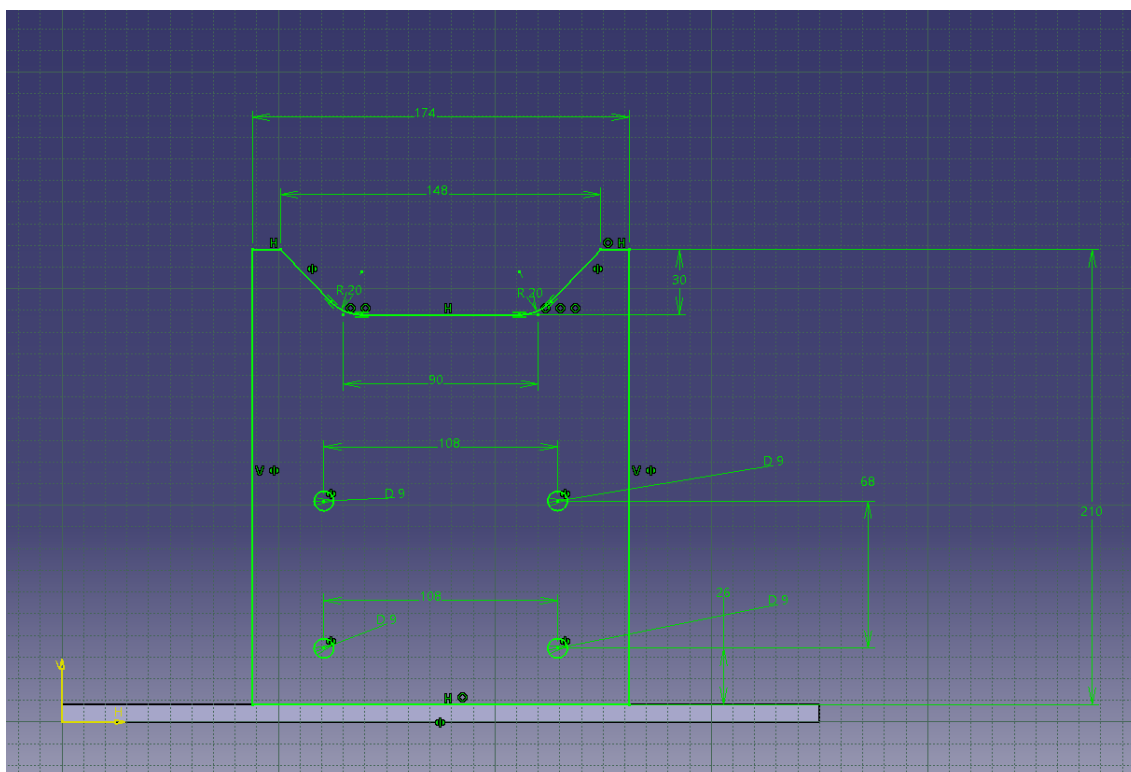
3.5 Kelkan suunnittelu

Jo aikaisessa vaiheessa suunnittelutyötä oli selvää, että vanhaa kelkkaa ei käytetä. Merkittävin syy tälle oli se, että lineaarikiskon analysoinnin tuloksien perusteella tavoitteena oli vähentää kuormitusta lineaarikuljettimella. Helpoiten se onnistuu kasvattamalla kuljettimien vertikaalista jänneväliä. Jännevälin kasvatus ei onnistu vanhassa kelkassa tilanpuutteen takia. Myös nostovarren kiinnitystapa ja kohta on muuttunut uuden nostovarren myötä, mikä aiheuttaa sen, etteivät nostovarren laipan ruuvit mahdu kunnollisesti vanhaan kelkkaan. 6 mm:n levystä tehtyä vanhaa kelkkaa olisi myös hyvä vahvistaa lisääntyneen kuormituksen takia. Näistä syistä päätettiin suunnitella kelkka kokonaan uusiksi. Aihioiksi valittiin 8 mm paksu AISI 316 -levy, jolla saadaan kasvatettua rakenteen jäykkyyttä ilman merkittäviä lisätukia. Kelkka haluttiin valmistaa yhdestä levystä ja särmäyksen avulla luoda kotelorakenne, jolloin saavutetaan hyvä jäykkyys ja vältetään käyttämästä pitkiä hitsausseamoja, jotka voivat aiheuttaa ylimääräisiä taivutuksia rakenteeseen.

Ensimmäiseksi piti päättää sopiva jänneväli kuljettimelle, kuitenkin niin, ettei kelkan kokonaiskorkeuden kanssa tule ongelmia täydellä nostimen liikeradalla. Mathcad-ohjelman avulla tehdyssä laskennassa havaittiin, että kohtuullisen pienillä muutoksilla saadaan pudotettua kuljettimeen kohdistuvaa voimaa. Kelkkojen jänneväliksi valittiin 190 mm aiemman 115 mm:n sijaan. Tällä muutoksella yhteen kiskoon kohdistuva voima putosi 1,9 kN:iin, eli voima laski 38,7 prosenttia 75 mm:n jännevälin kasvatuksella. Abaqus-analyysi tehtiin uudestaan

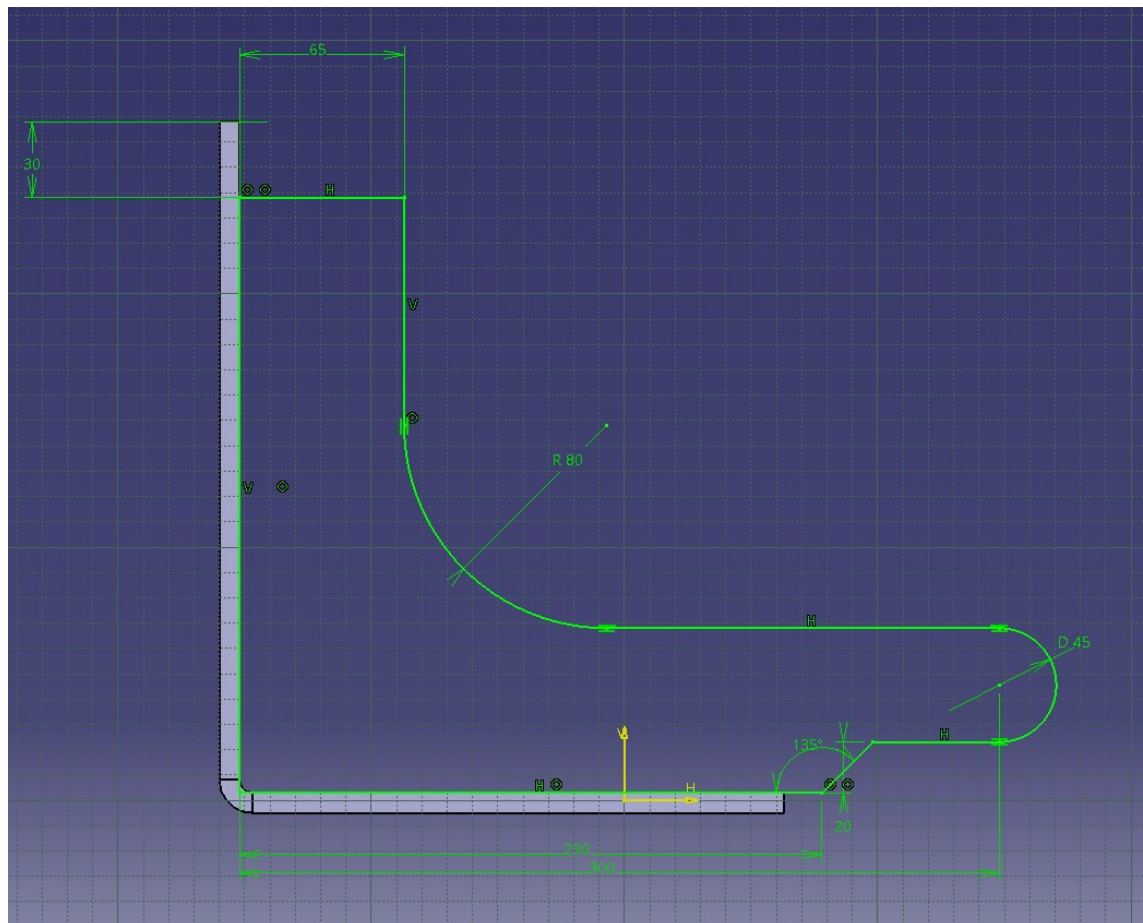
kiskolle pienemmällä voimalla ja tulokseksi saatiin kiinnitysruuvien kohtaamaksi voimaksi 2,2 kN, joka on 38,8 prosenttia vähemmän kuin aiemmin. Nykyisillä tuloksilla ruuvien varmuuskerroin leikkausjännitykselle on yli kaksinkertainen, ja kun otetaan huomioon Abaqus-mallin yksinkertaistukset, oletettavasti todelliset voimat ovat alhaisemmat. Kuljettimien vertikaaliseksi jänneväliksi päätettiin 190 mm. Horisontaalinen jänneväli jäi samaksi kuin aiemmin, koska kiskojen sijainti pysyy samana taustalevyssä.

Uudesta kelkasta tulee hyvinkin samankaltainen kuin vanhasta, koska kaikki päämitat paineastian kiinnitykselle pysyvät samoina. Suunnittelu tehtiin Generative sheet metal -alaohjelmalla Catiassa. Näin malliin saadaan luotua taivutukset oikein ja tarkasteltua kappaletta myös aihiona. Laserle-yrityksen laitekannan perusteella särmäykseen valittiin 5 mm:n taivutussäde, joten se asetettiin Catiin parametreihin taivutussäteeksi. Tavoitteena oli saada kiskojen ja paineastian kannen kiinnitys tehtyä yhdestä levystä. Aihiolevyyn on tehtävä kaksi kääntöä, että se olisi mahdollista. Kahden erillisen käännön tekeminen suhteellisen paksuun teräkseen saattaa aiheuttaa ongelmia mitoituksen kanssa. Särmäyksen onnistuminen jätettiin kuitenkin tässä tapauksessa alihankkijan huoleksi, mutta yrityksen mielestä valmistus ei aiheuta ongelmia. Ajatuksena kuitenkin on hitsata osahitsillä taivutuksen jälkeen kohtaavat osat yhteen, jolloin ennen hitsausta mittoja voidaan hienosäätää. Ensimmäisenä mallinnettiin kelkan taustalevy, johon kiinnittyy lineaarikuljettimet ja nostovarsi. Sen jälkeen luotiin Wall on edge -työkalulla päällimmäisen laipan (kuva 23) 2D-malli. Catia osaa työkalun avulla pursottaa oikeanlaisen taivutuksen kappaleeseen.

