

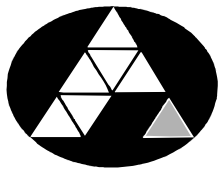
POHJOIS-KARJALAN AMMATTIKORKEAKOULU
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma

Janne Eskelinen

KAIVINKONEEN HYDRAULISEN JATKOPUOMIN SUUNNITTELU

Opinnäytetyö

Kesäkuu 2011



POHJOIS-KARJALAN
AMMATTIKORKEAKOULU

OPINNÄYTETYÖ
Kesäkuu 2011
Kone- ja tuotantotekniikan
koulutusohjelma

Karjalankatu 3
80200 JOENSUU
p. (013) 260 6800 p. (013) 260 6906

Tekijä
Janne Eskelinen

Nimeke
Kaivinkoneen hydraulisen jatkopuomin suunnittelu

Toimeksiantaja
Pentin Paja Oy

Tiivistelmä

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella Pentin Paja Oy:lle jatkopuomi. Jatkopuomi on suunnattu 5–8 tonnia painaville kaivinkoneille, jotka käyttävät harvesteripäätä esimerkiksi energiapuunkorjuussa. Tavoitteena oli tehdä jatkopuomista kompakti ja hakea tasapainoa materiaalikustannusten, materiaalin lujuuden ja tuotteen kokonaisuuden välillä.

Suunnitteluprosessissa käytettiin hyväksi systemaattisen ja intuitiivisen suunnittelumetodin tarkoitukseen sopivimpia osia. Mallinnus suoritettiin Pro/Engineer 3D-suunnitteluohjelmistolla ja lujuuslaskennat tehtiin sekä käsin että Pro/Mechanica lujuuslaskentaohjelmalla.

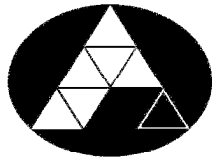
Tuloksena suunnittelusta saatiin lujuus- ja väsymyslajuuslaskelmat sekä valmistuskuvat jatkopuomin valmistusta varten. Tulosten testaaminen käytännössä on vielä toteuttamatta, joten laitteen todellisesta toimivuudesta ei ole mittaustuloksia. Jatkopuomiin löydettiin kuitenkin painon ja kustannusten kannalta hyvä kokonaisuus, joka nostaa varsinkin pienien kaivinkoneiden käyttöastetta.

Työn tulokset eivät kata kaikkien rakenneosien väsymislajuuslaskelmia. Opinnäytetyöllä on luotu hyvä pohja prototyypivaiheen jälkeiselle jatkokehitykselle, mikäli se on tarpeellista.

Kieli
suomi

Sivuja 52
Liitteet 3
Liitesivumäärä 17

Asiasanat
jatkopuomi, lujuuslaskenta, kaivinkone



NORTH KARELIA
UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

THESIS
June 2011
**Degree Programme in Mechanical
and Production Engineering**
Karjalankatu 3
FIN 80200 JOENSUU
FINLAND
Tel. 358-13-260 6800

Author
Janne Eskelinen

Title
Designing a Hydraulic Extension Boom for Excavators

Commissioned by
Pentin Paja Oy

Abstract

The goal of this thesis was to design an extension boom for Pentin Paja Ltd. The extension boom was intended for excavators weighing 5–8 tons that use a harvester head for energy wood harvesting. Mainly the aim was to create a lightweight boom and to find a balance between material costs, material strength and overall mass.

The most suitable parts of systematic and intuitive designing methods were used in the designing process. Modeling was performed with Pro/Engineer 3D modeling software and structural analysis with Pro/Mechanica structural analysis program.

The outcomes of the design process were structural and fatigue analyses as well as manufacturing drawings for the production. Field tests have not been performed yet so it's difficult to estimate the actual functionality. However, good balance between the mass and the expenses was found, which can surely increase the utilization rate of lightweight and mid-weight excavators.

The results of the thesis do not cover all the fatigue and structural analyses of the parts. The thesis still creates a good foundation for the post-prototype stage development when necessary.

Language
Finnish

Pages 52
Appendices 3
Pages of Appendices 17

Keywords
extension boom, structural analysis, excavator

Sisällys

Tiivistelmä

Abstract

1	Johdanto.....	5
1.1	Opinnäytetyön esittely ja rajaus	5
1.2	Yrityksen esittely.....	5
2	Koneensuunnittelun teoriaa.....	6
2.1	Laiteenkäyttötarkoitus ja toiminta.....	6
2.2	Suunnittelujärjestys	7
2.2.1	Systemaattisen suunnittelun metodi VDI 2222	7
2.2.2	Intuitiivinen metodi.....	8
2.3	Lujuuslaskentaohjelmistot.....	9
3	Tehtävän asettelu	10
3.1	Tehtävä	10
3.2	Määrittely	10
3.3	Vaatimusluettelo.....	13
4	Suunnittelu.....	14
4.1	Konstruktiovaihtoehdot	14
4.2	Konstruktiovalinta	15
4.3	Alkulaskelmat.....	17
4.3.1	Taivutusvastuksen määrittäminen	17
4.3.2	Puomin putkien massan selvitys ja materiaalin valinta	20
4.3.3	Nurjahdus törmäystilanteessa	24
4.3.4	Tukijalan käyttötilanne.....	26
4.4	Hitsaukset	27
4.5	FEM-laskelmat	28
4.4.1	Tukijalan käyttötilanne	28
4.4.2	Pienemmän palkin taivutus	32
4.4.4	Pienemmän palkin taivutus törmäystilanteessa.....	36
4.4.5	Pienemmän palkin taivutus sivuttaistörmäystilanteessa.....	39
4.4.6	Kokoonpanokuormitus ja hitsaukset.....	40
5	Hydrauliikan mitoitus.....	43
5.1	Sylinterin mitoitus	43
5.2	Putkien mitoitus.....	47
6	Kustannusvertailu	48
7	Pohdinta.....	50
	Lähteet.....	52

LIITTEET

Liite 1	Palkkien kulmapyöritykset
Liite 2	Pääkokoonpanopiirustus
Liite 3	Lujuus- ja väsymisanalyysien tulokset

1 Johdanto

1.1 Opinnäytetyön esittely ja rajaus

Tässä työssä perehdytään kaivinkoneen hydraulisen jatkopuomin suunnitteluun ja mitoitukseen. Jatkopuomia käytetään harvesteripään kanssa pienimuotoiseen harvennushakkuuseen tai energiapuun keräämiseen. Jatkopuomin tarkoitus on parantaa kaivinkoneen ulottuvuutta ja parantaa käytettävyyttä.

Työssä käytettiin apuna systemaattisen suunnittelun metodologia, jonka tavoitteena on saada aikaan eheä kokonaisuus suunniteltavasta tuotteesta ja päätyä optimaalisiin ratkaisuihin sen rakenteessa (VDI 2222). Tehtävä ei varsinaisesti pidä sisällään erityistä tuotekehityksellistä ongelmanratkaisua, joten siksi sovellettiin vain osia systemaattisen suunnittelun metodista. Työn suorittamisessa on käytetty Pro/Engineer 3D -mallinnusohjelmaa ja koneellisiin lujuuslaskuihin Pro/Mechanica-ohjelmistoa.

Opinnäytetyö keskittyy lähinnä isompien rakenneosien lujuustarkasteluihin. Pienempien sidos- ja kiinnikeosien lujuuslaskelmat rajataan ulos tarkemmasta tarkastelusta. Myös hitsauksia käsitellään vain pintapuolisesti. Edellä mainittujen osien ja hitsauksien kestävyyttä tarkastellaan kokoonpanon FEM-laskelmassa.

1.2 Yrityksen esittely

Pentin Paja Oy on 29 vuotta vanha ilomantsilainen perheyriutus, joka on erikoistunut metsä- ja maanrakennuskoneiden tuotekehitykseen ja valmistukseen. Nykyään yrityksellä on toimipisteitä Ilomantsin lisäksi myös Joensuussa. Tuotteiden pääasiallinen tuotanto tapahtuu Ilomantsissa ja tuotesuunnittelu, loppukokoonpano sekä myynti ovat Joensuun toimipisteessä. Liikevaihto liikkuu 2,33 miljoonassa eurossa ja yritys työllistää noin 24 henkilöä (2009). [1.]

Vuonna 2009 Outokummun Metalli Oy osti puolet Pentin Paja Oy:n osakekannasta tarkoituksenaan vahvistaa asemaansa yhtenä suomalaisen metsäteknologian johtavista

osaajista. Loput 50 prosenttia yrityksen omistajuudesta jakautuu tasan Janne ja Mikko Häikiön kesken. [1.]

Pentin Paja Oy:n tunnetuimpia tuotteita ovat Naarva-energiapuukourat ja sykeharvesterit. Yksi esimerkki yrityksen innovatiivisuudesta on se, että Naarva RS 25 rullasykeharvesteri sai INNOSUOMI 2009 kilpailun toisen palkinnon. Lisäksi tuotantoon kuuluvat reikäperkauslaite ja pylväskauha. [2.]

2 Koneensuunnittelun teoriaa

”Insinöörin oleellinen tehtävä on löytää teknisiin ongelmiin ratkaisuja luonnontieteellisen tiedon avulla ja toteuttaa ne optimaalisella tavalla kulloistenkin rajoitusten vallitessa.” [3 s. 1.]

2.1 Laitteenkäyttötarkoitus ja toiminta

Suunniteltua jatkopuomia käyttävä asiakasryhmä koostuu lähinnä yksityisistä metsätalallisista ja maansiirtourakoitsijoista, jotka haluavat lisätä kaivinkoneensa käyttöarvoa lisälaittein. Jatkopuomi on tarkoitettu käytettäväksi pienimuotoisessa energiapuunkorjauksessa, mutta aktiivisempikin käyttö on mahdollista. Jatkopuomi parantaa kaivinkoneen ulottuvuutta kaatotapahtuman aikana ja mahdollistaa paremman kiinnityksen harvesteripäälle.

Laite on pyritty suunnittelemaan modulaariseksi siten, että sen käyttörajoitteet ovat mahdollisimman pienet ja sen muokkaaminen asiakkaiden toiveiden mukaan ei tuota suurta hinnan nousua. Tuotteen modulaarisuus koskee lähinnä kaivinkoneen pikaliittimiä S40 ja S45. Laitteeseen voi halutessaan valita lyhyemmän jatkon liikepituuden sillä edellytyksellä, että maksimikuormarajoituksia ei suurenneta. Jatkopuomeja ei todennäköisesti tulla valmistamaan sarjoittain, vaan valmistetaan vain muutamia kappaleita. Modulaarisuudesta saadaan kuitenkin suurta hyötyä ja näin olleen muutkin puomin osat ovat käyttökelpoisia eri kokoonpanoissa [3, s. 436-437].

2.2 Suunnittelujärjestys

Konetta tai laitetta suunniteltaessa on hyvä heti aluksi tehdä itselleen selväksi suunnittelujärjestys. Tapoja on varmasti yhtä monia kuin suunnittelijoita, mutta että välttyttäisiin toistuvilta taka-askeleilta, prosessi on pyrittävä viemään läpi niin, että vaiheet seuraavat toisiaan loogisessa järjestyksessä. Alla on esitelty kaksi yleisesti koneensuunnittelussa käytettyä metodia. Työssä on hyödynnetty näitä molempia.

2.2.1 Systemaattisen suunnittelun metodi VDI 2222

VDI 2222 on Saksasta peräisin oleva suunnittelumetodien yhdistelmä, joka perustuu teolliseen toiminnan pyrkimykseen tehokkuudesta, taloudellisuudesta ja kilpailukykyisistä tuotteista [3, s.17]. Koko suunnitteluprosessi koostuu neljästä eri osasta:

Tehtävänasettelun selvitys: Tehtävänasetteluvaiheessa etsitään tietoa ongelman ratkaisua varten ja tehdään niin sanottua esitutkimusta. Ensimmäisessä vaiheessa asetetaan myös tuotteelle vaatimukset ja ominaisuudet. Näistä laaditaan niin sanottua vaatimuslista, josta ilmenevät tuotteen merkittävimmät ominaisuudet. Vaatimuslistaan merkitään ominaisuuden kohdalle sen tärkeys toiveena (T), kiinteänä vaatimuksena (KV) tai vähimmäisvaatimuksena (VV). [3, s. 63–70; 4, s. 80–82.]

Luonnostelu: Luonnosteluvaiheessa suoritetaan tuotteelle abstrahointi eli pelkistäminen. Sen tarkoituksena on auttaa tunnistamaan ongelmat. Tämän jälkeen tuote pilkotaan kokonaistoiminnoista osatoiminnoiksi. Tämän tarkoituksena on tuoda esille tuotteen parhaat puolet, mikä taas helpottaa osatoimintojen yhdistelemistä parhaaksi mahdolliseksi kokonaisuudeksi vaatimusluettelon ehtojen mukaan. Luonnosteluvaihe on koko tuotekehitysprojektin innovatiivisin osa, jossa on mahdollisuutta tuoda esiin aivan uusia ideoita kehityksen kannalta. [3, s. 71–175; 4, s. 80–95.]

Kehittely: Kehittelyvaihe koostuu lähes kokonaan suunnittelusta. Pääasiassa vaihe jakaantuu kolmeen osaan, jotka ovat: karkeasuunnittelu, hienosuunnittelu ja täydentäminen ja tarkastaminen. Jokainen alivaihe pitää vielä erikseen sisällään

luomista ja arvostelua, joten jokaisesta vaiheesta voidaan palata edelliseen tarpeen niin vaatiessa. Luomistyössä on kuitenkin lukemattomia asioita, jotka tulee ottaa huomioon, esimerkiksi valmistettavuus ja ergonomia. Lopullinen tulos on ratkaisun rakennemuodon lukitseminen. [3, s. 176–396.]

Viimeistely: Viimeistelyvaihe koostuu suurimmalta osin piirrosten tekemisestä ja niihin liittyvien piirustusjärjestelmien luomisesta. Lopuksi annetaan tuotannolle aloituslupa. [3, s. 458–483.]

2.2.2. Intuitiivinen metodi

Intuitiivinen metodi on suunnittelumenetelmä, joka perustuu alitajunnassa tapahtuvaan epäsystemaattiseen ongelmanratkaisuun. Alitajunta käyttää hyväkseen tehtävän sisäistämistä aiheutuvaa jännitettä, heuristisia pisteitä, lyhyttä logiikkaa ja määrättyä aikataulua. Jännitteen suuruus on suoraan verrannollinen tehtävän kiireellisyyteen. Kun tehtävä on sisäistetty, suunnittelijan ajatuksiin alkaa muodostua heuristisia pisteitä. Tiedon välittämistä heurististen pisteiden välillä kutsutaan loogisiksi siirroiksi. Näissä siirroissa tietovirta on kaksisuuntaista, ja ongelmanratkaisun lähetessä heurististen pisteiden ja loogisten siirroksien verkko yleensä tihenee. Tietomäärän kasvaessa verkko saavuttaa tietyn pisteen, jossa loogisten siirrosten määrä riittää ratkaisun syntymiseen ja näin ollen johtaa intuitiivisen jännitteen purkautumiseen. [4, s. 29–31.]

Intuitiivista metodologia käytetään hyvin usein tilanteessa, jossa halutaan uudistaa jotakin tuotetta. Suunnittelu voidaan joko aloittaa tekemällä jo olemassa olevasta tuotteesta rikkianalyysi, joka vastaa suunnilleen osakokonaisuuksiin pilkkomista systemaattisessa metodissa, tai aloittamalla suunnittelu jotakuinkin päinvastaisessa järjestyksessä kuin systemaattisessa metodissa eli piirtämällä. Jälkimmäinen metodi on varmasti yleisin kaikista suunnittelumetodeista. Rikkianalyysiä vauhdittamaan voidaan antaa jo ennalta määrättyjä heuristisia pisteitä, jotka ohjaavat suunnittelun oikeaan suuntaan. [4, s. 31–74.]

2.3 Lujuuslaskentaohjelmistot

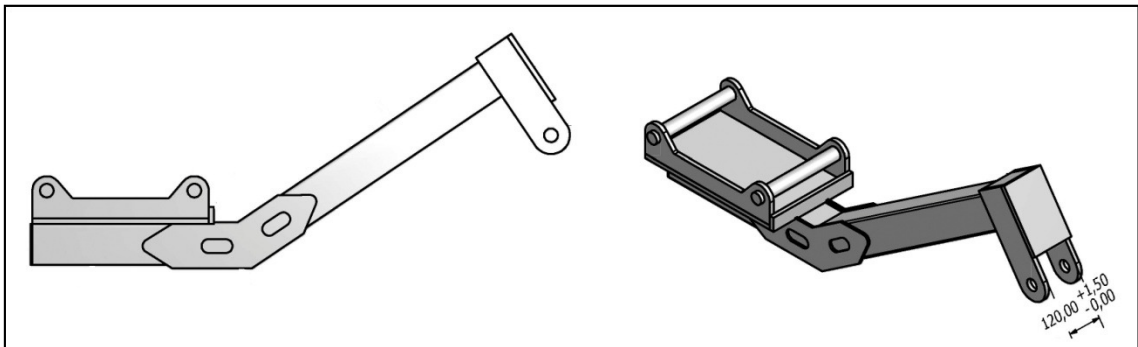
FEM-ohjelmistot ovat nykyisin suurena osana suunnittelua ja mallinnusta. Suureen osaan näistä ohjelmista kuuluu lujuuslaskentaohjelmisto tai saa lisäosana. Kirjainlyhenne FEM tulee sanoista *Finite Element Method*, joka tarkoittaa vapaasti suomennettuna *elementtimenetelmää*. Lujuuslaskentaohjelmat jakavat kappaleen niin sanottuihin elementteihin, jotka sitten lasketaan yksi kerrallaan kulloistenkin kuormitusten mukaan. Elementin muodostukselle voidaan asettaa erilaisia rajoja muodon ja koon suhteen ja näin voidaan vaikkapa tarkentaa tietyn alueen laskentaa. Ohjelmien välillä on suhteellisen paljon eroavaisuuksia käytön ja tulosten kohdalla, mutta perusajatus pysyy samana. [5.]

Lujuuslaskelma aloitetaan mallintamalla kappale. Kappale voi olla 2- tai 3-ulotteinen, joista jälkimmäisen laskeminen on aina hieman hitaampaa. Seuraavaksi kappaleelle asetetaan materiaali, jotta voidaan simuloida muodonmuutoksia. Sen jälkeen kappaleeseen asetetaan niin sanotut constraint eli kiinnitykset tai tuennat, joista kappale tukeutuu ympäristöönsä. Ennen simulointia asetetaan vielä voimat, jotka kuormittavat kappaletta ja lopuksi ajetaan simulaatiot, joiden tuloksena saadaan lujuusanalyysi. Yleensä lujuusanalyysi ilmenee kuvana, jossa erilailla rasitetut kohdat on värjätty eri väreillä. Yleisesti ottaen sininen väri on vähiten rasittunutta ja punainen eniten. Tärkeää on myös huomioida kuvassa näkyvä taulukko, joka kertoo selityksen eri väreille. Analyysin tulkinnan jälkeen voidaan tehdä lopulliset johtopäätökset kappaleen suunnittelussa ja suorittaa mahdollisesti tarkastusanalyysi. [5.]

3 Tehtävän asettelu

3.1 Tehtävä

Tehtävänä on suunnitella hydraulinen jatkopuomi, joka vastaa kokoluokaltaan jo myynissä olevaa pientä jatkopuomia (kuva 1). Tällä hetkellä myynissä on jatkeetonta jatkopuomia sekä pienille (5–8 tn) että isoille kaivureille ja jatkollista mallia isoille kaivureille (10–20 tn). Pentin Paja ei valmista itse isompaa jatkeellista jatkopuomia. Jatkon tehtävänä on helpottaa kaivurilla tapahtuvaa puunkorjuuta. Puomiin suunnitellaan myös tukijalka.



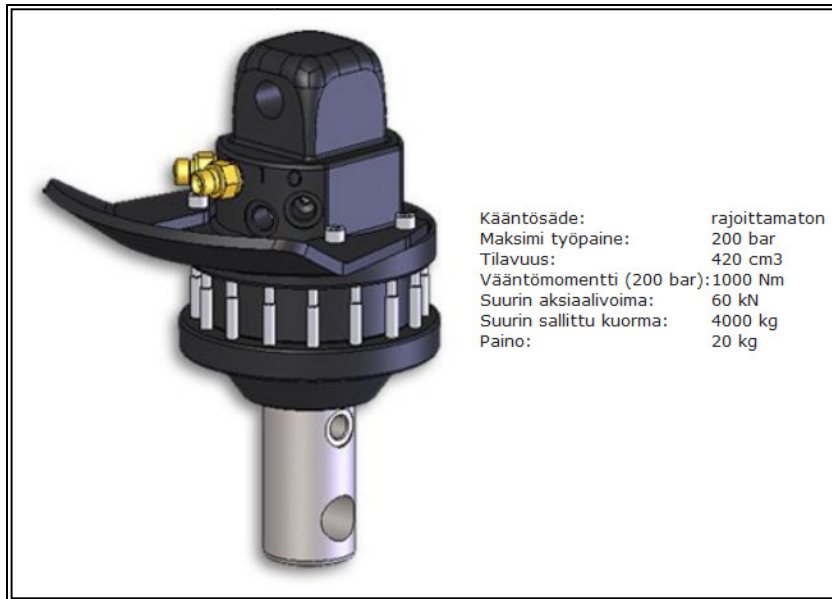
Kuva 1. Kiinteä jatkopuomi 5–8 tn kaivinkoneille jossa S45-pikakiinnike [6].

3.2 Määrittely

Lähtökohtana on suunnitella hydraulinen jatkopuomi pienemmille kaivureille. Kohderyhmän kaivurit käyttävät S40- tai S45-pikakiinnikettä jatkon kiinnittämiseen (kuva 1). Mitoittavina elementteinä toimivat rotaattori (kuva 2), riipuke (kuva 3), harvesteripää ja puukuorma massansa puolesta. Jatkopuomilla on tarkoitus käyttää Naarva 23 ja 25 (kuva 4) malleja, joten rotaattori¹ on määritetty niiden vaatimusten mukaan.

Jatkopuomia käyttäväksi esimerkkikaivinkoneeksi määrättiin Volvo EC50 ja puomin suunnittelun suuntaviivoina käytettiin edellä mainitun kaivinkoneen fyysisiä mittoja. Kaivinkone käyttää myös yksiosaista kärkipuomia, jonka ulottuma on 1500 mm. [7.]

¹ Rotaattori on laite, jolla voidaan kääntää harvesteripäätä.



Kuva 2. FR10-W25A30 Rotaattori [8].

Rotaattori on valittu siten, että se kestää maksimikuorman ja soveltuu käytettävälle harvesteripäälle. Loppukäyttäjä tekee rotaattorin lopullisen valinnan. Riipukkeella ei ole muuta mitoittavaa tekijää kuin massa, koska riipuke valitaan rotaattorin perusteella. Alla on esitelty perinteinen O-tyyppinen riipuke (kuva 3).



Eri pituuksia ja tappikokoja valittavissa riippuen puomista ja harvesteripäästä.

Paino keskimäärin: 5 kg

Kuva 3. Riipuke [9].



Käyttökohde: 4-8 tonnin kaivinkoneisiin
 Paino: 380 kg (ilman rotaattoria ja riipuketta)
 Tarvittava öljyvirtaus: 40-70 l/min
 Max. Paine: 200 bar.
 Max. katkaisu Ø25 cm
 Korkeus: 173 cm kaatoasennossa
 Leveys: 80 cm käpälät auki

Kuva 4. Naarva RS25 sykeharvesteri [6].

