

SAVONIA

ammattikorkeakoulu

OPINNÄYTETYÖ - AMMATTIKORKEAKOULUTUTKINTO
TEKNIIKAN JA LIIKENTEEN ALA

PUTOAMISSUOJAINKIINNITYSJÄR- JESTELMÄN SUUNNITTELU

Tuotekehitysprojekti

TEKIJÄ/T Eero Tiihonen

Koulutusala Tekniikan ja liikenteen ala	
Tutkinto-ohjelma Konetekniikan tutkinto-ohjelma	
Työn tekijä(t) Eero Tiihonen	
Työn nimi Putoamissuojainkiinnitysjärjestelmän suunnittelu	
Päiväys 23.5.2023	Sivumäärä/Liitteet 51/9
Toimeksiantaja/Yhteistyökumppani(t) Veisto Oy	
Tiivistelmä <p>Tässä opinnäytetyössä tarkoituksena oli suunnitella sahalinjavalmistaja Veisto Oy:lle putoamissuojaimille, eli turvavaljaille kiinnitysjärjestelmä erottelukuljettimeen, joka on yksi sahalinjan laitteista. Tuotekehitystyössä tuli huomioida konedirektiivin määräykset, putoamissuojaiin liittyvät standardit sekä yleiset koneenrakennukset säännöt. Kiinnitysjärjestelmä haluttiin, koska nykyaikana työturvallisuus korostuu koko ajan ja lisäämällä sahalinjan koneisiin kiinteä turvavaljaiden kiinnityspiste haluttiin lisätä huoltotöiden turvallisuutta niin uusissa sahalinjoissa, kuin jo olemassa olevissa.</p> <p>Tässä opinnäytetyössä suunniteltiin kiinnitysjärjestelmä putoamissuojaimille Veisto Oy:n HewSaw Erottelukuljetin EK2+: ssaan. Opinnäytetyö tehtiin tuotekehitysprojektina, joka toteutettiin Vertex G4 3D-mallinnusohjelmalla. Lisäksi tuotteelle tehtiin lujuustarkastelu Ansys Workbench ohjelmalla. Tuotekehitys tehtiin Konedirektiivin, Eurokoodi 3:n sekä putoamissuojaimia käsittelevien standardien mukaisesti.</p> <p>Tuloksena saatiin suunniteltua putoamissuojainten kiinnitysjärjestelmä, jota käyttäessä erottelukuljettimen huoltotoimet voidaan suorittaa turvallisesti ja joka täyttää toimeksiantajayrityksen asettamat vaatimukset. Kiinnitysjärjestelmästä saatiin tässä tuotekehitysprojektissa tuloksena valmiit piirustukset, 3D-mallit sekä tarvittavat dokumentoinnit lujuustarkastelusta, niin että suunniteltu kiinnitysjärjestelmä on valmis tuotantoon. Seuraavassa vaiheessa toimeksiantaja yritys päättää, ottaako se käyttöön suunnitellun tuotteen ja aloittaa sen valmistamisen. Tuote saatiin alustavasti tuotantovalmiuteen, mutta sitä on varmasti vielä mahdollista kehittää käytöstä saatavien kokemusten perusteella.</p>	
Avainsanat Tuotekehitys, putoamissuojaimet, FEM, työturvallisuus, eurokoodi 3	

Field of Study Technology, Communication and Transport	
Degree Programme Degree Programme in Mechanical Engineering	
Author(s) Eero Tiihonen	
Title of Thesis Designing of a Fall Arrest System	
Date 7 May 2023	Pages/Appendices 51/9
Client Organisation /Partners Veisto Oy	
<p>Abstract</p> <p>The aim of this bachelor's thesis was to design a personal fall arrest system for Veisto Oy's separator conveyer Ek2+, which is a part of HewSaw saw line. This design process was performed according to fall arrest equipment standards, the European machinery directive and general designing rules. This fall arrest system was needed due to the increased need for a safer way to maintain machines and that was done by adding a fixed fall arrest system to the new and old machines.</p> <p>A fall arrest system for HewSaw EK2+ separator conveyer was designed as a part of a product development project which was performed by the Vertex G4 3D-modeling program. Also, FEM-analysis was performed in the Ansys Workbench program. The product was designed by considering Eurocode 3, the European machinery directive and fall protection system standards.</p> <p>The result of the work was a design of a fall arrest system for separator conveyer, which increased the safety of maintaining the operations of conveyer. The result was in line with the requirement placed by the client. The 3D-model, technical drawing and documentation were completed so that product is ready for production. In the next step the client can decide if it wants to take the product in use and in production. As a conclusion the designed product is ready for production but there is room for further developments based on the experience gained from use.</p>	
<p>*Keywords</p> <p>Product development, fall arrest system, FEM, occupational safety, Eurocode 3</p>	

SISÄLTÖ

1	JOHDANTO.....	7
2	VEISTO OY.....	8
3	EROTTELUKULJETIN EK2+.....	9
4	TUOTEKEHITYS PROSESSI.....	10
5	MÄÄRITTÄVÄT STANDARDIT.....	13
5.1	Konedirektiivi.....	13
5.2	EN-795 putoamissuojaimet kiinnityslaitteet.....	13
5.3	SFS 14122-2.....	14
5.4	SFS-EN 1993 Teräsrakenteiden suunnittelu.....	15
6	KIINNITYSJÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU.....	16
6.1	Alkutilanne.....	16
6.2	Luonnosteluvaihe.....	19
6.3	Kiinnityslevyn suunnittelu.....	23
6.4	Kiinnityslevyn toinen versio.....	24
6.5	Viimeinen versio.....	25
7	RAKENTEEN MITOITUS.....	28
7.1	Perusrakenne.....	28
7.2	Hitsausliitos.....	29
7.3	Ruuviliitos.....	42
8	FEM TARKISTUS.....	48
9	LOPPUTULOS.....	49
10	POHDINTA.....	50
	LÄHTEET.....	51
	LIITE 1. RAKENTEEN JÄNNITYKSET ANSYSSIMULAATIOSSA.....	52
	LIITE 2. RAKENTEEN JÄNNITYKSET ANSYSSIMULAATIOSSA.....	52
	LIITE 3. RUUVIEN JÄNNITYKSET ANSYSSIMULAATIOSSA.....	52
	LIITE 4. KOKONAISSIIRTYMÄT ANSYSSIMULAATIOSSA.....	52
	LIITE 5. RUUVIEN AIHEUTTAMA PINTAPAINEN KIINNITYSLEVYSSÄ ANSYSSIMULAATIOSSA.....	52
	LIITE 6. JÄNNITYKSET HITSEISSÄ ANSYSSIMULAATIOSSA.....	52
	LIITE 7. JÄNNITYKSET HITSEISSÄ ANSYSSIMULAATIOSSA.....	52

LIITE 8. HITSIEN JÄNNITYKSET ANSYSSIMULAATIOSSA	52
LIITE 9. LASKENNAN APUNA KÄYTETTY EXCEL-TAULUKKO	53

KUVALUETTELO

Kuva 1. Kuvaleike Veisto Oy:n verkkosivulta Yritys (hewSaw, 2023)	8
Kuva 2. Kuvaleike Pdf-esitteestä SL200 2.2 (SL200 2.2, 2023)	8
Kuva 3. Kulcutason minimi mitat. (SFS 14122-2, 2016, s. 10)	15
Kuva 4. SFS EN-795 standardin mukainen tyypin A kiinnityslaite. (SFS EN-795, 2015 s. 20)	17
Kuva 5. SFS EN-795 standardin mukainen tyypin B kiinnityslaite. (SFS EN-795, 2015 s.20)	17
Kuva 6. SFS EN-795 standardin mukainen tyypin C kiinnityslaite. (SFS EN-795, 2015 s.22)	17
Kuva 7. SFS EN-795 standardin mukainen tyypin D kiinnityslaite. (SFS EN-795, 2015 s.22)	18
Kuva 8. SFS EN-795 standardin mukainen tyypin E kiinnityslaite. (SFS EN-795, 2015 s.22)	18
Kuva 10. Luonnos kiinnityslaite tyypin A mukaisesta kiinnitysjärjestelmästä erottelukuljettimessa (Tiihonen 2023, CC BY).....	20
Kuva 11. Luonnos kiinnityslaite tyypin A mukaisesta kiinnitysjärjestelmästä erottelukuljettimessa (Tiihonen 2023, CC BY).....	20
Kuva 12. Luonnos kiinnityslaite tyypin A mukaisesta kiinnitysjärjestelmästä erottelukuljettimessa (Tiihonen 2023, CC BY).....	21
Kuva 13. Kiinnityslenkki. (ABS-Lock III-ST: Absturzsicherung mit system, Julkaisuaika tuntematon)	22
Kuva 14. Vertex G4 3D-malli ensimmäisestä versiosta (Tiihonen 2023, CC BY)	24
Kuva 15. Suunnitellun tuotteen kehitys projektin aikana (Tiihonen 2023, CC BY).....	25
Kuva 16. Viimeisimmän version ensimmäinen 3D-malli (Tiihonen 2023, CC BY).....	25
Kuva 17. Viimeisimmän version toisesta kehitysversio (Tiihonen 2023, CC BY)	26
Kuva 18. Valmis tuote (Tiihonen 2023, CC BY)	27
Kuva 19. Lopullisen version kehitys (Tiihonen 2023, CC BY)	27
Kuva 20. Eurokoodin mukaiset materiaalin ominaisuudet (EN1993-1-1: Eurocode 3: Yleiset säännöt ja rakennuksia koskevat säännöt, 2005).....	28
Kuva 21. Hitsin jännitykset (Björk Timo, 2014, s. 172)	29
Kuva 22. β W kertoimen arvoja erilujuisille teräksille. (Björk Timo, 2014)	30
Kuva 23. Tuotteen hitsinumerot (Tiihonen 2023, CC BY)	30
Kuva 24. laskennassa käytetty koordinaatisto (Tiihonen 2023, CC BY)	31
Kuva 25. Voiman suunta (Tiihonen 2023, CC BY)	31
Kuva 26. Voiman suunta ja merkitsevät mitat (Tiihonen 2023, CC BY)	31
Kuva 27. Hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)	32
Kuva 28. voiman suunta ja merkitsevät mitat (Tiihonen 2023, CC BY)	33

Kuva 29 Hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)	33
Kuva 30 voiman suunta ja merkitsevät mitat (Tiihonen 2023, CC BY)	34
Kuva 31 hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)	35
Kuva 32 momenttipiste (Tiihonen 2023, CC BY)	36
Kuva 33 hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)	36
Kuva 34 hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)	37
Kuva 35 hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)	38
Kuva 36 hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)	39
Kuva 37 hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)	40
Kuva 38 hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)	41
Kuva 39 hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)	42
Kuva 40 Ruuvien reikien ja painopisteen sijainti (Tiihonen 2023, CC BY)	43
Kuva 41 Taulukko ruuveihin kohdistuvista voimista (Tiihonen 2023, CC BY)	45
Kuva 42 Matkat painopisteestä ruuvireikien keskipisteisiin (Tiihonen 2023, CC BY)	45
Kuva 43. Ruuvien tekniset tiedot (Etra Oy, Julkaisuaika tuntematon)	47
Kuva 44. Lopullinen tuote (Tiihonen 2023, CC BY)	49
Kuva 45. Valmis tuote erottelukuljettimessa (Tiihonen 2023, CC BY)	49

1 JOHDANTO

Opinnäytetyö toteutetaan Veisto Oy:n toimeksiantona. Veisto Oy on yksi johtavista sahalinjojen valmistajista yli 50 vuoden kokemuksella ja heidän tuotteitaan on myyty ympäri maailman. Tässä opinnäytetyössä suunnitellaan putoamissuojaimille kiinnitysjärjestelmä Veisto Oy:n HewSaw EK2+ erottelukuljettimeen, joka on osana monissa Veisto Oy:n sahalinoja. Kiinnitysjärjestelmän tarkoituksena on toimia turvavaljaiden tai jonkin muiden putoamissuojainten kiinnityspisteenä huoltoa tai tarkastuksia tehtäessä, jotta työ voidaan suorittaa mahdollisimman turvallisesti.

Kiinnitysjärjestelmä suunniteltiin Euroopan Unionin konedirektiivin, EN-795, SFS-1422-2 ja Eurokoodi 3 Teräsrakenteiden suunnittelu -standardien mukaan soveltuvien osin. Näistä ylin määräävä taso on EU:n konedirektiivi, joka määrittää Euroopan markkinoilla olevien koneiden turvallisuusvaatimukset. Opinnäytetyö tehdään tuotekehitysprojektina ja siinä tuote suunnitellaan alusta loppuun niin, että tuote voidaan valmistaa Veisto Oy:n omalla tehtaalla. Suunnittelutyö tehdään Vertex G4 3D-suunnitteluohjelmistolla, sekä tarvittaessa muilla suunnittelua tukevilla ohjelmilla, kuten Ansys Workbench -simulointiohjelmalla. Tarkoituksena on vertailla erilaisia vaihtoehtoja putoamissuojainten kiinnittämiseksi sekä suunnitella järjestelmä ja tuottaa siitä tarvittavat 3D-mallit, valmistuspiirustukset ja dokumentit sen valmistamista varten ja näin tarjota toimeksiantajalle valmistamista vaille valmis tuote parantamaan sahalinjojen turvallisuutta.

Työn tavoitteena on lisätä erottelukuljettimen huoltotöiden turvallisuutta ja helpottaa huoltoa tekevien henkilöiden työtä mahdollistamalla esteettömän putoamissuojavälineiden käytön. Lisäksi koneiden turvallisuuden parantaminen lisää niiden arvoa ja houkuttelevuutta asiakkaan kannalta. Työssä tuli ottaa huomioon käytettävien standardien vaatimukset sekä kansainvälisten markkinoiden asettamat haasteet esimerkiksi tuotteessa tarvittavien komponenttien saatavuuden kannalta.

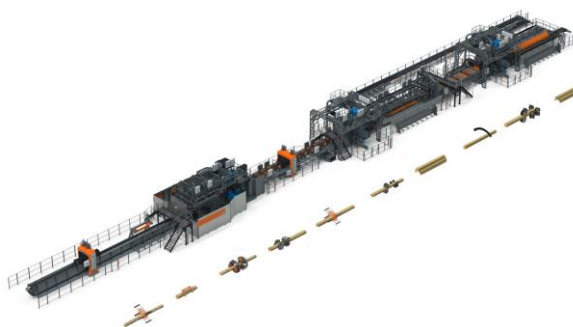
2 VEISTO OY

Veisto Oy on Vuonna 1964 perustettu perheyritys, joka suunnittelee ja valmistaa sahatavaran tuotantolinjoja. Veisto Oy on yksi suurimmista sahalaitevalmistajista maailmassa ja sen tuotteita on toimitettu yli 30 maahan, kuudelle eri mantereelle. Veisto Oy:n päätoimipiste ja tuotantotilat sijaitsevat Mäntyharjulla Etelä-Savossa, lisäksi yrityksellä on toimipisteitä myös muualla Euroopassa, Kanadassa, Yhdysvalloissa, Australiassa, Etelä-Afrikassa ja Etelä-Amerikassa. Yrityksessä työskentelee yli 250 henkilöä ja sen liikevaihto oli noin 49 miljoonaa euroa (vuonna 2021). (HewSaw, 2023)

HewSaw on Veisto oy:n sahakoneiden, sahalaiteiden, varaosien ja palvelun rekisteröity tuotemerkki. Veisto oy:llä on useita HewSaw tuotemerkin sahalinjoja. Näistä jokainen linja koostuu useista eri koneista, kuten sahoista, kuljettimista, pyörittimistä ja pelkankääntäjistä ja jokainen sahalinja räätälöidään osittain asiakkaan tarpeen mukaan. (HewSaw, 2023)



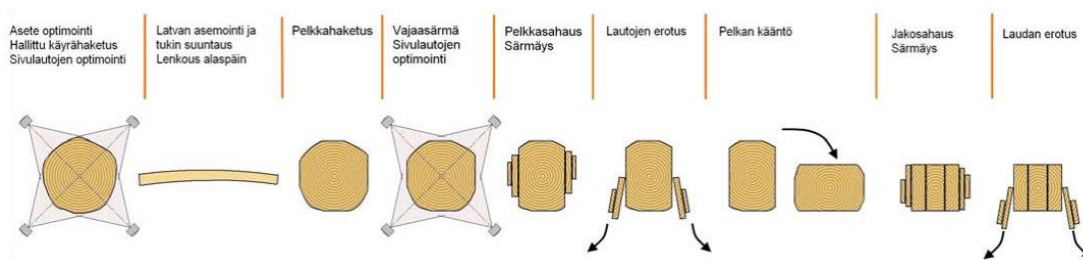
Kuva 1. Kuvaleike Veisto Oy:n verkkosivulta Yritys (HewSaw, 2023)



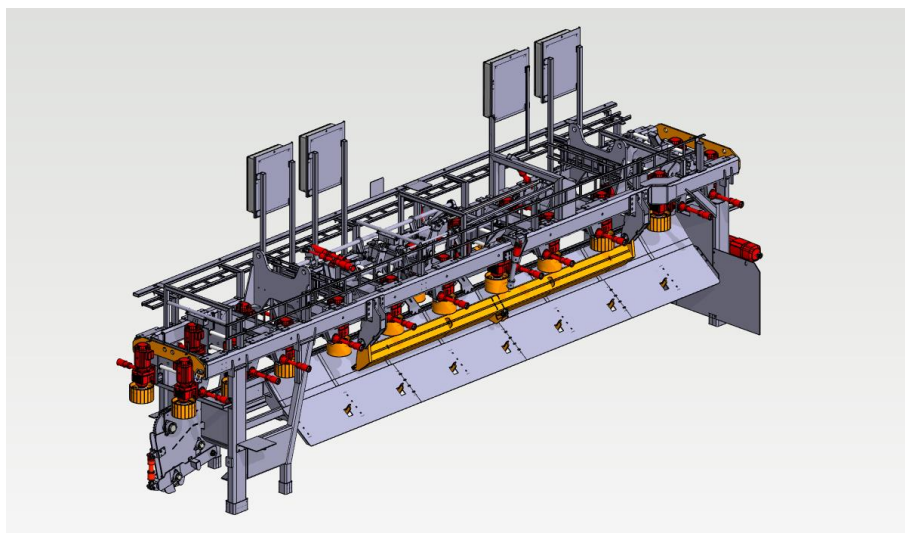
Kuva 2. Kuvaleike Veisto Oy:n Sahalinjasta. (Veisto Oy, julkaisuaika tuntematon)

3 EROTTelukulJETIN EK2+

Puun särmäyksen ja sahausksen jälkeen erottelukuljetin EK2 tai EK2+ erottelee puusta tehdyn pelkan molemmilla sivuilla olevat laudat. (kuvan 3 vaihe 6). Erottelukuljetin on noin 10 m pitkä, 2 m korkea ja 2 m leveä kuljetin, jonka tehtävä on nimensä mukaan erottaa sahatusta pelkasta sivulaudat. Kuljettimessa puun keskiosa eli pelkka etenee kuljettimen keskellä ja pelkan sivuilla olevat aiemmin irti sahatut laudat putoavat kuljettimen sivuilla oleville luiskille, joiden kautta ne jatkavat eteenpäin Erottelukuljettimen alla tai vieressä olevalla hihnakuljettimelle. Erottelukuljettimen jälkeen pelkka jatkaa eteenpäin sahalinjalla, jossa se sahataan halutuksi tuotteeksi.