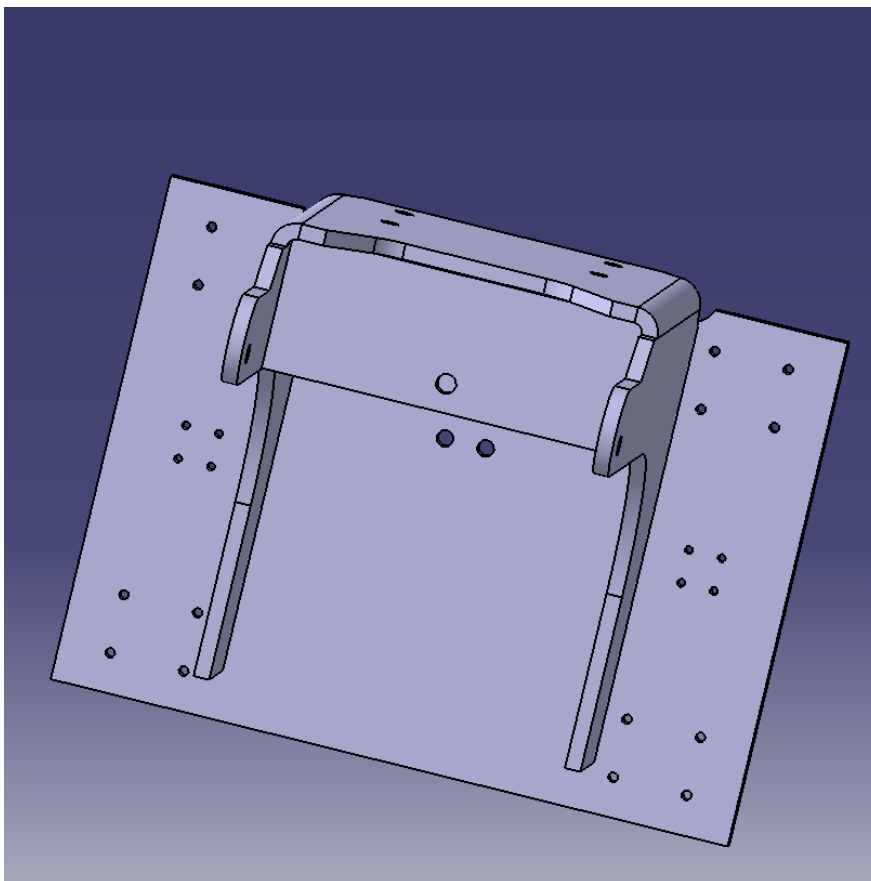


Kuva 23. 2D-piirustus laipalle.

Pursotetulle pinnalle tehtiin Wall on edge -työkalulla toinen 2D-piirustus (kuva 24) seuraavaa laippaa varten. Pursotuksen jälkeen malli toistettiin toiselle puolelle. Taustalevyyn lisättiin tarvittavat reiät lineaarikuljettimille, kiskon lukitusyksiköille ja nostovarren laipalle. Kelkasta puuttuu kuitenkin yksi paineastian kiinnitysruuvien reikä. Ruuvi on kohtisuorassa kahteen muuhun nähden. Sitä varten suunniteltiin reiällinen levy, joka hitsataan taivutuksien väliin. Samalla levy toimii lisäjäykisteenä. Kuvassa 25 nähdään valmis kelkka reikälevyn kanssa.



Kuva 24. 2D-piirustus toiselle laipalle, ensimmäisen laipan reunasta.

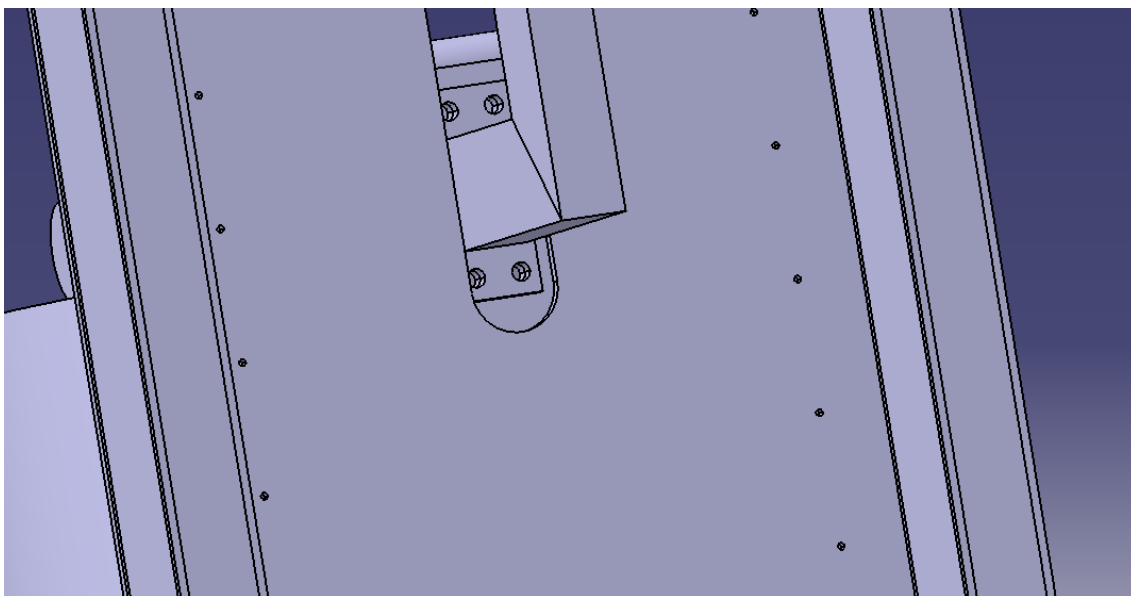


Kuva 25. Valmis kelkka lisälevyn kanssa.

Kelkkojen ruuvien reikien välissä näkyvät neljä pienempää reikää on tarkoitettu kiskoon asennettaville lukitusyksiköille (kuva 26). Lukitusyksiköt toimivat mekaanisesti, ja ne toimivat vain varmistuksena kelkan paikoillaan pitämiseksi esimerkiksi nostovarren hajoamisen tapauksessa. Yhden lukitusyksikön pitovoima on datalehden mukaan 1200 N, joten niitä asennetaan sen takia kaksi per kelkka. Kelkassa nähdään myös taivutetulla pinnalla neljä ruuvireikää, joilla kiinnittyy lisätuki, johon palataan tämän työn myöhemmässä vaiheessa. Nostovarren laipan ruuvireiät tehdään myös laserilla. Niiden paikoitus määräytyi tilantarpeen perusteella (kuva 27), kun kelkka on ala-asennossa eli tilanteessa, jossa paineastian kansi on kiinni.

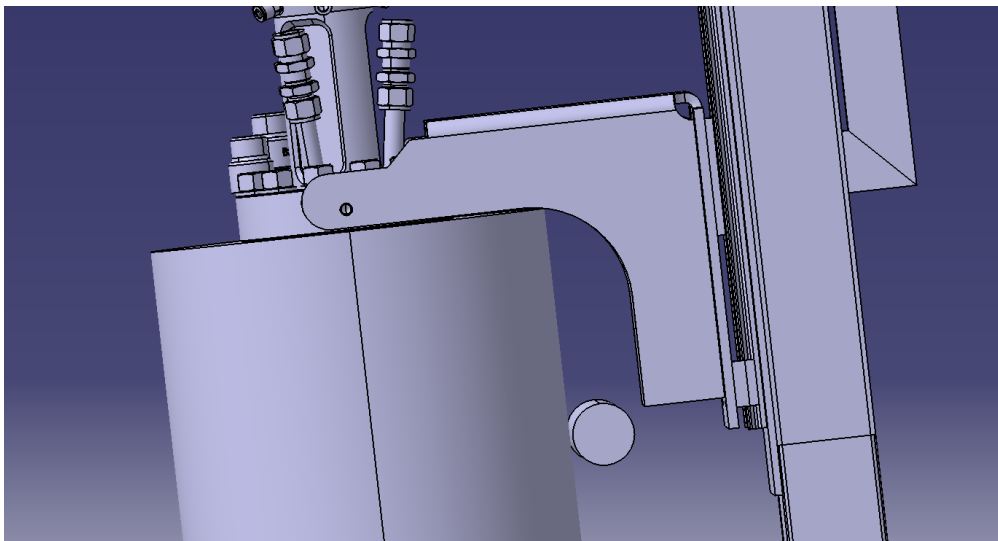


Kuva 26. Lukitusyksikkö.