Rotaattorista, riipukkeesta, harvesteripäästä ja puukuormasta (300 kg, tehtävänantajan arvio) saadaan yhteenlaskulla seuraavaa:

$$20 \text{ kg} + 380 \text{ kg} + 5 \text{ kg} + 300 \text{ kg} = 705 \text{ kg}$$

Mitoittavaan massaan lisätään varmuuskerroin, jonka tarkoituksena on ennustaa dynaamisia kuormituksia. Puukuorma ja muiden osien massat voivat vaihdella käyttötarkoituksen mukaan, joten kokonaisuudessa on todennäköisemmin lähempänä 1000 kg:a.

Puomin rikkoutumisesta ei oleteta aiheuttavan välitöntä vaaraa ihmisille, kuten on esimerkiksi nostolaitteiden kohdalla. Standardissa SFS-EN 13001, joka käsittelee ihmisten nostolaitteita, kokonaisvarmuus saadaan jakamalla kuormat osakuormiin ja sitä kautta osavarmuuksiin. Tämä laskentatapa on liian raskas työkonisiin, joten tehtävän asettaja arvioi riittäväksi varmuuskertoimeksi 2. Vertailun vuoksi SFS-EN 13155 mukaan varmuusluku tulee olla vastaavanlaisessa taivutustilanteessa 3. [10, s. 50; 3, s. 43–44.]

$$1000 \text{ kg} * 2 = 2000 \text{ kg} \approx 20000 \text{ N}$$

3.3 Vaatimusluettelo

Vaatimusluettelossa on listattu kaikki sille asetetut vaatimukset ja toiveet (kuvio 1).

KV = Kiinteä vaatimus, VV = Vähittäisvaatimus, T = toivomus

KV, VV, T	Vaatimus tai toivomus
	Fyysiset ominaisuudet
KV	-Puomin massa saa olla maksimissaan 400 kg
VV	-Puomin jatkon oltava vähintään 1 m:n mittainen
KV	-Puomilla oltava tukijalka
KV	-Puomin oltava helposti huollettava
VV	-Puomin kestävä jokapäiväisessä työssä 10 vuotta
	Toimintaperiaate
KV	-Jatkon on toimittava yhdellä hydraulikkaliitännällä (1 input, 1 output)
KV	-Puomin ja kiinnikkeen välinen kulma oltava 34°
	Kustannukset
T	-Tuotteen on oltava edullinen
	Valmistettavuus
T	-Valmistusmateriaalin oltava helposti työstettävä
T	-Valmistusmateriaalin oltava suhteellisen helposti hitsattava

Kuvio 1. Vaatimusluettelo

4 Suunnittelu

4.1 Konstruktiovaihtoehdot

Systemaattisen metodin mukaan parhaan vaihtoehdon valitsemiseksi laite jaetaan osakokonaisuuksiin. Kuten kohdassa 2.2.1 on esitetty, laitteen jakaminen osakokonaisuuksiin helpottaa löytämään keskeiset ongelmat suunnittelun ja valmistamisen kannalta. Niitä tarkastelemalla ja yhdistelemällä on helpompi valita käyttökelpoisimmat ratkaisuvaihtoehdot. Alle on listattu vaihtoehdot osakokonaisuuksiin jaoteltuna.

Rakennevaihtoehdot:

- Puomi koostuu kahdesta sisäkkäin liukuvasta putkipalkista.
- Puomi koostuu kolmesta sisäkkäin liukuvasta putkipalkista.

Käyttövoimavaihtoehdot:

- Hydraulisylinteri liikuttaa jatkopuomia.
- Hydraulisylinteri yhdistettynä ketjuvetoon (enemmän käytössä kaksijatkoisissa puomeissa).
- Hydraulimoottori liikuttaa puomia hammastangolla.

Valmistusmateriaalivaihtoehdot:

- S355J2H (Ruukki)
- Optim HS 500 MH (Ruukki)
- Optim HS 700 MH (Ruukki)
- Optim HS 900 QH (Ruukki)

Materiaalikustannukset:

- | | |
|----------------------------|----------------------|
| - S355J2H (Ruukki) | noin 1,00 €/kg [11]. |
| - Optim HS 500 MH (Ruukki) | noin 1,25 €/kg [11]. |
| - Optim HS 700 MH (Ruukki) | noin 1,50 €/kg [11]. |
| - Optim HS 900 QH (Ruukki) | noin 1,75 €/kg [11]. |

Kootaan erilaisia toteutuskelpoisia ratkaisumalleja yhdistelemällä vaihtoehtoja ja sen jälkeen valitaan niistä toimivin kokonaisuus valmistuksen ja toimivuuden kannalta.

Vaihtoehto 1:

Jatkopuomi on kolmiosainen, ja liike toteutetaan sylinterillä ja ketjulla. Materiaali valitaan lujuusvaatimusten mukaan.

Vaihtoehto 2:

Jatkopuomi on kaksiosainen, ja liike toteutetaan hydraulimoottorilla ja hammastangolla. Materiaali valitaan lujuusvaatimusten mukaan.

Vaihtoehto 3:

Jatkopuomi on kaksiosainen, ja liike toteutetaan hydraulisynterillä. Materiaali valitaan lujuusvaatimusten mukaan.

4.2 Konstruktion valinta

Vaihtoehtoista tehdään taulukko, jossa eri vaihtoehdot pisteytetään. Pistemäärien mukaan suoritetaan valinta (taulukko 1).

Taulukko 1. Pisteytys vaihtoehdot 0–5

Kriteerit	Vaihtoehdot		
	1	2	3
Massa alle 400kg (arvio)	2	4	4
Toimivuus	4	3	4
Jatko väh. 1m	5	5	5
Hydrauliikka (1 in, 1 out)	5	5	5
Hinta	2	4	4
Luotettavuus	4	2	4
Huollettavuus	3	4	4
Valmistettavuus	3	4	5
Vaatimusten täytyminen	3	4	5
Pisteet	31	35	40

Vaihtoehto 1:

Ensimmäinen ongelma on massan pitäminen varmuudella alle sovitun maksimirajan. Kolmiosaisia jatkoja on paljon käytössä isommissa jatkopuomeissa, mutta suunniteltava rakenne on tähän liian lyhyt. Toimivuus on mitä luultavimmin hyvä, koska useimmat metsäkonevalmistajat käyttävät kyseessä olevaa rakenneratkaisua. Jatkon pituus sekä hydraulikka eivät tuota ongelmia. Hinta kasvaa useamman liikkuvan osan myötä (myös hitsauksen hinta) ja valmistusprosessi muuttuu hankalammaksi. Rakenne on tosin hieman häiriöherkempi, koska siinä on kolme sisäkkäistä puomia, joiden väliin voi tarttua muun muassa jäätä, joka jumittaa rakenteen. Huolto on myös hankalampi tehdä vaikeasti purettavan rakenteen takia. Vaihtoehto 1 sijoittuu valintaprosessissa viimeiselle sijalle.

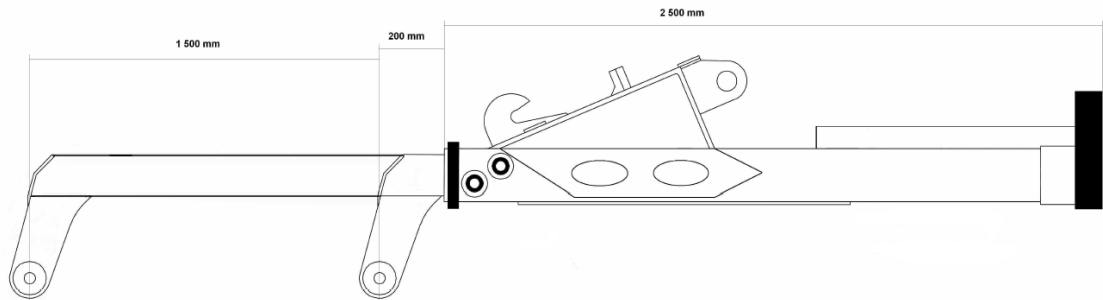
Vaihtoehto 2:

Vaihtoehto 2 pärjää hyvin massan, puomin pituuden ja hydraulikan puolesta. Valmistushinta on todennäköisesti hieman suurempi kuin sylinteritoimisissa hydraulikkamoottorin takia. Moottori on sylinteriin nähden myös helpommin kuluva ja todennäköisesti kalliimpi huoltaa. Valmistettavuudessa tuskin on erityisempiä ongelmia, mutta toimivuuteen on hankala ottaa kantaa. Vastaavanlaisia rakenteita näkee harvemmin ja ainakin talvisin lumi ja jää saattavat tuottaa ongelmia hammasratassysteemissä. Vaihtoehto 2 sijoittui toiselle sijalle valinnassa.

Vaihtoehto 3:

Vaihtoehto 3 pärjasi pisteytyksessä parhaiten. Heikoimpina kohtina mainittakoon huollettavuus, massa ja hinta. Huollettavuus siksi, että kuten edellisinkin vaihtoehdot, puomi on purettava sisemmän palkin huoltoa varten. Massa taas riippuu täysin materiaalivalinnasta. On todennäköistä, että lujempien terästen käyttö rakenteessa aiheuttaa taipuman kasvamista ja aiheuttaa siten materiaalipaksuuden kasvua kuormituksen ollessa suhteellisen suuri tämän kokoluokan kaivinkoneelle. Materiaalin lisäys heijastuu suoraan hintaan, koska terästä myydään kilohinnalla.

Valituksi tulee vaihtoehto 3. Valittu vaihtoehto koostuu kahdesta sisäkkäin liikkuvasta neliöputkesta, joten edellä esitetyn kiinteän jatkopuomin (kuva 1) rakenne ei sovellu käytettäväksi tässä yhteydessä mutkansa takia. Jatkon suunnittelussa päätettiin käyttää hyväksi isomman jatkokollisen puomin rakennetta (kuva 6).



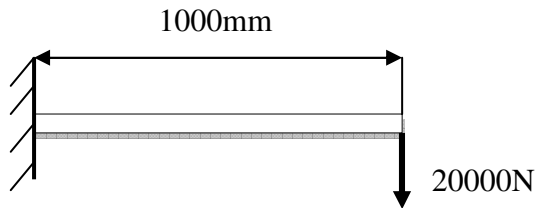
Kuva 6. Jatkopuomi (10–20 t) Valmistaja: Metsatrac [6].

4.3 Alkulaskelmat

4.3.1 Taivutusvastuksen määrittäminen

Jatkopuomi päätettiin suunnitella toimimaan yhdellä liikkuvalla jatkopalkilla, joten alustavissa laskuissa on huomioitava, että suurin rasitus kohdistuu palkeista ohuempaan. Aluksi mitoitettiin siis ohuempi palkki, jotta sen mittojen mukaan pystyttiin arvioimaan isomman palkin koko ja suorittamaan sille laskelmat. Kiinteänä vaatimuksena oli, että jatkon on oltava 1000 mm:n mittainen. Tehtävänasettaja arvioi, että sisemmän palkin pitää olla noin yksi kolmasosa kokonaispituudesta isomman sisällä, jotta voimat siirtyvät tasaisesti isompaan palkkiin. Laskuissa käytetään ulosjäävää mitta 1000 mm.

Palkki (1000 mm) esitetään laskuissa siten, että se olisi kiinnitetty jäykästi toisesta päästään ja maksimaalinen dynaaminen kuorma kohdistetaan alaspäin vapaana olevaan päähän (kuva 5). Ratkaistaan palkilta vaadittava neliömomentti W :



Kuva 5. Tilanne: palkin taivutus

$$\sigma_{t,MAX} = \frac{M}{W_{t,min}} \quad (1)$$

jossa

- $\sigma_{t,MAX}$ = maksimitaivutusjännitys
- M = taivutusmomentti
- $W_{t,min}$ = vähimmäistaivutusvastus.

Jos teräksen myötölujuus on 900Mpa:

$$W_{t,min} = \frac{M}{\sigma_{t,MAX}} = \frac{20000N * 1000mm}{900 MPa} \approx 22,22 * 10^3 mm^3$$

Jos teräksen myötölujuus on 650Mpa:

$$W_{t,min} = \frac{M}{\sigma_{t,MAX}} = \frac{20000N * 1000mm}{650 MPa} \approx 30,76 * 10^3 mm^3$$

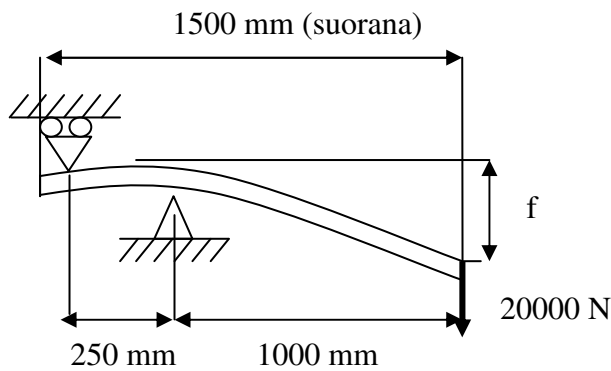
Jos teräksen myötölujuus on 500Mpa:

$$W_{t,min} = \frac{M}{\sigma_{t,MAX}} = \frac{20000N * 1000mm}{500 MPa} = 40 * 10^3 mm^3$$

Jos teräksen myötölujuus on 355Mpa:

$$W_{t,min} = \frac{M}{\sigma_{t,MAX}} = \frac{20000N * 1000mm}{355 MPa} \approx 56,33 * 10^3 mm^3$$

Lasketaan myös taipuma, koska sisempi palkki ei saa taipua liikaa kuormitustilanteessa, jotta se ei vaikeuta puomin liikettä tai rasita sylinteriä. Suurimmaksi sallituksi taipumaksi määrättiin 6 mm. Taivutustilanne ottaa huomioon myös tuennat, joista toinen on liikkuva. Oletettiin että liukupalat ovat noin 100 mm pitkät, ja liikkuvalla tuella on mahdollisuutta liukua 50 mm taivutustilanteessa.



Kuva 6. Palkin tuellinen taivutustilanne

Ratkaistaan kaavasta I_{min} :

$$f = \frac{Fa^2(l+a)}{3EI_{min}} \rightarrow I_{min} = \frac{Fa^2(l+a)}{3Ef} \quad (2)$$

jossa

- f = taipuma
- F = taivuttava voima
- l = palkin tukipisteiden väli
- a = matka palkin päästä ensimmäiselle tukipisteelle
- E = materiaalin kimmokerroin
- I_{min} = palkin poikkileikkauksen pienin mahdollinen neliömomentti.

$$I_{min} = \frac{Fa^2(l+a)}{3Ef} = \frac{20000N * (1000mm)^2 * (250mm + 1000mm)}{3 * 210000 MPa * 6mm}$$

$$\approx 661 * 10^4 mm^4$$

Yllälasketuilla arvoilla Ruukin tuotevalikoimasta on saatavissa seuraavia tuotteita, jotka lähimmin täyttävät pienimmän vaaditun taivutusvastuksen ja neliömomentin. Materiaaleiksi valittiin Ruukin Optim-sarjan teräksiä, koska ne on suunniteltu käytettäväksi esimerkiksi metsäkoneen puomeissa, ja niillä on hyvät kulutus- ja hitsattavuusominaisuudet [12; 13; 14; 15]. Vertailun vuoksi mukaan on lisätty palkkien koot S355J2H-teräksestä valmistettuna. Tuotteet on taulukoitu siten, että ne mahtuvat liikkumaan sisäkkäin sekä siten, että niiden välille jää tarpeeksi välystä liukulaakereita varten. Välykseksi on määrätty enintään 10 mm (taulukko 2).

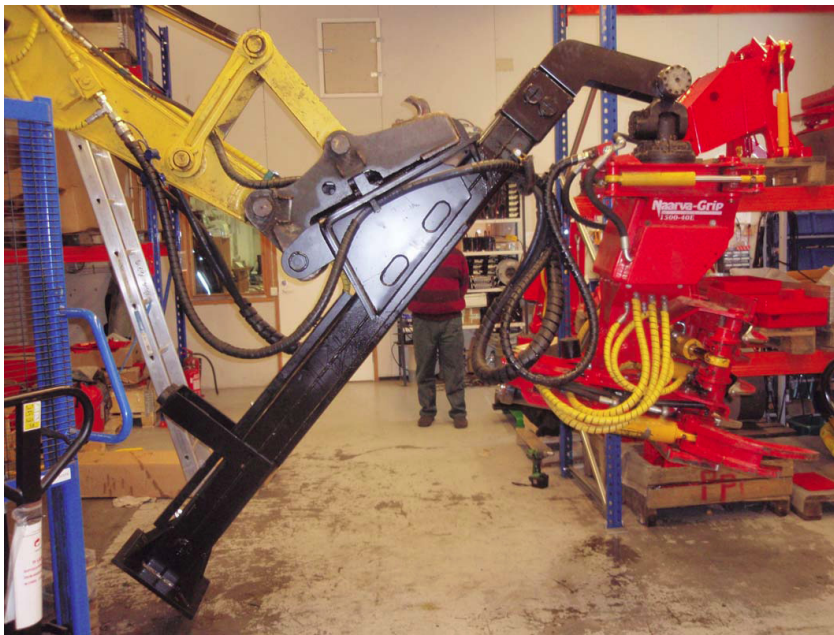
Taulukko 2 Materiaali- ja putkenkoko-vaihtoehdot

Teräslaatu	Pienemmän putken tiedot	Isomman putken tiedot	Välys ymp.
Optim HS 900 QH (Ruukki)	L x K x P: 140x140x454 Metrimassa: 20,02 kg/m W*10³: 112,94 mm ³ I*10⁴: 790 mm ⁴	L x K x P: 160x160x5 Metrimassa: 23,16 kg/m W*10³: 123,4 mm ³ I*10⁴: 1202 mm ⁴	5 mm
Optim HS 700 MH (Ruukki)	L x K x P: 140x140x5 Metrimassa: 20,5 kg/m W*10³: 112,94 mm ³ I*10⁴: 790 mm ⁴	L x K x P: 160x160x5 Metrimassa: 23,7 kg/m W*10³: 123,4 mm ³ I*10⁴: 1202 mm ⁴	5 mm
Optim HS 500 MH (Ruukki)	L x K x P: 120x120x8 Metrimassa: 26,4 kg/m W*10³: 112,81 mm ³ I*10⁴: 676 mm ⁴	L x K x P: 140x140x5 Metrimassa: 20,7 kg/m W*10³: 112,94 mm ³ I*10⁴: 1202 mm ⁴	5 mm
S355J2H (Ruukki)	L x K x P: 120x120x8 Metrimassa: 26,4 kg/m W*10³: 112,81 mm ³ I*10⁴: 676 mm ⁴	L x K x P: 140x140x5 Metrimassa: 20,7 kg/m W*10³: 112,94 mm ³ I*10⁴: 1202 mm ⁴	5 mm

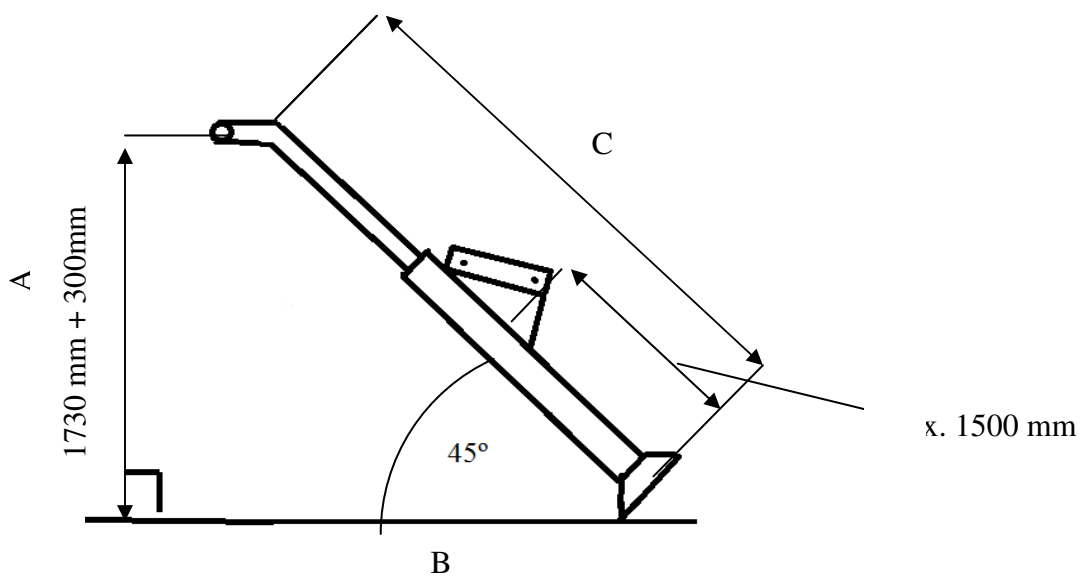
4.3.2 Puomin putkien massan selvitys ja materiaalin valinta

Puomiin tarvitaan pienempää neliöputkea 1500 mm. Isompaa putkea laskettaessa on otettava huomioon määrittelyssä mainittu tukijalka. Tukijalkaa kaivinkone käyttää

liikkuessaan hankalassa maastossa hinatakseen itseään eteenpäin. Isomman putken mitan tulee olla niin suuri, että kun puomi tuetaan maahan 45 asteen kulmassa jatke ulkona, koura ei saa koskettaa maata (kuva 7). Riittävä väli maahan arvioidaan noin 300 mm pituiseksi. Kaivinkoneen kärkipuomin pituudesta johtuen isomman palkin pää (kiinnikkeestä taaksepäin mitattuna) ei saa olla yli 1500 mm, jottei puomi osu käytettäessä tyvipuomiin. Lasketaan tarvittava putken mitta (kuva 8):



Kuva 7. Metsatracin jatkopuomi käyttämässä tukijalkaa. Kuvassa Naarva RS25 [6].



Kuva 8. Havainnekuva isomman puomin laskemiseen.

Kuvasta voidaan laskea Pythagoraan lausetta käyttäen hypotenuusan pituus, kun A ja B ovat 2030 mm ja hypotenuusan sekä b-sivun välinen kulma on 45 astetta. Lopuksi vähennettiin jatkon tuoma lisäpituus mitasta C.

$$a^2 + b^2 = c^2 \rightarrow c \approx 2870 \text{ mm} \quad (3)$$

$$2870 \text{ mm} - 1000 \text{ mm} = 1870 \text{ mm}$$

Lasketaan ja taulukoidaan saaduilla arvoilla puomien painot:

Taulukko 3. Jatkon putkien kokonaismassa

Teräslaatu	Kokonaismassa
Optim HS 900 QH (Ruukki)	1,5 m * 20,02 kg/m + 1,87 m * 23,16 kg/m = 73 kg
Optim HS 700 MH (Ruukki)	1,5 m * 20,5 kg/m + 1,87 m * 23,7 kg/m = 75 kg
Optim HS 500 MH (Ruukki)	1,5 m * 26,4 kg/m + 1,87 m * 20,7 kg/m = 78 kg
S355J2H (Ruukki)	1,5 m * 26,4 kg/m + 1,87 m * 20,7 kg/m = 78 kg

Optim HS 900 QH tuotti pienimmän yhteismassan vertailluista materiaaleista, mutta ero muihin materiaalivaihtoehtoihin on vähäinen. Tuotteelta haetaan pääasiallisesti kulutuskestävyyttä ja matalia tuotantokustannuksia, joten valmistusmateriaaliksi valitaan Optim 500 MH siksi, että siinä yhdistyvät parhaiten edullinen hinta, hitsattavuus, kulutuskestävyys ja työstettävyys.

Tarkistetaan vielä putkien leikkautumisen kesto taivutustilanteessa:

$$\tau_{max} = \frac{FS}{I_z b} \quad (4)$$

jossa

- τ_{max} = Maksimileikkausjännitys neutraaliakselilla
- F = Taivutusvoima
- S = Staattinen momentti.
- I_z = Poikkileikkauspinnan neliömomentti [12].
- b = Palkin leveys x-suunnassa [12].