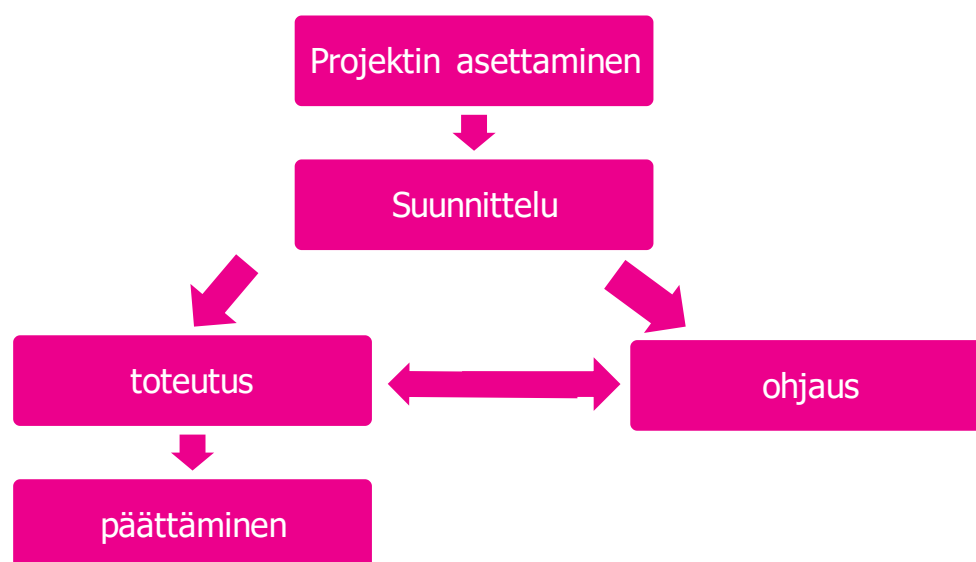
Kuva 3. Kuvaleike Pdf-esitteestä SL200 2.2 (SL200 2.2, 2023)



Kuva 4. Erottelukuljetin EK2+ (Tiihonen 2023, CC BY)

4 TUOTEKEHITYS PROSESSI

Tuotekehitys on usein pitkä ja vaativa prosessi, jossa tarvitaan laaja-alaista osaamista ja useita asiantuntijoita. Koska tuotekehitys on prosessi, se noudattelee usein samoja vaiheita kuin mikä tahansa muukin prosessi. Nykyisin kuitenkin tuotekehitys on sidoksissa niin moneen yrityksen toimintaan, että sitä ei pidetä, varsinkaan isommissa projekteissa, enää omana erillisenä prosessina, vaan sitä voisi kutsua kokonaisvaltaisemmin innovaatiotoiminnaksi. Tämän työn kaltainen tuotekehitys on kuitenkin niin selkeä projektimainen tehtävä, että sitä voidaan pitää projektina, joka on osa innovaatiotoimintaa. Tuotekehitysprojekti eroaa prosessista siten, että se on rajattu koskemaan tiettyä tuotetta, sillä on oma organisaatio ja rajallinen aikataulu. Tuotekehitysprojektiin kuuluu muun muassa seuraavia asioita, reunaehdot, suunnitelma, tavoite, johto, ohjaus ja erilaisia katselmointeja ja palaveriteita. (Hietikko, Tuotekehitys, 2021, s. 43–45.)



Kuva 5. Yleiset projektin vaiheet. (Tiihonen 2023, CC BY)

Hietikon (2021, s. 45–47) mukaan tuotekehitysprosesseja voidaan jakaa niiden luonteen mukaan muun muassa seuraavasti:

- Räätelöintiprosessi, tilaustuote tyyppinen prosessi, jossa tuote suunnitellaan asiakkaalle kerran alusta loppuun.
- Teknologiaiprosessi, prosessi alkaa uudesta teknologiainnovaatiosta, jolle etsitään sopiva markkina.
- Markkinavetoinen prosessi, prosessi alkaa markkinoiden synnyttämästä tarpeesta, jollekin tuotteelle, jonka valmistamiseen käytetään olemassa olevia teknologioita.
- Paranteluprosessi, parannetaan jo olemassa olevaa tuotetta.

ja tuotekehityksen vaiheet ovat usein kaikissa tapauksissa samankaltaiset ja ne sisältävät yleensä seuraavat vaiheet:

1. Tarpeen tunnistaminen. Jokin tarve syntyy esimerkiksi markkinavetoisesti tai jonkin uuden teknologian myötä.
2. Ongelman määrittely. Tunnistetaan mitä tuotteelta halutaan ja mikä työn tavoite on.
3. Synteesi. Tässä vaiheessa suoritetaan ideointia ja aletaan muodostaa ideoista konseptia.
4. Analyysi. Analyysivaiheessa konseptista aletaan muokkaamaan toimivaa tuotetta. Jos analyysivaiheessa huomataan jokin massiivinen ongelma, voidaan joutua palaamaan takaisin synteesivaiheeseen.
5. Optimointi. Tässä vaiheessa tuote saa lopullisen muotonsa. Optimoinnin aikana mm. kustannuksiin pyritään vaikuttamaan.
6. Testaus. Testausvaiheessa tuote on yleensä vähintään prototyyppi. Se voi kuitenkin olla esimerkiksi tietokonemalli, jolle suoritetaan erilaisia laskennallisia testejä. Tässä vaiheessa halutaan varmistaa tuotteen toiminta.
7. Tuotannon käynnistäminen. Aloitetaan tuotanto tekemällä koesarja, jonka pohjalta tuotantoa aletaan optimoimaan.
8. Arviointi. Tässä vaiheessa tarkastellaan, pystyykö tuote täyttämään ensimmäisen vaiheen tarpeen. Kriittinen tarkastelu on tärkeää jatkokehityksen kannalta.

Tuotekehitysprojekti alkaa projektin asettamisella. Projektin asettaa yrityksen johto, joka määrittää projektille organisaation ja tehtävän. Projektin asettamisessa voidaan käyttää esimerkiksi Mission Statement -määrittelyä. Se on lyhyt ja vapaamuotoinen kuvaus projektin tavoitteista ja reunaehdoista. Mission Statementissa voi olla esimerkiksi kerrottu lyhyt kuvaus tuotteesta, keskeiset tavoitteet, kustannukset, päämarkkinat, rajoittavat tekijät ja sidosryhmät. Projektin asettamisen jälkeen sille tulee luoda suunnitelma, jossa käy ilmi ainakin tärkeimmät vaiheet, budjetti, sidosryhmät, tehtävät ja aikataulu. (Hietikko, Tuotekehitys, 2021, s. 51-53)

Ensimmäinen tehtävä tuotekehitysprojektissa on projektisuunnitelman laatiminen. Koska tuotekehitysprojekti on kuten mikä tahansa muukin projekti, voidaan se suunnitella käyttäen yleisiä projektisuunnittelun ehtoja. (Hietikko, Tuotekehitys, 2021, s. 54). Tuotekehitysprojekti alussa tulee selvittää asiakastarpeet. Ne voidaan selvittää esimerkiksi erilaisilla haastatteluilla tai kyselyillä. On kuitenkin hyvä huomioida, että asiakkaat eivät osaa sanoa millainen tuotteen, jota ei ole vielä olemassa tulee olla. Sen sijaan he usein osaavat antaa kokemuksia ja tuntemuksia entisistä tuotteista ja kuvailla ongelmia ja tarpeita. (Hietikko, Tuotekehitys, 2021, s. 63-64)

Kun tuotekehitysprojektin reunaehdot ja asiakkaan tai asiakkaiden tarpeet on selvitetty, voidaan aloittaa tuotteen luonnosteluvaihe. Kuten Hietikko (2021, tuotekehitys, 2021, s. 103) toteaa, luonnosta voidaan käyttää idean arvioinnissa ja erilaisten vaihtoehtojen vertailussa. Usein myös kuvallisella luonnoksella pystyy helpommin kommunikoimaan sidosryhmien kanssa.

Kun erilaisia luonnoksia on saatu riittävästi tai luonnosteluun varattu aika on käytetty, aloitetaan eri vaihtoehtojen evaluointi. Parhaaseen tulokseen päästään, jos jatkokehitykseen voidaan valita kaikki

luonnokset, mutta usein aikataulu ja kustannuspaineet pakottavat valitsemaan yhden tai kaksi parasta luonnosta. Tämä vaihe on tehtävä hyvin huolellisesti, jotta ei menetetä hyvää ideaa, silloin käytetään termiä tiputusvirhe. Luonnosten evaluoinnissa voidaan käyttää asiakastarpeiden pohjalta tehtyä matriisia. Pienemmissä projekteissa tämä ei kuitenkaan ole mikään välttämätön työtapo. Luonnosten analysoinnissa vaihtoehtoja yritetään kokeilla mahdollisimman todentuntuisessa tilanteessa. Se voi olla mitä vain prototyypin ja yksinkertaistetun matemaattisen mallin väliä. Tässä vaiheessa tietokoneavusteinen mallinnus on hyvä apu, näin saadaan hyvin lähellä oikean tuotteen mitasuhteita oleva digitaalinen malli, tällaista mallia voidaan kutsua ikonimalliksi. (Hietikko, Tuotekehitys, 2021, s. 113-114)

Analysointimenetelmänä voidaan käyttää myös elementtimenetelmää eli FEM-laskentaa (finite element method). FEM- laskennalla voidaan mallintaa ja analysoida kappaleiden materiaaliominaisuuksia, fyysisiä ominaisuuksia ja kuormituksia. (Hietikko, Palkki: lujuuslaskennan perusteet, 2021, s. 170; Hietikko, Tuotekehitys, 2021, s. 115).

FEM-menetelmässä rakenne kuvataan hyvin pienillä osilla eli elementeillä. Elementeistä koostuu verkotus, jossa elementit yhdistyvät toisiinsa solmupisteissä. Elementtien muoto on yleensä tietokoneohjelman määräämä mutta lisäämällä niitä, tai tihentämällä tai harventamalla verkotusta voidaan niillä mallintaa lähes mikä tahansa muoto. Elementtimenetelmän perusidea on se, että kun systeemiin vaikuttaa ulkoinen kuorma sen elementit muuttavat muotoaan niin kauan että systeemi on tasapainossa. Solmupisteiden koordinaattien ja materiaalin ominaisuuksien avulla muodostetaan matriisi, joka yhdistetään kuormitukseen ja tästä saadaan kaikkien solmupisteiden siirtymä, joista taas saadaan kappaleeseen vaikuttavat jännitykset. (Hietikko, Palkki: lujuuslaskennan perusteet, 2021, s. 169–174). FEM-laskenta tehdään aina tietokoneella sen suuren laskentamäärän vuoksi ja on hyvä huomioda, että siitä saatu tulos on aina likimääräinen käyttäjän antamien reunaehtojen tarkkuuden mukaan.

Luonnosten analysoinnin jälkeen, kun on valittu paras vaihtoehto, aloitetaan detaljisuunnittelu. Siinä vaiheessa tuotteen yksityiskohtia aletaan suunnittelemaan tarkemmin ja valmistussuunnitelmaa aletaan tekemään. Tässä vaiheessa nykyaikaisessa tuotekehityksessä tehdään tarkkoja 3D-malleja ja teknisiä piirustuksia. Vähintään jokaisen osa-alueen välissä on hyvä pitää projektille ominaisia välikatselmuksia, joissa voidaan tarkastella, onko projekti etenemässä oikeaan suuntaan tai onko projektiin tullut muutoksia.

5 MÄÄRITTÄVÄT STANDARDIT

5.1 Konedirektiivi

Euroopan unionin alueella valmistettavien, EU:n alueelle markkinoille saatettavaan tai omaan käyttöön tuotavan koneen tulee olla EU:n konedirektiivin 2006/42/EY vaatimusten mukaisia (Tukes, Julkaisuaika tuntematon). Vaatimusten yhdenmukaistamisella pyritään turvaamaan turvallisuuden hyvä taso. Konedirektiivissä määrätään muun muassa koneen valmistajan velvollisuudet, koneiden suunnitteluun ja rakentamiseen liittyvät olennaiset terveys- ja turvallisuusvaatimukset, menettelyt koneen vaatimustenmukaisuuden osoittamiselle ja markkinoille saattamiselle. Konedirektiivi on käytännössä Suomessa ylin taso kansallisen lainsäädännön rinnalla, joka määrittää reunaehdot Suomessa valmistettaville koneille ja laitteille. Konedirektiivi ei vaadi standardien käyttämistä, mutta määrittää yleisemmällä tasolla muun muassa turvallisuusvaatimuksista, jotka yleensä voidaan toteuttaa soveltuva standardia käyttämällä.

Konedirektiivin mukainen koneen määritelmä on seuraava; ”koneella tarkoitetaan tiiviisti ilmaistuna toisiinsa liitettyjen osien tai komponenttien yhdistelmää, jossa on tai joka on tarkoitettu varustettavaksi muulla kuin välittömällä ihmis- tai eläinvoimalla toimivalla voimansiirtojärjestelmällä. Koneessa ainakin yksi osa tai komponentti on liikkuva. Kone on kokoonpantu erityistä toimintoa varten.” (Tukes, Julkaisuaika tuntematon) Tämän lisäksi koneiksi luetaan myös käsikäyttöiset nostamiseen käytettävät laitteet esimerkiksi tunkit ja vinssit. Myös tuoteryhmät kuten turvakomponentit, nostoapuvälineet, nostoketjut, -köydet ja -vyöt sekä nivelakselit. (Tukes, Julkaisuaika tuntematon)

Konedirektiivin mukaan koneenvalmistajan on suoritettava riskinarviointi, jotta koneeseen sovellettavat terveys- ja turvallisuusvaatimukset voidaan määrittää ja sen jälkeen kone voidaan suunnitella ja rakentaa ottaen huomioon riskit. Riskinarvioinnissa on mm. huomioitava koneen mahdollisesti aiheuttamat vaarat ja vaaratilanteet sekä poistettava tai pienennettävä vaaroihin liittyviä riskejä. Konedirektiivin kohdan 1.1.2 Turvallistamisen periaatteet a) mukaan ”Kone on suunniteltava ja rakennettava niin, että se soveltuu tarkoitukseensa ja sitä voidaan käyttää, säätää ja huoltaa henkilöitä vaarantamatta silloin, kun nämä toimet tehdään tarkoitetulla tavalla, mutta ottaen huomioon myös sen kohtuudella ennakoitavissa oleva väärinkäyttö.” (Asetus koneiden turvallisuudesta 1.1.2). Seuraavaksi esitellään muutamia standardeja, jotka määrittävät tarkemmin putoamissuojaimien ja koneen rakenteisiin liittyviä ominaisuuksia.

5.2 EN-795 putoamissuojaimet kiinnityslaitteet

Standardi EN-795 on täydentävä standardi muiden eurooppalaisten standardien rinnalle. Standardi koskee kiinnityslaitteita, jotka ovat suunniteltu standardin EN-363 mukaisten putoamissuojainten kiinnittämiseen. Standardi perustuu ajatukseen, että kiinnityslaitteet on suunniteltu kestäämään suurin mahdollinen henkilön ja hänen työvälaineidensä aiheuttama dynaaminen voima, pudotessa korkealta. Ja se antaa suoritusasteen vähimmäisvaatimukset uusille, markkinoille saatettaville tuotteille. Standardin staattisen voiman laskut perustuvat turvakertoimelle kaksi. Standardissa käsitellään vain kiinnityslaitteet, jotka ovat tarkoitettu yhden henkilön käytettäväksi. (SFS EN-795, 2015, s. 10)

Standardissa käydään läpi yksityiskohtaiset testausmenetelmät usealle erilaiselle kiinnitysvaihtoehdoille. Standardin (SFS EN-795, 2015, s. 10) mukaan kaikille käytettävissä oleville pääkokoonpanoille käytetään staattisia ja dynaamisia kuormia, jotta voidaan varmistaa kiinnityslaitteen turvallisuus myös ennakoitavissa olevissa väärinkäyttötilanteissa. Standardin (SFS EN-795, 2015, s. 32) mukaan Staattisissa ja dynaamisissa testeissä kiinnityslaitteille sallitaan taipuminen, muodonmuutos ja venyminen.

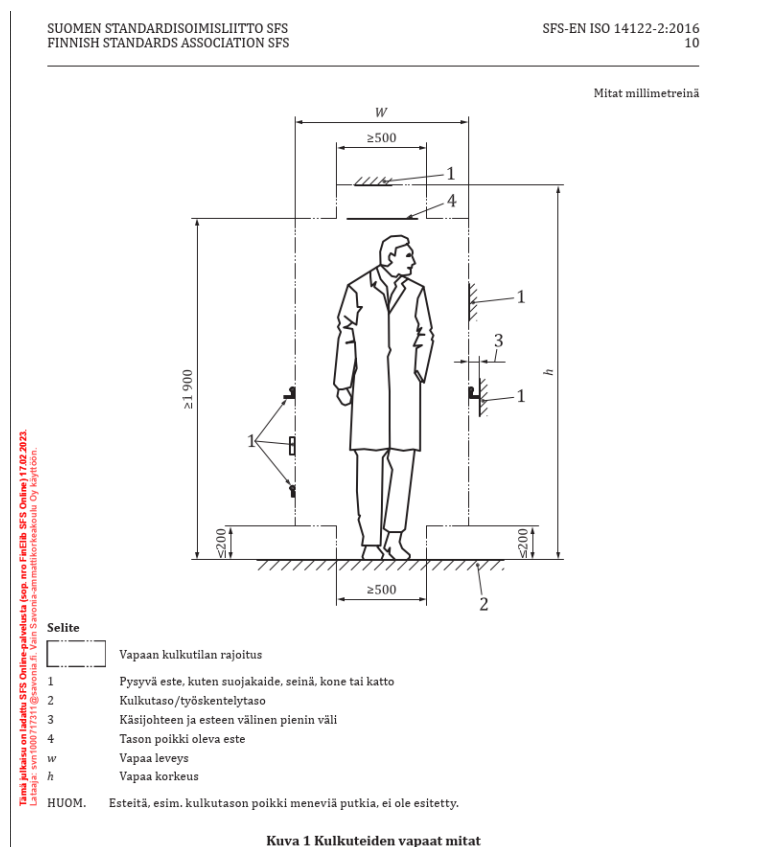
Standardin mukaisia kiinnityslaitteita testataan mm. deformaatio testillä, jossa kiinnityslaitteen tulee kestää kiinnityspisteeseen kohdistettava staattinen 0,7 +0,1 kN testauskuorma 1 +0,25 minuutin ajaksi ja staattisenvoiman testillä, jossa kiinnityslaitteeseen kohdistetaan 3+0,25 min ajaksi 12kN staattinen voima. (SFS EN-795, 2015, s. 56) Testauskokoonpanossa tulee huomioida muun muassa seuraavia asioita, kuten (SFS EN-795, 2015 s.48) kohdassa 5.5.1.2 sanotaan.

- a) Käytössä olevat kuormitus suunnat (esim. seinään kattoon tai maahan kiinnitetty väli- ja päätykiinnitykset)
- b) Jänneväli
- c) Nurkat (sisä- ja ulkokulmat, maksimipoikkeama)
- d) Komponenttien tyyppi ja yhdistelmät, esim., energian vaimentajat, päätteet, välikiinnitys, liikkuvat kiinnityspisteet, taipuisat johteet.

Lisäksi standardin mukaan valmistettavien kiinnityslaitteen merkintöjen on noudatettava standardia EN-365 ja lisäksi niissä on kerrottava, että laitteet ovat vain yhden henkilön käyttöön. Standardissa määritetään myös dynaaminen testi, jossa rakenteeseen kohdistetaan 9 kN pysäytysvoima pudottamalla 100 kg painoinen testauspaino liitettynä kiinnilaitteeseen. (SFS EN-795, 2015, s. 32) Keskustellessani työntilaaajan kanssa, tulimme siihen tulokseen, että dynaamista testiä ei tarvitse huomioida vielä tässä vaiheessa tuotteen suunnittelua.

