

Saimaan ammattikorkeakoulu
Tekniikka Lappeenranta
Kone- ja tuotantotekniikka
Kone- ja tuotesuunnittelu

Roope Rahikainen

Nostimen konstruktion parantaminen

Opinnäytetyö 2012

Tiivistelmä

Roope Rahikainen

Nostimen konstruktion parantaminen, 41 sivua

Saimaan ammattikorkeakoulu

Tekniikka Lappeenranta

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma

Kone- ja tuotesuunnittelu

Opinnäytetyö 2012-05-17

Ohjaajat: tuntiopettaja Simo Sinkko, Saimaan amk, Toimitusjohtaja Ahvo Röpelinen, Lihamaisteri Oy

Tässä opinnäytetyössä oli tarkoitus parantaa jo olemassa olevaa konstruktiota. Konstruktio on nostin, joka on kontillisen kuorma-auton päällä. Nostimen omistaa pieni lihanjalostamo Savonlinnassa.

Tavoitteena oli saada pienennettyä nostimen massaa ilman, että profiili taipuu liikaa tai että varsi alkaa murtua.

Ennen uuden profiilin valitsemista vanhan nostimen voimat, jännitykset ja taipumat piti laskea. Tämän jälkeen sallittujen jännitysten ja taipumien avulla valittiin profiili, joka täytti nämä vaatimukset. Profiili varmistettiin simuloimalla mallit nostimen varsista ja niistä saatiin selville jännitykset ja taipumat.

Profiilien valitsemisen jälkeen piti keksiä keino, millä saadaan kiinnitettyä hydraulissyylinteri nostimen varren sisälle. Tämän jälkeen piti tarkastaa, ettei kiinnitys heikennä profiileja.

Avainsanat:

Nostin, leikkausjännitys, sallittu taipuma, staattinen momentti, putkiprofiili,

Abstract

Roope Rahikainen

Updating the lifter construction, 41 pages

Saimaa University of Applied Sciences

Lappeenranta

Degree Programme in Mechanical Engineering

Machine and product development

Bachelor's Thesis 2012

Instructor(s): Mr. Simo Sinkko, professor, Ceo. Ahvo Röpelin, Lihamaisteri Oy

In this thesis the plan was to improve the construction that was already made. The construction was a lifter which was used on a lorry's back container roof.

The plan was to lower the mass of lifter so it will not lose its strength or break.

Before choosing the right profile, I had to calculate the forces, displacement and the stress that would affect the profile. After this I chose the most suitable profile and made a simulation with the solidworks to test all the stress and displacement in the lifter.

After choosing the profile, I had to invent the attachment to hydraulics cylinder so I could put it inside the profile in order to work like a telescope. After that I had to ensure that the attachment will not weaken the chosen profile.

Keywords:

Lifter, shear stress, allowed displacement, static moment, tube profile,

Sisälllys

1 Johdanto	5
2 Kohdistuvat jännitykset, päämitat ja kriteerit	6
2.1 Mitä voimia tulisi ottaa huomioon?	6
2.2 Vanhan nosturin mitat	6
3.4 Uuden nosturin vaaditut kriteerit	8
3 Valmiit ostettavissa olevat nostimet	9
3.1 Löydettävät vaihtoehdot	9
3.2 Cargotec	9
3.3 VTA tekniikka Oy	10
3.4 Yhteenveto valmiina saatavista nostureista	11
4 Turvallisuus	12
4.1 Nosturin turvallisuus	12
4.2 Turvallinen käyttö	13
5 Mitoitus	13
5.1 Aloitus	13
5.2 Jännitysten laskeminen	15
5.3 Jännitystulokset ja arviointi	17
5.4 Leikkausjännitykset	18
6 Jännitys/taipumakuvat	21
6.1 Ohuemman putken kuvat	21
6.2 Paksumman putken kuvat	22
6.3 Koko varren kuvat	23
6.4 Johtopäätökset koko varren kuvista	26
7 Uuden profiilin valinta	26
7.1 Valintakriteerit	26
7.2 Valitut profiilit	26
7.2.1 Ohuemman putken profiili	26
7.2.2 Valitun ohuen profiilin jännityskuva	27
7.2.3 Paksumman putken profiili	27
7.2.4 Valitun paksun profiilin jännityskuva	28
7.2.5 Koko varteen kohdistuvien jännitysten ja taipumien kuvat	29
7.2.6 Valittujen profiilien paino	31
7.3 Johtopäätökset	31
8 Sylinterin kiinnitys varsien sisään	33
8.1 Vaihtoehto A	33
8.2 Vaihtoehto B	35
8.3 Paremman valinta	38
9 Päätelmät	39
Kuvat	40
Lähteet	40