Staattinen momentti neliskanttiselle taivutussauvalle saadaan taas kaavasta:

$$S = \frac{a^2 b}{8} \quad (5)$$

jossa,

- a = palkin neutraaliakselin ja palkin reunan välinen etäisyys y-suunnassa
- b = Palkin leveys x-suunnassa.

Vastaukseksi saadaan:

$$\tau_{max} = \frac{FS}{I_z b} = \frac{20000 \text{ N} * \frac{(60 \text{ mm})^2 * 120 \text{ mm}}{8}}{676 * 10^3 \text{ mm}^4 * 120 \text{ mm}} = 13,3 \text{ MPa}$$

Myötöraja ei ylity ja ohuempi palkki kestää taivutuskuorman. Suoritetaan sama lasku isommalle palkille olettaen, että on samanlainen kuormitustilanne:

$$\tau_{max} = \frac{FS}{I_z b} = \frac{20000 \text{ N} * \frac{(70 \text{ mm})^2 * 140 \text{ mm}}{8}}{1202 * 10^3 \text{ mm}^4 * 140 \text{ mm}} = 10,2 \text{ MPa}$$

Isompikin palkki kestää taivutuksesta aiheutuvan leikkausjännityksen.

4.3.3 Nurjahdus törmäystilanteessa

Tarkastellaan palkkien kestävyyttä erilaisissa nurjahdustilanteissa. Tarkastellaan erikseen pienemmän ja isomman palkin nurjahdusta, kun nosturi törmää kohtisuoraan puuhun. Törmäystilanteessa kaivinkone ajaa maksiminopeutta jatkopuomi suorana päin puuta. Oletetaan että este, esimerkiksi puu, joustaa hieman ja vauhti hidastuu noin puolen metrin matkalla. Voima saadaan kineettisen energian kaavasta:

$$F_{törm.} * s = \frac{1}{2}mv^2 = F_{törm.} = \frac{mv^2}{2*s} \quad (6)$$

jossa

- $F_{törm.}$ = Törmäyksestä aiheutuva voima
- s = törmäysmatka (tässä tapauksessa vauhti hidastuu 0,5 m matkalla)
- m = kaivinkoneen massa (5,05 t) [7].
- v = kaivinkoneen vauhti (max.5 km/h=1,38 m/s²) [7].

$$F_{törm.} = \frac{mv^2}{2 * s} = \frac{5050 \text{ kg} * (1,38 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 * 0,5 \text{ m}} \approx 9617 \text{ N}$$

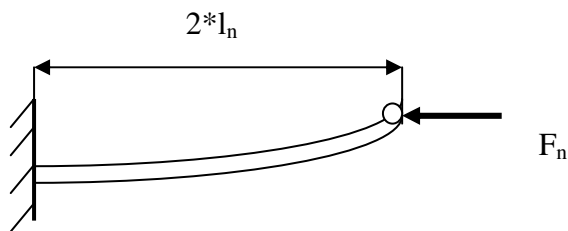
Pienemmän palkin törmäystilanteessa tulee olettaa, että palkki on jäykästi tuettu kaivuriin, ja että sylinteri on mitoitettu myös kestäväksi kyseessä oleva törmäys. Nurjahduspituutena käytetään 1000 mm, koska sen verran pienempi puomi on ulkona isommasta, kun se on täysin auki. Ratkaistaan nurjahdusvoima käyttämällä Eulerin nurjahduskaavaa:

$$F_n = \frac{\pi^2 EI}{l_n^2} \quad (7)$$

jossa

- F_n = Nurjahdukseen tarvittava voima
- E = Teräksen kimmokerroin (210000 MPa).
- I = Poikkileikkauksen pinnan neliömomentti [12].
- l_n = Nurjahduspituus.

Tässä tapauksessa kappale on tuettu jäykästi toisesta päästä kiinni ja toinen pää on vapaana ja siihen kohdistuu voima (kuva 9). Tästä johtuen l_n :n kertoimeksi tulee 2.



Kuva 9. Eulerin nurjahdustilanne 1.

$$F_n = \frac{\pi^2 EI}{l_n^2} = \frac{\pi^2 * 210000 \text{ MPa} * 676 * 10^3}{(2 * 1000 \text{ mm})^2} = 350272 \text{ N}$$

Lasketaan varmuusluku kaavasta:

$$n = \frac{F_n}{F_{t\text{örm.}}} \quad (8)$$

jossa,

- n = varmuusluku
- F_n = palkin nurjahdukseen tarvittava voima
- $F_{t\text{örm.}}$ = kaivinkoneen törmäyksestä aiheutuva voima.

$$n = \frac{F_n}{F_t} = \frac{350272 \text{ N}}{9617 \text{ N}} \approx 36$$

Palkin varmuus nurjahtamisen suhteen on 36.

Lasketaan tyssäntymisvoima kaavasta:

$$F_t = A * R_m \quad (9)$$

jossa

- F_t = tyssäytymiseen tarvittava voima.
- A = poikkileikkauksen pinta-ala [12].
- R_m = myötöraja.

$$F_t = A * R_m = 3364 \text{ mm}^2 * 500 \text{ MPa} = 1682000 \text{ N}$$

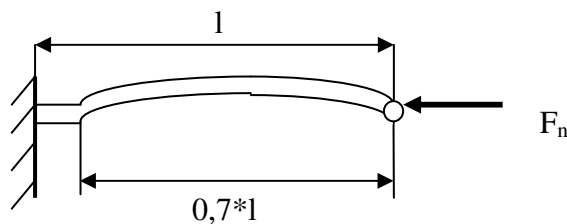
$$\rightarrow F_n > F_t$$

Palkki siis nurjahtaa² ennen kuin tyssäntyy³.

4.3.4 Tukijalan käyttötilanne

Tukijalan käyttötilanteessa kaivinkone nostaa/vetää itseään hankalassa maastossa. Tarkastellaan kahta eri tilannetta, joissa aiheutuu hieman erilaisia rasituksia tukijalalle. Ensimmäisessä tilanteessa kaivinkone nostaa itseään maasta eli painaa tukijalkaa pystysuoraan maata kohden. Toisessa tapauksessa kaivinkone vetää itseään eteenpäin tukijalan ollessa noin 45 asteen kulmassa. Toista tapausta tarkastellaan FEM-laskujen osiossa. Tukijalan mitta puomin kiinnityskohdasta sen pohjaan on 1200 mm.

Ensimmäistä tapausta voidaan tarkastella edellisen kohdan nurjahdustarkastelulla. Tässä tapauksessa nurjahdustapaus on Euler 3, jossa nurjahduspituus on $0,7*1$ (kuva 10).



Kuva 10. Euler nurjahdustilanne 3

² Nurjahduksella tarkoitetaan sitä, että palkki taipuu kaarelle siten, että siihen tulee pysyviä muodonmuutoksia.

³ Tyssäntymisellä tarkoitetaan sitä, että palkki on liian jäykkä nurjahtaa kasaan, mutta puristusvoiman takia se alkaa puristua kasaan.

$$F_n = \frac{\pi^2 EI}{l_n^2} = \frac{\pi^2 * 210000 \text{ MPa} * 305,94 * 10^3 \text{ mm}^4}{(1200 \text{ mm} * 0,7)^2} = 898663 \text{ N}$$

Nurjahtamiseen tarvittava voima on niin suuri, että erillisten voimien tarkastelu on turhaa kaivinkoneen ja lisälaitteitten staattisen massan ollessa noin 70500 N.

4.4 Hitsaukset

Hitsauksien mitoitus näinkin monimutkaisessa rakenteessa on vaikeaa. Valmis tuote altistuu erinäisille väsyttävälle kuormituksille, ja niistä aiheutuvia kuormia on lähes mahdotonta ennustaa. Kokeneella puomeja hitsanneella hitsaajalla on varmasti kokemusta ja näkemystä minkälainen hitsisauma kestää. Tuotteen ollessa prototyyppi ei hitsauksiin keskitytä kovin laajasti.

Suuntaa-antava hitsin a-mitta saadaan jäähtymisnopeuden kaavasta:

$$a \geq \sqrt{s} - 0,5 \text{ mm} \quad (10)$$

jossa

- a = hitsin a-mitta
- s = ainevahvuus.

$$a \geq \sqrt{8 \text{ mm}} - 0,5 \text{ mm} = 2,3 \text{ mm}$$

Pienin hyväksytty a-mitta lujuuden mukaan on kuitenkin 3 mm [16, s. 18].

Koska puomin osiin kohdistuu väsyttävää kuormitusta, päätettiin a-mitalle antaa varmuuskerroin 2, eli a-mitaksi valittiin 6 mm. Hitsaus suoritetaan MIG/MAG-hitsauslaitteella. Hitsauksien kestävyyttä tarkasteltiin FEM-lujuuslaskenta-osiossa kokoonpanolaskussa.

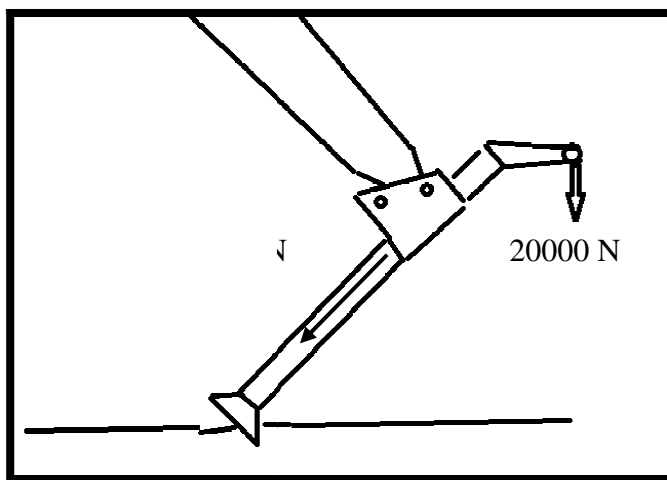
Pienemmän palkin ulkopintoihin tulevat hitsaukset määrättiin koneistettaviksi pinnan tasalle ja muille hitseille määrättiin tehtäväksi TIG-käsittely reunahaavan välttämiseksi. Loput hitsausohjeet löytyvät työpiirroksista.

4.5 FEM-laskelmat

Tässä osiossa käytetään hyväksi Pro/Mechanica lujuuslaskentaohjelmaa hankalimpien laskujen suorittamiseen. Osiossa tarkastellaan myös käsin suoritettujen laskujen paikkansa pitävyyttä.

4.4.1 Tukijalan käyttötilanne

Toisessa tapauksessa kuormitusilanteeseen liittyy myös vaakavoimista johtuvaa taivutusmomenttia (kuva 11). Tapauksen selvittämiseen käytettiin Pro/Mechanica-lujuuslaskelmaohjelmistoa.

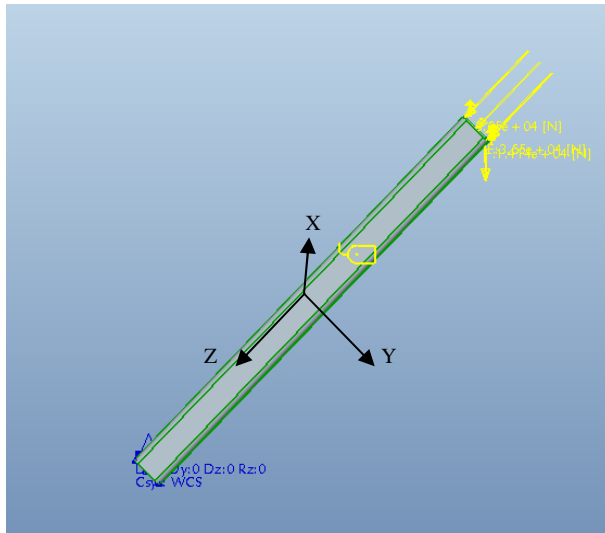


Kuva 11. Tukijalan käyttötilanne

Laskennan pohjaksi piirrettiin Ruukin mittojen mukaan vastaava putkipalkki [12]. Kulmien pyöristykseen käytettiin keskimääräistä kerrointa palkin seinämän paksuuden suhteen (ks. liite 1). Arvot laskettiin taulukkoon itse, koska Ruukki ei anna kuin suuntaa antavan välin riippuen palkin mitoista.

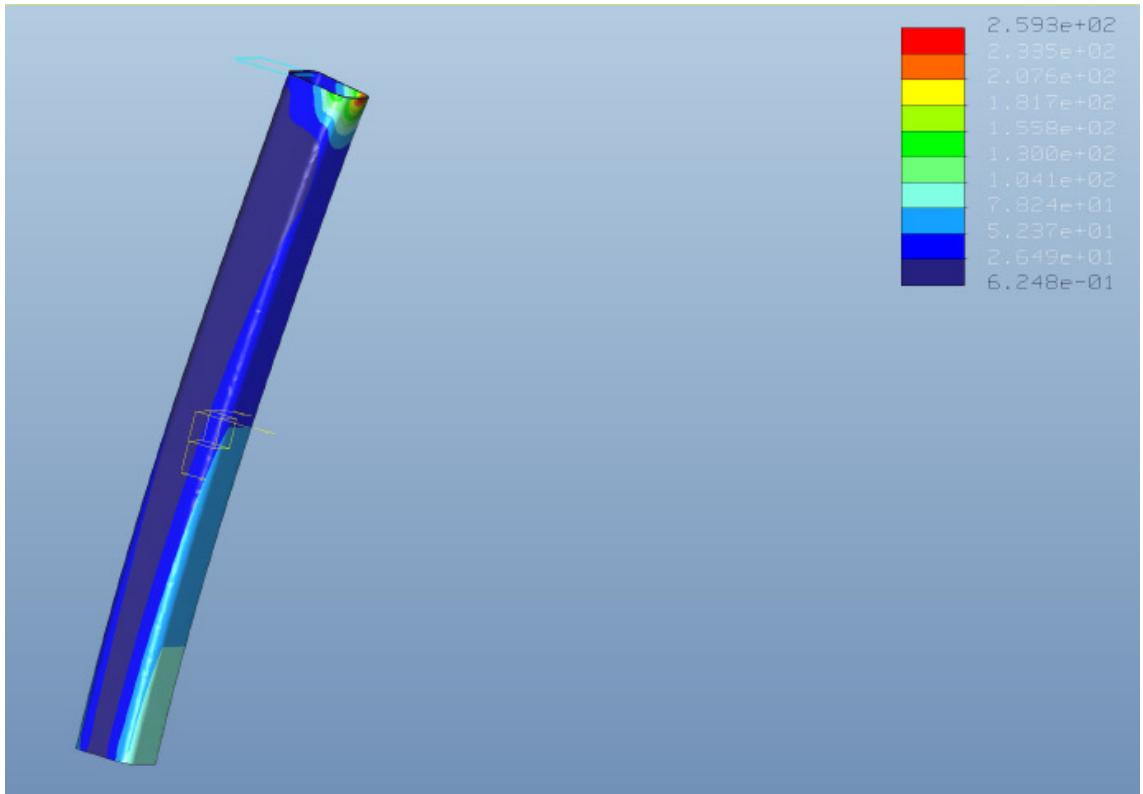
Palkkiin asetettiin tukivoima pohjaan, joka käytännössä koskettaisi maata. Tuki on vapaa pyörimään x- ja y-akselinsa ympäri mutta ei z-akselin. Lineaariset liikkeet on

myös lukittu. Kuormaksi asetettiin putkensuuntaan 36500 N, koska se on kaivinkoneen maksimi-tearout eli voima, jolla kone jaksaa kiskoa kauhallaan [7]. Toiseksi voimaksi asetettiin 20000 N, eli maksimaalinen dynaaminen kuorma asetettiin osoittamaan putkenpäästä katsoen 45 asteen kulmaan maata kohti (kuva 12).

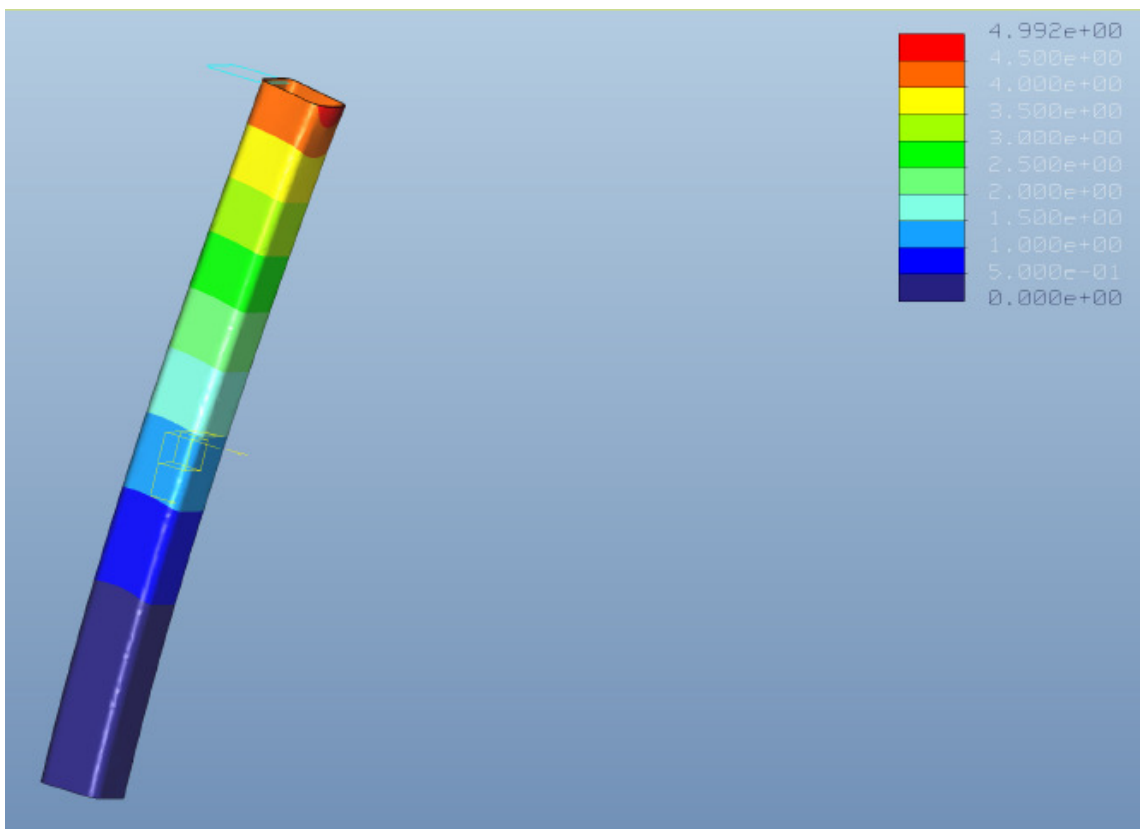


Kuva 12. Jalan voimat ja tuennat

FEM-laskennassa ilmeni, että suurin jännitys (Von Mises) muodostuu palkin yläreunaan, josta kuorma 20000 N on kiinni. Tämä ei vastaa täysin todellisuutta, mutta laskuja on pyritty yksinkertaistamaan rajallisen laskentatehon varjossa. Suurin jännitys oli 259.3 MPa, eli palkki ei ala myötämään (kuva 13). Suurin siirtymä sijaitsee palkin päässä ja se on 4,99 mm (kuva 14).



Kuva 13. Tukijalan FEM-analyysi: Suurin jännitys

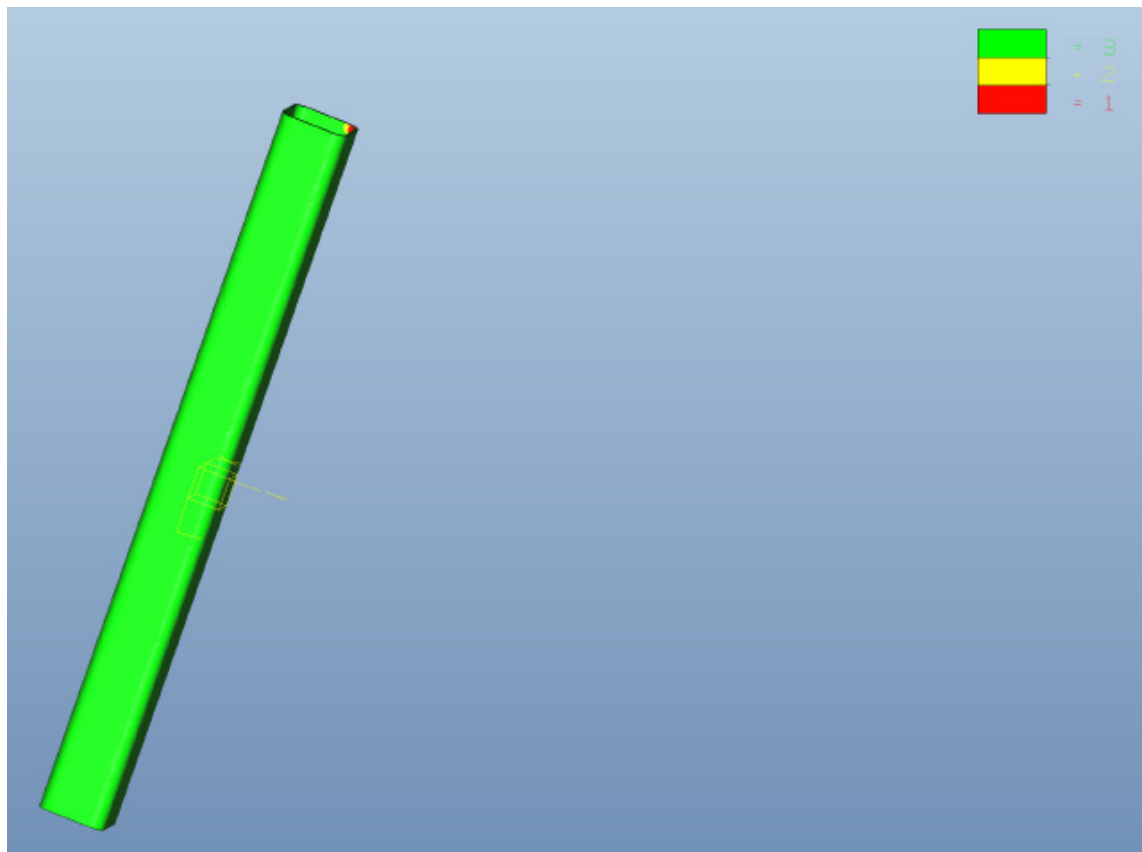


Kuva 14. Tukijalan FEM-analyysi: Suurin siirtymä

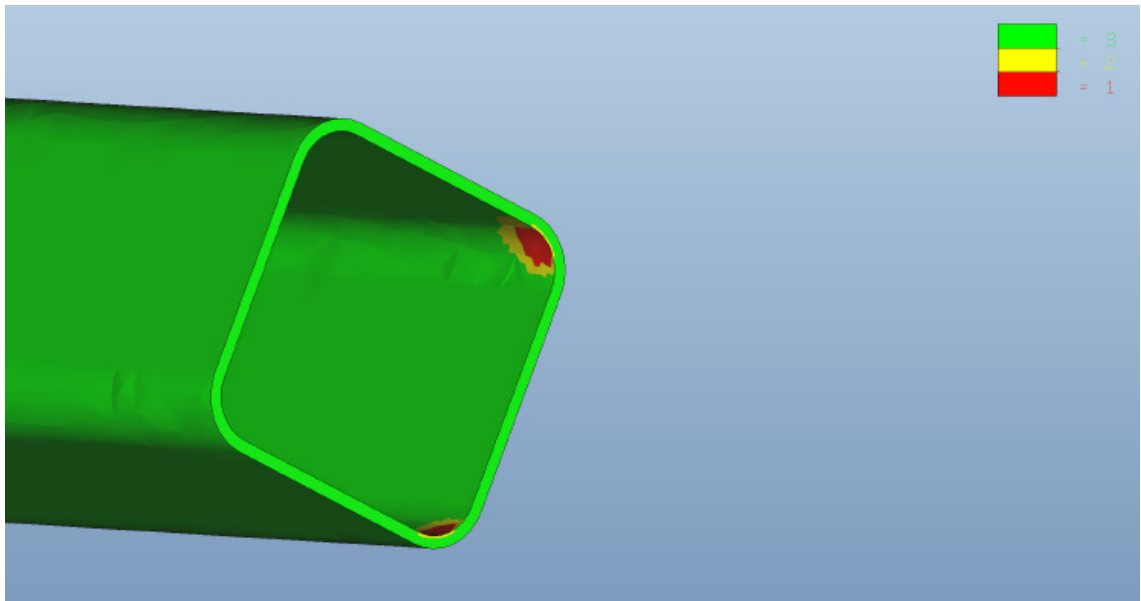
Kuormitustilanteesta tehtiin myös väsymisanalyysi. Vaatimusluettelossa oli asetettu toiveeksi 10 vuotta puomin eliniäksi. Arvioidaan, että kokenut kuski pystyy kaatamaan yhden puun kahdessa minuutissa ja työtä tehdään kahdessa kahdeksan tunnin vuorossa, saadaan vaihtelujen määrä 10 vuodessa seuraavasta kaavasta.

$$N_{kpl} = \frac{60 \text{ min/h}}{2 \text{ min/kaato}} * \left(8 \frac{\text{h}}{\text{pv}} * 2 \text{ vuoroa}\right) * 5 \text{ pv/vk} * 46 \text{ vk/a} * 10 \text{ a} = 1,1 * 10^6$$

Kaikki seuraavat väsymislujuuslaskut on suoritettu käyttämällä $1,1 * 10^6$ kpl Lepo-Maksimirasitus-vaihtelua kuvaamaan 10 vuoden työkäyttöä. Väsytykseen suoritettiin Von Mises vakiovääritysmisenergiyahypoteesin mukaan. Pinnat oli koneistettu kohtuullisesti ja materiaalina on niukkaseosteinen rakenneteräs (kuva 15 ja 16). Kuvasta voidaan huomata, että maahan päin kohdistuva voima aiheuttaa väsyttävää kuormaa palkin yläreunaan sisäpuolelle. Palkki kestää kuitenkin vähintään yhden suunnitellun eliniän kyseessä olevaa kuormitusta. Analyysi ilmoittaa väreinä varmuuden suunniteltuun koneen käyttöikään nähden.