5.3 SFS 14122-2

Standardi SFS 14122-2 määrittää vaatimukset koneiden kiinteille, käsin käytettäville tai liikuteltaville kulkutasoille. Kiinnitysjärjestelmää suunnitellessa standardista on huomioitava sen asettamat rajoitukset kulkutasojen ympärille jäävälle vähimmäistilalle. Suurimpina huomioina on standardin asettama vähimmäisvapaakorkeus h kuvassa 6, jonka on oltava vähintään 2100 mm mutta jos kulkutason yläpuolella on jokin kiinteä este, vapaata korkeutta voidaan laskea 1900 mm hetkellisesti käyttäen, pehmustetta ja varoituskilpiä. Pienin sallittu vapaaleveys on 600mm, jota voidaan tarvittaessa pienentää lyhyeltä matkalta (alle 2000 mm) 500mm:iin. (SFS 14122-2, 2016, s. 9)



Kuva 6. Kulkutason minimi mitat. (SFS 14122-2, 2016, s. 10)

5.4 SFS-EN 1993 Teräsrakenteiden suunnittelu

SFS-EN 1993 Teräsrakenteiden suunnittelu -standardikokoelma eli Eurokoodit ovat kokoelma kantavien rakenteiden suunnittelua koskevia eurooppalaisia standardeja. Eurokoodisarjassa on 58 osaa ja ne sisältävät varmuuden määrittämisperiaatteet erilaisille kuormille sekä omat yksityiskohtaiset ohjeet erilaisille rakennusmateriaaleille. Eurokoodi standardin soveltaminen eri maissa vaatii kuhunkin maahan oman kansallisen liitteen. Suomessa näiden kansallisten liitteiden laatimisesta vastaa talonrakentamisen osalta Ympäristöministeriö ja siltojen sekä liikennealueiden osalta Liikennevirasto. Eurokoodeissa määritellään rakenteiden suunnittelu periaatteista yksityiskohtiin. Suomessa Eurokoodia käytetään yleisesti erilaisten teräsrakenteiden suunnitteluun. (Eurokoodit tarkoitus: Eurokoodit, Julkaisuaika tuntematon)

Tässä opinnäytetyössä on käytetty erityisesti Eurokoodi 3:n osaa 1–8. Siinä määritetään erilaisten ruuvi-, niitti- ja hitsausliitoksien suunnitteluvaatimukset staattisesti kuormitetuissa rakenteissa teräksille S235, S275, S355 ja S460. Tämän työn ruuviliitoksien laskenta on tehty Eurokoodi 3:n mukaisesti.

6 KIINNITYSJÄRJESTELMÄN SUUNNITTELU

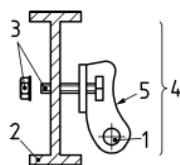
6.1 Alkutilanne

Kuten aiemmin mainittu nykyaikainen tuotekehitysprosessi on laaja-alaista ja siinä on monta ulottuvuutta. Tämä tuotekehitysprojekti on osa yleistä innovointitoimintaa, joka koskee koko sahalinjaa. Projekti on osittain paranteluprosessi koska tässä parannellaan olemassa olevaa tuotetta, erottelukuljetinta, toisaalta tämä on myös osittain räätälöinti prosessi koska kyseessä on yhden osan kerta-luontoinen toteutus, jota mahdollisesti parannellaan myöhemmin.

Kiinnityslaitteen suunnittelun aloitin tutkimalla Ek2+ erottelukuljettimen Vertex G4 3D-mallia sekä rakenteilla olevaa EK2 kuljetinta. Heti alussa huomasin, että kuljettimen ympäristö on hyvin ahdas ja siinä on paljon huomioitavia asioita. Suurimpina rajoittavina tekijöinä oli maksimikorkeus, 4,1 m kuljetuksen aikana, sekä erottelukuljettimen muut toimilaitteet kuten hydraulilinjat, moottorit sekä kulutasot. Myös tarvittavien komponenttien ja materiaalien yleisyyttä ympäri maailman oli huomioitava koska Veisto Oy:n laitteista suurin osa sijaitsee Suomen ulkopuolella. Heti alussa kollegojen ohjeistuksella totesin, että paras ratkaisu on sellainen, jossa turvavaljaiden kiinnityspiste saadaan mahdollisimman suoraan työskentely alueen yläpuolelle, jolloin kiinnityspisteen ja henkilön välinen kulma on mahdollisimman pieni, näin putoamissuojaimet toimivat paremmin. Kun lähtötilanne oli selvillä, etsin standardeja ja määräyksiä, jotka liittyvät aiheeseen. Lisäksi tutustuin, millaisia putoamissuojausjärjestelmiä on saatavilla ja mitä rajoituksia ne asettavat. Löysin standardin En-795, jossa esitellään erilaisia kiinnitysratkaisuja putoamissuojaimille.

Standardissa on viisi erilaista vaihtoehtoa. Tyypin A kiinnityslaitte (kuva 7), joka on yksinkertainen vaihtoehto. Siinä elementti tulee kiinni rakenteeseen kiinnityselementillä, eli jonkin tyyppisellä ruuvi-kiinnityksellä. Tyypin B kiinnitys (kuva 8) tulee rakenteeseen jonkinlaisella kiinnityslaitteella, kuten kolmijalalla, köydellä tai ovikiinnikkeellä. Tyypin C ja D kiinnikkeet (kuvat 9 ja 10) ovat hyvin samankaltaiset. Ne koostuvat useammasta osasta ja niissä on liikkuva kiinnityspiste. Erona on se, että tyypin C kiinnikkeessä johde on joustava ja tyypin D kiinnikkeessä johde on kiinteä. Tyypin E (kuva 11) kiinnityslaitteen kiinnityspiste tulee rakenteeseen kiinni lisämangan avulla, joka pitää kiinnityspisteen paikallaan.

Näistä vaihtoehdoista aloin tutkimaan, mikä olisi sopivin ratkaisu sahalinjaan. Heti alussa kiinnitystyyppit voitiin rajata vaihtoehtoihin A, C ja D. Koska ne olivat selkeästi toimivimmat ratkaisut koneeseen käytettäväksi koska sahalinjaan ei pysty asentamaan kolmijalkoja tai ovikiinnikkeitä. Myös lisämangan avulla seisova kiinnitystyyppi jätettiin pois. Sitä kuitenkin tutkittiin aluksi mutta muun muassa ulottuvuuden ja kohteiden vaihtelevien lattiapistojen sekä tilan puutteen vuoksi vaihtoehdosta luovuttiin. Samalla tutustuin millaisia muita vaatimuksia standardi asettaa kiinnityslaitteille.

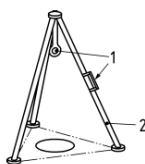
**Selite**

- 1 Kiinnityspiste
- 2 Rakenne
- 3 Kiinnityselementti
- 4 Kiinnityslaite
- 5 Elementti

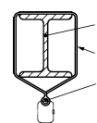
Kuva 4 Esimerkki tyypin A kiinnityslaitteesta kiinnityselementillä

Kuva 7. SFS EN-795 standardin mukainen tyypin A kiinnityslaite. (SFS EN-795, 2015 s. 20)

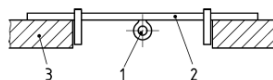
Tämä julkaisu on laadittu SFS Online-palvelussa (osoite: SFS Online) 07.02.2024.
Lataus: svt100077211@svt.fi, Vain laillisilla ammattilaiskäsillä Oyj-käyttäjällä.



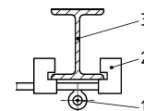
Kuva 5a Kolmijalka



Kuva 5b Lenkki



Kuva 5c Ovikiinnitys



Kuva 5d Palkkiikiinnitys

Selite

- 1 Kiinnityspiste
- 2 Kiinnityslaite
- 3 Rakenne

Kuva 5 Esimerkkejä tyypin B kiinnityslaitteista

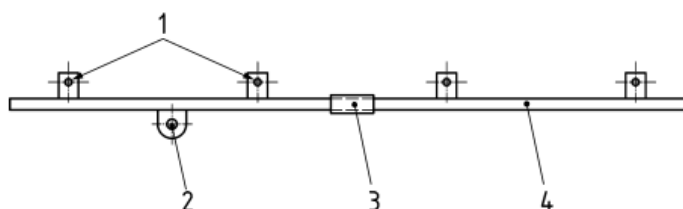
Kuva 8. SFS EN-795 standardin mukainen tyypin B kiinnityslaite. (SFS EN-795, 2015 s.20)

**Selite**

- 1 Päätykiinnitys
- 2 Välikiinnitys
- 3 Liikkuva kiinnityspiste
- 4 Taipuisa johde

Kuva 6 Esimerkki tyypin C kiinnityslaitteesta

Kuva 9. SFS EN-795 standardin mukainen tyypin C kiinnityslaite. (SFS EN-795, 2015 s.22)

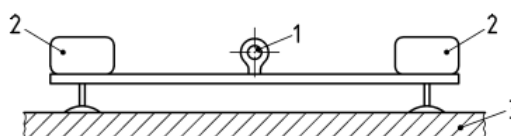


Selite

- 1 Pääty- tai välikiinnitys
- 2 Liikkuva kiinnityspiste
- 3 Kiinteä johdeliitin
- 4 Kiinteä johde

Kuva 7 Esimerkki tyypin D kiinnityslaitteesta

Kuva 10. SFS EN-795 standardin mukainen tyypin D kiinnityslaite. (SFS EN-795, 2015 s.22)



Selite

- 1 Kiinnityspiste
- 2 Massa
- 3 Rakenne

Kuva 8 Esimerkki tyypin E kiinnityslaitteesta

Kuva 11. SFS EN-795 standardin mukainen tyypin E kiinnityslaite. (SFS EN-795, 2015 s.22)

Kun olin hieman päässyt tutustumaan aiheeseen ja erottolukuljettimiin pidimme palaverin työn ohjaajan kanssa, jossa mietimme erilaisia vaihtoehtoja kiinnitysratkaisuille ja keräsin lisää tietoa aiheesta. Seuraavaksi tuli tutkia mahdollisia kiinnityspisteiden sijaintia kuljettimessa. Haasteena kiinnityspisteiden sijainnin määrittämisessä oli se, että laitteet joihin kiinnityslaitteet tulisivat ovat jo valmiita tai tuotannossa, joten suuria muutoksia laitteisiin ei pystyisi tekemään vaan, lisärakenteiden kiinnitys olisi sovitettava olemassa oleviin rakenteisiin. Kiinnitystapaa valittaessa tuli myös huomioida mahdollisuus käyttää samaa kiinnitystä muissa vastaavissa kuljettimissa, joissa voi kuitenkin olla pieniä eroja, joten samalla oli myös selvítettävä mitä mahdollisista kiinnityspisteistä löytyisi myös muista kuljettimista. Kuljettimen kiinnitysmahdollisuuksista ainoiksi muodostui kuljettimen 250x150 mm runkopalkit molemmin puolin, sekä 2 kappaletta 30 mm nostolevyjä kuljettimen keskialueella.

Tässä vaiheessa tuli huomioida myös standardin SFS EN-14122-2 asettamat vaatimukset huoltotasojen ympärillä olevasta vapaasta tilasta. Standardin mukaan vapaan korkeuden tulee olla vähintään 2100 mm ja rakenne tulisi olemaan todennäköisesti jonkinlaisten tolppien varassa koska kuljettimen päällä ei ole rakenteita, joihin kiinnityspisteet voitaisiin asentaa. Lisäksi kuljettimen päällä katossa on useassa kohteessa siltanosturi, jonka eteen rakenteet eivät saa tulla. Seuraavaksi tein yksinkertais-

tettuja laskuja tolppiin kohdistuvista voimista, jotta saan selville kuinka suuren tilan tolpat ja mahdolliset tukirakenteet vaativat. Laskennan lähtökohtana tässä tapauksessa käytin 12 kN voimaa kaikkiin mahdollisiin käyttösuuntiin. 12 kN valikoitui voimaksi koska se on standardin EN- 795 mukainen staattisen testauksen kuorma kaikille edellä mainituille kiinnityspistevaihtoehdoille.

Kun oli määritetty alustavasti kokonaisvoima, joka rakenteen on kestävä, aloitin valitsemaan sopivia tolppia. Vaihtoehtoina oli erilaiset pyöreät, neliö ja suorakaide putket. Tässä vaiheessa valinta kohdistui neliö eli RHS-palkkiin koska mitoituksessa tulee huomioida voiman vaikutus joka suunnasta, joten valitsin symmetrisen profiilin laskentaa helpottaakseni ja neliöpalkki on mahdollisesti helpompi hitsata tai liittää muuten muihin tarvittaviin osiin, se myös sopii ulkonäöllisesti erottelukuljettimen muuhun rakenteeseen. Seuraavaksi aloitin selvittämään, mikä on pienin mahdollinen palkki, joka kestää tarvittavan 12 kN voiman X-, Y- ja Z-suunnasta palkin päästä suurimmalla etäisyydellä.

Palkista tulee tarkastella taivutusjännitystä X ja Y-suunnassa. Palkin pituudeksi valitsin laskentaan 2500 mm koska arvioin sen olevan lähellä mahdollista maksimikorkeutta, joka tolpalle tulee koska rakenteen matalimpien kohtien tulee olla 2100 mm korkeudessa pinnasta, jolla liikutaan, standardin SFS 14122-2 mukaisesti.

Kun palkin päähän kohdistetaan 12 kN voima kohtisuorassa palkkia vasten se aiheuttaa palkkiin taivutusta, joka aiheuttaa palkin toisella sivulla puristusjännitystä ja toisella vetojännitystä.

Palkin taivutusjännitys laskettiin kaavalla:

$$\sigma = \frac{M_B}{W_y}, \quad 1$$

jossa σ on taivutusjännitys, M_B on vääntömomentti ja W_y on taivutusvastus.

Suurimpana taivutusjännityksen arvona käytin tavallisen rakenneteräksen myötörajaa 355 MPa. Näin sain pienimmän vääntövastuksen, joka palkilla tulee olla kaavalla:

$$355 \text{ MPa} = \frac{2500 \text{ mm} * 12000 \text{ N}}{W_y} \rightarrow W_y = 84507 \text{ mm}^3 \quad 2$$

Materiaalin ominaisuuksille lähteenä käytin Ruukin rakenneputket käsikirjan taulukkoa. (Rautaruukki oy, 2012, s. 537)

Pienin palkki, jonka plastinen taivutusvastus on vähintään 84,5 mm³ on 120x120x5mm.

Taivutusjännitys valitulle palkille:

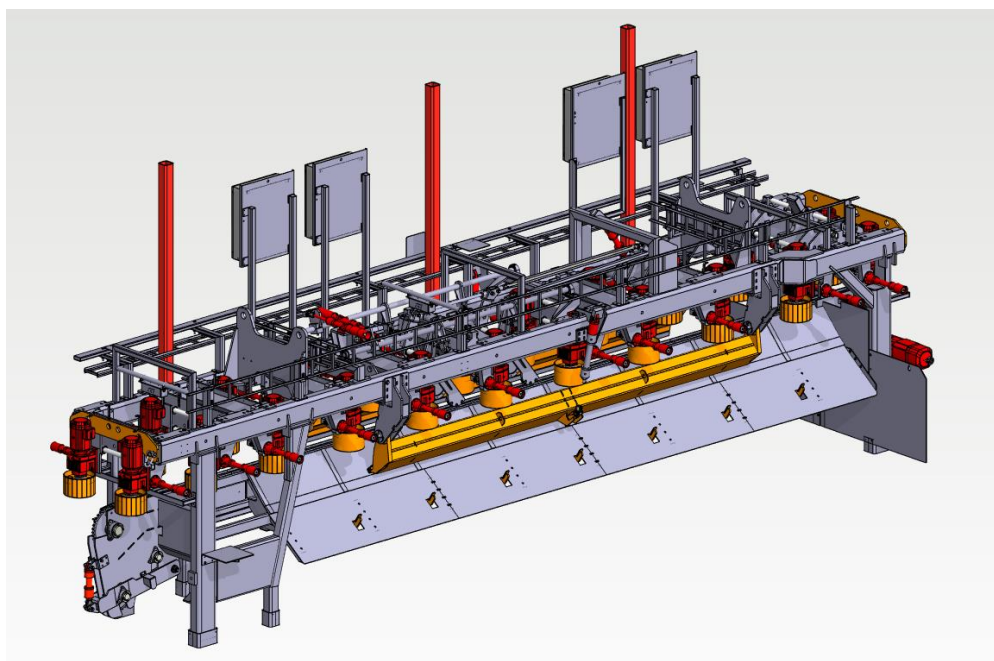
$$\frac{2500 \text{ mm} * 12000 \text{ N}}{95,45 * 10^3 \text{ mm}^3} = 314 \text{ MPa} \quad 3$$

6.2 Luonnosteluvaihe

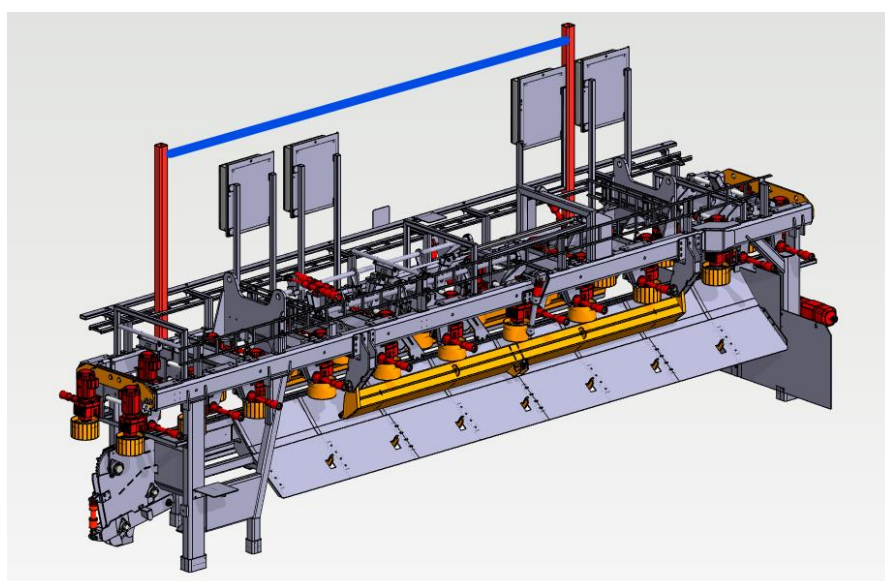
Nyt kun lähtötiedot olivat selvillä, pääsin suunnittelemaan tarkempaa sijaintia ja kiinnitystä palkille eli tuotekehitysprosessin luonnosteluvaiheeseen. Tarkoituksena olisi saada ainakin yksi kiinnityspis-

teet mahdollisimman lähelle koneen huoltotasolle tulevia portaita, jolloin turvalinja voi kiinnittämään välittömästi huoltotasolle tullessa. Myös tolpan minimi koko 120x120 mm asetti rajoitteita kiinnityspisteen valitsemiselle ahtaan tilan vuoksi.

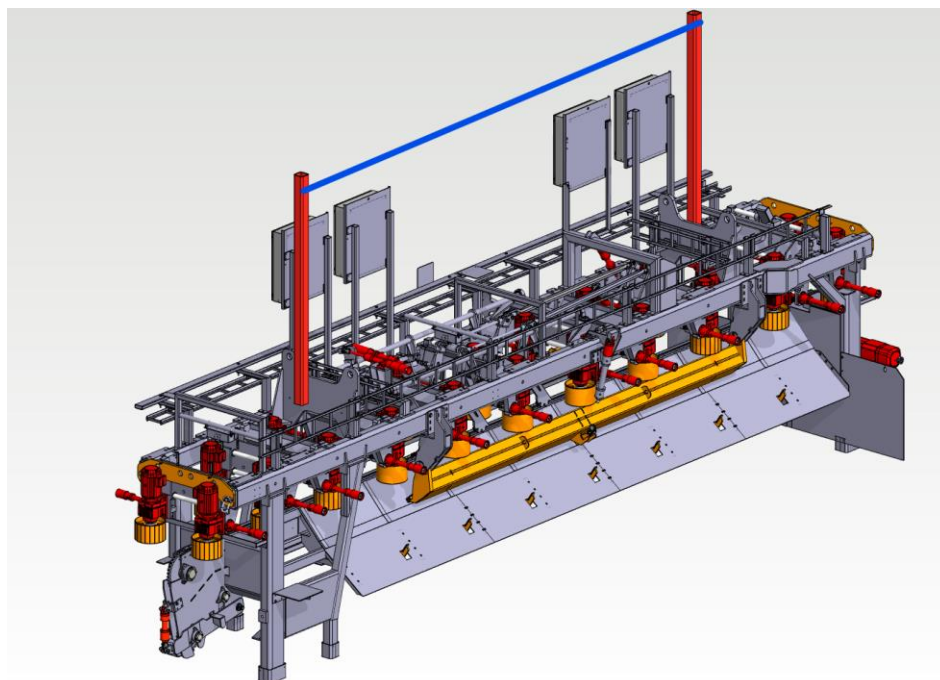
Ensimmäinen vaihtoehto oli standardin EN-795 kiinnityslaite tyyppin A mukainen eli kiinteä kiinnityspiste tehtäisiin sijoittamalla useampi palkki pitkin koneenrunkoa, kuten kuvassa 12. Toinen vaihtoehto tyyppin C kiinnityslaite, oli kiinnittää palkit molempiin päihin kuljetinta ja asentaa vaijeri niiden väliin, jolloin voidaan käyttää liikkuvaa kiinnityspistettä, Kuva 13. Kolmasvaihtoehto oli kiinnittää palkit nostolevyihin noin ¼ osa koneen päistä keskelle ja mahdollisesti niiden välille asentaa vaijeri, Kuva 14. Tyyppin C kiinnityslaite tämäkin.



