

Lasse Kinnari

Monikäyttöinen metsäperävaunu

Opinnäytetyö

Syksy 2015

SeAMK Tekniikka

Auto- ja työkonetekniikka



SEINÄJOEN AMMATTIKORKEAKOULU
SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Opinnäytetyön tiivistelmä

Koulutusyksikkö: Tekniikan koulutusyksikkö

Tutkinto-ohjelma: Konetekniikka

Suuntautumisvaihtoehto: Auto- ja työkonetekniikka

Tekijä: Lasse Kinnari

Työn nimi: Monikäyttöinen metsäperävaunu

Ohjaaja: Ilkka Estlander

Vuosi: 2015

Sivumäärä: 108

Liitteiden lukumäärä: 17

Tämä työ on suunnitteluprojekti toiminimellä toimivalle henkilölle, jolla on tarvetta metsävaunulle. Pääoman sijoittamisen pelkkään metsävaunuun ei kuitenkaan katsottu olevan kannattavaa, joten vaunun tulisi sopia muuhunkin tarkoitukseen. Työn tilaajalla oli teräsprofiilien suhteen alkuehtoja ja tässä työssä tullaankin selvittämään annettujen teräsprofiilien sopivuus vaunun käyttöön. Alkuehtoina oli myös jo valmistetun telin sijoittaminen ja sen kantavuuden määrittäminen. Mitoituksia tehdään käsin perustuen standardeihin sekä yleisesti lujuusoppiin sekä FEM-ohjelmilla. Oleellisimmat asiat tulevat olemaan rungon materiaalin määrittäminen sekä liitosten toteutus joko, hitsi- tai ruuviliitoksilla. Liitosten mitoitukset tulevat perustumaan täysin standardeissa esitettyihin menetelmiin. Rakenteissa, joissa rasitusten määrittäminen on liitoksessa vaikuttavien kuormien suhteen erittäin haastavaa, käytetään puhtaasti FEM-laskentaa. FEM-laskentojen tarkkuuteen tullaan kiinnittämään huomiota.

Jokainen osa-alue on suunniteltu itsenäisesti sekä juuri tämän vaunun sovelluksia kunnioittaen. Kaiken suunnittelun ja mitoituksen perusteella muodostetaan lopuksi kokoonpano, jossa on käytetty valittua liitosmenetelmää. Liitosmenetelmä valitaan paitsi mitoituksien myös käytännön kokoonpanon perusteella. Valintaa ei tehdä pelkän optimaalisen mitoituksen perusteella, mikäli liitosmenetelmä johtaisi epäkäytännöllisiin kokoonpanoihin. Lopputuloksena syntyi paitsi tässä työssä kuvatut mallinnukset, myös täydelliset kokoonpano- sekä kappalepiirustukset, joita ei tulla tässä työssä julkisesti esittämään.

Avainsanat: hitsaus, kone-elimet, vaunut, työkoneet, FEM

SEINÄJOKI UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Thesis abstract

Faculty: School of Technology

Degree programme: Mechanical and Production Engineering

Specialisation: Automotive and Work Machine Engineering

Author: Lasse Kinnari

Title of thesis: Multi-function forest trailer

Supervisor: Ilkka Estlander

Vuosi: 2015

Sivumäärä: 108

Liitteiden lukumäärä: 17

This was a project type work of a forest trailer, which should be usable with other applications. From the economic point of view, forest type of use alone is not efficient so the trailer must be engineered with a larger use of applications. The main things in this work were the use of materials decided in advance, creating joints, calculating structures with common strength calculations and also making structures based on FEM-calculations. FEM's inaccuracy was noticed and in all simulations there were ways to make the results more realistic.

All joint calculations were based on standards, and creating joints was one main part of the work, and the handled joint types were bolted and welded joints. One main goal was what type of a joint would be used so that the trailer could be modified with little work to differed applications. At the end of this work there should be a forest trailer made of materials decided in advance. The bogie should be movable and the whole trailer should be formable to different types of trailer applications.

How the other applications would be realized is another project all together, but the trailer in this work was based on those other types of use. Not only was the trailer 3D modelled, but it was also drawn with full assembly drawings and machinery drawings. There are some drawings shown in this work, but mostly the drawings are not public documents.

Keywords: FEM, welding, machine-elements, trailers, work machines

SISÄLTÖ

Opinnäytetyön tiivistelmä.....	2
Thesis abstract	3
SISÄLTÖ	4
Kuva-, kuvio- ja taulukkoluettelo.....	7
1 JOHDANTO	11
2 METSÄKÄRRYN RAKENNE	14
2.1 Runko	14
2.2 Teli	15
2.3 Aisa	15
2.4 Sermi ja kuormatila	16
2.5 Renkaat	17
2.6 Tukijalat	17
3 MITOITUSMENETELMÄT	18
3.1 Ruuviliitos	18
3.1.1 Ruuviliitoksen kiristäminen.....	19
3.1.2 Ruuviliitoksen asettuminen ja liitoksen varmistaminen	20
3.2 Hitsin väsyminen.....	21
3.3 Hitsaus.....	22
3.4 FEM-laskenta.....	24
4 RUNGON MÄÄRITYS.....	26
4.1 Palkkisimulointi	26
4.2 Rajoitukset	27
4.3 Kuormitus.....	29
4.4 Muutokset mallinnukseen U-profiililla.....	31
4.5 Profiilien vertailu.....	32
4.6 Lopullinen profiili ja simuloinnit.....	38
4.7 Scanian vanhempien kuorma-autojen runkopalkkien hyödyt.....	42
5 LOPULLINEN VAUNUNRAKENNE	44
5.1 Telin suurin kantavuus	45
5.2 Telinupotus, telinripustus ja rungonjäykiste	46

5.3	Rungonjäykistelevyn simulointi	47
5.4	Telin stabiliteetti	49
5.5	Aisa ja vaunun etuosa.....	51
5.5.1	Aisan materiaali	51
5.5.2	Aisan ja etuosan rakenne	52
5.6	Sermi	55
6	PÄÄKOHTIEN LIITOKSET	59
6.1	Telin ripustuksen U-ruuviliitos	62
6.2	U-ruuvin vastakappale	64
6.3	Telin sidontapalkinlevyn ja rungonjäykistelevyn ruuviliitos	67
6.4	Hahlon ruuviliitoksen tarkempi laskenta.....	70
6.5	Kuormaajan jalustan simulointi sekä ruuviliitos etuosaan	73
6.5.1	Kuormaajanjalustan simulointi	74
6.5.2	Kuormaajanjalustan hitsit.....	76
6.6	Kuormaajan tukijalat	78
6.7	Telinsidonta U-palkin hitsiliitos laippaansa.....	80
6.8	Poikkipalkit.....	80
6.9	Poikkipalkkien ruuviliitos rungon uumaan	83
6.9.1	Poikkipalkkien ruuviliitoksen vetokestävyys	84
6.9.2	Pankkojen ja poikkipalkkien yhdistetty vetokestävyys	85
6.9.3	Pankkojen ja poikkipalkkien yhdistetty veto- ja leikkauskestävyys..	87
6.10	Etuosan apurunkopalkkien liitos	88
6.11	Etuosan ruuviliitokset.....	90
6.12	Kiristysmomentit	93
7	KOKONAISUUDEN SIMULOINTI	96
8	LOPULLINEN KOKOONPANO	97
8.1	Etuosa.....	97
8.2	Poikkipalkit.....	98
8.3	Sermi	98
8.4	Pankot.....	99
8.5	Aisa	99
8.6	Teliripustus	99
8.7	Telin ja sidonta U-palkin liitos	100

9 YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET	101
9.1 Jatkokehitys	104
9.2 Innovaatiot	104
LÄHTEET	106
LIITTEET	108

Kuva-, kuvio- ja taulukkoluetelo

Kuva 1. Teli.	11
Kuva 2. Vetopalkki (M. Korte Oy).....	70
Kuva 3. ONIAR 83 kuormaimen nostokyky (ONIAR 83).	73
Kuvio 1. Väsyttävän kuormituksen siniaalto (Estlander, I. 2015, 2).....	21
Kuvio 2. Rungon lankamalli.	26
Kuvio 3. Palkkisimuloinnin mallinnus.	27
Kuvio 4. Rajoitusten koordinaatit.....	27
Kuvio 5. Telin rajoitteet.	28
Kuvio 6. Telinivel.....	29
Kuvio 7. Symmetrinen kuormitus.	30
Kuvio 8. Epäsymmetrinen kuormitus.....	31
Kuvio 9. Etuosan apurunkopalkit.....	32
Kuvio 10. Etuosan rigid link.....	32
Kuvio 11. Palkkikohtainen esitys.....	33
Kuvio 12. Etuosan ja vaunun suurin taipuma.....	34
Kuvio 13. Epäsymmetrisen kuorman taipuma.....	37
Kuvio 14. Jatkuvakuorma pankoilla.....	39
Kuvio 15. 30 000 kg:n kuorma tasaisesti.	41
Kuvio 16. Kuorma-autonrungon vääntöjoustavuus. (SISU. 2010, 2).....	42

Kuvio 17. Vaunun mallinnus.	44
Kuvio 18. Telin simulointi.	45
Kuvio 19. Telin heikoin kohta.	46
Kuvio 20. Telinupotus sekä jäykistelevy.....	47
Kuvio 21. Telinsidonta.....	47
Kuvio 22. Jäykistelevyn jännitykset.....	48
Kuvio 23. Telin suurin kallistuskulma piirroksella.	49
Kuvio 24. Telin suurin kallistuskulma laskennalla.	50
Kuvio 25. Aisan rakenne.	52
Kuvio 26. Aisasimuloinnin tuloksia.	53
Kuvio 27. Etuosan rakenne.....	54
Kuvio 28. Etuosan simulointi.....	55
Kuvio 29. Sermin palkkisimulointi.....	57
Kuvio 30. Sermin palkkisimuloinnin tulokset.	58
Kuvio 31. Telisidonnan mitoituksen kuormitus.	63
Kuvio 32. Telin U-ruuvi ja vastakappale.....	65
Kuvio 33. Palkkisimuloinnin kuormitus telihahlolla.	69
Kuvio 34. Hahlon voimien suunnat.....	69
Kuvio 35. Kuormaajan jalustan simulointi.	75
Kuvio 36. Kuormaajan jalustan simulointi, aluslevyn jalan maksimijännitys.....	76
Kuvio 37. Jalusta 5 mm:n a-mitoilla ja noin 200 MPa:n jännityksellä.	77

Kuvio 38. Jalusta 8 mm:n a-mitalla noin 100 MPa:n jännityksellä.....	77
Kuvio 39. Kuormaajan tukijalan simulointi.....	79
Kuvio 40. 150x100x8-poikkiputkipalkin a-mitan määrittäminen.....	81
Kuvio 41. Poikkipalkin ruuvien liukumiskestävyys.....	83
Kuvio 42. Poikkipalkin veto- ja puristusvoimat.	84
Kuvio 43. Eniten kuormitetun poikkipalkin palkkikohtaiset kuormitukset.	85
Kuvio 44. Pankkoihin kohdistuva kuorma kallistuksessa.	86
Kuvio 45. Etuosan apurunkopalkkien hitsiliitos.	88
Kuvio 46. Etuosan apurunkopalkkien hitsiliitoksen veto ja puristus.....	90
Kuvio 47. Etuosan apurunkopalkkien ruuviliitos.	91
Kuvio 48. Etuosanlevyjen ruuvikiinnitys.	93
Kuvio 49. Kokonaisuuden kiertymä.....	96
Kuvio 50. Etuosan rakenne.....	97
Taulukko 1. Sykliä lukumäärä eliniän aikana.	23
Taulukko 2. Suorakaideputkipalkkinen runkorakenne.....	34
Taulukko 3. U-profiilinen runkorakenne.	35
Taulukko 4. Epäsymmetrinen kuorma suorakaideputkipalkkinen runkorakenne...	35
Taulukko 5. Epäsymmetrinen kuorma U-profiili.....	36
Taulukko 6. 12 000 kg toiselle runkopalkille sekä pankoille.	40
Taulukko 7. 30 000 kg:n kuorman jännitykset.....	41

Taulukko 8. Vaunun kokonaiskuorma ja aisalle tuleva jännitys.	51
Taulukko 9. M12 esikiristysvoimat ja liukumisenkestävyys.	68
Taulukko 10. M12-ruuvien lukumäärä liukumiskestävyydellä.	71
Taulukko 11. 8.8 M12 -ruuvien leikkauskestävyys.	71
Taulukko 12. Liitoksen leikkausvoiman vaatima M12-ruuvien lukumäärä 8.8 lujuusluokalla.	72
Taulukko 13. Liukumiskestävyksiä.	72
Taulukko 14. Leikkauskestävyksiä.	72
Taulukko 15. Kiristysmomentit.	94

1 JOHDANTO

Projektin tilaajana on toiminimellä yritystoimintaa harjoittava Leo Kinnari. Yritystoiminta on maatilälähtöistä ja metsätalous on oleellisena osana toimintaa. Puuta ajetaan niin lautatavaraksi kuin polttopuuksi. Tilaajalla on tarvetta suuremmalle ja kustannustehokkaammalle metsäkärlylle. Projekti onkin saanut jo alkunsa ennen tämän työn aloittamista siten, että tilaaja on jo valmistanut omatoimisesti telin, joka vaunuun tullaan sijoittamaan. Tämän työn tarkoitus on tuottaa valmistetun telin (kuva 1) ympärille runkorakenne niin, että se vastaa jo tehdyn telin kantokykyä.



Kuva 1. Teli.

Kuvan 1 telissä on kuorma-auton renkaat tai tarkemmin ottaen bussin renkaat. Navat ovat eurojaolla, joten mikä tahansa eurojakoinen rengas voidaan teliin kiinnittää. Telipalkit ovat 150x100x8-suorakaideputkipalkkeja ja telipalkit yhdistävä poikkipalkki on 150x150x10-neliöputkipalkki.

Projektin vaunulle oli asetettu alkuehdoiksi runkomateriaali, joka tulee olla joko 150x100x8-suorakaideputkipalkkia tai Scanian kuorma-autoissa käytettyä U-profiilia. Suorakaideputkipalkkia on käytössä hieman yli 8 m ja Scanian U-profiilia 12 m. Lisäksi hyllyissä on montaa eri profiililla olevaa materiaalia mielivaltaisina paloina

sekä monta eri osaa esimerkiksi aisakäännön nivelsylinteri, on jo koneistettuna. Materiaalihankintoja on siis tarkoitus tehdä niin vähän kuin mahdollista.

Toimeksiantajan ajatuksena on, että vaunua voisi hyödyntää myös muuhun tarkoitukseen, esimerkiksi maan ajoon. Pelkkään metsätalouteen vaunu maksaa itsensä takaisin liian pitkällä aikavälillä. Vaunu tulisi olla tällöin erittäin hyvin muunneltavissa, jotta monipuolinen käyttö olisi mahdollista. Toimeksiantajan toive vaunun kantavuudeksi on 12 000 kg. Jo valmistettu teli on järeätkö ja varustettu kuorma-auton renkailla, joten teli antaisi mahdollisuuden suurempiinkin kuormiin kuin 12 000 kg. Tästä lähdettiin ajamaan asiaa eteenpäin niin, että vaunu suunnitellaan kantamaan 12 000 kg metsämaastossa ja lopullinen tasamaakantavuus määritellään heikoimman jo valmistetun kantavuuden mukaan. Onko rajoittavana tekijänä sitten renkaat vai teli selviää, kun suunnittelussa päästään mitoituksiin. Työn tarkoituksena on siis suunnitella metsävaunu, jossa otetaan huomioon muutkin käyttötarkoitukset, eli valmiiseen metsävaunuun voidaan lisäyksin ja asentaen tai irrottamalla saada useampia käyttömahdollisuuksia.

Oleellisimpana ongelmana työssä tulee olemaan liitosmenetelmien valinta ja mitoitus. Valitaanko siis kaupallisten vaunujen tapaan hitsiliitokset vai poiketaanko täysin ja valitaankin ruuviliitokset? Vaunu tulee kohtaamaan erittäin väsyttäviä kuormituksia, joten liitosmenetelmän valintaan tullaan käyttämään paljon aikaa. Toinen oleellinen ratkaistava asia on se, kumpi runkoon hankittu materiaali valitaan ja millä perusteilla, ottaen vielä huomioon muukin kuin metsäajon tarve. Vaunussa on vielä lisäksi muitakin osa-alueita kuin vain runko, joten mitoituksia ja materiaalivalintaongelmia sekä yleisesti konstruktio-ongelmia tullaan kohtaamaan. Ongelmat tullaan ratkomaan standardeihin perustuvaa liitostenmitoitusta käyttäen ja lujuuslaskennalla käsin sekä FEM-ohjelmia hyödyntäen. Metsäperävaunun tulisi siis olla rakenteeltaan luja sekä helposti muokattava.

Vaunu tulitaisiin valmistamaan pienehköllä tilalla, jossa ei ole suurta hallitilaa monipuolisine työkaluineen ja laitteineen, joten kokoonpanotapaa tulee miettiä myös resurssien mukaan. Varsinaista ammattipätevyyden suorittanutta hitsaajaa ei ole, joten kaikkein kriittisimmät mahdollisesti hitsattavat osa-alueet tulee mitoittaa erittäin varmoiksi tai vaihtaa liitosmenetelmä ruuviliitokseen. Vaunun metsäkäyttö on erit-

täin väsyttävää ja hitsien säröjen muodostuminen on ammattihitsaajankin toteuttamana riskitekijä. Ruuviliitoksetkin tulee mitoittaa varmoiksi, koska suuriin kiristystarkkuuksiin ei ole välineitä. Momenttiavaimet ovat ikääntyneitä ja niiden kalibroinnista ei ole tietoa. Ruuviliitoksissa tulee huomioida edelleen, että suurin normaalin käsiporakoneen istukka sallii 12 mm poran, kun otetaan huomioon tavallisimmat ruuvikoot.

Vetokalusto tulisi ottaa jollain tapaa myös huomioon, mutta tähän seikkaan ei liiaksi kannata takertua, koska kalustoa saa helpommin vaihdettua. Vetokaluston vetokyvystä on pyritty saamaan käsitystä liitteiden 1 ja 2 mukaisin, taulukkoihin tehdyin laskennoin. Vetokalusto sisältää jo kuormaimen, mutta päädyttiin siihen, että vaunullaan suunnittelemaan niin, että siinä on paikka kuormaajalle.

2 METSÄKÄRRYN RAKENNE

Metsäkärri on maataloustraktorin perään liitettävä kärri, jolla voidaan ajaa puutavaraa suhteellisen tehokkaasti metsästä. Vaunun peruseräite on se, että voidaan hyödyntää jo olemassa olevaa vetokalustoa. Urakointivälineinähän käytetään erikseen metsätraktoreita sekä harvestereita. Kaupalliset vaunut jakautuvat kantavuuden mukaan ja yleisimmät myydyt vaunut ovat 8–10 tonnin kantavuudella (Hakala 2014, 82). Metsäkärrien rakenne ja samalla tämän työn lopputuloksen rakenne on esitettyä liitteessä 3. Liitteestä selviää myös kunkin osa-alueen nimitys.

2.1 Runko

Metsäperävaunujen runkojen vaatimukset ovat normaaleja perävaunuja paljon kovemmat, koska vaunun tulee ottaa vastaan kuorman lisäksi kuormaajan heilahtelut. Ajonaikana kiertymään pääsevä runko tekeekin vaunusta epävakaa saaden vaunun huojumaan. 10 tonnin metsävaunut ovat yleensä yksipalkkirunkoisia säädettävällä telinsijainilla, mutta kaksipalkkisiakin on. Kaksipalkkirunkoisten etuna onkin niiden sivusuuntainen tukevuus, sillä välipalkit yhdessä runkopalkkien kanssa muodostavat kiertojäykän kokonaisuuden. Kaksipalkkirunkoiset ovat kuitenkin pääsääntöisesti kiinteillä telipaikoilla. Yksipalkkirunkoisestakin on saatavissa lähes kaksipalkkirunkoisen jäykkyys, kun telin kiinnityksestä tehdään kiinteä ja jäykkä. (Hakala 2014, 82–85.)

Korkeaksi muodostuneet painopisteet aiheuttavat huojuntaa ja saavat varsinkin yksipalkkirunkoiset vaunut kiertymään. Kiertymään pääsevä runko tekee huojunnallaan vaunusta huonosti traktoria seuraavan. Eritoten huojuntaa esiintyy tyhjänä, kun taakka ei vakauta vaunua, mutta liian korkealle sijoitettu kuormaaja saa lastattunakin vaunun huojumaan. (Hakala 2014, 84–85.)

2.2 Teli

Telien kiinnityksen toteutuksen onnistuneisuus näkyy suoraan vaunun käyttäytymisessä. Siirrettävissä teleissä tulee olla tarpeeksi tiukka kiinnitys, jottei kiinnitys pääse löystymään. Tällöin huojunta lisääntyy, koska telin ja rungon välillä on välystä (Hakala 2014, 84). Telin kiinnitykseen on valmistajasta riippuen olemassa monta eri tapaa ja löystymään pääsevät siirrettävät telit ovat saaneet kritiikkiä. Hyvin kirey tensä säilyttävät siirrettävät telit ovat saaneet kuitenkin osakseen paljon kiitosta, mutta hyvin menestyneissä vaunuissa on myös täysin kiinteitä telejä. (Hakala 2014, 84–85.)

Telit eroavat jokseenkin toisistaan. Toiset suosivat epäsymmetristä teliä, eli etupyörille vähemmän painoa antavaa teliä ja toiset ”hiipivää” teliä, jossa nivelpisteet sijaitsevat pyöränapojen alapuolella. Mahdollisuutena on myös käyttää molempia. Epäkeskisyyden tarkoituksena on keventää vaunun vetovastusta, eli telin etupyörä nousee kevyemmin esteiden päälle. Epäkeskisyys tehdään siis eripituisin telipalkein. Toisaalta lyhempi takakeinuvarsi aiheuttaa suuremman kallistuksen esteen ylityksessä. Hiipivässä telissä nivelpisteen sijainti pyöränapojen alapuolella saa myös aikaan helpomman esteen nousukyvyn, mutta telin maavara kärsii. Pitkän akselivälin telissä on katsottu rauhoittavan vaunun kulkua. Rauhallisuuden lisäksi telissä tarvitaan tarpeeksi liikevaraa. Vaikka telille kohdistuisi suurin osa painosta, vaunusta voi silti tulla epävakaa, jos vaunussa on pitkä aisa ja aisalla on suuri kääntökulma. (Hakala 2014, 84–85.)

2.3 Aisa

Aisa on metsävaunuissa yleensä nivelletty ja nivellys on erittäin tarpeellinen varuste. Aisan kääntö aiheuttaa kuitenkin painojakauman muutoksen. Vetolenkki ja telien nivelpisteet muodostavat kolmion, jonka yli siirtyvä painopiste kaataa vaunun jo paikallaan. Toisissa vaunuissa aisan painopistettä muuttava vaikutus kävi ilmi jo tyhjänä, jolloin vaunun toinen takimmainen rengas nousi täydessä aisankäännöksessä ilmaan. Telin etäisyys aisaan nähden vaikuttaa aisapainoon ja liian suuri aisapaino

saa traktorin perän huojumaan kaarteissa. Tässä työssä perehdyttiinkin kehuja saaneisiin aisan ja telin välisiin etäisyyksiin ja oma vaunu pyritään saamaan lähelle parhaimman tuloksen saaneen etäisyyden mukaisesti. (Hakala 2014, 84, 90.)

Koneviestin testissä (Hakala 2014, 86–87) huomattiin, että kun aisakääntö ylittää 30°, vaunun käytös muuttuu käännöksessä epävakaaksi. Mitä enemmän aisa kääntyy, sitä enemmän telien painojakauma muuttuu. Testissä oli myös vaunu, jossa kääntökulma oli vain 25°, mutta yhdistettynä pitkään aisaan tämä yhdistelmä teki vaunusta muiden kaltaisen. Pienemmällä kääntökulmalla saavutetaan selvästi pienempi painojakauman muutos, joka taas näkyy suoraan vaunun käyttäytymisessä. Kääntönivelen sijainti alhaalla sekä kuormaajan matala painopiste eivät muuta käännöksessä vaunun painopistettä nopeasti, jolloin käännöksen hallittavuus paranee. Kääntösylinteriltä vaaditaan voimaa siinä vaiheessa kun vaunua käännellään pehmeässä maastossa ahtaisiin paikkoihin, testissä suurin sylinteri oli 90 mm. (Hakala 2014, 86.)

2.4 Sermi ja kuormatila

Pankkojen tulisi olla rakenteeltaan sellaiset, että esteen sattuessa ne siirtyvät sivuun ja olisi vielä parempi, jos pankot olisi varmistettu siten, etteivät ne irrotessaan putoa metsään. Pankkojen leveys ei saa olla liian suuri, eli pankot eivät saa ulottua renkaiden ulkopuolelle, koska tällöin painoa siirtyy raideleveyden ulkopuolelle. Suositeltavaa olisi, että pankot seuraisivat renkaiden ulkoreunoja ja rakenne olisi suunniteltu siten, että painopiste jäisi mahdollisimman alas. Tällöin pankot tulisi taivuttaa mahdollisimman leveiksi. (Hakala 2014, 88.)

Sermin tulisi olla mahdollisimman lähellä kuormaajaa ja olla rakennettu sopivin rauditusvälein sekä käyttämällä sopivia materiaaleja (Hakala 2014, 88). Erään vaunun sermi oli testin mukaan liian harvakseltaan raudoitettu ja rauditus oli taipuma-herkkää neliöputkea (Hakala 2014, 88). Kuitenkin kun tarkastellaan lattatangon ja neliöputken taivutusvastuksia suhteessa painoon, neliötanko on parempi. Esimerkiksi 10x100-lattatangon jäykemmän suunnan suhteen taivutusvastus on $833,3 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$. Tämä vastaa plastiselta taivutusvastukseltaan 20x20x2-neliötankoa. Ne-

liötangon metrimassa on 1,05 kg/m ja lattatangon 7,85 kg/m. Lähes samanpainoinen neliötanko olisi 60x60x4-profiilinen, mutta tällä neliötangolla on jo elastinen taivutusvastus 14500 mm³. Neliötangon käyttäminen toisi esimerkkien mukaan painonsäästöä. Suurimmassa osin vaunuja käytetään kuitenkin lattatankoa sermin raudoituksena, syynä taitanee olla halvempi hinta. (Valtanen 2012, 801,831.)

2.5 Renkaat

Metsävaunun renkaina testissä oli käytössä pallorenkaat. Pitkittäisripaiset ja pyöreäolakkaisemmat renkaat olivat testin mukaan joustavimmat ja tällöin oli huomattavissa pompottavaa käytöstä. Terävimmät olka-alueelliset renkaat katsottiin tukevimmiksi. Pidon katsottiin olevan paras ohutripaisilla sekä kuviollisilla renkailla. (Hakala 2014, 91.)

2.6 Tukijalat

Yleisin malli testissä oli teleskooppiset tukijalat ja niiden etuna on voimakas nostokyky. Tällöin ne nostavat vetolenkin vakaasti kiinni traktorin vetokoukun yläosaan, jolloin traktorin paino saadaan mukaan vaunun vakauttamiseen. Tukileveyden katsottiin olevan liian pieni, jos muodostunut tukileveys on 2 m tai alle. Kehuja saivat yli 2 m:n tukileveydet. Osalla kääntyvistä jaloista todettiin liian pieni nostovoima. (Hakala 2014, 94.)

3 MITOITUSMENETELMÄT

Työn vaunun liitokset tullaan tekemään hitsaus- tai ruuviliitoksin. Harkinta käyttää ruuviliitoksia saatiin siitä faktasta, että ruuviliitos on koottavissa ja purettavissa toistuvasti kaikissa olosuhteissa sekä helpoin välinein (muunneltavuus). Liitoksen osat eli ruuvit, mutterit ja aluslevyt ovat standardoituja, joten liitoselimet ovat helposti saatavilla ja useimmiten edullisia. Lisäksi asianmukaisesti toteutettu ruuviliitos on luotettava. Luotettavuus tarkoittaa kuitenkin tarkkaa mitoittamista. Liitettävien osien on oltava lujia ja jäykkiä sekä liitospintojen tasaisia. Kiristyksenkin tulisi olla tarkka. (Blom ym. 1999, 39–40.)

Hitsaaminenkaan ei ole huono vaan oikeissa paikoissa erittäin hyvä liitosmenetelmä. Hitsaamiseen sisältyy kuitenkin paljon epävarmuustekijöitä, varsinkin nyt, kun on kyseessä sekalaisesti väsyttävää kuormitusta. Säröjen kasvun mahdollisuus on taitavamman hitsaajan saumoissa olemassa ja hitsattua rakennetta on erittäin vaikea enää muokata. Hitsaaminen synnyttää liitoksiin ylimääräisiä jännityksiä, koska hitsattaessa materiaalit lämpölaajenevat sekä synnyttävät näin jäännösjännityksiä, kun hitsi jäähtyy ja kutistuu (SHY, 1). Hitsien jäännösjännityksiä voidaan kuitenkin poistaa jälkikäsitteilyillä. Tyypillisimmät ovat sauman ja perusaineen rajaviivan hionta tai uudelleen sulatus käyttämällä TIG-menetelmää (Rautaruukki 2014, 12).

3.1 Ruuviliitos

Ruuvien esikiristys on ratkaiseva tekijä liitoksen luotettavan toiminnan kannalta. Esikiristuksen tulee olla riittävä, muttei liian suuri. Ruuviliitokseen voivat vaikuttaa kaikki kuormitustyyppit. Näitä voivat olla leikkausvoima, vetovoima, taivutusmomentti, vääntömomentti tai näiden yhdistelmiä. Eli kuormitustavasta riippumatta on esikiristuksen aiheuttama esijännitys liitoksen mitoituksessa ja asennuksessa hyvin tärkeä. (Airila ym. 2010, 228.)

Liian alhainen esikiristys aiheuttaa:

- liitospintojen irtoamista, kuormituksen ollessa aksiaalista
- ruuvin jännitysamplitudi kasvaa
- ruuvi väsyä
- mutteri löystyy tärinässä sekä
- liitos liukuu leikkausvoimien vaikutuksesta.

(Airila ym. 2010, 228.)

Esikiristys ei saa olla kuitenkaan liian suuri, sillä liian suuri esikiristys aiheuttaa:

- ruuvin staattisen ylikuormittumisen ulkoisen kuorman aikana
- ruuvin löystymisen plastisen venymän vuoksi ulkoisessa vetokuormituksessa
- ruuvin murtumisen jo kiristäessä, mikäli käytetään huomattavasti liian suurta esikiristystä.

(Airila ym. 2010, 228.)

Esikiristykseen tärkeyttä ei voi liiaksi korostaa. Mitä tarkemmin esikiristys tehdään sitä kevyempi, halvempi ja luotettavampi liitoksesta saadaan. Tulee kuitenkin muistaa, että kustannustehokkuus täytyy suhteuttaa käytettävään esikiristysmenetelmään. Esikiristys on sitä kalliimpaa mitä tarkempiin menetelmiin mennään. (Airila ym. 2010, 228.)

3.1.1 Ruuviliitoksen kiristäminen

Ruuviliitos voidaan kiristää kahdellakin tavalla. Tavallisempi tapa on käyttää vääntömomenttia ja toinen on ruuvin venyttäminen. Ruuvia venytetään niin paljon, että haluttu esikiristys saavutetaan. Venytettäessä ruuvia siihen kohdistuu puhdas vetojännitys, mutta vääntömomentin avulla tehdyssä kiristyksessä ruuviin kohdistuu myös vääntöjännitystä, joka johtuu kierteen nousukulmasta ja kitkasta. Mitä suurempia kitkakerroin ja nousukulma ovat, sitä pienemmäksi saatu esijännitys jää käytettäessä vakiokiristysmomenttia. (Airila ym. 2010, 228–230.)

Tämän työn metsävaunun ruuviliitosten mitoitus keskittyy kuitenkin vääntömomentilla suoritettavaan kiristykseen, joten venyttämällä suoritettua kiristystä ei sen tarkemmin käsitellä. Momentilla kiristettäessä kiristystä vastustaa kierteen nousun ja kierteen kitkan synnyttämä vääntömomentti ja vielä lisäksi mutterin/ruuvinkannan alla syntyvä kitkamomentti. Toteutuva kiristysvoima riippuu siis täysin siitä, kuinka tarkasti tunnetaan todelliset liitoksissa vaikuttavat kitkakertoimet sekä miten tarkasti kiristysmomentti kyetään mittaamaan. Tällöin tulisi luotettavan liitoksen saamiseksi, määrittää, ei vain esijännitykset, vaan myös käytettävät kiristysmomentit, tarkoittaen käytännössä sitä, että huonoissakin kitkaolosuhteissa saavutetaan riittävä minimikiristysvoima. Toisaalta ei kuitenkaan pienilläkään vallitsevilla kitkakertoimilla ylitetä ruuvin sallittua esikiristysvoimaa. Mitä epätarkempaa kiristys on, sitä suurempia kiristysmomentteja joudutaan käyttämään. (Airila ym. 2010, 230–233.)

3.1.2 Ruuviliitoksen asettuminen ja liitoksen varmistaminen

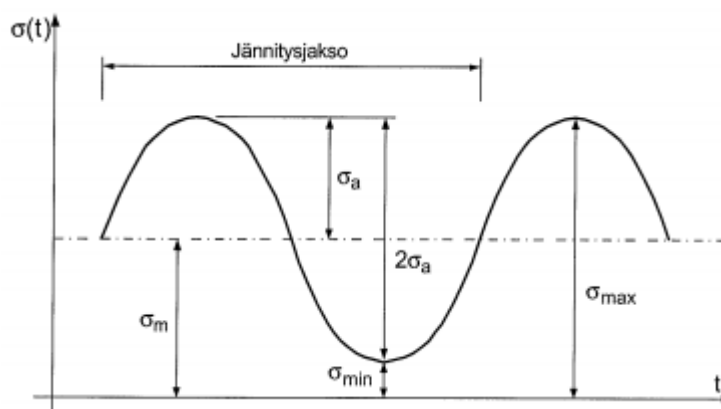
Liitoksen tulee säilyttää riittävä kireys koko sen suunnitellun eliniän. Liitos voi menettää kireytensä ruuvin katkeamisella, kierteen leikkautumisella, mutterin aukeamisella tai liitoksen osien asettumisella. Asettuminen tarkoittaa ruuviliitoksen osien plastisten muodonmuutosten ja virumisen yhteisvaikutuksia. Pinnoissa tapahtuu myös mikrotasoista liukumista, mikä aiheuttaa pintojen tasoittumisia. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että pinnankarheuksien huiput saavuttavat kovassa puristuksessa myötörajan ja lisäksi liitokseen kohdistuvat ulkoiset kuormat voivat aiheuttaa vielä lisää plastista muodonmuutosta. Työn aiheena oleva metsävaunu tulee toimimaan erittäin haastavissa olosuhteissa, joten liitosten ”eläminen” ja tästä syntyvät pinnankarheuksien muodonmuutokset tulevat vaatimaan huomiota. Asettumista estetään ja hallitaan kahdella perusehdolla. Ruuvin pienimmän poikkileikkauksen vetojännitys ei saa kuormituksenkaan aikana päästä yli myötörajan. Eli ei kiristetä ruuveja niin, että ne myötävät ja liitos menettää esikiristystään. Ruuvin kannan ja sen alustan sekä mutterin ja alustan välinen pintapaine ei saa nousta kyseisen materiaalin rajapintapaineen yli, eli liian pehmeitä materiaaleja ei saa liittää liian suurilla kiristysmomentteilla vaatavilla ruuveilla. Asettumisen kuitenkin mahdollisesti tapahtua liitosten kiristysmomentit on tarkastettava. (Airila ym. 2010, 235.)

3.2 Hitsin väsyminen

Metsäajo on vahvasti rakenteita väsyttävää kuormitusta. Väsymisellä tarkoitetaan sitä, että materiaalivaurio tapahtuu dynaamisen kuormituksen vaikutuksesta. Vaurio voi syntyä staattista vauriorajaa alemmalla jännitystasolla kun kuormitusvaihtelujen määrä on suuri, eli yli 10^4 kuormitussykliä. Väsymisessä on mukana suurijoukko monia vaikeasti hallittavia tekijöitä, kuten kappaleen pinnanlaatu, homogeenisuus, koko yms. (Estlander, I. 2015, 1.)

Mikroskooppisten säröjen synty eli ydintyminen tapahtuu yleensä paikallisiin jännityshuippuihin kuten reikiin, olakkeisiin tai muihin epäjatkuvuuskohtiin. Säröt hiljalleen kasvavat eli yhdentyvät kun säröjen teräviin kärkiin muodostuu voimakkaita jännityshuippuja. Lopulta säröjen edettyä tarpeeksi pitkälle tapahtuu äkillinen murtuminen kun ehjää materiaalia ei ole enää tarpeeksi. (Estlander, I. 2015, 1.)

Väsytykokeet tehdään standardin SFS 3099 mukaisesti niin, että rakenteelle laiteetaan sinimuotoinen vaihteleva kuormitus, jolloin kappaleessa vaikuttava jännitys vaihtelee myös siniaalloin mukaisesti. Tällöin jännityksellä on jokin amplitudi ja jännitysjakso kuvion 1 mukaisesti. Rakenteessa vaikuttava keskijännitys on kuvion 1 σ_m ja jännitysamplitudi σ_a . Käsitteet on siis harmonisen kuormitusvaihtelun mukaisesti määritelty, todellisuudessa keskijännitys ja jännitysamplitudin vaihtelut muodostavat äärettömän määrä erilaisia jännitysyhdistelmiä. (Estlander, I. 2015, 2–3.)



Kuvio 1. Väsyttävän kuormituksen siniaalto (Estlander, I. 2015, 2).

Tyypillisesti väsyminen ajatellaan vaihtokuormitukseksi tai tykytyskuormitukseksi. Puhtaassa vaihtokuormituksessa rakenteessa vaikuttava keskijännitys, eli ääriarvojen muodostama keskiarvo on nolla. Tällöin tarkoittaa sitä, että kuormitus vaihtelee esimerkiksi vedolle ja puristukselle samansuuruisena. Tykyttävässä kuormituksessa rakenteen jännitys pysyy koko ajan saman merkkisenä. Esimerkiksi puhtaasti vedolla olevassa kuormituksessa puhuttaisiin vetotykytyskuormituksesta. Eli lyhyesti jännitykset pysyvät aina saman merkkisinä eli ovat joko vedon tai puristuksen puolella. (Estlander, I. 2015, 3.)

3.3 Hitsaus

Väsyttävä kuormitus huomioiden hitseille tulee asettaa jokin kestoikä eli montako sykliä hitsien tulee kestää ilman säröjen kasvua. Tässä työssä ja tässä kappaleessa käytetään väsyttävästi kuormitettujen teräsrakenteiden standardia SFS-EN 1993-1-9 hitsien kestoajan määrittämisessä.

Standardissa (SFS-EN 1993-1-9. 2005) oleellinen asia on määrittää väsymisluokka standardin taulukoista 8.1–8.10. Tässä tapauksessa tullaan käyttämään taulukon 8.6 antamaa väsymisluokkaa 36 (36 MPa), joka vastaa siis pienoin hitsattuja pääosin kohtisuoria liitoksia. Tutkitaan ensin standardin antamia sallittuja jännityksiä. Jos ajatellaan mitoittaa hitsit alemmalle väsymisrajalle, eli käytännössä äärettömälle kestoajalle, eli standardin kuvan 7.1 yli $1 \cdot 10^8$ syklien lukumäärän alueelle, käytetään kahta eri kaavaa standardin sivulta 15:

$$\Delta\sigma_D = 0,737 * \Delta\sigma_C \quad (1)$$

Missä

$\Delta\sigma_D$ on vakioamplitudinen väsymisraja

$\Delta\sigma_C$ on väsymisluokka

Kaavan (1) vakioamplitudisesta jännitysvaihtelusta saadaan alempi väsymisraja:

$$\Delta\sigma_L = 0,549 * \Delta\sigma_D \quad (2)$$

Missä

$\Delta\sigma_D$ on vakioamplitudinen väsymisraja

$\Delta\sigma_L$ on alempiväsymisraja

36 väsymisluokalla saadaan kaavojen (1) ja (2) mukaisesti alemmaksi väsymisrajaksi:

$$\Delta\sigma_L = 0,737 * 36 \text{ MPa} = 26,53 \text{ MPa} * 0,549 = 14,56 \text{ MPa} \quad (3)$$

Sallittu jännitysvaihtelu on niin pieni, että äärettömälle kestolle mitoittaminen vaatisi todennäköisimmin erittäin massiivisia a-mittoja sekä runkorakennetta yleensä (vertaa palkkisimuloinnin jännityksiin, kappale 4).

On siis järkevintä asettaa jokin määrätty elinikä, jonka hitsien tulee kestää särön kasvamatta. Taulukossa 1 on esitetty arvioidun käytön mukaan syntyvien syklien lukumäärä 20 vuoden aikana. Syklit ovat siis täyteen lastauksen määriä 20 vuoden aikana.

Taulukko 1. Syklien lukumäärä eliniän aikana.