Kuva 15. Tukijalan väsymisanalyysi



Kuva 16. Tukijalan väsymisanalyysi

4.4.2 Pienemmän palkin taivutus

Pienemmän palkin taivutustilanne käytiin läpi jo käsin laskien, jotta osattiin arvioida sopiva palkkikoko. Taivutustilanne on sama, mutta tukipisteiden tilalla on tehty erillinen pinta-alue, jotka kuvaavat liukupaloihin kohdistuvia voimia. Liukupalojen mitoiksi on valittu 60 mm x 90 mm. Liukupalojen koko laskettiin kaavasta:

$$\sigma = \frac{F_p}{A} \quad (11)$$

jossa

- σ = pinta-alaan muodostuva jännitys
- F_p =pinta-alaan kohdistuva voima
- A =pinta-ala.

$$\sigma = \frac{F_p}{A} = \frac{60000 \text{ N}}{(60 \text{ mm} * 90 \text{ mm})} = 11 \text{ Mpa}$$

Liukupalan materiaaliksi määrättiin polyeteeni (UHMW), jota yritys käyttää muihinkin tuotteisiinsa. Polyeteenin vetolujuus on 22 MPa, joten varmuuskerroin on 2 [17]. Liukupalan aiheuttama pintapaine ei myöskään uhkaa rakennemateriaalin myötölujuutta, koska:

$$n = \frac{R_e}{\sigma} \quad (12)$$

jossa

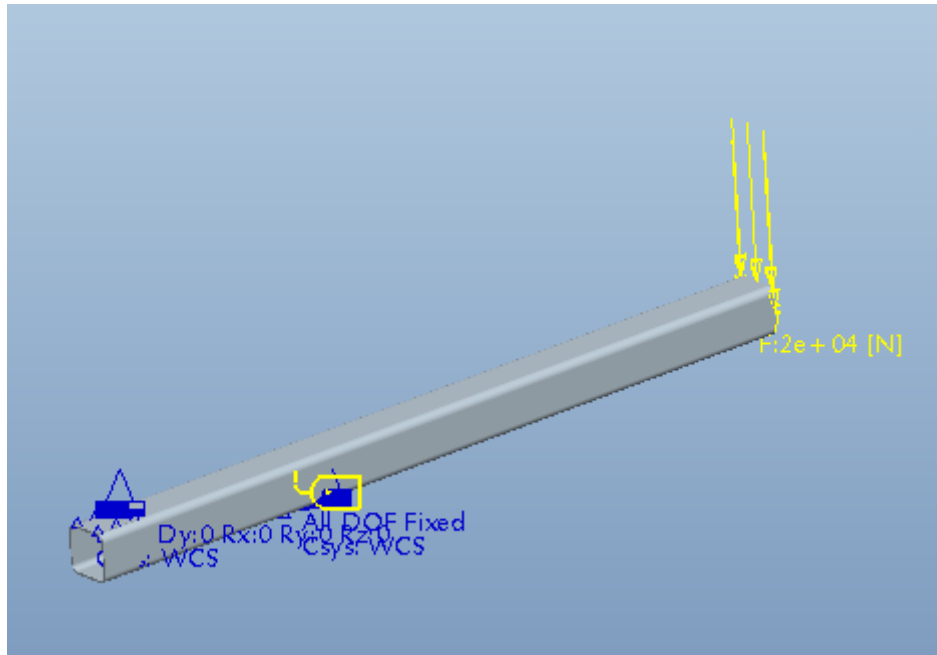
- n = varmuusluku
- R_e = valitun teräksen myötöraja
- σ = pinta-alaan kohdistuva jännitys.

$$n = \frac{R_m}{\sigma} = \frac{500 \text{ MPa}}{11 \text{ MPa}} = 45$$

Varmuus myötämisen suhteen on 45.

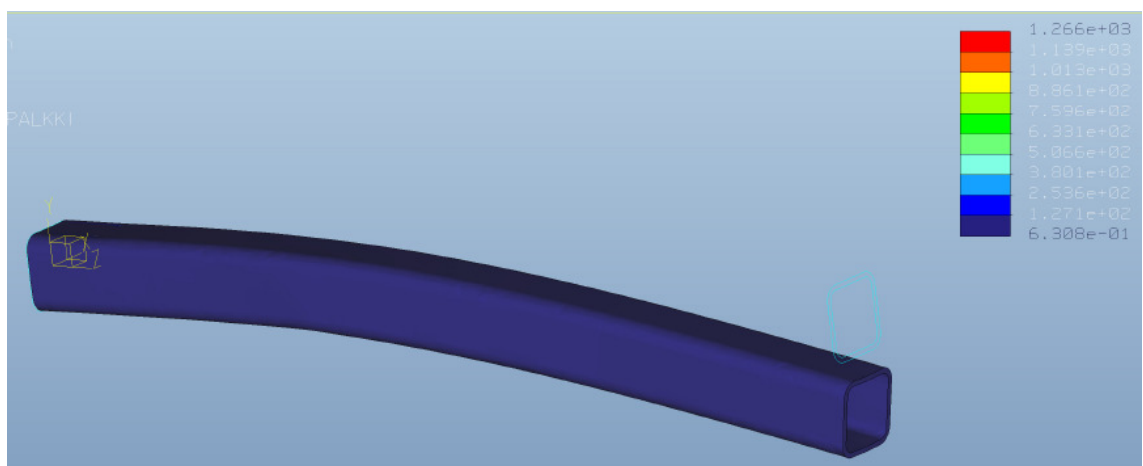
Takimmaisessa liukupalassa kaikkien suuntien pyöriminen on estetty, mutta palkin suuntainen liukuma on sallittu. Muut liukumat on lukittu. Keskellä olevassa liukupalassa kaikki suunnat on lukittu (kuva 17). Lujuuslaskentaohjelma ei voi laskea taivutustilannetta, jos vapausasteita on liikaa. Tähän keskimmäiseen liukupalaan kohdistuu myös suurin pintapaine, jonka mukaan palat on mitoitettu.

Palkkiin kohdistuu myös taivuttava kuorma, joka on sen palkin päässä, johon todellisuudessa kiinnittyy puominpää ja siihen liittyvä kuorma. Kuorman suuruus on 20000 N.

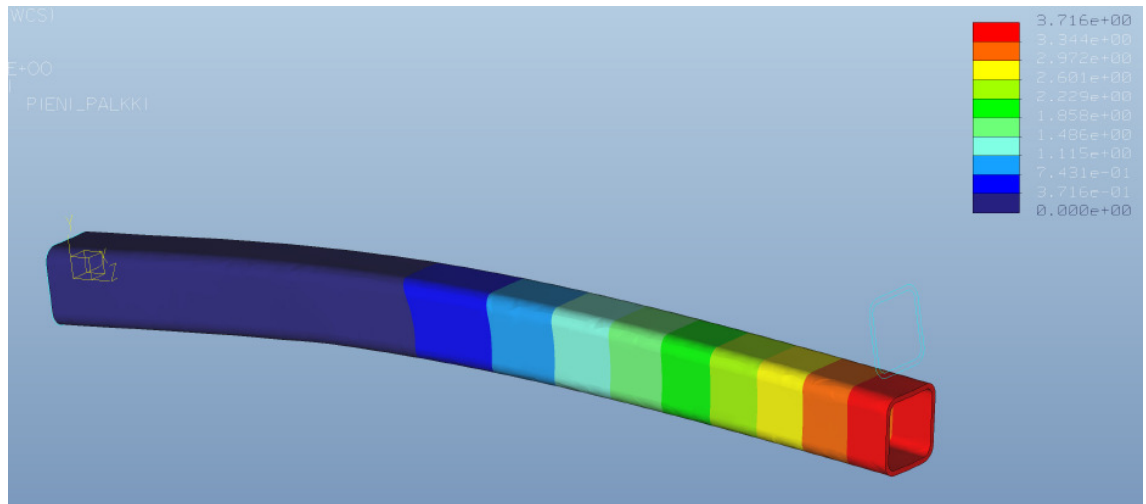


Kuva 17. Palkin taivutus

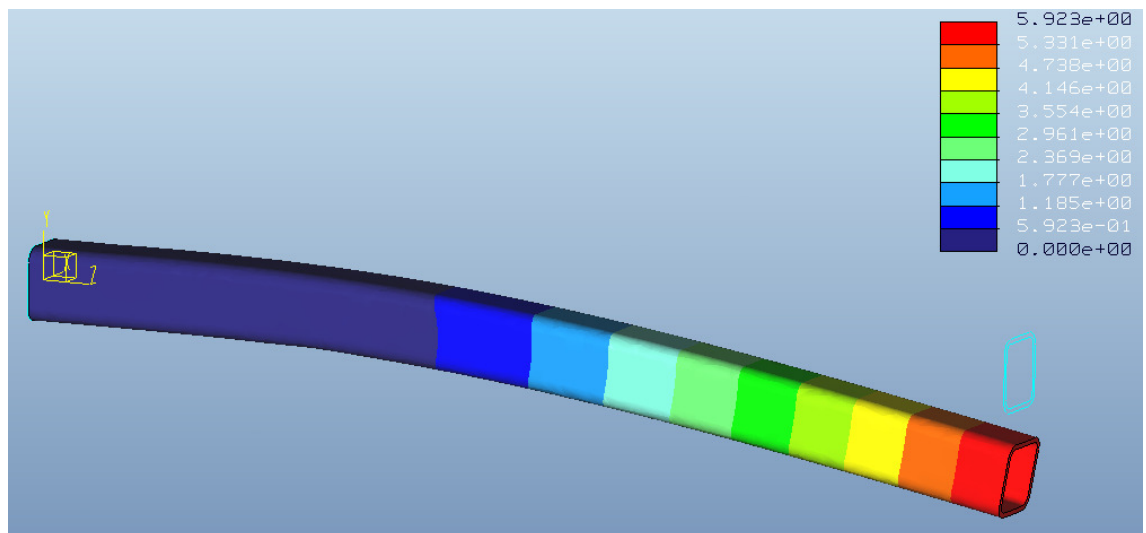
Laskennan jälkeen voidaan havaita, että taivutuksesta aiheutuvat jännitykset jäävät alle 130 MPa. Liukupalojen nurkkiin kohdistuvat suurimmat jännitykset, mutta niitä ei voida pitää luotettavina, koska paine jakaantuu koko palaan tasaisesti ja pala puristuu kasaan kuormituksessa (kuva 18). Tilanteen on tarkoitus simuloida maksimisiirtymää palkin liukuvalta osalta. Suurin siirtymä on palkin päässä ja se on 3,7 mm (kuva 19). Valmiissa tuotteessa palkki on 1700 mm pitkä puominpään kiinnityksellisistä syistä. Tällöin siirtymä nousee 5,9 mm (kuva 20).



Kuva 18. Pienemmän palkin FEM-analyysi: Suurin jännitys

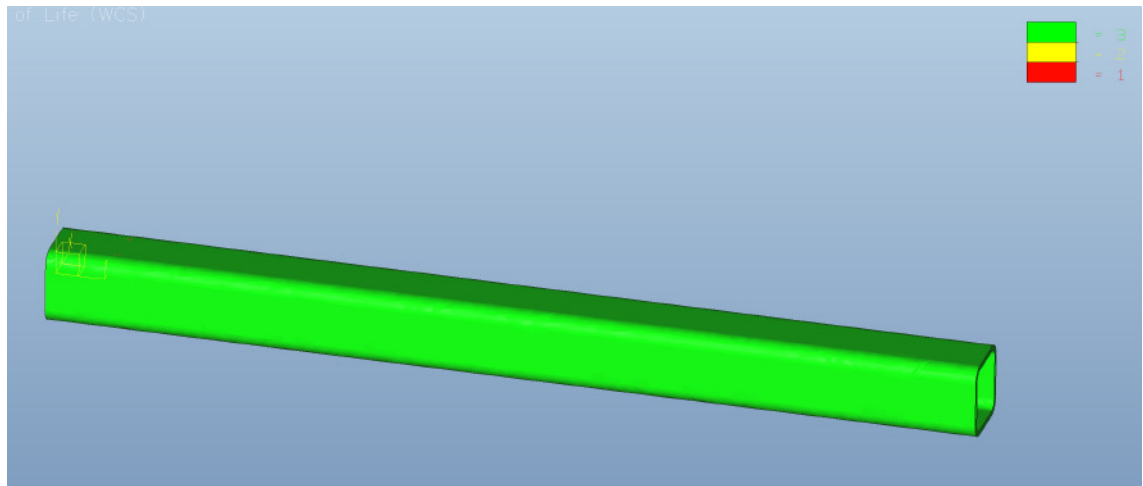


Kuva 19. Pienemmän palkin FEM-analyysi: Suurin siirtymä

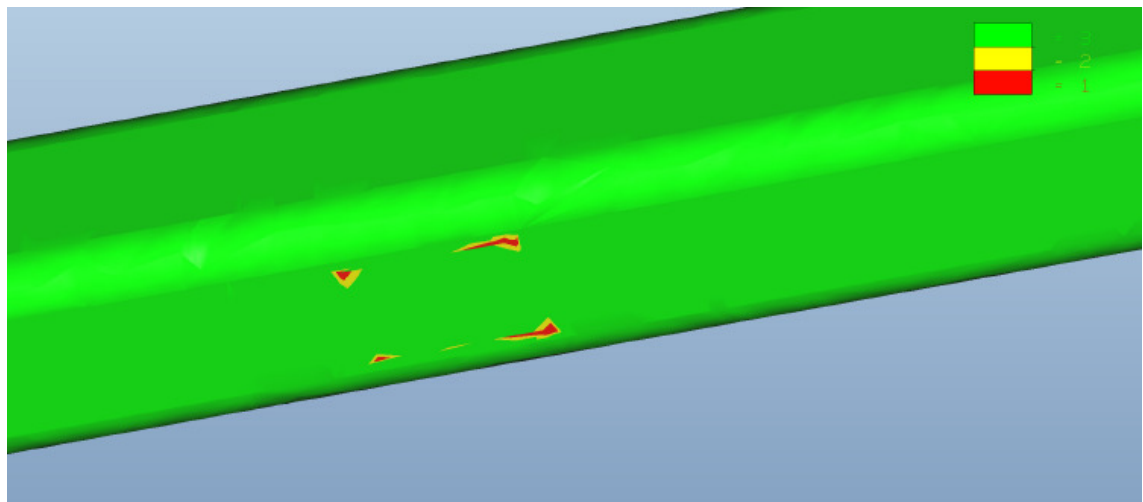


Kuva 20. Pienemmän palkin FEM-analyysi: Suurin siirtymä

Samaan kuormitustilanteeseen suoritettiin myös väsymislaskenta, koska oletettiin että tähän rakenneosaan kohdistuu suurin väsyttävä kuorma. Vaatimusluettelon toiveen mukaan puomin kestoksi haluttiin $1,1 \cdot 10^6$ kpl Lepo-Maksimirasitus-värähtelyä. Väsytykseen suoritettiin Von Mises -vakioväristymisenergiähypoteesin mukaan. Pinnat oli koneistettu kohtuullisesti, ja materiaalina on niukkaseosteinen rakenneteräs (kuva 22 ja 22).



Kuva 21. Pienemmän palkin väsymisanalyysi



Kuva 22. Pienemmän palkin väsymisanalyysi

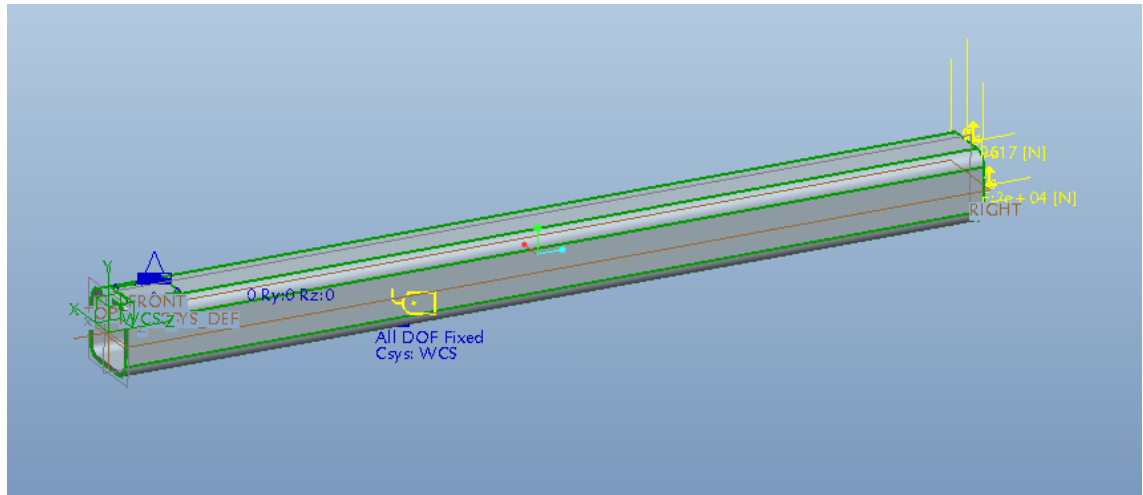
Kuvissa 21 ja 22 on merkitty väreillä väsymislujuutta eliniän suhteen. Punaisella merkityillä alueilla varmuus on 1. Kuvista voidaan myös huomata, että väsyttävää kuormitusta esiintyy vian liukupalojen nurkissa. Kuten aiemmassa taivutusanalyysissä, liukupalojen aiheuttamilla singulariteeteille ei ole merkitystä.

4.4.4 Pienemmän palkin taivutus törmäystilanteessa

Puunkaatotilanteessa on mahdollista, että kaivinkone törmää johonkin ajaessa tai siirrellessään puukuormaa. Tarkistetaan, ettei palkin myötöraja ylity tässäkään tilanteessa. Kaivinkone ajaa täydellä nopeudella kohdassa 4.3.3 esitetyllä tavalla

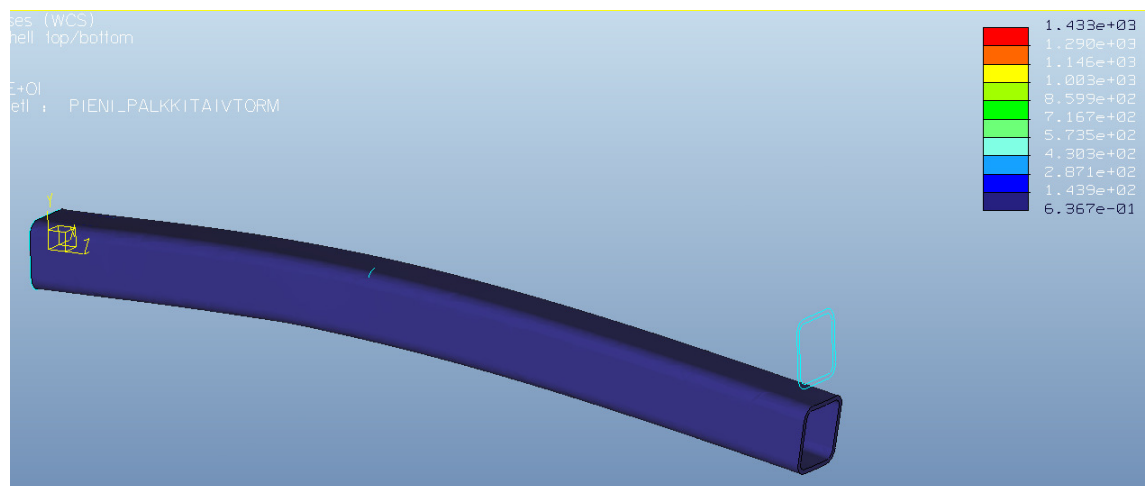
kiinteään esteeseen, josta aiheutuu 9617 N:n voima palkin pituus suuntaan.

Kuormitus tilanne on muuten edellistä vastaava mutta törmäyksestä aiheutuva voima on lisätty palkin päähän (kuva 23).



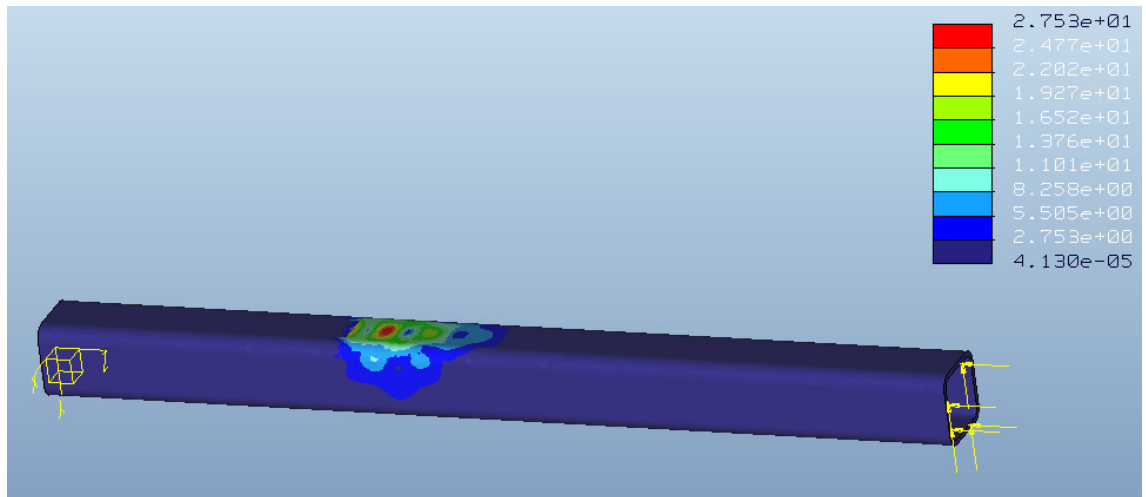
Kuva 23. Pienemmän palkin taivutus-törmäys tilanne

Analyysin jälkeen voidaan havaita, että jännitystilanne ei juuri poikkea aikaisemmasta kuormitustapauksesta (kuva 24).