1 Johdanto

Lihamaisteri Oy on osakeyhtiö, jonka on perustanut Ahvo Röpelinen vuonna 2003. Yhtiö on pienimuotoinen lihajalostamo, joka sijaitsee Savonlinnassa länsipuolella kaupunkia. Yhtiö tarjoaa palveluitaan kaikille lihanjalostusta tarvitseville, esimerkiksi karjatiloilta, maitotiloille, hirviseurueille, metsästäjille, kotitalouksille ynnä muille. Palveluihin kuuluu paikan päälle saapuminen, eläimen teurastaminen, ja vienti teurastamolle, jossa leikatut lihat lajitellaan. Tämän jälkeen asiakas saa tiedon, kuinka paljon kutakin lihalajia ruhosta on saatu. Lihamaisteri valmistaa jalosteet ja paketoit raakalihat asiakkaan niin halutessa. Lihan ei tarvitse olla tarkastettua, sillä työ on niin kutsuttua rahtityötä, eli liha tulee ainoastaan asiakkaan omaan käyttöön, eikä myyntiin muille kuluttajille. Lihamaisterin tuotevalikoimiin kuuluu muun muassa erilaiset makkarat, säilykkeet, palvilihat, jauhelihat ja muut raakalihavalmisteet sekä tuotteiden leikkaus ja pakkaus.

Tässä opinnäytetyössä on tavoitteena laskea ja suunnitella laskelmien perusteella nosturi vanhan nosturin tilalle Lihamaisteri Oy:lle.

Vanha nostin on suunniteltu siten, että ”kunhan se vain kestää”. Toisin sanoen suunniteltaessa ei ole laskettu syntyviä voimia ja näin ollen nosturi kestää enemmän kuin on tarpeen ja siten myös painaa enemmän. Vanha nostin on sijoitettu kuorma-auton katolle, siten että se on suurin piirtein keskellä kattoa. Nostimen ylimääräisen painon vuoksi auton ajo-ominaisuudet kärsivät ja tekevät sillä ajamisesta hallitsematonta. Tämä on riski myös muille tienkäyttäjille.

Laskelmat perustuvat lujuusopinkaavoihin, joita käsitellään myöhemmin tulevaisuudessa luvuissa. Lihamaisteri Oy:ltä saatujen mittojen ja tarpeiden perusteella lähdetään laskemaan nostimelle suurimpia sallittuja jännityksiä, joiden perusteella valitsen teräksen, joka kestää lasketut jännitykset.

Nostimen maksiminostokorkeuden tulisi olla viisi metriä, ja nostimella nostettavien eläinten suurin massa olisi 1000 kg. Tämän kokoisia eläimiä tulee kullekin harvakseltaan vastaan, noin kerran, kahdesti vuodessa, joten mitoituksessa voi harkita materiaalia, joka kestää juuri tämän painon.

2 Kohdistuvat jännitykset, päämitat ja kriteerit

2.1 Mitä voimia tulisi ottaa huomioon?

Ennen laskujen aloittamista on syytä tarkastella, mitä kaikkia jännityksiä nosturiin kohdistuu. Tämä helpottaa laskemista ja antaa oikean suunnan, mitä kautta kannattaa lähteä laskemaan nosturiin kohdistuvia jännityksiä. Nosturiin kohdistuu normaalijännityksiä, eli vetoa ja puristusta, leikkausjännitystä ja taivutusta, jotka pitää laskea ja varmistaa, että valittu rakenne tulee kestäväksi näistä syntyviä voimia.