Syklejä päivässä	Käyttöpäiviä viikossa	Viikkoja vuodessa	Vuodet
10	5	48	20
Syklit yhteensä	48000		

Saatua syklien lukumäärää käyttäen lasketaan sallittu suurin jännitysvaihtelu standardin sivun 15 kaavalla, joka perustuu laajennettuihin väsymislujuuskäyriin:

$$\Delta\sigma_R^m * N_R = \Delta\sigma_C^m * 2 * 10^6 \quad (4)$$

Missä

$$m \quad \text{on } 3, \text{ kun } N \leq 5 * 10^6$$

Tällöin kaavasta (4) saadaan sallituksi normaalijännitysvaihteluksi:

$$\Delta\sigma_R^3 = \frac{\Delta\sigma_C^m * 2 * 10^6}{N_R} \rightarrow \Delta\delta_R = \sqrt[3]{\frac{(36 \text{ MPa})^3 * 2 * 10^6}{48000}} = 124,8 \text{ MPa} \quad (5)$$

Vastaavasti tulee määrittää myös sallitulle leikkausjännitykselle sallittu jännitysvaihteluväli. Tällöin standardin sivulla 14 oleva kaava:

$$\Delta\tau_R^m * N_R = \Delta\tau_C^m * 2 * 10^6 \quad (6)$$

Missä

$$m \quad \text{on } 5, \text{ kun } N \leq 10^8$$

Nyt kaava (6) saa muodon, jolla sallittu leikkausjännityksen vaihteluväli saadaan:

$$\Delta\tau_R = \sqrt[5]{\frac{(36 \text{ MPa})^5 * 2 * 10^6}{48000}} = 75,9 \text{ MPa} \quad (7)$$

3.4 FEM-laskenta

Oleellisena osana työssä tulee esiintymään myös FEM-laskentaa hyväksikäyttävät ohjelmistot. FEM, eli "Finite Element Method", on elementtimenetelmiin perustuva laskentamenetelmä lujuusopillisten ongelmien ratkaisuun. Ratkaistaessa FEM:llä rakenteita on tuloksena yhtälöryhmä, joka sisältää tuntemattomia siirtymä- ja kuormitustermejä. Rakenteen osien jäykkyys kytkee siirtymät ja kuormitukset toisiinsa. Mielekkäin tapa esittää elementtimenetelmän perusyhtälöt on esittää ne matriisi-

muodossa. Suuriksi paisuvien matriisien ratkaiseminen käsikaavoin on erittäin raskasta ja virheherkkää, joten tietokoneet ovat tulleet hyviksi apuvälineiksi FEM-laskentaan. (Estlander, I. 2014, 8–9.)

Elementtimenetelmän peruseräite on se, että isompi rakenne jaetaan pienempiin osiin eli elementteihin. Elementeille pätee sama kuormitus-/siirtymäyhtälö, joka voidaan kirjoittaa myös koko rakenteelle. Elementtiverkot koostuvat itse elementeistä sekä niiden solmuista. Solmut ovat elementtien liitoskohtia ja jokaisella solmulla on yksi tai useampi vapausaste, eli toisin sanoen liikemahdollisuus. Elementtiverkon tiheys on suoraan suhteessa saatujen tulosten tarkkuuteen, eli mitä tiheämmäksi verkko tehdään, sitä tarkempia, mutta raskaampia laskentoja muodostuu. (Estlander, I. 2014, 9–10.)

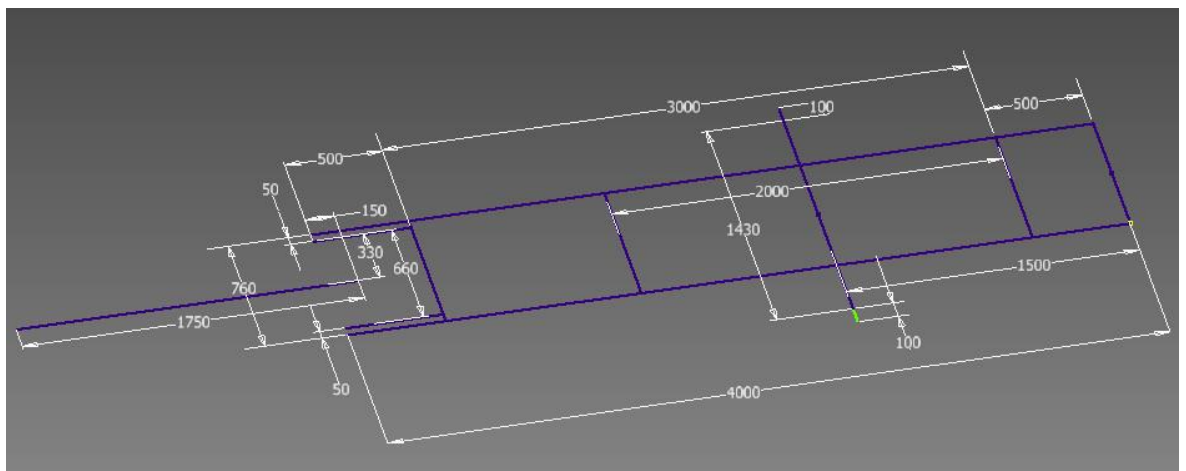
Tässä työssä tullaan käyttämään AutoCAD Inventor -ohjelman sisäänrakennettua FEM-laskentamoduulia, jonka eräänä ominaisuutena on elementtiverkon muokkaaminen haluttuun tiheyteen. Kuitenkin liian tiheä verkotus solidimallin terävissä kulmissa tai epäjatkuvuuskohdissa johtaa vääristelyihin tuloksiin, kun FEM-laskenta lähtee muodostamaan kohti ääretöntä johtavaa laskentaa. Simuloinneissa onkin aina syytä toistaa simulointi riittävän usein tihentämällä verkkoja ja seuraamalla konvergoivatko toistojen tulokset. Näin saadaan realistisempia tuloksia kuin vain sillä, että ajetaan laskenta kerran tai tihennetään verkkoa mielivaltaisesti ja mallin jännityshuippu suuntaa kohti äärettömyyttä. Työssä esitetyt FEM-laskennat on pyritty suorittamaan tätä toimintatapaa käyttäen, mutta selvempien kuvien vuoksi ovat verkot jätetty kuvista pois. Työn simuloinneissa tullaan käyttämään AutoCAD Inventor -ohjelman palkkisimulointia sekä solidisimulointia. Palkkisimuloinnissa ohjelma tekee mallista yksinkertaisen palkkielementtimallin, jossa elementillä on vain alku- ja loppusolmu. Solidielementtien avulla voidaan muodostaa laskentamalli mielivaltaisen muotoisesta kappaleesta. Ohjelmassa on myös mahdollista käyttää kuorielementtiä levymäisille rakenteille. (Estlander, I. 2014, 9–11.)

4 RUNGON MÄÄRITYS

Rungossa käytettävät alkuehtoien profiilit tullaan simuloimaan palkkisimulointina ja näin verrataan niiden ominaisuuksia keskenään sekä tullaan tekemään lopullinen runkoprofiilin valinta. Simuloinneissa lähdettiin mahdollisimman yksinkertaisesti liikkeelle, jotta saatiin nopein ja tehokkain toimin tuloksia. Ensimmäinen simulointi tehtiin tällöin ilman telejä, pelkällä rungolla, mutta simulointia ei saatu käyttäytymään niin kuin sen kuuluisi, joten telien tuli siis olla mallinnuksessa mukana. Tällöin ei teliä vielä tässä vaiheessa tarvitse erikseen simuloida, vaan telin simulointi tulee runkoprofiilin valinnassa hieman kuin sivutuotteena. Mutta pelkkään palkkisimuloinnin yksinkertaistettuun rakenteeseen ei voida yksinään tuudittautua. Simuloinneissa on käytettyjen palkkiprofiilien materiaali määritetty S355-teräslaatua vastaavaksi.

4.1 Palkkisimulointi

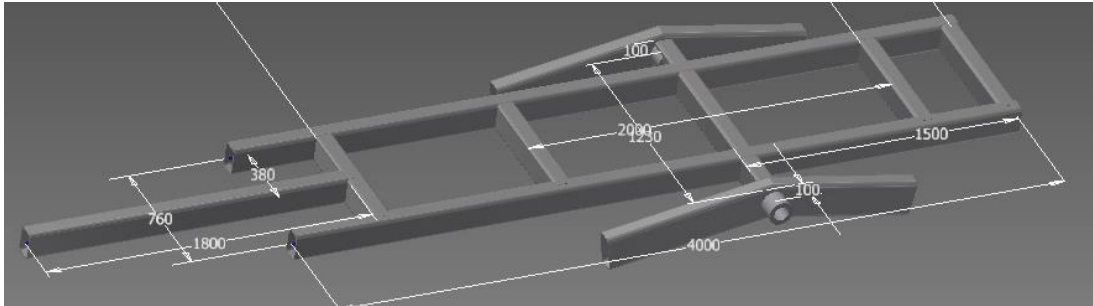
Simuloinnin muodostaminen aloitettiin tekemällä Inventorin palkki-työkalun avulla rungonmallinnus. Kuviossa 2 on mallinnuksen lankamalli, johon tuotiin palkki-työkalun avulla palkkiprofiilit. Kuviossa 2 on myös lopulliset rungonmitat, oleellisimpina kuormatilan pituus on 3500 mm, kuormatilan leveys 760 mm ja kokonaispituus 5600 mm aisan kanssa. Ensimmäinen mallinnus on kuviossa 3, vastaava mallinnus tehtiin myös U-profiilille.



Kuvio 2. Rungon lankamalli.

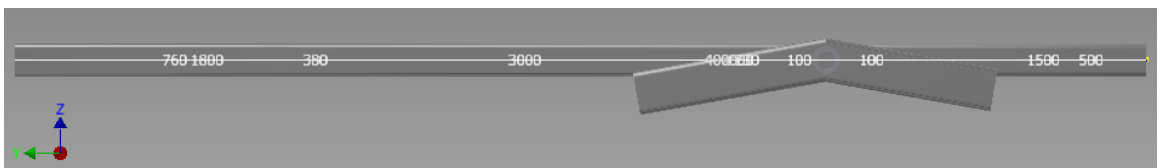
4.2 Rajoitukset

Jotta simulointi antaisi järkeviä tuloksia, rajoitukset on määriteltävä oikein. Asiaa havainnollistaa kuviossa 3 oleva palkkisimulointimalli sekä kuvio 4, jossa on esitetty tasossa olevat koordinaattien suunnat.



Kuvio 3. Palkkisimuloinnin mallinnus.

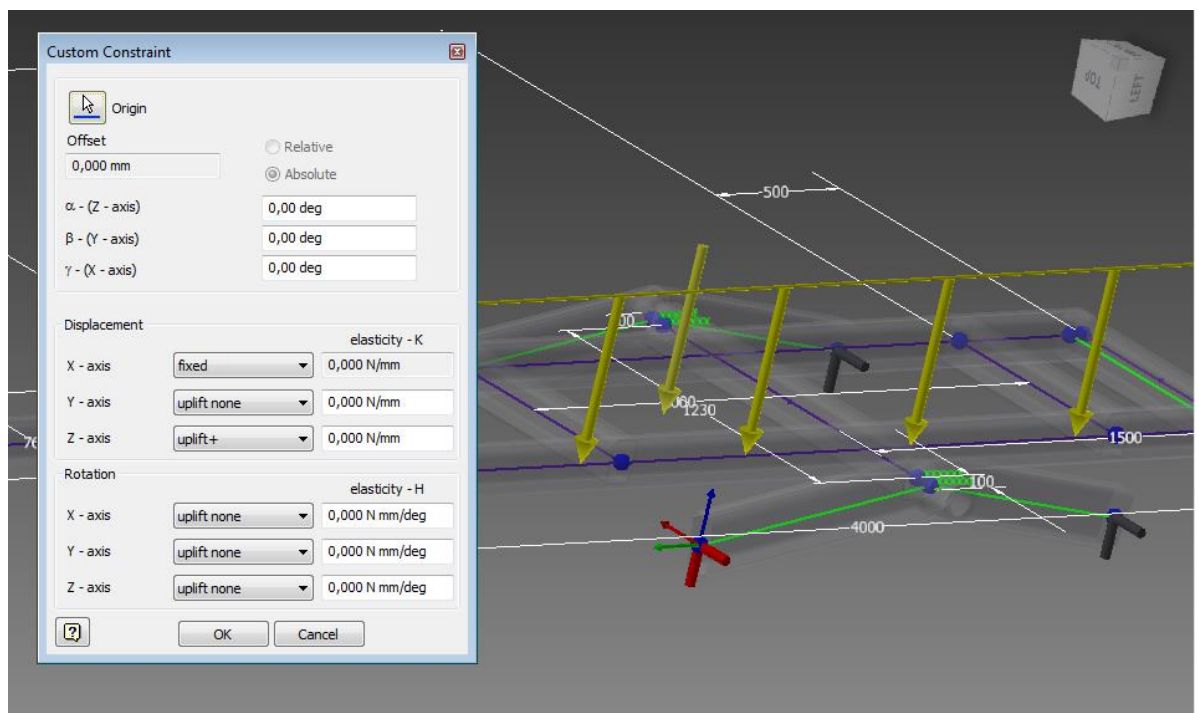
Vaunua vetää traktori, ja vaunu on traktorin vetokoukussa kiinni. Vetokoukku tukee aisaa sen päästä kaikkiin kolmeen koordinaattiakselin suuntiin, mutta sallii kiertymisen ja kulmanmuutoksen. Aisalle valitaan siis tähän soveltuva tuenta ("Pinned"). Seuraavaksi määriteltiin telien rajoitukset. Telien päässä on pyörät navoissaan, jotka ovat oleellisessa asemassa rajoitusten määrittämisessä. Kuorman vaikutuksesta teli pyrkii suoristumaan, jolloin telien päät tulee olla kuvion 4 Y-suuntaan auki, eli rajoittamattomat.



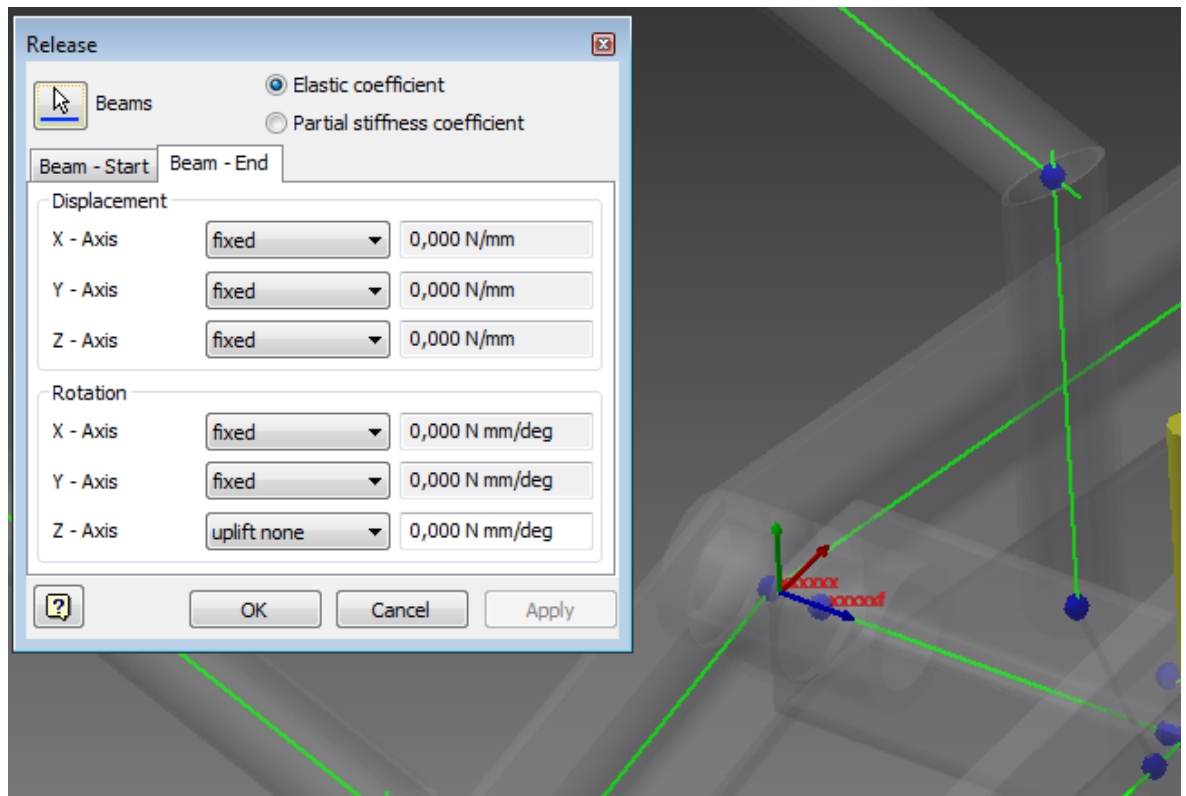
Kuvio 4. Rajoitusten koordinaatit.

X- ja Z-suunnat laitetaan teleille kiinteiksi tuiksi. Z-suunnassa olisi paikallaan vapauttaa myös positiivinen suunta, kuitenkin tämä ei muuttanut tuloksia kuin kymmenyksien tasolla. Kuormitus kun tulee joka tapauksessa ylhäältä Z-akselin negatiiviseen suuntaan. Telipalkkien päissä olevat elementtisolmut tulee myös vapauttaa jokaiseen rotaatiosuuntaan, tämä kuvastaa navan taittumista kuorman vaikutuksesta.

sesta. Koska rajoitus on näin tilannekohtainen, tulee telipalkkien päässä oleville solmuille asettaa räätälöity rajoitus edellä käsitellyin ehdoin, tämä on esitetty kuviossa 5. Lisäksi tulee huomioida, että teli pyörii nivelensä ympäri, jolloin telinivel tulee vapauttaa kuvioiden 4 ja 5 X-akselin ympäri. Telinivelen vapauttaminen on esitetty kuviossa 6, jossa vihreällä näkyvät sauvaelementit ovat telinpalkkeja. Kuviossa 6 on siis niveltä kuvaavan elementin loppusolmu (Beam – End) vapautettu pyörimään oman koordinaatistonsa Z-askelin ympäri.



Kuvio 5. Telin rajoitteet.

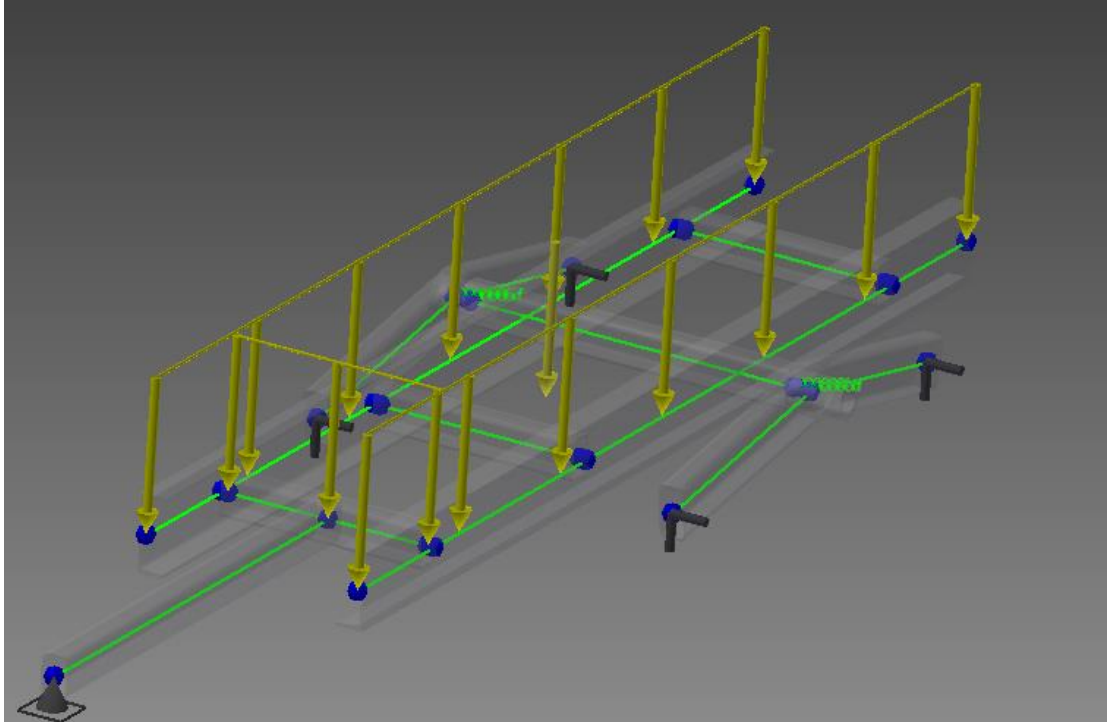


Kuvio 6. Telinivel.

4.3 Kuormitus

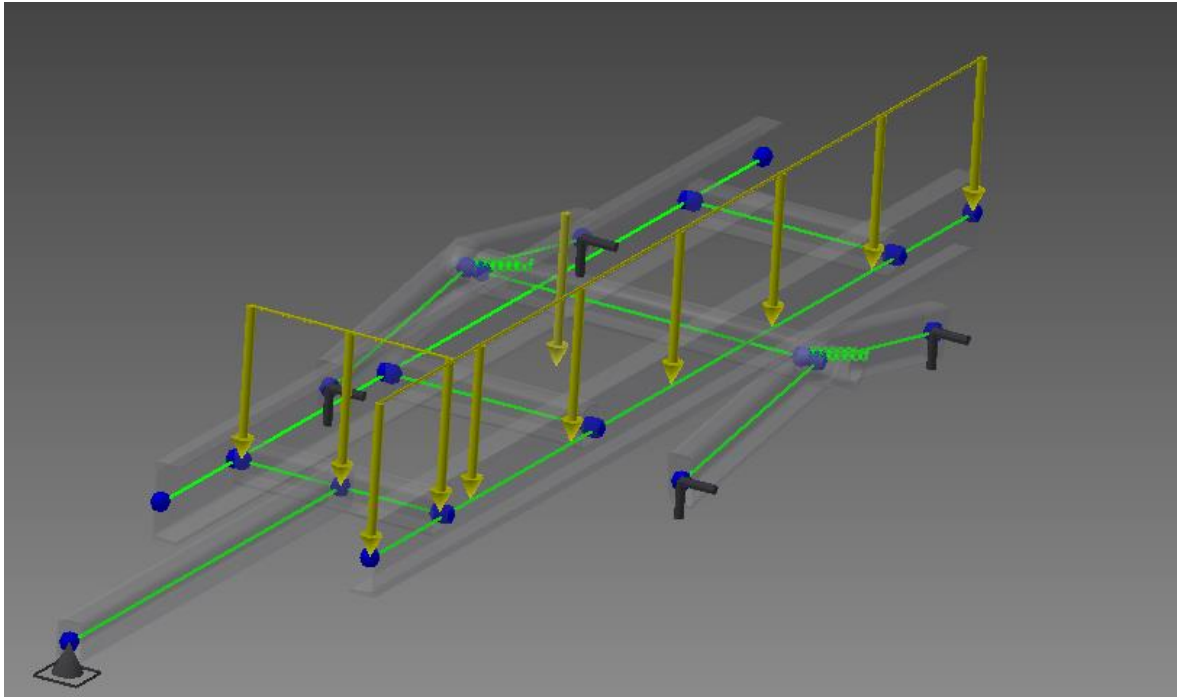
Vaunulla viedään puutavaraa sekä muutakin tasaisesti jakautuvaa kuormaa, joten paras tapa on simuloida kuormitus jatkuvana kuormana. Jatkuva kuorma esitetään yksiköllä N/m, jolloin tässä tapauksessa 4 m:n rungolla ja 12 000 kg:n kuormalla saadaan viivakuormaksi 3000 kg/m. Koska kyseessä on kaksipalkkinen runko, tulee edellä saatu kg/m jakaa vielä kahdella, eli tällöin molemmille runkopalkkeille laitetaan 1500 kg/m jatkuvaksi kuormaksi. Tämä tulee vielä muuttaa voimaksi ja käytettiin karkeaa laskentaa, jotta käytettävät luvut pysyvät mielekkäinä, kuitenkin tulosten vääristymättä. Kuormat kerrottiin tällöin 10 m/s^2 :lla, jolloin jatkuvaksi kuormaksi saadaan 15 000 N/m. Koska kuormaaja laitetaan kiinni vaunuun, on vaunun etuosaan laitettu toinenkin jatkuva kuorma, joka on 8000 N/m. Tässä on laskettu, että kuormaaja painaa sermin sekä muun eturakenteen kanssa noin 600 kg. Palkki on 0,75 m leveä, joten tästä laskettuna on tarkka arvo 800 kg/m ja tämä kertaa 10 m/s^2 on

8000 N/m. Kuviossa 7 on esitetty vaunu kokonaisuutenaan rajoituksineen sekä jatkuvine kuormineen. Kuormat on siis jaettu molemmille runkopalkkeille tasan sekä lisätty eteen kuormaajan ja sermin aiheuttama lisäkuormitus. Tilanne vastaa tasamaolosuhteita täydellä halutulla 12 000 kg:n metsämaaston kantavuudella. Kuviossa 7 on mallinnus U-profiililla.



Kuvio 7. Symmetrisen kuormitus.

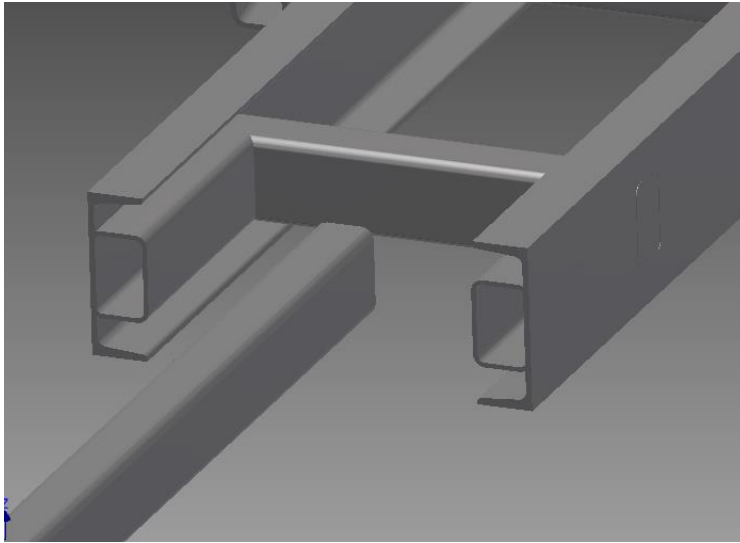
Kuormitukset tehdään edellä kuvattuna symmetrisesti jakautuneena sekä epäsymmetrisesti jakautuneena, jolloin kaikki paino oletetaan kohdistuvan vain toiselle runkopalkille. Kuvio 8 esittää, miten jatkuvakuorma on jaettuna epäsymmetrisessä kuormituksessa. Kuormitus on tällöin 30000 N/m, joka on vain toisella runkopalkilla.



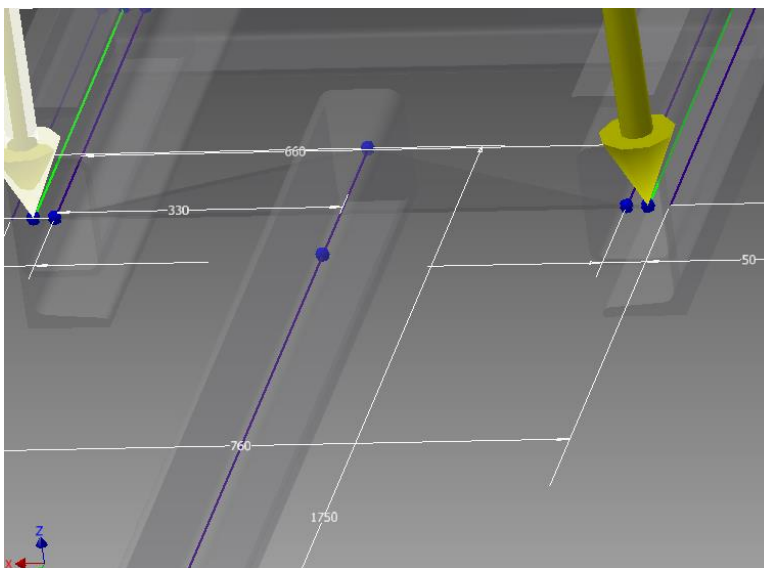
Kuvio 8. Epäsymmetrinen kuormitus.

4.4 Muutokset mallinnukseen U-profiililla

U-profiililla mallinnukseen ja simulointiin muodostuu muutamia suorakaideputkipalkista poikkeavia asioita, kuten muuttunut etuosan rakenne, aisan kiinnitys sekä telipalkille lisätty U-palkki. Kuviossa 9 on esitettyä etuosan rakenne, kun käytetään U-profiilia runkomateriaalina. Etuosaan lisätään kaksi 150x100x8-suorakaideputkipalkkia, jotka toimivat etuosassa apurunkopalkkeina etuosan lopulliselle rakenteelle. Aisan kiinnitys on esitetty kuviossa 10. Aisan lopullinen kiinnitys ei siis ole kuten kuviossa 3, eli aisa ei ole kiinni ensimmäisessä poikkipalkissa, vaan etuosaan tulee levyt, joiden välissä aisa tulee olemaan. Tätä levyrakennetta kuvastaa kuvion 10 tehty rigid link -työkalulla muodostettu jäykkä kiinnitys. Tällöin simulointi olettaa, että aisa on jollain täysin jäykällä kiinnityksellä asetettu etuosan apurunkopalkkeihin. Simuloinnin lopputulokseen ei suuremmin vaikuttanut oliko muodostettu rigid link kuvion 10 mukainen pienehkö liitos vai koko etuosan kokoinen. Etuosaan jouduttiin lisäämään myös solmuja sekä rigid link -yhteyksiä, koska simulointi ei ymmärtänyt etuosan apurunkopalkkien ja ensimmäisen poikkipalkin olevan kytköksissä toisiinsa.



Kuvio 9. Etuosan apurunkopalkit.

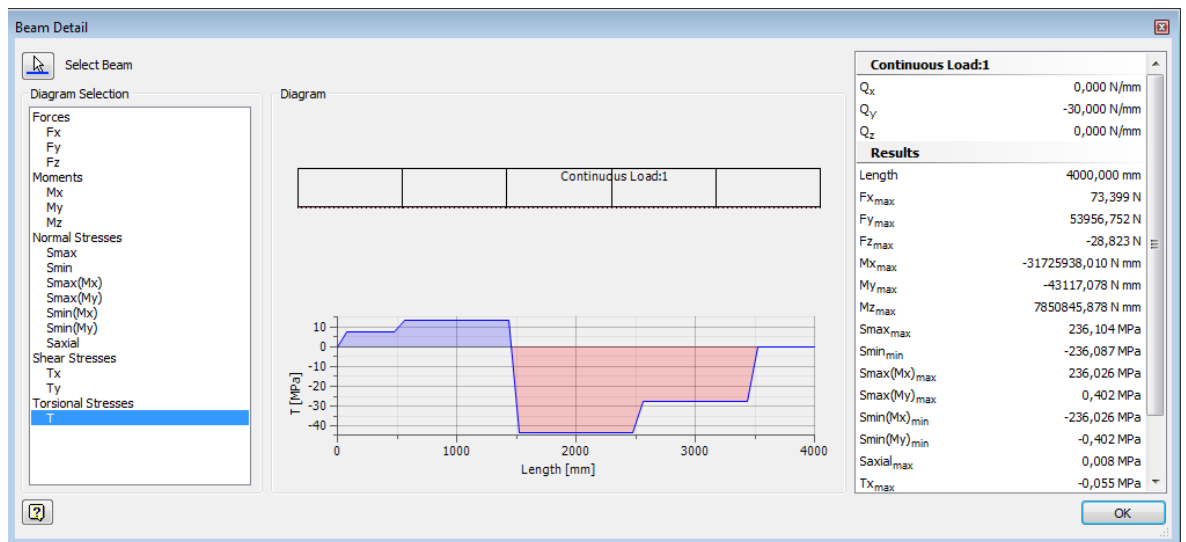


Kuvio 10. Etuosan rigid link.

4.5 Profiilien vertailu

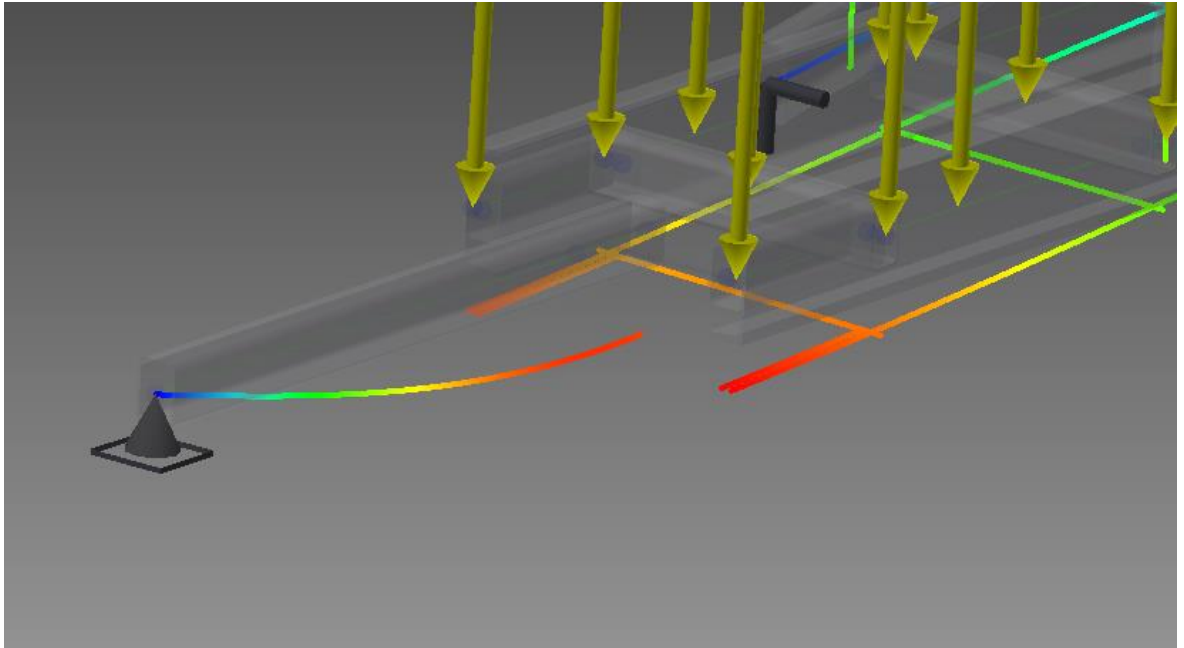
Simuloinnin tulokset tullaan esittämään molemmilla runkoprofiileilla omina taulukoinaan, joissa on palkeittain esitetty suurimmat normaali- ja vääntöjännitykset. Merkki kertoo onko kyseessä vetoa vai puristusta aiheuttava jännitys. Tiedot on poimittu palkkisimuloinnin "Frame detail" -työkalulla, joka antaa kuvion 11 mukaisen listan

kuvaajineen halutusta palkista. Vasemmalta voi valita minkä kuormituksen kuvaajaan haluaa esille ja oikealta on luettavissa normaali-, vääntö-, ja taivutusjännitykset sekä tukivoimat ja syntyvät momentit. Kuviossa 11 on väännönkuvaaja runkopalkissa.



Kuvio 11. Palkkikohtainen esitys.

Taulukossa 2 on listattuna vaunun jännitykset, kun on käytetty suorakaideputkiprofiilia runkopalkkeina. Taulukossa on oleellimmat jännitykset, momentit, tukivoimat sekä suurin siirtymä, joka on runkopalkkien aisanpäässä, kuvio 12. Taulukossa 3 on vastaavan simuloinnin U-profiileilla saadut jännitykset, tukivoimat sekä siirtymä rungonpäässä.



Kuvio 12. Etuosan ja vaunun suurin taipuma.

Taulukko 2. Suorakaideputkipalkkinen runkorakenne.

Suorakaidepalkit			
Tilanne	Max kuorma tasaisesti runkopalkkeille		
Rungonosa	Max jännitys	Max vääntöjännitys	Max siirtymä
Aisa	+/- 204	0	17,5 mm
Poikkipalkki 1	+/- 17	75,8	
Poikkipalkki 2	+/- 11	2	
Telipalkki	- 91	80,5	
Poikkipalkki 4	+/- 10	-0,3	
Poikkipalkki 5	+/- 2	-0,4	
Runkopalkki	+/- 150	-11	
Teli etupalkki	-106	18	
Teli takapalkki	-107	18	
Tukivoimat			
Aisa	Teli		
15460	Etupalkki	25525	
	Takapalkki	28674	

Taulukko 3. U-profiilinen runkorakenne.

Frame laskenta			
Versio	U 280 Runkopalkit		
Tilanne	Max kuorma tasaisesti		
Rungonosa	Max jännitys	Max vääntöjännitys	Max siirtymä
Aisa	+/-236	0,6	10,2 mm
Poikkipalkki 1	+/- 4	2	
Poikkipalkki 2	+/- 1	3	
Telipalkki	- 103	40	
Poikkipalkki 4	+/- 0,8	4	
Poikkipalkki 5	+/-0,3	3,8	
Runkopalkki	+/- 42	14	
Teli etupalkki	-115	0,6	
Teli takapalkki	-116	0,6	
Tukivoimat			
Aisa	Teli		
18386	Etupalkki	26226	
	Takapalkki	29462	

Taulukossa 4 ja 5 on epäsymmetrisesti jakautuneen kuormituksen muodostamat jännitykset, tukivoimat ja maksimi siirtymät rungon päässä.

Taulukko 4. Epäsymmetrinen kuorma suorakaideputkipalkkinen runkorakenne

Suorakaidepalkit			
Tilanne	Max kuorma toiselle runkopalkille		
Rungonosa	Max jännitys	Max vääntöjännitys	Max siirtymä
Aisa	+/- 209	8	23,3 mm
Poikkipalkki 1	+/- 32	100	
Poikkipalkki 2	+/- 15	34,5	
Telipalkki	+/- 165	-126	
Poikkipalkki 4	+/- 11	7,7	
Poikkipalkki 5	+/- 8	-5,5	
Runkopalkki	+/- 246	-40	
Teli etupalkki	-175	-14	
Teli takapalkki	-177	-16	
Tukivoimat			
Aisa	Teli		
15803	Etupalkki	43714	
	Takapalkki	49136	

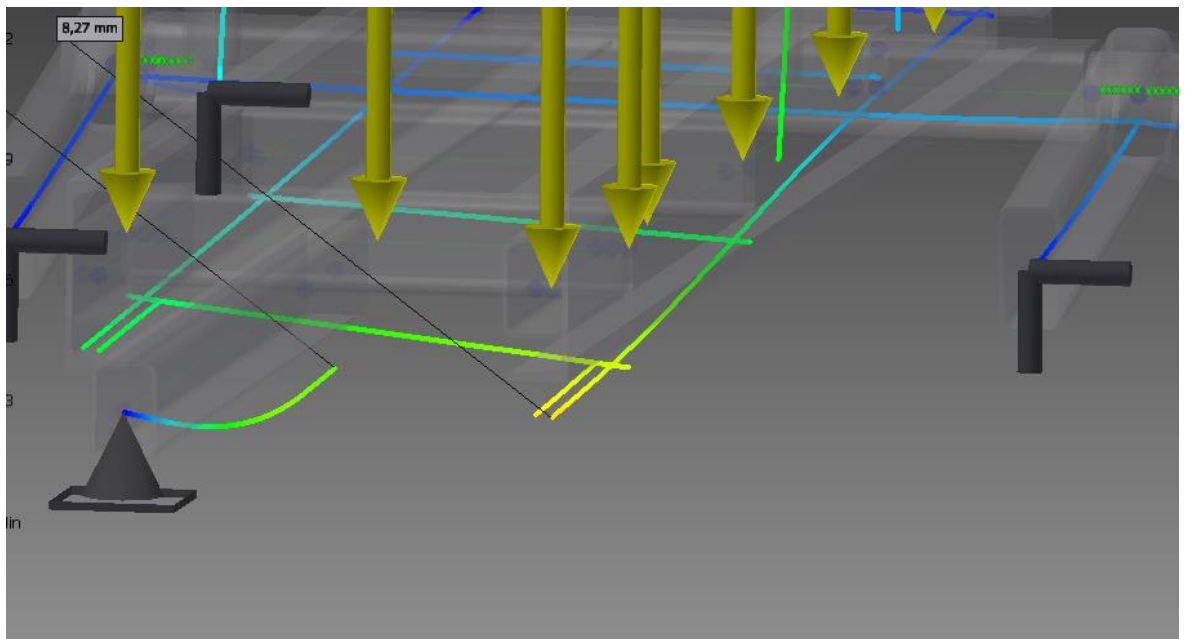
Taulukko 5. Epäsymmetrinen kuorma U-profiili.