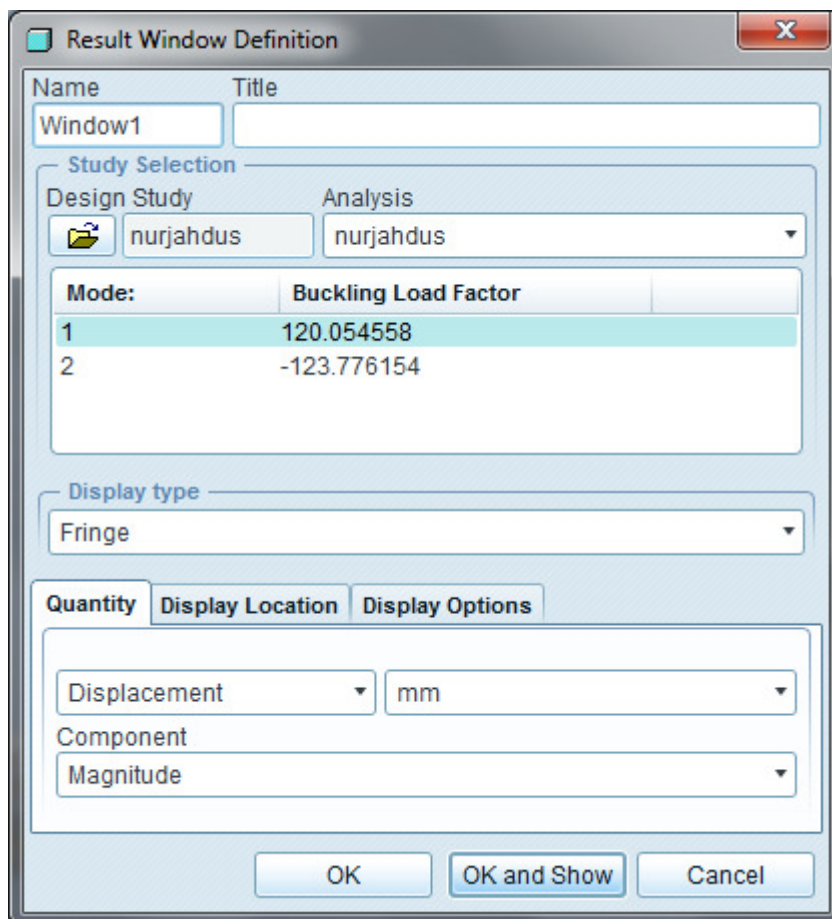


Kuva 24. Pienemmän palkin taivutus-törmäys-analyysi

Palkin pituus suuntaan kohdistuvalla törmäysenergialla on vaarana aiheuttaa palkin nurjahdus. Tätäkin tapausta tarkasteltiin lujuuslaskentaohjelmalla ja tuloksena saatiin varmuusluku nurjahdukselle. Varmuus on 120 (kuva 25 ja 26).



Kuva 25. Pienemmän palkin taivutus-törmäys-nurjahdusanalyysi



Kuva 26. Pienemmän palkin taivutus-törmäys-nurjahdusanalyysi: varmuuskerroin

4.4.5 Pienemmän palkin taivutus sivuttaistörmäystilanteessa

Liittyen edelliseen törmäystilanteeseen on kaivinkoneen myös mahdollista törmätä puuhun kabiinia kääntäessään. Näin ollen puomiin kohdistuu kuorman lisäksi sivuttaisvoimia. Tässä tapauksessa ei ole tarpeellista tarkastella nurjahdusta, koska palkkiin ei tule pitkittäisiä voimia. Lasketaan ensin pyörähdyksestä aiheutuva ratanopeus v_{rata} :

$$v_{rata} = r * \omega \quad (13)$$

jossa

- v_{rata} = puominpään ratanopeus
- r = kaivinkoneen ja puomin muodostaman ympyrän säde (kaivinkoneen ulottuma [7]. + puomin pituus kiinnityskohdasta kärkeen).
- ω = kaivinkoneen kulmanopeus (10 kier/min=0,17 rad/s) [7].

$$v_{rata} = r * \omega = 6910 \text{ mm} * 0,17 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 1175 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 1,18 \text{ m/s}$$

Lasketaan ratanopeudesta törmäyksen voima:

$$F_{törm.} * s = \frac{1}{2} m v_{rata}^2 = F_{törm.} = \frac{m v_{rata}^2}{2 * s} \quad (14)$$

jossa,

- $F_{törm.}$ = Törmäyksestä aiheutuva voima
- s = törmäysmatka (tässä tapauksessa vauhti hidastuu 1 m:n matkalla)
- m = maksimikuormitus (20000 N)
- v_{rata} = ratanopeus.

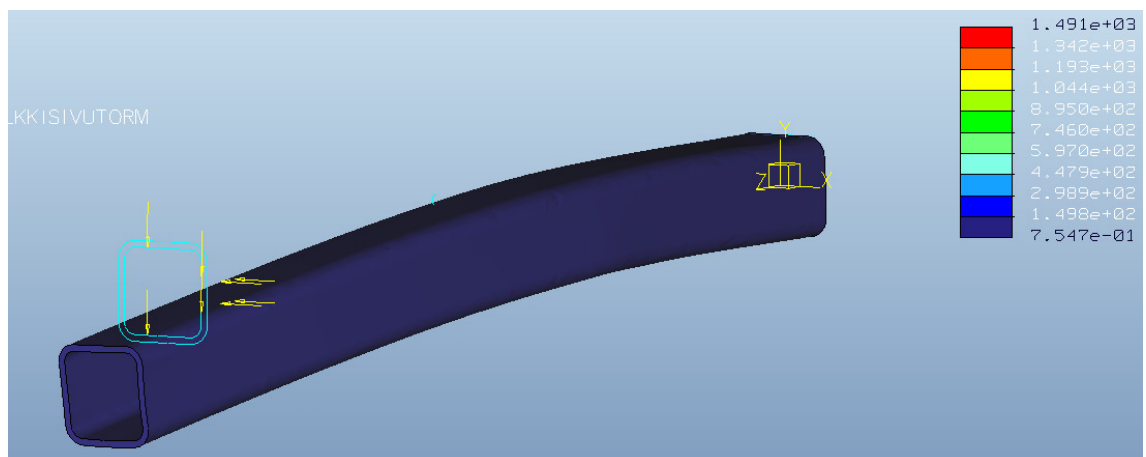
$$F_{törm.} = \frac{m v_{rata}^2}{2 * s} = \frac{20000 \text{ N} * (1,18 \text{ m/s})^2}{2 * 1} = 13924 \text{ N}$$

Asetetaan ratkaistu sivuttaistörmäysvoima analyysiin ja ajetaan analyysi läpi (kuva 28).



Kuva 28. Pienemmän palkin sivutörmäys-taivutustilanne

Analyysin jälkeen voidaan todeta, etteivät jännitykset ylitä sallittua rajaa. Liukupalojen aiheuttamia singulariteetteja ei oteta huomioon (kuva 29).

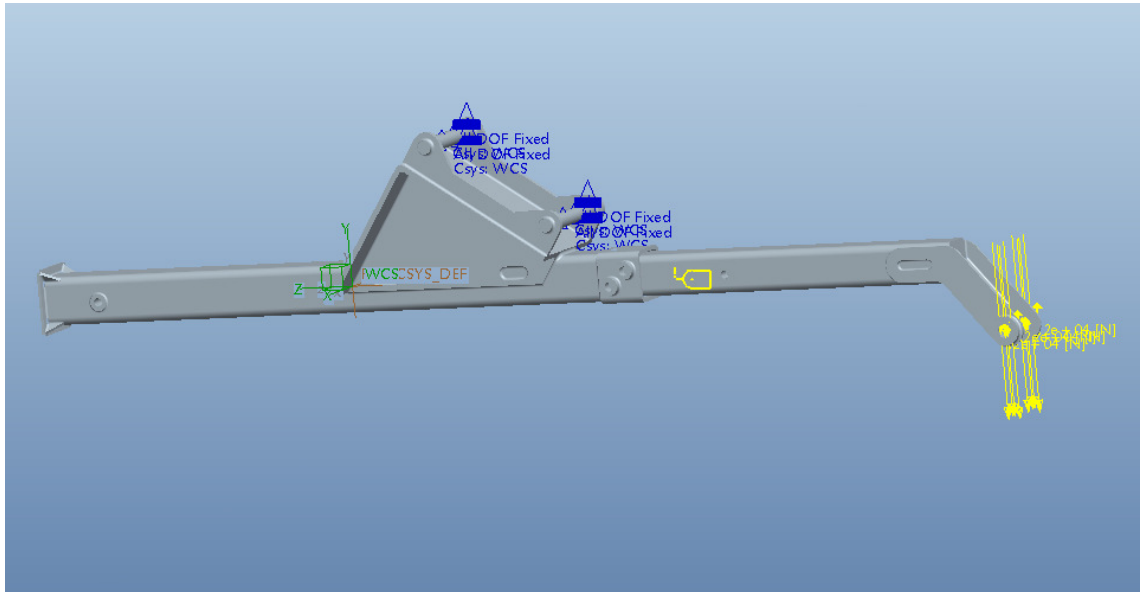


Kuva 29. Pienemmän palkin sivutörmäys-taivutusanalyysi

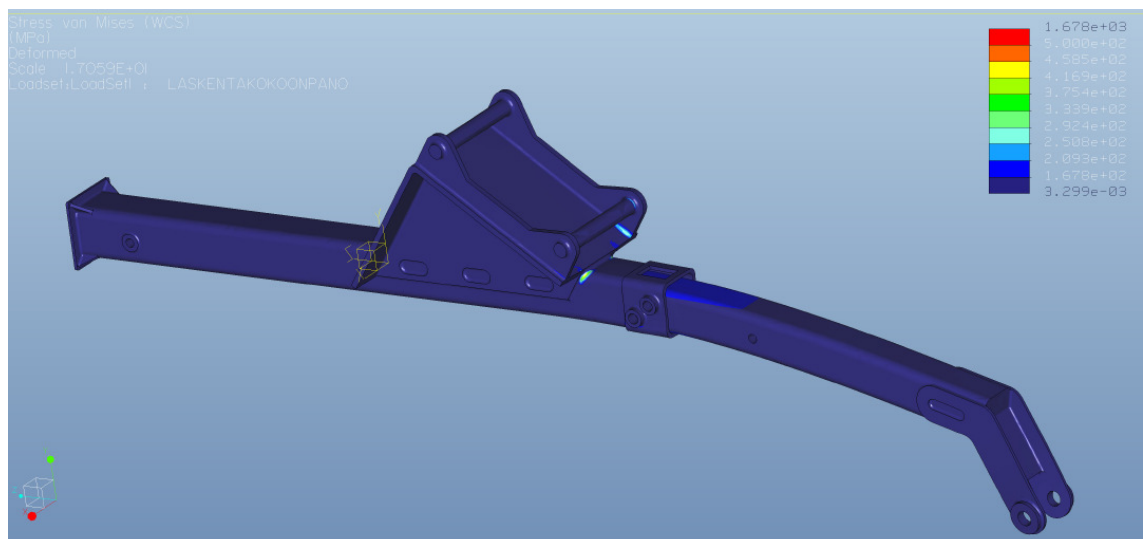
4.4.6 Kokoonpanokuormitus ja hitsaukset

Opinnäytetyön rajauksen vuoksi kiinnikkeiden ja sidososien laskenta suoritetaan kokonaisuudessaan lujuuslaskentaohjelmistolla, jolla samaten tarkastellaan hitsauksien kestävyyttä kuormitustilanteessa. Joissakin konstruktioratkaisuissa on otettu mallia huomattavasti isommasta Metsatracin valmistamasta jatkopuomista, koska vastaavan mallinen jatkopuomi ei jätä juuri varaa kovin erilaisille ratkaisuille toimintaa silmällä pitäen.

Hitsauksia kokoonpanolaskelmassa on noteerattu siten, että kappaleet on liitetty toisiinsa valittua a-mittaa vastaavalla pyörityksellä. Kuvassa 30 on havainnollistettu jatkoapuomiin kohdistuva todellinen kuormitus. Puomi on kiinnitetty joka suuntaan S45 kiinnikkeen pyöreistä akseleista ja kuorma puomin päässä kohdistuu alaspäin puomin ollessa vaakasuorassa. Laskussa jatke on ulkona.



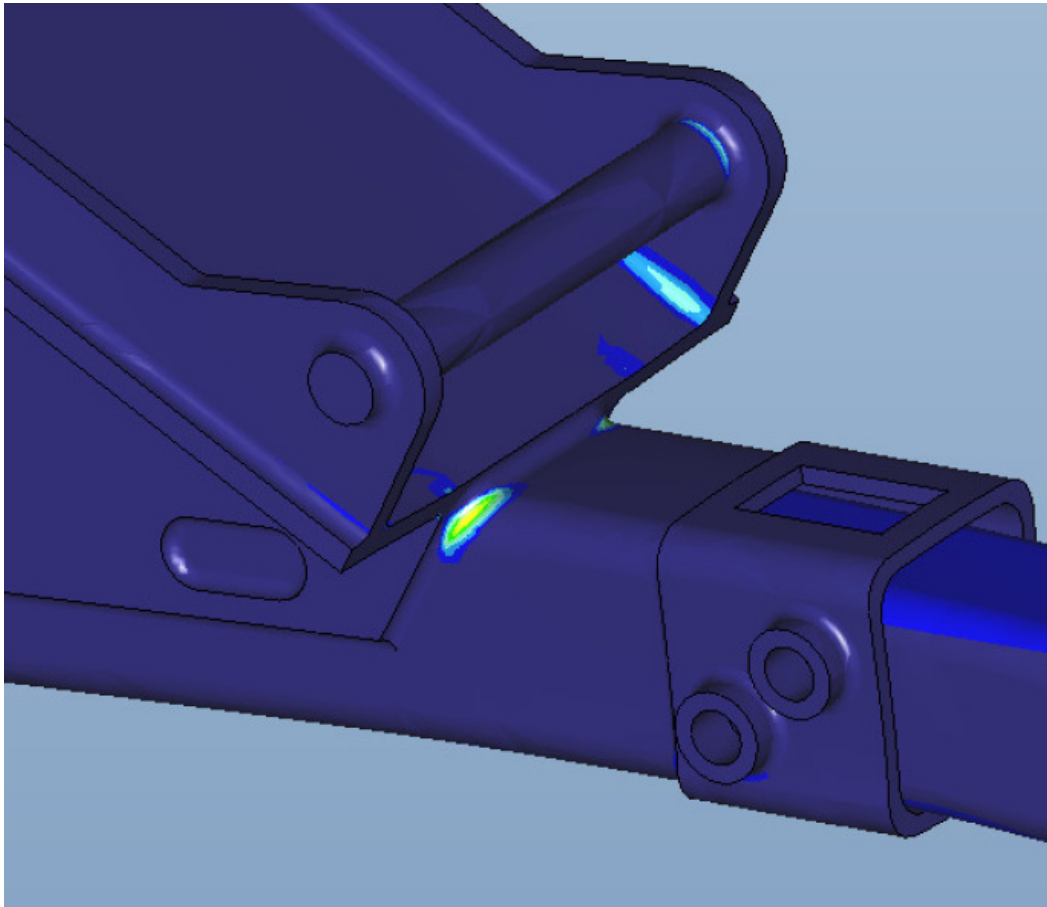
Kuva 30. Kokoonpano: Kiinnitykset ja kuormat



Kuva 31. Kokoonpano: Suurin jännitys

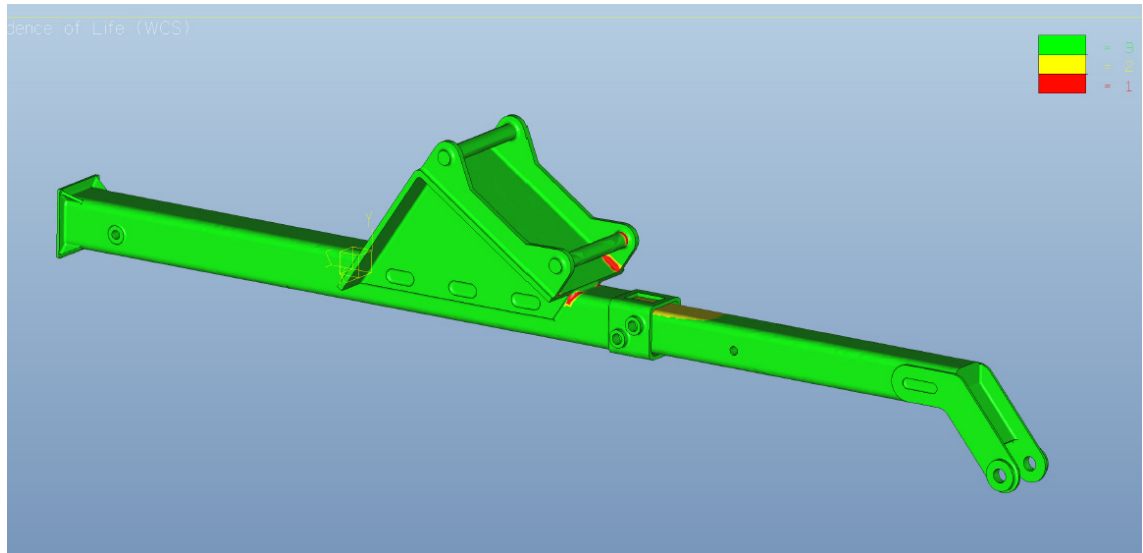
Kuvassa 31 ja 32 nähdään laskennan tulokset. Pois lukien liukupalojen singulariteetit suurin jännitys löytyy kiinnikkeen ja isomman palkin yhtymäkohdasta puomin

keskivaiheilta. Suurin jännitys tässä kohdassa ei nouse kuitenkaan yli 500 MPa, joka on merkitty kuvaan punaisella.



Kuva 32. Kokoonpano: Suurennus jännityskeskittymästä

Kokoonpanolle tehtiin myös väsymisanalyysi, josta voidaan huomata väsymislujouden olevan suurimmalla koetuksella samassa kohdassa kuin yllä olevassa kuvassa 25. Prototyypin koeajon jälkeen on vielä mahdollista suurentaa a-mitta kyseisellä alueella tai kasvattaa materiaalivahvuutta kiinnikkeissä, mikäli ilmenee hitsien väsymistä normaalin käyttöön aikana. Väsyttävää kuormitusta on mahdotonta ennustaa joten väsymisanalyysin tuloksia voidaan pitää hyväksyttävänä (kuva 33).

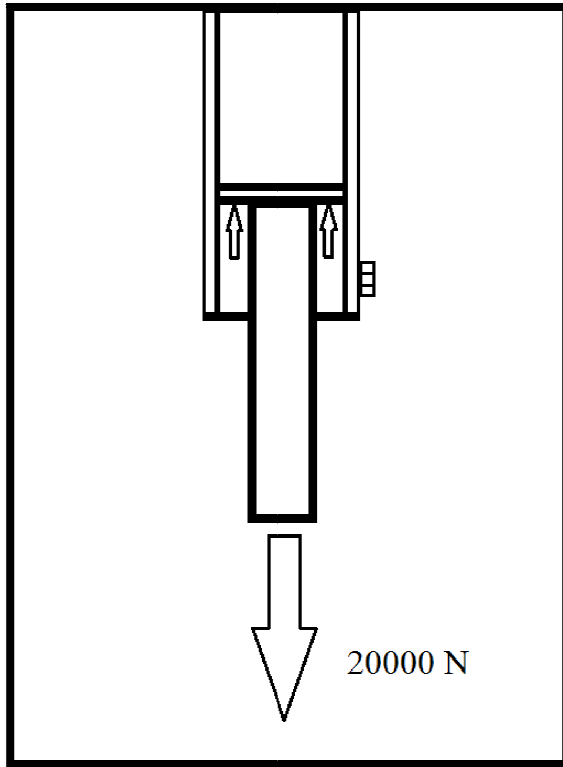


Kuva 33. Kokoonpano: Väsymisanalyysi

5 Hydrauliiikan mitoitus

5.1 Sylinterin mitoitus

Sylinterin mitoituksessa peruslähtökohtina käytettiin törmäyksestä aiheutuvaa voimaa ja kuorman nostokykyä. Törmäysvoiman ollessa kuitenkin erittäin pieni verrattuna nostokykyyn jälkimmäinen toimii mitoittavana tekijänä. Suurin mahdollinen rasitus sylinteriin tulee, kun puomin ajatellaan osoittavan maata kohti ja kuormana on maksimikuormitus 20000 N. Sylinterin sisällä öljy on männän ”väärällä” puolella, jossa paineeseen vastaava pinta-ala on huomattavasti pienempi kuin männän toisella puolella. Tästä syystä sylinteri liikkuu sisäänpäin hitaammin ja kykenee tuottamaan pienempiä voimia, joten mitoitus tehtiin tämän pinta-alan mukaan (kuva 34).



Kuva 34. Sylinterin maksimikuormitustilanne

Kaivinkoneen tiedoissa hydraulikkajärjestelmän maksimipaine oli rajoitettu 25 MPa. Sylinterin paine rajoitetaan 17,5 MPa, joka on keskimäärin sama kuin käytettävässä kourassa [18]. Painetasoa on mahdollista muuttaa tarpeen niin vaatiessa [19, s. 257]. Paineen alennus toteutetaan kuristimella. Tarvittava männän pinta-ala saadaan kaavasta:

$$p * \eta = \frac{F}{A_1} \rightarrow A_1 = \frac{F}{p * \eta} \quad (15)$$

jossa

- p = järjestelmän käyttöpaine
- F = tarvittava voima (20000 N)
- A_1 = tarvittava männän pinta-ala.
- η = hydraulinen hyötysuhde [19, s. 258].

$$A_1 = \frac{20000 \text{ N}}{16 \text{ MPa} * 0,9} \approx 1389 \text{ mm}^2$$

Lasketaan sylinterin männän puolen tarvittava pinta-ala, kun männän varsi vie osan männän tehollisesta pinta-alasta:

$$A_2 = \frac{\pi D^2}{4} \rightarrow D = \frac{2 * \sqrt{2 * A_2}}{\sqrt{\pi}} \quad (16)$$

jossa

- A_2 = männän pinta-ala.
- D = männän halkaisija.

$$D = \frac{2 * \sqrt{2 * A_2}}{\sqrt{\pi}} = \frac{2 * \sqrt{2 * 1389 \text{ mm}^2}}{\sqrt{\pi}} \approx 59,4 \text{ mm}$$

Valitaan sylinterin kooksi standardin mukaan 60/30 mm ja iskupituudeksi 1000 mm [20].

Lasketaan sylinterin nurjahdukseen tarvittava voima. Sylinterinvarsi on kiinteästi kiinni sylinterinpäässä ja nivelellä kiinni puomissa, joten nurjahdustapaus on Euler 1 ja nurjahduspituus on $1 * l_n$.

$$F_n = \frac{\pi^2 EI}{l_n^2} = \frac{\pi^2 * 210000 \text{ MPa} * \frac{\pi * (30 \text{ mm})^4}{64}}{1 * 1000^2 \text{ mm}} \approx 82409 \text{ N}$$

Tarkistetaan vielä, ettei sylinteri nurjahda, jos sylinterillä pusketaan sylinterin maksimikäyttöpaineilla kahden liikkumattoman esteen välissä. Suurin työntövoima, jonka sylinteri voi tuottaa, saadaan seuraavasta kaavasta:

$$p * \eta = \frac{F}{A} \rightarrow F = p * \eta * A \quad (15)$$

jossa

- p = sylinterin käyttöpaine
- F = suurin työntövoima
- A = männänvarren pinta-ala.
- η = hydraulinen hyötysuhde [19, s. 258].

$$F = p * \eta * A = 17,5 \text{ MPa} * 0,9 * \pi * 30^2 \text{ mm} = 44532 \text{ N}$$

Lasketaan varmuusluku nurjahtamisen suhteen:

$$n = \frac{F_n}{F} \quad (17)$$

jossa

- n = varmuuskerroin
- F_n = sylinterin nurjahdukseen tarvittava voima
- F = sylinterin suurin työntövoima.

$$n = \frac{F_n}{F} = \frac{82409 \text{ N}}{44532 \text{ N}} \approx 1,85$$

Varmuus sylinterin nurjahtamisen suhteen on 1,85.