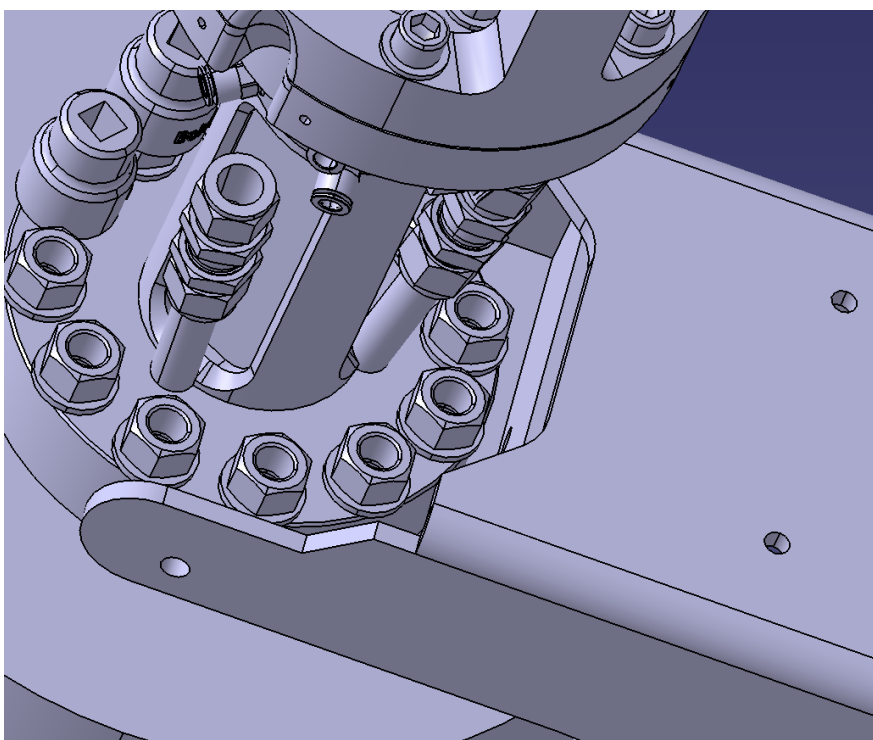


Kuva 27. Nostovarren tila, kun nostin on ala-asennossa. Hahmotuksen vuoksi kolmiotuet on jätetty pois kuvasta.

Kelkan itsessään pitää myös mahtua ala-asennossa paineastian ja vesiputkien ohi (kuva 28) ja paineastian kannen ruuvit pitää mahtua avaamaan (kuva 29). Mallia muokattiin suunnittelun edetessä niin, että yllä olevat ehdot täyttyivät.

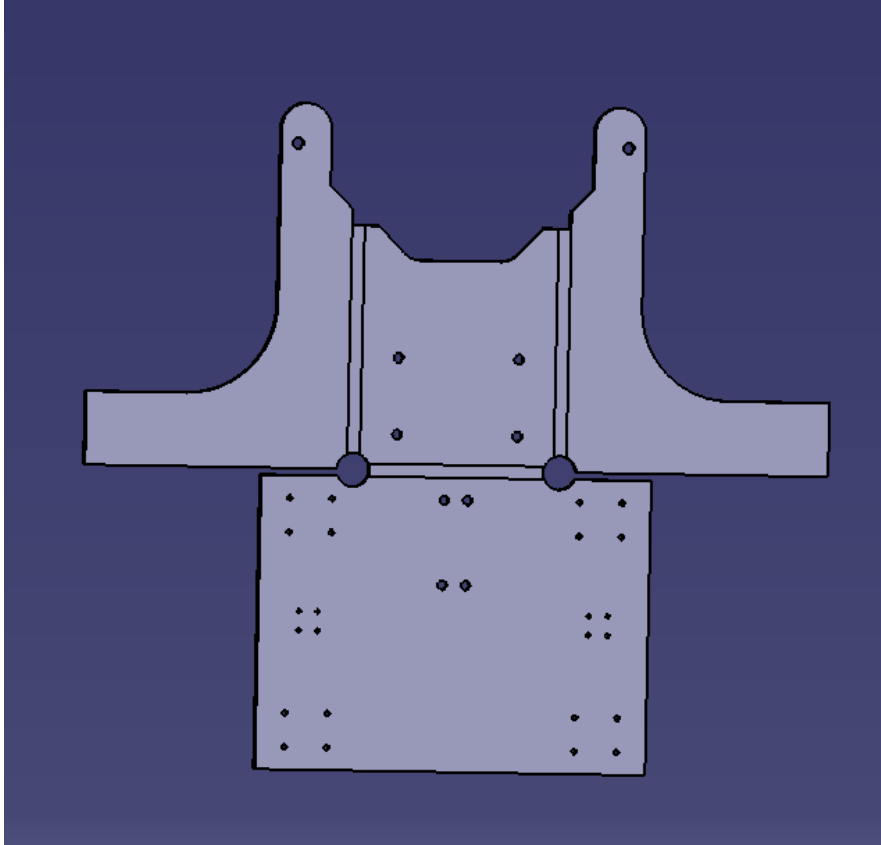


Kuva 28. Kelkan tilan tarkastelu ala-asennossa.



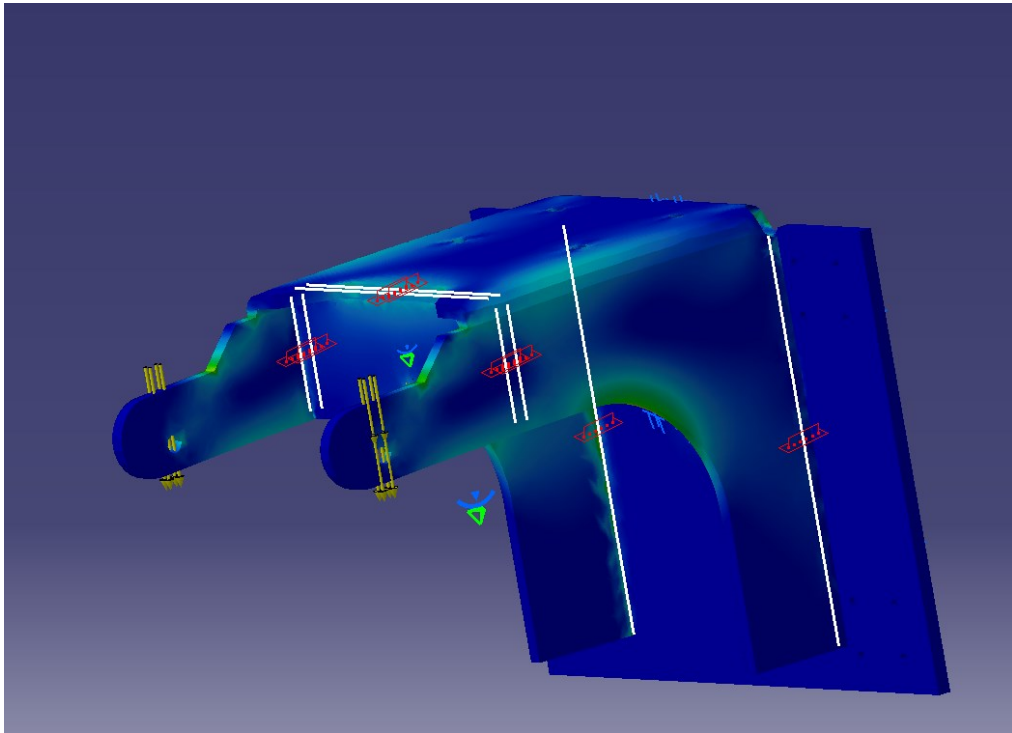
Kuva 29. Pulteille jäävä tila kelkan asennuksen jälkeen.

Valmis kelkka voitiin nyt ”avata” Unfold-työkalulla (kuva 30), jotta sen voi tallentaa DXF-muodossa laserleikkausta varten. Samalla malliin lisättiin pyöreät helipotukset taivutuksia varten.

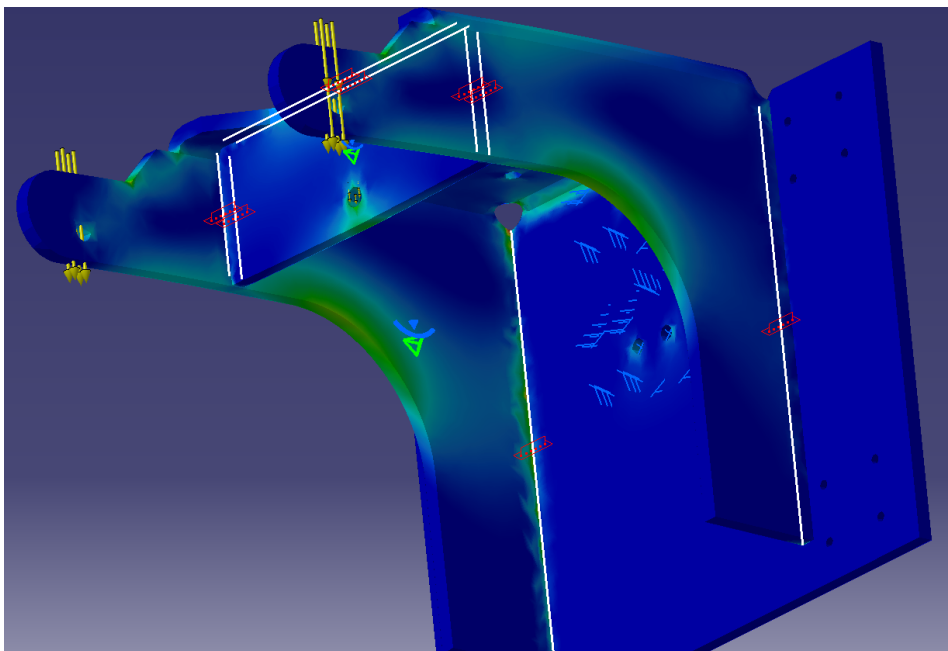


Kuva 30. Kelkka avattuna.

Valmiille kelkalle suoritettiin lopuksi vielä Catia FEM -ohjelmistolla lujuusanalyysi 1600 N:n voimalla. Reunaehtoina nostovarren ruuvien reikiin asetettiin Clamp-työkalulla jäykkä kiinnitys ja liukupinta taustalevyyn simuloimaan lineaarikiskoja. Suurimmaksi von Mises -jännitykseksi muodostuu (kuva 31) 21 MPa, joka on 84,4 prosenttia pienempi jännitys kuin vanhalla kelkalla. Ero vanhaan on huomattavasti parempi myös siirtymien osalta ruuvien reikien kohdalla; vanhassa siirtymät olivat 0,4 mm, ja nykyisessä siirtymät ovat 0,04 mm. Suurimmat tekijät kasvaneen jäykkyyden takana on 2 mm paksumpi levy, isot kaarevat tukirakenteet, jotka jakavat kuorman laajalle alueelle (kuva 32), ja särmäyksellä rakennettu kotelorakenne.