Tilanne	Max kuorma toiselle runkopalkille		
Rungonosa	Max jännitys	Max vääntöjännitys	Max siirtymä
Aisa	+/- 222	9	13,2 mm
Poikkipalkki 1	+/- 5	10	
Poikkipalkki 2	+/- 1	23	
Telipalkki	+/- 145	56	
Poikkipalkki 4	+/- 0,7	7	
Poikkipalkki 5	+/- 0,2	6	
Runkopalkki	+/- 104	30	
Teli etupalkki	-153	-13	
Teli takapalkki	-153	-14	
Tukivoimat			
Aisa	Teli		
16534	Etupalkki	39214	
	Takapalkki	44073	

Kuten taulukoista voidaan tulkita, suorakaideputkiprofiilille muodostuu tasaisesti kuormitettuna huomattavasti suuremmat jännitykset verrattuna U-profiiliin, onhan U-profiili fyysisestikin jo 130 mm korkeampaa. Eroa on 108 MPa. Eroa on myös aisalle muodostuvassa jännityksessä. Tasaisesti kuormitettuna suorakaideputkipalkkirunkoinen vaunu kuormittaisi aisaa vähemmän. Syynä voidaan pitää hieman kevyempää rakennetta, mutta oleellisimpana syynä voidaan pitää kuitenkin sitä, että suorakaideputkipalkkisimuloinnissa aisa on kiinnitetty lähemmäs teliniveliä. Tällöin kuormasta syntyvä momenttivarsi aisalle on pienempi. Ensimmäisessä poikkipalkissa on havaittavissa suuri ero, mutta se johtuu siitä, että aisan on kuviteltu olevan kiinni ensimmäisessä poikkipalkissa, tähän ei siis tule takertua.

Yksi kiinnostavin asia lienee runkojen vääntöjännitykset epäsymmetrisesti jakautuneessa kuormituksessa. Alustavastihan voisi kuvitella, että tietenkin U-profiililla vääntöjännitykset olisivat rungossa suuremmat. Näin ei kuitenkaan ole kun huomioidaan koko kokonaisuus sekä runkopalkkeihin syntyvän väännön yhteys runkopalkkien taipumiin. U-profiili on toki väännön suhteen vääntölöysempää, mutta se on myös fyysisesti suurempaa, joten sen taipuma kuorman vaikutuksesta jää pienemmäksi kuin suorakaideputkipalkin. Pienempi taipuma yhdistettynä etuosan apurunkopalkkeihin sekä poikkipalkkeihin, muodostavat ne kokonaisuudesta vääntöjäy-

kemmän. Kuorman vaikutuksesta enemmän taipuva suorakaideputkipalkkirunko välittää suuremmalla taipumallaan jännityksiä enemmän muihin osa-alueisiin. Mitä enemmän taipumaa muodostuu, sitä enemmän myös runko pyrkii kiertymään, koska runkopalkkien asemat toisiinsa nähden koko ajan kasvavat (rungot eivät taivu symmetrisesti). Kuvio 13 havainnollistaa asiaa. Tällöin poikkipalkkien täytyy vastustaa runkopalkin taipumaa, jolloin runkopalkki alkaa kiertyä. Samalla momenttia kohdistuu myös poikkipalkkeihin sitä enemmän, mitä enemmän runkopalkki taipuu, koska poikkipalkit ovat hitsattuna runkopalkkien kylkiin.



Kuvio 13. Epäsymmetrisen kuorman taipuma.

Mikä on tuloksissa edelleen mielenkiintoista, on se, että U-profiililla olettaisi, että poikkipalkkien normaalijännitykset kasvaisivat, koska vääntöjäykkyydeltään vähäisempi U-profiili välittäisi enemmän momenttia poikkipalkkeille. Kuitenkin normaalijännitykset ovat myös tuloksissa pienemmät kuin suorakaideputkipalkilla, koska epäsymmetrisessä kuormituksessa käytettyjen runkopalkkien taipumat eivät ole samat, niin tällöin enemmän taipuva suorakaideputkipalkki synnyttää poikkipalkkeihin suuremman taivutuksesta johtuvan normaalijännityksen. Taipuessaan U-palkki vääntyy, jolloin se pyrkii kiertymään ja aiheuttaa sitä kautta taivutusmomenttia poikkipalkkeille. U-palkkinen runko taipuu kuitenkin vähemmän kuin suorakaideputkipalkki, jolloin sen synnyttämä normaalijännitys poikkipalkkeille on pienempi. Poikkipalkki

joutuu ottamaan taivutusmomenttina vastaan sen (vääntö)momentin, jota U-palkki ei kykene kantamaan, mutta U-palkin huomattavasti pienempi taipuma ja riittävä määrä poikkipalkkeja johtaa edellä mainituissa taulukoissa oleviin tuloksiin. Simulointeja voidaan pitää vertailukelpoisina ja luotettavina, koska syntyvät tukivoimat ovat lähes samaa luokkaa. Erot syntyvät lähinnä muuttuneista etäisyyksistä U-profiilin etuosassa sekä painavammasta rakenteesta yleensä. Lisäksi rungon käyttäytyminen ja taipumien suunnat ovat todenmukaiset.

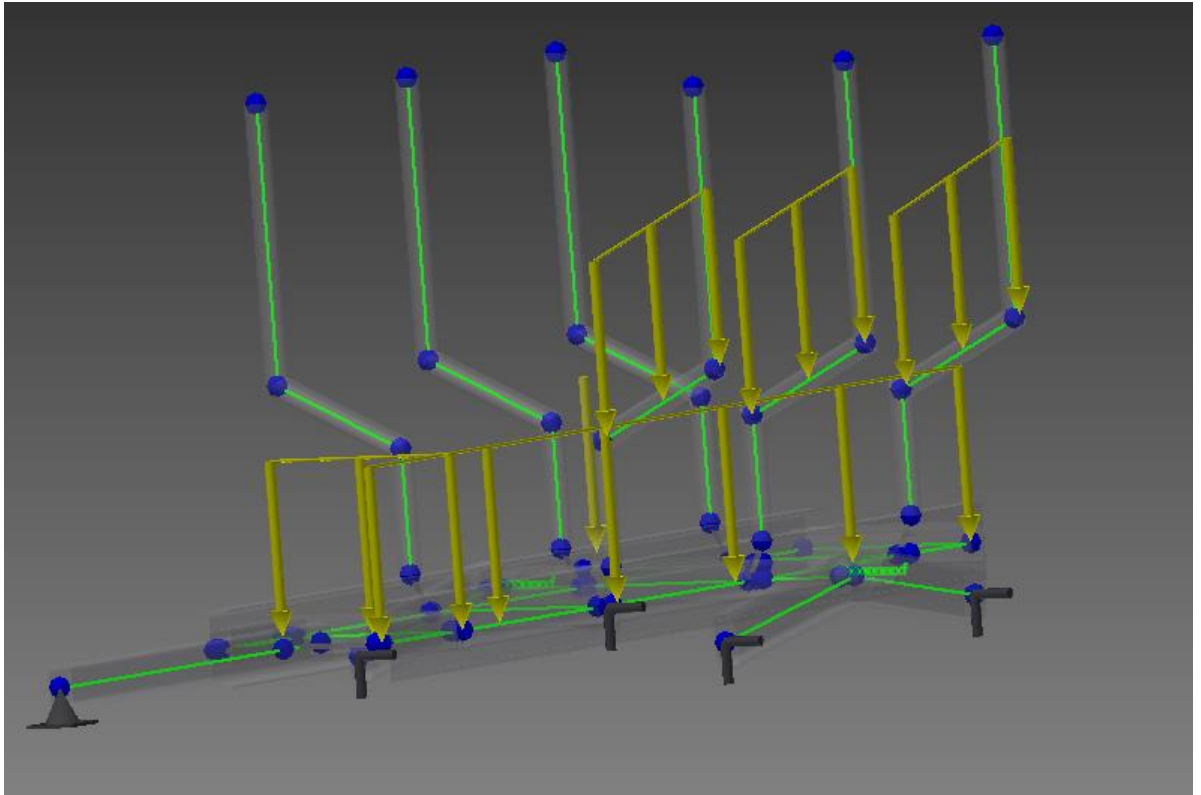
4.6 Lopullinen profiili ja simuloinnit

Simulointien, väsyttävän hitsimitoituksen antamien jännitysvaihteluiden sekä laajemman käyttömahdollisuuden perusteella valitaan Scanian käyttämä U-profiili toteutettavan vaunun runkomateriaaliksi. Scanian runko laajentaa vaunun käyttömahdollisuuksia, koska runkorakenteen leveyskin toteutetaan Scanian käyttämäksi leveydeksi. Tällöin on soralavojen sekä muiden kuorma-autojen varusteiden asennus helpompaa.

Runkomateriaalin valinnan jälkeen voitiin suorittaa vielä tarkempi palkkisimulaatio siten, että tuotiin runkoon pankot. Näin saatiin epäsymmetrisesti jakautuneen kuorman synnyttämiä jännityksiä kuvattua vielä paremmin, koska pankothan toimivat todellisuudessa heilahtaneelle kuormalle momenttivartena, joka pyrkii kiertämään runkoa. Samalla tämä simulointi tulee toimimaan liitosten laskemisessa liitoksia kuormittavien voimien lähteenä, koska tilanne, jossa koko kuorma on toisen puolen pankoilla, voidaan tulkita kaikista vaativimmaksi tilanteeksi, joka vaunulle voi tulla. Pankkojen lisääminen johti jälleen uusien solmujen lisäämiseen, koska simuloinnin tuloksissa oli neljännen poikkipalkin kohdalla yli myötörajan oleva vääntöjännitys. Tämä johtui siitä, ettei pankko ollut yhteydessä poikkipalkkiin. Tämä toi hyvin esiin sen, että pankkojen tulee olla poikkipalkkien kohdalla. Tällä simuloinnilla haettiin lisäksi suurin tasaisesti jakautunut kuorma, joka vaunulle voidaan asettaa. Samalla saatiin suuntaa mikä rakenteen osa on heikoin.

Simuloinnissa oletetaan, että koko 12 000 kg on kokonaan toisella runkopalkilla sekä pankoilla. Tällöin painojakauman oletetaan olevan niin, että kolmasosa kuormasta on pankkojen keskiosalla. Tällöin rungolle asetetaan 8000 kg:n kuorma ja

kolmelle pankolle jakautuu 4000 kg. Kun nämä muutetaan jatkuviksi voimiksi, saadaan rungolle 20000 N/m ja pankkojen keskiosalle (0,5m) 20600 N/m. Kuviossa 14 on esitettyä, miten voimat on asetettu. Kaikki rajoitteet ovat samat kuin edellisissä simuloinneissa. Simuloinnin tulokset kerätään jälleen omaan taulukkoonsa (taulukko 6).

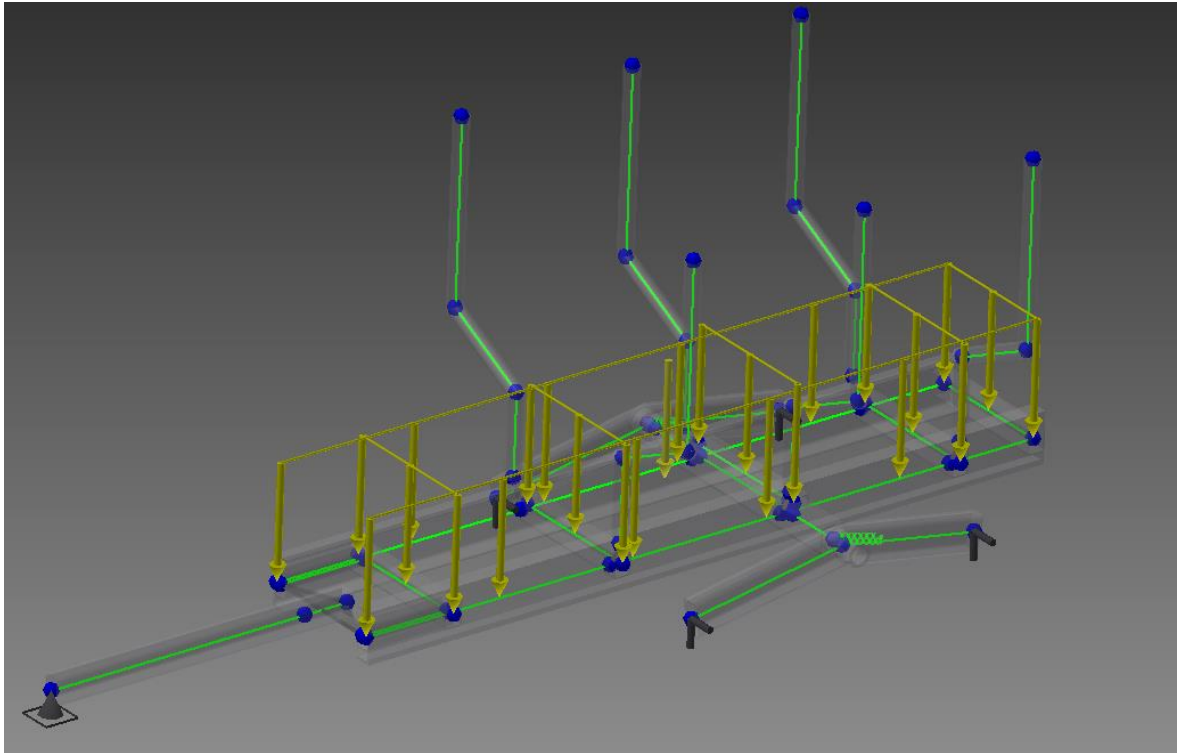


Kuvio 14. Jatkuvakuorma pankoilla.

Taulukko 6. 12 000 kg toiselle runkopalkille sekä pankoille.

U 280			
Tilanne	Max kuorma toiselle runkopalkille		
Rungonosa	Max jännitys	Max vääntö	Max siirtymä
Aisa	+/- 135	0	7,6 mm
Poikkipalkki 1	+/-9	11	
Poikkipalkki 2	+/- 27	16	
Telipalkki	+/- 153	62	
Poikkipalkki 4	+/- 26	-9	
Poikkipalkki 5	+/- 0,4	-0,1	
Runkopalkki	+/- 109	28	
Teli etupalkki	-162	-13,5	
Teli takapalkki	-162	-15	
Apurunkopalkki	+/-122	-22	
Tukivoimat			
Aisa	Telietupalkki	Telitakapalkki	
12580	41584	46739	

Suurimman tasaisesti jakautuneen kuorman simuloinneissa nostettiin kuormaa tasaisin välein aina 30 000 kg:n asti ja kuormitus jaettiin kuvion 15 mukaisesti. Eroa edellisiin se, että nyt painoa on jaettu myös poikkipalkeille. Jako tehtiin niin, että asetettiin 30 000 kg koko vaunulle. 30 000 kg jaettiin ensin kolmeen osaan, eli runkopalkeille ja poikkipalkeille. Poikkipalkeille jäävä kolmasosa jaettiin vielä poikkipalkkien määrällä. Tästä edelleen muodostettiin jatkuvat kuormat kuormittavan kohteen pituuden mukaan. Tulokset ovat taulukossa 7. Kuten voidaan todeta, tällä yksinkertaistetulla rakenteella teli on heikoin kohta. Tulee vielä muistaa, että teli ei ole näiden simulointien mukainen, vaan sen rakenne on hieman eriävä. Saatiin kuitenkin karkea osoitus siitä, että alkuheitojen kuormilla ja annetulla 150x100x8-suora-kaideprofiililla oleva palkkimateriaali on aisaan ja teliin sopiva, kun saatuja arvoja verrataan käytetyn S355-teräksen myötörajaan, eli 30 000 kg kuormakaan ei anna yli 355 MPa:n jännityksiä (varmuuskertoimia ei huomioitu!).



Kuvio 15. 30 000 kg:n kuorma tasaisesti.

Taulukko 7. 30 000 kg:n kuorman jännitykset.

30 000kg tasaisesti	
Osa	Mpa
Aisa	+/- 246
Runko	-147
1. Poikkipalkki	+/- 5
2. Poikkipalkki	+/- 20
3. Poikkipalkki	21
4. Poikkipalkki	+/- 19
Telipalkki	- 272
Telin sidontapalkki	-185
Telin etukeinuvarsi	-323
Telin takakeinuvarsi	-325

4.7 Scanian vanhempien kuorma-autojen runkopalkkien hyödyt

Tilaaajalla oli ajatuksena, että vaunu saataisiin useampaan käyttöön, joten nyt käytettäessä kuorma-auton runkopalkkeja ja kuorma-auton runkopalkkien leveyttä on soralavan asentaminen vaunun päälle mahdollista. Kuorma-autojen rungot tehdään U-profiilista, jotta niistä saadaan vääntöjoustavia, kuvio 16. Yhdessä vääntöjoustavan päällirakenteen kanssa U-palkit muodostavat toisiaan myötäilevän kokonaisuuden. Tällaisia päällirakenteita ovat esimerkiksi avolavat, vaihtolavat, kippaavat lavat, jalkalavalaitteet, vetopöytä sekä puutavarakuljetuksen pankkorakenteet (SISU 2010). Lavat eivät kuorma-autoissa ole kuitenkaan koskaan suoraan kiinni rungossa, joten mahdollista apurunkoa voidaan joutua miettimään. Työn aiheena on kuitenkin metsävaunun suunnittelu muut käyttötarkoitukset huomioiden.



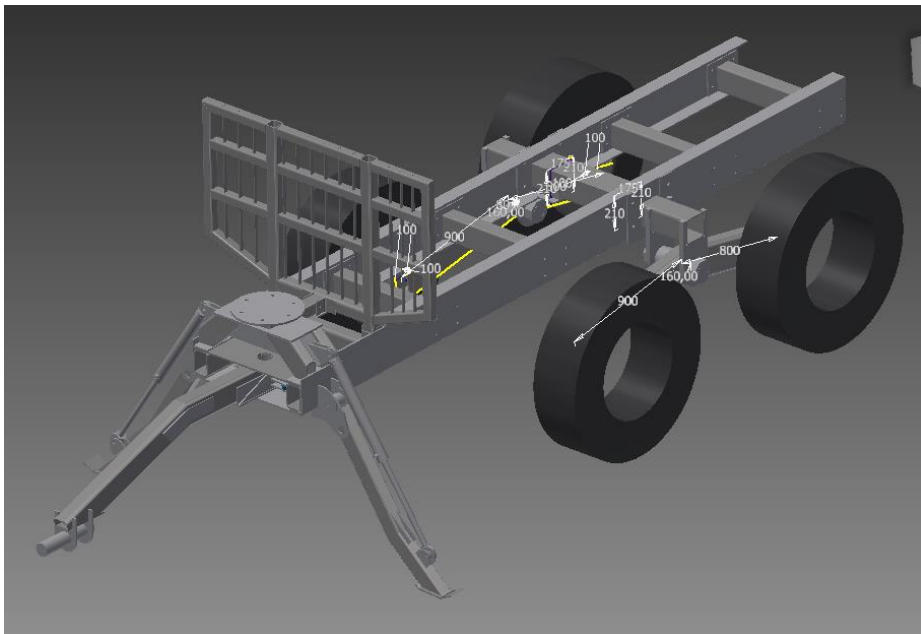
Kuvio 16. Kuorma-autonrungon vääntöjoustavuus. (SISU. 2010, 2).

Tulee siis ottaa huomioon poikkipalkkien asettelussa runkojen uumiin, etteivät ne olisi mahdollisen lavan tiellä. Kuitenkin yleensä lavat ovat apurunkojensa päällä ja apurungot ovat runkopalkkien laippojen päällä, joten käytännössä poikkipalkkien sijoittelu on vapaa. Lähinnä suurin huolenaihe on kippisylinterin sijoittaminen sekä mahdollisen lavansiirtolisähydrauliikan sijoittelu. Lisäksi apurungolle tulee olla kiinnityspisteet sekä sivuventapisteet ja nämä olisi hyvä sijoitella pankkojen ja poikkipalkkien kiinnityskohtiin. Tärkeä huomioitava seikka on myös vaunun etuosaa, jossa joudutaan todennäköisimmin leikkelemään runkopalkkeista ylälaippaa, jotta saadaan kuormaajalle ja tukijaloille toimiva ratkaisu. Etuosasta siis katoaa noin 500 mm käytökelpoista runkoa, sekä sen lisäksi tulee huomioida se, että soralavat ovat yleensä tämän hetkistä 3,5 m kuormatilaa pitemmät. Tästä johtuen vaunun takaosan tulee

olla sellainen, että sitä voidaan helposti jatkaa. Edellä mainittujen seikkojenkin vuoksi tulee valmis metsävaunu olla mahdollisimman paljon ruuviliitoksia sisältävä, jotta rakenteen muokkaaminen on helppoa sekä mahdollista. Lisäksi tulee muistaa, että useimpien valmistajien ohjeissa on suoraan runkopalkkeihin hitsaaminen kielletty, joten ruuviliitoksia tämänkin vuoksi on hyvä suosia (SISU 2010, 2).

5 LOPULLINEN VAUNUNRAKENNE

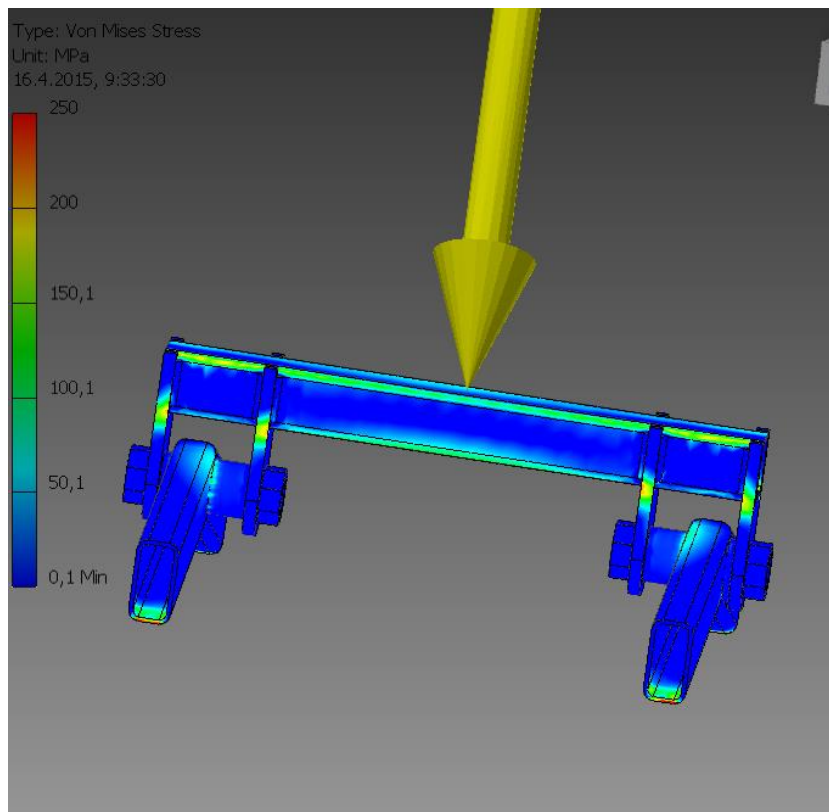
Eri osa-alueiden suunnittelun jälkeen saatiin koko vaunu suunniteltua ja muodostettiin kokonaisuudesta mallinnus. Koko vaunun mallinnus on esitetty kuviossa 17 ja vaunun massaksi Inventor antaa noin 1400 kg. Massasta puuttuu renkaiden, pankkojen ja kuormaajan puomien massat, joten muodostunut vaunurakenne on raskas jo itsessään, mutta annetuin teräsprofiilein ja alku ehdoin, ei massaa saada pienennettyä. Suurin apu olisi vaihtaa bussin renkaat paljon kevyempiin pallorenkaisiin sekä keventää sermiä. Vaunun rakenteeseen liittyen tässä työssä tullaan esittämään lähemmin jokaisen suuremman liitteen 3 mukaisien osa-alueiden mitoitukset. Kaikkein kriittisimmät kohteet tullaan esittämään suoraan tekstissä ja vastaavalla tavalla suoritettavat mitoitukset muihin osa-alueisiin tullaan esittämään viittaamalla kulloiseenkin liitteeseen. Kriittisimmiksi voidaan luokitella telinupotus, sen vaatima jäykiste, teliripustus, itse teli ja aisa sekä poikkipalkit. FEM-mitotukset perustuvat S355-materiaalin ominaisuuksiin, eli laskennassa ja mallinuksissa on kaikki materiaalit asetettu S355-materiaalista valmistetuiksi teräksiksi ja tavoitteena on ollut päästä vähintään 1,5:n varmuuskertoimiin.



Kuvio 17. Vaunun mallinnus.

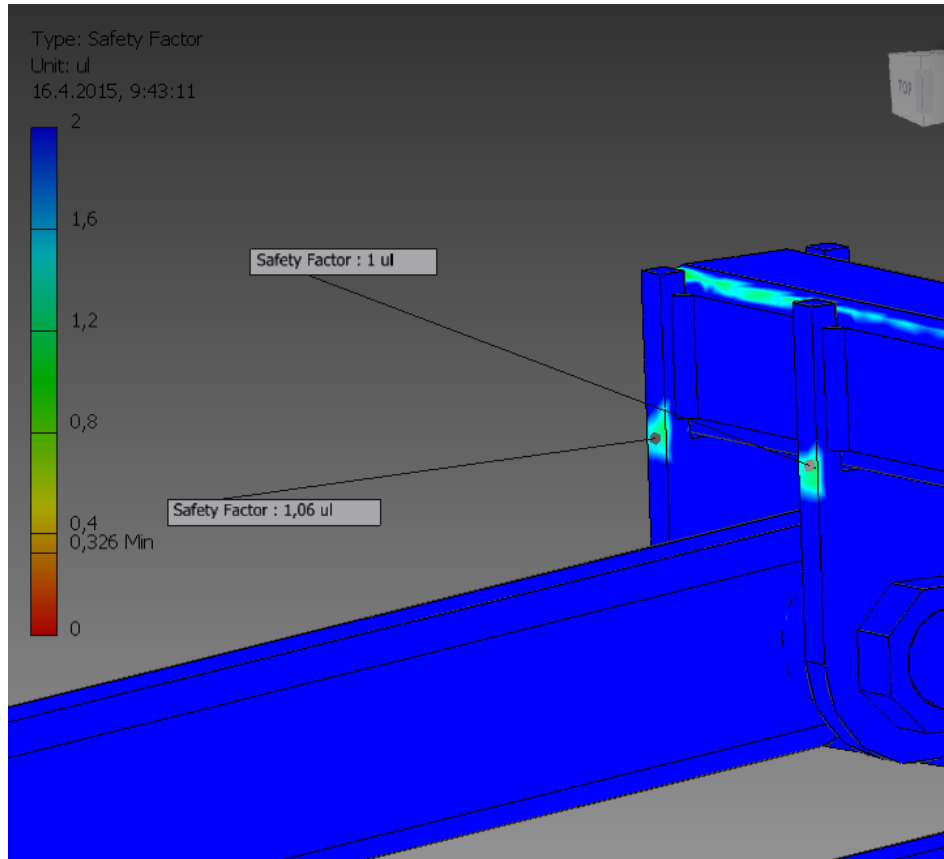
5.1 Telin suurin kantavuus

Alkuehtona oli, että muun rakenteen täytyy kantaa vähintään telin kantavuuden verran. Tällöin on telin kantavuus ja telin heikot kohdat selvitettävä. Rungon yhteydessä teleille saatiin jo karkea kantavuus, mutta tarkempiin tuloksiin päästään käyttämällä solidimallia. Lopullisen, suurimman taakan jännitykset on esitettyinä kuviossa 18, jossa simulointi suoritettiin 20 000 kg:n kuormalla ja voidaan katsoa simuloinnin olevan todenmukainen, koska teli taipuu symmetrisesti sekä jännitys kasvaa mitä lähempänä teliniveltä ollaan. Tämä seikka kävi ilmi myös palkkisimuloinnissa. Voima on palkkisimuloinnista poimittujen eri voimien yhdistelmä, joka on kohdistettu telinpoikkipalkin yläpinnalle. Kuvion 18 maksimijännitys 250 MPa on telipalkkien päissä. Jännitys kasvaa kuvion 18 punaisella merkityllä alueella, koska simuloinnissa teli on tuettuna telipalkkien päiden alareunasta. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että puhtaasti punaisella näkyviä alueita ei todellisuudessa muodostu.



Kuvio 18. Telin simulointi.

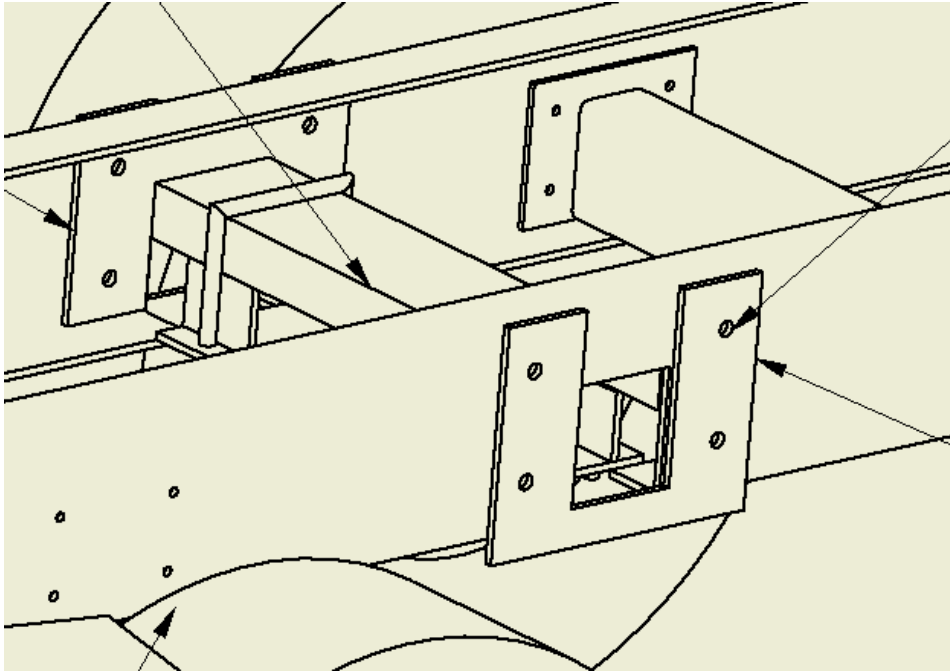
Telin heikoin kohta tulee esiin simuloinnissa ja se on telinlaippojenvarret. Kun syntyneitä jännityksiä verrataan S355-teräksen myötörajaan, on varmuuskerroin enää 1, kuvio 19. Telin ja muun rakenteen suurimmaksi kantavuudeksi tulee 20 000 kg ja tällöin telilaippojen jännitykset ovat lähes puolet käytetyn teräspalkin 355 MPa:n myötörajasta. On jo siis hieman riskialtista (ilman vahvistusta) ajaa tasamaallakin 20 000 kg:n kuormalla puhumattakaan yli 20 000 kg:n kuormasta.



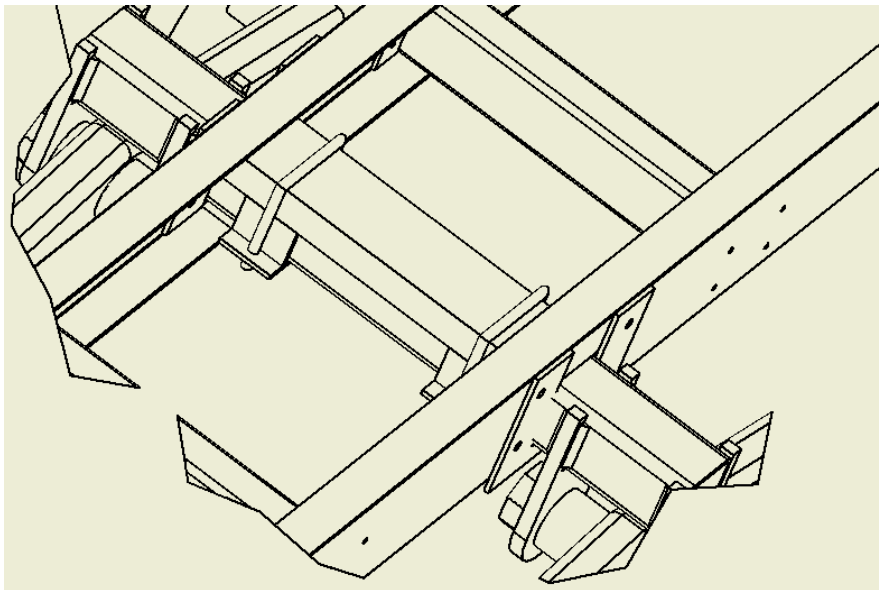
Kuvio 19. Telin heikoin kohta.

5.2 Telinupotus, telinripustus ja rungonjäykiste

Toimeksiantajan kanssa 11.4.2015 Laihialla käydyn palaverin perusteella muodostui lopullinen telinkiinnitys kuvioden 20 ja 21 mukaisesti. Kuviossa 20 on esitetty telin upotus runkoon sekä runkoon tehty hahlonjäykiste. Kuviossa 21 näkyy selvemmin U-palkki, jolla telipalkki tullaan sitomaan U-ruuvien avulla muuhun rakenteeseen. Rakenteen mitoitukset käsitellään myöhemmin.



Kuvio 20. Telinupotus sekä jäykistelevy.

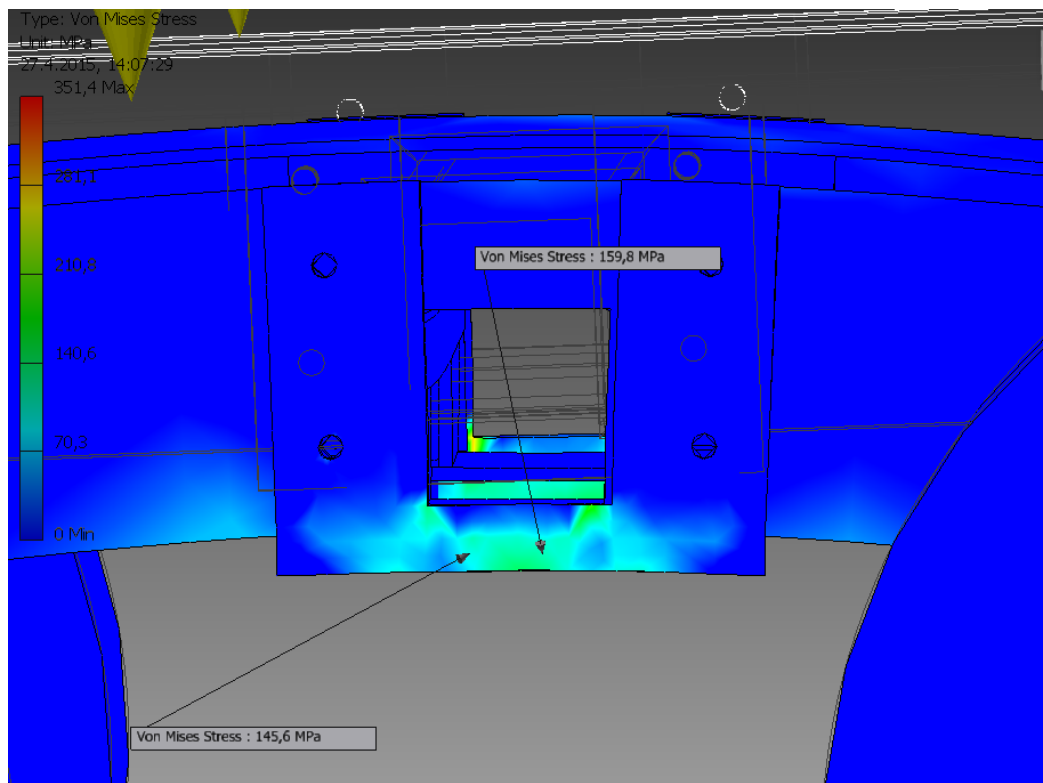


Kuvio 21. Telinsidonta.

5.3 Rungonjäykistelevyn simulointi

Koska teli upotetaan runkopalkkiin, upotus tulee jäykistää niin, ettei siihen muodostu muuta rakennetta joustavampaa kohtaa. Telipalkin upotus jäykistetään 10 mm:n

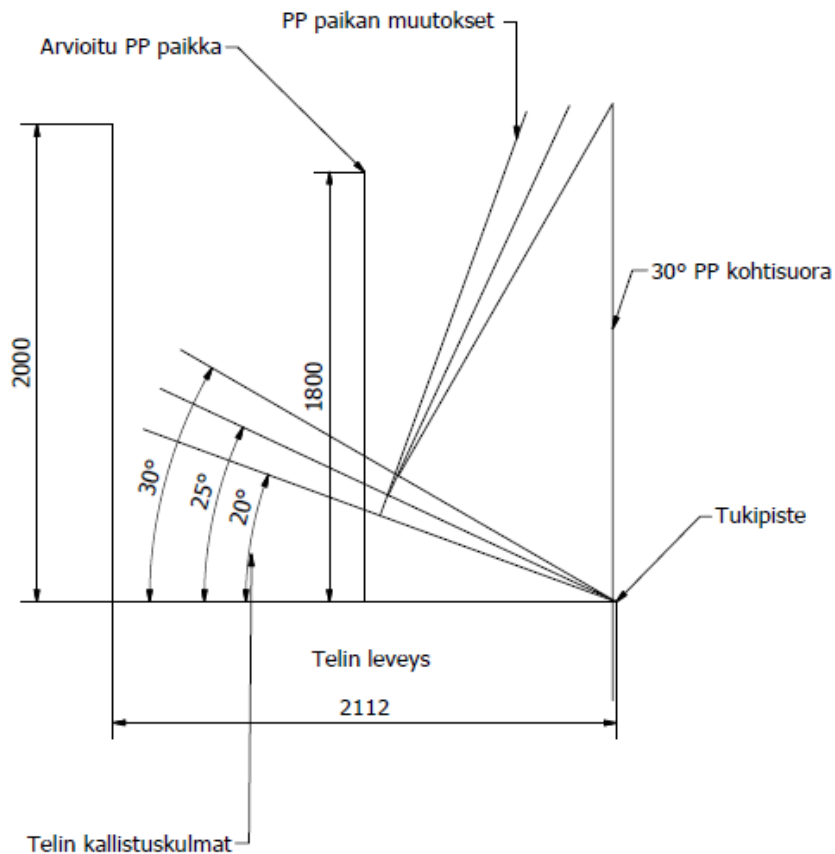
S355-teräslevyllä kuvion 20 mukaisesti. Tällöin tehdään simulointi, jolla varmistetaan, että jäykistelevy on todella tarpeen. Simulointi tehdään kuvion 17 kokovai-
 nunmallinnukselle. Rajoitteet toteutetaan niin, että renkaiden navat asetetaan kiin-
 teiksi tuiksi ja aisan vetopää asetetaan pinned-tuennaksi (pyörii, muttei salli liikettä).
 Kuormitukseksi asetettiin aluksi 18 000 kg runkopalkkien ylälaipoille. Simuloinnin
 tulos on kuviossa 22. Runko pyrkii kuten oletettua taipumaan upotushahlostta siten,
 että sekä perä että keskiosa taittaisivat alaspäin. Tällöin levyyn kohdistuu noin 160
 MPa:n puristusjännitys ja voidaan todeta, että ilman tätä jäykistettä rungossa olisi
 huomattavat jännityshuiput hahlon kohdassa, vaikkakin hahlon reunat tukeutuvat
 telin poikkipalkkiin. Varmuuskerroin on tällöin 2,2, toisin sanoen telin 20 000 kg voi-
 daan ottaa helposti vastaan. Samalla kun levy toimii jäykisteenä, on sen toinen
 oleellinen funktio toimia toisena kitkapintana kun kohtaan muodostetaan mahdolli-
 sesti liukumiskestävä ruuviliitos. Toisena kitkapintana on telinsidontapalkin laippa.



Kuvio 22. Jäykistelevyn jännitykset.

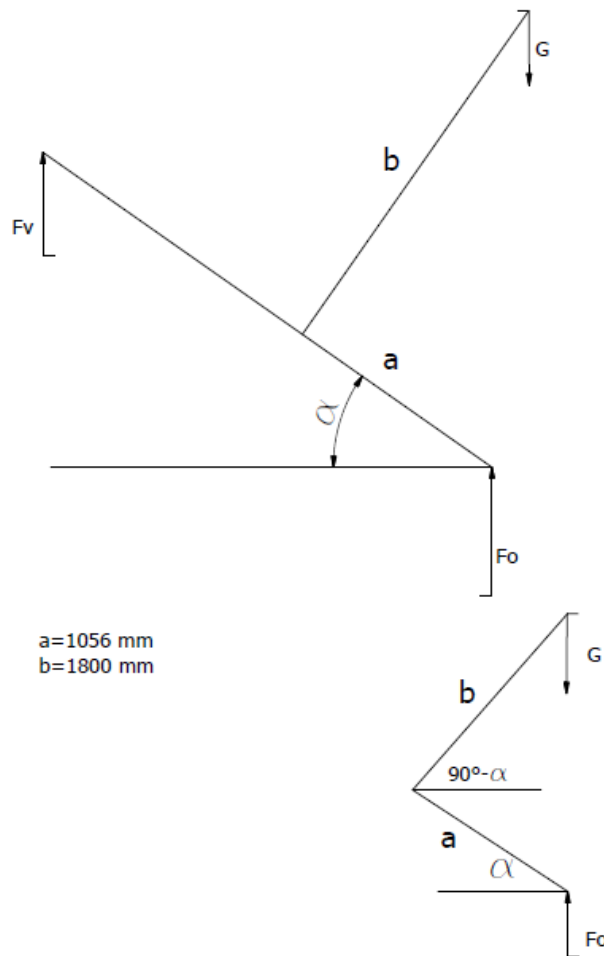
5.4 Telin stabiliteetti

Telin eräs oleellinen ominaisuus on sen vaunua pystyssä pitävä vaikutus. Telillä on siis jokin maksimikallistuma, jonka jälkeen painopiste siirtyy telipyörien ulkopuolelle ja sekä teli että vaunu kaatuvat. Tämä maksimikallistuma pyrittiin löytämään ja tutkimusta tehtiin sekä piirroksella että laskemalla. Aluksi tuli määrittää arvio vaunun ja kuorman painopisteen sijainnista. Arvioksi asetettiin 1800 mm ja tätä sekä telin mittoja käyttäen saatiin kuvion 23 mukainen piirros. Piirroksen mukaan suurin sallittu kallistuma on noin 30 astetta. Kuviossa 24 on johdettu kuvioista 23 lauseke, jota kautta tarkemmaksi kallistumaksi saadaan 30,4 astetta asetetulla painopisteellä.