Tarkistetaan vielä, ettei sylinterin varsi nurjahda törmäyksessä:

$$n = \frac{F_n}{F_{\text{törm.}}} \quad (18)$$

jossa

- n = varmuuskerroin
- F_n = sylinterin nurjahdukseen tarvittava voima
- $F_{\text{törm.}}$ = törmäyksestä aiheutuva voima.

$$n = \frac{82409 \text{ N}}{9617 \text{ N}} \approx 8,6$$

Varmuus sylinterinvarren nurjahtamisen suhteen törmäyksessä on 8,6.

5.2 Putkien mitoitus

Sylinterin halutaan liikkuvan ulospäin 0,2 m/s. Sylinteri liikkuu hieman nopeammin sisäänpäin tilavuuden ollessa männän varrenpuolella hieman pienempi. Lasketaan sylinterin vaatima tilavuusvirta kaavasta:

$$q = v * A \quad (19)$$

jossa

- q = tilavuusvirta (m^3/s)
- v = liikenopeus (m/s)
- A = männän pinta-ala (m^2).

$$q = 0,3 \text{ m/s} * \frac{\pi * 0,06^2 \text{ m}^2}{4} = 0,000848 \text{ m}^3/\text{s} \approx 50,9 \text{ l/min}$$

Kaivinkoneen lisähydrauliikan tuotto on 102,5 l/min [7]. Valitaan putkien virtausnopeudeksi 4 m/s.

$$d = 2 * \sqrt{\frac{q}{\pi * v}} \quad (20)$$

jossa

- d = putken sisähalkaisija (m)
- q = tilavuusvirta
- v = virtausnopeus putkessa.

$$d = 2 * \sqrt{\frac{8,48 * 10^{-4}}{\pi * 4}} \approx 0,016 \text{ m}$$

Valitaan putkeksi sisähalkaisijaltaan 16 x 2 mm SFS 2230 -hydrauliikkaputki. Tarkistetaan vielä virtauksen laminaarisuus:

$$Re = \frac{v * d}{\nu} \quad (21)$$

jossa

- Re = Reynoldsin luku
- d = virtauspoikkipinnan sisähalkaisija
- v = keskimääräinen virtausnopeus.
- ν = kinemaattinen viskositeetti ISO VG 32 ($32 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) [19, s. 117].

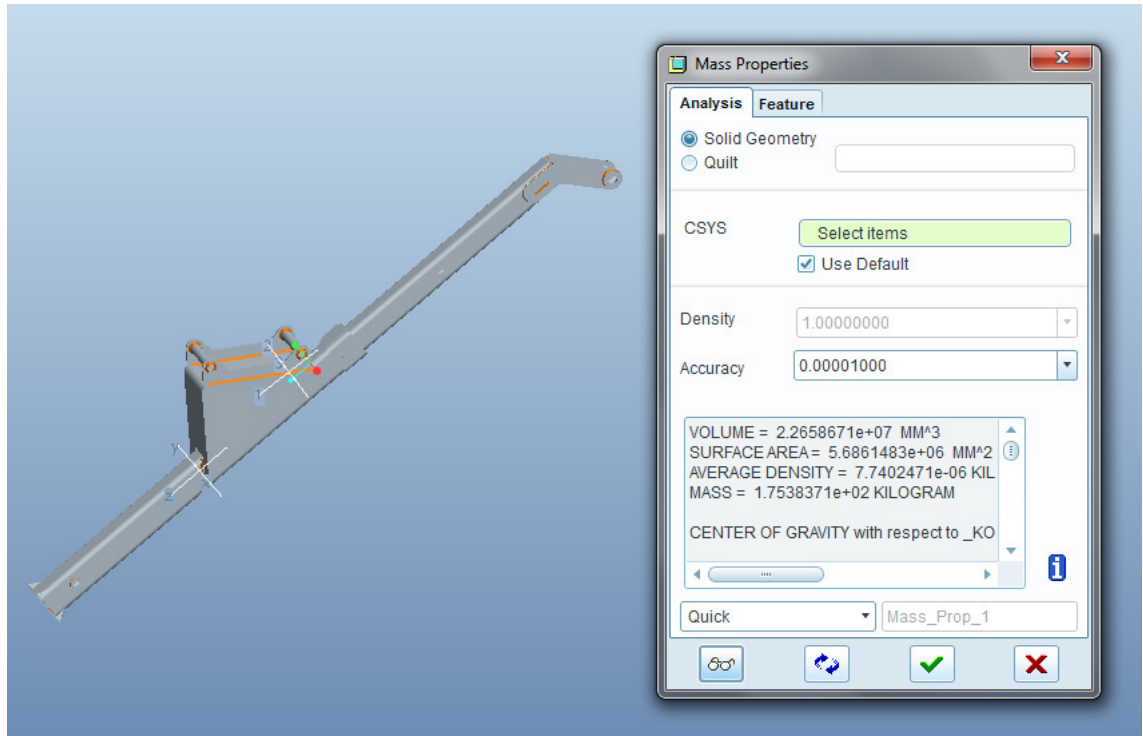
$$Re = \frac{0,4 \text{ m/s} * 0,016 \text{ m}}{32 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 2000 \leq 2000$$

Re –arvon ollessa alle 2000 virtaus on laminaarista.

6 Kustannusvertailu

Tehtävänasettelu-osiossa luotiin suunniteltavalla tuotteelle vaatimusluettelo. Yhtenä kohtana vaatimusluettelossa oli tuotteen edullisuus. Tässä tapauksessa tuote päätettiin suunnitella Optim 500 MH -teräksestä. Tuotteen materiaalikustannusvertailu on vain suuntaa antava johtuen hintojen epätarkkuudesta ja osien kokojen muutoksista eri materiaaleista toteutettuna. Hintojen epätarkkuus johtuu lähinnä siitä, että hinta perustuu tilauserän kokoon, teräksen maailmanmarkkinan hintaan sekä materiaalin saatavuuteen. Hinnat ovat siis arvioita Ruukki Oyj:n myyntiosastolta.

Mallinnusohjelmasta voidaan hakea suoraan kokoonpanopiirustukselle kokonaisuudessa, kun materiaalit on määritelty jokaiseen työkappaleeseen. Ohjelma ilmoittaa kappaleen massaksi noin 175 kg. (kuva 35).



Kuva 35. Jatkopuomin kokonaismassa

Materiaalikustannukset muodostavat aika pienen osan lopputuotteen hinnasta. Hinnasta puuttuvat vielä työnosuus, hydraulikkaosat, mahdolliset alihankintaosat, kate ja hitsauskustannukset (taulukko 4).

Taulukko 4. Materiaalikustannukset

Teräslaatu	Kilohinta	Kokonaismateriaalikust.
S355J2H (Ruukki)	noin 1,00 €/kg [11].	noin 175 €
Optim HS 500 MH (Ruukki)	noin 1,25 €/kg [11].	noin 219 €
Optim HS 700 MH (Ruukki)	noin 1,50 €/kg [11].	noin 263 €
Optim HS 900 QH (Ruukki)	noin 1,75 €/kg [11].	noin 350 €

Materiaalikustannusten hinnan kasvua voidaan verrata painonsäästöön pelkästään palkkien osalta, kuten kohdassa 4.3.2, jolloin 5 kilogramman painonsäästö maksaa noin 175 €. Tämän lisäksi hitsattavuus ja työstettävyys kärsivät lujemmilla teräksillä, ja palkkikoko suurenee huomattavasti. Tämä voi hankaloittaa puomin käyttöä pienimmillä kaivinkoneilla.

7 Pohdinta

Tavoitteena opinnäytetyössä oli luoda kevyt jatkopuomi, joka toisi puunkorjuumahdollisuuden myös pienempien kaivinkoneiden käyttäjille. Vaatimusluettelon tavoitteita ajatellen suunniteltu tuote täyttää kaikki vaatimusluettelossa sille esitetyt vaatimukset. Joissakin vaatimuksissa päästiin paljon parempiin tuloksiin mitä vaatimusluettelo olisi edellyttänyt esimerkiksi kokonaisuudessa. Vaikka työssä ei varsinaisesti keksitty mitään uutta tuotealan kehityksen kannalta, on tutkimuksesta varmasti hyötyä sekä myyjälle että ostajalle. Esimerkiksi valmistuskustannuksia saadaan lähes aina pienennettyä hyvinkin vähäisellä tutkimuksella ja mitoituksella. Työn aikana tutustuin ennestään tuntemattomiin konetekniikan osa-alueisiin esimerkiksi koneelliseen väsymislaskentaan sekä pääsin hyödyntämään niitä työssäni. Jatkopuomin todellinen tarve antoi hyvin motivaatiota suorittaa opinnäytetyö loppuun saakka täydellä panoksella ja myös pakotti ottamaan huomioon todelliset tavoitteet lopputuotteen toteutuksessa. Päälimmäiseksi uudeksi asiaksi mieleen jäi lujuuslaskentaohjelman käytön soveltaminen todelliseen työtarkoitukseen.

Opinnäytetyö prosessina oli itselleni aivan uudenlainen kokemus ja haaste. Aiemmin en ole törmännyt vastaavanlaiseen kokonaisuuteen, jonka vastuu on niin suurelta osin omilla hartioilla. Toisaalta vastuu antaa aivan erityislaatuista vapautta viedä tutkimusta haluamaansa suuntaan ja kehittyä ihmisenä tutkimuksen ohessa. Opinnäytetyön aiheen mallisissa suunnittelutehtävissä vastuu jakautuu aina lähes kahteen osaan, jotka ovat rahallinen ja turvallisuudellinen vastuu. Rahallisella vastuulla tarkoitan sitä, että suunnittelussa joutuu kantamaan vastuun, ettei firmalle koidu tappioita huonosta suunnittelusta. Turvallisuudella tarkoitan taas loppukäyttäjän turvallisuutta, että tuote ei ole vaarallinen itse käyttäjälle. Loppujen lopuksi koen kuitenkin selvinneeni molemmista kunnilla ja näin olleen koen olevani myös kypsä suunnittelemaan kokonaisia tarvittaessa yksinkin.

Opinnäytetyö oli suhteellisen laaja, enkä siksi kerinnyt paneutua kaikkiin yksityiskohtiin täydellä tarkkuudella. Työssä ilmenee kuitenkin vastaavanlaisen suunnittelutehtävän periaatteelliset vaiheet. Materiaalivalinnalla oli alusta alkaen suuri

merkitys työn etenemiseen, ja koen valinnan onnistuneen hyvin varhaisessa vaiheessa, vaikkei optimaalisinta painoa saavutettukaan. Toisaalta painossa hävitty osa todennäköisesti voitettiin valmistusprosessin hinnassa ja väsymislujuudessa. Valmistuskustannuksetkin ovat varmasti pienemmät, koska materiaali on ennestään tuttu yritykselle eikä tuota erikoisjärjestelyjä valmistuksen tai hitsauksen suhteen. Materiaali on myös ennestään tuttu itselleni, joten laskelmia ja johtopäätöksiä voidaan pitää siten hieman luotettavampina. Uuden materiaalin hyödyntäminen omanalan työtehtävissä vaatii lähes poikkeuksetta useampia kokeiluja ja pitkä aikaista kokemusta, ennen kuin saavutetaan optimaalisimpia ratkaisuja.

Koulussa tarjottuja kursseja ajatellen tärkeimpinä pidin metsäteknologiaopintoja, koska ne toivat esille erityisesti metsäkoneissakin käytettyä puomirakennetta. Lujuusoppi ja FEM-laskenta näyttelivät myös suurta osaa opinnäytetyössäni. Ennen kuin jatkopuomin prototyyppi valmistuu ja pääsee testivaiheeseen, on hieman vaikeaa arvioida onnistumista kaikilla osa-alueilla. Opinnäytetyö on tavallaan aloitus laukaus pidemmälle prosessille, josta loppu tulemana on tarkoitus saada toimiva tuotekokonaisuus ja ehkä hieman kokemusta suunnittelijan korvien väliin.

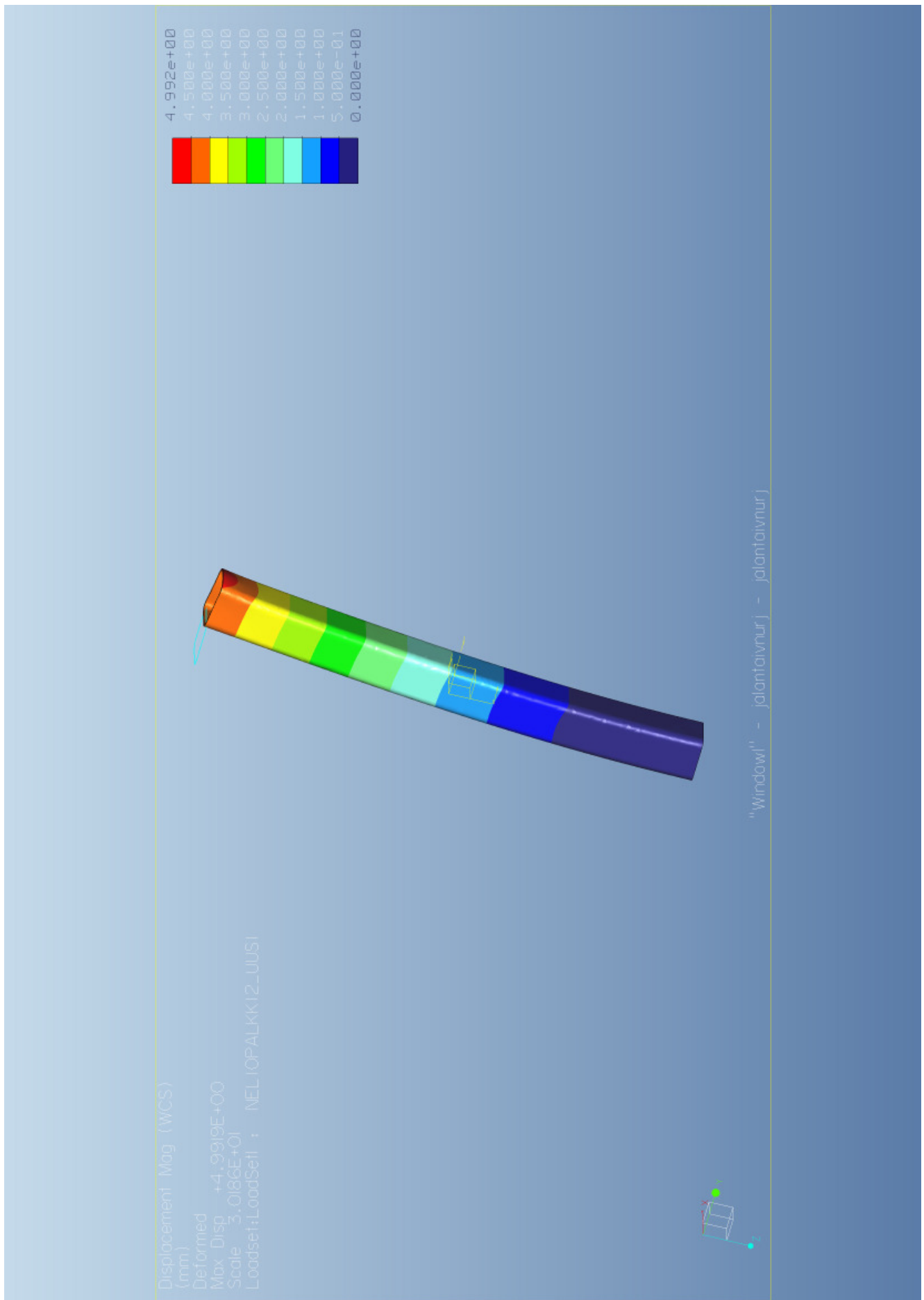
Jos aloittaisin saman tehtävän tekemisen alusta eri lähtöarvoilla, valitsisin heti aluksi materiaalin, josta tuote valmistetaan. Keskittyisin myös paljon laajemmin muitten osien painon optimointiin, muodostavathan ne suurimman osan lopputuotteen painosta. Harkitsisin myös CE-hyväksynnän hankkimista laitteelle, koska asiakkaat antavat sille painoarvoa ostotilanteessa.

Lähteet

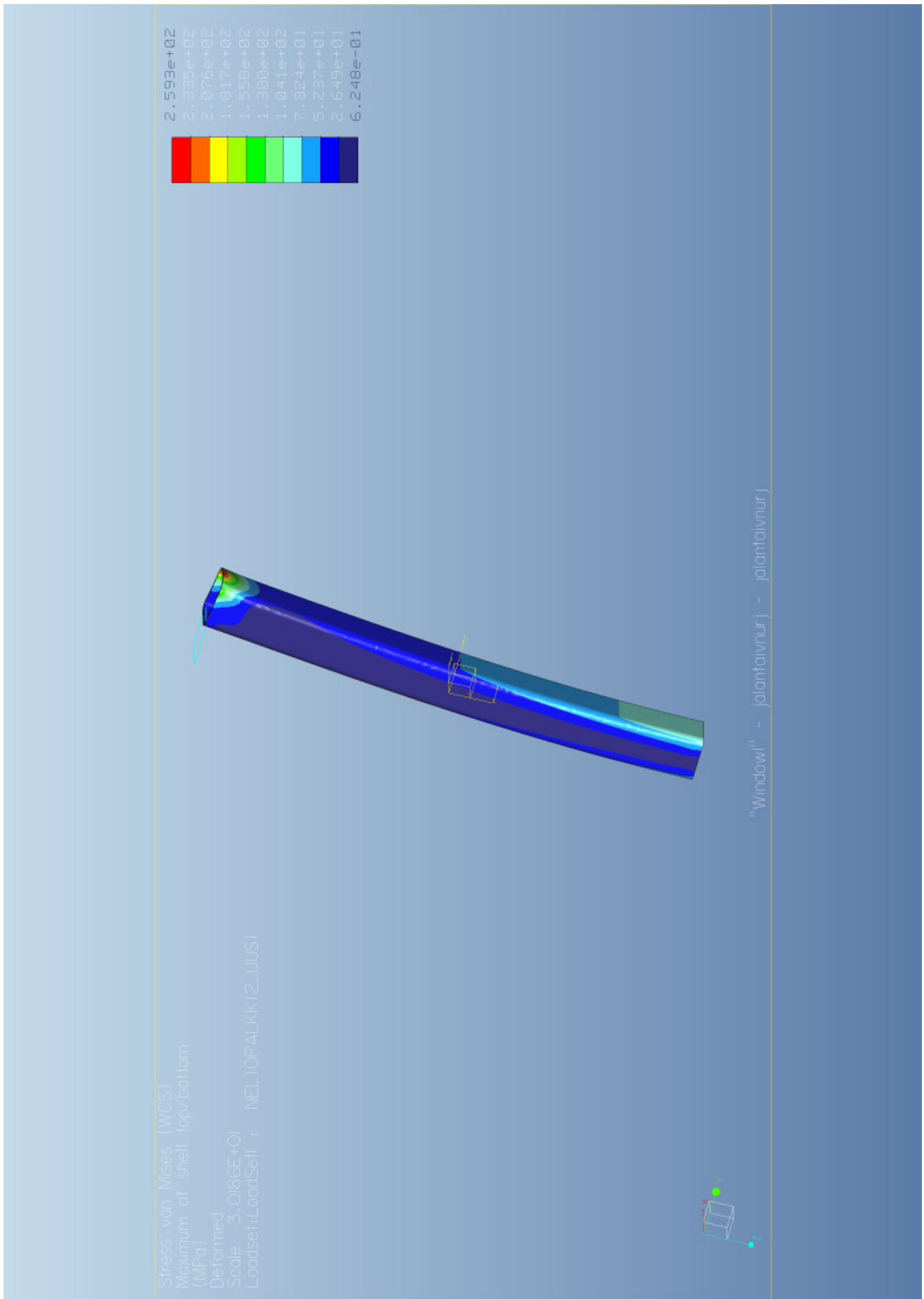
1. Pentin Paja Oy:n verkkosivut. Mediatiedote. Päivitetty 16.9.2009.
<http://www.pentinpaja.fi/fi/ajankohtaista/mediatiedote-16092009/> 19.4.2011
2. TE-Keskuksen verkkosivut. Päivitetty 24.11.2009
<http://www.te-keskus.fi/Public/?ContentID=28826&NodeID=10531&area=7647>
19.4.2011
3. Pahl, G. & Beitz, W. 1990. Koneensuunnitteluoppi. 2. painos. Helsinki: Metalliteollisuuden Kustannus Oy
4. Tuomaala, J. 1995. Luova koneensuunnittelu. Jyväskylä: Gummerus Kirjapaino Oy
5. Partanen, P. 2011. Luennot ja luentomoniste. Pohjois-Karjalan Ammattikorkeakoulu. CAE/FEM.
6. Häikiö, J. 2011. Pentin Paja Oy:n kuvamateriaalin käyttöoikeus
7. Volvo Group. Tuotetietoja. http://www.volvo.com/NR/rdonlyres/F773A4B1-8B4C-430F-BEAC-010E800EDFA1/0/V_EC50_211_1104_1999_12.pdf
2.3.2011
8. Finn-Rotor Oy. Tuotetietoja. <http://shop.finn-rotor.fi/tuote/5/fr-10-a> 5.3.2011
9. Finn-Rotor Oy. Tuotetietoja. <http://shop.finn-rotor.fi/tuote/172/riipuke-fr-7-otyyppe> 5.3.2011
10. Yli-Marttila, M., Järvenpää, J., Kivinen, P., Hämäläinen, V., Marjamäki, H. 2004. Valtion Teknillinen Tutkimuslaitos VTT. http://www.vtt.fi/inf/julkaisut/muut/2004/tutkimusraportti_nostoapu_1.pdf 19.4.2011
11. Myyntiosaston palvelupiste. Ruukki Oyj. puhelin haastattelu 19.4.2011
12. Rautaruukki Oyj:n verkkosivut. Tuotetietoja. <http://www.ruukki.fi/Tuotteet-jaratkaisut/Terastuotteet/Hollow-sections/Nelionmuotoiset-rakenneputket/Nelionmuotoiset-HS-S355J2H--ja-S235JRH-rakenneputket>
2.3.2011
13. Rautaruukki Oyj:n verkkosivut. Tuotetietoja. <http://www.ruukki.fi/Tuotteet-jaratkaisut/Terastuotteet/Hollow-sections/Nelionmuotoiset-rakenneputket/Nelionmuotoiset-Optim-HS-500-MH--rakenneputket> 2.3.2011
14. Rautaruukki Oyj:n verkkosivut. Tuotetietoja. <http://www.ruukki.fi/Tuotteet-jaratkaisut/Terastuotteet/Hollow-sections/Nelionmuotoiset-rakenneputket/Nelionmuotoiset-Optim-HS-700-MH--rakenneputket> 2.3.2011
15. Rautaruukki Oyj:n verkkosivut. Tuotetietoja. <http://www.ruukki.fi/Tuotteet-jaratkaisut/Terastuotteet/Hollow-sections/Nelionmuotoiset-rakenneputket/Nelionmuotoiset-Optim-HS-900-QH--rakenneputket> 2.3.2011
16. Blom, S., Lahtinen, P., Nuutio, E., Pekkola, K., Pyy, S., Rautiainen, H., Sampo, A., Seppänen, P., Suosara, E. 1999 Koneenelimet ja mekanismit. 4. painos Helsinki: Edita Oy Ab.
17. Aikalon Oy. Tuotetietoja. <http://www.aikalon.fi/tuotteet.php?cat=4&id=20&tuote=ps-1000> 2.3.2011
18. Pentin Paja Oy. Tuotetietoja. http://www.pentinpaja.fi/app/prodinfo/view_product/-/id//pid/63 14.4.2011
19. Keinänen, T., Kärkkäinen, P. 2000. Hydrauliiikka ja pneumatiikka: koneautomaatio 1. 2. painos. Porvoo: WS Bookwell Oy.
20. Isojoen Konehalli Oy. Tuotetietoja. http://www.ikh.fi/~ikh/ikh2007/layout/dokumentit/1254992904-T8_hydrauliiikka_ja_pneumatiikka.pdf 23.3.2011