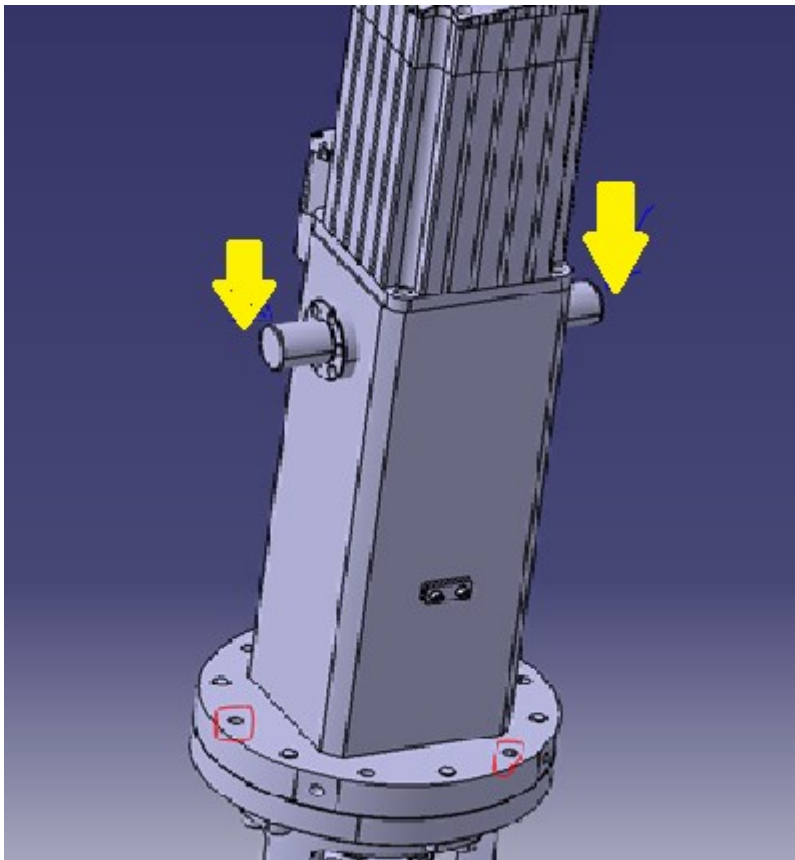
Kuva 31. Von Mises -jännitykset.



Kuva 32. Jännitykset alapuolella.

3.6 Yläkiinnityspisteen suunnittelu

Ruuvimoottorin kiinnitys tapahtuu kelkkaan ruuvimoottorin jatkeena olevan mitauslaitteiston alimmaisesta pinnasta. Kiinnityspisteen ylittävä osa on noin metrin korkeudessa. Vaikka kelkka on suunniteltu itsessään kantamaan koko kuorma, haluttiin silti lisätä toinen kiinnityspiste ylemmäs ruuvimoottoriin jäykistämään rakennetta ja hillitsemään mahdollisia värinöitä. Yläkiinnitys tuli suunnitella niin, että se yhdistyy kelkkaan ja ruuvimoottoriin. Paineastian kannen kiinnitys saattaa vääntää ruuvimoottoria johonkin suuntaan, joten yläkiinnikkeissä tulee ottaa huomioon myös mahdollinen asettumisen liikkeit. Ensimmäiseksi päätettiin ruuvimoottorin kiinnityspaikka ylätuelle. Tässä tulee myös ottaa huomioon, että moottori nostetaan kattonostimella nostinlaitteistoon ja kattonostimen kiinnitykselle pitää jättää tilaa. Kuvassa 33 näkyy ruuvimoottorin yläosa. Kuvassa punaisella ympyröitynä nähdään kattonosturin ketjun kiinnitykseen ruuvin reiät. Keltaiset nuolet osoittavat ylätuelle varattuihin kiinnityspisteisiin.



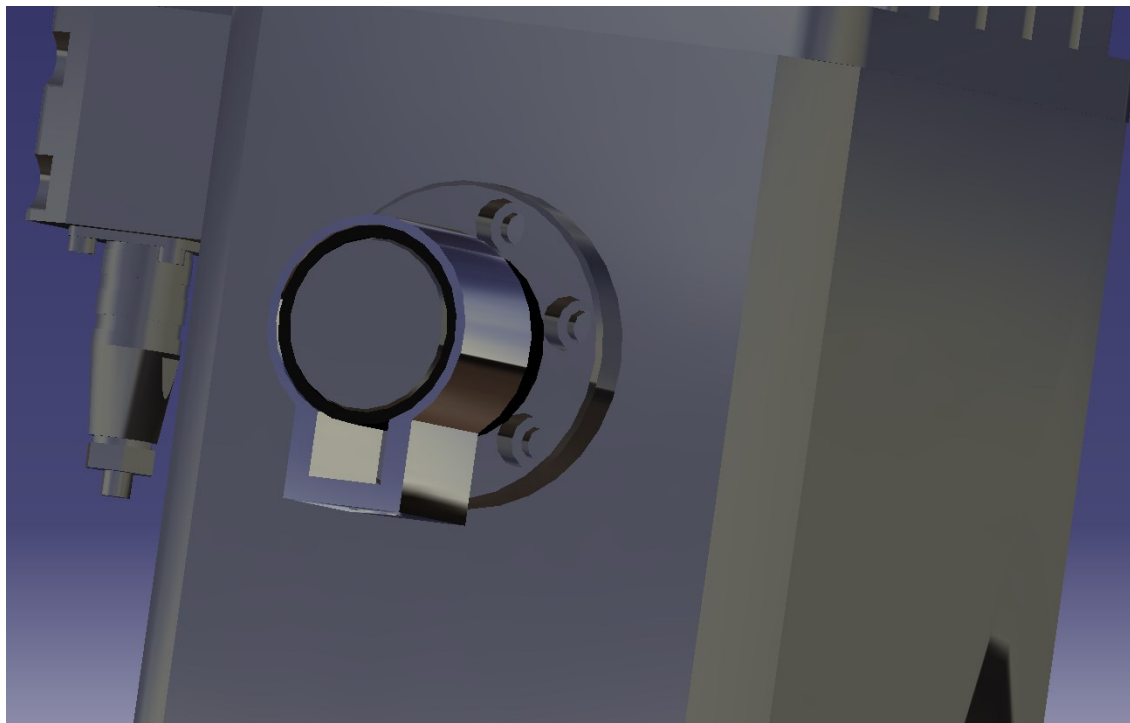
Kuva 33. Ruuvimoottorin kiinnityspisteet.

Ylätuelle haluttiin kumivaimennus moottorin ja tuen väliin värinöiden minimoiseksi. Kumivaimennettu tuki voidaan toteuttaa kumisella holkilla ruuvimoottorin ja ylätuen välillä. Oikean kokoinen kuminen holkki teetetään vesileikkauksella Euro-Kumi Oy:n kautta. Kumin ja ylätuen välille mietittiin monenlaisia itse suunniteltuja kiinnikkeitä, mutta esitystekniikan valaisimien kiinnitykseen tarkoitettu Duratruss-kiinnityspanta (kuva 34) sattui olemaan halkaisijaltaan juuri oikea. Kiinnityspanta on valmistettu 7075-alumiinista ja kannattelee yksinään 100 kg:n kuorman, ja pannassa on lovi M10-ruuvin kannalle pohjassa. Kiinnityspanta on itsessään avattava, joten asennus on helppo toteuttaa vain avaamalla pannan kansi. Kiinnityspantoja sai myös ostaa suomalaisesta erikoisliikkeestä alle 10 €:n kappalehintaan. Duratruss-kiinnityspannat valittiin ylätukeen kumi-holkin ja ylätuen väliseksi kiinnitykseen.



Kuva 34. Duratruss-kiinnityspanta.

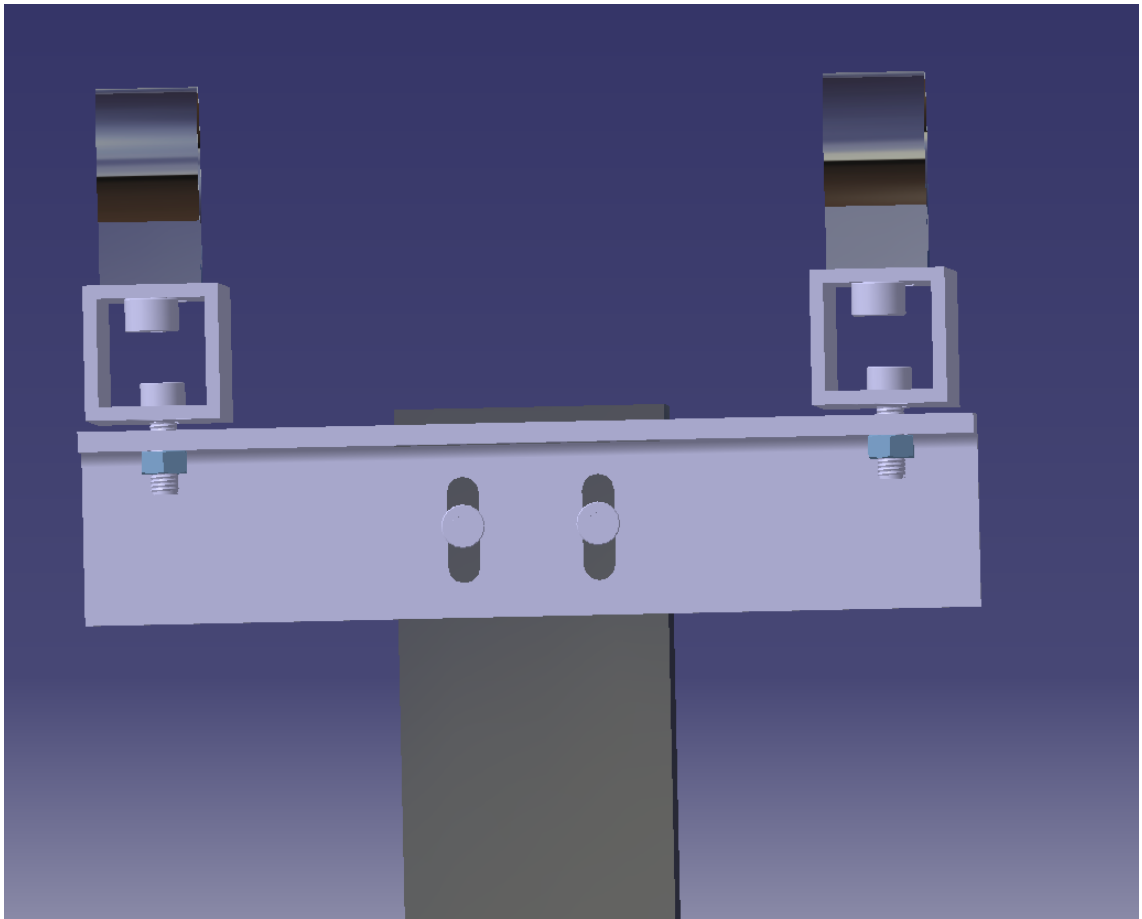
Kiinnityspannasta ei ollut saatavilla CAD-mallia, joten siitä tehtiin itse karkea versio kokoonpanon hahmottamista varten. Kuvassa 35 hahmoteltuna Catia-kokoonpano ruuvimoottorista, kumiholkista ja kiinnityspannasta.