30° on oletetulla painopisteen paikalla maksimi kallistus

Kuvio 23. Telin suurin kallistuskulma piirroksella.



Kuvio 24. Telin suurin kallistuskulma laskennalla.

$$\begin{aligned}
 & -F * \cos\alpha * 2a + G * [\cos\alpha * 2 - \cos(90^\circ - \alpha) * b] = 0 \\
 & \rightarrow \cos\alpha * a - \cos(90^\circ - \alpha) * b = 0 \\
 & \rightarrow \cos\alpha * 1056 - \cos(90^\circ - \alpha) * 1800 = 0 \rightarrow \cos(90^\circ - \alpha) = \sin\alpha \\
 & \rightarrow \cos\alpha * 1056 - \sin\alpha * 1800 = 0 \\
 & \rightarrow \cos\alpha = 1,704 * \sin\alpha \\
 & \rightarrow 1,704 = \frac{\cos\alpha}{\sin\alpha} \\
 & \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha} = \frac{1}{1,704} = \tan\alpha \\
 & \rightarrow \alpha = \arctan\left(\frac{1}{1,704}\right) \\
 & = 30,4^\circ
 \end{aligned}$$

5.5 Aisa ja vaunun etuosa

Yksi vaunun tärkeimmistä osista on vetoaisa. Aisaa tutkittiin runkoprofiilin valintaan johtavissa simuloinneissa ja seuraavaksi pyritään tarkempiin tuloksiin aisaan keskittyvin simuloinnein. Aisan ja etuosa muotoutuvat toistensa suhteessa, joten koko etuosan rakenne käydään läpi samaisessa kappaleessa. Etuosassa sijaitsee myös sermi sekä kuormaajan jalusta. Selkeyden vuoksi etuosan kuormaajanjalusta sekä kuormaajan tukijalat tullaan käymään läpi liitosten yhteydessä, koska näiden liitoksiin ja simuloiteihin on kuormaajan aiheuttama nostomomentti kuormittava tekijä.

5.5.1 Aisan materiaali

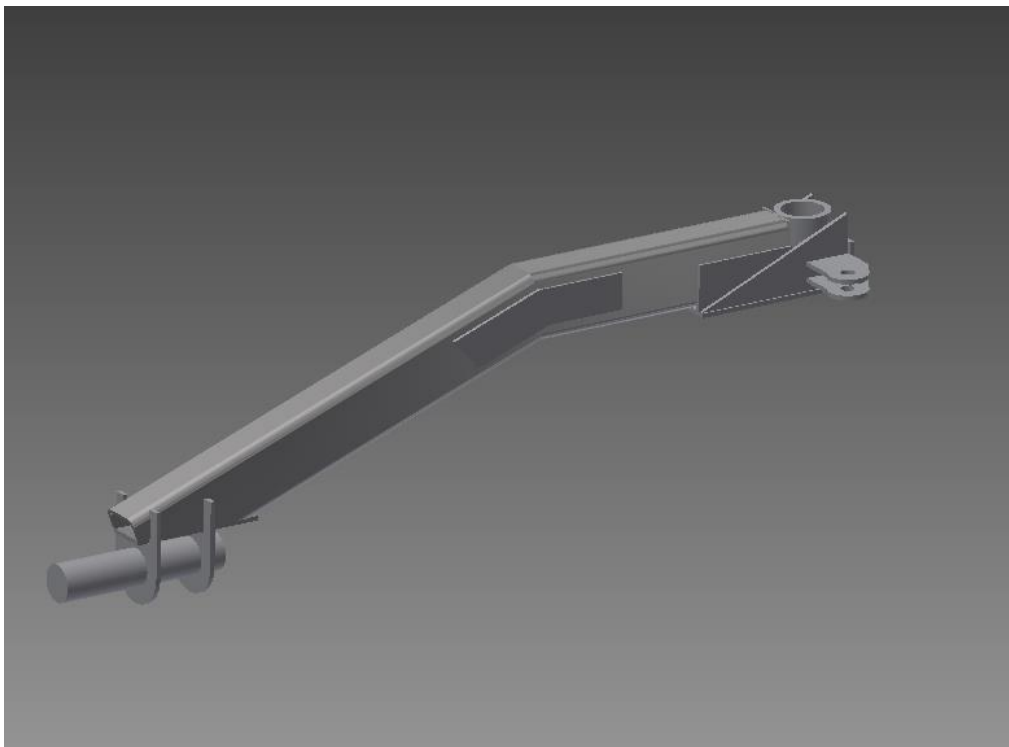
Runkomateriaalin valinnassa tehtiin jo alustava tarkastelu 150x100x8-suorakaideputkipalkin soveltumisesta aisaksi. Asiaa tutkitaan hieman enemmän samaisella yksinkertaistetulla palkkisimuloinneilla niin, että asetettiin vaunulle 2000 kg:n välein kasvava kuorma aina 20 000 kg:aan asti. Taulukossa 8 on eri kuormien synnyttämät jännitykset aisassa. Kun käytetään S355-terästä, on suurin maksimikuorma myötörajan nähden alle 20 000 kg, mutta jo 16 000 kg antaa riittämättömän 1,2:n varmuuskertoimen. Tarkoitus oli kuitenkin vain todeta yksinkertaistetun aisarakenteen pätevyys ja ilman muuta tukea päästään jo lähes 16 000 kg:aan asetetulla 1,5:n varmuuskertoimella, joten jatketaan asetetun suorakaideputkipalkin jalostusta aisaksi.

Taulukko 8. Vaunun kokonaiskuorma ja aisalle tuleva jännitys.

kg	Jatkuva kuorma N/m	Aisan jännitys MPa
12 000	15000	+/-236
14 000	17500	+/-269
16 000	20000	+/-302
18 000	22500	+/-335
20 000	25000	+/-367

5.5.2 Aisan ja etuosan rakenne

Ensimmäiset aisan rakenteet näyttivät enemmän tai vähemmän romulaatikosta ke-
rättyjen raudanpalojen palapeliltä. Lopullinen rakenne on esitettyä kuviossa 25.
Kuviossa näkyvien kolmiolevyjen takana on vielä erikseen levyt. Tämä johtuu siitä,
että aisalle oli jo tehtynä aisaputki, joka on leveämpi kuin aisapalkki. Tällöin tuli löy-
tää ratkaisu, jolla kolmiolevyt saadaan ilman taitoksia hitsattua aisaputkeen sekä
itse aisapalkkiin. Kaikkien kuvion 25 teräskappaleiden materiaalina on edelleen
S355.

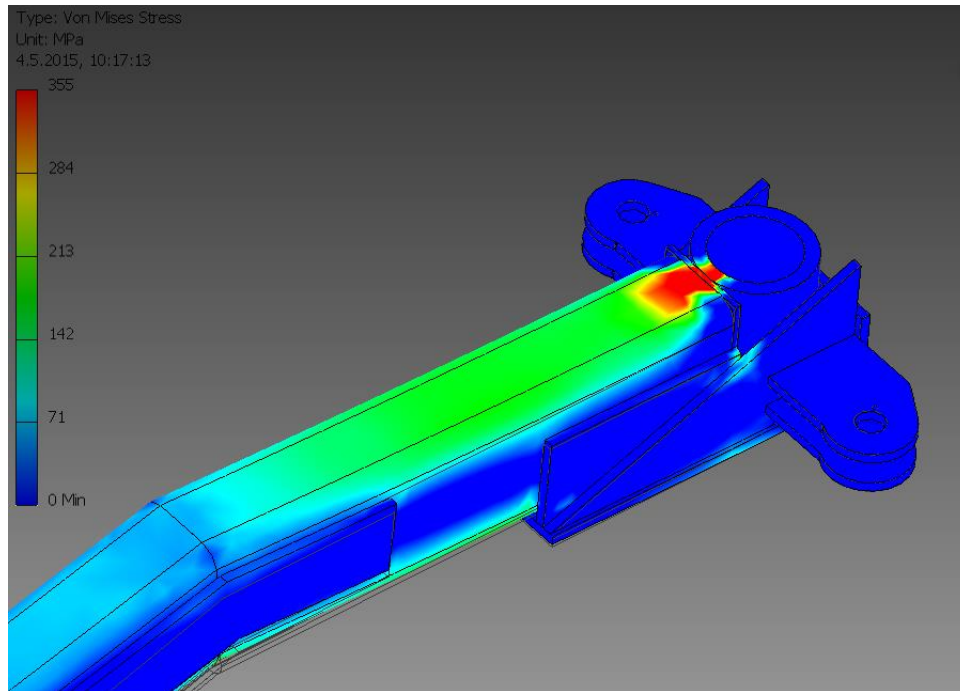


Kuvio 25. Aisan rakenne.

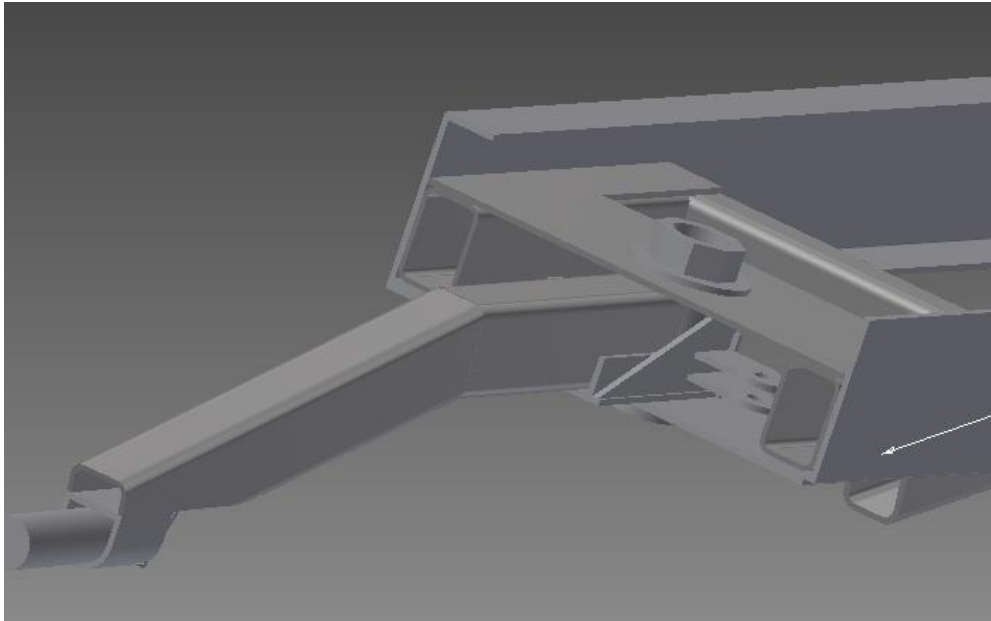
Suunniteltua aisarakennetta lähdettiin simuloimaan ensin mahdollisimman yksinker-
taisesti, eli yksinään, jotta saatiin suunnitellun ratkaisun kestävyydelle näppituntu-
maa. Simulointiin laitettiin aisaa kuormittavaksi voimaksi traktorin vetokoukun tuki-
voima, joka syntyy 18 000 kg kuorman vaikutuksesta. Rajoite on aisaputken sisä-
pinnalla.

Simulointi antoi sinällään luontevan tuloksen, mutta jännityksen suuruutta voidaan
kyseenalaistaa, katso kuvio 26, jossa värikartta on rajattu myötörajan mukaan ja

punaiselle alueelle muodostuisi yli myötörajan oleva puristusjännitys. Sinällään mahdollista, koska kosketuspinta-ala kyseisessä kohdassa on pieni, jolloin paikallisesti jännitys voi kasvaa. Aisa on kuitenkin lähes välyksettömästi levyjen välissä (kuvio 27), jolloin kaikki tukivoiman aiheuttama taivutus ei simuloinnin mukaan käreädy yksinomaan kuvion 26 alueelle.



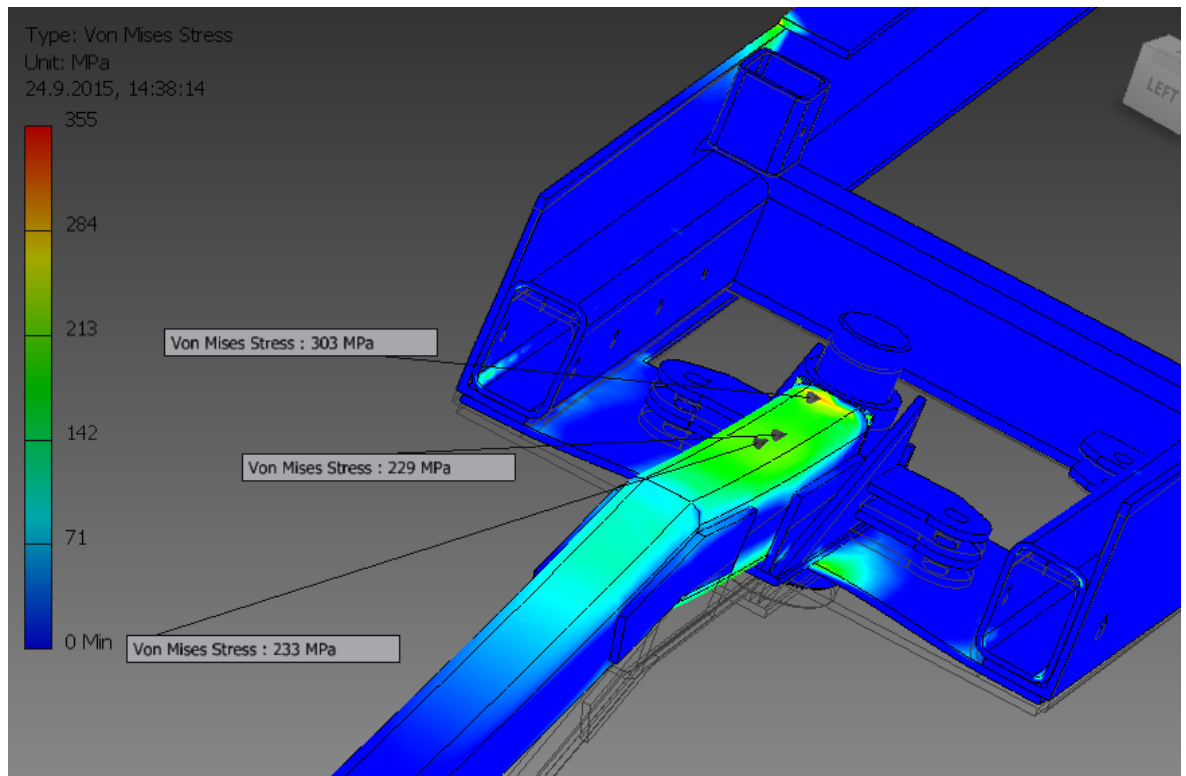
Kuvio 26. Aisasimuloinnin tuloksia.



Kuvio 27. Etuosan rakenne.

Tehdään seuraavaksi kuvion 27 etuosalla simulointi niin, että asetetaan runkopalkit niiden ylälapoistaan kiinteiksi tuiksi, jolloin saadaan nopealla ja helpolla solidi-elementtisimuloinnilla tarkistettua muodostuuko aisalle todella kuvion 26 mukainen jännityskeskittymä, kun aisa on tuettuna etuosan levyjen välissä. Lisäksi saadaan tuntumaa koko etuosan kestästä, mutta lähinnä vain aisan muodostaman taivutuksen suhteen.

Kuviossa 28 on tarkennettuna kuvion 26 mukainen jännityskeskittymäalue ja voidaan todeta, että kuvion 26 mukainen keskittymä pienenee etuosan levyjen tukiessa aisaa. Ollaan kuitenkin edelleen suurehkoissa lukemissa, varmuuskerroin on jälleen noin 1,2:n luokkaa. Alue on kuitenkin niin pieni ja simuloinnissa runko on lukittu, jolloin muu rakenne kuin etuosa ei jousta. Tällöin aisalle muodostuu tässäkin simuloinnissa todellisuutta hieman enemmän kuormaa vaikkakin etuosan rakenne on huomattavasti jäykempää kuin aisan. Muutoin simulointi antaa todellisen tuntuiset tulokset jakamalla jännitystä aisan suoralle osalle eniten ja hieman vähemmän kallistetulle ja mikä oleellisinta etuosan levyjen taipuma on symmetrinen.



Kuvio 28. Etuosan simulointi.

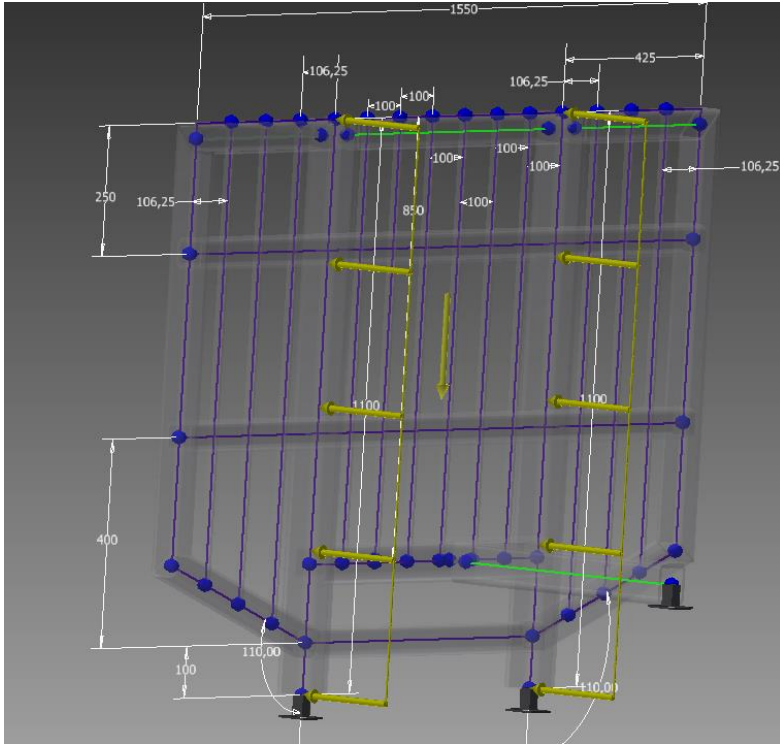
Koko rakenteen mallille tehtiin simulointi 20 000 kg kuorman aiheuttamalla palkkisi-
mulaation aisantukivoimalla, joka sijoitettiin luonnollisesti aisanpäähän. Tulos on liit-
teessä 4 ja voidaan tulkita, että kokovaunun mallinnuksessa aisalle muodostuvat
suurimmat jännitykset ovat 250 MPa:n luokkaa, jolloin varmuuskerroin on 1,4. Voi-
daan todeta, että aisa kestäisi 20 000 kg taakan, mutta vain tasamaalla. Voisi olla
kuitenkin vielä perusteltua asettaa lattatanko tai kaksikin lattatankoa jäykemmän ak-
selinsa suhteessa aisan suoran osan sisälle (eli kapeat sivut vasten aisapalkin sisä-
puolen ylä- ja alatahkoja), jolloin suoraosa paitsi jäykistyy, myös kuvion 28 puristus-
jännitys pienenee. Lopuksi aisassa näkyy kääntösylinterin korvakkeet ja sylinterin
mitoista riippuen on muodostunut aisankääntökulma 23° – 27° välillä.

5.6 Sermi

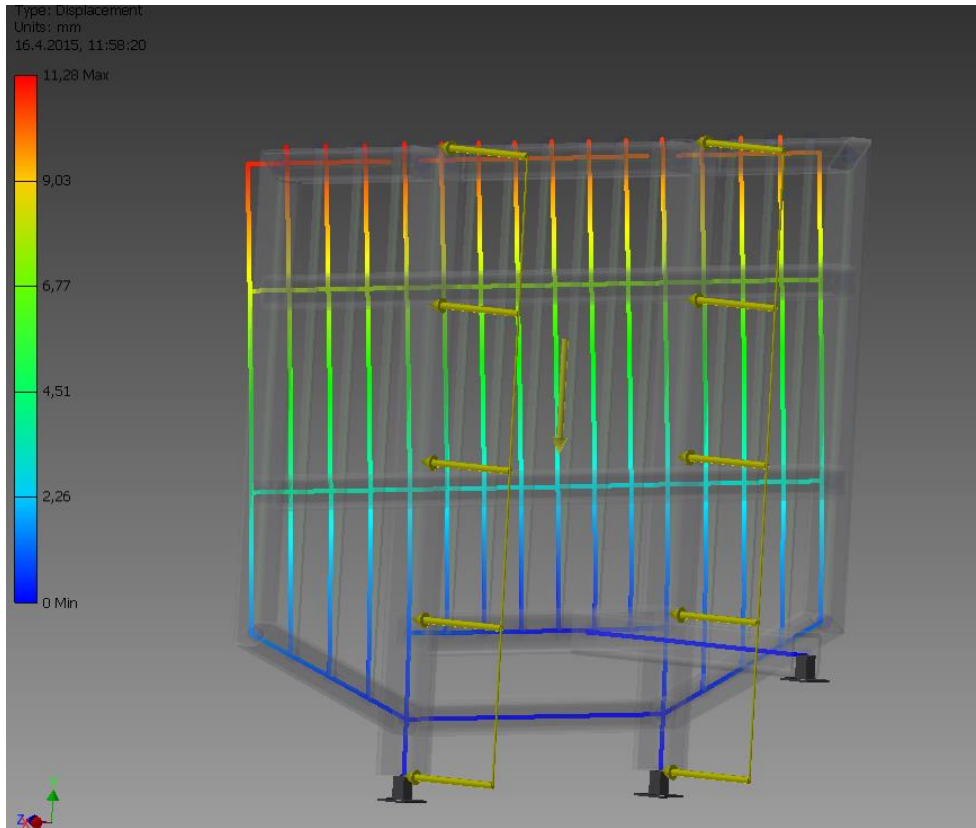
Ennen varsinaista simulointia on käsin määritetty muutamalla eri neliöputkiprofiililla
karkeat yhdistetyt taivutusvastukset niiltä osin, jotka ovat keskilinjoiltaan suoraan

summattavissa yhdistettyyn neliömomenttiin ja sitä kautta yhdistettyyn taivutusvas-
tukseen. Sermissä oli työn tilaajalla toiveena, että sermi olisi jatkettava, eli rungol-
taan sermistä ei tule vastaavien kaupallisten sermien korkuista.

Kuviossa 29 on esitetty tehdyn sermimallinnuksen palkkisimulaatio. Huomattavaa
on, että sermiä tukee alaosassa voimaa vastaan yksi palkki. Tämä palkki puolestaan
on kiinni kuormaajan jalustassa, mikä näkyy myös liitteissä 3 ja 14. Kuormitus on
määritetty niin, että oletetaan ajettavan täyttä 12 000 kg kuormaa 35 asteisessa ala-
mäessä. Kuorman ajatellaan jakautuvan sermin pystypalkeille. Tällöin saadaan ku-
vion 30 mukaisesti 80x80x8-pystyneliöputkipalkkien jännityksiksi +/- 280 MPa, kun
se muualla on alle 100 MPa. Kun materiaalina on jälleen S355-laatuista terästä, on
varmuuskerroin 1,2 pystypalkeilla. Kun huomioidaan, että sermiin kohdistuva kuor-
mitus ei ota huomioon kuorman ja kuormatilanpohjan välistä kitkaa eikä sitä, että
kuormahan ei kohdistu pelkästään pystypalkeille, on varmuuskerroin todellisu-
udessa selvästi ylitse 1,2. Simulointia ei lähdetty kuitenkaan tarkentamaan siten, että
kuorma olisi jaettu jokaisen sermin osan suhteen, koska tämä olisi ollut työlästä ja
turhaa, koska jo saadun simuloinnin mukaan keston voidaan todeta olevan riittävä.
Kuvio 30 esittää sermin siirtymät.



Kuvio 29. Sermin palkkisimulointi.



Kuvio 30. Sermin palkkisimuloinnin tulokset.

6 PÄÄKOHTIEN LIITOKSET

Käsinlaskenta tulee vahvasti esiin liitosten mitoituksessa, koska Inventorissa ei ole varsinaista ruuvien simulointia, vaan se vaatisi suurehkon työn, jotta simulointi ymmärtäisi ruuviliitoksen periaatteen. Niin ruuvi- kuin hitsiliitoksiin on olemassa standardeja, joita tämän työn liitoksien suunnittelussa tullaan käyttämään.

Standardiin SFS-EN 1993-1-8 perustuen tullaan mitoittamaan kaikki ruuviliitokset ja mitoituksissa tullaan tarvitsemaan standardin kaikkia kuormitusvaihtoehtoja eli liukumis-, leikkaus- ja vetokestävyyskäyriä. Puhtaasti leikkaukselle kohdistuvia liitoksia pyritään välttämään, mutta leikkauksellekin joudutaan mahdollisesti, ainakin vertailun vuoksi mitoittamaan, koska liukumisenkestävä liitos vaativimmissa kohdissa voi johtaa järjettömiin ruuvimääriin tai kokoihin.

Hitsien mitoitus tullaan perustamaan standardiin SFS 2373 ja jo mainittua väsyttävän teräsrakenteen standardiin SFS-EN 1993-1-9 (katso lähdeluettelo). Standardista SFS 2373 käytetään sivun 7 esitettyä yksinkertaisempaa hitsin mitoitusmenetelmää. Asian edetessä tullaan samankaltaisiin toteutuksiin viittamaan liittein.

SFS-EN 1993-1-8 luvun 3.9.1 liukumiskestävyuden mitoitus on esitetty alla.

$$F_{s, RD} = \frac{k_s * n * \mu}{\gamma_{M3}} * F_{p, C} \quad (8)$$

Missä

k_s	on standardin taulukon 3.6 mukainen vakio
n	on kitkapintojen lukumäärä
μ	on kitkakerroin
γ_{M3}	on osavarmuusluku standardin taulukon 2.1 mukaan
$F_{p, C}$	on pultin esikiristysvoima

Samaisessa standardissa on esitetty myös esikiristysvoima luvun 3.9.1 mukaan:

$$F_{p,C} = 0,7 * f_{ub} * A_s \quad (9)$$

Missä

0,7 on vakiokerroin

f_{ub} on pultin murtoraja

A_s on pultin nimellinen jännityspoikkipinta-ala

Halutaan kuitenkin pelata varmemmalle puolelle, joten käytetään standardin luvun 3.6.1 mukaista esijännitysvoimaa:

$$F_{p,C} = 0,7 * f_{ub} * A_s / \gamma_7 \quad (10)$$

Missä

γ_7 on ruuvien esijännityksen osavarmuusluku, taulukko 2.1

Mitoitukseen tarvitaan lisäksi ruuvien vetokestävyys, joka on standardin taulukossa 3.4:

$$F_{t,Rd} = \frac{k_2 * f_{ub} * A_s}{\gamma_{M2}} \quad (11)$$

Missä

k_2	on taulukossa 3.4 esitetty vakio
f_{ub}	on murtoraja
A_s	on nimellinen jännityspoikkipinta-ala
γ_{M2}	on osavarmuuskerroin

Standardissa on esitetty liitoksen leikkauskestävyys standardin taulukon 3.4 mukaan:

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v * f_{ub} * A}{\gamma_{M2}} \quad (12)$$

Missä

α_v	on lujuusluokan mukainen kerroin
f_{ub}	on murtoraja
A	on ruuvin jännityspoikkipinta-ala
γ_{M2}	on osavarmuusluku

Mitoituksissa käytetyt kuormitukset on poimittu kuvion 11 mukaisista palkkisimuloinnin palkkikohtaisista tiedoista. Simuloinnin tilanne on se, missä koko 12 000 kg:n kuorma on nojautuneena vain toiselle runkopalkille sekä pankoille. Tällöin liitoksissa vaikuttavat kuormat ovat suuremmat, kuin esimerkiksi 20 000 kg tasaisesti kuormittuna, taulukossa 8 on esimerkkinä ensimmäisen poikkipalkin kuormitukset. Pidetään siis edelleen mielessä se, että metsään sallitaan 12 000 kg:n kuorma ja tasamaalle alle 20 000 kg:n kuorma (mikäli teliä ei vahvisteta).

Taulukko 8. Kuormien rasitukset ensimmäisessä poikkipalkissa.

12 000 kg epäsymmetrisesti		20 000 kg tasaisesti	
Maksimi momentti	571512 Nmm	Maksimi momentti	312673 Nmm
Maksimi jännitys	4,3 MPa	Maksimi jännitys	2,3 MPa

Standardin SFS 2373 kappaleen 6.3.3 mukaan on hitsin keskimääräinen jännitys muotoa:

$$\sigma_w = \frac{F}{a \cdot l} \quad (13)$$

Missä

F on mielivaltaiseen suuntaan vaikuttava voima

a on hitsin a-mitta

l on hitsin pituus

Standardin kappaleessa 6.3.4 annetaan lisäehto, jolloin lujuuslaskenta on voimassa:

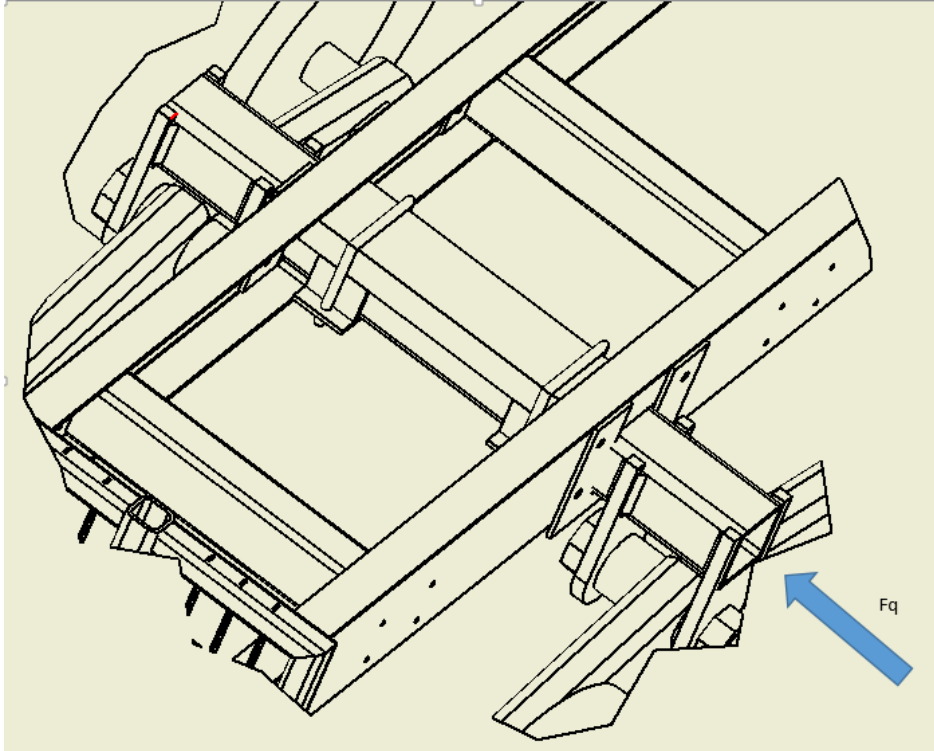
$$3 \text{ mm} \leq a \leq 15 \text{ mm} \quad (14)$$

Lisäksi standardi määrittelee pienahitsille laskentapituuden kappaleessa 6.3.7. Voimaa siirtäväksi oletetaan pienahitsit, joiden pituus on vähintään 50 mm ja vähintään $8 \cdot a$. Rajoituksia ei sovelleta tapauksiin, joissa pienahitsi kulkee nurkkien ympäri, esimerkiksi lattatanko hitsattu ympäriinsä neliöpalkin kylkeen. Laskentavoiman suuntaisessa pienahitsissä, jossa leikkausvoima ajatellaan tasan jakautuneeksi hitsin pituudelle, on asetettu rajaksi $100 \cdot a$.

6.1 Telin ripustuksen U-ruuviliitos

Tässä kohdin oli liitoksen kuormitus erittäin hankala määritellä. Liitos on kuitenkin niin oleellinen ja sen kuormituksenkeston tulee olla suhteutettuna koko rungon kantavuuteen, joten liitos tullaan mitoittamaan varmalle puolelle. Aloitetaan mitoitus niin, että oletetaan koko 12 000 kg kuorman kohdistuvan telipalkkiin kohtisuorasti työntäen telipalkkia sivusuunnassa kuvion 31 mukaisesti. Tällöin mitoitetään liitoksen kitkavoima niin, että se kantaa kokonaan tai lähes kokonaan oletetun 12 000 kg leikkausvoiman. Oletettu voima on huomattavan suuri, koska missään vaiheessa ei tuo koko kuorma pääse vaikuttamaan telipalkkiin puhtaasti ja kohtisuorasti.

Edelleen tulee muistaa, että vaunulla tullaan viemään suurempiakin maa-aineskuormia, kuin 12 000 kg, epätasaisellakin alustalla. Tällöin tulee varmistaa, ettei telin liitos missään nimessä pääse luistamaan.



Kuvio 31. Telisidonnän mitoituksen kuormitus.

Mitoitukseen vaaditaan ruuvien lujuusluokka. U-ruuveja etsiessä törmättiin Vallilan Takomo -nimiseen yritykseen. Tässä yhteydessä voitaisiin käyttää esimerkiksi Vallilan Takomon tuotteissa olevia kuorma-auton U-ruuveja. U-ruuvien oletetaan olevan 12.9 lujuusluokkaa vastaavia. Tällöin muodostuu U-ruuviliitokselle syntyvä liukumiskestävyys kaavan (8) mukaan:

$$F_{s,RD} = \frac{0,7 \cdot 1 \cdot 0,3}{1,25} * 168382 \text{ N} = 28288,2 \text{ N} \quad (15)$$

Missä

0,7 on pitkän pidennetyn reiän kerroin

168382 N on M20 12.9 esikristusvoima kaavan (10) mukaisesti

Kaavassa käytettiin kitkapintojen lukumääränä yhtä (sidonta U-palkin uuma ja telipalkki), mutta todellisuudessa vastakappaleistakin muodostuu kitkapinnat telipalkkiin. Oleellisempi on kuitenkin sidonta U-palkin ja telipalkin välinen kitkapinta, joten varmemmalle puolelle päästään kun huomioidaan vain tämä.

Oletettu leikkausvoima on:

$$12\,000\text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 117\,720\text{ N} \quad (16)$$

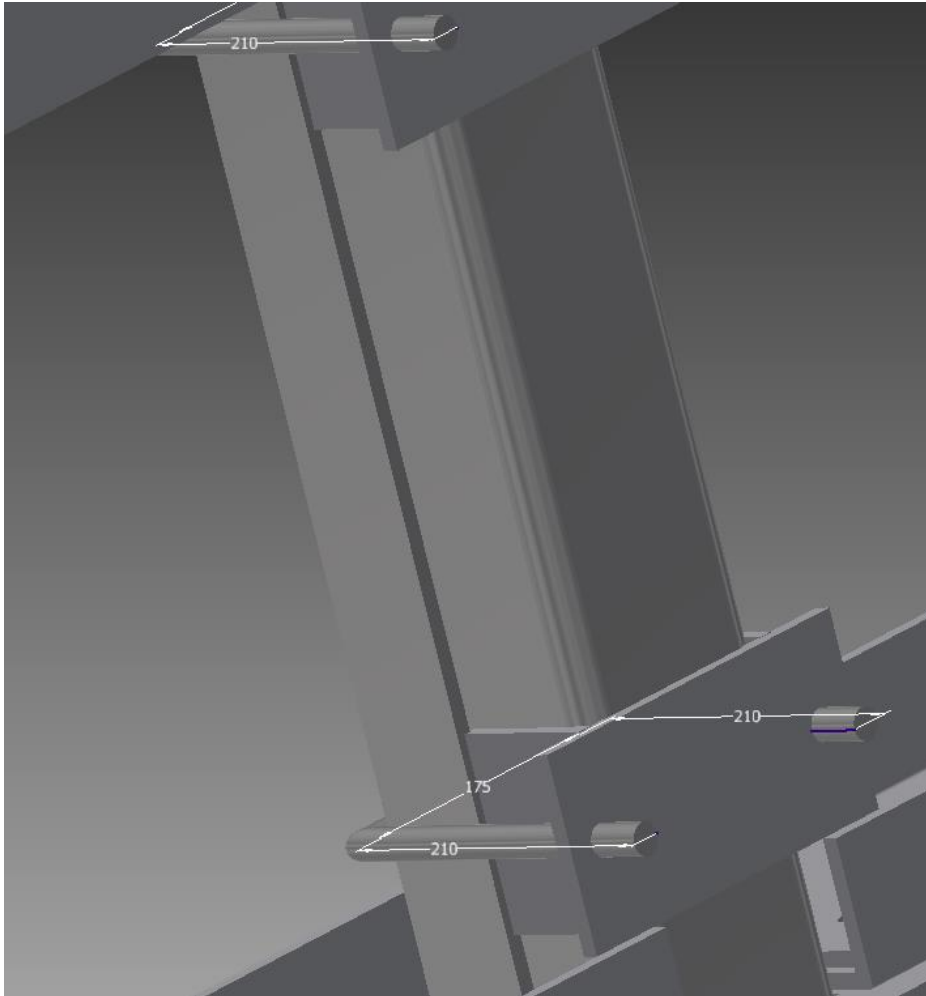
Tällöin vaadittava ruuvien lukumäärä on:

$$\frac{117\,720\text{ N}}{28\,288,2\text{ N}} = 4,2\text{ kpl} \quad (17)$$

Kaavan (17) vastaus tarkoittaa tavallisten ruuvien lukumäärää, eli tässä tapauksessa pyöristettynä 4 kpl ruuveja. Pyöristys tehdään alaspäin tässä tapauksessa, koska oletettu kuormittava voima on jo itsessään hyvinkin varmallalla puolella. Nyt kun käytössä on U-ruuvit, on yhdessä U-ruuvissa kaksi tavallista ruuvia, joten saatu vastaus on käytännöllinen, sillä tarvittaisiin vain kaksi U-ruuvia. Toinen vaihtoehtohan voisi olla pienemmällä lujuusluokalla useampi U-ruuvi mutta lopullinen päätös tehdään kokoonpanon ollessa ajankohtainen eli etsitään kustannustehokkain vaihtoehto.

6.2 U-ruuvin vastakappale

U-ruuvi vaatii jonkin vastakappaleen tai korvakkeet, jotta liitos sidonta U-palkin ja telipalkin kanssa on mahdollista. Vastakappaleina on yleensä normaalia lattatankoa, joten lähdetään suorittamaan mitoitusta tavalliselle lattatangolle. Liitoksessa on kuitenkin tässä tapauksessa huomioitavaa se, että telipalkin ja U-ruuvien väliin jää sidonta U-palkin ainevahvuuden sekä puolen U-ruuvien paksuuden verran rakoja, kun käytetään vain yksinkertaista lattatankoa, kuvio 32 havainnollistaa asiaa. Rako taas aiheuttaa sen, että vastakappale pääsee taipumaan esikivistysvoimasta johtuen. Esikivistysvoimalle on raon mukainen 20 mm momenttivarsi, joka tekee taivutusmomentin.



Kuvio 32. Telin U-ruuvi ja vastakappale.

Taivutusmomentti muodostuu momentin yleisen kaavan mukaan:

$$M = F * r \quad (18)$$

Missä

F on voima

r on voiman momenttivarsi

Nyt kaava (18) saa muodon:

$$M = 168382 \text{ N} * 20 \text{ mm} = 3367640 \text{ Nmm} \quad (19)$$

Syntyvä momentti on suuri, joten on paikallaan tutkia syntyviä taivutusjännityksiä. Aloitetaan lattatangosta, valitaan 10x100-lattatanko. Tälle on taulukoitu taivutusvastukseksi heikompaan suuntaan 2400 mm^3 (Valtanen 2012, 800). Syntyvä taivutusjännitys lasketaan kaavan (20) mukaan (Valtanen 2012, 471).

$$\sigma_t = \frac{M}{W} \quad (20)$$

Missä

M on momentti

W on taivutusvastus

Tilanteen arvoilla kaava (20) saa muodon:

$$\sigma_t = \frac{3367640 \text{ Nmm}}{2400 \text{ mm}^3} = 1403,18 \text{ MPa} \quad (21)$$

Voidaan siis todeta, että pelkän lattatangon käyttäminen ilman mitään muokkaamisia ei tule kysymykseen, koska lattatangon paksuus tulee kasvamaan kohtuuttoman suureksi. Tutkitaan seuraavaksi pyörötankoa, vaadittu halkaisija saadaan ratkaistua kaavaa (20) käyttäen ja sijoittamalla ympyräpoikkipinnan taivutusvastuksen kaava kaavaan (20), jolloin muodostuu kaavan (22) yhtälö. (Valtanen 2012, 473).

$$\sigma_t = \frac{M}{W} \rightarrow W = \frac{M}{\sigma_t} \rightarrow \pi * \frac{r^3}{4} = \frac{M}{\sigma_t} \rightarrow r = \sqrt[3]{\frac{4M}{\pi * \delta_{sal}}} = \sqrt[3]{\frac{4 * 3367640 \text{ Nmm}}{\pi * 355 \text{ MPa}}} = 22,9 \text{ mm} \quad (22)$$

Tällöin tangon halkaisijaksi saadaan 45,8 mm, ilman varmuuskertoimien huomioimista. Tangon koko on myös turhan suuri.