Kuva 12. Luonnos kiinnityslaite tyyppin A mukaisesta kiinnitysjärjestelmästä erottelukuljettimessa (Tiihonen 2023, CC BY).



Kuva 13. Luonnos kiinnityslaite tyyppin A mukaisesta kiinnitysjärjestelmästä erottelukuljettimessa (Tiihonen 2023, CC BY).



Kuva 14. Luonnos kiinnityslaite tyyppin A mukaisesta kiinnitysjärjestelmästä erottelukuljettimessa (Tiihonen 2023, CC BY).

Kun luonnosteluvaihe oli saatu päätökseen ja vaihtoehtoja oli saatu rajattua kolmeen erilaiseen, aloitin niiden vertailun. Asioita, joita tuli huomioida olivat asennettavuus, kiinnityspisteiden irrotusmahdollisuus, käytettävyys ja konetta koskevien standardien määrittämät ehdot. Samalla myös tutustuin paremmin standardiin EN-795 ja selvitin putoamissuojaimiin liittyviä yksityiskohtia asiantuntijoilta. Putoamissuojaimina, jotka kiinnitetään kiinnityspisteeseen, käytettäisiin 5 m kelautuvaa turvatarrainta ja turvavaljaita. Wurth Oy:n asiantuntijan Juhani Jussila mukaan kiinnityspisteen ja turvavaljaiden välinen suurin kulma tulee tarkistaa aina käytettävän kelautuvantarraimen valmistajalta koska tarraim ei toimi oikein, jos kulma kasvaa liian suureksi ja näin aiheuttaa vaaran käyttäjälle. Tässä työssä suurimpana hyväksyttävänä kulmana käytettiin 45 astetta. Lisäksi tolppaan kiinnitettäväksi valittiin käytettäväksi ABS lock ST-III kiinnityslenkkiä, (kuva 15) joko kelautuvan tarraimen tai vaijerin kiinnittämiseen tolpparakenteeseen.



Kuva 15. Kiinnityslenkki. (ABS-Lock III-ST: Absturzsicherung mit system, Julkaisuaika tuntematon)

Ensimmäinen vaihtoehto, yksittäiset tolpat karsittiin melkein heti pois vaikean käytettävyyden vuoksi koska sitä käyttäessä joutuisi vaihtamaan kiinnityspistettä, jos haluaisi liikkua koneen päästä päähän. Tämän mallin ongelmana on myös mahdollinen turvalajaiden köyden kiertyminen tolpan ympärille työskennellessä sekä turvalajaiden ja kiinnityspisteen välisen kulman suuruus mentäessä tolpiasta kauimmaiseen reunaan kuljettimen päällä.

Toista ja kolmatta vaihtoehtoa, jossa käytettäisiin kulkijaa ja vaijeria tolppien varassa selvitin enemmän. Tässäkin asiassa sain lisätietoa Juhani Jussilalta. Vaijerin suurin vapaapituus tulisi olla alle 7 m, jotta vältetään vaijerin roikkumiselta ja jotta vaijeri saadaan riittävän tiukalle, turvatarraimen toiminnan varmistamiseksi. Jos käytetään yli 7 m vaijeria on hyvä myös huomioida mahdollisista lämpötilanmuutoksista johtuvat lämpölaajeneminen. Vaijerin pituutta voidaan kasvattaa 10 m asti käyttämällä välikannaketta, kuitenkin niin, ettei vapaa pituus ylitä 7 metriä. Lisäksi vaijerin ja kiinnityspisteen, ABS-Lock III-ST, välille tulee kiritysvara ja nykäyksenvaimennin, joka suojaavat käyttäjää ja rakennetta nopeilta iskuilta putoamistilanteessa.

Kun olin saanut jonkinlaisen hahmotelman aikaan aloin suunnitella erilaisia kiinnitysratkaisuja. Koska tolppien ei haluttu ylittävän nykyistä sahalinjan maksimikorkeutta 5,6 m ja ne tuli saada irti kuljetuksen ajaksi, päädyin ruuviliitokseen irrotuksen mahdollistamiseksi tarvittaessa.

Kiinnitysratkaisun tarkempaan suunnitteluun lähdin liikkeelle mallintamalla alustavasti käytettävän 120x120x5 mm palkin. Sen lisäksi mallinsin yksinkertaisen kiinnityslevyn, joka tulee ruuviliitoksella kiinni kuljettimen runkopalkkiin. Ruuvien suuntaa antavan koon valitsin laskemalla yksinkertaistetusti niihin vaikuttavan voiman. Oletin että Palkin päähän 2500 mm etäisyydellä palkin alareunasta kohdistetaan 12 kN voima ruuveja kohtisuoraan sekä niiden suuntaisesti.

Voiman aiheuttama momentti

$$M = 12 \text{ kN} * 2500 \text{ mm} = 30 \text{ kNmm}$$

4

Voimaa lähimpien ruuvien kohdalle tuleva vetojännitystä aiheuttava voima F saadaan kaavalla

$$F = \frac{M}{h} = x \text{ kN}, \quad 5$$

jossa F on voima, M on vaikuttava momentti ja h on ruuvin etäisyys palkin päästä.

$$F = \frac{30 \text{ kNmm}}{275 \text{ mm}} = 113 \text{ kN} \quad 6$$

Voima F kauimmaisten ruuvein kohdalla saadaan kaavalla

$$F = \frac{12 \text{ kN}}{455 \text{ mm}} = 68 \text{ kN} \quad 7$$

Kun voima F on toiseen suuntaan, suurin voima on

$$F = \frac{30 \text{ kNmm}}{220 \text{ mm}} = 142 \text{ kN} \quad 8$$

Tarvittavien ruuvien koon sain laskettua Eurokoodi 3:n vetokestävyyskaavalla:

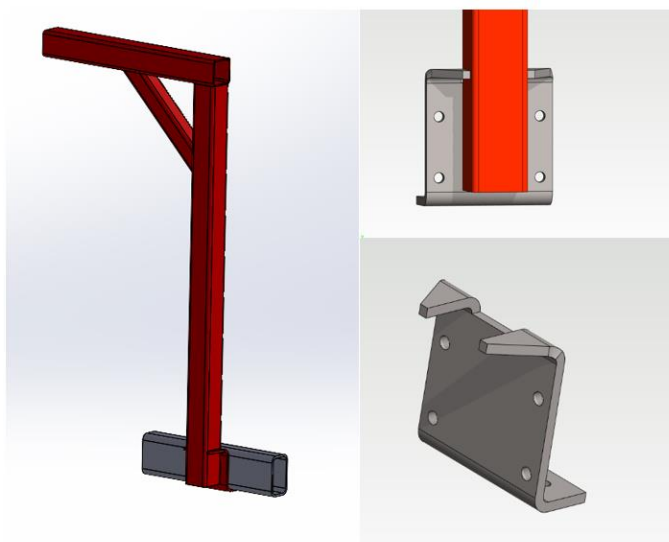
$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 * f_{ub} * A_s}{\gamma_{M2}}$$

jossa, k_2 on arvo 0,9, f_{ub} on materiaalin murtolujuus, A_s on ruuvin jännityspoikkipinta-ala ja γ_{M2} osavarmuusluku,

Tästä sain, että 2 KPL M18 ruuveja kestää noin 148 kN, näin sain lähtökohdan ruuvien koon arvioinnille, joten otin M18 ruuvit lähtökohdaksi koska rakenne olisi todennäköisesti sellainen, että ruuvien kokoa ja määrää pystyy helposti muuttamaan tarpeen vaatiessa.

6.3 Kiinnityslevyn suunnittelu

Tolpan kiinnityksen luonnosteluvaiheessa syntyi muutamia erilaisia vaihtoehtoja. Ensimmäinen versio oli vain yksinkertainen 15 mm kiinnityslevy, joka hitsataan kiinni palkkiin ja yhdistetään runkopalkkiin ruuviliitoksella, jossa on 4 kpl M18 ruuvia. Pystypalkin päähän lisäsin vaakaan toisen 1000 mm vaakapalkin, jotta saan lisää pituutta liikkumisalueeseen. Kun kokeilin tätä ratkaisua Ansys Workbench lujuslaskentaohjelmassa huomasin äkkiä, että rakenne tarvitsee huomattavasti enemmän tukirakenteita niin kiinnityslevyyn, kuin palkkien väliseen kulmaan (liite 1). Seuraavaan versioon lisäsin 90 asteen taivutuksen levyn yläreunaan ja alareunaan, kuten kuvassa 16 on esitelty, jotta palkin voi tukea levyyn paremmin ja hitsaukset ei kuormitu leikkauksesta niin paljoa. Tällä tavalla sain lisättyä ruuvit myös alapuolelle runkopalkkia kohtisuoraan tulevan voiman aiheuttamaa vetojännitystä kantamaan.



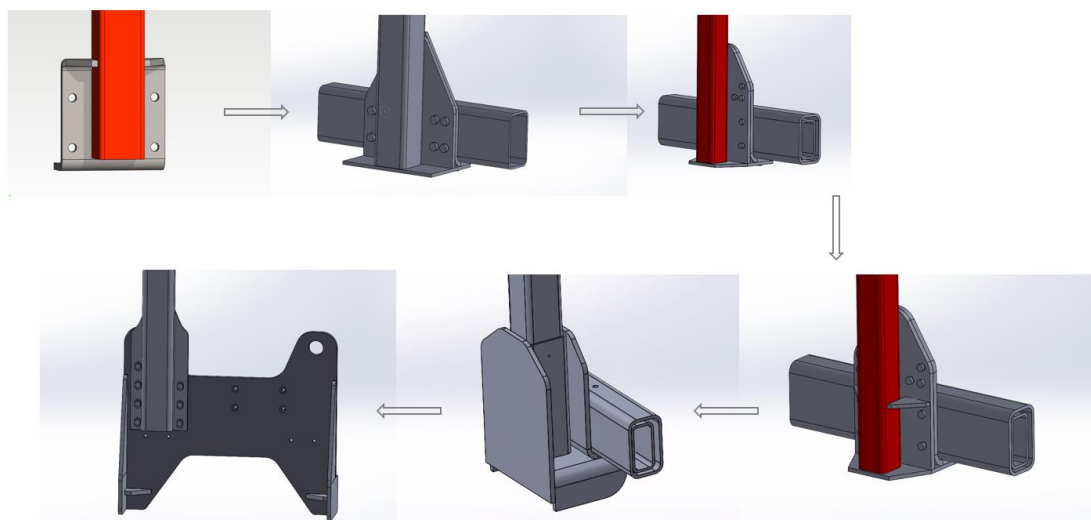
Kuva 16. Vertex G4 3D-malli ensimmäisestä versiosta (Tiihonen 2023, CC BY)

6.4 Kiinnityslevyn toinen versio

Kun olin tarkastellut ensimmäistä versiota lujuslaskentaohjelmassa päätin tehdä kokonaan toisenlaisen version. Tässä lisäsin runkopalkkiin kiinni hitsattavan 15 mm lisälevyn, jotta kierteen pituus saadaan varmasti vähimmäisvaatimus 1 x nimellishalkaisija (Blom Seppo, 1999, s. 54) koska palkki oli vain 10 mm+8 mm ja käytin M18 ruuveja. Lisäksi halusin päästä eroon taivutuksista koska jokainen taivutus lisää aina kappaleen mittaepätarkkuutta, joten lisäsin palkin alapuolelle tukilevyn, joka hitsataan kiinnityslevyyn ja samalla lisäsin reilusti ruuvien lukumäärää.

Tässäkin mallissa jännitykset kasvoivat reilusti myötörajalle, joten päädyin lisäämään tukia. Tein sen lisäämällä 10 mm kolmiopalat palkin molemmille puolille vaakaan. Samalla keksin myös kokeilla onnistuisiko ratkaisu, jossa runkopalkissa olisi kiinnihitsattuna kiinnitys, johon pystytolppa voitaisiin helposti nostaa, kun sitä tarvitaan. Sen seurauksena suunnittelin kolmannen version, joka koostuu aiempien versioiden kiinnityslevystä sekä putkipalkista, jonka sisään pystytolppa asetettaisiin. Toisen

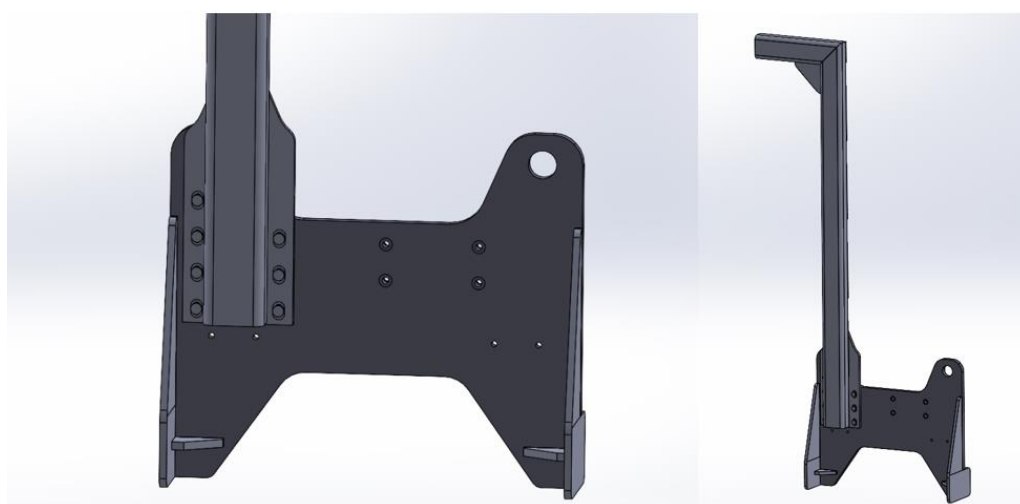
ja kolmannen version ongelmaksi alkoi muodostua osien ja hitsaamisen suuri määrä. Myös niiden ulkonäkö oli vaikea saada viimeistellyksi. Kuvassa 17 on esitelty eri versioiden kehitystä.



Kuva 17. Suunnitellun tuotteen kehitys projektin aikana (Tiihonen 2023, CC BY)

6.5 Viimeinen versio

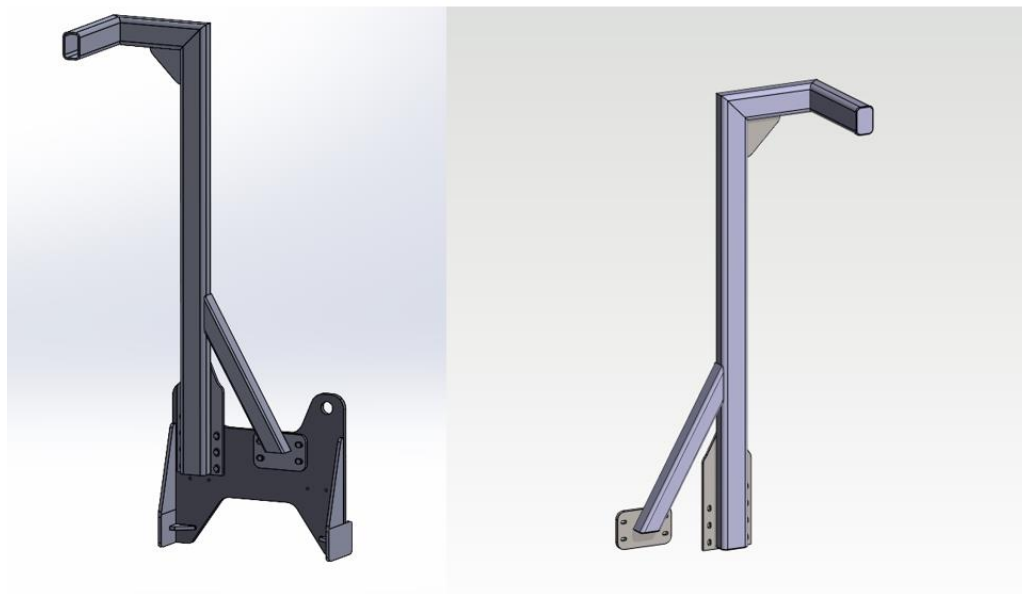
Edellä mainituista syistä vaihdoin suuntaa kokonaan ja siirryin viimeiseen vaihtoehtoon eli nostolevyyn. Tämä osoittautuikin parhaaksi vaihtoehdoksi kaikin puolin. Käyttämällä nostolevyä kiinnityspisteinä ei tarvitse tehdä kierteitä runkopalkkiin, eikä siirtää hydrauliputkia. Kiinnityslevyssä on myös suuri yhtenäinen pinta, jota voi käyttää antamaan lisää tukea. Ensimmäinen versio oli yksinkertainen levy, joka oli kiinni 7KPL M16 ruuvilla. Tässä mallissa myös tarvitaan pystypalkin päähän poikkipalkki, jotta vaijerin kiinnityspiste saadaan riittävän lähelle huoltotasoa. Kuvassa 18 on esitelty tätä mallia.



Kuva 18. Viimeisimmän version ensimmäinen 3D-malli (Tiihonen 2023, CC BY)

Ansys workbench lujuustarkastelun jälkeen huomasin että, sivuttaistukea on hyvä olla lisää, joten lisäsin 100x100x6 mm palkin 30 asteen kulmaan sivuun ja kiinnitin sen omalla 15 mm levyllä ja 6kpl

M18 ruuvia. Kun tarkastelin tätä ratkaisua FEM-ohjelmassa, huomasin, että levyihin tulee suhteellisen suuria jännityksiä, joten lisäsin sen paksuutta 5 millimetrillä. Lopulliseksi paksuudeksi tuli siis 20 mm. Kun osat alkoivat olla riittävän kestävästi kiinnitysreistä pidennetyt, jotta asennus helpottuu ja nostolevyyn porattavien reikien paikoituksen mittaepätarkkuus ei tuota ongelmia asennuksen yhteydessä. Lisäksi pystypalkin päähän tuli lisätä vaakapalkit vielä kuljettimen suuntaisesti, jotta vaijerin pituutta, ja näin liikealuetta saadaan kasvatettua.



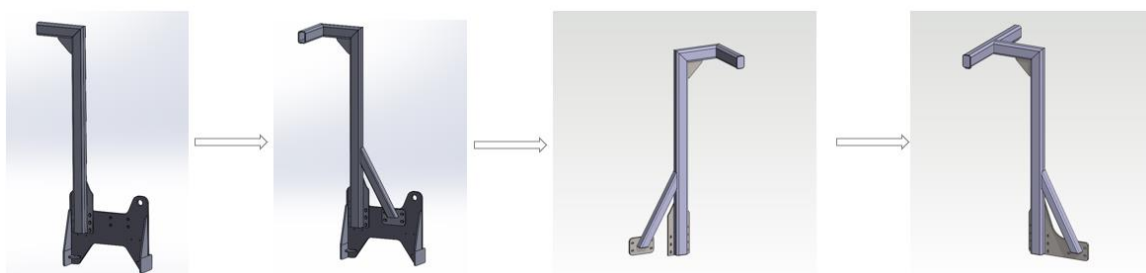
Kuva 19. Viimeisimmän version toinen kehitysversio (Tiihonen 2023, CC BY)

Lisäksi selvitin millaisia komponentteja yritys käyttää ja lähimpänä 120x120 RHS-palkkia oli 100x150x10 mm suorakaidepalkki, joten vaihdoin materiaalin siihen. Samalla totesin, että sivutuki tukee niin paljon, että palkin lujuus riittää, vaikka se on vain 100 mm paksuus suunnassa, aiemman 120 mm sijaan.