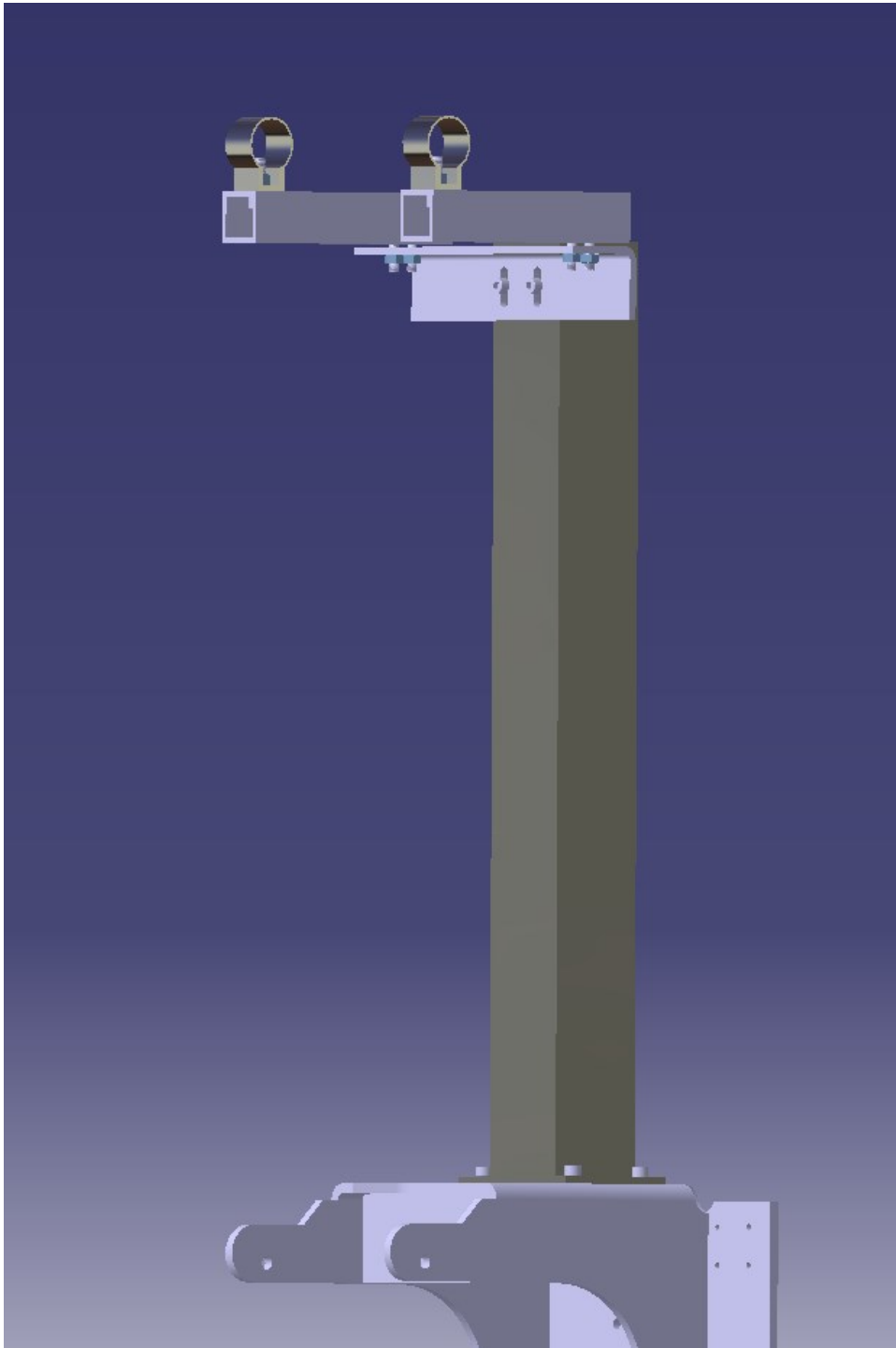
Kuva 35. Yläkiinnikkeen kokoonpano ruuvimoottorin ja kiinnikkeen väliin.

Yläkiinnikkeen reiän keskipisteen ja paineastian kiinnityspisteen välinen etäisyys on 830 mm. Yläkiinnikkeen rakenteesta tulee väistämättä kovin korkea. Neliöputki on profiililtaan hyvä valinta kelkan ja yläkiinnityksen yhdistämiseksi, koska se on jäykkää jokaiseen suuntaan ja suhteellisen kevyttä. Aihoksi pystyputkelle valittiin 80 x 80 x 4 AISI 316 -neliöputki, johon hitsataan laippa 6 mm:n levystä. 6 mm:n levynpaksuus valittiin, koska moottorin alakannakkeessa on samaa levyä ja kustannuksien kannalta on parempi tehdä kaikki rosteriosat samasta levyaihiosta. Laippa kiinnitetään neljällä M8-ruuvilla kelkkaan, ja laipan ruuvien rei'istä tehdään ylikokoiset, jotta mahdollisten siirtymien takia putken asento voi mukautua liikkeeseen. Pystyputkesta tehdään mahdollisimman iso, jotta se on tarpeeksi jäykkä ja sitä voidaan myös hyödyntää telineenä jäähdytysvesiputkille ja sähköjohdoille.

Pystyputken yläpäähän suunnitellaan samaisesta 6 mm:n levyistä kulmarautaa, joka tulee pystyputkeen kiinni kahdella M8-ruuvilla. Kulmarautaan tehdään pitkulaiset kiinnitysreiät, jotta asentoa voidaan säätää. Kulmaraudan yläpinnoille kiinnittyy 40 x 40 x 4 AISI 316 -neliöputki, joka toimii yhdistävänä rakenteella Duratruss-kiinnityspannan ja kulmaraudan välillä. Kulmarautaan tehdään myös neliöputkelle pitkulaiset kiinnitysreiät. Neliöputkeen tehdään putkilaserilla pultteja varten reiät ja vastakkaiselle puolelle isommat reiät, että ruuvien mahtuu työkalun kanssa kiristämään. Toisin kuin kuvassa 34, jossa nähdään ruuvi kiinnityspannassa, tulee valmiiseen konstruktion kiinnityspannaan mutteri ja ruuvi-kiinnitys tulee neliöputken alapuolelta (kuva 36). Valmiin rakenteen näkee kuvista 36 ja 37.