Tarkastellaan seuraavaksi vain leikkausjännityksiä, eli oletetaan, että rako on poistettu jollain kokoonpanoteknisellä ratkaisulla, kuten kuviossa 32. Raon poistava lattatanko ei saa olla kuitenkaan täysin kiinni sidonta U-palkissa. Nyt tulee huomata,

että leikkausjännityksen murtoraja on 60 % vetomyötörajasta (Valtanen 2012, 476). Tällöin on sallittu leikkausjännitys 1,5:n varmuuskertoimella ja S355-teräksellä:

$$\tau_m \approx 0,6 * \sigma_m \rightarrow \tau_{sal} = \frac{355 \text{ MPa}}{1,5} * 0,6 = 142 \text{ MPa} \quad (23)$$

Tällöin saadaan vaadittu poikkipinta-ala johdettua leikkausjännityksen kaavasta ja saadaan kaavan (24) tulos (Valtanen 2012, 475).

$$\tau = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{\tau_{sal}} = \frac{168382 \text{ N}}{142 \text{ MPa}} = 1185,8 \text{ mm}^2 \quad (24)$$

Tätä poikkipinta-alaa vastaa 15x75-lattatanko 1125 mm² poikkipinta-alalla (Valtanen 2012, 800–801). Vastaavasti voitaisiin myös valita koko 8x150, 10x120 tai 12x100 (Valtanen 2012, 800–801). Tällöin on perusteltua muodostaa vastakappaleesta kuvion 32 mukainen kolmesta lattatangosta muodostuva ”kauluri”.

Vastakappaleesta on myös liitteessä 5 etsitty korvakeratkaisua, eli sidonta U-palkkiin olisi hitsattu korvake, jota vasten U-ruuvit olisi kiristetty. Liitteissä 6 ja 7 on suunnitellun korvakkeen mitoituksia hitsiin tarvittavan a-mitan suhteen. Liitteessä 6 kansilevyn oletetaan ottavan vastaan kaiken normaalijännityksen ja liitteen 7 mitoituksissa pystypienojen oletetaan ottavan kaiken leikkausjännityksen. Mitoitukset perustuvat kappaleessa 6.8 esitettyyn standardin esimerkkiin, jota sovelletaan poikkipalkkien hitsien mitoitukseen. Normaalijännitykseksi saatiin liitteen 5 simulaatiosta noin 200 MPa. Käsin tehdyn arvion mukaan kolmioiden painopisteellä ja tämän kautta saadun yhdistetyn jäyhyysmomentin kautta on jännitys 173 MPa. Käytetään siis simuloinnin antamaa jännitystä (200 MPa) mitoituksen perusteena. Lopputuloksena tulisi a-mitaksi valita liitteessä 7 saatu suurempi a-mitta.

6.3 Telin sidontapalkinlevyn ja rungontäykistelevyn ruuviliitos

Koska kyseessä on suuresti kuormitettu liitos, tehdään tutkimusta laajemmin käyttäen M12-ruuvien kaikkia kolmea eri lujuusluokkaa ja taulukoidaan eri lujuusluokkien sallimat liukumiskestävyysvoimat kaavan (8) mukaisesti. Nyt kaavaan saadaan kaksi kitkapintaa, koska liitoksessa on runkopalkin molemmilla puolilla levyt, jolloin kaava (8) saadaan muotoon:

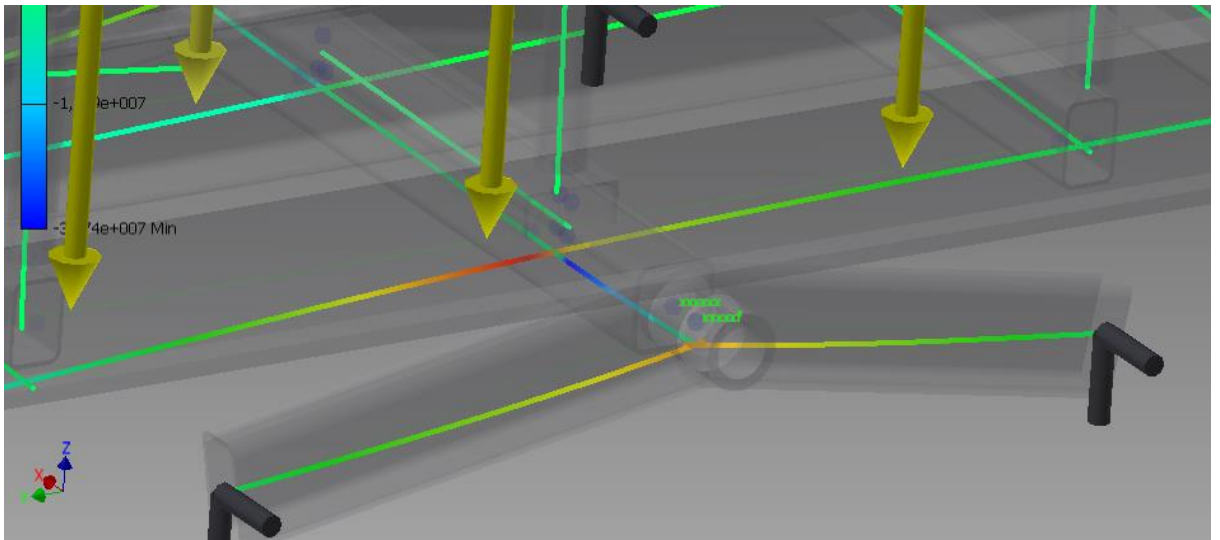
$$F_{s,RD} = \frac{1*2*0,3}{1,25} * F_{p,C} \quad (25)$$

Nyt kaavaan sijoitetaan $F_{p,C}$ kohdalle kunkin lujuusluokan esikiristysvoima, jotka on laskettu kaavan (10) mukaisesti. Sijoituksen jälkeen saadaan taulukon 9 mukaiset liukumiskestävyudet.

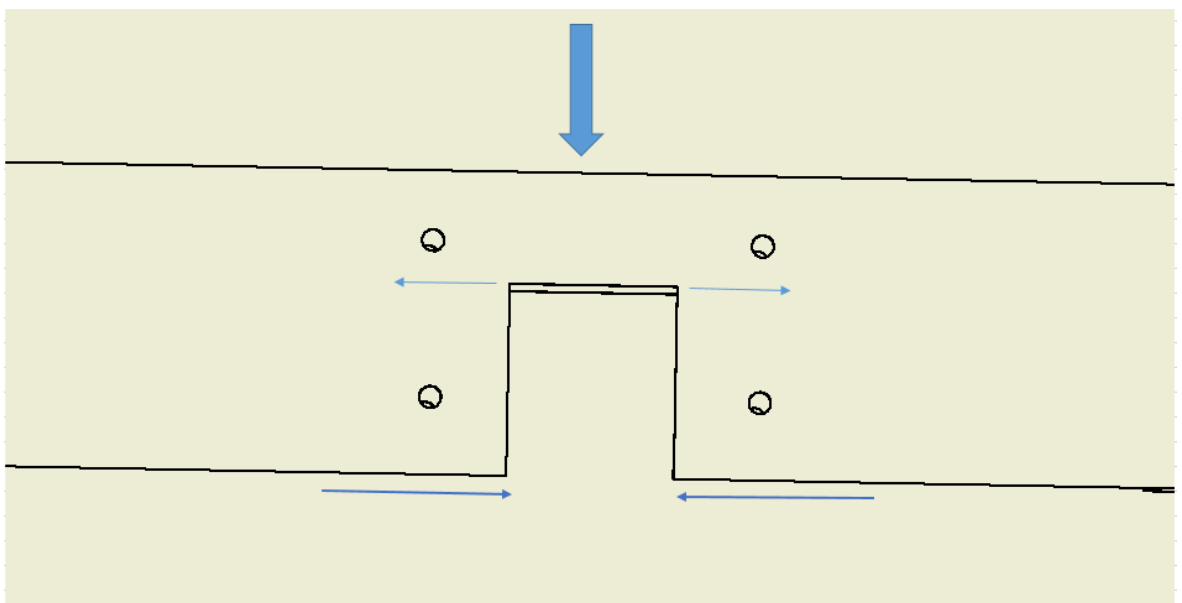
Taulukko 9. M12 esikiristysvoimat ja liukumisenkestävyys.

	M12		
Lujuusluokka	8.8	10.9	12.9
Esikiristysvoima N	42916,4	48280,9	57937,1
Liukumiskestävyuden mitoitussarvo N	20599,9	23174,8	27809,8

Liitoksessa vaikuttava, liitoksen kitkaa vastaan oleva leikkaava voima, saadaan palkkisimuloinnista. Mitoituksen lähtökohtana pidetään jälleen epäedullisinta tilannetta, jossa koko 12 000 kg puukuorma on kallistuneena vain toiselle runkopalkille sekä pankoille. Leikkaava voima on runkopalkissa vaikuttava maksimimomentti runkopalkin oman X-akselin suhteen, kuvio 33. Momentti on rungossa olevaa telinupotuksen hahloa puristava. Kuviossa 33 on palkkisimuloinnista otettu leike, jossa simuloinnin tulokset esitetään pelkkänä momenttina. Suurin momentti siis muodostuu juurikin teliupotuksen hahloon. Hahlon käyttäytymistä on esitetty lisää kuviossa 33. Momentti muodostuu kuorman painosta, jota kuvaa suurin kuvion 34 nuoli. Saatu maksimimomentti on 44543328 Nmm. Momentti on huomattavan suuri, joten mitoitusta ei kannata lähteä tekemään liian varmalle puolelle, koska tilanne ja kuorma on jo alkujaankin arvioitu varmalle puolelle. Liian suuret varmuuskertoimet tässä kohdin johtavat erittäin suuriin ruuveihin tai lukumäärällisesti järjettömään ruuvimäärään. Lisäksi tulee huomata, että hahloa tukee sen sisällä oleva telinpoikkipalkki.



Kuvio 33. Palkkisimuloinnin kuormitus telihahlolla.



Kuvio 34. Hahlon voimien suunnat.

Hahlossa vaikuttaa siis kuvion 34 mukaisesti alaosassa hahloa puristava puristusvoima ja yläpuolella vetovoima, sama tilanne kuin kuviossa 22. Mitoituksellisesti tul-
laan tarkastelemaan hahlon alaosan puristusta, koska tämä puristusvoima tulee jäy-
kisteellä ja sen ruuvein varmistaa.

Tälle ruuviliitokselle pyrittiin hakemaan vertailukohteita kuorma-autoista ja hieman vastaava periaate löydettiin kuorma-autojen vetopalkkeista. Yleisesti vetopalkit kiinnitetään ajoneuvon runkoon suoraan tai erillisin sivulevyin. Tällöin vedettäessä taakkaa, kohdistuu ruuveihin juurikin leikkausvoima, ruuvit siis kuvan 2 palkin päissä. Vetopalkit kiinnitetään 16 kpl M17 10.9 -ruuvein, eli 8 kpl per palkin puoli.



Kuva 2. Vetopalkki (M. Korte Oy).

Vastaavasti nyt laskettuna mitoitettavalle liitokselle saatiin 10.9 M18 -ruuvien määräksi 1,5 varmuuskertoimella 14,58 molemmin puolin eli 15 kpl, kun kaikki momentti asetetaan liukumiskestävyuden rajoihin. Tulos tuntuu erittäin epätodellista, koska esimerkkinä käytetty vetopalkki on suunniteltu 18 t:n vetotelille. Siitä ei kuitenkaan ole tietoa onko vetokita suunniteltu käyttäen liukumiskestävyyttä tai jotain valmistajien omaa, optimaalisempaa tapaa. Lisäksi vetokidan kuormitus on helpommin käsiteltävissä, koska siihen kohdistuvat vetovoimat voidaan helpommin ratkoa. Tässä mitoitettavaan telihahloon kun kohdistuu alati muuttuva momentti, ei lähes puhdas veto. (M. Korte Oy.)

6.4 Hahlon ruuviliitoksen tarkempi laskenta

Hahlossa vaikuttava momentti jaetaan hahlon korkeudella, saadaan voima, joka jaetaan edelleen kahdella, jolloin saadaan voima per hahlon puoli, puhutaan siis edelleen kuviosta 34. Saatu voima kerrotaan vielä varmuusluvulla. Leikkaavaksi voimaksi saadaan:

$$F_{QR} = \frac{44543327,96 \text{ Nmm}}{2 \cdot 170 \text{ mm}} * 1,5 = 196515 \text{ N} \quad (26)$$

Saatu leikkausvoima on kuvan 34 leikkausvoimat hahlon alaosassa. Seuraavaksi, taulukossa 10, on laskettu, montako taulukon 9 M12-ruuvia tarvitaan, jotta saatu leikkausvoima voidaan ottaa pelkästään liukumiskestävyydellä vastaan. Laskettu leikkausvoima on siis jaettu kulloisenkin lujuusluokan liukumiskestävyydellä. Ruuvien lukumäärä on siis yhdelle puolelle hahloa.

Taulukko 10. M12-ruuvien lukumäärä liukumiskestävyydellä.

Leikkausvoima N	196515		
Lujuusluokka	8.8	10.9	12.9
Liukumiskestävyuden mitoitussarvo N	20599,9	23174,8	27809,8
Pulttien kpl määrä	9,54	8,48	7,07

Valitaan 8.8 lujuusluokka halvimman hinnan ja parhaimman saatavuuden vuoksi. Ruuvien määrää voitaisiin pienentää, mikäli osan liukumiskestävyydestä ajateltaisiin kohdistuvan puhtaasti ruuvien leikkautumiseen. Liukumisen ylittävän osan arvioiminen on kuitenkin haastavaa, eikä tälle ole standardeissa määriteltyä tapaa, joten varmimmin tulee laskea koko leikkausvoima menevän ruuvien leikkautumiseen, liukumisenkeston sijasta. Taulukon 11 leikkauskestävyys on laskettu kaavan (12) mukaan M12-ruuville.

Taulukko 11. 8.8 M12 -ruuvien leikkauskestävyys.

Lujuusluokka	8.8
Leikkauskestävyys	43429

Edelleen, kun lasketaan, montako ruuvia vaaditaan, jotta ruuvit eivät leikkaudu valitsevalla leikkausvoimalla, saadaan taulukon 12 mukaiset tulokset. Leikkausvoima voitaisiin siis ottaa vastaan 5 kpl ruuveja per hahlon puoli käyttämällä M12-ruuveja. Määrä ei ole mitenkään järjetön, mutta silti 10 kpl ruuveja per koko liitos tuntuu jo yhdenkin kappaleen volyymissä turhan suurelta kiristysoperaatiolta, suuremmasta tuotannosta puhumattakaan.

Taulukko 12. Liitoksen leikkausvoiman vaatima M12-ruuvien lukumäärä 8.8 lujuusluokalla.

Lujuusluokka	8.8
Leikkauskestävyys	43429
Leikkausvoima N	196515
Vaadittu pulttien määrä	4,5

Tutkitaan seuraavaksi useammalla eri ruuvikoolla ruuvien kappalemääriä liukumiskestävyiden ja puhtaasti leikkauskestävyyden suhteen. Näistä on muodostettu taulukot 13 ja 14. Laskenta perustuu jälleen liukumiskestävydessä kaavaan (8), sijoitettuna kulloisenkin 8.8-lujuusluokan ruuvin keskimääräinen tehollinen halkaisija sekä esikiristysvoima kaavan (10) mukaan, sekä huomioimalla, että kitkapintoja on kaksi. Taulukko 14 perustuu kaavaan (12) ja kaavaan on sijoitettu aina kulloisenkin ruuvikoon kaavassa (12) esitetyt alkuarvot.

Taulukko 13. Liukumiskestävyksiä.

Liukumiskestävyys		
Koko	Lujuusluokka	Vaadittu kpl määrä
M12	8.8	9,54
M14	8.8	6,99
M16	8.8	5,12
M18	8.8	4,19
M20	8.8	3,28

Taulukko 14. Leikkauskestävyyksiä.

Leikkauskestävyys		
Koko	Lujuusluokka	Vaadittu kpl määrä
M12	8.8	4,52
M14	8.8	4,45
M16	8.8	3,26
M18	8.8	2,67
M20	8.8	2,09

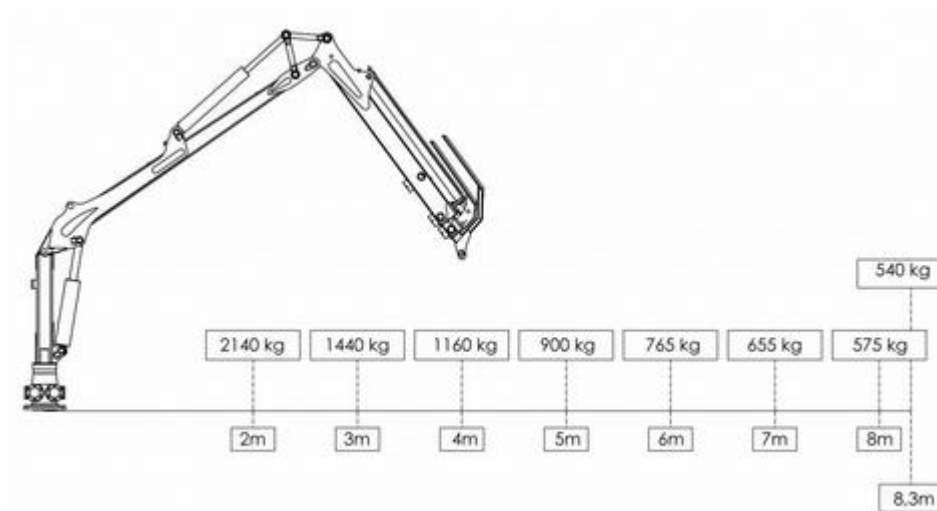
Optimaalisin vaihtoehto olisi käyttää M18 tai M20 -ruuveja, koska näissä käytettäessä tasalukuja saadaan liitos lähes liukumiskestävydelle. Eli esimerkiksi käyttäen 4 kpl M18-ruuveja, ollaan leikkautumisen suhteen jo turvallisella alueella ja lähes

liukumiskestävyuden alueella. Lisäksi päästäisiin mielekkäisiin parillisiin ruuvien lukumääriin ja saataisiin symmetriset reiät.

6.5 Kuormaajan jalustan simulointi sekä ruuviliitos etuosaan

Muokattavuuden takaamiseksi tulee kuormaajan jalustan olla ruuviliitoksin muussa rakenteessa. Mitoitetaan seuraavaksi M12-ruuvein jalustanliitos. Alustavasti arvioitiin, että jalusta kiinnitettäisiin 8 kpl:lla ruuveja, eli 4 kpl ruuveja per jalustan puoli, katso liitteen 8 kuvio jalustasta. Jalustaan vaikuttaa kuormaajasta erittäin suuria momentteja. Mitoitus suoritetaan vain sen tilanteen suhteen, jossa ruuveihin kohdistuvan momentin varsi on pisin. Liitteen 8 kuvioista katsoen siis silloin, kun nosto tapahtuu kuvan jalustan keskilinjan suhteen kohtisuorassa. Mitoitus tehdään ONIAR-valmistajan suurimman kuormaajan perusteella (kuva 3), joka kykenee nostamaan 8 m:n päästä 575 kg. Tämä tekee jalustalle momentiksi kun käytetään vetovoiman kiihtyvyydelle arvoa 10 m/s^2 :

$$M = F * r = 575 \text{ kg} * 10 \text{ m/s}^2 * 8 \text{ m} = 46000 \text{ Nm} \quad (27)$$



Kuva 3. ONIAR 83 kuormaimen nostokyky (ONIAR 83).

Tätä momenttia käyttäen saadaan jalustan ruuveihin laskettua niitä kuormittava vetovoima, kun käytetään momentinvartena jalustankiinnitysruuvien etäisyyttä jalustan keskipisteestä, eli pisteestä johon kuormaajan momentin oletetaan kohdistuvan.

Varsi kerrotaan edelleen kahdella, jolloin saadaan jalustan yhdellä puolella oleva vetovoima:

$$F_y = \frac{M}{2r} = \frac{46000 \text{ Nm}}{2 \cdot 0,23 \text{ m}} = 100000 \text{ N} \quad (28)$$

Saatu voima jakautuisi edelleen neljälle ruuville per puoli ja saatu tulos kerrotaan vielä 1,5 varmuuskertoimella, jolloin yhteen ruuviin vaikuttava vetovoima:

$$F_y = \frac{100000 \text{ N}}{4} * 1,5 = 37500 \text{ N} \quad (29)$$

Saatus tulosta pitää jälleen verrata sallittuun vetovoimaan, kaavaa (11) käyttäen on sijoitettu M12 8.8 -ruuvien tiedot ja saatu kaavan (30) mukainen verranto. Voidaan todeta, että verranto toteutuu hyvällä varmuudella ja sisältää jo 1,5 varmuuskertoimenkin vetovoiman määrittämisessä.

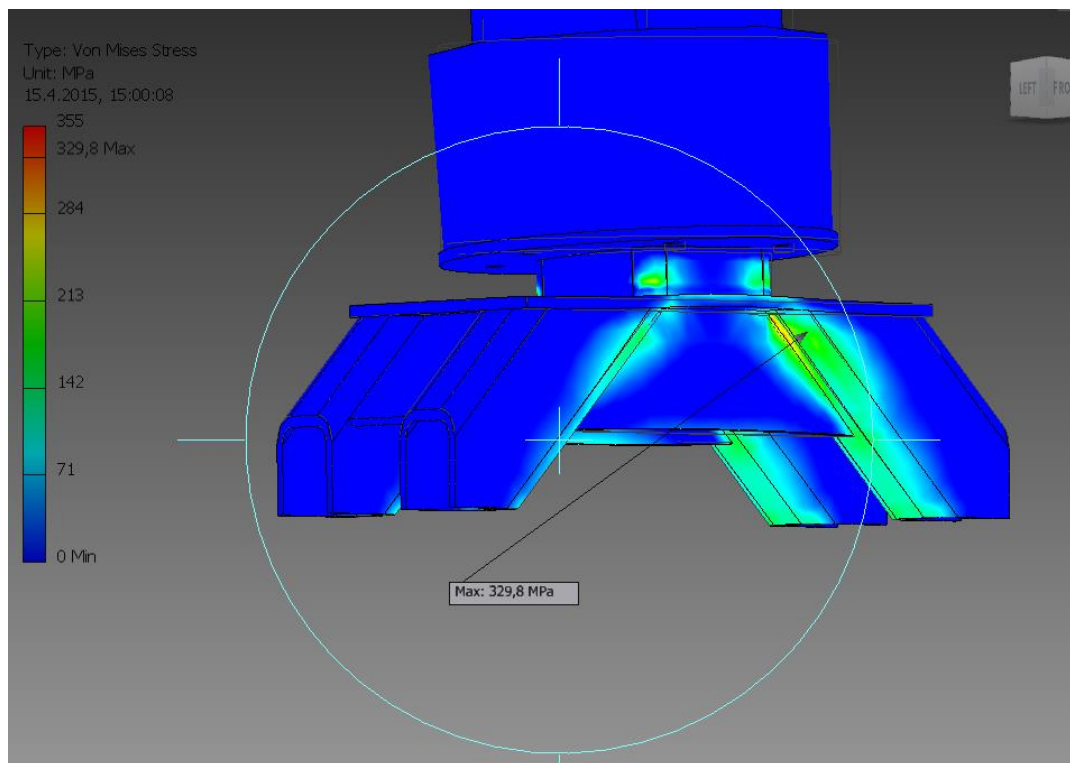
$$37500 \text{ N} < 48556,8 \text{ N} \quad (30)$$

Liitokseen vaikuttaa todellisuudessa vain vetoa, joten leikkausvoimia ei tutkita sen tarkemmin. Leikkausvoimaa voisi kohdistua liitoksiin silloin kun kuormaajaa käytetään juuttuneen yhdistelmän apuna, mutta tällöinkin on oletettavissa suurimman kuormituksen olevan vetoa (kuormaajalla vedetään yhdistelmää puuta apuna käyttäen tai maasta työntäen). Toinen leikkausvoimaa synnyttävä tekijä on taakan nojautuminen sermiin ja tätä kautta kuormaajanjalustaan. Sermin ja jalustan todetaan kuitenkin olevan niin jäykkä yhdistelmä, ettei tähän perehdytä tarkemmin (liite 14).

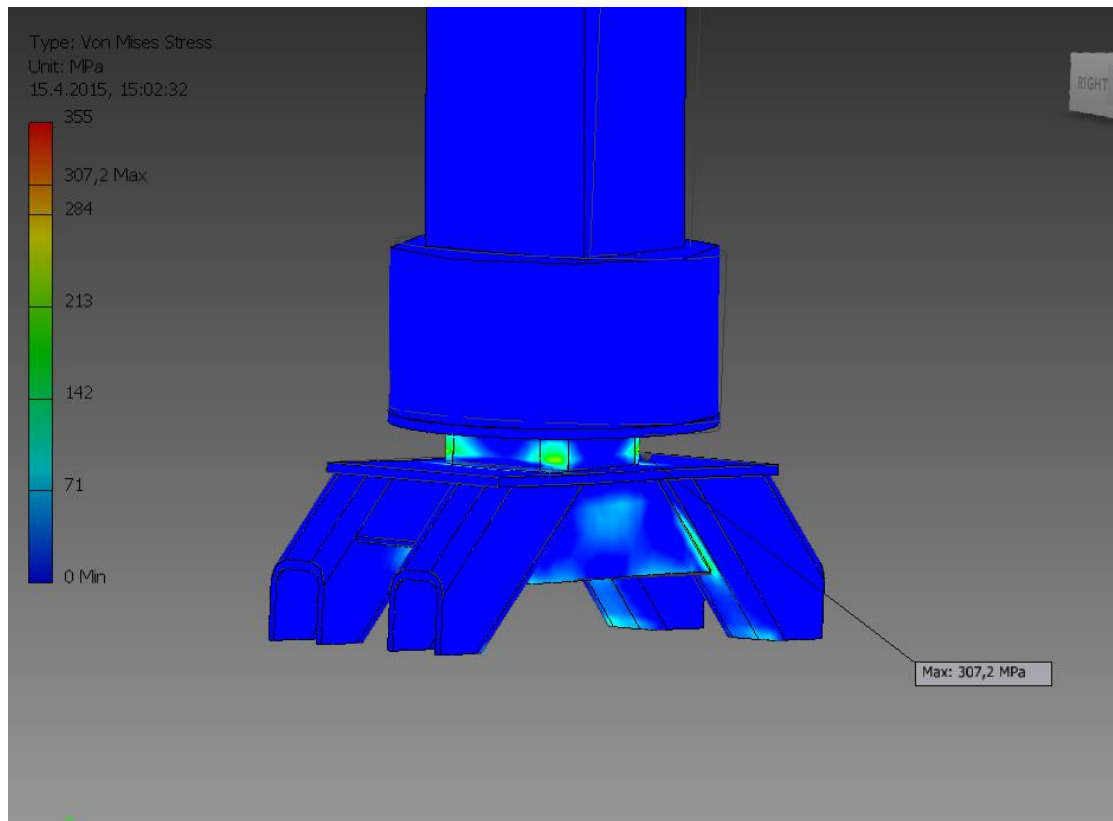
6.5.1 Kuormaajanjalustan simulointi

Muodostuneelle kuormaajanjalustalle tehtiin simulointi, jossa materiaalina käytetään edelleen S355 150x100x8-suorakaideputkipalkkia. Mitään karkeaa käsinlaskentaa ei suoritettu, vaan jalusta rakennettiin sellaiseksi, että kuormaaja ei nouse liian korkealle ja rakenne olisi mahdollisimman tukeva käytetyin materiaalein. Simulointi suoritettiin niin, että jalustalle tehtiin karkeasti kuormaajan ensimmäistä puolia kuvaava palkki. Palkin pituus on 1,6 m, joten kun tästä lasketaan mikä on voima

1,6 m:n korkeudella kaavan (27) nostomomentilla, saadaan voima, joka tulee asettaa puomia kuvaavan palkin päähän. Voimahan on nostomomentti jaettuna varrella, jolloin saadaan 28750 N palkin päähän. Kuviossa 35 on kohtisuoran voiman vaikutus, kuviossa 36 taas vinosti kohdistuvan voiman vaikutus. Jalusta vaikuttaisi kestävän juuri ja juuri kuormaimia valmistavan ONIAR-yrityksen suurimman kuormaajan momentit, kun FEM-laskenta suoritetaan näin karkeasti, eli ei oteta huomioon vaunun etuosan joustavuutta. Lisäksi harvemmin puuta nostetaan kuvion 35 mukaisesti vaunun edestäpäin, eli käytännössä traktorin edestä. Todetaan, että jalustalla on tarpeeksi varmuutta, koska korkeiksi nousevat jännitykset ovat paikallisia riippuen nostosuunnasta (vertaa vielä liitteeseen 11) ja kuvion 35 jännityksiä ei synny vaunua purkaessa, koska kuormaajan puomit ei ole ojennettuna.



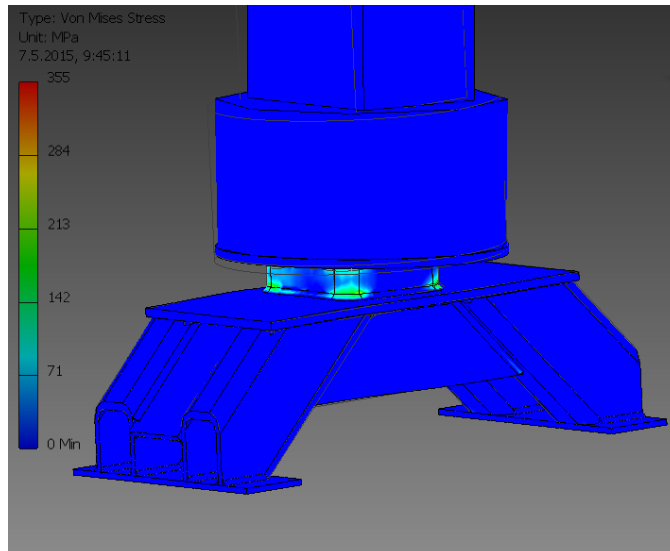
Kuvio 35. Kuormaajan jalustan simulointi.



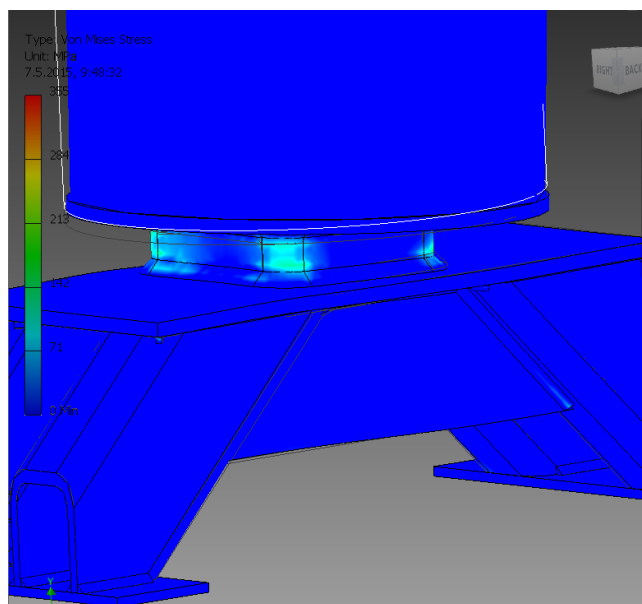
Kuvio 36. Kuormaajan jalustan simulointi, aluslevyn jalan maksimijännitys.

6.5.2 Kuormaajanjalustan hitsit

Kuormaajan jalustassa olevien eri osien kuormitukset ovat erittäin vaikeasti määriteltävissä, joten tässä kohdin määritetään jalustan hitsit simuloinnilla. Simuloinnissa asetetaan kaikki osat erillisiksi, jotta saadaan kaikki jännitys menemään hitsien kautta. Simulointi tehdään sen nopeuttamiseksi jalustalle yksinään, koska koko vaunun mallinnukselle tehtäessä muodostuisi simuloinnista erittäin raskas ja aikaa vievä. Kuormaajan nostosuunta on simuloinneissa kuvion 36 mukainen, eli vaunun sivusta. Pelkällä jalustalla simuloiden eroa syntyy vain siinä, että vaunun runko ei ole ottamassa omaa osuuttaan kuormituksia, joten pelkällä jalustalla simulointi antanee tällöin tulokset hieman varmemman puolelle (aivan kuten edellinen simulointi). Tulokset on esitettyä kuvioissa 37 ja 38.



Kuvio 37. Jalusta 5 mm:n a-mitoilla ja noin 200 MPa:n jännityksellä.



Kuvio 38. Jalusta 8 mm:n a-mitalla noin 100 MPa:n jännityksellä.

Yli 200 MPa:n jännitystä syntyy kuormaajan aluslevynjalan hitseihin kuviossa 37. Jokainen hitsi on 5 mm a-mitaltaan. Voidaan katsoa perustelluksi suurentaa kuormaajan aluslevynjalan hitsiä. Kuviossa 38 on 8 mm:n a-mitalla kuormaajan aluslevynjalan hitsit, nyt hitsissä vaikuttava jännitys on enää 100 MPa:n luokkaa. Tällöin kun hitsit oletetaan vähintään perusaineen mukaiseksi, on syntyvä varmuuskerroin 3,5. Vähimmäislukuna kun pidetään 1,5:stä.

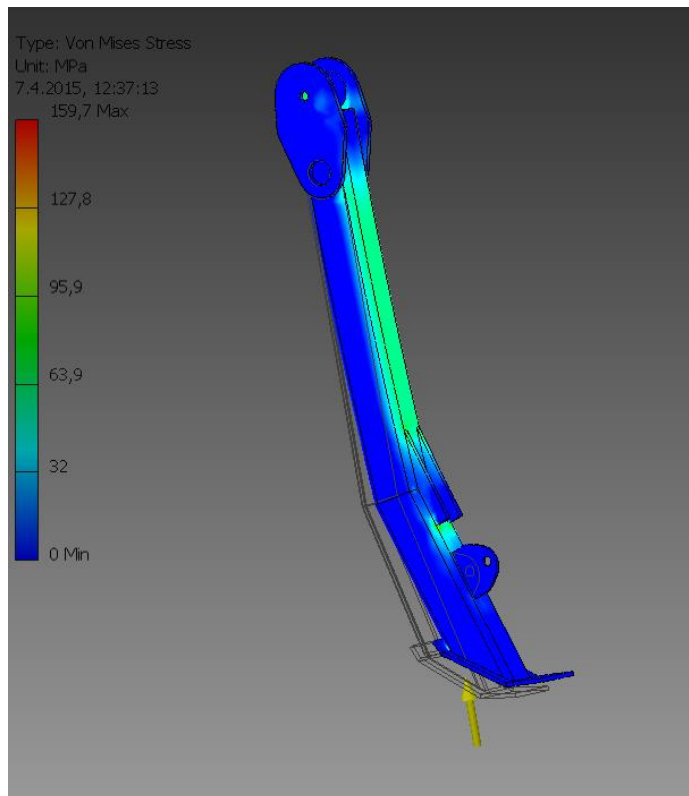
6.6 Kuormaajan tukijalat

ONIAR 83 toimi jalustan mitoitettavana kuormaimena, jonka nostokyky on 8 m:n etäisyydeltä 575 kg. Syntyvä momentti jaetaan tukijalan korvakkeen etäisyydellä kuormaajan jalustan keskipisteeseen, jolloin saadaan kuvion 39 simulaatioon voima, joka tukijalkaan vaikuttaa. Jalan etäisyys kuormaajan keskipisteestä on noin 680 mm ja tällöin jalan maahan kohdistama tukivoima on:

$$F_j = \frac{46000 \text{ Nm}}{0,68 \text{ m}} = 6764,71 \text{ N} \quad (31)$$

Sylinterin tulee tuottaa vähintään edellä laskettu voima. Sylinterit ovat vinosti, joten niiden voima saadaan lasketun kohtisuoran voimakomponentin perusteella. Jalan taitoksen kulma on kohtisuorasta maasta katsottuna noin 40°. Tästä käyttäen kolmion trigonometriaa saadaan jalan suunnassa vaikuttavaksi voimaksi kaavan (32) mukainen voima. Kun saatu voima asetetaan tukijalalle kohdistettuna oikeassa kulmassa, saadaan kuvion 39 mukaiseksi keskimääräiseksi jännitykseksi noin 100 MPa (vihreä osa). Tällöin on varmuuskerroin S355-teräslaadusta valmistetulle ne-liöputkipalkille 3,5. Tukijalassa vaikuttaa lisäksi alueellinen noin 160 MPa:n jännitys ja tällöinkin on syntyvä varmuuskerroin 2,2. Varmuuskerroin on tällöin siis huomattavasti ylitse 1,5.

$$\sin(40^\circ) = \frac{F_y}{F_j} = F_j = \frac{F_y}{\sin(40^\circ)} = \frac{6464,71 \text{ N}}{\sin(40^\circ)} = 10524 \text{ N} \quad (32)$$



Kuvio 39. Kuormaajan tukijalan simulointi.

Jalansylinterin mitoittaminen. Kaavasta (31) saatu 6764 N -voima on minimivoima, jonka sylinterin tulee tuottaa. Vallitseva paine on 170 bar, jolloin vaadittu männän poikkipinta-ala on:

$$p = \frac{F}{A} = A = \frac{F}{p} = \frac{10524 \text{ N}}{17 \text{ MPa}} = 619 \text{ mm}^2 \quad (33)$$

Pinta-alasta saadaan edelleen laskettua tarvittava säde ja josta edelleen halkaisija:

$$A = \pi * r^2 = r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{619 \text{ mm}^2}{\pi}} = 14,0 \text{ mm} \quad (34)$$

Halkaisija on siis 28 mm, koko on kuitenkin erikoinen ja lisäksi laskettu tilanne on vain staattinen, joten on syytä nostaa sylinterin kokoa. Todellisessa kuormaimen käytössä kuormain liikkuu, jolloin liikkeet ovat juuri heilumista aiheuttava tekijä.

Jalkojen tulisi siis ottaa vastaan myös koko vaunun heiluminen kuormaimen mukana. Lastattuna vaunu ei ole kuitenkaan niin herkkä keinumiselle, koska kuorma lisää kokonaismassaa ja hitausmomenttia. Tilannetta on erittäin haastavaa tarkasti kuvailla, joten todetaan riittäväksi asettaa 1,5–2:n varmuuskerroin vaadittavalle voimalle. Tällöin halkaisijaksi saadaan 42–56 mm. Valitaan 50 mm. Tällöin voima on:

$$p = \frac{F}{A} = F = p * A = 17 \text{ MPa} * \pi * (25 \text{ mm})^2 = 33379,4 \text{ N} \quad (35)$$

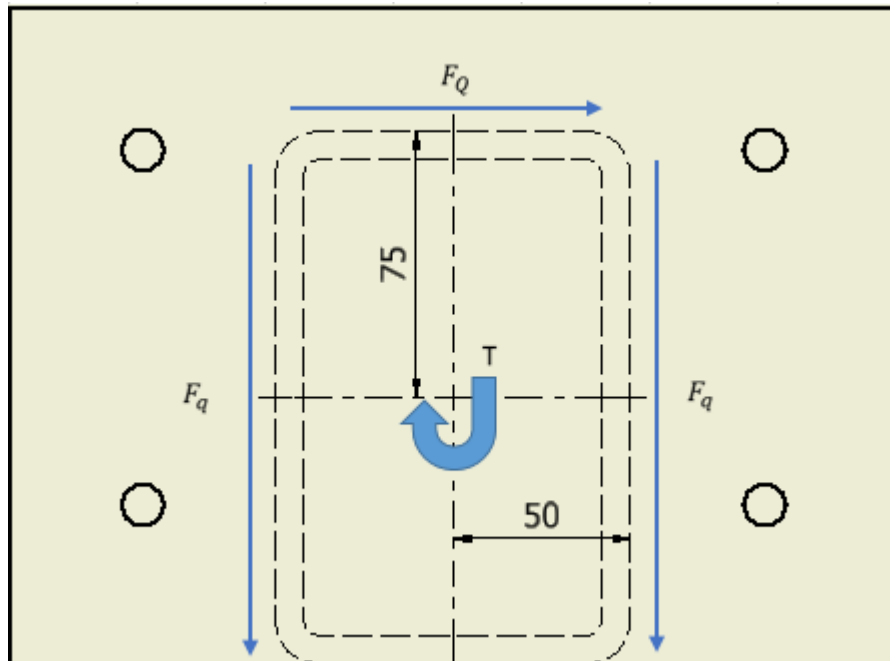
6.7 Telinsidonta U-palkin hitsiliitos laippaansa

Samalla periaatteella tulee laskea telinsidonta U-palkin hitsiliitos laippaansa. Asiaa havainnollistaa liitteen 9 kuvio sekä mitoitus. Mitoitus suoritettiin 20 000 kg kuorman aiheuttaman momentin suhteen. Mitoitus suoritetaan palkin omakohtaisella Y-akselin ympäri pyörittävällä momentilla, joka muodostaa vetoa hitsausaumaan. Leikkausta muodostama momentti on niin pieni, jottei sitä huomioida (kuvion Mz).