Kun perusrakenne oli valmis, pidimme välikatselmuksen ja totesimme, että lisätään erottelukuljettimen suuntainen vaakapalkki ja välikannake myös toiseen suuntaan, niin saadaan vaijerin pituus alle suositellun viiden metrin ja samalla se tekee rakenteesta tukevampaa. Lisäksi yhdistettiin kaksi kiinnityslevyä, jotta hitsaus epätarkkuudesta päästään eroon. Samalla myös asennus helpottuu koska levy on yhtenäinen ja kaikki reiät voidaan tehdä suoraan oikeaan mittaan laserleikkauksessa levyä valmistaessa. Näin myös nostolevyyn, johon kiinnityslevy tulee kiinni, voidaan tehdä reiät valmiiksi mittapiirustuksen pohjalta ja tolppa voidaan suoraan asettaa paikalleen ja pultata kiinni. Lisäksi lisäsin lisälevyt kiinnityslenkin ja välikannakkeen kiinnitysruuvien kohdalle, jotta saan kierteen pituuden hyvän suunnittelutavan mukaisesti puolitoista kertaa kierteen halkaisijan kokoiseksi. Lisäsin vielä pystytolpan pituutta 2600 millimetriin, jotta standardin SFS-14122-2 2100 mm vapaakorkeus varmasti täyttyy. Kuvassa 20 on valmis 3D-malli mallinnettuna Vertex G4 ohjelmalla. Kuvassa 21 on esitelty rakenteen suunnittelun vaiheita.



Kuva 20. Valmis tuote (Tiihonen 2023, CC BY)



Kuva 21. Lopullisen version kehitys (Tiihonen 2023, CC BY)

7 RAKENTEEN MITOITUS

7.1 Perusrakenne

Rakenteessa käytettäväksi palkiksi siis valikoitui 150 mm x 100 mm x 10 mm suorakaidepalkki. Materiaaliksi valitsin usein käytetyn rakenneteräksen S355 koska se on helposti saatava ja sen lujuusominaisuudet ovat riittävät tähän tarkoitukseen.

Taulukko 3.1: Kuumavalssattujen rakenneterästen myötörajan f_y ja vetomurtolujuuden f_u nimellisarvot

Standardi ja teräslaji	Nimellispaksuus t [mm]			
	t ≤ 40 mm		40 mm < t ≤ 80 mm	
	f_y [N/mm ²]	f_u [N/mm ²]	f_y [N/mm ²]	f_u [N/mm ²]
EN 10025-2				
S 235	235	360	215	360
S 275	275	430	255	410
S 355	355	510	335	470
S 450	440	550	410	550
EN 10025-3				
S 275 N/NL	275	390	255	370
S 355 N/NL	355	490	335	470
S 420 N/NL	420	520	390	520
S 460 N/NL	460	540	430	540
EN 10025-4				
S 275 M/ML	275	370	255	360
S 355 M/ML	355	470	335	450
S 420 M/ML	420	520	390	500
S 460 M/ML	460	540	430	530
EN 10025-5				
S 235 W	235	360	215	340
S 355 W	355	510	335	490
EN 10025-6				
S 460 Q/QL/QL1	460	570	440	550

Kuva 22. Eurokoodin mukaiset materiaalin ominaisuudet (EN1993-1-1: Eurocode 3: Yleiset säännöt ja rakennuksia koskevat säännöt, 2005)

Lasketaan taivutusjännitys uudestaan. Ensiksi lasketaan vaikuttava taivuttava momentti vapaalle pituudelle.

$$M = 12 \text{ kN} * 2600 \text{ mm} = 31200 \text{ kNmm} \quad 9$$

Taivutusvastus W_y on saatu Rautaruukin rakenneputket En 1993 kirjan taulukosta (Rautaruukki oy, 2012),

$$W_y = 154900 \text{ mm}^3 \quad 10$$

Lasketaan taivutusjännitys,

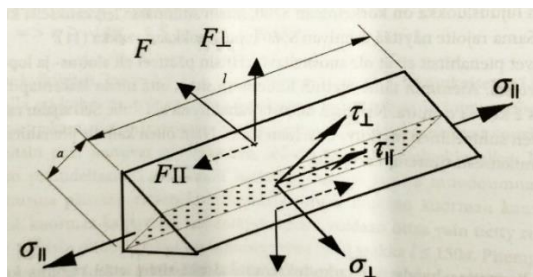
$$\sigma = \frac{31200000 \text{ Nmm}}{154900 \text{ mm}^3} = 201 \text{ MPa} < 510 \text{ MPa} \quad 11$$

Nähdään että jännitys on selkeästi alle murtorajan 510 MPa, joten perusrakenteen voidaan todeta kestävänsä koska tämän lisäksi rakenteeseen tulee vielä sivuttaistuki, joka lisää rakenteen jäykkyyttä. FEM-laskennasta saadaan tarkemmat jännitykset perusrakenteelle.

7.2 Hitsausliitos

Kuvassa 23 on numeroitu kannatinrakenteessa olevat hitsausliitokset 1–8. Kriittisiä hitsausliitoksia ovat erityisesti hitsit kahden vaakapalkin (1), vaaka- ja pystypalkin (2), pystypalkin ja kiinnityslevyn (6) ja ankkuripisteen lisälevyn ja vaakapalkin välinen liitos (7). Laskennassa käytetään standardin En-795 määräämää 12 kN staattista voimaa ankkuripisteessä.

Seuraavien hitsausliitosten pienahitsien laskennassa käytetään standardin SFS-2373 mukaista mitoitustapaa pienahitseille. Laskennassa pienahitsin muoto oletetaan tasakylkiseksi kolmioksi ja hitsin a-mittan mukainen 45 asteen leikkaustaso mitoituksessa kriittiseksi. Tässä pienahitsiin kohdistuvat voimat voidaan jakaa jännityskomponenteiksi σ_{\perp} , τ_{\parallel} ja τ_{\perp} , jotka on esitetty alla olevassa kuvassa.



Kuva 23. Hitsin jännitykset (Björk Timo, 2014, s. 172)

Jännitykset lasketaan seuraavasti:

$$\sigma_{\perp} = \frac{F_{\perp}}{\sqrt{2}a * l} \leq \frac{0,9 * f_u}{\gamma_{M2}} \quad 12$$

$$\tau_{\perp} = \frac{F_{\perp}}{\sqrt{2}a * l} \quad 13$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_{\parallel}}{a * l} \quad 14$$

Jossa, f_u on perusaineen murtolujuus, γ_{M2} on materiaalin osavarmuusluku hitseille = 1,25, a = pienahitsin a -mitta ja l = voimaa kantavan hitsin pituus. (Björk Timo, 2014, s. 172)

Näistä saadut jännitykset yhdistetään von Mises myötöhypoteesin mukaisesti vertailujännitykseksi, jota verrataan heikoimman liitettävän materiaalin murtolujuuteen. Se muutetaan β_w -kertoimen avulla hitsin murtolujuudeksi, jolle käytetään myötörajan perustuvaa mitoitusta suurempaa osavarmuuskerrointa. Hitsin mitoituskriteeriksi saadaan:

$$\sigma_{vert} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3\tau_{\perp}^2 + 3\tau_{\parallel}^2} \leq \frac{f_u}{\beta_w * \gamma_{M2}} \quad 15$$

Ja tästä saadaan johdettua kaava hitsin mitoitukseen

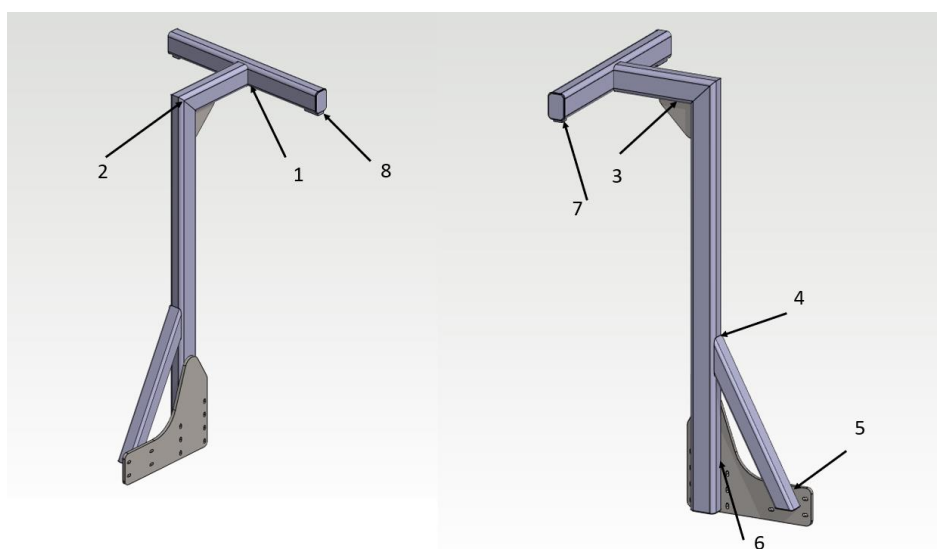
$$a = \frac{\beta_w * \gamma_{M2u}}{l * f_u} \sqrt{2F_{\perp}^2 + 3F_{\parallel}^2}$$

Taulukko 3.3-1. Rakenneteräksille käytettäviä murtolujuuksia (9, 7) ja β_w -kertoimet (5, 7)

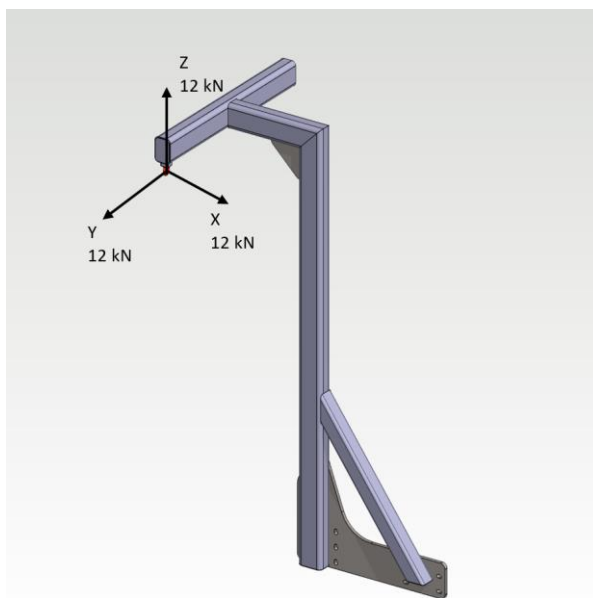
Rakenneteräksen lujuusluokka	Murtolujuus $t < 40$ mm	β_w
S 235	360	0,8
S 275	430	0,85
S 355	510	0,9
S 420	520	1,0
S 460	540	1,0
S 700	750	1,0

Kuva 24. β_w kertoimen arvoja erilujuisille teräksille. (Björk Timo, 2014)

Ensimmäisenä tarkastellaan hitsausliitosta 1, kun siihen vaikuttaa Voima $F=12$ kN X, Y ja Z-akselien suunnassa. Hitsi koostuu pystyssä olevasta pienahitsistä sekä vaaka-asennossa olevasta puoli-V-hitsistä. Vaakahitsikin lasketaan kuitenkin niin, että oletetaan sen olevan pienahitsi.

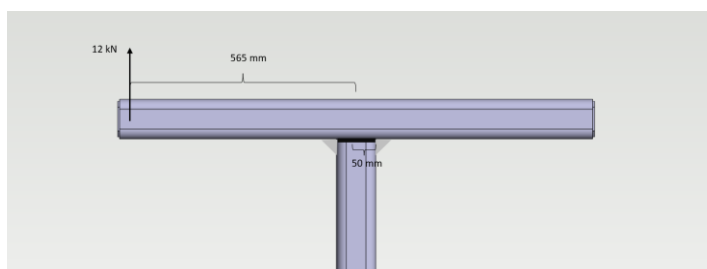


Kuva 25. Tuotteen hitsinumerot (Tiihonen 2023, CC BY)

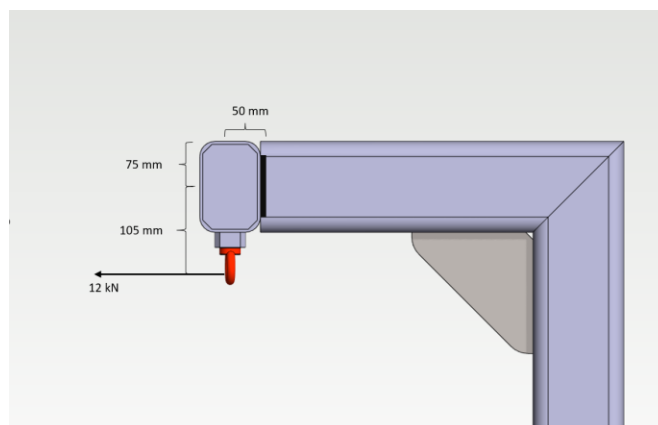


Kuva 26. laskennassa käytetty koordinaatisto (Tiihonen 2023, CC BY)

Voima vaikuttaa X-akselin suunnassa kuvan 26 mukaan. Liitoksen pystyhitseihin ja vaakahitsejä koh-tisuoraan vaikuttaa voima F . Momenttipiste on keskellä palkkia, 565 mm päässä kiinnityslenkistä ja keskellä poikkileikkausta. Newtonin III lain staattisessa kappaleessa voimien ja momenttien summan on oltava missä tahansa pisteessä nolla, joten hitsiin vaikuttava voima saadaan laskettua seuraavalla tavalla.



Kuva 27. Voiman suunta (Tiihonen 2023, CC BY).



Kuva 28. Voiman suunta ja merkitsevät mitat (Tiihonen 2023, CC BY)

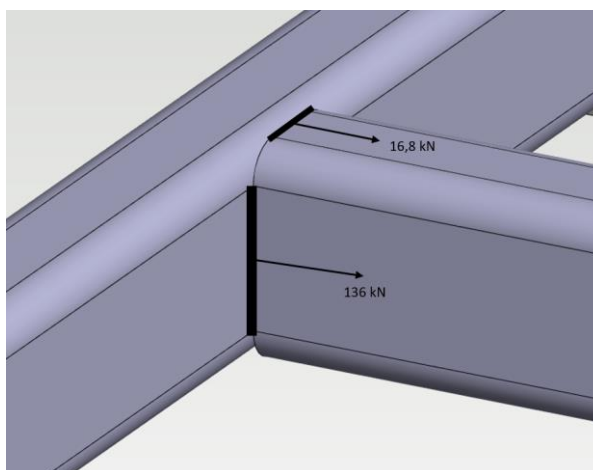
$$M = F * r \rightarrow 12000 \text{ N} * 565 \text{ mm} = 68 * 10^5 \text{ Nmm} \quad 17$$

$$F = \frac{M}{r} \rightarrow F = \frac{68 * 10^5 \text{ Nmm}}{50 \text{ mm}} = 136000 \text{ N} \quad 18$$

$$M = F * r \rightarrow 12000 \text{ N} * 105 \text{ mm} = 12,6 * 10^5 \text{ Nmm} \quad 19$$

$$F = \frac{M}{r} \rightarrow F = \frac{12,6 * 10^5 \text{ Nmm}}{75 \text{ mm}} = 16800 \text{ N} \quad 20$$

Missä M on vaikuttava momentti, F on vaikuttava voima ja r on voiman etäisyys momenttipisteestä.



Kuva 29. Hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)

Ajatellaan että pystyhitsi yksin kantaa koko 136 kN voiman ja vaakahitsi kantaa 16,8 kN voiman. Pystyhitsin pienin a-mitta saadaan laskettua edellä esitetyn kaavan 16 mukaisesti.

$$a = \frac{0,9 * 1.25}{150 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 136000_{\perp}^2} \rightarrow a = 2,83 \text{ mm} \quad 21$$

vaakahitsi

$$a = \frac{0,9 * 1.25}{100 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 16800_{\perp}^2} \rightarrow a = 0,52 \text{ mm} \quad 22$$

Kun voima F vaikuttaa Z-akselin suunnassa kuvan 26 mukaisesti, se aiheuttaa hitseihin voimia seuraavasti.

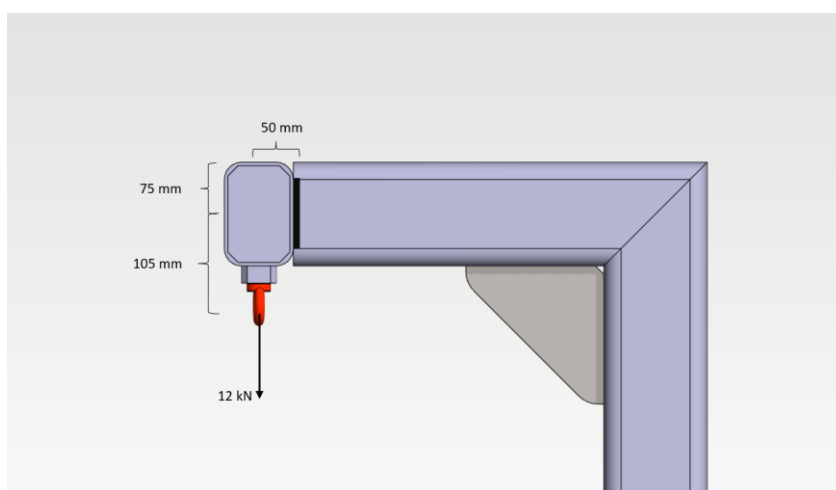
$$M = F * r \rightarrow 12000 \text{ N} * 565 \text{ mm} = 68 * 10^5 \text{ Nmm} \quad 23$$

Pystyhitseille:

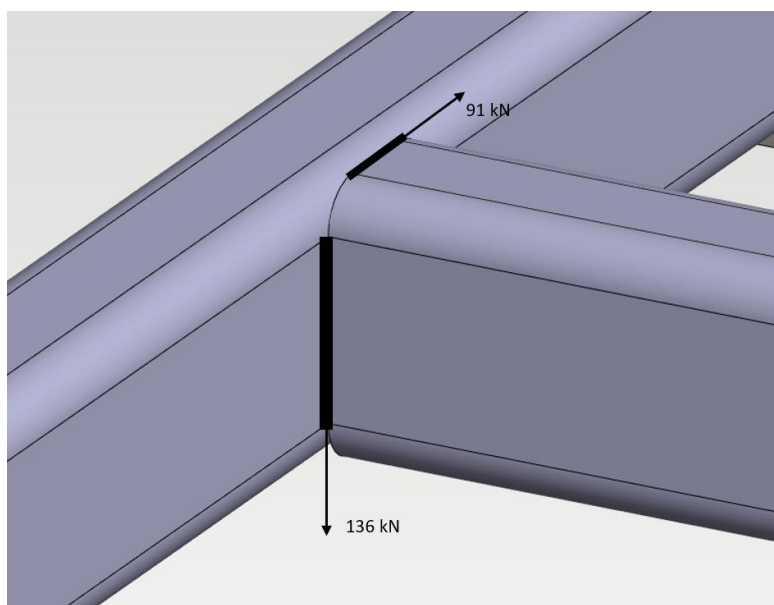
$$F = \frac{M}{r} \rightarrow F = \frac{68 * 10^5 \text{ Nmm}}{50 \text{ mm}} = 136000 \text{ N} \quad 24$$

Vaakahitseille:

$$F = \frac{M}{r} \rightarrow F = \frac{68 * 10^5 \text{ Nmm}}{75 \text{ mm}} = 90666 \text{ N} \quad 25$$



Kuva 30. Voiman suunta ja merkitsevät mitat (Tiihonen 2023, CC BY)



Kuva 31. Hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)

pystyhitsin pienin a-mitta on:

$$a = \frac{0,9 * 1.25}{150 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 0_{\perp}^2 * 3 * 136000_{\parallel}^2} \rightarrow a = 3,46 \text{ mm} \quad 26$$

Ja vaakahitsin pienin a mitta on

$$a = \frac{0,9 * 1.25}{2 * 50 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 0_{\perp}^2 * 3 * 90666_{\parallel}^2} \rightarrow a = 3,47 \text{ mm} \quad 27$$

Kun liitosta kuormittaa Y-akselin suuntainen voima F saadaan a-mitat hitseille vastaavasti.