Voima, joka synnyttää näitä jännityksiä tulee ruhosta, joka riippuu nosturin päässä, ja mitoittaessa rakennetta tulee ruhon massaksi valita suurin mahdollinen. Tässä tapauksessa valitaan 1000 kg, eli 10 000 N. Tuhat kiloa valitaan siksi, että se on suurin mahdollinen paino joka nosturille tulee. Sillä vain noin 1 - 2 kertaa vuodessa nosturi joutuu nostamaan näin painavaa ruhoa. Näissä yksittäistapauksissa ruho on yleensä siitossonni.

2.2 Vanhan nosturin mitat

Vanhan nosturin teleskooppivarren maksimipituus on 3700 mm, paksumman suorakaideputkipalkin pituus on 1900 mm ja ohuempi on 2100 mm. Toisin sanoen, ohuempi palkki on 300 millimetrin matkalta paksumman palkin sisäpuolella. Maksiminostokorkeus nostimella on 5200 mm ja paksumpi suorakaideputkipalkki on 135 x 85 mm ulkohalkaisijaltaan ja 95 x 65 mm sisähalkaisijaltaan. Ohuempi on 95 x 65 mm ulkohalkaisijaltaan ja 55 x 45 mm sisähalkaisijaltaan.

Vanha nosturi on mustaa rautaa ja suurella todennäköisyydellä S355. Valitettavasti tämä ei ole kuitenkaan sataprosenttisen varmaa vaan paras mahdollinen arvaus. Tarkkoja tietoja ei ole siitä, onko materiaali aivan varmasti S355 vai jokin muuta. S355 on kuitenkin eniten käytetty ja yleisin materiaali, joten voidaan olettaa, että myös nosturin varsi on juuri tätä kyseistä materiaali.

Vanhan nosturin paino saadaan laskettua siten, että ensin lasketaan varsien tilavuus, joka sitten kerrotaan materiaalin tiheydellä. Materiaali on terästä ja sen tiheys on $7,87 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$. Tilavuus lasketaan kaavalla 1.

$$V = (a_1 * b_1 - a_2 * b_2) * l \quad (1)$$

$a_1 =$ Pitempi ulkohalkaisija
 $b_1 =$ Lyhyempi ulkohalkaisija
 $a_2 =$ Pitempi sisähalkaisija
 $b_2 =$ Lyhyempi sisähalkaisija
 $l =$ Varren pituus

Paino saadaan selville kaavalla 2.

$$m = \rho * V \quad (2)$$

$\rho =$ Materiaalin tiheys
 $m =$ Materiaalin paino
 $V =$ Materiaalin tilavuus

Ohuemman putken tilavuudeksi saadaan $V=0,00777 \text{ m}^3$ ja paksumman putken tilavuudeksi saadaan $V=0,01007 \text{ m}^3$.

Näiden avulla saadaan laskettua molempien varsien paino. Ohuemman varren painoksi saadaan $m=61,1499 \text{ kg}$, $\approx 61,1 \text{ kg}$, paksumman putken painoksi saadaan $m=79,2509 \text{ kg}$, $\approx 79,3 \text{ kg}$.

Yhteispainoksi saadaan pluslaskulla $M=140,4008 \text{ kg}$, $\approx 140,4 \text{ kg}$.

Kuvassa 1 nosturi on nostettuna maksimiasentoon.



Kuva 1. Nostin

Vanhan nosturin mittoja mitatessani, käytössäni oli valitettavasti vain vetomitta, metrimitta ja viivoitin. Näiden avulla mittaus suoritettiin niin hyvin kuin suinkin oli mahdollista.

3.4 Uuden nosturin vaaditut kriteerit

Nosturin maksimikorkeudeksi maasta katsottuna riittää viisi metriä. Työtilaa nosturin ja auton takaosan välillä pitää olla vähintään 300 mm. Mieluiten työtilaa voisi olla vielä enemmänkin, jotta ruhoa olisi helpompi käsitellä.

Nosturi saa olla teleskooppimallinen. Tässä tapauksessa se on paras mahdollinen ratkaisukin. Vanhan nostimen pituus oli riittävä, joten pidän pituuden samana. Ainoa seikka mitä lähden muuttamaan, on putkiprofiilin paksuus ja koko. Kuvan 2 taulukosta näkee kriteerien painoarvon. Asteikko on yhdestä viiteen. Viitonen on äärimmäisen tärkeä ja ykkösellä ei ole juuri merkitystä.