6.8 Poikkipalkit

Poikkipalkkien tulisi olla runkoa jäykistäviä, kuormaa kantavia ja helposti siirrettävissä. Poikkipalkit ja niiden sijainnit ovat esitettynä liitteen 3 pääkoonpanokuvassa. Poikkipalkit tulitisiin hitsaamaan erillisiin laippoihin, jotka taas liitetään ruuviliitoksin rungon uumiin.

Mitoitus tehdään kuvion 40 mukaisesti, jossa laskenta suoritetaan standardin SFS 2373 esimerkkiä 10 soveltaen eli ylimmän pienan oletetaan ottavan kaiken pituus-suuntaisen leikkauksen ja sivupienojen oletetaan ottavan kaikki pystysuuntaiset leikkausvoimat (SFS 2373, 37–38). A-mittojen laskemiseen käytetään kaavaa (13). Leikkausvoiman suhteen tulee huomioida myös kuormasta aiheutuvan leikkausvoiman Q vaikutus, eli momentin aiheuttama pystysuuntainen leikkausvoima lasketaan yhteen jatkuvan kuorman aiheuttaman leikkausvoiman Q kanssa. Alkuehtojen mukaiset kuormitukset on poimittu eniten kuormitetun poikkipalkin palkkisimuloinnin palkkityökalua käyttäen.



Kuvio 40. 150x100x8-poikkiputkipalkin a-mitan määrittäminen.

Kuvassa 40 esiintyvät alkuehdot:

$$T = 3662779,18 \text{ Nmm}$$

$$\tau_{sall} = 75,9 \text{ MPa, kaavan (7) mukaan}$$

$$r_1 = 75 \text{ mm}$$

$$r_2 = 50 \text{ mm}$$

$$l_1 = 100 \text{ mm}$$

$$l_2 = 150 \text{ mm}$$

Alkuehdoja käyttäen lasketaan vaaditut a-mitat käyttäen edelleen standardin SFS 2373 kappaleen 10 mukaista esimerkkiä sekä esimerkin yhteydessä annettuja ehtoja. Lopullinen a-mitta täyttää sille asetetun muodonmuutosehdon vaatimuksen, kaava (39). Mitoituksessa ei käytetä enää varmuuskertoimia, koska jo asetettu sallittu jännitys on niin suuren taulukon 1 mukaisen kuormitus syklin kautta määritetty ja simulointikuormitus on erittäin ylisuureksi määritetty. Varmuuskerroin johtaisi vain tarpeettoman suuriin a-mittoihin, esimerkiksi kaavaan (36) asetettu 1,5:n varmuuskerroin johtaisi 10 mm:n a-mittaan.

$$F_Q = \frac{T}{r_1} = \frac{3662779,2 \text{ Nmm}}{75 \text{ mm}} = 48837,1 \text{ N} \quad (36)$$

$$a_1 \geq \frac{F_Q}{l_1 * \tau_{sall}} = \frac{48837,1 \text{ N}}{100 \text{ mm} * 75,9 \text{ MPa}} = 6,4 \text{ mm} \quad (37)$$

$$F_q = \frac{T}{2 * r_2} = \frac{3662779,18 \text{ Nmm}}{2 * 50 \text{ mm}} = 39220,3 \text{ N} \quad (38)$$

$$a_2 \geq \frac{F_q}{l_2 * \tau_{sall}} = \frac{39220,3 \text{ N}}{150 \text{ mm} * 75,9 \text{ MPa}} = 2,7 \text{ mm} \quad (39)$$

$$\rightarrow a = 7 \text{ mm} \quad (40)$$

Poikkipalkeille muodostuu myös vetoa ja puristusta. Mitoitetaan hitsien a-mitat vedon ja puristuksenkin mukaan, tällöin tullaan käyttämään sallittua normaalijännityksen vaihteluarvoa, kaava (5). Palkkisimuloinnista saadaan poikkipalkille suurimaksi normaalijännitykseksi +/- 27,3 MPa. Normaalijännityksen kaava on kaavan (41) mukainen ja tästä voidaan edelleen laskea normaalivoima (Valtanen 2012, 469).

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (41)$$

Missä

F on normaalivoima

A on poikkipinta-ala

Kaavasta (41) saadaan johdettua hitseissä vaikuttava normaalivoima:

$$F = \sigma * A = 27,3 \text{ MPa} * 35,2 * 10^2 \text{ mm}^2 = 96096 \text{ N} \quad (42)$$

Missä

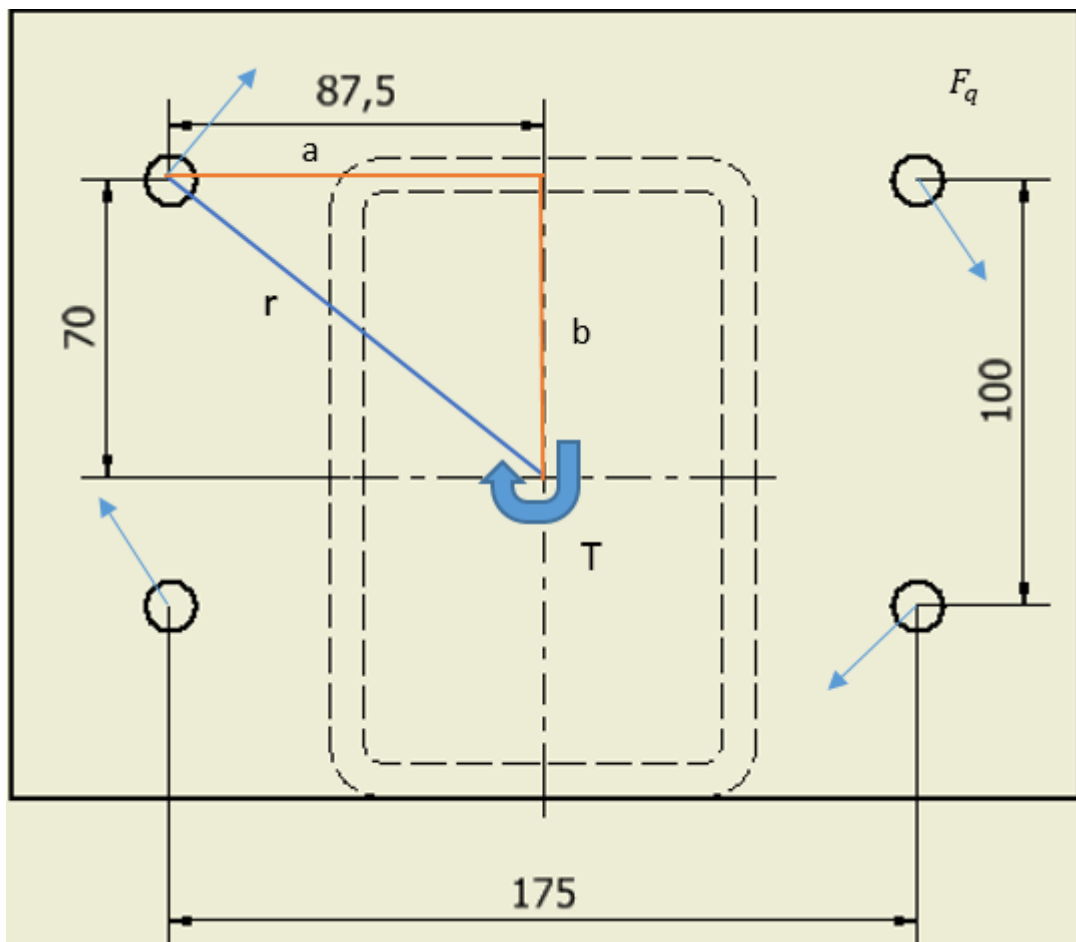
$35,2 * 10^2 \text{ mm}^2$ on 150x100x8-putkipalkin poikkipinta-ala

Käytetään kaavan (13) yksinkertaisempaa hitsin mitoitusmenetelmää ja huomioidalla 3 kpl pinoja, saadaan vedon/puristuksen suhteen a-mitaksi kaavan (43) mukainen tulos. Veto/puristus ei siis vaikuta leikkauksen suhteen määriteltyyn a-mittaan.

$$a = \frac{F}{\sigma_{sal} * l * 3} = \frac{96096 \text{ N}}{124,8 \text{ MPa} * 100 \text{ mm} * 3} = 2,58 \text{ mm} \quad (43)$$

6.9 Poikkipalkkien ruuviliitos rungon uumaan

Tutkitaan seuraavaksi poikkipalkkien ruuviliitosta runkopalkkien uumiin. Oletettavasti poikkipalkit tullaan kiinnittämään laipoillaan 4 kpl ruuveja kuvion 41 mukaisesti. Kuviossa on esitetty poikkipalkkien momentin synnyttämät ruuveja leikkaavat voimat, jotka esiintyvät kohtisuorassa vääntökeskiön säteen r kanssa. Kuvion alla on ratkaistu yhteen ruuviin vaikuttava voima sekä viimeisenä on laskettu kaavan (12) mukaisesti liitoksen liukumiskestävyys sekä varmuuskerroin.



Kuvio 41. Poikkipalkin ruuvien liukumiskestävyys.

$$M = 3662790,7 \text{ Nmm}$$

$$a = 70 \text{ mm}$$

$$b = 87,5 \text{ mm}$$

$$\rightarrow r = \sqrt{(70 \text{ mm})^2 + (87,5 \text{ mm})^2} = 112 \text{ mm}$$

$$\rightarrow F_q = \frac{M}{r} = \frac{3662790,7 \text{ Nmm}}{4 * 112 \text{ mm}} = 8176 \text{ N}$$

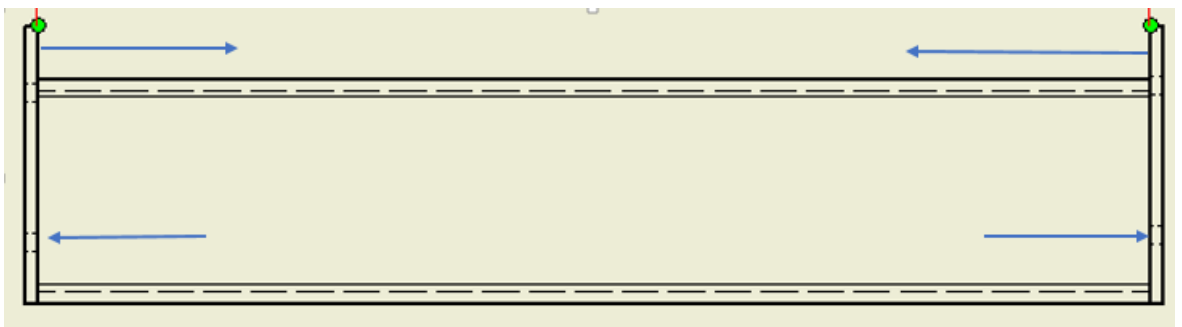
$$\rightarrow F_{s, RD} = \frac{1 * 1 * 0,3}{1,25} * \frac{0,7 * 800 \text{ MPa} * 84,3 \text{ mm}^2}{1,1} = 10299,9 \text{ N}$$

$$\rightarrow n = \frac{10299,9 \text{ N}}{8175,87 \text{ N}} = 1,25$$

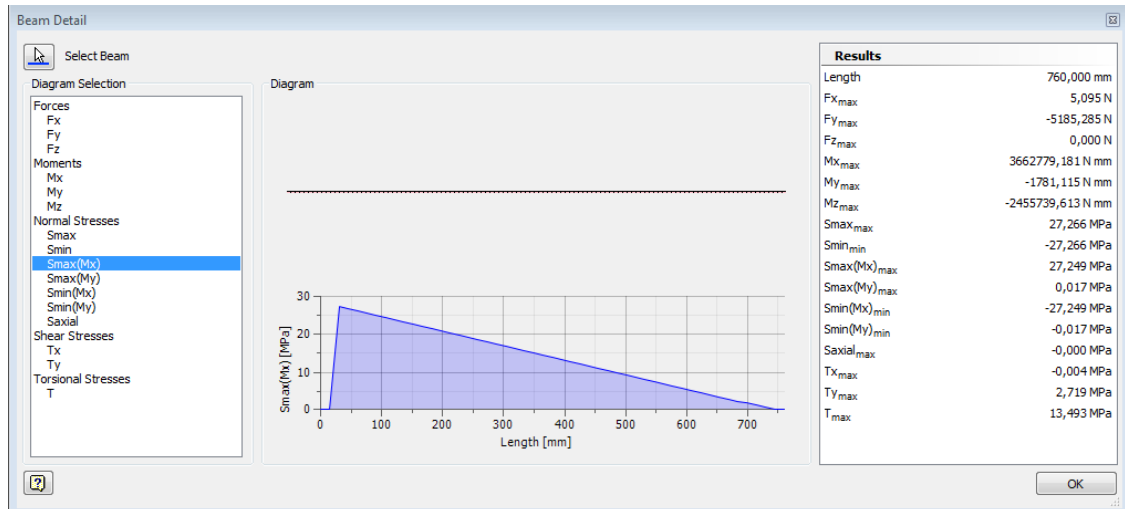
Jatkuvan kuorman kohtisuoraa leikkausvoimaa ei huomioida, koska huomioiminen vaikuttaa tuloksissa vain kymmenyksiin.

6.9.1 Poikkipalkkien ruuviliitoksen vetokestävyys

Poikkipalkkeihin tulee kohdistumaan myös vetoa ja puristusta, joten varmistetaan ruuvien vetokestävyys. Kuviossa 42 on esitetty, miten voimat jakautuvat poikkipalkkeissa ja kuviossa 43 on esitetty, mikä on tällöin normaalijännitys poikkipalkissa. Mitoitukseen on jälleen valittu suurimmin kuormitettu poikkipalkki. Ruuveihin kohdistuva vetovoima lasketaan kuitenkin syntyvän momentin perusteella, kaava (44). Kaavassa (44) on momentti jaettu kahdella liitoksella ja edelleen momentin varrella, eli vedolle kohdistuvan ruuvin keskipisteestä palkin keskilinjalle.



Kuvio 42. Poikkipalkin veto- ja puristusvoimat.



Kuvio 43. Eniten kuormitetun poikkipalkin palkkikohtaiset kuormitukset.

Poikkipalkkien ruuveihin kohdistama vetovoima:

$$F_{t,Edpoikkipalkki} = \frac{M}{2 \cdot 100 \text{ mm}} = \frac{3662779,18 \text{ Nmm}}{2 \cdot 100 \text{ mm}} = 18313,9 \text{ N} \quad (44)$$

M12 8.8 vetokestävyys kaava (11):

$$F_{t,Rd,M12} = \frac{0,9 \cdot 800 \text{ MPa} \cdot 84,3 \text{ mm}^2}{1,25} = 48556,8 \text{ N} \quad (45)$$

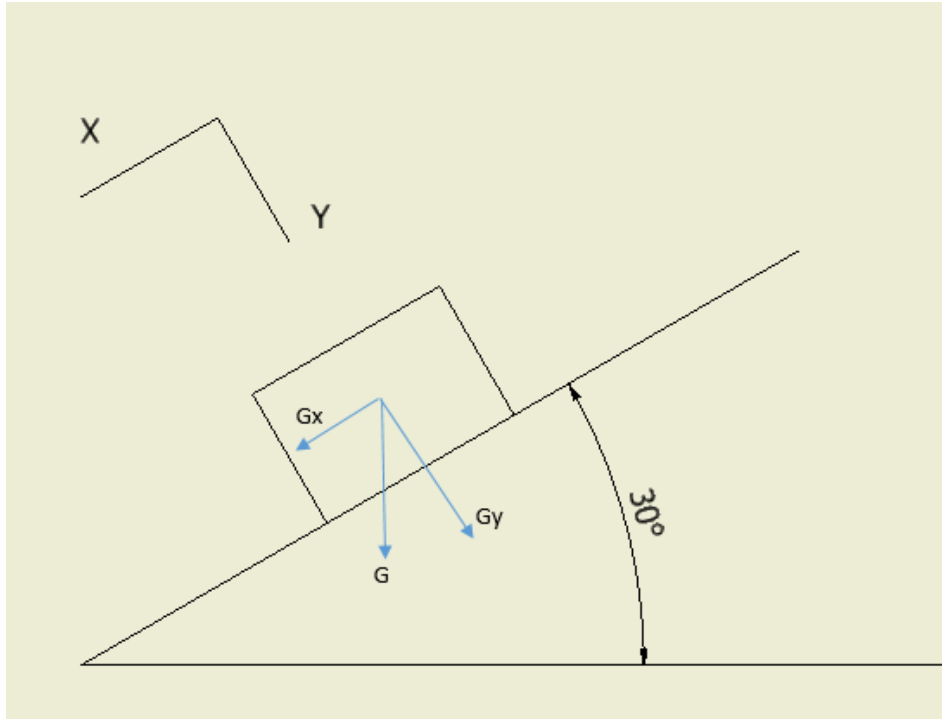
Ruuviin kohdistuvan vetovoiman tulee olla pienempi kuin sen vetokestävyys, kaava (46).

$$18313,9 \text{ N} \leq 48556,8 \text{ N} \quad (46)$$

6.9.2 Pankkojen ja poikkipalkkien yhdistetty vetokestävyys

Pankkojen taivutusmomentti liitokseen on arvioitu siten, että vaunu on ajateltu olevan maksimikallistuksessaan (30°) ja koko 12 000 kg:n kuorma on kokonaan toisella runkopalkilla. Käytetään kaltevan tason periaatetta (kuvio 44), jolloin kuormitus aja-

tellaan tällöin olevan kuorman X-komponentti, joka on kohtisuorassa ruuveihin nähden, eli synnyttää vetoa ruuveihin. Pankkoille oletetaan vaikuttavan yhteensä noin 3300 kg, jolloin yhden pankon synnyttämä vetovoima on kaavassa (47) saatu tulos.



Kuvio 44. Pankkoihin kohdistuva kuorma kallistuksessa.

$$F_x = \sin(30^\circ) * 11000 \text{ N} = 5500 \text{ N} \quad (47)$$

Missä

11000 N on voima, joka arvioidaan yhdelle pankolle kohdistuvan

Kun saatu voima jaetaan kahdelle ruuville (keskilinjan alapuoliset puristuksella), saadaan yhteen ruuviin vaikuttavaksi vetovoimaksi:

$$F_{t,EDpankko} = \frac{5500 \text{ N}}{2} = 2750 \text{ N} \quad (48)$$

Vetovoima tulee lisätä poikkipalkkien omaan vetovoimaan, jolloin lopullinen, liitoksessa vaikuttava vetovoima saadaan kaavalla (49) ja lopullinen verranto sallitun ja vaikuttavan kuormien välillä kaavalla (50).

$$18313,9 N + 2750 N = 21064 N \quad (49)$$

$$\rightarrow 21064 N < 48556,8 N \quad (50)$$

6.9.3 Pankkojen ja poikkipalkkien yhdistetty veto- ja leikkauskestävyys

Standardissa on myös määriteltä, että jos liukumiskestävään liitokseen vaikuttaa myös vetovoima, tulee liukumiskestävyydelle laskea pienennys standardin kappaleessa 3.9.2 esitetyillä kaavoilla (SFS 1993-1-8 2005, 33–34). Pienennykseen sisältyy samaisessa kappaleessa ehdon kumoaminen. Pienennystä ei tarvitse tehdä, jos momenttiliitoksessa ruuvien vetovoimat tasapainottuvat puristetun puolen kosketusvoimilla (SFS 1993-1-8 2005, 33–34). Tässä tapauksessahan puristuksissa oleva puoli on vasten runkopalkkia, jolloin voidaan katsoa vetovoimien tasapainottuvan puristuspuolella.

Yhdistetty leikkaus- ja vetovoima määritellään alkuperäisesti samaisen standardin taulukossa 3.4 kaavan (51) mukaisesti:

$$\frac{F_{v,Fd}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Fd}}{1,4 * F_{t,Rd}} \leq 1,0 \quad (51)$$

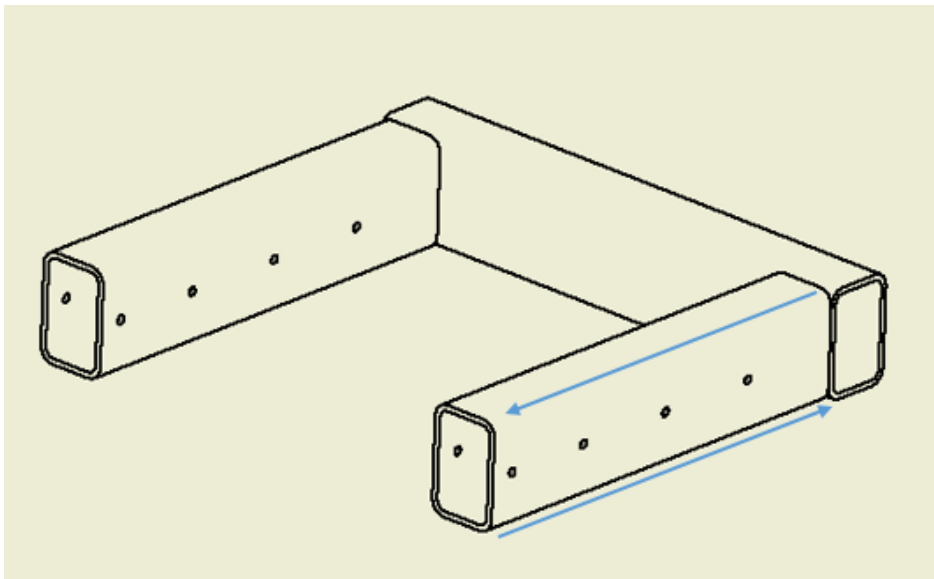
Standardista poiketen, tehdään verranto liukumiskestävyydellä ja vetokestävyydellä, koska leikkauskestävyyttä ei ole erikseen laskettu. Liitostenhan osoitettiin olevan täysin liukumiskestolle. Sijoitetaan kaavaan (51) poikkipalkkien edellä lasketut ulkoiset- sekä mitoitukselliset voimat, eli käytetään liukumiselle luvun 6.9 liukumisenkeston tuloksia ja vedolle kaavojen (44) ja (45) tuloksia:

$$\frac{8176 N}{10300 N} + \frac{18314 N}{1,4 * 48560 N} = 1,06 \leq 1,0 \quad (52)$$

Verranto ei toteudu, mutta ollaan erittäin lähellä ja huomioidaan edelleen, että käytettiin liukumisenkestoa, eikä puhtaasti leikkautumisen. Liitos on tarkoitukseensa pätevä.

6.10 Etuosan apurunkopalkkien liitos

Käydään läpi etuosalle hitsiliitos ja ruuviliitos ja tutkitaan niiden vaatimuksia. Poimitaan palkkisimuloinnista epäsymmetrisen kuormituksen aiheuttama momentti apurunkopalkille, joka on hitsiä leikkaavassa suunnassa 3362247 Nmm. Nyt ei ole kuin kaksi hitsisaumaa, jotka ottavat tämän leikkauksen pituussuunnassa vastaan (kuvio 45), jossa nuolet osoittavat momentin synnyttämien leikkausvoimien suunnan.



Kuvio 45. Etuosan apurunkopalkkien hitsiliitos.

Nyt momentinvarsi on puolet palkin korkeudesta, eli 75 mm (150x100x8). Tällöin käyttämällä kaavan (13) mitoitusta, sallittua leikkausjännitystä ja hitsin pituutena koko palkin pituutta, saadaan a-mitaksi:

$$a = \frac{3362247 \text{ Nmm}}{75\text{mm} \cdot 2 \cdot 75,9 \text{ MPa} \cdot 500 \text{ mm}} = 0,59 \text{ mm} \quad (53)$$

Jotta 500 mm pituinen sauma voidaan tehdä, tulisi a-mitta olla vähintään 5 mm, ehdon (14) mukaan. Tämä olisi kuitenkin erittäin pahasti ylimitoitettu sauma, sekä hyvin säröherkkä, koska pitkä sauma on jäykkä. Valitaan a-mitaksi 3 mm ja tehdään 3 kpl 100 mm:n pituisia hitsejä per palkin reuna. Tällöin syntyvä keskimääräinen jännitys yhdessä hitsissä perustuen kaavaan (14):

$$\sigma_w = \frac{3362247 \text{ Nmm}}{75 \text{ mm} * 2 \text{ kpl} * 6 \text{ kpl} * 100 \text{ mm} * 3 \text{ mm}} = 12,5 \text{ MPa} \quad (54)$$

Etuosan apurunkopalkeilla päästäisiin siis äärettömään keston. Näin varmallalla puolella olevan tuloksen jälkeen ei tulla mitoittamaan leikkauksen suhteen erikseen kuormaajan tuomaa lisäkuormitusta.

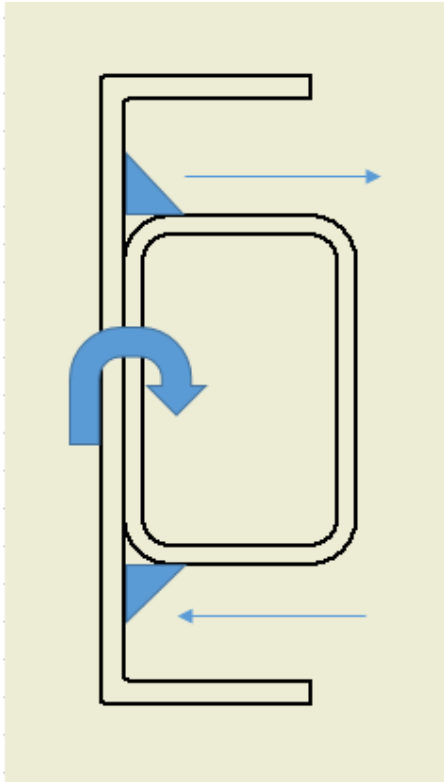
Hitseihin kohdistuu myös vetoa sekä puristusta kuvion 46 etuosan apurunkopalkin poikittaisessa suunnassa. Momentti on 503927 Nmm. Tällöin syntyvä vetovoima on momentti jaettuna puolet palkin korkeudesta eli 75 mm:

$$F_t = \frac{503927 \text{ Nmm}}{2 * 75 \text{ mm}} = 3359,51 \text{ N} \quad (55)$$

Käyttämällä kaavan (13) mitoitusmenetelmää saadaan a-mitaksi kun käytetään sallittua normaalijännitystä sekä 300 mm hitsinpituutta:

$$a = \frac{3359,51 \text{ N}}{124,8 \text{ MPa} * 300 \text{ mm}} = 0,09 \text{ mm} \quad (56)$$

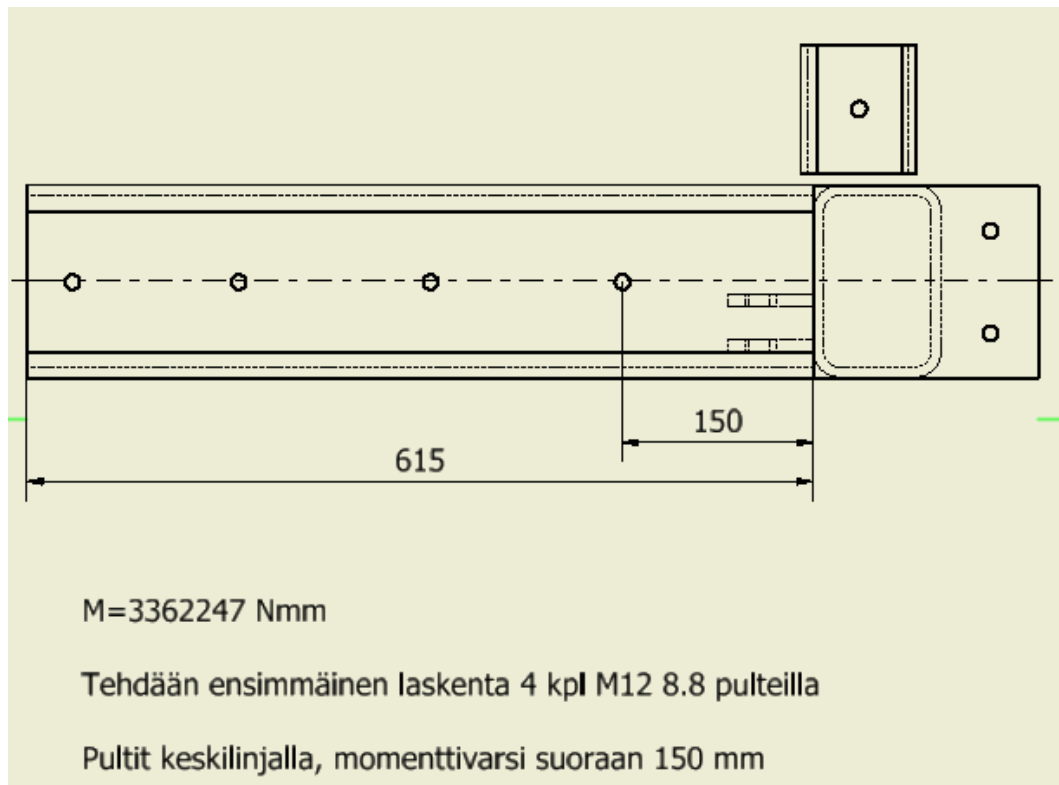
Eli vedon ja puristuksen vaikutus ei ole suuri, joten leikkauksen suhteen saatuja a-mittoja ei muuteta. Tässäkään ei oteta huomioon kuormaajan tuomaa lisävaikutusta.



Kuvio 46. Etuosan apurunkopalkkien hitsiliitoksen veto ja puristus.

6.11 Etuosan ruuviliitokset

Tässä työssä tehtävien mitoitusmenetelmien tarkoituksena on selvittää mitä liitosmenetelmää tullaan käyttämään, joten käydään myös lävitse lyhyesti etuosan mahdollinen ruuviliitos. Mitoitus suoritetaan kuvion 47 mukaisesti. Mitoitus tehdään varmalle puolelle siten, että oletetaan kaikkien ruuvien olevan yhtä kaukana momentinvaikutuspisteestä (pitkittäisen ja poikittaisen palkin keskipisteiden liitoskohta), eli oletetaan kaikkien ruuvien olevan päällekkäin. Todellisuudessa momentin leikkausvoima pienenee mitä kauemmas mennään momentinvaikutuspisteestä, tällöin mitoitus on varmalla puolella kun lasketaan momentinvarsi vain ensimmäisen pultin eli lyhimmän momentinvarren mukaan. Lisäksi on huomioitava, että ensimmäisen poikkipalkin ruuvit ottavat myös vastaan liitoksen momenttia (laskettu varmuusluku todellisuudessa laskettua suurempi). Momentti on X-koordinaatin (leikkausvoima alaspäin) suhteen. Mitoitukset on suoritettu jälleen ruuviliitoksen liukumiskestävyuden mukaisesti kaavaan (8) perustuen.



Kuvio 47. Etuosan apurunkopalkkien ruuviliitos.

$$F_Q = \frac{3362247 \text{ Nmm}}{4 \cdot 150 \text{ mm}} = 5603,75 \text{ N} \quad (57)$$

$$F_{s,Rd} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 0,3}{1,25} * \frac{0,7 \cdot 800 \text{ MPa} \cdot 84,3 \text{ mm}^2}{1,1} = 10299,9 \text{ N} \quad (58)$$

$$10299,9 \text{ N} > 5603,75 \text{ N} \quad (59)$$

$$\rightarrow n = 1,83 \quad (60)$$

Otetaan seuraavaksi huomioon myös kuormajaan tuoma lisärasite. Mitoitetaan ruuvit kestämään myös kuormajaan aiheuttamat voimakkaat heilahtelut. Kuormajaan oletetaan painavan 600 kg ja ensimmäisen pystypalkin olevan 1600 mm pitkä (esim. tällä kertaa vaunuun liitettävä Joutsa 25). Kuormaja aiheuttaa momenttia ja kuormajaan aiheuttamaan momenttiin lisätään apurunkopalkkeissa kiertymistä aiheuttava momentti. Eli kuvion 46 mukaiseen momenttiin lisätään kuormajaan tuoma lisämomentti. Kuormajaan momentinvaikutuspiste on kuvion 45 keskikohdassa, josta suora etäisyys poikkipalkin keskiviivalle on, noin 300 mm. Vielä tulee

huomioida, että momentti jakautuu kahdelle 4 kpl ruuvin liitokselle. Mitoitetaan ruuviin kohdistuvat veto- ja leikkausvoima ja ratkotaan tästä edelleen yhdistetty veto- ja leikkauskestävyys kaavan (51) mukaan:

$$M_k = 6000 \text{ N} * 1600 \text{ mm} + 503927 \text{ Nmm} = 10103927 \text{ Nmm} \quad (61)$$

$$F_T = \frac{10103927 \text{ Nmm}}{2*4*300 \text{ mm}} = 4209,9 \text{ N} \quad (62)$$

$$\rightarrow F_{t,Rd,M12} = \frac{0,9*800 \text{ MPa}*84,3 \text{ mm}^2}{1,25} = 48556,8 \text{ N} \quad (63)$$

Lasketaan kuinka suuri on leikkausvoima ja leikkautumiskestävyys. Momentinvarsi leikkauskohtaan on 380 mm momentin vaikutuspisteestä:

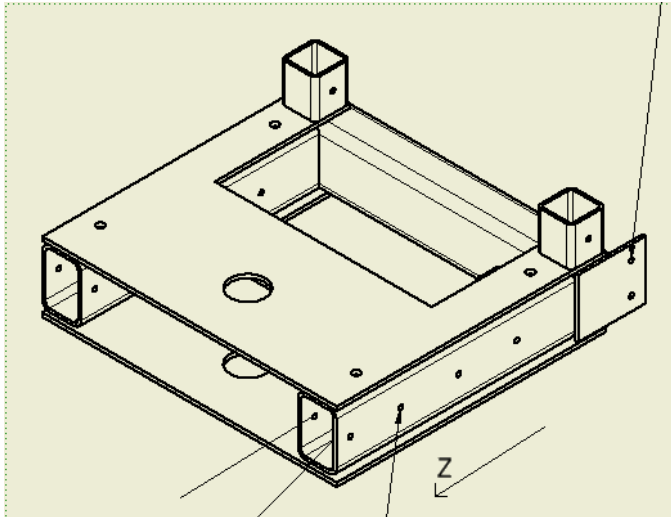
$$F_Q = \frac{6000 \text{ N}*1600 \text{ mm}+3362247 \text{ Nmm}}{2*4*380 \text{ mm}} = 4263,9 \text{ N} \quad (64)$$

$$F_{v,RD} = \frac{0,6*800 \text{ MPa}*84,3 \text{ mm}^2}{1,25} = 32371,2 \text{ N} \quad (65)$$

Käyttämällä kaavoja (61) – (65), ratkaistaan yhdistetty veto- ja leikkauskestävyys kaavan (51) mukaan:

$$\frac{4263,9 \text{ N}}{32371,2 \text{ N}} + \frac{4209,9 \text{ N}}{1,4*48556,8 \text{ N}} = 0,19 \leq 1,0 \quad (66)$$

Tarkastellaan seuraavaksi etuosanlevyjen kiinnitystä ruuviliitoksella, kuvio 48. Mitoituksessa käytetään etuosan apurunkopalkkien momenteja epäsymmetrisessä kuormituksessa sekä huomioidaan kuormaajan tuoma lisämomentti. Kuormaaja aiheuttaa pultteihin vetoa ja leikkausta kiertymien johdosta. Momentit ovat kuten kaavoissa (53) ja (55). Tehdään mitoitus 4 kpl:lla M12-ruuveja.



Kuvio 48. Etuosanlevyjen ruuvikiinnitys.

$$F_Q = \frac{503927 \text{ Nmm}}{4 \cdot 300 \text{ mm}} = 419,9 \text{ N} \quad (67)$$

$$F_T = \frac{3362247 \text{ Nmm} + 6000 \text{ N} \cdot 1600 \text{ mm}}{4 \cdot 300 \text{ mm}} = 10801,9 \text{ N} \quad (68)$$

Kaavan (51) mukainen yhdistetty veto- ja leikkauskestävyys on tällöin:

$$\frac{419,9 \text{ N}}{32371,2 \text{ N}} + \frac{10801,9 \text{ N}}{1,4 \cdot 48556,8 \text{ N}} = 0,17 \leq 1,0 \quad (69)$$

Leikkausvoimassa ei huomioitu kuormaajan momentista syntyvää vaakasuuntaista voimakomponenttia, koska jo nyt syntyvä leikkausvoima on niin pieni. Mitoitusten valossa M12 8.8 -ruuvit olisivat riittävät etuosan kokoonpanoon. Tulee kuitenkin ottaa huomioon, että palkki saattaa olla vaarassa lommahtaa kiristettävältä sivultaan, sillä ruvin esijännitysvoima kohdistuu kohtalaisen pienelle alueelle. Tästä on tehty liitteen 10 mukaiset simuloinnit ja jos päädytään ruuviliitokseen, on lisälaippa asennettava.

6.12 Kiristysmomentit

Tämän työn ruuvimitoitukset ovat standardien mukaisesti mitoitettut ja standardin mitoitustapa johtaa monien osavarmuuskertoimien huomioimisen vuoksi (sekä

kuormien varmuuskertoimien vuoksi) varmemmalle puolelle johtaviin lopputuloksiin. Tarkka kiristyshän vaati kitkapintojen kitkakertoimien tarkkaa tuntemista, joita projektin tiukalla aikataululla ei ole mahdollista selvittää. Tällöin tyydytään käyttämään jo taulukoituja kiristysmomentin arvoja. Vertailussa käytetään kaavan (10) kautta saatuja esijännitysvoimia (esim. taulukko 9) joita verrataan taulukoituihin (Valtanen 2012, 778–779) esikiristysvoimiin ja kiristysmomentteihin sekä vielä Ferrometal Oy:n ruuviliitosohjeeseen. Näistä soveltaen haetaan paras likimääräinen kiristysmomentti. Asiasta löydettiin lisäksi Würthin aineistoa, jossa laskettiin kiristysmomentti erinäisten korjaustaulukoiden avulla. Würthin taulukot kuitenkin olettivat, että käytössä on uudet korkeintaan +/- 5 % kiristysmomenttivirheen omaavat kiristysmomenttityökalut. Työn vaunun ruuvit tullaan kiristämään vanhoilla ja kalibroimattomilla momenttiavaimilla, jolloin Würthin mitoituksiin tulisi lisätä vielä käytössä olevien momenttiavainten oma korjauskerroin. Katsottiin mitoituksen olevan tällöin yhtä likimääräistä kuin vain taulukoita lukemalla. (Würth Elektronik, 51–53.)

Hiiliteräksille voidaan käyttää yleisesti 0,14 kitkakerrointa, mutta esimerkiksi ruostumattomien terästen kitkakerroin voi vaihdella huomattavasti riippuen pintojen ja voiteluaineiden ominaisuuksista sekä poikkeamista. Taulukossa 15 on Ferrometal Oy:n ilmoittamat maksimikiristysmomentit oletetulla 0,14:n kitkakertoimella ja vertailuna taulukoidut (Valtanen 2012, 778–779) vastaavan kitkakertoimen arvot. Käytännön testit olisivat erittäin suositeltavia. (Ferrometal Oy, 2).

Taulukko 15. Kiristysmomentit.