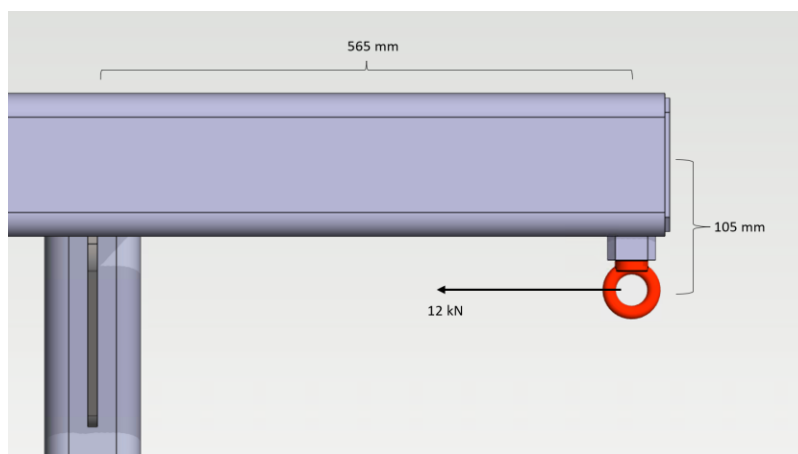
$$M = F * r \rightarrow 12000 \text{ N} * 105 \text{ mm} = 12,6 * 10^5 \text{ Nmm} \quad 28$$

Vaakahitsille:

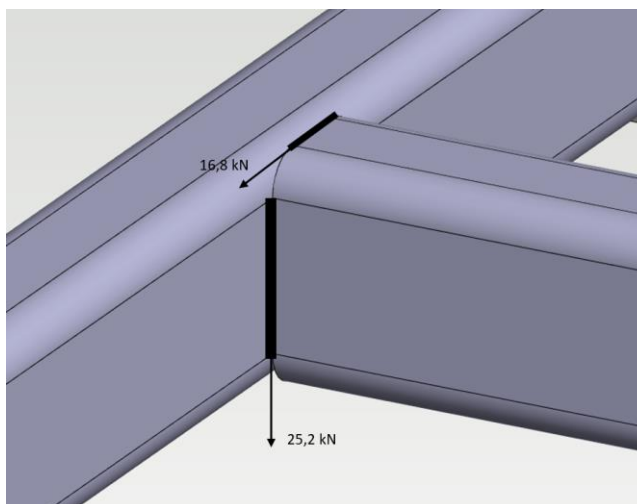
$$F = \frac{M}{r} \rightarrow F = \frac{12,6 * 10^5 \text{ Nmm}}{75 \text{ mm}} = 16800 \text{ N} \quad 29$$

pystyhitsille

$$F = \frac{M}{r} \rightarrow F = \frac{12,6 * 10^5 \text{ Nmm}}{50 \text{ mm}} = 25200 \text{ N} \quad 30$$



Kuva 32. Voiman suunta ja merkitsevät mitat (Tiihonen 2023, CC BY)



Kuva 33. Hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)

pystyhitsille

$$a = \frac{0,9 * 1.25}{150 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 0_{\perp}^2 * 3 * 25200_{\parallel}^2} \rightarrow a = 0,52 \text{ mm} \quad 31$$

Vaakahitsi:

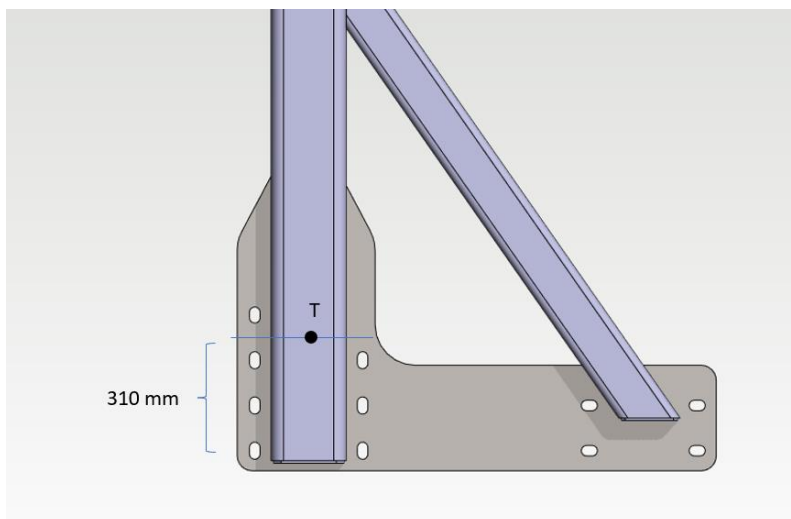
$$a = \frac{0,9 * 1.25}{100 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 0_{\perp}^2 * 3 * 16800_{\parallel}^2} \rightarrow a = 0,46 \text{ mm} \quad 32$$

Näistä suurin a-mitta 3,46 mm on siis määräävä eli valitaan palkin ympärihitsaukseen $a = 4 \text{ mm}$.

Vaaka- ja pystypalkin hitsiä (2) ei tarvitse erikseen mitoittaa koska kaikki teräsrakenteissa käytettävät läpihitsatut päittäisliitokset ovat oikein toteutettuna automaattisesti tasalujia staattiselta kestävyydeltä. (Björk Timo, 2014, s. 179)

Seuraavaksi käsitellään hitsausliitosta 3, kiinnityslevyn ja pystytolpan välistä hitsausta. Tarkastelua yksinkertaistetaan jättämällä kiinnityslevyn päässä olevan pyöriksen ympärihitsaus huomioimatta, jolloin hitsaussaumoiksi tulee kaksi 620 mm pitkästä pystyhitsiä ja 150 mm pitkä vaakahitsi. Hitsin laskennallisena enimmäispituutena saa kuitenkin käyttää vain $l \leq 100 * a$. Käytetään tässä hitsissä samaa a-mittaa kuin edellä saatiin eli $a = 4$, jolloin laskennalliseksi enimmäispituudeksi saadaan 400 mm.

Ensiksi lasketaan X-akselin suuntaisen voiman $F = 12 \text{ kN}$ aiheuttama leikkauskuormitus. Liitosta analysoitaessa oletetaan, että liitos kiertyy symmetria-akselilla sijaitsevan momenttipisteen T ympäri. Piste T sijaitsee siis pystysuuntaisella symmetria-akselilla ja sen arvioidaan olevan puolivälissä hitsiä pystysuunnassa pisteessä $y = 0$, $x = 310 \text{ mm}$.



Kuva 34. Hitsausliitoksen momenttipiste (Tiihonen 2023, CC BY)

Vaikuttavat voimat:

Y-akselin ympäri vaikuttava vääntömomentti

$$M_y = 2600 \text{ mm} * 12 \text{ kN} = 31200 \text{ kNmm} \quad 33$$

Z-akselin ympäri vaikuttava vääntömomentti

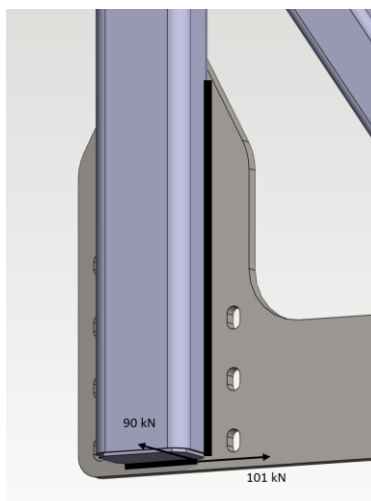
$$M_z = 565 \text{ mm} * 12 \text{ kN} = 6780 \text{ kNmm} \quad 34$$

X-akselin suunnassa vaikuttava voima

$$F_x = \frac{31200 \text{ kNmm}}{310 \text{ mm}} = 100,65 \text{ kN} \quad 35$$

Y-akselin suunnassa vaikuttava voima

$$F_y = \frac{6780 \text{ kNmm}}{75 \text{ mm}} = 90,4 \text{ kN} \quad 36$$



Kuva 35. Hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)

Pienimmän a-mitan mitoitus,

$$a = \frac{\beta_{W*} \gamma_{M2}}{l * f_u} * \sqrt{2F_{\perp}^2 + 3F_{\parallel}^2} = \frac{0,9 * 1.25}{150 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 90400_{\perp}^2 + 3 * 100650_{\parallel}^2} \rightarrow a$$

$$= 3,18 \text{ mm}$$
37

Voiman jakautumien pystyhitsiin,

$$a = \frac{\beta_{W*} \gamma_{M2}}{l * f_u} * \sqrt{2F_{\perp}^2 + 3F_{\parallel}^2} = \frac{0,9 * 1.25}{400 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 90400_{\perp}^2 + 3 * 100650_{\parallel}^2} \rightarrow a$$

$$= 1,19 \text{ mm}$$
38

Y-suunnassa voima.

X-akselin ympäri vaikuttava vääntömomentti

$$M_x = 1925 \text{ mm} * 12 \text{ kN} = 23100 \text{ kNmm}$$
39

Z-akselin ympäri vaikuttava vääntömomentti

$$M_z = 600 \text{ mm} * 12 \text{ kN} = 7200 \text{ kNmm}$$
40

Y-akselin suunnassa vaikuttava voima.

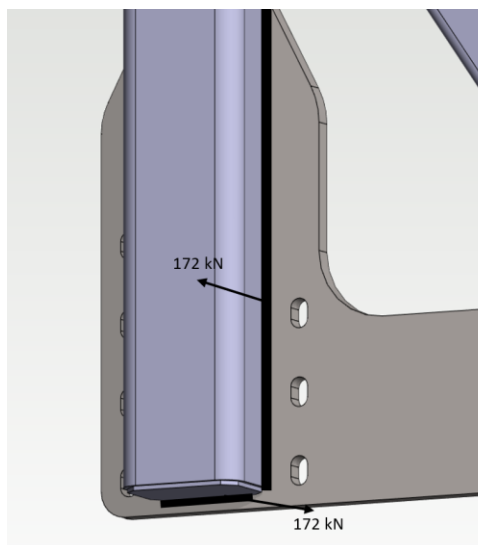
$$F_y = \frac{23100 \text{ kNmm}}{305 \text{ mm}} = 75,8 \text{ kN}$$
41

Y-akselin suunnassa vaikuttava voima

$$F_{y2} = \frac{7200 \text{ kNmm}}{75 \text{ mm}} = 96 \text{ kN}$$
42

yhteensä

$$75,8 \text{ kN} + 96 \text{ kN} = 171,8 \text{ kN}$$
43



Kuva 36. Hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)

$$a = \frac{\beta_W * \gamma_{M2}}{l * f_u} * \sqrt{2F_{\perp}^2 + 3F_{\parallel}^2} = \frac{0,9 * 1,25}{150 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 171800_{\perp}^2} \rightarrow a = 3,57 \text{ mm} \quad 44$$

$$a = \frac{\beta_W * \gamma_{M2}}{l * f_u} * \sqrt{2F_{\perp}^2 + 3F_{\parallel}^2} = \frac{0,9 * 1,25}{400 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 171800_{\perp}^2} \rightarrow a = 1,34 \text{ mm} \quad 45$$

Y- -suunnassa voima

X-akselin ympäri vaikuttava vääntömomentti

$$M_x = 2600 \text{ mm} * 12 \text{ kN} = 31200 \text{ kNm} \quad 46$$

Z-akselin ympäri vaikuttava vääntömomentti

$$M_z = 600 \text{ mm} * 12 \text{ kN} = 7200 \text{ kNmm} \quad 47$$

Y-akselin suunnassa vaikuttava voima

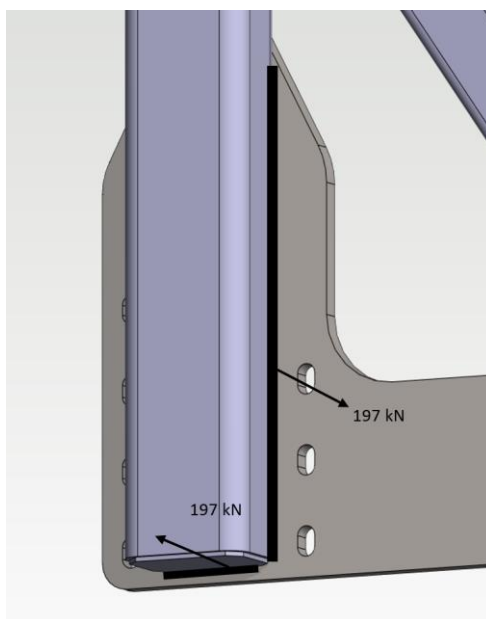
$$F_y = \frac{31200 \text{ kNmm}}{310 \text{ mm}} = 100,6 \text{ kN} \quad 48$$

Y-akselin suunnassa vaikuttava voima

$$F_{y2} = \frac{7200 \text{ kNmm}}{75 \text{ mm}} = 96 \text{ kN} \quad 49$$

Yhteensä

$$100,6 \text{ kN} + 96 \text{ kN} = 196,6 \text{ kN} \quad 50$$



Kuva 37. Hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)

$$a = \frac{\beta_{W*YM_2}}{l * f_u} * \sqrt{2F_{\perp}^2 * 3F_{\parallel}^2} = \frac{0,9 * 1.25}{150 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 196600_{\perp}^2} \rightarrow a = 4,09 \text{ mm} \quad 51$$

$$a = \frac{\beta_{W*YM_2}}{l * f_u} * \sqrt{2F_{\perp}^2 * 3F_{\parallel}^2} = \frac{0,9 * 1.25}{400 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 196600_{\perp}^2} \rightarrow a = 1,53 \text{ m} \quad 52$$

Z-akselin suunnassa voima.

Y-akselin ympäri vaikuttava vääntömomentti

$$M_y = 600 \text{ mm} * 12 \text{ kN} = 7200 \text{ kNmm} \quad 53$$

X-akselin ympäri vaikuttava vääntömomentti

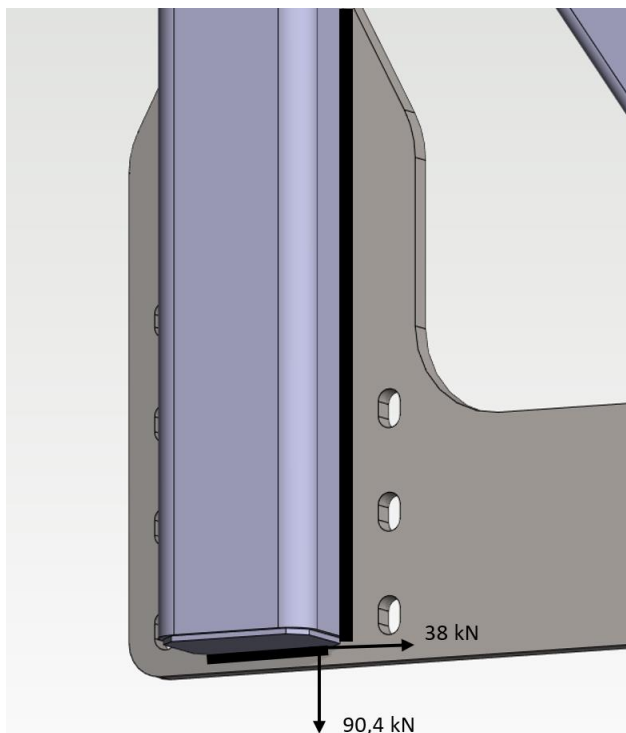
$$M_x = 565 \text{ mm} * 12 \text{ kN} = 6780 \text{ kNmm} \quad 54$$

X-akselin suunnassa vaikuttava voima

$$F_x = \frac{7200 \text{ kNmm}}{600 \text{ mm}} = 38,2 \text{ kN} \quad 55$$

Z-akselin suunnassa vaikuttava voima

$$F_y = \frac{6780 \text{ kNmm}}{75 \text{ mm}} = 90,4 \text{ kN} \quad 56$$



Kuva 38. Hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)

$$a = \frac{\beta_{W*} \gamma_{M2}}{l * f_u} * \sqrt{2F_{\perp}^2 * 3F_{\parallel}^2} = \frac{0,9 * 1.25}{150 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{3 * 38200_{\parallel}^2} \rightarrow a = 0,97 \text{ mm} \quad 57$$

$$a = \frac{\beta_{W*} \gamma_{M2}}{l * f_u} * \sqrt{2F_{\perp}^2 * 3F_{\parallel}^2} = \frac{0,9 * 1.25}{400 \text{ mm} * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{3 * 38200_{\parallel}^2} \rightarrow a = 0,35 \text{ mm} \quad 58$$

Hitsien numero 7 ja 8 kiinnityspisteiden liitokset.

Voima X suunnassa.

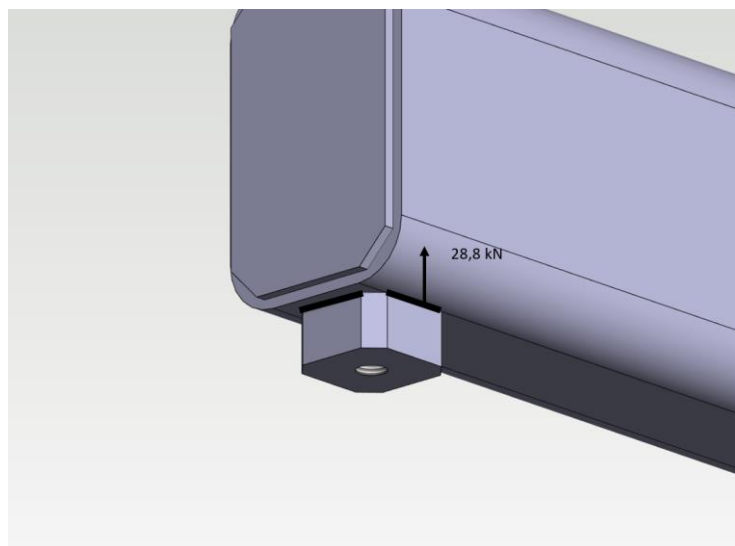
Y-akselin ympäri vaikuttava vääntömomentti

$$M_y = 60 \text{ mm} * 12 \text{ kN} = 720 \text{ kNmm} \quad 59$$

Z-akselin suunnassa vaikuttava voima

$$F_y = \frac{720 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 28,8 \text{ kN} \quad 60$$

$$a = \frac{0,9 * 1.25}{50 \text{ mm} * 2 * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 28800_{\perp}^2} \rightarrow a = 0,9 \text{ mm} \quad 61$$



Kuva 39. Hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)

Voima Y suunnassa.