Ulkomitat H x B mm	Seinämän paksuus (T) mm / Paino kg/m				
	3	4	5	6	
50 x 50	4				2,50 x T
60 x 60	4.94				2,79 x T
70 x 70	5.89				3,08 x T
80 x 80		8.79			3,38 x T
90 x 90		10.05			3,67 x T
100 x 100		11.3			3,96 x T
110 x 110		12.56			4,25 x T
120 x 120		13.81	16.88	19.78	4,54 x T
140 x 140			20.02	23.55	4,83 x T
150 x 150			21.59	25.43	5,13 x T
160 x 160			23.16	27.32	5,42 x T
180 x 180				31.08	5,71 x T
200 x 200				34.85	6,00 x T

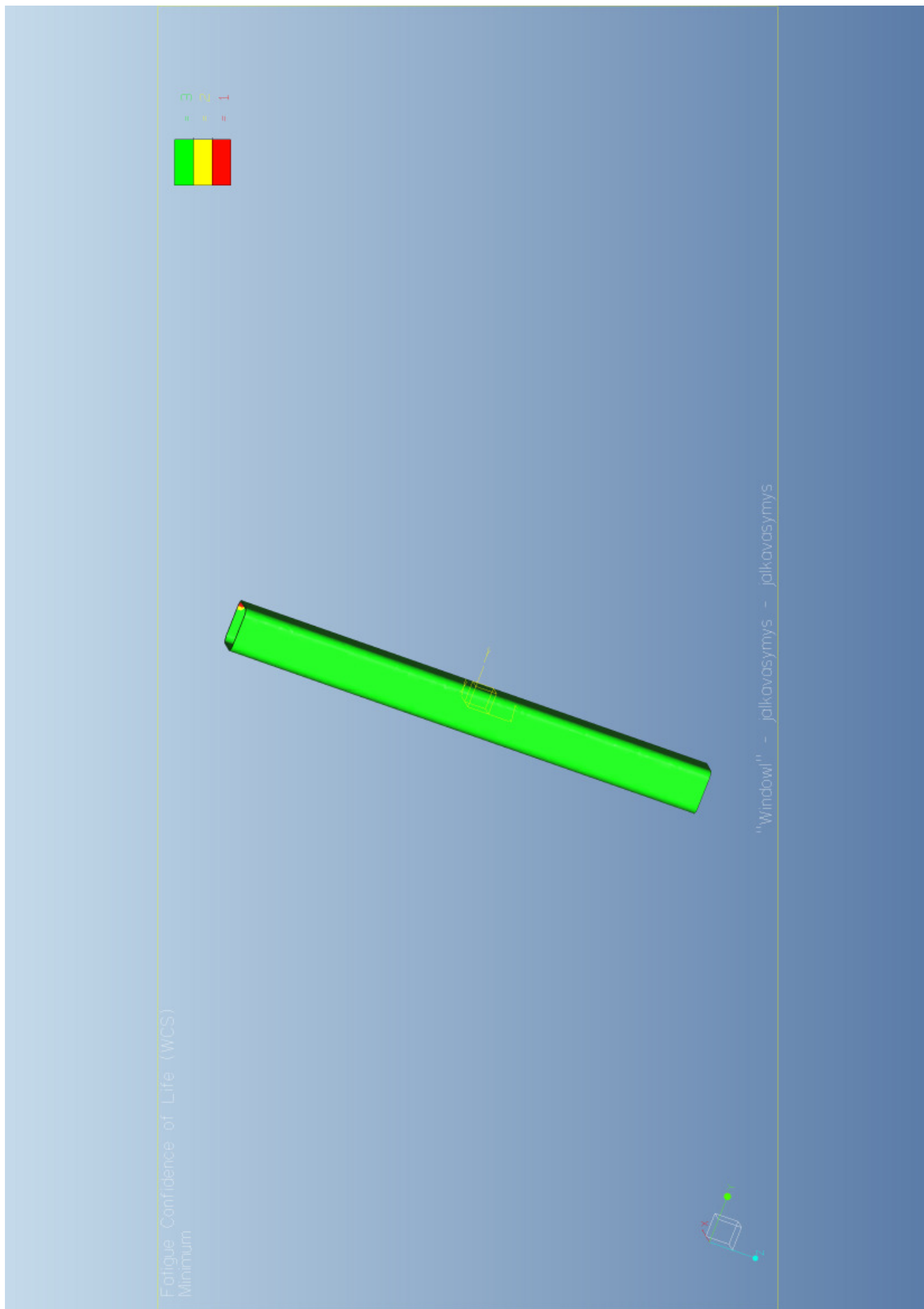
Tukijalan FEM-analyysi: Suurin siirtymä



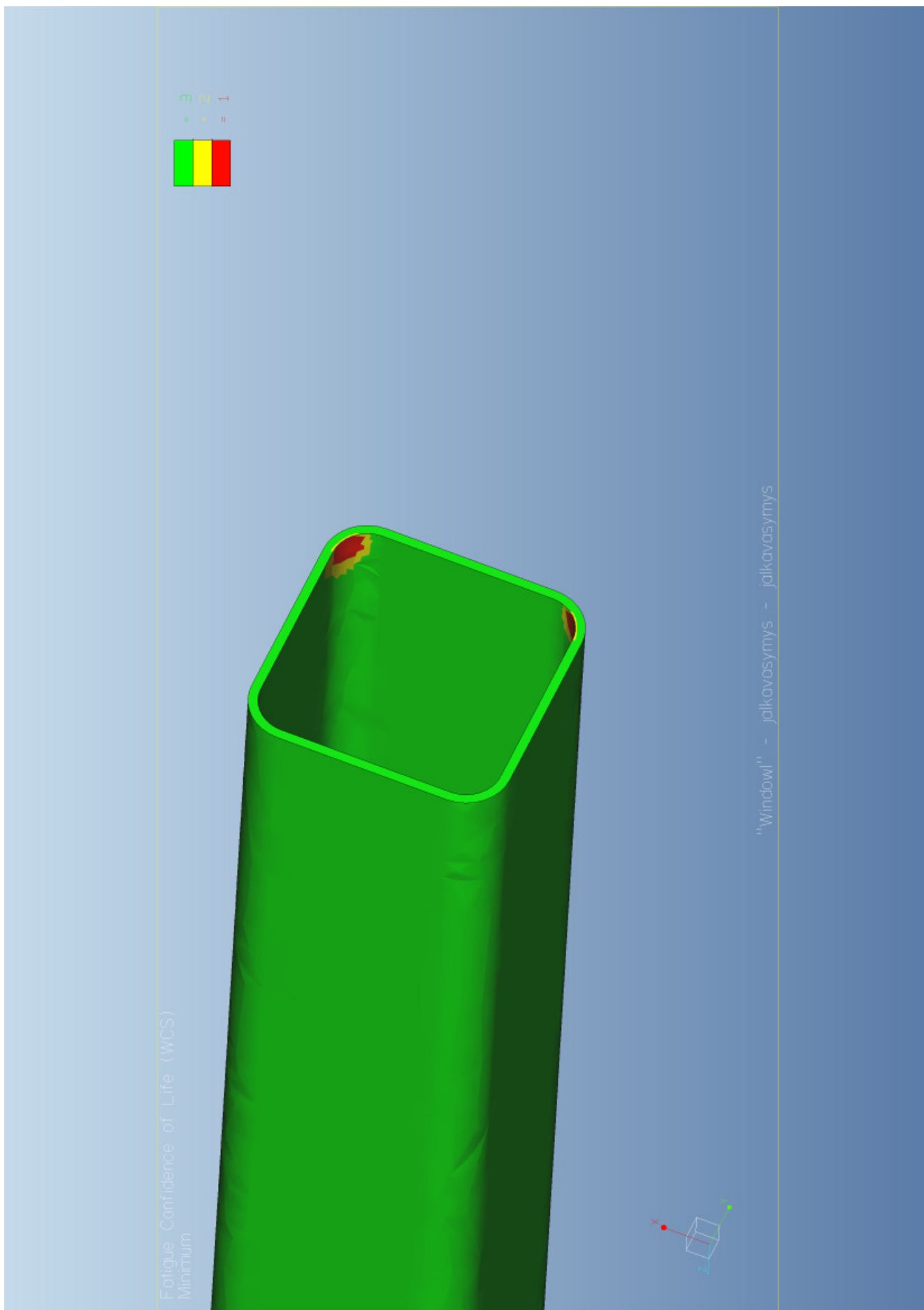
Tukijalan FEM-analyysi: Suurin jännitys



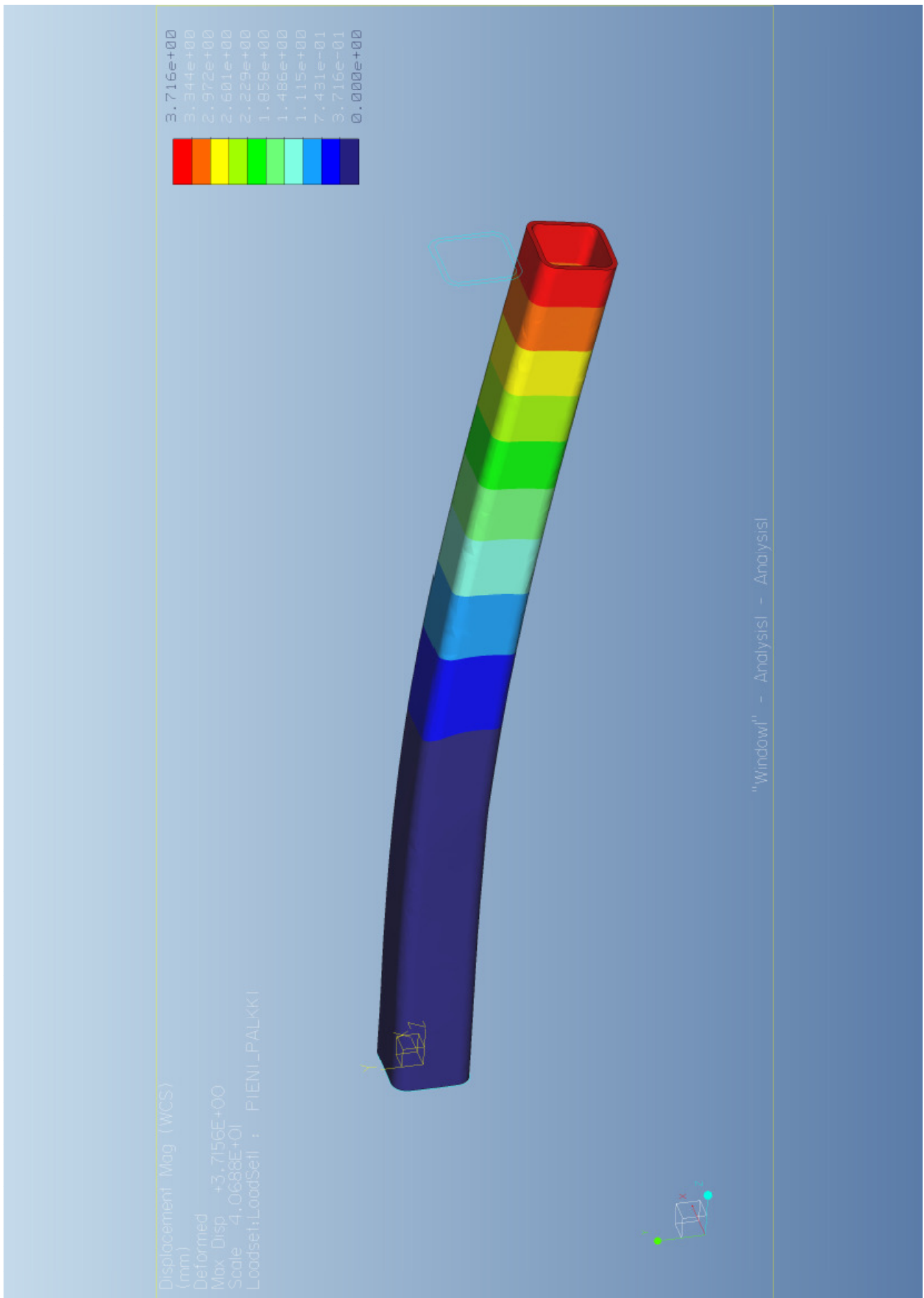
Tukijalan väsymisanalyysi



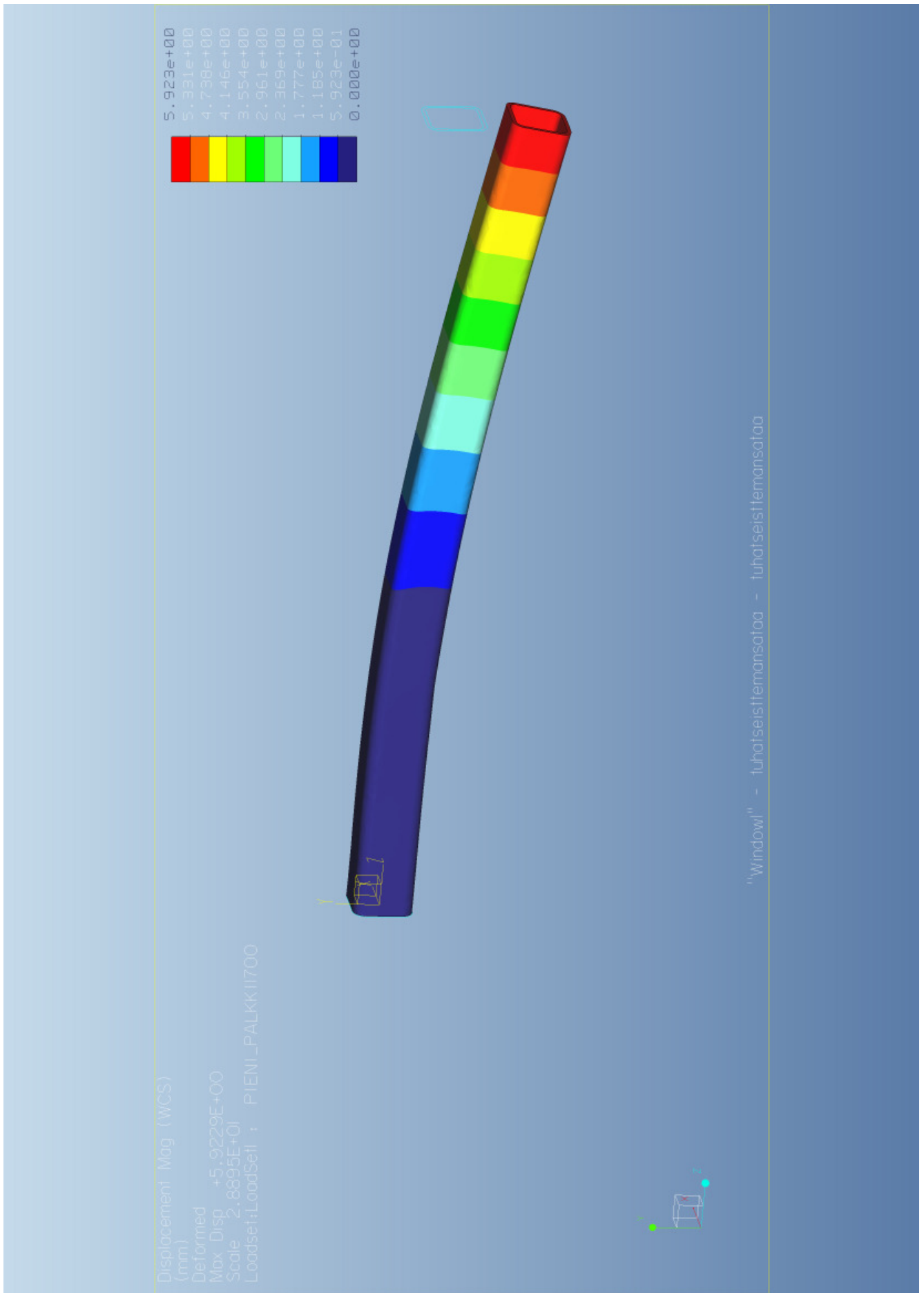
Tukijalan väsymisanalyysi kuva 2



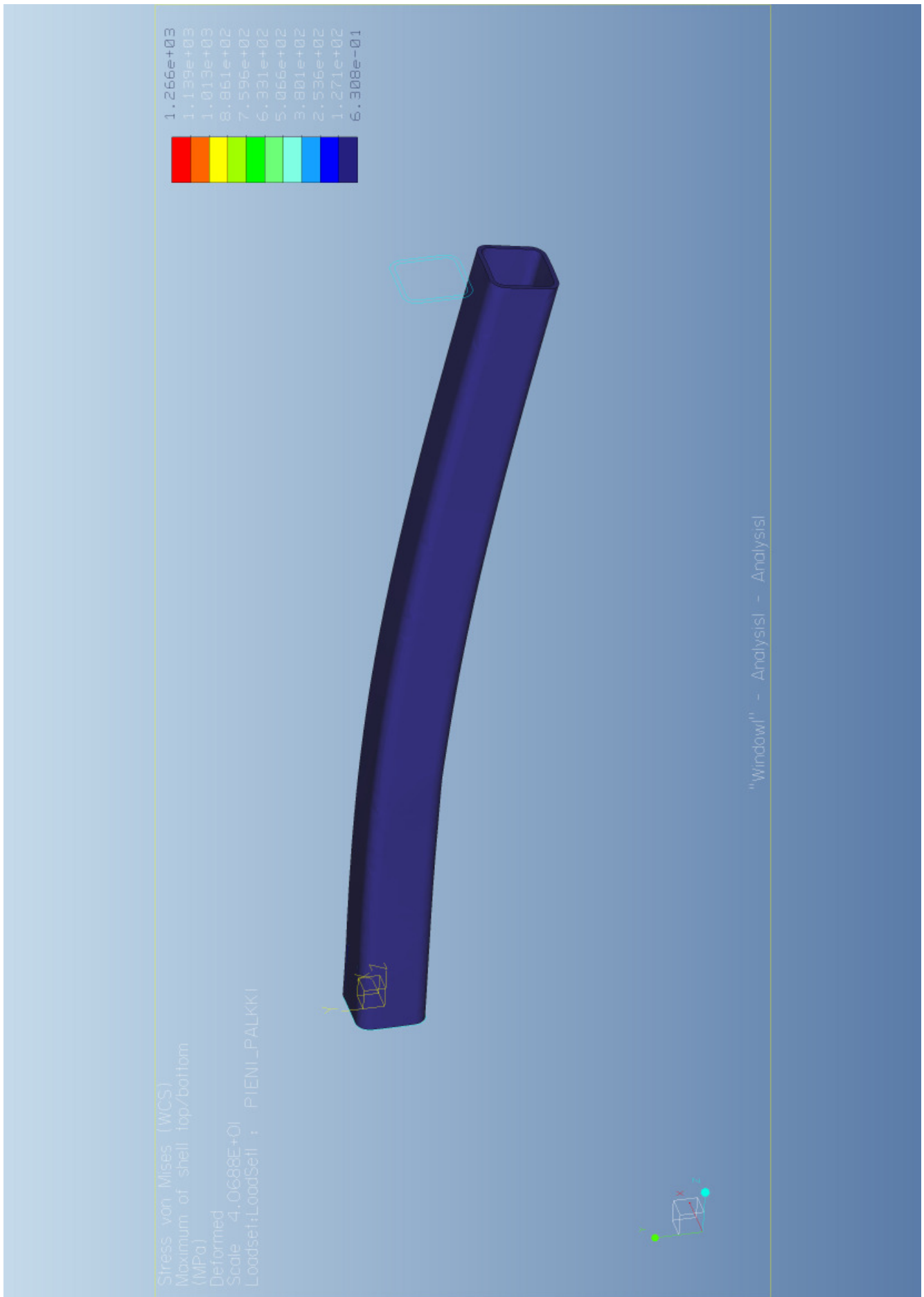
Pienemmän palkin FEM-analyysi: Suurin siirtymä



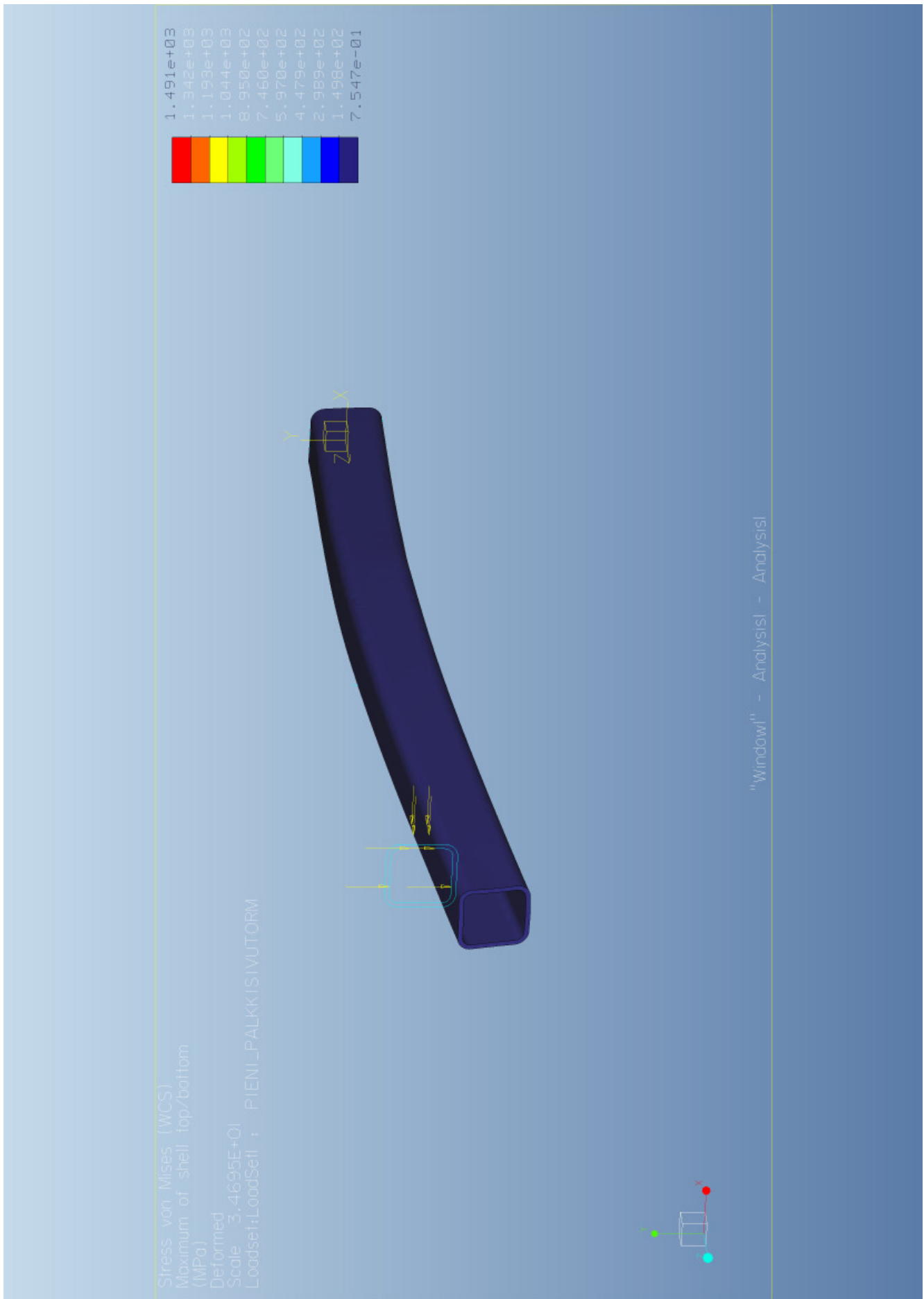
Pienemmän palkin FEM-analyysi: Suurin siirtymä kuva 2