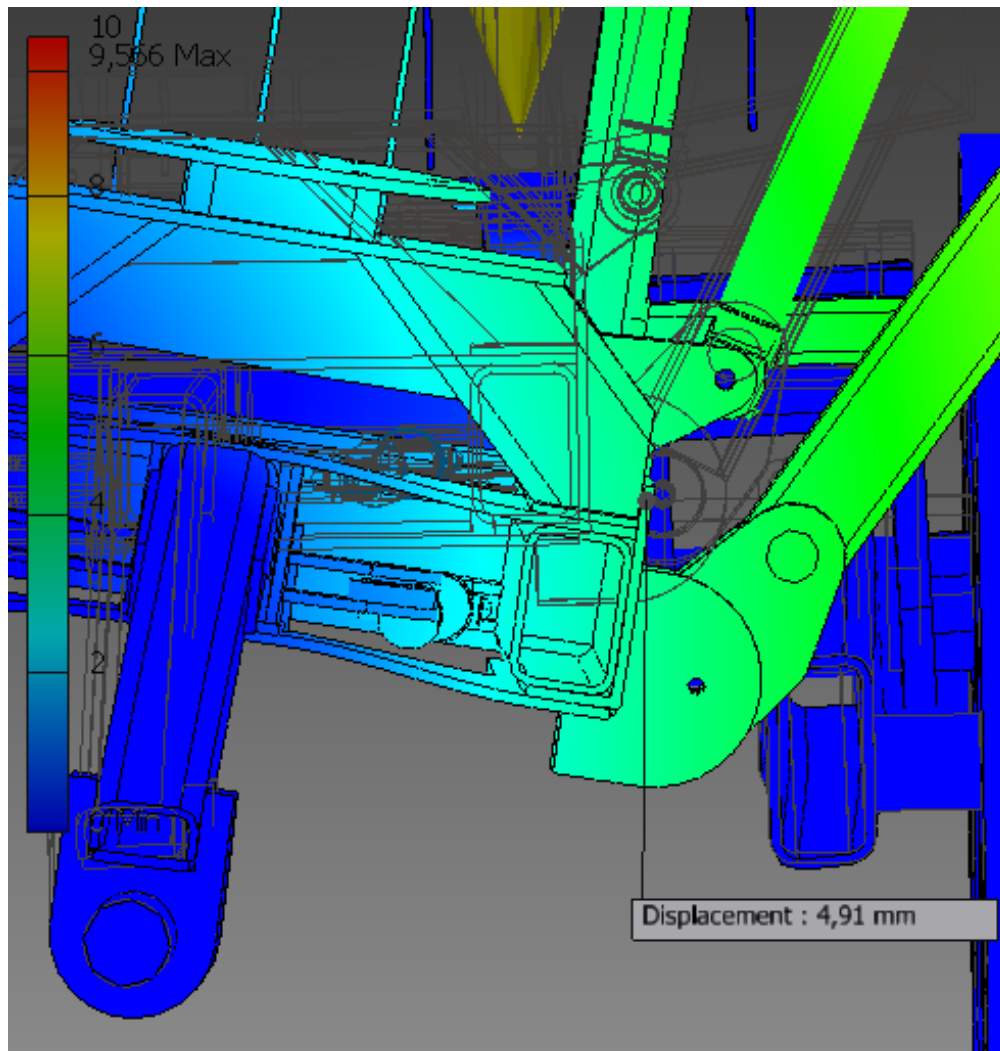
Ferrometal Oy talukoista		Tekniikan taulukkokirjan kitkan 0,14 arvot	
Koko ja lujuusluokka	Max. Kiristysmomentti Nm	Koko ja lujuusluokka	Ilmoitettu kiristysmomentti Nm
M12 8.8	93	M12 8.8	87
M14 8.8	148	M14 8.8	Ei annettu
M16 8.8	230	M16 8.8	215
M18 8.8	329	M18 8.8	Ei annettu
M20 8.8	464	M20 8.8	430
M20 12.9	773	M20 12.9	720

Todetaan, että tullaan käyttämään Ferrometal Oy:n tutkimuksien mukaisia taulukoituja arvoja, koska kun käytetään Ferrometal Oy:n arvoja, on kiristysmomentti lähes taulukoitujen (Valtanen 2012, 778–779) 0,16 kitkamomentin kiristysmomentissa. Kun otetaan vielä huomioon vanhat ja epätarkat momenttiavaimet ja tuntemattomat

kitkamomentit, pitäisi lopputuloksena olla näillä pohjatiedoilla riittävän tarkka kiristys, jolloin päästäisiin lähes laskettuihin esijännitysvoimiin, koska todellista kitkakerointa alustan ja kannan välillä ei tunneta, on parempi kiristää hieman liikaa kuin liian vähän. Mitään pintoja ei siis tule missään nimessä voidella, jottei mikään kitka ole todellisuudessa oletettua pienempi ja näin kiristettäisiin ruuvit liian kireälle.

7 KOKONAIKUUDEN SIMULOINTI

Jokaisen osa-alueen yksittäisen suunnittelun jälkeen muodostettiin lopulliselle kuviossa 17 esitetylle mallinnukselle simulaatio. Simulaation tarkoituksena oli kartoittaa miten kokonaisuus tulisi käyttäytymään ja oleellisimpana asiana oli selvittää, mikä on lopullisen kokonaisuuden rungon kiertymä, kun koko metsämaaston 12 000 kg:n kuorma on toisella runkopalkilla. Simulaation tulos on esitettyä kuviossa 49. Kuvion maksimisiirtymä on tukijalalle, jonka paikka muuttuu pituutensa vuoksi eniten. Lisäksi tehtiin simulaatiot, kun käytetään kuormaa ja kuormaan synnyttämää nostomomenttia ja tuetaan vaunua tukijaloilla. Tästä ovat tulokset esitettyinä liitteen 11 kuvioissa.



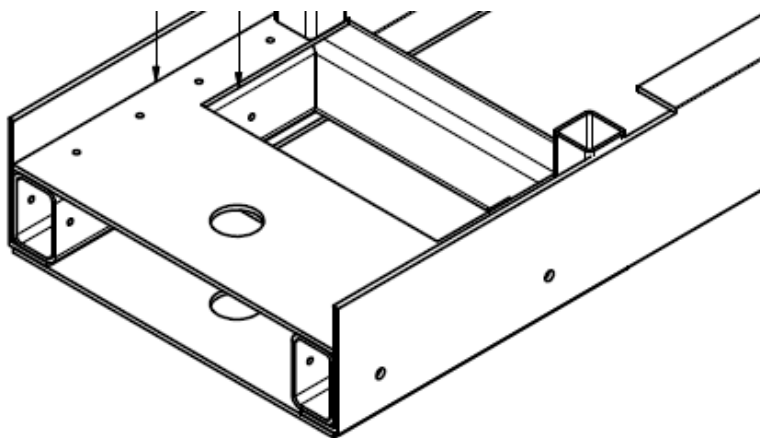
Kuvio 49. Kokonaisuuden kiertymä.

8 LOPULLINEN KOKOONPANO

Kaikkeen mitoituksiin sekä tutkimuksiin pohjautuen päätetään lopulliset liitokset kussakin osa-alueessa sekä otetaan huomioon kokoonpanolliset seikat. Ainoa jo päätetty kokoonpanoratkaisu on käyttää teliripustuksessa erillistä U-palkkia sekä upotuksenjäykistettä. Sidonnassa käytettävän U-palkin kiinnitys päätetään kun on keskusteltu U-ruuveja valmistavien takomojen kanssa, eli käytetäänkö U-ruuveja vai läpi ruuvataanko U-palkki telinpoikkipalkkiin. U-ruuvaus kuvion 20 ja hahlon jäykiste kuvion 21 kuvaamalla tavalla. Lopullista kokoonpanoa ei tulla perustamaan pelkästään optimaalisen liitostyyppin mukaan, vaan huomioidaan myös liitokset kokoonpanoteknisesti eli miten saadaan helpoimmin ja luotettavimmin liitokset syntyään.

8.1 Etuosa

Etuosan apurunkopalkit ovat oleellinen osa etuosaa ja ne tullaan säilyttämään. Kuviossa 9 on esitetty, että etuosan apurunkopalkit olisivat keskellä runkopalkkien uumia. Lopullinen ratkaisu eroaa tästä siten, että apurunkopalkit asetetaan vasten runkopalkkien alalaippoja. Tällöin saadaan kuvion 50 mukainen ratkaisu. Tällöin kokoonpano helpottuu huomattavasti, kun apurunkopalkit voidaan asettaa suoraan alalaippoja vasten.



Kuvio 50. Etuosan rakenne.

Etuosan liitosmenetelmäksi valitaan hitsaus, koska etuosa ei sinällään vaadi muokattavuutta, aisa kun on pituudellaan suhteutettu pyörännapoihin. Myös kokoonpano yksinkertaistuu huomattavasti, koska ruuviliitokset vaativat monta kohtisuoraa reikää sekä liitteessä 10 esitetyn lisälaipan, etteivät apurunkopalkit lommahda liitteen 10 kuvioiden mukaisesti. Hitsaus suoritettaisiin käytännössä niin, että apurunkopalkit asetetaan rungonalalaipoille, hitsataan pienillä pistehitseillä päistään, minkä jälkeen tuodaan alalevy rungonalalaippojen alaosaan ja suoritetaan lopulliset piirustusten mukaiset hitsit, liite 12. Käytännössä piirustusten 3 mm:n a-mitta on vaikea toteuttaa kyseiseen paikkaan, joten todellisuudessa saumat tulevat olemaan suurempia. Viimeiseksi asetetaan etuosan kansilevy, joka hitsataan piirustusten mukaisesti ja jälleen vähintään 3 mm:n a-mitalla.

8.2 Poikkipalkit

Poikkipalkit tullaan hitsamaan päistään laippoihin vähintään kaavan (40) mukaisella a-mitalla. Laipat tullaan leikkaamaan ja hitsamaan poikkipalkkeihin niin, että poikkipalkit on helposti liu'utettavissa runkopalkkien uumissa, kuvio 40. Reikien paikat runkoon tehdään käyttämällä laippoja kohdistimina niin, että laipat ovat runkopalkkien uumassa vasten alalaippaa. Laippapoikkipalkkikokonaisuus kiinnitetään 4 kpl M12-ruuveja kuvion 41 mukaisesti ja taulukon 15 mukaisella kiristysmomentilla.

8.3 Sermi

Sermi tullaan kiinnittämään kulmaraudoin sekä M12-ruuvein etuosan apurunkopalkkeihin sekä ensimmäiseen poikkipalkkiin liitteessä 13 olevan piirustuksen mukaisesti. Kiristys suoritetaan taulukon 15 mukaan. Etuosan kansilevyyn jätetään siis viimeinen reikä, koska sermi ja sen kiinnitystupet tulee olla irrotettavia, jotta rakenteen helppo muokkaaminen on mahdollista. Kulmarautojen taipumista ei ole liitoksessa sen kummemmin huomioitu, koska sermi on tuettu edelleen jalustaan (liite 14), jolloin kuorman aiheuttama taivutus otetaan vastaan jalustalla sekä sermin ruuvein.

8.4 Pankot

Pankot kiinnitetään samoihin pultteihin kuin poikkipalkit, näin saadaan liukumiskes-
tävyydelle kaksi kitkapintaa. Tällöin voidaan käyttää leikkausvoimien suhteen pie-
nempiä ruuvikokoja, jolloin voidaan käyttää käsiporakoneen sallimaa maksimissaan
12 mm poranterää. Pankkojen sijainti poikkipalkkien kohdalla poistaa myös pankko-
jen runkoon aiheuttavaa kiertymistä, kuten on jo todettu.

8.5 Aisa

Aisa tullaan tekemään niin kuin se on mitoituksissa kuvattu kuviossa 25. Aisa tulee
vaatimaan hiukan enemmän työtä kokoonpanolta, koska se sisältää määrättyihin
kulmiin asetettuja viisteitä sekä erilaisia, levystä leikattuja kappaleita. Aisa tullaan
kokoonpanemaan hitsaamalla (liite 15). A-mitat on määritetty suurimman kulloisen-
kin paikan salliman a-mitan ja siitä tehdyn simulaation perusteella.

8.6 Teliripustus

Runkoon tullaan tekemään jo käsitelty telinripustuksen hahlo ja liitos muodostetaan
4 kpl:lla M20-ruuveja, jolloin päästään taulukon 13 mukaisesti täysin liukumisenkes-
tolle. Hahloja tulee 3 kpl yhtä runkopalkkia kohden, koska teliä tulee saada siirrettyä
kuorman ja ajotyypin mukaan (liite 16). Maantieajossa 20 000 kg:n kuormalla ei teli
voi olla samassa kohdassa kun 12 000 kg:n puukuormalla metsässä. Maantieajossa
suurempi aisapaino on hyödyllinen, kun taas metsämaastossa epäsuotuisa. Tällöin
telin ja vaunun loppuosan poikkipalkkien laipat sekä ruuvikiinnitys tulevat eroamaan
etuosan poikkipalkkien kiinnityksestä. Nythän hahlojen kohdalla olevien poikkipalk-
kien tulee jäykistää hahlon aiheuttama paikallinen joustavuus. Käytännössä tämä
tarkoittaa sitä, että hahlojen kohdalla poikkipalkkeissa on isommat laipat, sekä käy-
tetään suurempia ruuveja, samoja mitä itse teliripustuksessa. Telin takana tai
edessä, telin paikasta riippuen, olevien hahloja tukevien poikkipalkkien ruuvien ei
tarvitsisi mitoituksellisesti olla samaa kokoa kuin itse teliripustuksessa, vertaa tau-

lukon 7 telipalkin ja poikkipalkkien kuormitustietoja. Vertaa lisäksi liitteen 17 palkkisolun kuvaajia. Käytäntö tulee kuitenkin vastaan, koska teli ja sen ripustus sekä hahlojen poikkipalkit tulee olla vaihdettavissa suoraan keskenään. Jos hahlojen poikkipalkkien ruuviliitos tehdään pienemmillä ruuveilla, reikiin jää välystä. Mitoitustahan ei saatu pienimmillä ruuveilla ja samalla kpl-määrällä puhtaasti liukumisestolle (taulukko 13), joten liitos voi päästä liikkumaan ja tällöin voi ruuvit ottaa vastaa iskumaista leikkausta voimakkaissa metsämaaston aiheuttamissa heilailuissa. Hahlojen etäisyyksien valintaan otettiin suuntaa kaupallisten vaunujen telitietäisyyksistä, lopulliset mitat kuitenkin syntyivät täysin tämän vaunun sovellusta ajatellen, esimerkiksi viimeinen hahlo tulee toimimaan kiinnityspisteenä myös rungon tulevalle jatkolle. Samalla on rungonjatkonliitos varmasti tukeva.

8.7 Telin ja sidonta U-palkin liitos

U-ruuviliitos on toimiva ja helposti toteutettava ratkaisu. Kuitenkin U-ruuveissa on harvemmin täysin suorakulmaista taitosta, eli sidonta U-palkin taitoksella ja U-ruuvien taitoksella on eri kaarevuussäteet. Tällöin käytännössä U-ruuvien ja sidontapalkin välille täytyy tehdä sovite. Todennäköisimmin tullaan sidontapalkin reunoja leikkaamaan tai hiomaan yhteensopiviksi U-ruuvien taitoksen kaarevuudelle. Tämän soviteen tai oikeastaan U-ruuvien muoto tullaan ratkaisemaan tämä työn ulkopuolella, varsinaisen vaunun teon yhteydessä, yhdessä tilaajan ja U-ruuveja valmistavan tahon kanssa. Toinen vaihtoehto koneistaa tai valaa erillinen välikappale, jossa on U-ruuvien kaarevuus ja U-palkkia vasten suorakulma. U-ruuvi voitaisiin korvata pitkällä ruuveilla eli läpi ruuvattaisiin U-palkki ja telinpoikkipalkki toisiinsa. Ongelmaksi tulee täysin kohtisuorien reikien saaminen 150x150x10-neliöputkipalkin ylä- ja alatahkoille. Lisäksi tarvitaan ruuvien esikiristysvoimien tasaamiseen erillinen levy telinpoikkipalkin alapinnalle, jottei palkinalapinta lommahda (vertaa liitteeseen 10). Vaihtoehtona voitaisiin pitää myös hitsattavien ruuvien käyttöä, jolloin U-ruuvien ongelmallinen kaari jää pois.

9 YHTEENVETO JA JOHTOPÄÄTÖKSET

Työ alkoi perehtymällä pikaisesti lähteenä mainittuun Koneviestin artikkeliin metsävaunuista (Hakala 2014). Tämä jälkeen siirryttiin jo nopeasti oman vaunun runkoprofiilin määrittämiseen simulointeja käyttäen. Simulointeja ja mallinnuksia syntyi monta eri versiota ja ensimmäinen kompastus oli heti alussa aivan väärän runkopalkkien leveyden asettaminen. Virhe huomattiin kun pääkokoonpanoon asetettiin teliä, jolloin runkopalkit siis menivät telipalkkien laippojen päälle. Tästä alkoi uusi kierros simuloinneissa, kun tuli varmistaa, etteivät simuloinnin tulokset muutu, kun leveyttä muutettiin. Perehtymällä tarkemmin esimerkiksi Koneviestin vaunuihin, olisi tältä virheeltä voitu välttyä. Runko kuitenkin on kokonaisuutena tarkoituksensa mukainen ja jatkokehittelyä kunnioittava, koska telinpaikka on säädettävä ja runkoa pystytään jatkamaan perästä luotettavin liitoksin. Jatkon liitokset tulee kuitenkin jatkoprojektissa varmistaa. Rungon ja kokonaisuuden toimivuuden mittarina voidaan pitää jo pääkokoonpanomallinnuksen kiitettävän pientä kiertymää, jonka 12 000 kg:n kuorma kokonaan toiselle runkopalkille sijoitettuna kuvion 49 mukaisesti aiheuttaa.

Seuraava ongelma oli telinripustus. Käytössä olevista materiaaleista muotoutui monenmoista raudanpalojen palapeliä. Lopulta palapeleistä päästiin tämän työn mukaiseen ripustukseen ja U-ruuviliitoksen (tai läpi ruuvauksen) mitoitus on erittäin varmallalla puolella, koska oletettua 12 000 kg:n aiheuttamaa kohtisuoraa liitosta leikkaavaa voimaa ei käytännössä ole mahdollista liitokseen syntyä. Mitoitus haluttiin varmaksi, koska vaunun tulee kantaa ja liitosten kestää myös kaatuva tai muutoin huojuva suurehko maakuorma. Ripustus on sinällään käytännöllinen ja toimiva, mutta jatkokehittelyä vaatii U-ruuvin ja sidonta U-palkin välinen kontakti. Tämä tulisi siis saada sellaiseksi, että kontaktipinnat ovat helppoja ja nopeita työstää, eli mitään ”testaa ja hio/leikkaa hieman lisää” -menettelyjä ei suvaita. Esimerkiksi jo ehdotettu sovitepala olisi käytännöllinen.

Myös aisa tuotti päänvaivaa niin rakenteeltaan kuin tuennaltaan vaunun etuosaan. Päädyttiin kuitenkin viistosta ja suorasta osasta koostuvaan aisaan. Tällöin aisan matalin kohta ei ole koko aisa, vaan vain vetokoukkuun liitettävä osa. Näin ei pääse syntymään tilannetta, jossa koko aisa makaa korkean esteen päällä, mikä johtaisi

epämiellyttäviin tilanteisiin. Liitos oli sinällään helppo muodostaa itse etuosaan, koska aisan nivelsylinteri oli jo tehtynä. Lopputuloksena aisalle on alkuehtoa kunnioittava ratkaisu sekä mahdollisuus kaksi- tai yksitoimiselle käännölle. Aisan lopputulos on hieman levyistä leikattujen kappaleiden palapeli, mutta asetetut materiaalit eivät oikein toisenlaiseksi taivu, ellei käänösylinterin ja aisapalkin kiinnittämiseksi tehdä taivutettua levyä, koska nivelsylinteri on leveämpi kuin aisapalkki. Takaa levyjen päät sidottaisiin puoliympyrän muotoisella palalla sekä vielä tässäkin rakenteessa olevalla pohjalevyllä. Esitetyn taivutetun levyn tulisi olla järeää, 10–12 mm ainevahvuudeltaan. Aisa on ehkä osakokonaisuuksista hankalin kokoonpantava, mutta mitoituksissa rakenne on kuitenkin osoittautunut asiansa ajavaksi, joten muutoksia tehdään enää vain ulkonäöllisesti, mikäli tehdään.

Sermi oli vaunun helpoin suunniteltava osa, olihan sen rakennekin yksinkertainen. Kuormaajanjalusta oli työn hankalin osa-alue. Kaupallisissa vaunuissa kun jalusta ja tukijalat ovat pääasiassa yhtenäistä kokonaisuutta. Vaunusta tuli kuitenkin valmistetun telin kanssa jo itsessään aika korkea, joten jalusta tuli saada niin alas kuin mahdollista. Tällöin taittuvien jalkojen saaminen yhtenäiseksi kokonaisuudeksi jalustan kanssa ei ottanut onnistuakseen, vaunuun kun ei haluttu matalalle jääviä teleskooppisia tukijalkoja. Tukijalkojen oleellisin ongelma oli kuitenkin se fakta, että verrokkina toimineet kaupalliset vaunut ovat pääosin yksipalkkirunkoisia, jolloin jalustatukijalkakokonaisuus voidaan lähes suoraan istuttaa runkopalkin päälle ilman mitään ongelmia. Nyt kuitenkin kyseessä on kaksipalkkinen runko, jolloin jalustan ja tukijalkojen kiinnitys ei ollutkaan niin yksinkertaista. Jalustan muoto sekä materiaalit olivat työn takana kuten myös jalkojen sijoitus, jotta käänntötoiminto sylinterillä onnistuu. Lopputuloksenakin kuitenkin tuli keskivertoa matalammalla oleva kuormaaja (vaikka maavara keskivertoa selvästi korkeampi) ja tukijalat eivät jää maahan maavaran esteeksi vaan taittavat pankkojen ääriviivojen sisäpuolelle. Tukijalkojen toimiva käänntö muodostui kuitenkin turhan pitkällä sylinterillä, jolloin sylinterin hinta nousee. Tämän hetkinen ratkaisu vaatii vielä tukijalkojen sylintereille tukipisteitä, koska sylinteri ajetaan lähes täyteen iskupituuteen.

Ruuviliitokset muodostuivat mitoitukseltaan varmoiksi, koska käytetään standardeja, joissa on jo itsessään osavarmuuskertoimia. Osavarmuuskertoimien lisäksi on

laskelmissa asetettu kuormille vielä erikseen varmuuskertoimia. Kriittisin vaihe onkin kiristysmomentin määrittäminen ja kiristäminen on tällä hetkellä työn heikoimmin suunniteltu osa-alue. Kuitenkaan päätetty kiristysmomentti ei johda liian löysiin kiristykseen, koska käytetään suurinta sallittua kiristysmomenttia, oletetulla 0,14:n kitkakerroimella. Momenttiavaimet ovat vanhoja, joten niiden todellinen kiristysmomentti jäänee jo yli 10 % alle asetetun arvon. Ruuveina käytetään uusia ruuveja ilman voitelua ja liitospinnat ovat normaalia terästä, joten taulukoitu 0,14:n kitkakerroin lienee hyvä. Kuitenkin kokoonpanon suoritusten jälkeen on syytä tehdä muutama testiajo tyhjällä vaunulla metsässä ja tämän jälkeen tarkistaa kireydet ja mahdolliset asettumiset. Mikäli liitoksissa ilmenee löystymistä, tehdään uusi kiristys hieman suuremmalla kiristysmomentilla. Tällä tavalla voidaan sopivaa kiristysmomenttia käytössä oleville momenttiavaimille hakea. Toinen vaihtoehto olisi kiristää ruuveja niin paljon, että ne katkeavat. Tällöin saadaan tieto, millä momenttiavaimen arvolla saadaan tuotettua kyseisen ruuvin lujuusluokan mukainen kiristysvoima. Ruuvien katkaiseva momentti kun kerrotaan 0,7:llä, saadaan karkeasti vallitsevilla kitkaolosuhteilla standardien mukainen, 70 % vetomyötörajasta oleva vetovoima. Todellisuudessa laskennan tulos on 70 % kulloisenkin ruuvien murtorajan kiristysmomentista. Eli liitokseen syntyvä puristusvoima (ruuvien esijännitysvoima) jää alle standardin 70 % vetomyötörajasta, koska vääntömomentin murtokuormassa ruuviin kohdistuu vedon lisäksi myös vääntöä. Käytännössä siis ruuvien katkaiseva kiristysmomentti kerrottuna 0,7:llä antaa hieman liian pienen tuloksen, mutta silti tarkemman tuloksen kuin yksikään ”sinnepäin” sovellettu taulukko (näissä olosuhteissa, suurin huomio on momenttiavainten epätarkkuudessa).

Hitsiliitokset on muodostettu standardissa esitetyn yksinkertaisemman hitsimitoituksen mukaisesti. Kuitenkin käytännössä 3 mm:n a-mitan tekeminen näin suurien komponenttien kesken (esim. etuosa) on hankalaa ja kyseisiin kohtiin tulee muodostumaan suuremmat a-mitat. Tällä ei sinällään ole merkitystä vaan se parantaa varmuutta. Laadukkaasti hitsattuna hitsatuiksi esitetyt rakenteet kyllä kestävät.

9.1 Jatkokehitys

Seuraava askel vaunun parissa on suunnitella apurunko maa- ja soralavoja varten sekä näille hydraulikka, jolla lavat saadaan vaunun ja apurungon päälle. Lavojen täytyisi olla käytännöllisyyden turvaamiseksi kippaavia, joten hydraulikan suunnittelussa täytyy ottaa kippausominaisuuskin huomioon. Lavojen asennus vaatii lisäksi rungon jatkamista, koska käytössä on vain 4 m pitkiä runkopalkkeja. Toinen oleellinen jatkokehityskohde on telivedon muodostaminen. Valmistettu teli ei kuitenkaan salli käytännössä muuta ratkaisua kuin rullavedon ja tämän hydraulikan. Käytännössä siis kaikki hydraulikka pitäisi mennä samoja letkuja ja venttiilejä pitkin, jotta säilytetään kustannustehokkuus. 12 000 kg:n vaunulle kyseinen rullaveto olisi oikein tervetullut varuste hankaliin maastoihin. Hydraulikassa jatkokehittelyä vaatii myös aisakääntö sekä tukijalat. Esimerkiksi sylinterin kokoa aisakäännölle ei ole määriteltä eikä sitä miten hydraulikkaa tulisi ohjaamaan.

9.2 Innovaatiot

Työtä aloitettaessa oli työn tekijällä mielessä tuoda tähän vaunuun yhtenä osana ISOBUS -ohjattu (tai muulla väylällä ohjattu) teliveto. ISOBUS siksi, koska se on jo muutoinkin yleisesti käytetty traktoreissa. Perusvaunusta ja sen suunnittelusta muodostui kuitenkin niin iso kokonaisuus, että käydään teliohjaus vain yleisellä tasolla lävitse. Ideana oli siis asentaa jokaiselle pyöränavalle hydraulikkamoottorit, joita ohjattaisiin itsenäisesti renkaiden pyörimisnopeuksien mukaan. Eli navoissa olisi ABS -tyyppinen kehä, jonka pyörimisnopeutta seurataan anturilla ja tätä pyörimisnopeustietoa käytetään hyväksi vedon ohjaamisessa. Mikäli jokin rengas on pehmeämmällä alustalla ja sen pyörimisnopeus kasvaa, siirretään vetoa muualle. Vedon määrä olisi hydraulisesti toteutettuna myös täysin portaattomasti säädettävissä tai synkronoitavissa vetävän koneen nopeuteen, kuljettajan mieltymysten mukaan. Oleellinen hyöty on myös kaarteissa synkronoituva pyörimisnopeus vetokoneen mukaan. Hydraulinen toteutus sallii myös helpon päällä/pois -toiminnon pienen napin kautta. Lisäksi teli olisi varustettu asemantunnistimella, jonka tehtävä on tunnistaa milloin telin etupyörä kohtaa esteen. Esteen tullessa siirtyisi automaattisesti vetoa enemmän telin takapyörille, jolloin esteen ylityksestä saadaan jouhevampaa.

Toiminta pätee myös toisinpäin eli silloin kun takapyörä on esteen päällä. Esitetyn ominaisuuden voisi toisaalta jättää poisikin, koska yleensä esteet ovat muuta alustaa liukkaampia, jolloin esteen kohtaava pyörä lähtisi luistamaan, mikä taas ohjaa vetoa muualle. Mikäli renkaan ja esteen välinen kitka kuitenkin riittäisi, olisi vetoa hyvä ohjata muullakin tavalla. Vaunussa olisi myös kuorman kaltevuustunnistin, joka ilmoittaa kuljettajalle, kun teli on tässä työssä lasketun kaltevuuden mukainen. Järjestelmä kehottaa vain varovaisuuteen, koska kuorman painopisteellä on niin suuri vaikutus suurimpaan kaltevuuteen ja tällöin kuljettajalle jää päätettäväksi, onko kallistus liian suuri. Viimeiseksi traktorin edessä olisi esteiden korkeuksia mittaava kamera, jonka tarkoitus on kertoa kuljettajalle traktorin alle jäävistä liian korkeista esteistä, joihin traktorin perä ja vaunun aisa voisivat osua.

LÄHTEET

- Airila, M., Ekman, K., Hautala, P., Kivioja, S., Kleimola, M., Martikka, H., Miettinen, J., Niemi, E., Ranta, A., Rinkinen, J., Salonen, P., Verho, A., Vilenius, M & Välimaa, V. 2010. Koneenosien suunnittelu. 4.–5. painos. Helsinki: WSOYpro Oy.
- Blom, S., Lahtinen, P., Nuutio, E., Pekkola, K., Pyy, S., Rautiainen, H., Sampo, A., Seppänen, P & Suosara, E. 1999. Koneenelimet ja mekanismit. 4. uudistettu painos. Helsinki: Oy Edita Ab.
- Estlander, I. 2014. Elementtimenetelmät. Luku 2. Elementtimenetelmät yleiskuvaus ja peruskäsitteet. Elementtimenetelmien kurssimateriaali. Rajoitettu saatavuus.
- Estlander, I. 2015. Väsyminen, Taustaa. Lujuusoppi 2 kurssimateriaali. Rajoitettu saatavuus.
- Ferrometal Oy. Ei päiväystä. 7 Ruuviliitokset. [www-dokumentti]. Nurmijärvi. [Viitattu 15.9.2015]. Saatavana: http://www.imatranpultti.fi/images/pdfs/tietoa_ruuviliitoksista.pdf
- Hakala, T. 13.11.2014. Perusvaunut metsään. Koneviesti 62 (16), 82–107.
- M. Korte Oy. Ei päiväystä. TAV Vetopalkki B190. [www-sivu]. [Viitattu 24.4.2015]. Saatavana: <http://www.tav.fi/vetopalkit>
- ONJAR 83. Ei päiväystä. Kuormaajan tekniset tiedot. [www-sivu]. [Viitattu 30.4.2015]. Saatavana: http://oniar.eu/fi/kuormaimet/oniar-83/tekniset_tiedot/
- Rautaruukki. 2014. Hitsaus. Yleistietoa. Kuumavalssatut teräslevyt- ja kelat. [www-dokumentti]. Helsinki. [Viitattu 6.10.2015]. Saatavana: <http://www.ruukki.fi/~media/Finland/Files/Terastuotteet/Kuumavalssatut%20-%20kasittelyohjeet/Ruukki-Kuumavalssatut-terakset-Hitsaus-Yleistietoa.pdf>
- SFS 2373. 31.12.1980. Hitsaus. Staattisesti kuormitettujen teräsrakenteiden hitsausliitosten mitoitus ja lujuuslaskenta. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.
- SFS-EN 1993-1-8. 15.08.2005. Eurocode 3. Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-8: Liitosten mitoitus. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.
- SFS-EN 1993-1-9. 15.08.2005. Eurocode 3: Teräsrakenteiden suunnittelu. Osa 1-9: Väsyminen. Helsinki: : Suomen Standardisoimisliitto SFS ry.

SHY. Ei päiväystä. Hitsauksen teoriaopetus. B4 Kutistuminen, jäännösjännitykset ja muodonmuutokset. [www-dokumentti]. [Viitattu 6.10.2015]. Saatavana: <http://mandata.pp.fi/Hitsaus/Artikkelit/B4.pdf>

SISU. 2010. Polar päällirakenneohjeistus. 03 Vääntöjoustavat päällirakenteet. [www-dokumentti]. [Viitattu 7.10.2015]. Saatavana: http://www.vehotrucks.fi/globalassets/trucks/paallirakenteet_sisu_04_vaantojoustavat_paallerakenteet.pdf

Valtanen, E. 2012. Tekniikan taulukkokirja. 19. painos. Mikkeli: Genesis-kirjat Oy.

Würth Elektronik. Ei päiväystä. Ruuviliitoksen suunnittelu. [www-dokumentti]. Nummijärvi. [Viitattu 16.9.2015]. Saatavana: <http://www.wurthelektro-nik.fi/site/media/pdf/we/kuvasto/suunnitteluopas06.pdf>

LIITTEET

LIITE 1. Vetokaluston vetokyky

LIITE 2 Vedettävän taakan paino

LIITE 3 Vaunun rakenne

LIITE 4 Aisan lopullinen simulointi

LIITE 5 U-ruuvien korvakkeen simulointi

LIITE 6 U-ruuvien korvakkeen hitsin vetovoiman mitoitus

LIITE 7 U-ruuvien korvakkeen hitsin leikkausvoiman mitoitus

LIITE 8 Kuormaajanjalusta

LIITE 9 Telinsidonta U-palkin hitsiliitos laippaan

LIITE 10 Etuosan ruuvien esijännitysvoima palkissa

LIITE 11 Lopullisen mallinnuksen simulointi kuormaajalla

LIITE 12 Etuosan hitsit

LIITE 13 Sermintuppikiinnikkeen hitsaus

LIITE 14 Jalustan ja sermin liitos

LIITE 15 Aisan hitsiliitoksia

LIITE 16 Rungon hahlot

LIITE 17 Hahlon poikkipalkki ja telinpoikkipalkki

LIITE 1 Vetokaluston vetokyky

Painojakauma vakiona ja kuormaajan kanssa:

Kok. m	etuakseli	taka-akseli	Kuormain	Kuormaimen paino jakauma
3592	1328	2264	950	30/70
Kuormaimella				
Kok. massa	Etuakseli	Taka-akseli		
4542	1613	2929		

Kärryn aisapainon lisäys:

Kärryn kanssa			
Telimassa	Vetolenkki	Taka-akseli	Kok. massa
10 000	2000	4929	6542

Vetokyky ilman vaunun tuomaa lisä painoa:

Vierinvastusvoima		Kehävoima		Vetovoima	
G	44557,02	G	44557,02	Nk-Nv	
f	Nv	μ	Nk	Esim.	
0,05	2227,9	0,35	15595,0	Suurin kitka ja pienin vierinvastus	
0,08	3564,6	0,4	17822,8		
0,1	4455,7	0,45	20050,7		22,3
0,15	6683,6	0,5	22278,5		
0,2	8911,4	0,55	24506,4		

Kärryn vastusvoima

Kärry			
Vastuskerroin	Kärry + kuorma	Kärryn vastusvoima eli liikkeelle saanti voima	kN
0,45	13000	57388,5	57,39
0,5		63765	63,77
0,55		70141,5	70,14
0,65		82894,5	82,89

LIITE 2 Vedettävän taakan paino

13 000 kg vaunu tuo taka-akselille lisä painoa, joka kasvattaa vetovoimaa:

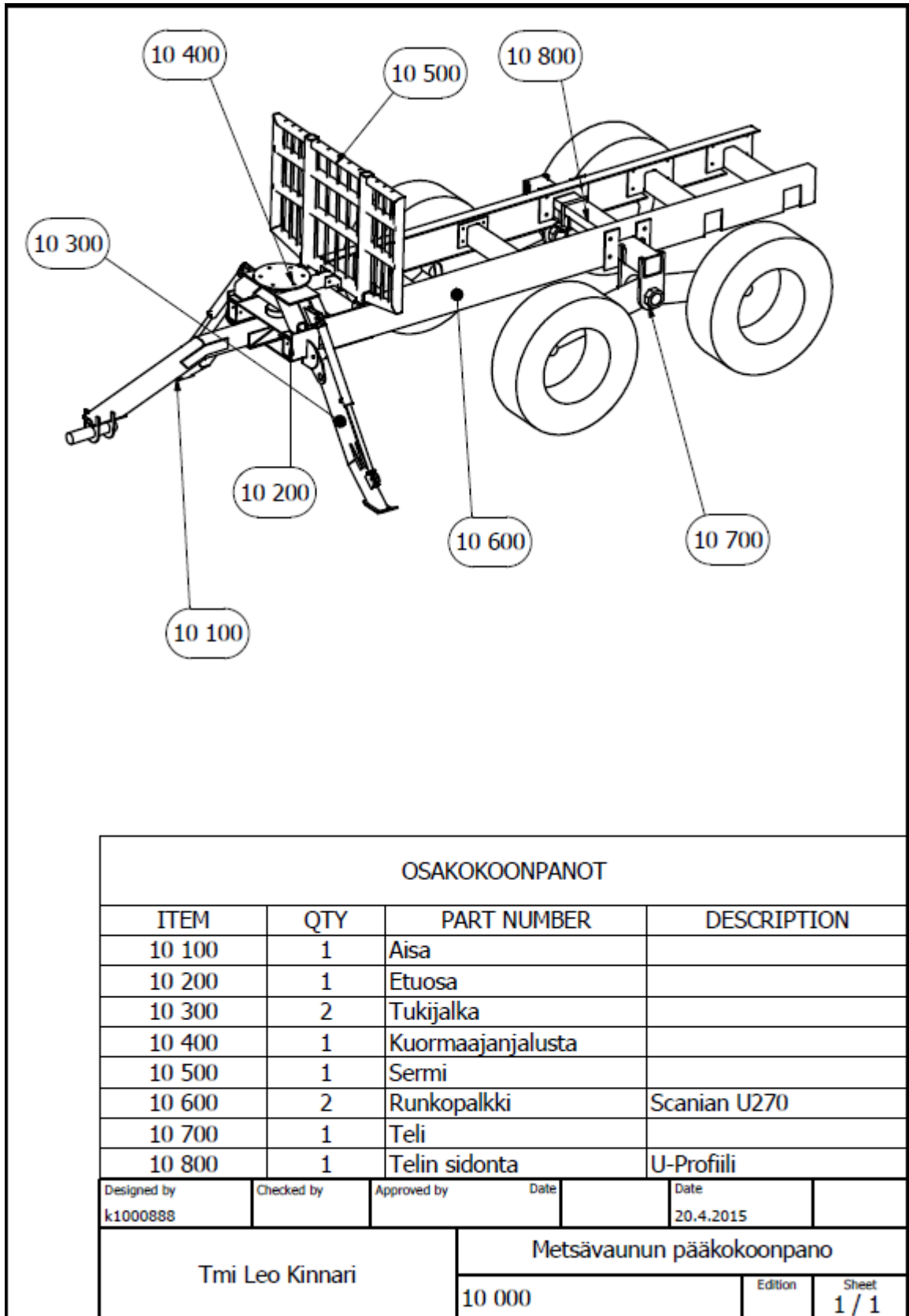
Vierinvastusvoima		Kehävoima		Vetovoima	
G	64177	G	64177,02	Nk-Nv	
f	Nv	μ	Nk	Esim.	
0,05	3208,9	0,35	22462,0	Suurin kitka ja pienin vierinvastus	
0,08	5134,2	0,4	25670,8		
0,1	6417,7	0,45	28879,7		32,1
0,15	9626,6	0,5	32088,5		
0,2	12835,4	0,55	35297,4		

Seuraavaksi taulukoitu vaunun kokonaismassoja ja sen vastusvoimaa sekä vetokaluston vetovoimaa, kun otetaan huomioon vaunun tuoma taka-akselin lisäpaino:

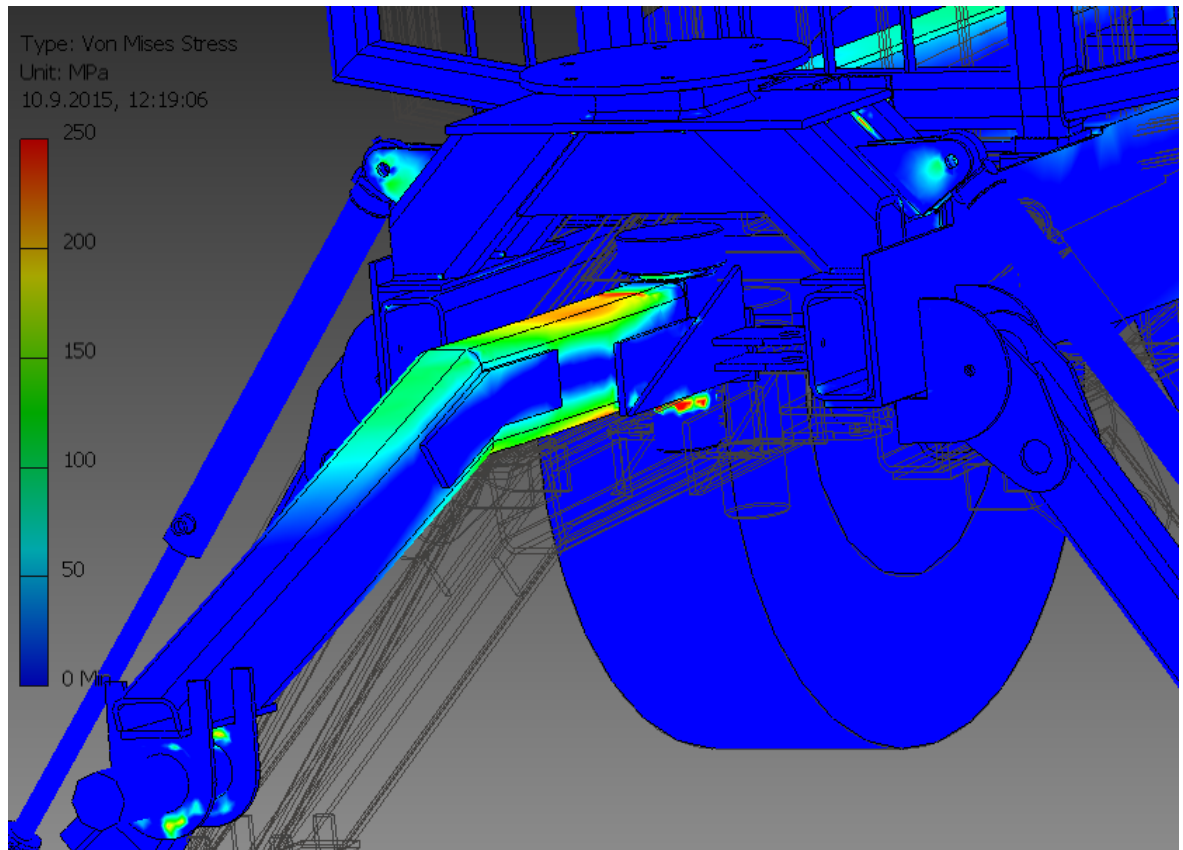
Vastuskerroin	Kärry + kuorma	Vastusvoima	Vetolenkille	Ford kok.massa	Ford vetokyky
0,45	2000	8829	666,7	5208,7	12774,3
Vierinvastus	3000	13243,5	1000,0	5542,0	13591,8
0,2	4000	17658	1333,3	5875,3	14409,3
	5000	22072,5	1666,7	6208,7	15226,8
	6000	26487	2000,0	6542,0	16044,3
	7000	30901,5	2333,3	6875,3	16861,8
	8000	35316	2666,7	7208,7	17679,3
	9000	39730,5	3000,0	7542,0	18496,8
	10000	44145	3333,3	7875,3	19314,3

Tämän suuntaa antavan tarkastelun pohjalta voidaan todeta, että vetokalusto pysyisi metsäolosuhteissa vetämään 3000–4000 kg taakan. Eli mikäli vaunun massa on n. 1000 kg, on saatu hyötykuorma 2000–3000 kg.