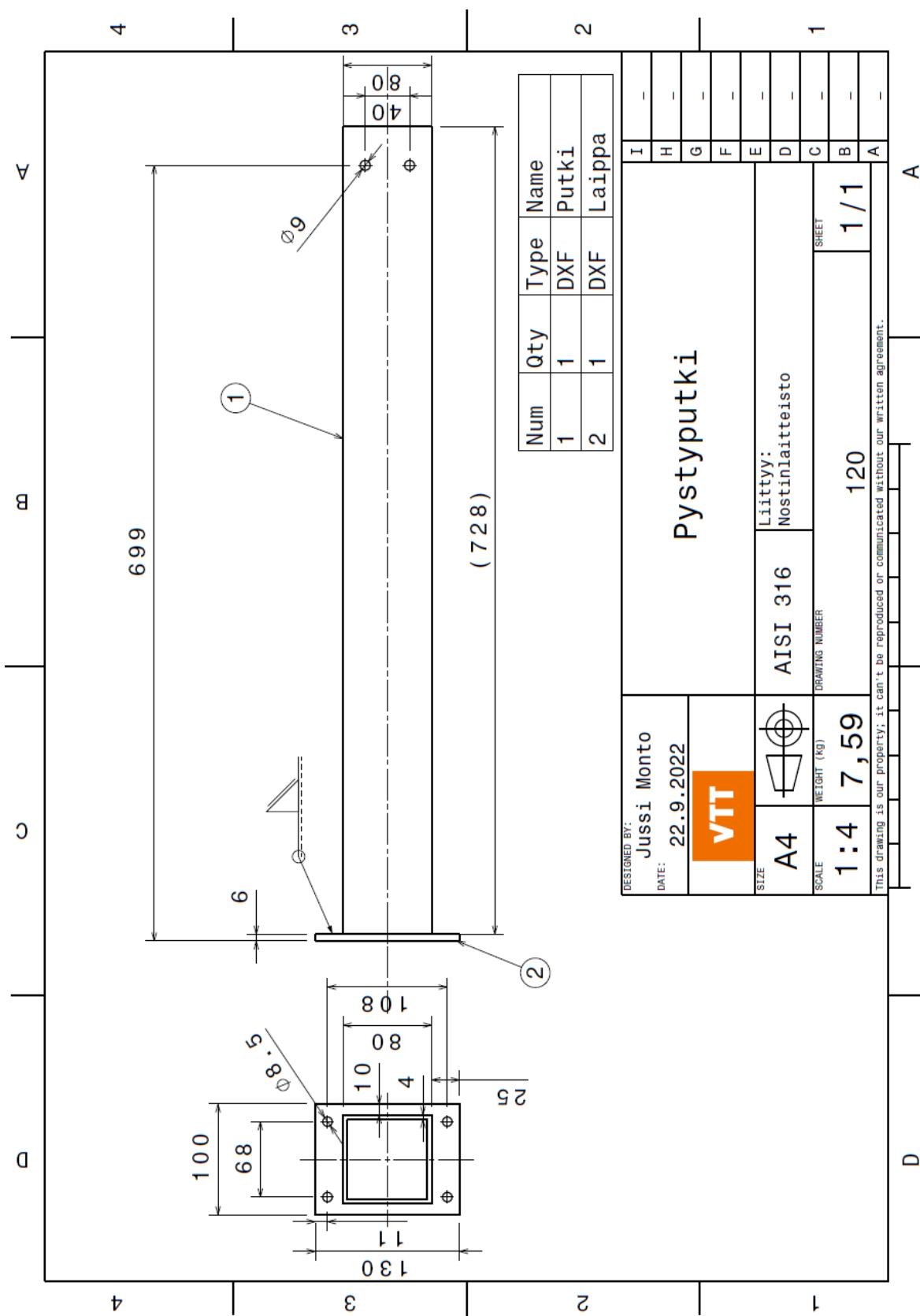


Kuva 36. Yläkiinnike koottuna edestäpäin.



Kuva 37. Kokonainen ylätukirakenne kiinnitettynä kelkkaan.

40 x 40 x 4 -putki tehdään Laserle-yrityksen putkilaserilla ja muut osat yrityksen laserleikkurilla sekä kulmarauta särmämällä. Osista tehdään DXF- ja STP-tiedostot työrajoja varten ja valmistuksen tueksi tehdään myös työpiirustukset (kuva 38).



Kuva 38. Pystyputken työpiirustus.

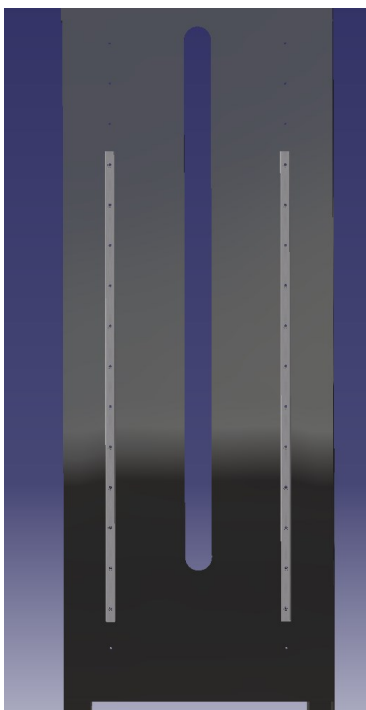
3.7 Lineaarijohteiden uudelleensuunnittelu

Aiemmin on jo todettu, että lineaarijohteet voidaan säilyttää vanhoina, koska kelkkojen jännevälillä kasvatuksella saadaan vähennettyä kuormituksia lineaarijohteen komponenteissa. Ongelmana on kuitenkin, että itse kisko mahdollistaa nykyisessä laitteistossa vain noin 550 mm:n nostomatkan. Kun tavoitteena on 700 mm:n nostomatkana, joudutaan kiskojen pituutta kasvattamaan. Kuljettimien väli, kuljettimien pituus ja haluttu nostomatkana yhteen laskettuna on 960 mm, eli kiskoa tarvitaan noin metrin verran. Kisko itsessään on kuitenkin melko kallista, ja kahdeksan kiskon leikkaaminen mittaan 1600 mm:n aihioista tarkoittaisi kahdeksan aihion ostamista.

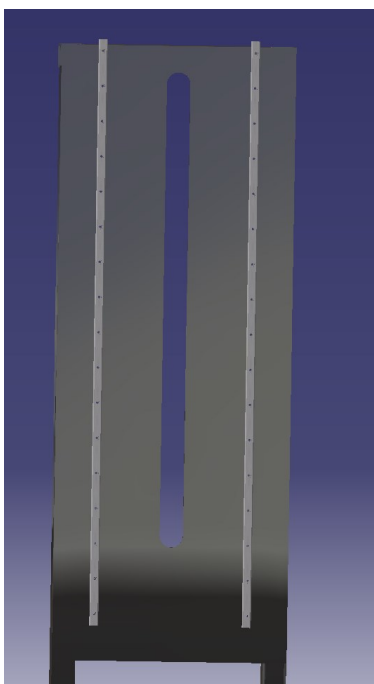
Nykyisellään kiskot ovat kiinni toiseksi alimmassa kiinnityspisteessä ja ylös jää vielä neljä ruuvinreikää vapaaksi (kuva 39). Koska nosturia käytetään muutamia kertoja kuukaudessa ja nopeudet ovat pieniä, päätetään kiskoihin asentaa jatkopalat. Kiskot on koneistettu mittoonsa ja niitä saa tilattua koneistetuilla katkaisuilla, joten niiden voidaan olettaa istuvan tarpeeksi hyvin toisiinsa nähden. Suurissa nopeuksissa ja isoilla toistomäärillä tämänkaltaiseen ratkaisuun tuskin kannattaa päätyä kelkkojen kasvaneen kulutuksen takia, kun laakerikuulat joutuvat ylittämään jatkuvasti epäjatkuvuuskohdan. Alkuperäinen kisko on 700 mm pitkä, ja ruuvien väli on 60 mm, ja päät on katkaistu niin, että reunat ovat 20 mm etäisyydellä päissä olevien ruuvinreikien keskikohdista. Jatkopalassa kiskon reunan pitää siis olla 40 mm:n etäisyydellä ensimmäisestä ruuvista, ja siitä eteenpäin 60 mm:n välein reikiä tulee neljä. Kun katkaisee viimeisen ruuvin 20 mm:n päästä reiästä, saadaan samasta kiskosta valmistettua neljä 300 mm:n pituista jatkopalaa. Yhdestä aihioista saadaan siis vähintään neljä jatkopalaa, mikä tarkoittaa, että kalliita aihioita ei tarvitse ostaa kuin kaksi kappaletta. Lineaarikiskot tilattiin katkaistuna SKS-Mekaniikka Oy:stä.

Alkuperäinen kisko siirretään yhden ruuvin reiän verran alemmas ja jatkopala kiinnitetään kiskon yläpuolelle. Asettamalla kiskot näin saadaan kiskoa yhteensä 1 m:n verran, ja vaikka jatkopala tuleeikin taustalevystä 10 mm:n verran

yli, on nyt 700 mm:n nostomatkasta mahdollista saavuttaa. Kuvasta 40 nähdään kiskojen lopullinen asennustapa.



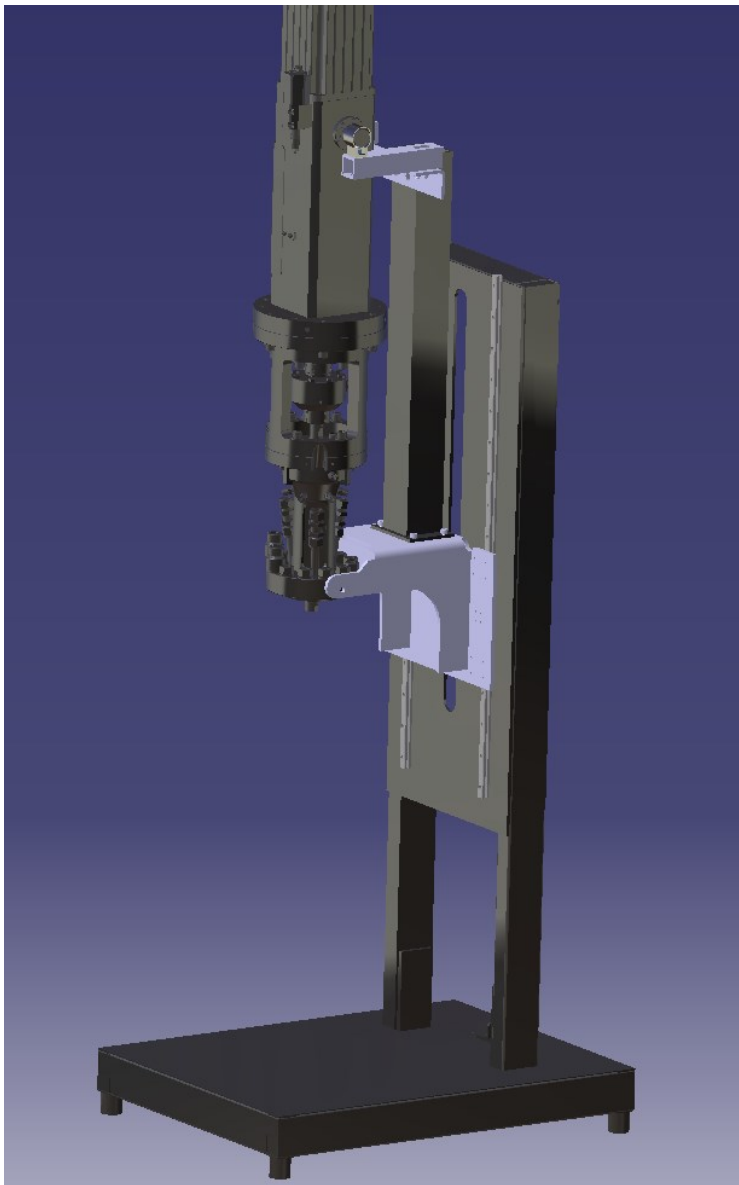
Kuva 39. Alkuperäiset kiskot taustalevyssä.