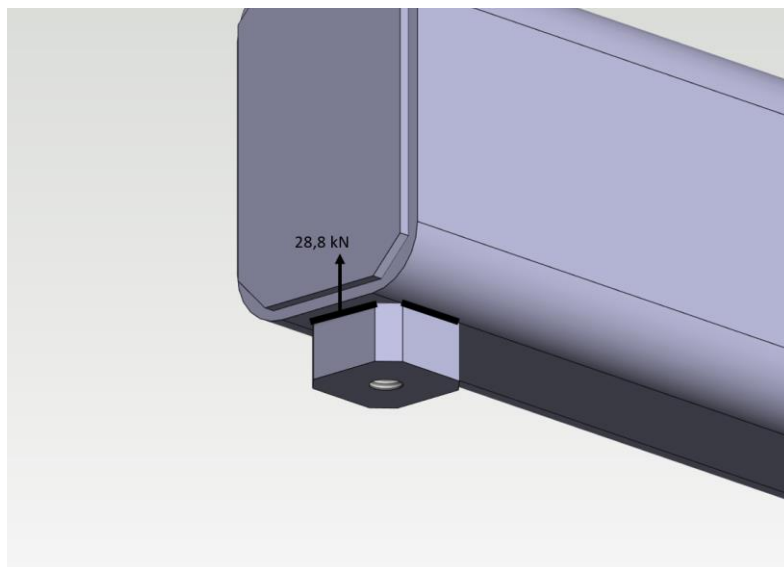
X-akselin ympäri vaikuttava vääntömomentti

$$M_{xy} = 60 \text{ mm} * 12 \text{ kN} = 720 \text{ kNmm} \quad 62$$

Z-akselin suunnassa vaikuttava voima

$$F_y = \frac{720 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 28,8 \text{ kN} \quad 63$$

$$a = \frac{0,9 * 1.25}{50 \text{ mm} * 2 * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 28800_{\perp}^2} \rightarrow a = 0,9 \text{ mm} \quad 64$$



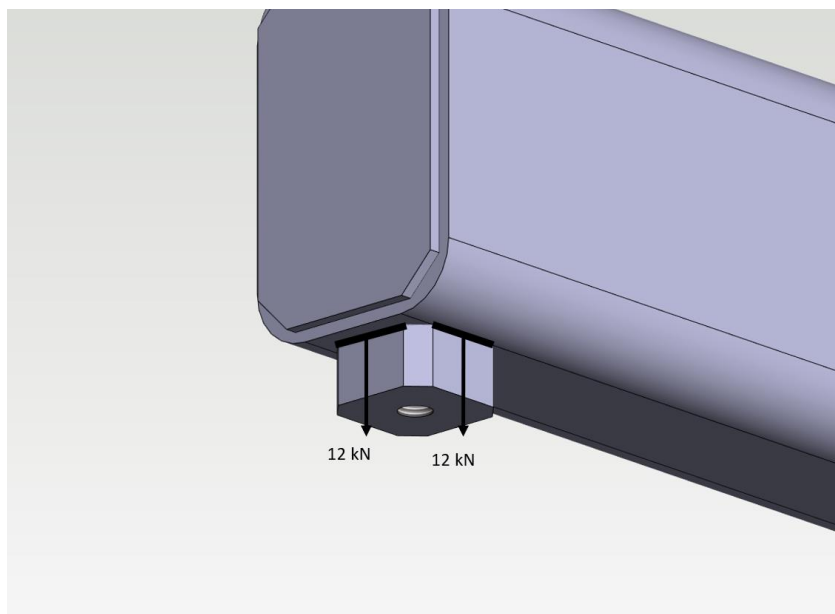
Kuva 40. Hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)

Voima Z suunnassa.

Z-akselin suunnassa vaikuttava voima

$$F_y = 12 \text{ kN} \quad 65$$

$$a = \frac{0,9 * 1.25}{50 \text{ mm} * 4 * 510 \text{ MPa}} * \sqrt{2 * 12000_{\perp}^2} \rightarrow a = 0,19 \text{ mm} \quad 66$$



Kuva 41. Hitsiin vaikuttavat voimat (Tiihonen 2023, CC BY)

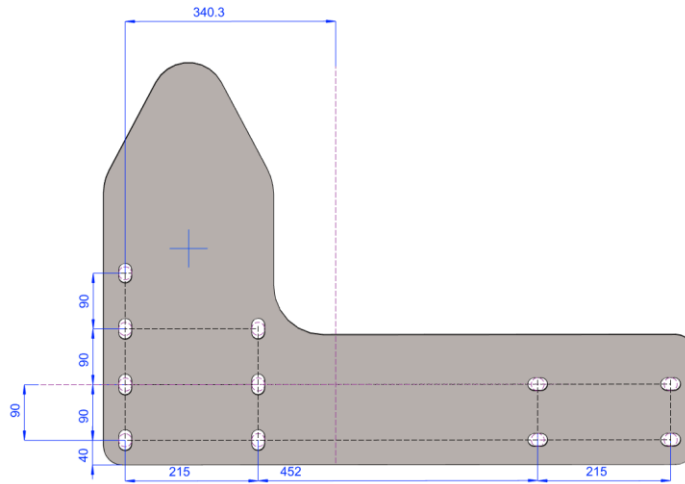
Liitoksen 8 hitsien pituudet ovat vastaavat, joten sen tarkastelu ei ole tarpeellinen. Hitsien 4 ja 5 lujuus varmistetaan FEM-laskennalla.

Voidaan siis todeta, että useimmissa kohdissa riittävä lujuus saavutetaan hyvinkin pienillä hitseillä. Valitaan kuitenkin käytettäväksi a-mitta 5 mm, vaikka suurin tarvittava a-mitta oli 4 mm, jotta saadaan varmasti riittävän luja hitsaus. Laskenta on myös yksinkertaistettu huomattavasti, joten laskenta on varmasti varmallalla puolella kestävyiden kannalta. Kyseinen tuote ei ole myöskään painon kannalta kriittinen ja sen ainevahvuudet ovat niin suuret, että todellinen tehtävä hitsaussauma on todennäköisesti lähellä a5 mittaa, siispä hitsauksen ylimitoitus ei merkittävästi lisää kuluja, eikä työtä. On hyvä myös huomioida, että kyseessä on voimakkaasti tärisevä laite, joten ei ole järkevää mitoittaa hitsauksia lähelle minimikestävyyttä.

7.3 Ruuviliitos

Pulttiliitoksen mitoitukseen käytin Eurokoodi 3 1–8 standardia. Eurokoodi standardissa esitetään ruuviliitosvaihtoehtoja A-E ja tässä tapauksessa kyseessä on ruuviliitos kiinnitysluokka E, kontrolloidusti esijännitetty ruuvi, koska ruuviliitoksen tulee kestää sekä leikkauskuormaa että vertokuormaa. Ruuviliitosta suunniteltaessa tuli myös ottaa huomioon Eurokoodin asettamat vaatimukset ruuvien sijainnille levyn reunoista sekä toisista ruuveista. Kuvassa 42 on esitetty ruuvien mitoitus. Tässä tapauksessa siis pienin sallittu etäisyys ruvin reiän keskeltä levyn reunaan e_1 ja $e_2 = 1,5 \cdot d_0$ ja ruuvien keskiöväli $p_1 = 2,2 \cdot d_0$ ja keskiöväli $p_2 = 2,4 \cdot d_0$ kuvan 43 mukaisesti. Huomioitavana asiana oli myös asennuksen helppous, koska kyseinen liitos tehdään asiakkaan tiloissa eikä valmistusvaiheessa konepajalla. Tähän liittyen esimerkiksi konehylsyjen koko tuli ottaa huomioon. Myös erilaisten komponenttien helppo saatavuus tuli huomioida, joten siitä syystä suunnittelun lähtökohtana oli käyttää tavallisia M-kierteisiä 8.8 lujuusluokan ruuveja.

Ruuvien mitoitus aloitetaan laskemalla ruuveihin kohdistuvat voimat. Laskennassa tarkastelin ruuvia, johon kohdistuu suurimmat rasitukset ja sen mukaan mitoin kaikki muutkin ruuvit. Ruuveihin kohdistuvan leikkausvoiman laskenta aloitetaan laskemalla ensiksi ruuviryhmän painopiste.



Kuva 42 Ruuvien reikien ja painopisteen sijainti (Tiihonen 2023, CC BY)

Taulukko 3.3: Pienin ja suurin keskiöväli, pääty- ja reunaetäisyydet

Pääty- ja reunaetäisyydet sekä keskiöväli, ks. kuva 3.1	Minimi-arvo	Maksimi-arvo ^{1) 2) 3)}		
		EN 10025 mukaisista teräksistä (paitsi EN 10025-5:n mukaiset teräsket) tehdyt rakenteet	Säälle tai muulle Rakenne, joka ei ole korroosiorasituksille altis rakenne	EN 10025-5 mukaisista teräksistä tehdyt rakenteet Suojaamaton rakenne
Päätyetäisyys e_1	$1,2d_0$	$4t + 40$ mm		Suurempi arvoista $8t$ ja 125 mm
Reunaetäisyys e_2	$1,2d_0$	$4t + 40$ mm		Suurempi arvoista $8t$ or 125 mm
Etäisyys e_3 Pidentetyissä rei'issä	$1,5d_0$ ⁴⁾			
Etäisyys e_4 Pidentetyissä rei'issä	$1,5d_0$ ⁴⁾			
Keskiöväli p_1	$2,2d_0$	Pienempi arvoista $14t$ ja 200 mm	Pienempi arvoista $14t$ ja 200 mm	Pienempi arvoista $14d_{min}$ ja 175 mm
Keskiöväli $p_{1,0}$		Pienempi arvoista $14t$ ja 200 mm		
Keskiöväli $p_{1,2}$		Pienempi arvoista $28t$ ja 400 mm		
Keskiöväli p_2 ⁵⁾	$2,4d_0$	Pienempi arvoista $14t$ ja 200 mm	Pienempi arvoista $14t$ ja 200 mm	Pienempi arvoista $14d_{min}$ ja 175 mm

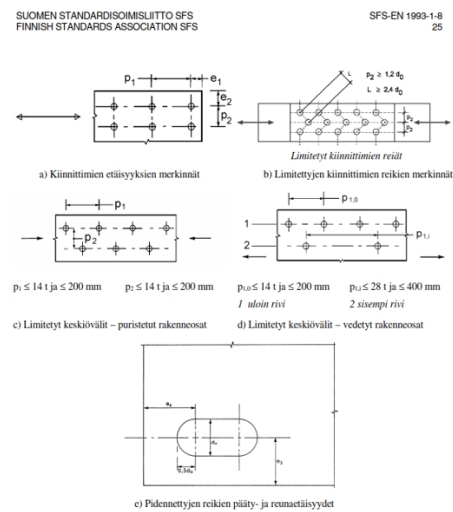
1) Keskiövälillä, pääty- ja reunaetäisyyksillä ei ole ylärajaa paitsi seuraavissa tapauksissa:
- puristetussa rakenteissa paikallisen lommahduksen ja korroosion välttämiseksi korroosiorasituksen alaisena ja;
- korroosiorasitukselle alttiit vedetyt rakennosat korroosion välttämiseksi.

2) Kiinnittimien välisen puristetun levyä paikallinen lommahdus lasketaan standardin EN 1993-1-1 mukaan olettamalla levy pilariksi ja käyttämällä nurjahduspituutena arvoa $0,6p_1$. Kiinnittimien välisen puristetun levyä paikallista lommahdusta ei tarvitse tarkistaa, jos p_1/t on pienempi kuin 9e. Reunaetäisyys saa olla enintään ulokkeelliselle puristetulle taso-osalle esitetyn arvon suurin paikallisen lommahduksen estämiseksi, ks. standardi EN 1993-1-1. Tämä vaatimus ei koske päätettyä.

3) t on uloimman liitettävän osan pienempi paksuus.

4) Pidentettyjen reikien raja-arvot esitetään kohdan 1.2.7 mukaisessa viitestandardiryhmässä 7.

5) Limitetyille kiinnittimille voidaan käyttää minimiarvoa $p_2 = 1,2d_0$, jos kahden liimityksessä olevan kiinnittimen välinen minimietäisyys $L \geq 2,4d_0$, ks. kuva 3.1b).



Kuva 43. Ruuvien etäisyydet Eurokoodi 3:n mukaan. (EN1993-1-8: Eurocode 3: Rakenteiden suunnittelu. Osa 1–8 Liitosten mitoitus 2005 s.25)

Ruuviryhmän painopisteen Y-akselin suhteen lasketaan kaavalla

$$\frac{\sum n_x * e}{n_{kok}} \quad 67$$

Jossa n_x on ruuvien määrä x-akselilla ja e on etäisyys y-akselilla n_{kok} on ruuvien kokonaismäärä.

$$\frac{4 * 0 \text{ mm} + 4 * 90 \text{ mm} + 2 * 180 \text{ mm} + 1 * 270 \text{ mm}}{11} = 90 \text{ mm} \quad 68$$

Eli siis Y-akselin suuntainen painopiste on 90,00 mm alimmista ruuveista ylöspäin.

Ja x-akselin suuntainen painopiste lasketaan vastaavasti

$$\frac{4 * 0 \text{ mm} + 3 * 215 \text{ mm} + 2 * 667 \text{ mm} + 2 * 882 \text{ mm}}{11} = 340,27 \text{ mm} \quad 69$$

Eli siis X-akselin suuntainen painopiste on 340,27 mm vasemmanpuoleisista ruuveista oikealle.

Siirretään Q=12 kN painopisteeseen ja todetaan kuormitukset, Q = 12 kN, T = 12 kN * 2600 mm = 31200 kNmm.

Seuraavaksi ositetaan leikkauskuorma ruuveille, oletetaan että kaikki ruuviliitokset kuormittuvat yhtä paljon. $F_{qi} = Q/n = 12 \text{ kN}/11 = 1,09 \text{ kN}$,

jossa Q = voima ja n = voimaa kantavien ruuvien kokonaismäärä.

Vääntömomentin kuormituksen ositus:

r = matka ruuvin keskipisteestä painopisteeseen.

vääntömomenttikuormituksen ositus:

$$F_{ti} = T * r / \sum r^2 \quad 70$$

jossa F_{ti} on ruuviin kohdistuva voima, T on vääntömomentti ja r on etäisyys painopisteestä.

Voiman komponentit lasketaan seuraavasti,

voiman x-komponentti

$$F_{QT1x} = F_{T1} \cos(\alpha - 90^\circ) \quad 71$$

voiman y-komponentti

$$F_{QT1y} = F_{Q1} + F_{T1} \sin(\alpha - -90^\circ) \quad 72$$

yhdistetty ruuviin vaikuttava leikkausvoima

$$F_{QT} = \sqrt{F_{QT1x}^2 + F_{QT1y}^2} \quad 73$$

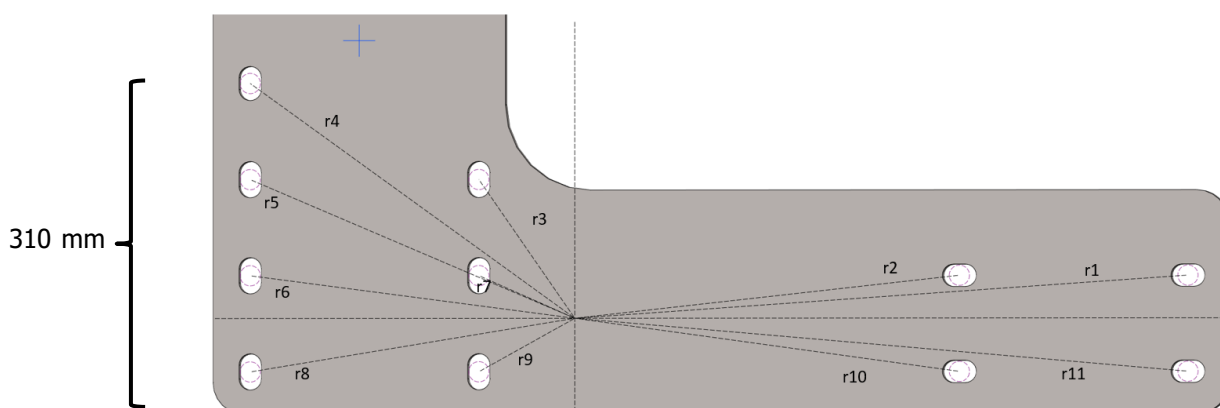
suurin jännitys ruuvissa

$$\frac{F_{QT}}{A_s \text{ mm}^2} = x \text{ MPa} \quad 74$$

Kaavoissa F_{QT1x} on voiman x-komponentti, F_{QT1y} on voiman y-komponentti ja F_{T1} on vaikuttava voima.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1		ruuvien välimatka	pituus r mm	r ²	kulma α	rad	F _{ti} (kN)	F _{Qrtix} (kN)	F _{Qrtiy} (kN)	FQt (kN)
2		r ₁	578,1	334200	1,79	0,03124	12,7011	0,39673	13,7849	13,7906
3		r ₂	363,9	132423	3,59	0,06266	7,99501	0,50062	9,06932	9,08312
4		r ₃	158,3	25058,9	121,51	2,12075	3,4779	2,96508	-0,72772	3,05308
5		r ₄	376,3	141602	146,98	2,56528	8,26744	4,50519	-5,84209	7,37744
6		r ₅	331,8	110091	162,71	2,83983	7,28976	2,16658	-5,87035	6,2574
7		r ₆	307,9	94802,4	1,57	0,0274	6,76467	0,18534	7,85213	7,85431
8		r ₇	97,8	9564,84	8,19	0,14294	2,1487	0,3061	3,21678	3,23132
9		r ₈	305,3	93208,1	20,11	0,35099	6,70754	2,30621	7,38861	7,74017
10		r ₉	103,2	10650,2	62,48	1,09048	2,26734	2,01079	2,13764	2,93475
11		r ₁₀	365,2	133371	159,09	2,77664	8,02357	2,86362	-6,40515	7,01615
12		r ₁₁	578,9	335125	169,2	2,9531	12,7186	2,38323	-11,4033	11,6497
13	summa			1420096						
14	maksimi									
15	T		31200 kNmm							
16	Q		1,09 kN							

Kuva 44. Taulukko ruuveihin kohdistuvista voimista (Tiihonen 2023, CC BY)

Kuva 45 Matkat painopisteestä ruuveireikien keskipisteisiin. Etäisyyde r₁-r₁₁ esitelty kuvassa 44. (Tiihonen 2023, CC BY)

Seuraavaksi tarkastellaan ruuveihin kohdistuvaa vetojännitystä. Y-akselin suuntainen voima $F=12$ kN aiheuttaa vääntömomenttia, joka kiertää kiinnityslevyä X-akselin ympäri. Vääntömomentti on siis,

$$M_x = 2600 \text{ mm} * 12 \text{ kN} = 31200 \text{ kNmm} \quad 75$$

Momentin aiheuttama voima kauimmaiseen ruuviin:

$$F_{y1} = \frac{31200 \text{ kNmm}}{310 \text{ mm}} = 100,6 \text{ kN} \quad 76$$

Voiman aiheuttama momentti Z-akselin ympäri

$$M_z = 500 \text{ mm} * 12 \text{ kN} = 6000 \text{ kNmm} \quad 77$$

Matka painopisteestä 340,27 mm

Momentin aiheuttama voima Y-akselin suunnassa

$$F_{Y2} = \frac{6000 \text{ kNmm}}{340,27 \text{ mm}} = 17,6 \text{ kN} \quad 78$$

Yhdistetty voima

$$F_Y = 100,6 \text{ kN} + 17,6 \text{ kN} = 117,8 \text{ kN} \quad 79$$

Pienin ruuvin poikkipinta-ala:

$$\frac{117800 \text{ N}}{x} = 800 \text{ MPa} \rightarrow x = 147 \text{ mm}^2 \quad 80$$

Kuvan 46 taulukosta lähimpänä olevan ruuvin tehollinen halkaisija 157 mm² M16 ruuvilla.

Jännitys valitussa ruuvissa

$$\frac{117800 \text{ N}}{157 \text{ mm}^2} = 750 \text{ MPa} \quad 81$$

Halutaan kuitenkin hieman varmuutta ruuviliitokseen, joten valittaisiin seuraavan koon ruuvi M18, mutta se on harvinainen koko, joten valitaan M20 ruuvi. Lasketaan valittuun ruuviin kohdistuva jännitys.

$$\frac{117800 \text{ N}}{245 \text{ mm}^2} = 481 \text{ MPa} \quad 82$$

Taulukosta valittu suurin esijännitys on 135 kN (kuva 46).

Tarkastetaan nyt kestääkö valittu ruuvi edellä lasketun leikkausvoiman.

$$\frac{17000 \text{ N}}{245 \text{ mm}^2} = 70 \text{ MPa} \quad 83$$

Todetaan, että ruuvi kestää helposti leikkausjännityksen.

Yhdistetty veto ja leikkaus Eurokoodi 3:n mukaisella kaavalla.