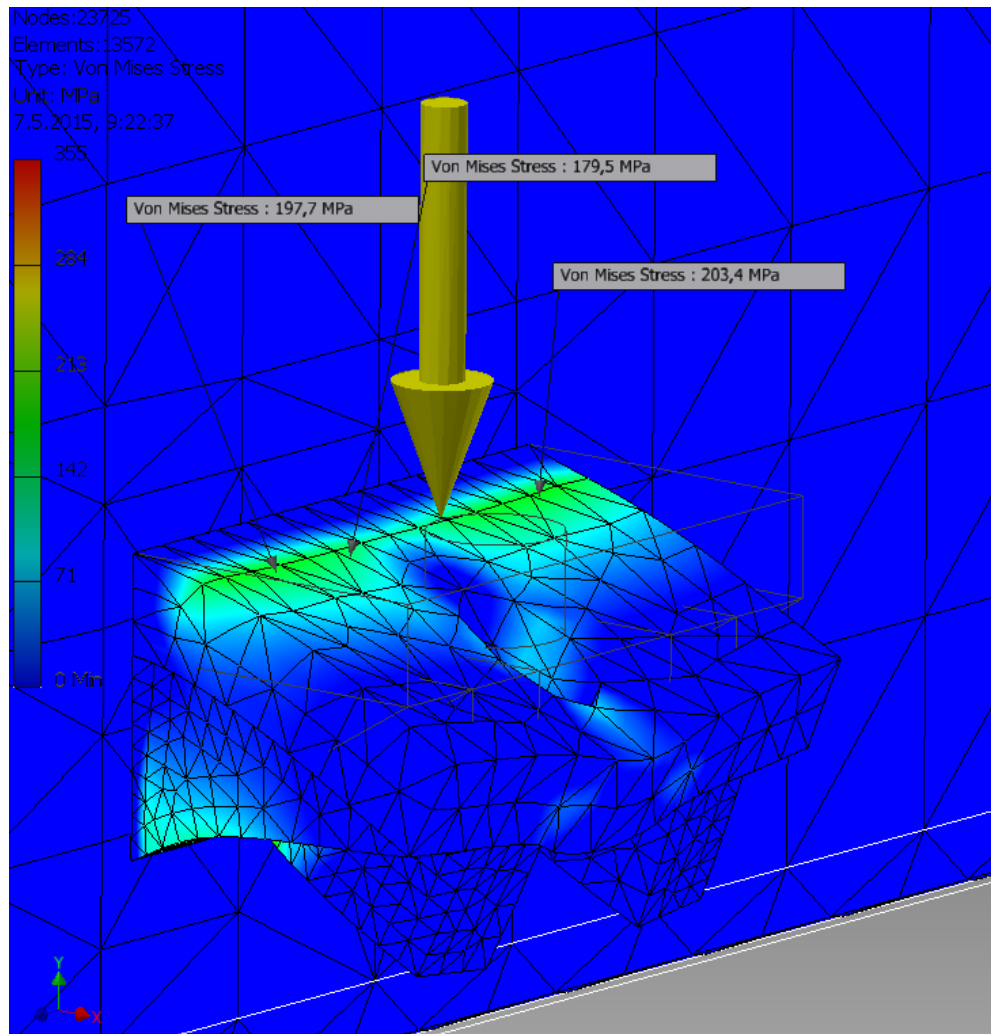
LIITE 3 Vaunun rakenne



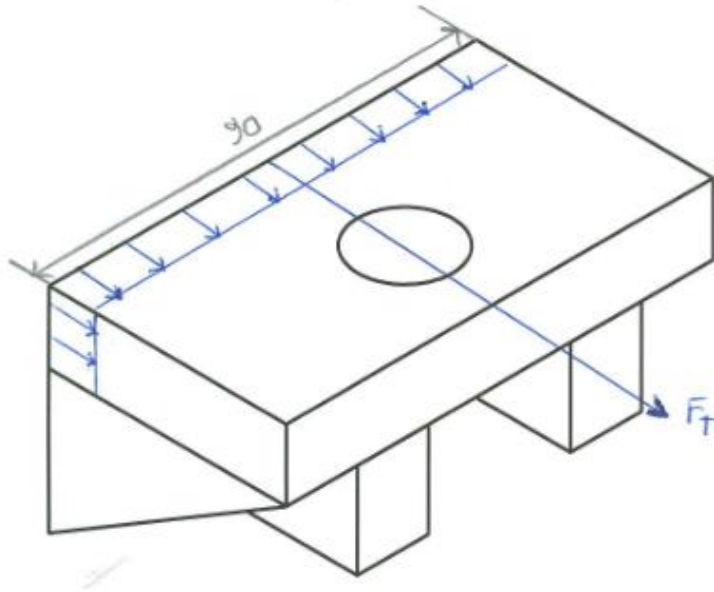
LIITE 4 Aisan lopullinen simulointi



LIITE 5 U-ruuvin korvakkeen simulointi



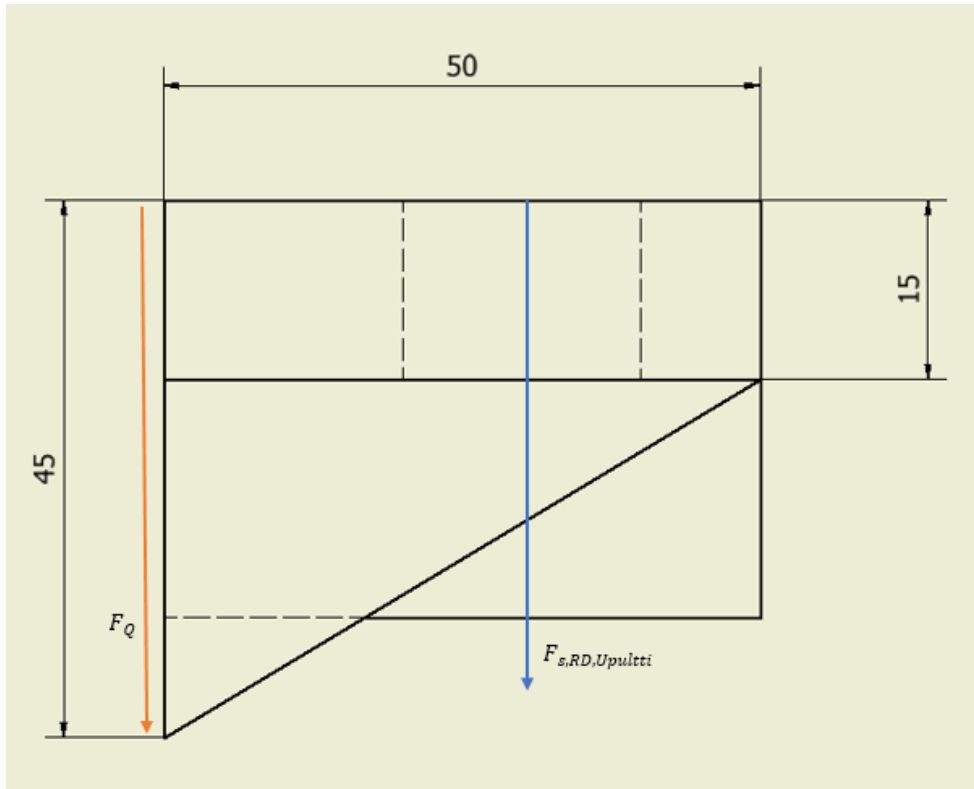
LIITE 6 U-ruuvien korvakkeen hitsin vetovoiman mitoitus



$$\sigma = \frac{F}{A} \rightarrow F_t = \sigma * A = 200 \text{ MPa} * 15 \text{ mm} * 90 \text{ mm} = 270000 \text{ N}$$

$$a = \frac{270000 \text{ N}}{2 * 227 \text{ MPa} * 90 \text{ mm}} = 6,6 \text{ mm}$$

LIITE 7 U-ruuvin korvakkeen hitsin leikkausvoiman mitoitus



$$a = \frac{F_{s,RD,Upultti}}{2 \cdot 227 \text{ MPa} \cdot 45 \text{ mm}} = \frac{168382 \text{ N}}{2 \cdot 227 \text{ MPa} \cdot 45 \text{ mm}} = 8,24 \text{ mm}$$

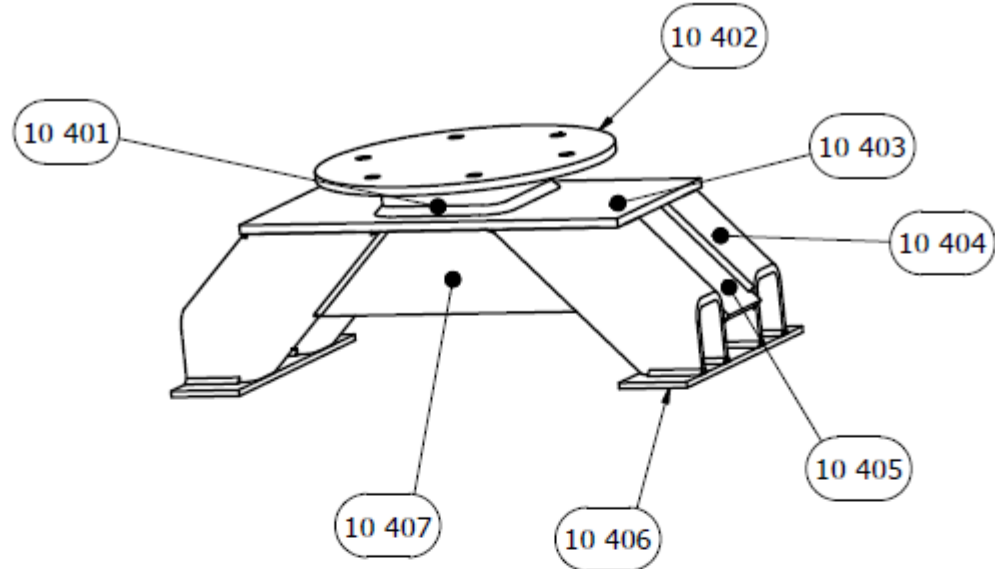
$$a = 8 \text{ mm}$$

Standardin esimerkin 10 ehtojen mukaisesti:

$$90 \text{ mm} \leq 45 \text{ mm} \cdot 2$$

$$8,24 \text{ mm} \geq 6,6 \text{ mm}$$

LIITE 8 Kuormaanjalusta

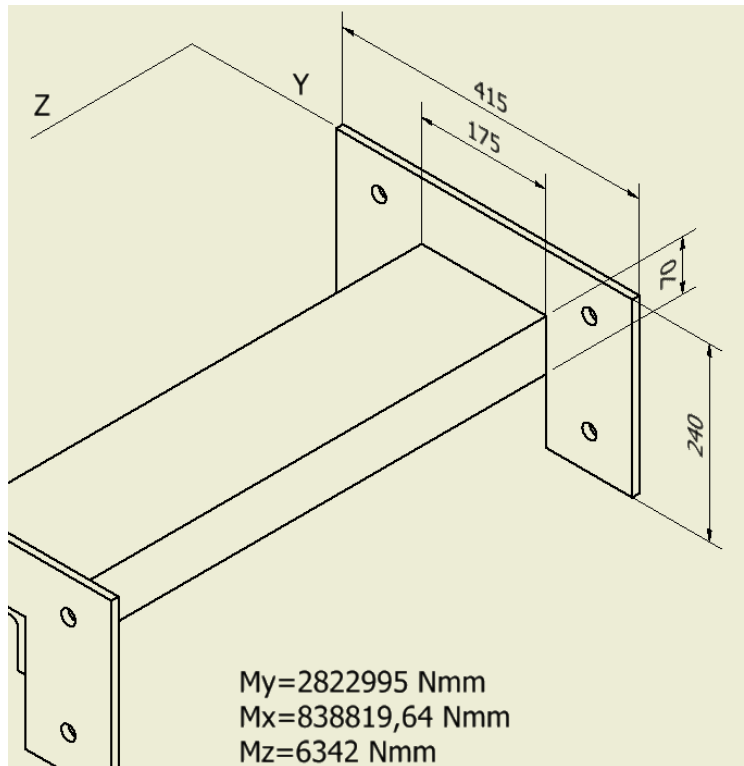


Aisanpuolelta

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
10 401	1	180 x 180 x 16 - 50	Alustanjalka
10 402	1	aluslevy	
10 403	1	Kansilevy	260x557x10
10 404	2	Palkit	
10 405	2	Päätypalat	100x10 -138
10 406	2	Jalustankiinnityslevy	100x8 -360
10 407	2	Välituki	

Designed by k1000888	Checked by	Approved by	Date	Date 21.4.2015	
Tmi Leo Kinnari			Kuormaanjalusta		
			10 400	Edition	Sheet 1 / 6

LIITE 9 Telinsidonta U-palkin hitsiliitos laippaan

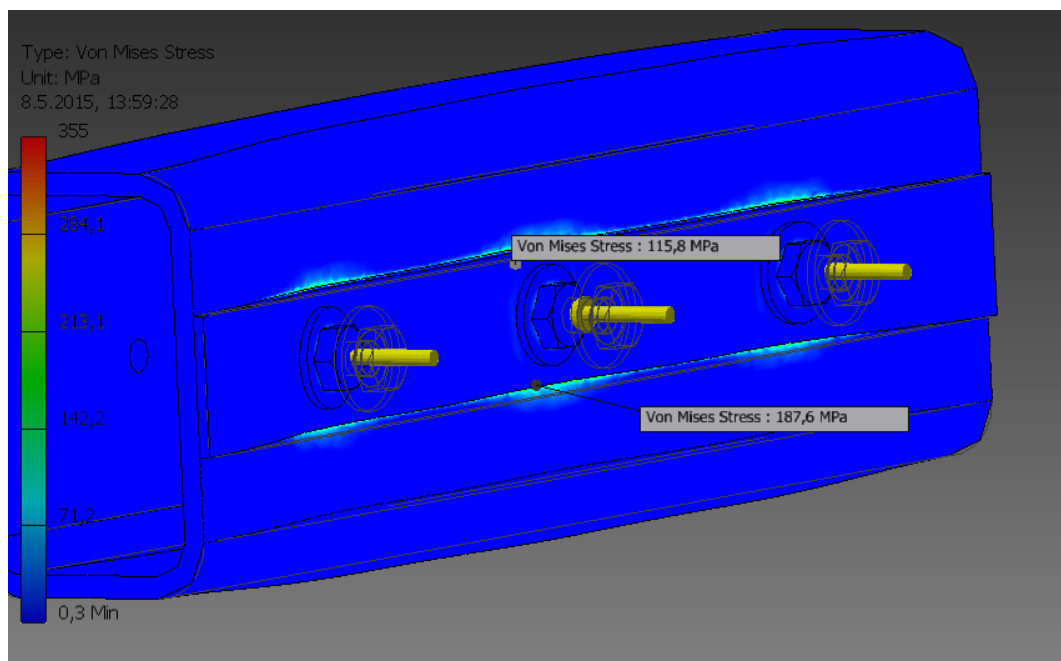
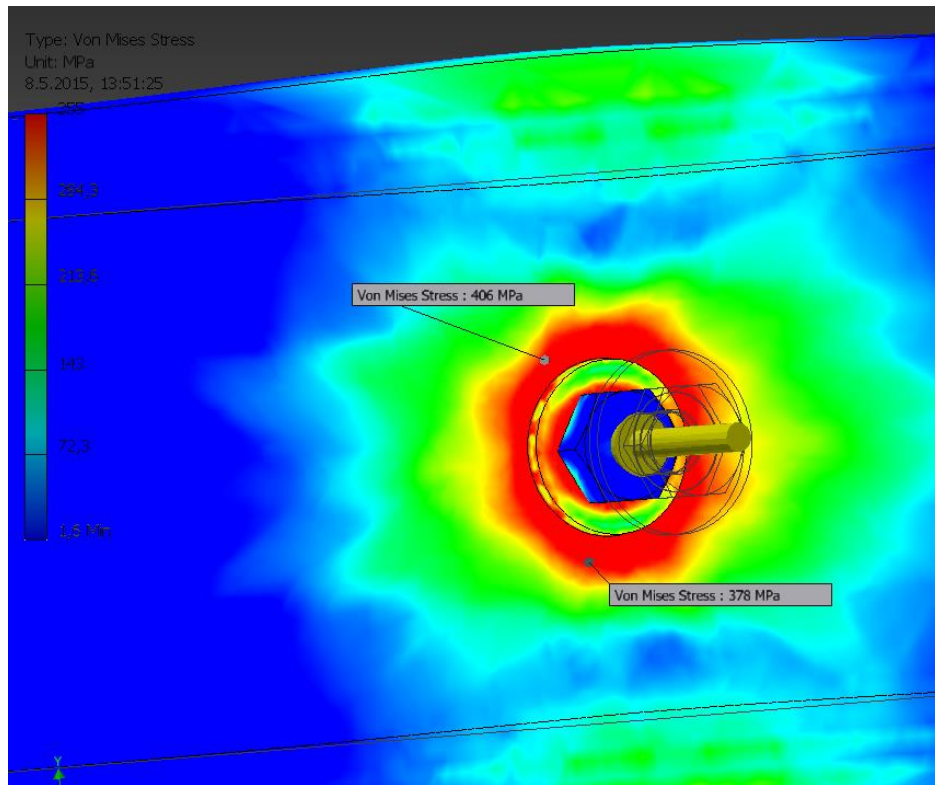


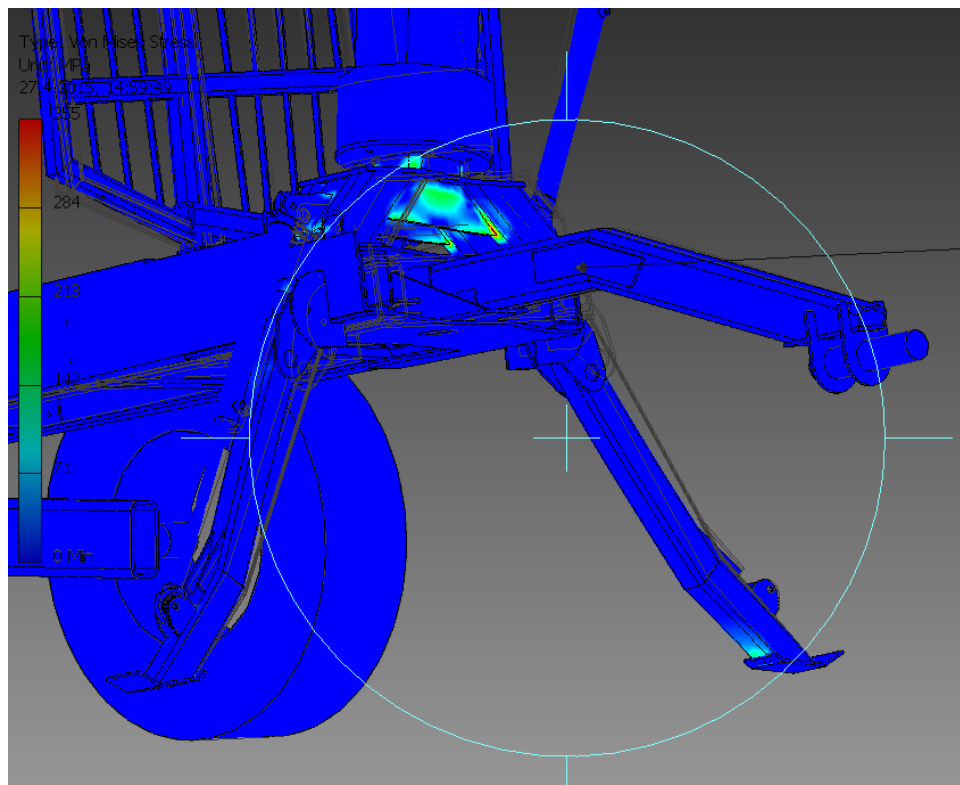
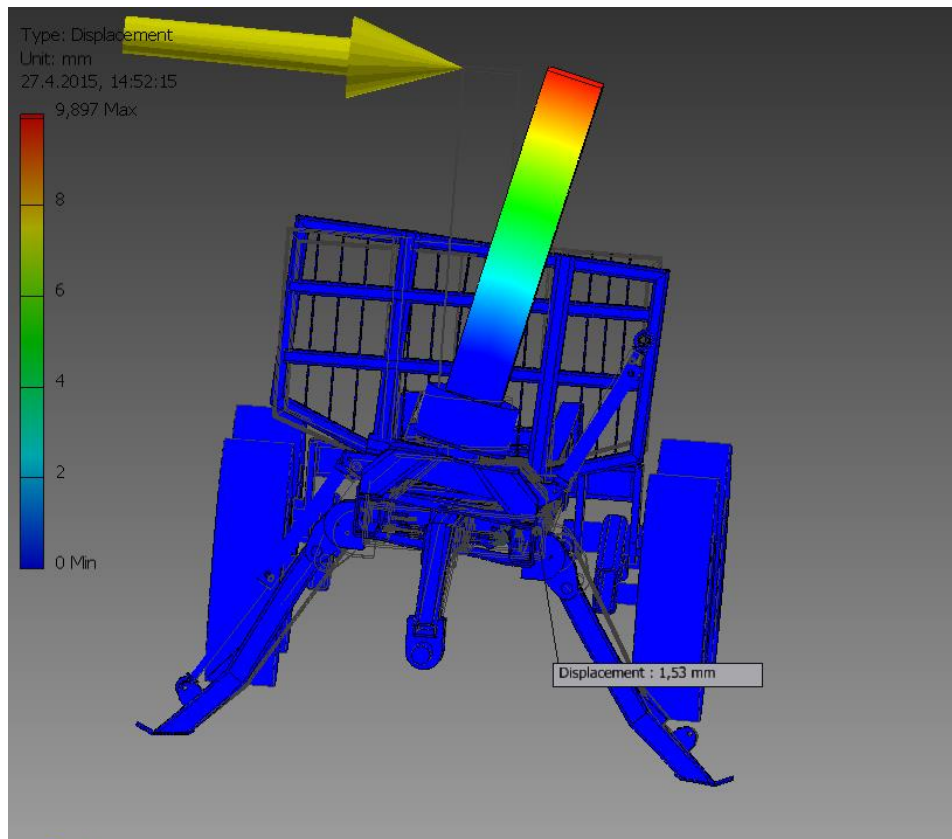
Vetovoima Z – suuntaan:

$$F_Z = \frac{2822995 \text{ Nmm}}{70 \text{ mm}} = 40328,5 \text{ N}$$

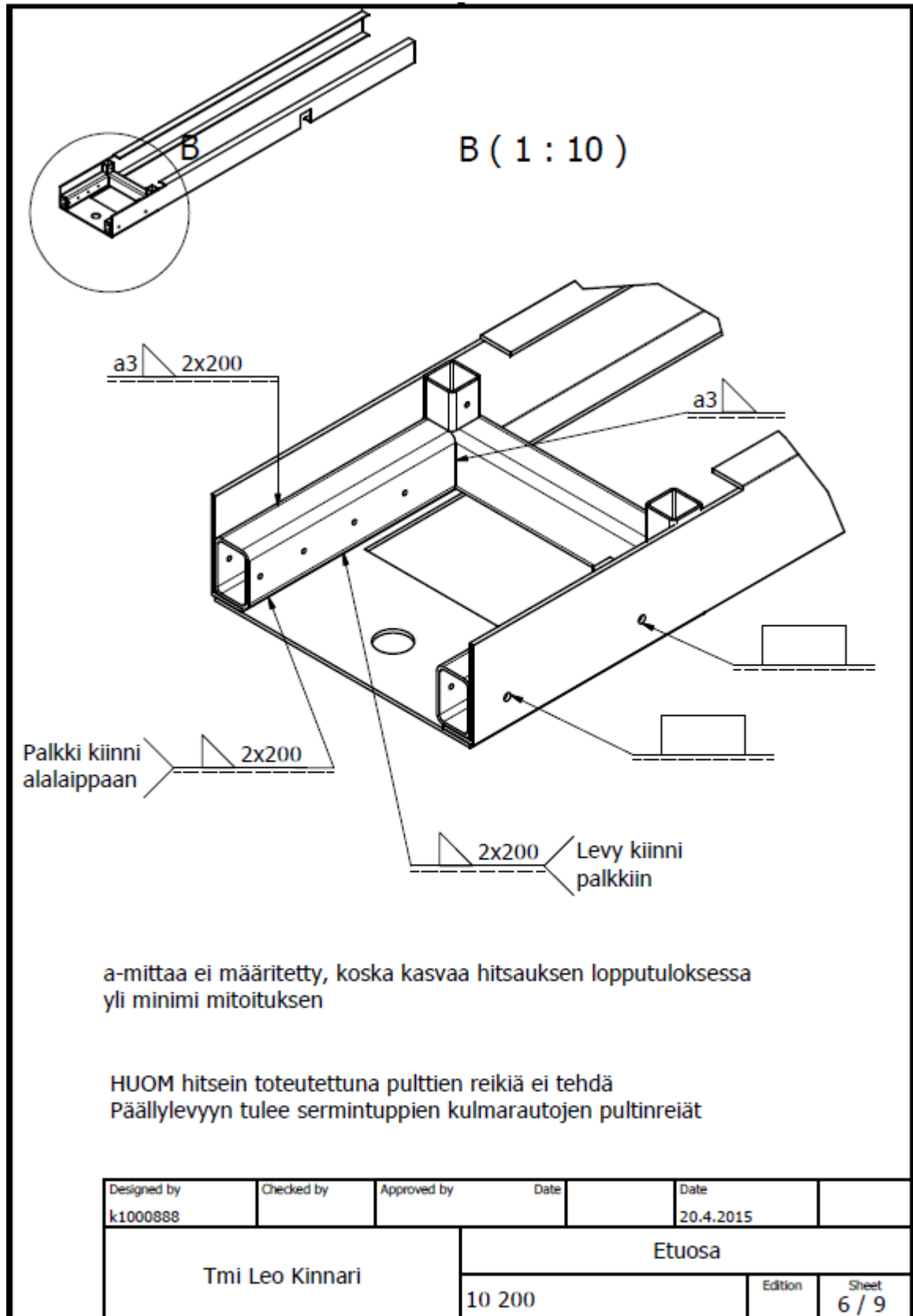
$$a \geq \frac{F_Z}{3 \cdot 70 \text{ mm} \cdot \sigma_{sall}} = \frac{40328,5 \text{ N}}{3 \cdot 70 \text{ mm} \cdot 124,8 \text{ MPa}} = 1,54 \text{ mm}$$

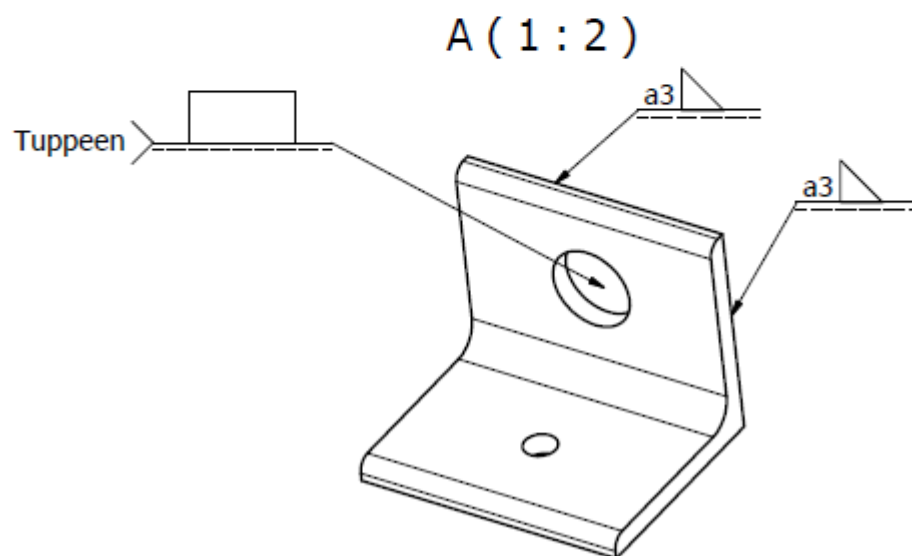
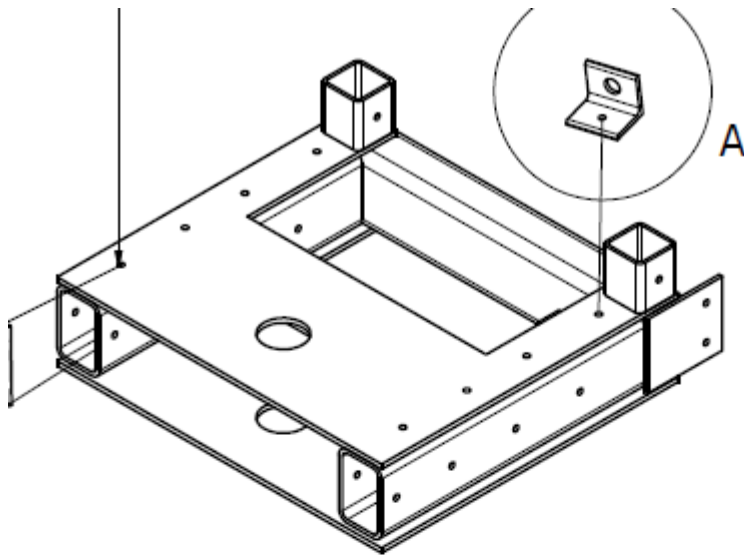
$$\rightarrow a = 3 \text{ mm}$$

Liite 10 Etuosan ruuvien esijännitysvoima palkissa

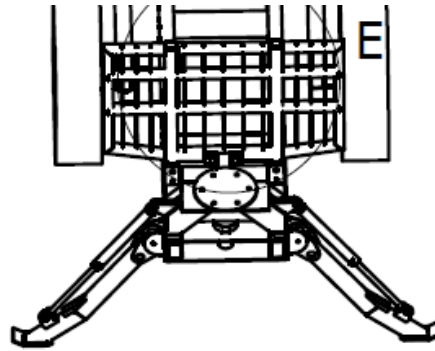
LIITE 11 Lopullisen mallinnuksen simulointi kuormaajalla

LIITE 12 Etuosan hitsaus

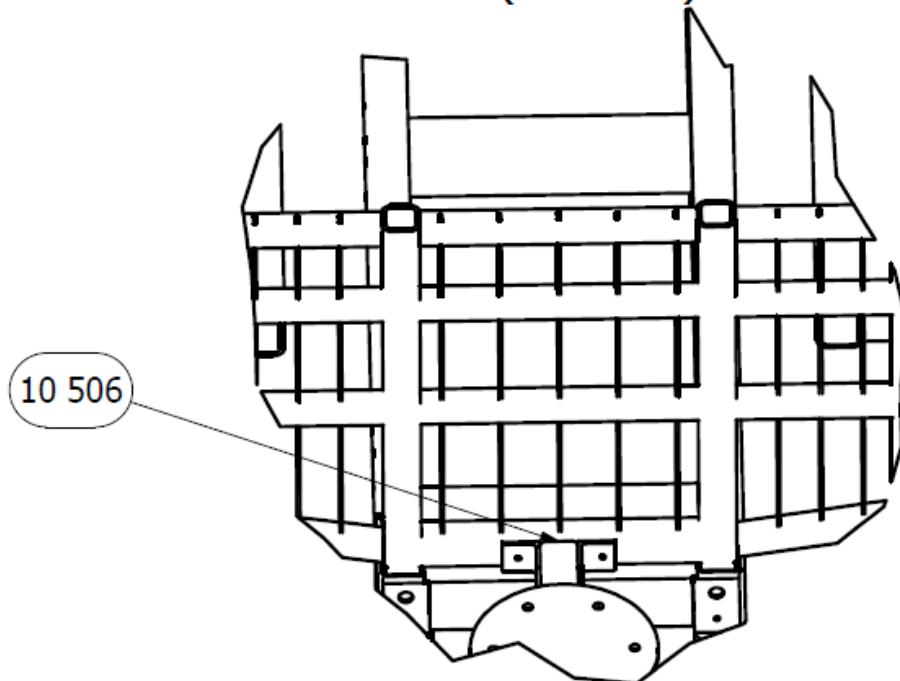


LIITE 13 Sermintuppikiinnikkeen hitsaus

LIITE 14 Jalustan ja sermin liitos

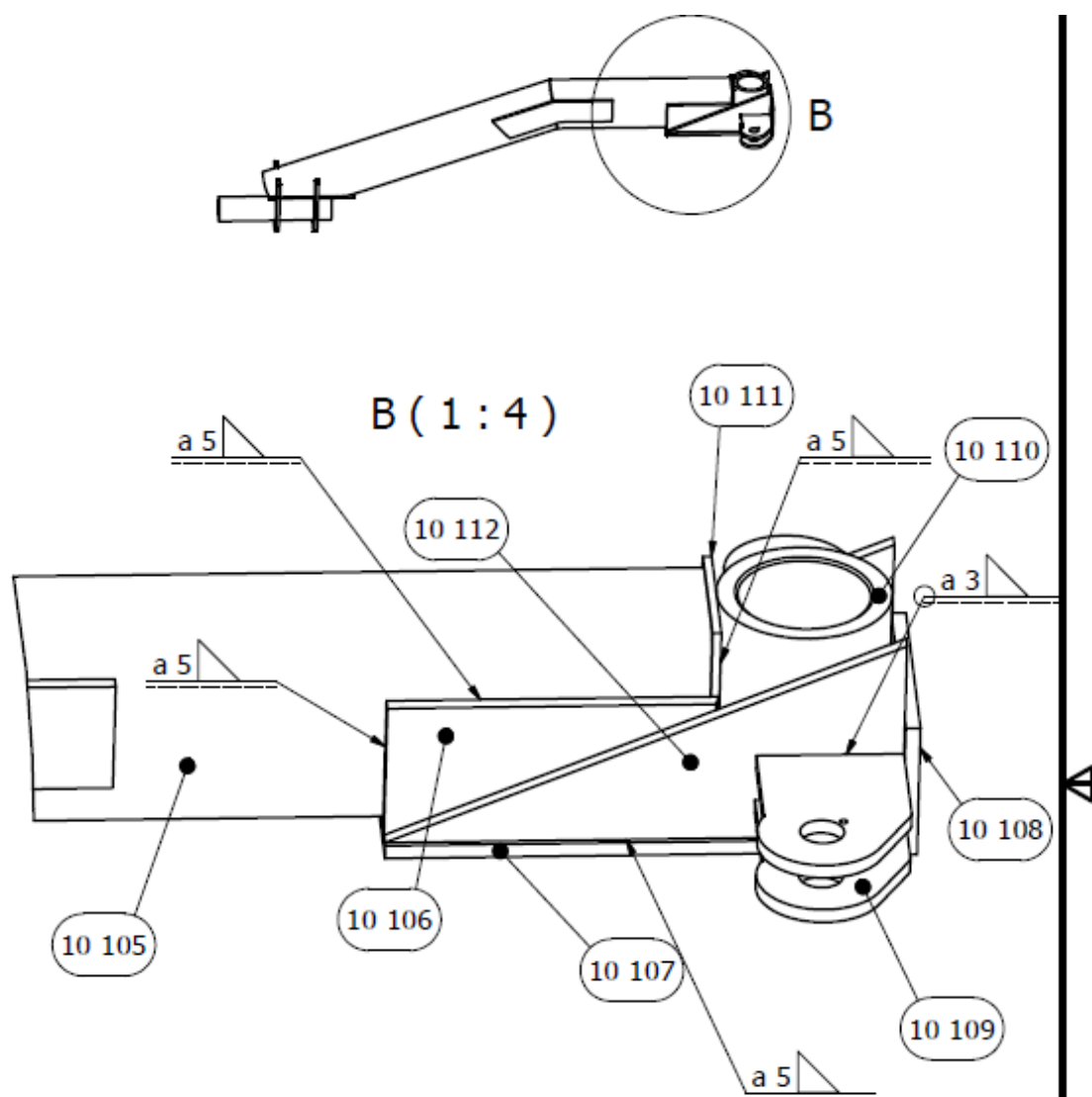


E (1 : 15)



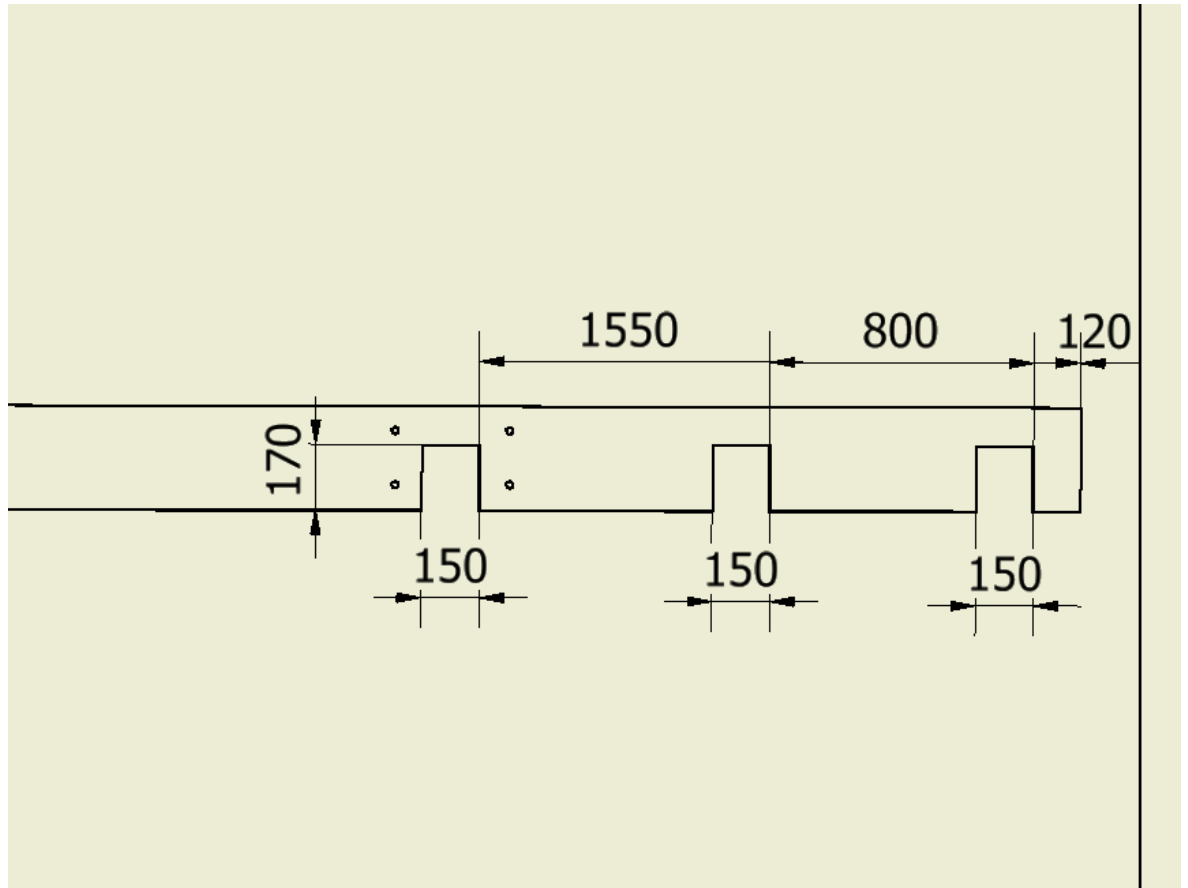
Jalustan ja sermin välisen tuen kiinnitys M12x120 x2 kpl

LIITE 15 Aisan hitsiliitoksia



- V1. Putki nro 10 110 aisatapin avulla aluslevyyn 10 107.
 V2. Koteloi palkinpää laipalla 10 111
 V3. Aluslevy/putki 10 107+10 110 kevyesti kiinni palkkiin 10 105.
 V4. Välyksenpoistorauta 10 106 tasalle laipan 10 111 kanssa.
 V5. Kolmiotuki 10 112 kevyesti aluslevyyn 10 107.
 V6. Päätylevy 10 108 kevyesti kiinni.
 V7. Sylinterinkorvakkeet 10 109 kevyesti paikoilleen
 V8. Tasaisesti molemmin puolin hitsaten a-mittoihin vääntymien estämiseksi.

LIITE 16 Rungonhahlot



LIITE 17 Hahlon poikkipalkki ja telinpoikkipalkki