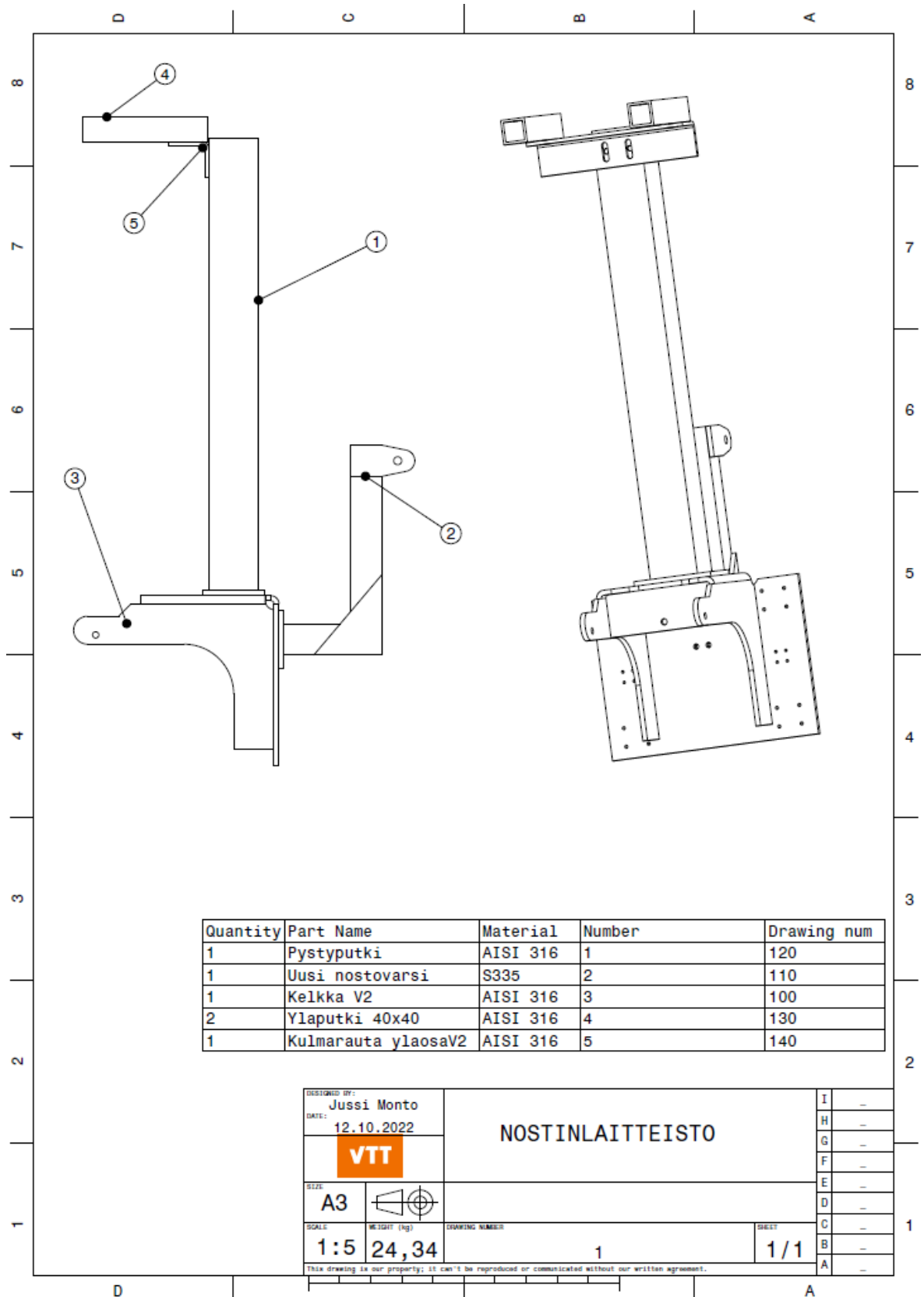
Kuva 40. Alkuperäinen kisko siirrettynä ja jatkopalat asennettuna.

4 Valmiin kokoonpanon tarkastelu

Uusiksi suunniteltujen osien kokoonpanosta pois lukien moottorin alakannake tehtiin konepajalle kokoonpanopiirustus (kuva 42) ja malli koottiin kiinnitystarvikkeineen kokonaan Catian kokoonpanossa (kuva 41). Kokoonpanomallin avulla luotiin BOM-taulukko [3, s. 262]. BOM on kuitenkin tässä tapauksessa hyvin yksinkertainen, koska kaikki osat valmistetaan alihankintana, jolloin BOMin ei tarvitse käsittää valmistus- tai materiaalikuluja. Valmis BOM käsittää siis vain ostetut ja teetetyt osat sekä tarvittavat kiinnitystarvikkeet.



Kuva 41. Koottu malli Catiassa.

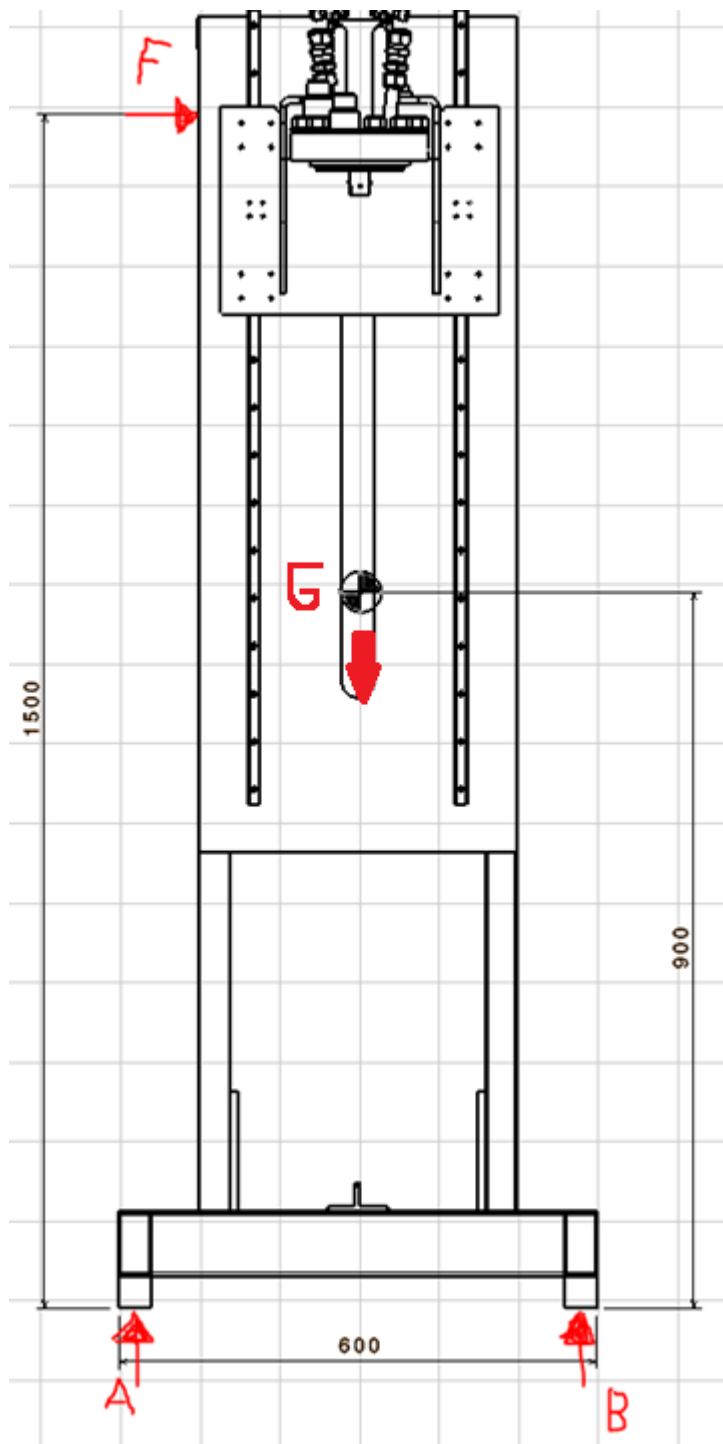


Kuva 42. Nostinlaitteiston kokoonpanopiirustus.