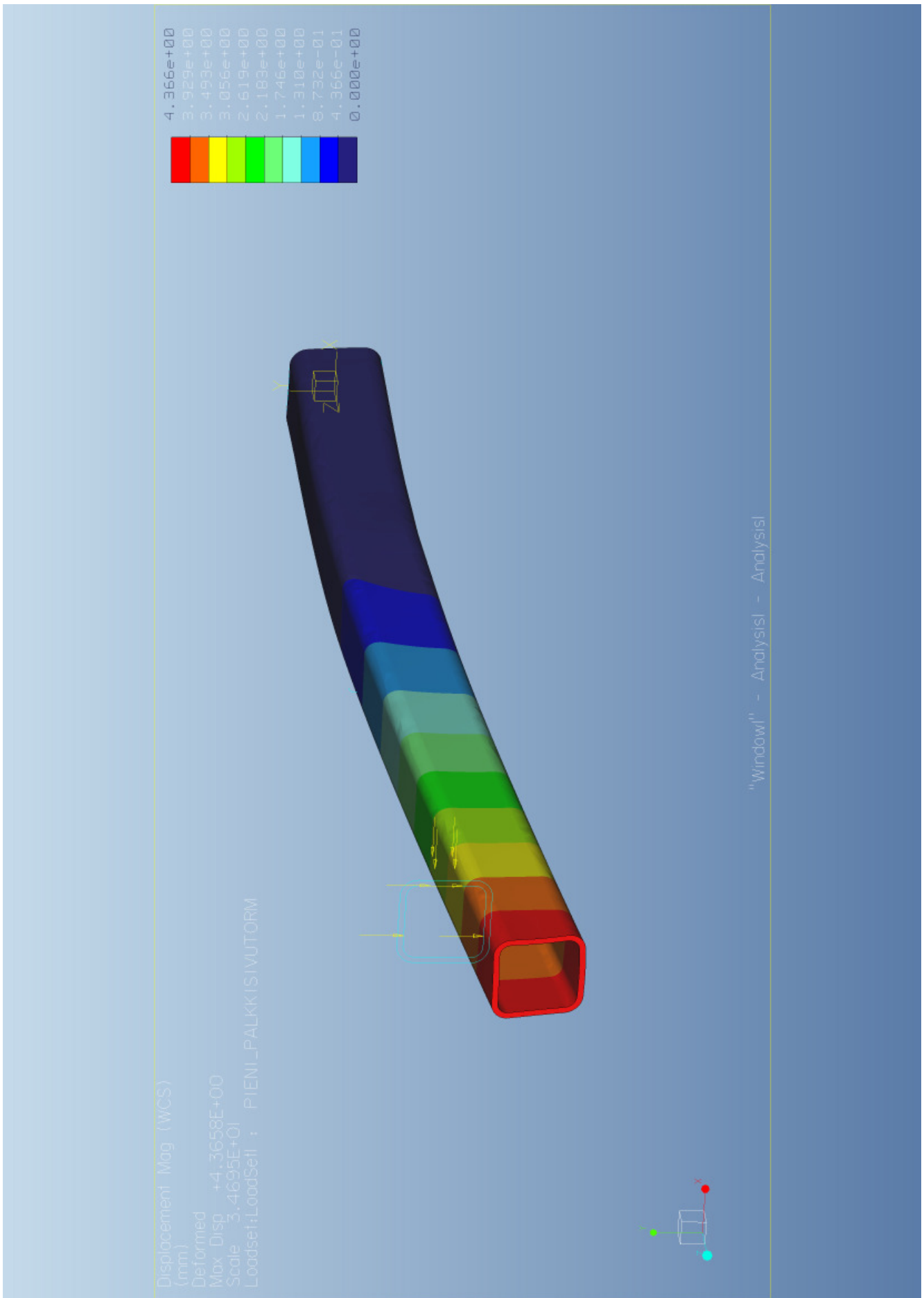
Pienemmän palkin FEM-analyysi: Suurin jännitys



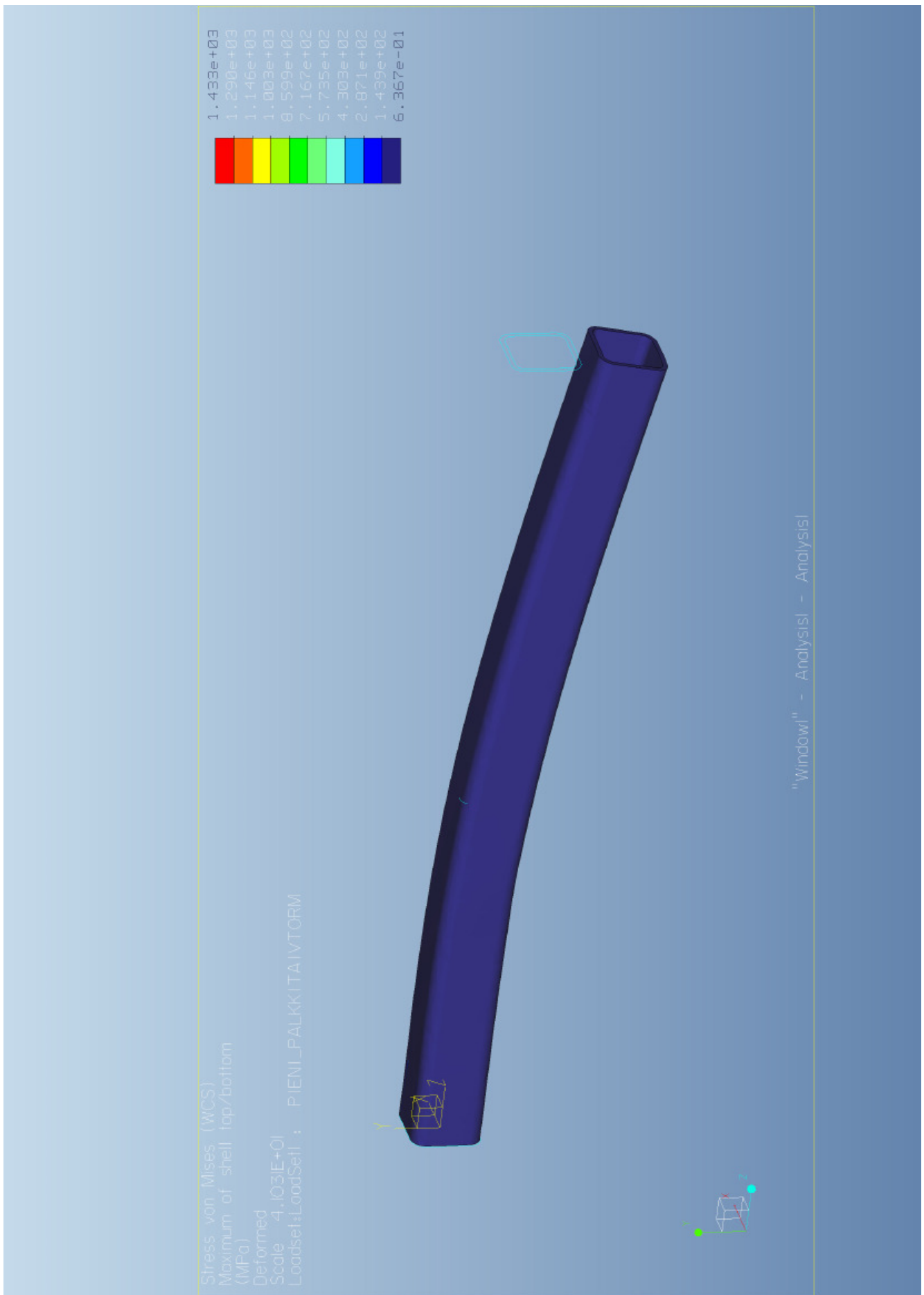
Pienemmän palkin sivutörmäys-taivutusanalyysi: Suurin jännitys



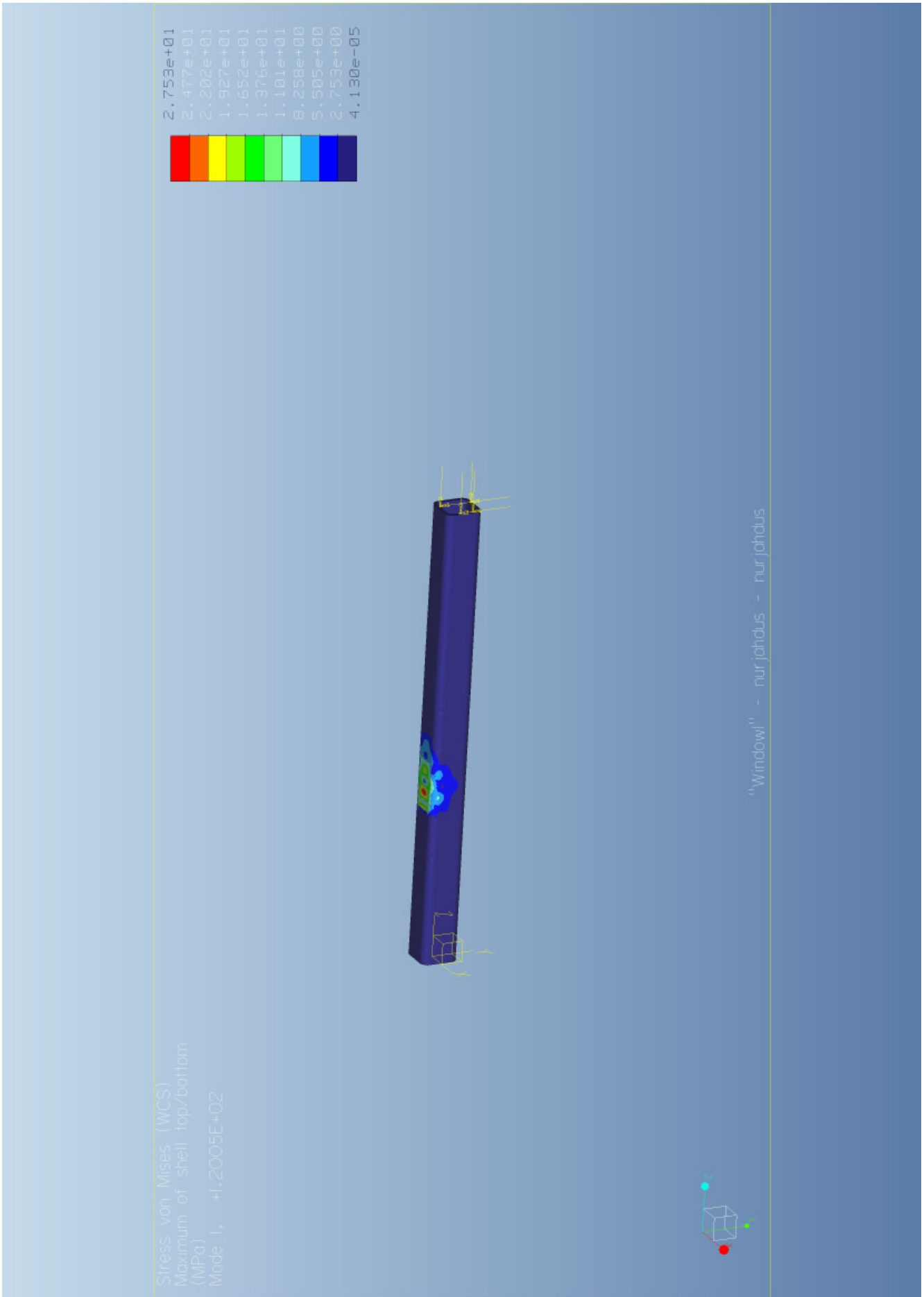
Pienemmän palkin sivutörmäys-taivutusanalyysi: Suurin siirtymä



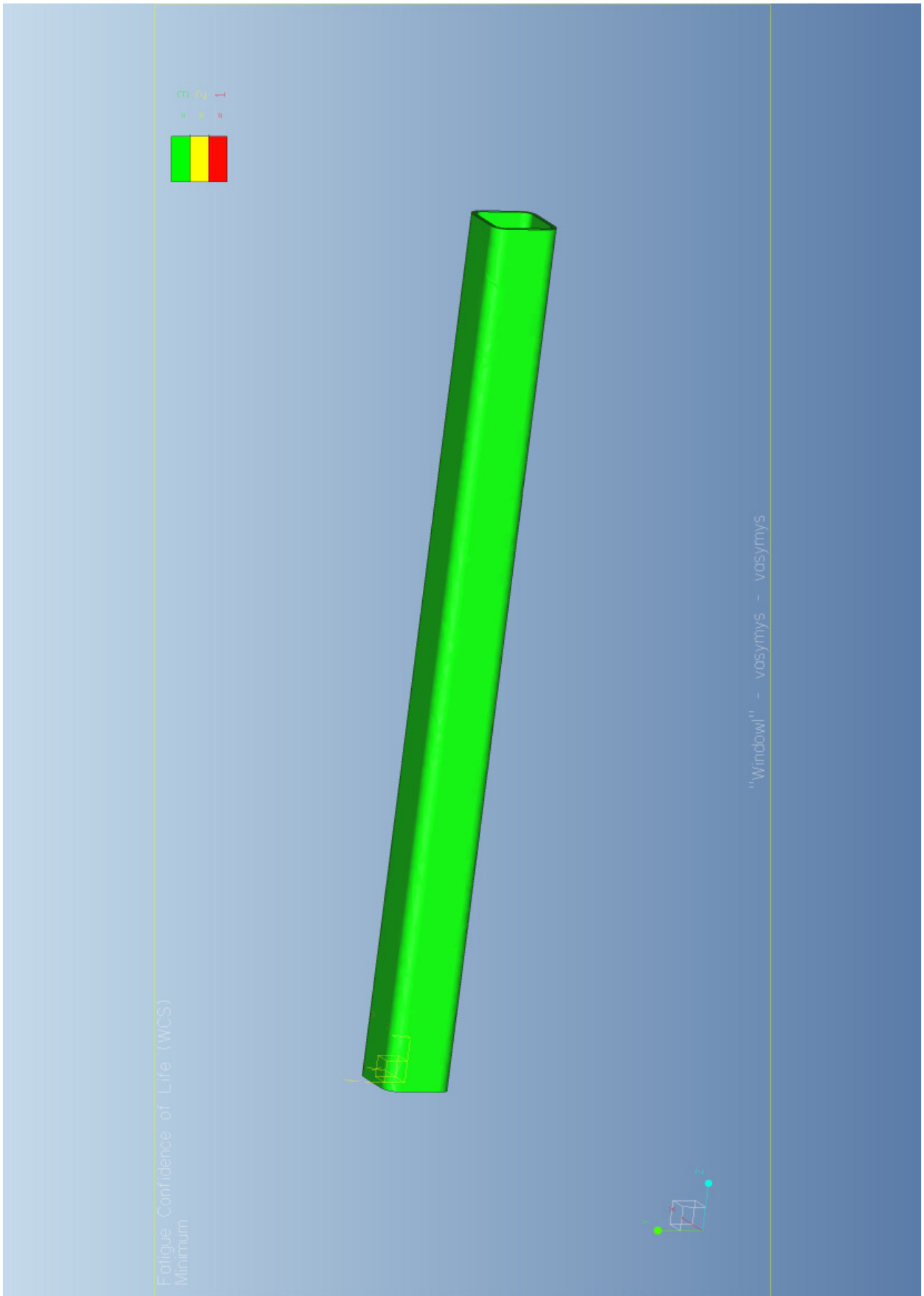
Pienemmän palkin taivutus-törmäys tilanne: Suurin jännitys



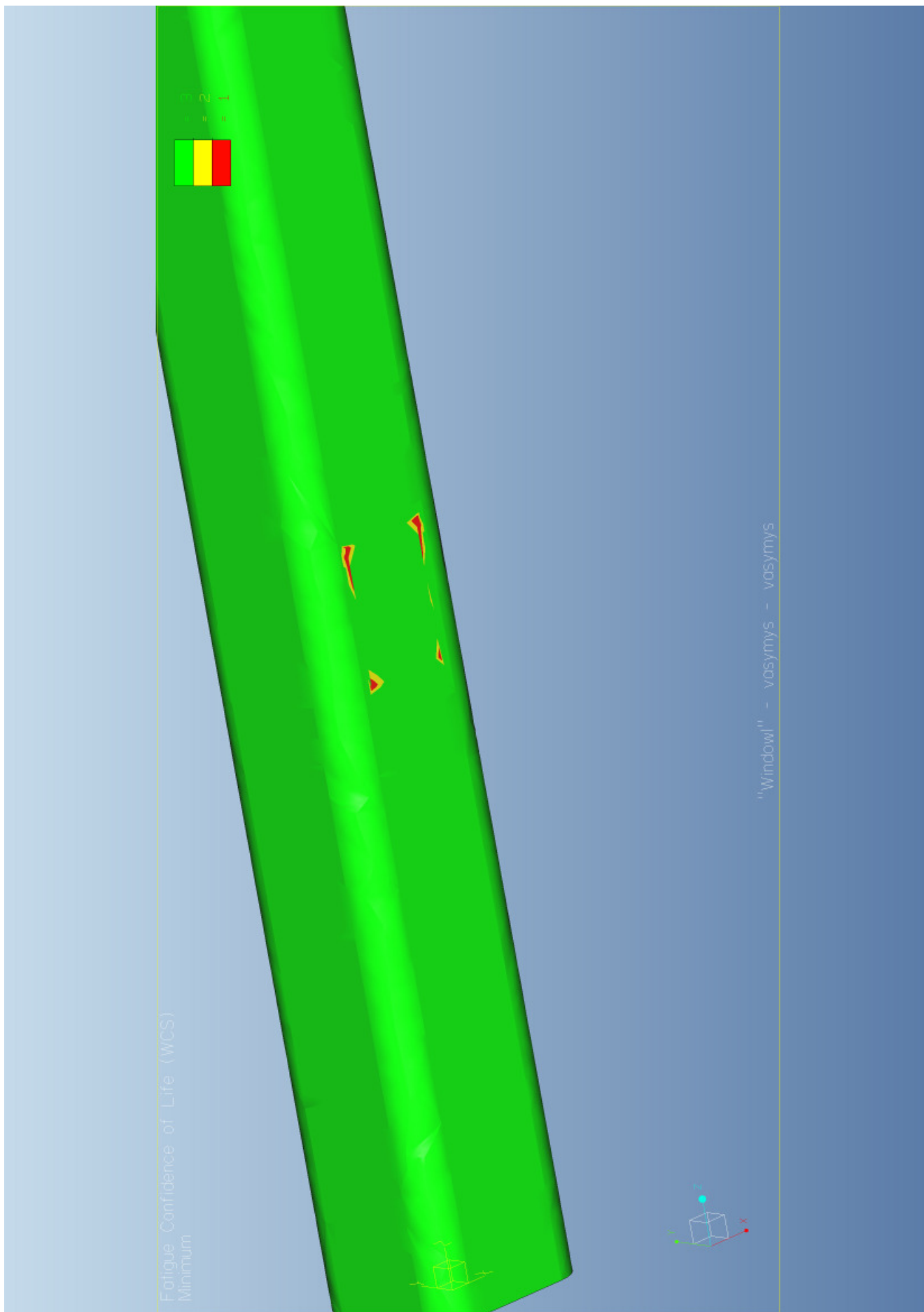
Pienemmän palkin taivutus-törmäys-nurjahdusanalyysi



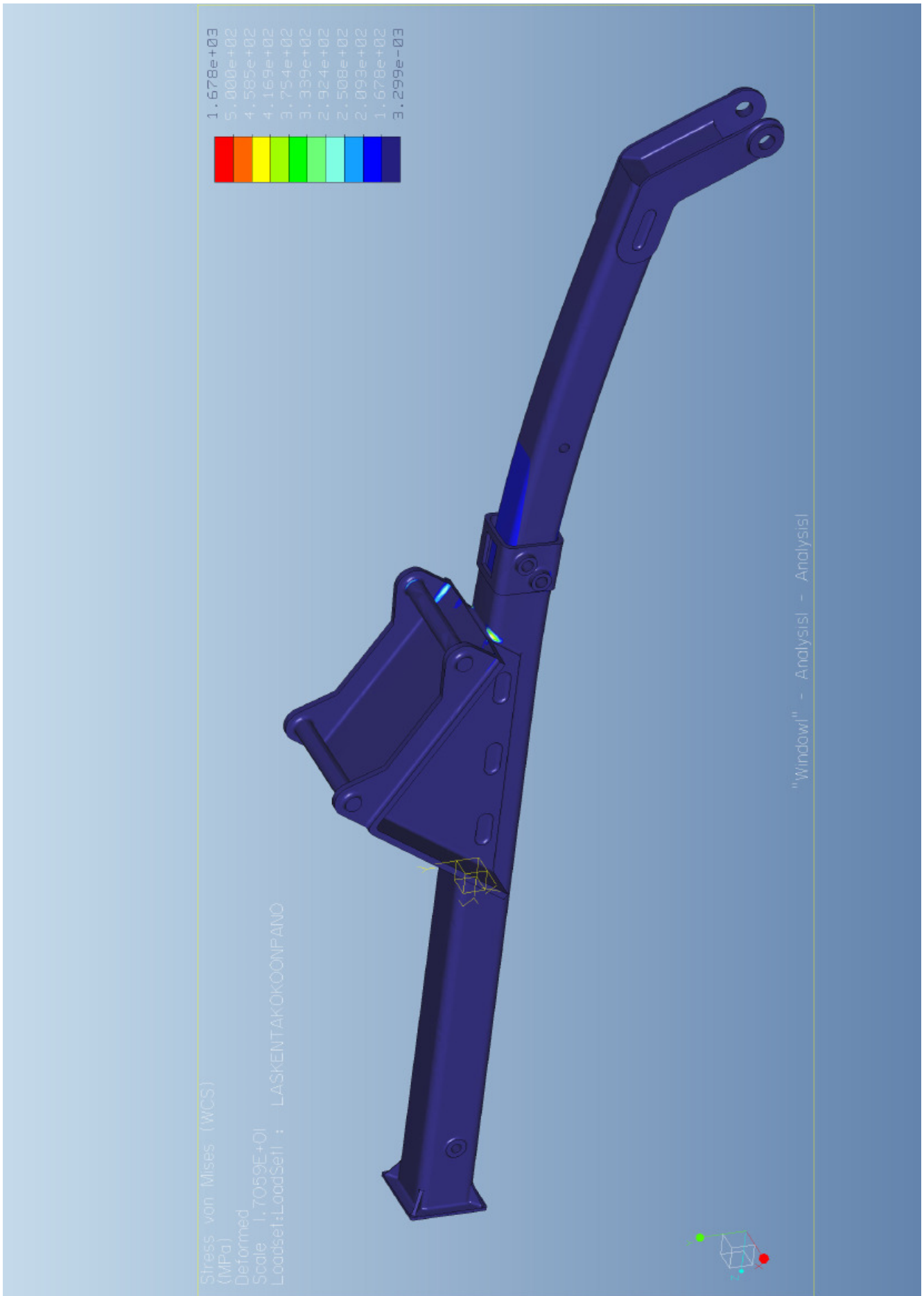
Pienemmän palkin väsymisanalyysi



Pienemmän palkin väsymisanalyysi kuva 2



Kokoonpano: Suurin jännitys



Kokoonpano: Väsymisanalyysi