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{F_{t,Rd}} = \frac{13700 \text{ kN}}{94080 \text{ kN}} + \frac{117800 \text{ kN}}{1,4 * 141200 \text{ kN}} = 0,74 \leq 1,0, \quad 84$$

jossa $F_{v,Ed}$ on ruuvin leikkausvoiman mitoitusarvo murtorajatilassa ruuvia kohti, $F_{v,Rd}$ on ruuvin leikkauskestävyyden mitoitusarvo ruuvia kohti, $F_{t,Ed}$ on vetovoima mitoitusarvo murtorajatilassa ruuvia kohti ja $F_{t,Rd}$ on ruuvin vetokestävyyden mitoitusarvo ruuvia kohti. Todetaan siis, että yhdistetty veto- ja leikkausvoima aiheuttaa 74 % jännityksen ruuvin murtorajasta.

Teräsruiden esikiristysvoimat ja -momentit

Teräsruiden esikiristysvoimat ja -momentit metrinen kierre

Teräsruiden (sinkyhiutalepinnoitettu) kiristysmomentit. M-kierre kitakerroin μ 0,09

Koko	Nousu (mm)	As (mm ²)	Esikiristysvoima F (kN)			Kiristysmomentti Ma (Nm)		
			8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9
M5	0,8	14,2	7,47	10,97	12,7	4,82	7,08	8
M6	1,0	20,1	10,56	15,51	17,9	8,37	12,3	14
M8	1,3	36,6	19,31	28,36	32,9	20,17	29,63	34
M10	1,5	58,0	30,7	45,1	52,3	39,7	58,3	67
M12	1,8	84,3	44,7	65,1	76,3	68,3	100	115,6
M14	2,0	115,0	61,3	90	104,6	109	160	183,8
M16	2,0	157,0	83,8	123	143,2	167	245	282,1
M18	2,5	193,0	106	150	174,9	241	343	394,7
M20	2,5	245,0	135	192	223,9	337	480	553
M22	2,5	303,0	168	239	278,9	458	652	753
M24	3,0	353,0	194	277	322,5	580	825	952,9
M27	3,0	459,0	255	363	422,9	847	1207	1398,7
M30	3,5	561,0	310	442	514,9	1154	1644	1905
M33	3,5	694,0	385	549	639,9	1552	2211	2565,8
M36	4,0	817,0	453	645	752	2001	2850	3307,3
M39	4,0	976,0	543	773	901,6	2578	3672	4263,2

Kuva 46. Ruuiden tekniset tiedot (Etra Oy, Julkaisuaika tuntematon)

Käytettäessä kiinnitysluokka E:tä, tulee tarkastella myös ruuiden vetokestävyyttä ($f_{t,Rd}$) ja ruuiden ja mutterin lävistämiskestävyyttä ($B_{p,Rd}$) vetovoiman mitoitusarvon murtorajatilassa suhteen. (EN-1993-1-8: Eurocode 3: Rakenteiden suunnittelu. Osa 1–8 Liitosten mitoitus 2005 s.23). Lisäksi tarkastelin ruuiden leikkauskestävyyden ja reunapuristuskestävyyden, jos jostakin syystä ruuid löystyvät tai niitä ei kiristetäkään oikein kokoonpanossa, jolloin ruuid alkavat kantaa leikkajännitystä. Ruuiden laskentaa helpottamaan tein Excel taulukon Eurokoodi 3 mukaan (liite 9). Taulukon avulla varmistin vielä, että ruuid kestävät myös leikkajännityksen ja reunapuristuksen.

8 FEM TARKISTUS

Lopuksi tein vielä viimeiselle versiolle tarkemman FEM-analyysin. Analyysin tuloksena saatiin suurimmat jännitykset ja suurimmat muodonmuutokset. Samalla myös voitiin todentaa rakenteen kestävyys sekä saatiin tarpeelliset dokumentoinnit rakennetta koskevien testausvaatimuksien osalta.

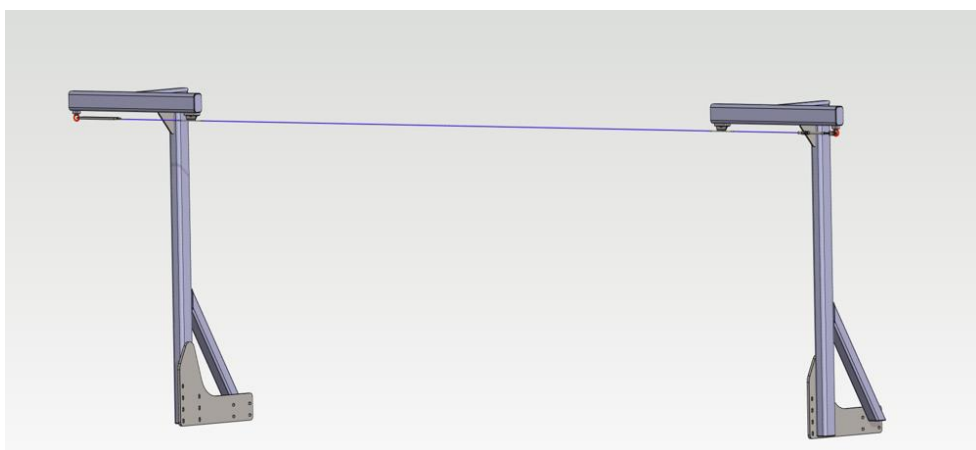
Analyysissä käytin kaikkien osien materiaalina rakenneterästä S355. Ruuvien materiaalia ei ollut tarpeellista muuttaa lujempaan teräkseen, jota 8.8 lujuusluokan ruuvi on, koska materiaali ei vaikuta jännityksien arvoihin merkittävästi. Analyysiin otin mukaan myös nostolevyn, johon kiinnitysjärjestelmä kiinnittyy, osin siksi, että voidaan varmistaa myös kiinnityspisteen kestävyys sekä saadaan simulaatiosta todenmukaisempi. Kuljettimen runkoa en nähnyt tarpeelliseksi ottaa mukaan tarkasteluun koska nostolevy otti vastaan kuormituksen aiheuttamat jännitykset, eikä alueille, joista nostolevy kiinnittyy kuljettimen runkoon tullut merkittäviä jännityksiä. Jättämällä pois kuljettimen runko, simulaatiosta saatiin myös kevyempi rajallisia tietokoneen tehoja säästäen.

Rakenteeseen kohdistuvina voimina käytin 12 kN X, Y ja Z akselien suuntaisesti suunnitellusta kiinnityksenkin pisteestä. Tutkin myös ruuvien aiheuttamaa pintapainetta kiinnityslevyssä, jotta ruuvien esijännitys toimii varmasti oikealla tavalla. Tarkastelin myös laskennalla hitsausliitokset valituilla amitoilla. FEM-tarkastelussa huomataan, että rakenteeseen tulee keskimäärin alle 100 MPa:n jännityksiä (liite 2). Ruuveihin kohdistuva jännitys n. 500 MPa johtuu ruuvien esijännityksestä ja on Eurokoodin mukainen, joten esijännityksen voidaan olettaa toimivan simulaatiossa. Suurimmat siirtymät ovat noin 50 mm palkin kiinnityspisteen kohdalla, joka on odotettu tulos ja hyväksyttävää rakenteeseen, koska standardi ei ota kantaa rakenteen taipumiin. Pintapaineen tarkastelussa voidaan varmistaa ruuviliitoksen toimivan simulaatiossa, koska pintapaine kiinnityslevyn ja nostolevyn välillä laskee niiden ruuvien kohdalla, joihin kohdistuu suurin vetojännitys. Suurimmat hitseihin kohdistuvat jännitykset ovat noin 400 MPa, jotka ovat osittain simulaatiosta aiheutuvia pistekuormia ja suuremmille alueille kohdistuvat jännitykset pysyvät noin 100- 250 MPa:n alueella. Tämän tarkastelun perusteella voidaan todeta rakenteen kestävä tarvittavat kuormitukset.

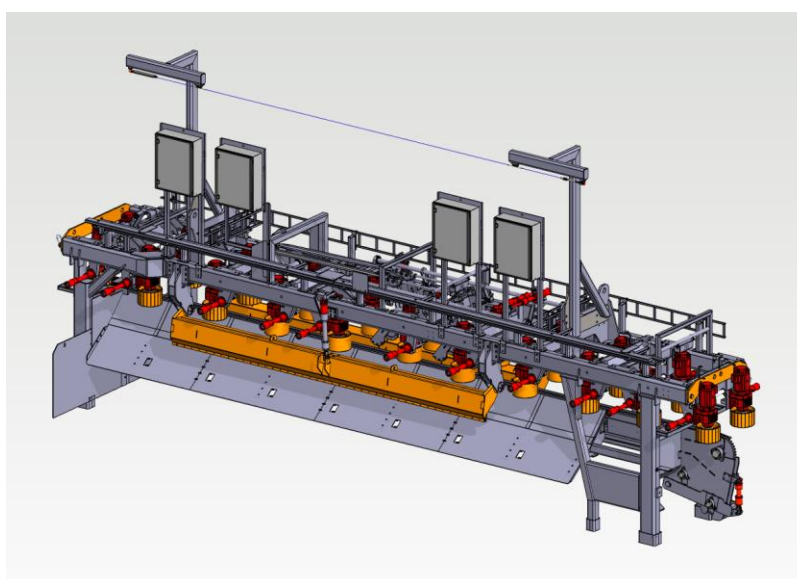
9 LOPPUTULOS

Lopullinen putoamissuojainten kiinnitysjärjestelmä siis koostuu kahdesta tolpparakenteesta, jotka kiinnittyvät ruuviliitoksella erottelukuljettimen nostolevyyn. Tolppien välille tulee kiinni ABS ST III kiinnityspisteeseen 8 mm ruostumaton teräsvaijeri. Vaijerin ja kiinnityspisteen välissä on toisessa päässä kiristysvaarna ja toisessa päässä nykäyksenvaimennin. Vaijeriin kiinnitetään vaijerikulkija, johon kiinnitetään turvavaljaat.

Työn lopputuloksena saatiin toimiva ja kestävä ratkaisu putoamissuojainten kiinnittämiseen Erottelukuljetin 2+: saan. Turvavaljaiden kiinnitysjärjestelmä mahdollistaa turvallisen huoltotyön, kuitenkin liikaa liikettä rajoittamatta. Kiinnitysjärjestelmä on suhteellisen helppo asentaa uusiin sekä jo käytössä oleviin kuljettimiin. Kiinnitysjärjestelmä mahdollistaa useiden erilaisten turvavaljaisiin kiinnityvän kelautuvan tarraimen käytön ja asiakas voi valita itselleen sopivan vaijerikulkijan, esimerkiksi jos asiakas tarvitsee ATEX tilaan sopivan vaijerikulkijan. Hyvä huomioida on kuitenkin se, että standardin EN-795 mukaisten laitteiden asennukseen on oltava koulutettu henkilö. Siis rakenteessa olevaan vaijerin, kiristysvaarnojen ja välikannakkeiden asennukseen on oltava koulutettu henkilö. Rakenteeseen on myös lisättävä huomiotarroja sekä merkinnät "käytettävä putoamissuojaimia".



Kuva 47. Lopullinen tuote (Tiihonen 2023, CC BY)



Kuva 48. Valmis tuote erottelukuljettimessa (Tiihonen 2023, CC BY)

10 POHDINTA

Opinnäytetyö oli oppimisen kannalta monipuolinen, mutta selkeästi rajattu, jolloin pystyin hyvin tutustumaan sen käsittelemiin asioihin. Parasta oppia työ antoi liitosten mitoittamiseen ja sain työn aikana monta oivallusta, millaisia asioita ruuvi- ja hitsausliitoksia suunniteltaessa tulee huomioida. Etenkin liitosten mitoittaminen Eurokoodin mukaisesti tuli tutuksi ja uskon, että siitä on hyötyä tulevissa työtehtävissäni. Sain myös työn aikana palauttaa mieleen FEM-laskentaa, mistä on varmasti tulevaisuudessa hyötyä. Työstä saan myös itselleni hyvät esimerkkilaskut erilaisten rakenteiden mitoittamiseen käytettäväksi tulevaisuudessa. Työssä saatiin ainakin teoriassa toimiva tuote ja odotan mielenkiinnolla tulevaisuutta, jos asiakasyritys päättää ottaa tuotteen tuotantoon, jolloin näen käytännössä, millainen tuote on toimiessaan osana sahalinjaa. Tuotetta pystyisi vielä optimoimaan ja siinä on käytetty melko suuria varmuuksia, joten se on kokonaisuudessaan ylimitoitettu. Tässä tapauksessa ylimitoitus ei kuitenkaan ole minkäänlainen haitta, koska laitteen painolla ei ole suurta merkitystä ja materiaalikulut pysyvät vielä maltillisina.

LÄHTEET

- EN1993-1-1: Eurocode 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1–1: Yleiset säännöt ja rakennuksia koskevat säännöt 2006. Helsinki: Suomen standardoimisliitto <https://online.sfs.fi/fi/index/tuotteet/SFS/CEN/ID2/1/9344.html.stx>. Viitattu 21.3.2023.
- ABS-Lock III-ST: Absturzsicherung mit system. Absturzsicherung mit system. Pdf-tiedosto. Julkaisuaika tuntematon. https://www.absturzsicherung.de/fileadmin/user_upload/produkte/anschlagpunkte/abs-lock-iii-st/downloads/Montageanleitung-Anschlagpunkt-ABS-Lock-III-ST.pdf. Viitattu 10.4.2023.
- Valtioneuvoston asetus koneiden turvallisuudesta 1.1.2 12.6.2008. <https://www.finlex.fi/fi/laki/ajantasa/2008/20080400>). Viitattu 28.3.2023.
- Björk Timo, Pekka Hautala, Kalevi Huhtala, Seppo Kivioja, Matti Kleimola, Markku Lavi, Heikki Martikka, Juha Miettinen, Aarno Ranta, Jari Rinkinen Pekka Salonen. 2014. Koneenosien suunnittelu. Helsinki: Sanoma Pro Oy. 51
- Blom Seppo, Pekka Lahtinen, Erkki Nuutio, Kari Pekkola, Seppo Pyy, Hannu Rautiainen, Arto Sampo, Pekka Seppänen, Eero Suosara. 1999. Koneenelimet ja mekanismit. Helsinki: Edita Prima Oy.
- Etra Oy. Ruuvien tekniset ominaisuudet. Pdf-tiedosto. Julkaisuaika tuntematon. https://www.etra.fi/media/mageworx/downloads/attachment/file/e/t/etra_ruuvien-tekniset-mitat_taulukot_2021_muokattu.pdf. Viitattu 3.4.2023
- Eurokoodit tarkoitus: Eurokoodit. Julkaisuaika tuntematon. Verkkojulkaisu. <https://www.eurocodes.fi/eurokoodit-tarkoitus/>. Viitattu 15.4.2023
- HewSaw. 11. 4. 2023. Yritys. Verkkojulkaisu. <https://hewsaw.com/fi/yritys>. Viitattu 28.3.2023
- Hietikko, Esa. 2021. Palkki: lujuuslaskennan perusteet. Helsinki: BoD - Books on Demand.
- Hietikko, Esa. 2021. Tuotekehitys. Helsinki: BoD - Books on Demand.
- Rautaruukki oy 2012. Rakenneputket En 1993-käsikirja. Keuruu.
- SFS 14122-2. 11. 10. 2016. Koneturvallisuus. Koneiden kiinteät kulkutiet. Osa 2: Työskentelytasot ja kulkutasot. Helsinki: Suomen standardoimisliitto.
- SFS EN-795. 2015. Putomissuojaimet, kiinnityslaitteet. Helsinki: Suomen standardoimisliitto SFS.
- Tukes. julkaisuaika tuntematon. Tuotteet ja palvelut. Verkkojulkaisu. <https://tukes.fi/tuotteet-ja-palvelut/koneet>. Viitattu 19.3.2023.
- SL200 2.2. HewSaw. Pdf-tiedosto. Julkaisuaika tuntematon. https://hewsaw.com/wp-content/uploads/2019/09/SL200_2_2.pdf. Viitattu 18.4.2023
- Veisto Oy. Veisto Oy:n sisäinen kuvapankki. Julkaisuaika tuntematon.

LIITE 1. RAKENTEEN JÄNNITYKSET ANSYSSIMULAATIOSSA

Liite poistettu.

LIITE 2. RAKENTEEN JÄNNITYKSET ANSYSSIMULAATIOSSA

Liite poistettu.

LIITE 3. RUUVIEN JÄNNITYKSET ANSYSSIMULAATIOSSA

Liite poistettu.

LIITE 4. KOKONAISSIIRTYMÄT ANSYSSIMULAATIOSSA

Liite poistettu.

LIITE 5. RUUVIEN AIHEUTTAMA PINTAPAINEN KIINNITYSLEVYSSÄ ANSYSSIMULAATIOSSA

Liite poistettu.

LIITE 6. JÄNNITYKSET HITSEISSÄ ANSYSSIMULAATIOSSA

Liite poistettu.

LIITE 7. JÄNNITYKSET HITSEISSÄ ANSYSSIMULAATIOSSA

Liite poistettu.

LIITE 8. HITSIEN JÄNNITYKSET ANSYSSIMULAATIOSSA

Liite poistettu.

LIITE 9. LASKENNAN APUNA KÄYTETTY EXCEL-TAULUKKO

			kokonaiskestävyys	
ruuvien leikkauskestävyyden mitoitusarvo leikettä kohti	$F_{V,Rd}$	94080 N	94,1 kN	
Ruuvien bruttopinta-ala (jännityspinta-ala)	A	245 mm ²	ruuvi M20	
lisäkerroin	α_V	0,6 0,5		
Ruuvien vetomurtolujuus	f_{ub}	800 MPa		
Ruuvien myötölujuus		640 MPa		
Ruuvien kestävyuden osavarmuusluku	γ_{M2}	1,25		
Ruuvien esijännitys varmuus	γ_{M7}	1,1		
Ruuvien lukumäärä		1 KPL		
reunapuristuskestävyys päänruuveille siirrettävän voiman suunnassa	$F_{b,Rd}$	65280 N	65,3 kN	
reunapuristuskestävyys päänruuveille kohtisuorassa voimaan		163200	652,8 kN	
muille kuin pään ruuveille voiman suunnassa	$F_{b,Rd}$	130560 N	130,6 kN	
muille kuin pään ruuveille kohtisuorassa voimaan		326400	326,4 kN	
levyn pään ruuveille	α_b	0,5		
muille kuin pään ruuveille	α_d	1,514706		
	α_d	1		
	f_u/f_y	1,568627		
muille kuin pään ruuveille	k_1	15,01765		
	k_1	2,5		
reunarivin ruuveille	k_1	2,5		
	k_1	2,5		
vetokestävyys	$F_{t,Rd}$	141120 N		141,12 kN
	k_2	0,9		
esijännitys	$F_{p,CD}$	124727,3 N		
Levyn myötölujuus	f_y	355 MPa		
levyn murtolujuus	f_u	510 MPa		
ruuvien nimellishalkaisija	d	16 mm		
paksuimman levyn paksuus	t	20 mm		
osavarmuusluku	γ_{M2}	1,25		
	e1	25,5 mm		
	e2	25,5 mm		
	p1	90 mm		
	p2	203 mm		
	d0	17 mm		
esijännitys	$F_{p,C}$	137200 N	137,2 kN	
Liukumiskestävyuden mitoitusarvo käyttörajatilassa ruuvia kohti	$F_{s,Rd}$	37917,09 N	37,9 kN	
taulukko 3.6	k_s	0,76		
Kitkapintojen lukumäärä	n	1		
kitkakerroin	μ	0,4		
osavarmuus	γ_{M3}	1,1		
yhdistetty veto ja leikkaus Kin.Ik B	$F_{s,Rd}$	36037,82	36,0 kN	
	$F_{t,Ed,ser}$	8500 N		
palamurtuma	$V_{eff,I,Rd}$	2847278 N	2847,3 kN	
Vedon rasittama nettopinta-ala	Ant	3000 mm ²		
Leikkauksen rasittama nettopinta-ala	Anv	7920 mm ²		
	γ_{M2}	1,25		
	γ_{M0}	1		
rakenteen kestävyys		36,0 kN		