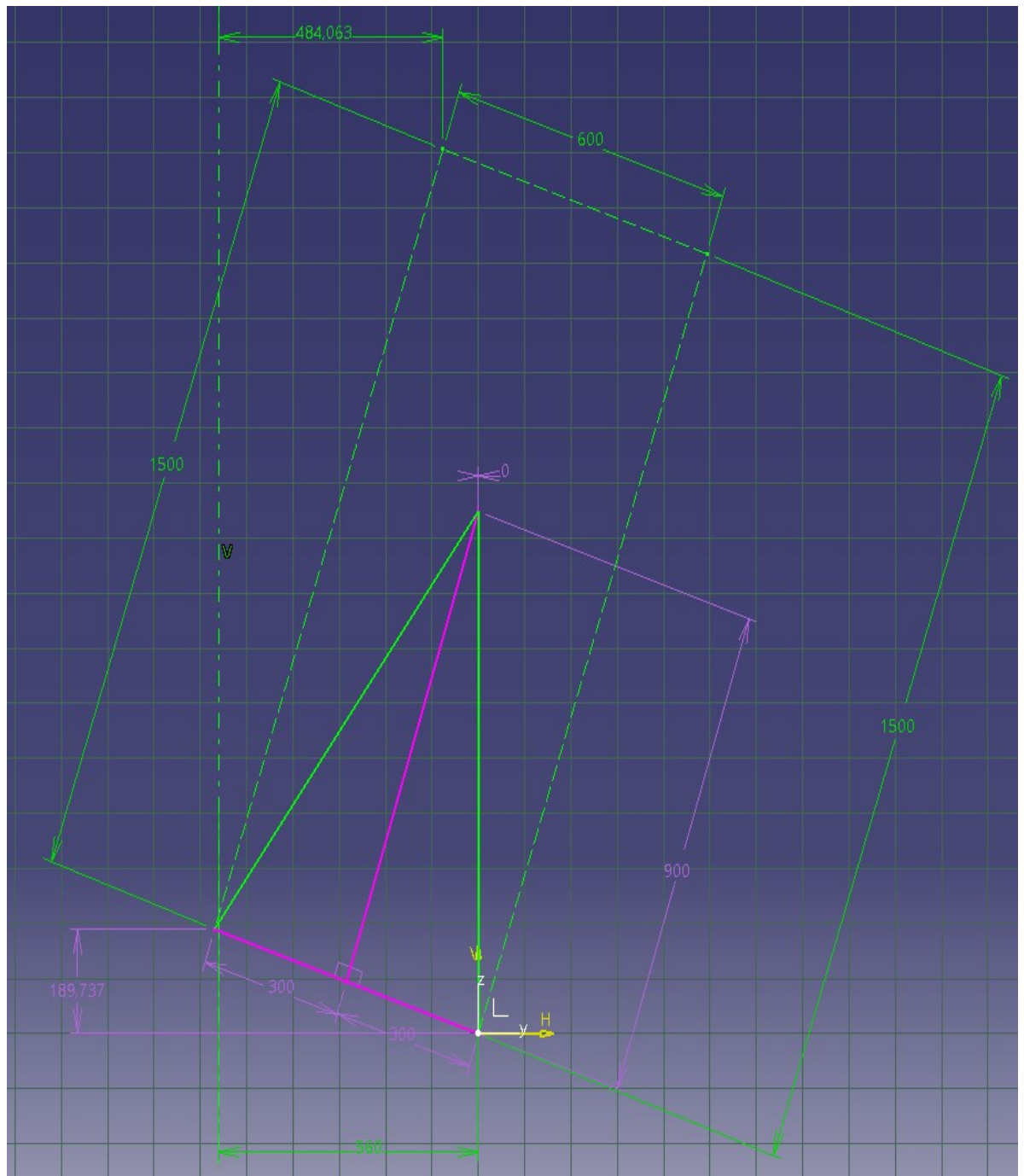
Uutta kokonaisuutta tarkastellessa huomataan, että laitteiston painopiste on todennäköisesti todella korkealla, kun ruuvimoottori on nostettuna ylös. Catia-ohjelmiston antama painopisteen korkeus on 0,9 m, kun ruuvimoottori on nostettuna ylös. Lukuarvo kuulostaa suhteellisen oikealta, koska laitteiston runkopalkit alhaalla ovat melko painavat ja lattiaan kiinnitetty paineastia on usean sentin paksuinen rautaputki, joka itsessään painaa jo kymmeniä kiloja. Catia antaa myös koko kokoonpanon painoksi 260 kg. Sen perusteella lasketaan tarvittava sivuttaissuuntainen voima, joka riittää nostamaan toisen puolen tukijalat ilmaan. Asian hahmottamiseksi piirrettiin vapaakappalekuva (kuva 43). Laitteisto kaatuu, jos kaatava momentti on suurempi kuin pystyssä pitävä. Lasketaan tarvittava kohtisuora voima, joka kohdistuu 1,5 metrin korkeudelle tukijaloista, jolla laitteiston tukipiste A nousee ilmaan:

$$F h_f > G \frac{l}{2} \rightarrow F > \frac{G \frac{l}{2}}{h_f} = \frac{2550 \frac{0,6}{2}}{1,5} = 510 \text{ N} \quad (16)$$

Jos siis ihminen kompastuu laitteistoa päin tai vaikkapa ruuvia kiristettäessä kohdistaa yli 510 N:n voiman 1,5 metrin korkeudelle lattiasta, nousevat laitteen tukijalat ilmaan. Kyseisessä tilanteessa laitteisto ei tosin vielä itse kaadu ympäri, vaan laitteen painopisteen pitää ylittää kallistuspiste eli laitteen maassa oleva tukijalka. Sen laskemiseksi apuna käytetään Catian 2D-viivanpiirtoa. Laskennan voisi myös suorittaa käsin, mutta asia on helpompi visualisoida 2D-piirrustuksesta (kuva 44). 1,5 metrin korkeudesta työntöliikkeen pituuden pitää olla 0,48 m:n verran, että laitteisto jatkaa kaatumisliikettä lattialle asti. Tällöin myös tukijalka on noussut 0,19 m ilmaan. Tarvittava voima on kuitenkin ihmisen saavutettavissa, ja vaikka laitteisto ei kaatuisikaan tönäisystä, voi rakenne kärsiä alas laskeutumisesta. Jos ei oteta huomioon, että laitteiden välillä voi olla yhteisiä alumiinikiskoja ja putkia vastustamassa kaatumisliikettä, arvioidaan laitteiston kaatuminen mahdolliseksi skenaarioksi. Siksi suositellaankin laitteiston maahan kiinnittämistä jollakin tavalla.



Kuva 43. Vapaakappalekuva kaatumisen laskemiseksi.



Kuva 44. Siirtymien laskenta Catiaalla.

5 Yhteenveto

Työssä oli tavoitteena valmistaa nostinlaitteisto vanhaan laiteympäristöön. Mekaniikkasuunnittelussa käytettiin Catia V5 -ohjelmistoa. Komponenttien suunnittelun tukena käytettiin Catia V5 FEM-, Abaqus- ja Mathcad-ohjelmistoja, joilla arvioitiin osien rakenteellinen kestävyys. Työn lopputuloksena syntyi suunnitelma, jonka perusteella tarvittavien osien tilaukset voitiin tehdä alihankkijoille. Työstä rajattiin pois itse laitteiston kokoonpano opinnäytetyön palautuksen aikataulun takia. Marraskuun alussa osista puuttuu yli 80 prosenttia.

Suunnittelutyön tukena olisi hyvä käyttää jonkinlaista PDM-ohjelmistoa tai muuta tuotetiedon hallintaa. Yrityksen pääasiallinen toimiala ei ole mekaniikkasuunnittelu, joten valmiita ohjelmia siihen ei ollut saatavilla. Projektin tuotteiden hallinta jäi yksin suunnittelijan vastuulle. Työn aikana ei käytetty revisioita eikä järkevää tuotetiedon hallintaa. Se aiheutti ajoittain tarpeetonta sekaannusta suunnittelussa, koska kaikki muutokset ja kokonaisuuden hallinta olivat yksin suunnittelijan päässä. Dokumenttien määrä kasvoi myös nopeasti hajaantuen useisiin alikansioihin, mikä ajoittain aiheutti sekaannuksia projektin edetessä.

Työssä päästiin kuitenkin lopputulokseen, joka tyydyttää kaikkia osapuolia. Uuden nostinlaitteiston voidaan katsoa kantavan lisääntyneen kuorman luotettavasti ja turvallisesti. Tämä dokumentti toimii myös nostinlaitteiston tietopakettina, kun siihen tulevaisuudessa tehdään muutoksia tai huoltotöitä.

Nostinlaitteiston kehittämiseksi voisi tulevaisuudessa hankkia älykkäämmän ohjauksen lineaarikaramoottorille, joka nostaa nostinta. Tällä hetkellä nostin liikkuu on/off-periaatteella painonnapilla. Jos moottorin ohjaukseen lisäisi ohjelmoitavan mikrokontrollerin, voisivat moottorin liikkeet olla jouhevampia. Moottorille voisi myös ohjelmoida turvarajoja tai muita toimintoja.

Lähteet

- 1 Solin, Jussi; Alhainen, Jouni; Arilahti, Esko; Väinölä, Jukka; Marjavaara, Pieti; Järvinen, Erkki; Halonen, Matti; Patalainen, Mikko; Kaunisto, Kalle & Moilanen, Pekka. 2011. Fatigue of Primary Circuit Components (FATE): FATE summary report: FABELLO for valid fatigue tests in LWR coolant water. VTT Technical Research Centre of Finland.
- 2 Material test application with MOOG actuators. 2021. VTT Oy:n sisäinen dokumentti.
- 3 Ulrich, Karl & Eppinger, Steven. 2016. Product Design and Development. New York: McGraw-Hill education.
- 4 SFS-EN 1993-1-8. Teräsrakenteiden suunnittelu. 2005. Helsinki: Suomen standardisoimisliitto.
- 5 Björk, Timo; Hautala, Pekka; Huhtala, Kalevi; Kivioja, Seppo; Kleimola Matti; Lavi, Markku; Martikka, Heikki; Miettinen, Juha; Ranta, Aarno; Rinkinen, Jari & Salonen, Pekka. 2014. Koneenosien suunnittelu. 6. uudistettu painos. Helsinki: Sanoma Pro.
- 6 Linear guideway -catalog. 2020. Hiwin Technologies Corp. Verkkoaineisto. <https://www.hiwin.us/wp-content/uploads/Linear_Guideway-E.pdf>. Luettu 26.9.2022.
- 7 Shear area internal & external thread formula per. Fed-STD-H28. Verkkoaineisto <https://www.engineersedge.com/thread_strength/thread_bolt_stress.htm>. Luettu 18.10.2022.
- 8 Minimum thread engagement equation and calculator ISO <https://www.engineersedge.com/thread_strength/thread_minimum_length_engagement.htm>. Luettu 18.10.2022.
- 9 Actuator LA36, Data Sheet. 2021. Linak A/S. Verkkoaineisto. <<https://ipaper.ipapercms.dk/Linak/ENGLISH/DATASHEET/LinearActuatorLA36DataSheetEng/?page=1>>. Luettu 20.10.2022.
- 10 Salonen, Pekka. 2020. Konstruktitekniikka. Lujusoppi taipumaviivoja. Luentomoniste. Metropolia Ammattikorkeakoulu.