Taulukosta kuva 2 nähdään, että tärkeimpinä kriteereinä ovat korkeus, ruhon ja kontin etäisyys ja nosturin massa. Vähiten painoarvoa on värillä, sillä tässä tapauksessa värillä ei ole väliä. Jos nostin olisi ajon aikana käytössä tai siitä saat-

taisi aiheutua vaaratilanteita muille tielläliikkujille, niin silloin jokin kirkas väri kuten oranssi tai keltainen välittäisi tietoa muille tiellä liikkuville.

Nosturi ei käänny sivusuunnassa vaan on paikallaan ja ainoat toimenpiteet ovat nostimen teleskooppivarren ulostyöntyminen hydraulissynterin avulla ja kahden sylinterin työntämänä nosturin nosto ja lasku.

Vaaditut kriteeri		Painoarvo (1-5)
Korkeus (maasta)	5000 mm	5
Ruhon ja kontin etäisyys	min 300 mm	5
Nostimen tyyppi	teleskooppi	4
Kääntyvä	ei	4
Väri	ei väliä	1
Massa	kevyempi kuin edellinen	5
Profiiili	putki	4

Kuva 2. Taulukko 1.

3 Valmiit ostettavissa olevat nostimet

3.1 Löydettävät vaihtoehdot

Vaihtoehtoja etsittäessä hakukriteerin täytyy olla selkä ja sisältää enemmän kuin pelkän sanan ”nostin”, sillä tämän tyylisten nostinten kirjo on hyvin laaja ja skaala on puuteollisuudesta aina kemianteollisuuteen asti.

Koska nostimen ei tarvitse pyöriä katolla ympyrää, niin suurin osa löydettävistä nostimista on kriteereiltään laajempia kuin olisi tarpeen, mikä tekee näin ollen niiden hankinnasta tarpeetonta. Miksi maksaisi enemmän, jostain mitä ei tarvitse ja mitä ei vaadita?

3.2 Cargotec

Cargotec tarjoaa autoihin kevyitä kuormausnostureita, jotka soveltuisivat myös suunnittelemani nosturin tilalle. Catgotecillä on tarjota Hiab-mallisia nostureita, jotka ovat teleskooppimallisia ja kääntyviä (kuva 3).



Kuva 3. Hiab 033T

Valitettavasti tällainen ei kuitenkaan toimisi tarvitsemalla tavalla, sillä nostin jouduttaisiin sijoittamaan heti ohjauskopin taakse. Koska ajoneuvossa on takakoppi, johon teuraseläimet sijoitetaan, tulisi nostin kyseisen kopin päälle. Tällöin ajoneuvon korkeus olisi jo aivan liian korkea ja ylittäisi ajoneuvolle sallitun korkeuden reilusti.

Koska tällainen Hiab- nostin jouduttaisiin sijoittamaan heti ohjauskopin taakse, tulisi teleskooppiosastakin todella pitkä, sillä nostimen pitäisi mennä takaosan yli vähintään 300 millimetrin verran nostimen ollessa yläasennossa. Tämä vaatisi monta teleskooppivartta. Varret taas vaatisivat hydraulissylinterit, joiden avulla varret liikkuisivat ja lisävarsista tulisi taas lisää painoa, mikä heikentäisi ajoneuvon ohjattavuutta.

3.3 VTA tekniikka Oy

VTA tekniikka Oy tarjoaa myös kevyitä kuormanostureita. VTA:n nosturit ovat Palfingereitä, joiden ominaisuudet ovat vastaavat kuin Cargotecin tarjoamissa nostureissa (kuva 4).



Kuva 4. PC 2700

PC 2700:ssä on haittana se, että sen sijoittaminen katolle lisäisi korkeutta liikaa. Kuten edellinen nostin, niin myös tämäkin on kääntyvää lajia, mitä ei ratkaisussa vaadita eikä tarvita.

Tämän tyylisten nostimien sijoittaminen haluttuun ajoneuvoon viisaasti on kuta-kuinkin mahdotonta, sillä nostinta ei saada niin pieneen tilaan katolle, ettei siitä olisi vaaraa ja haittaa liikenteelle ajon aikana.

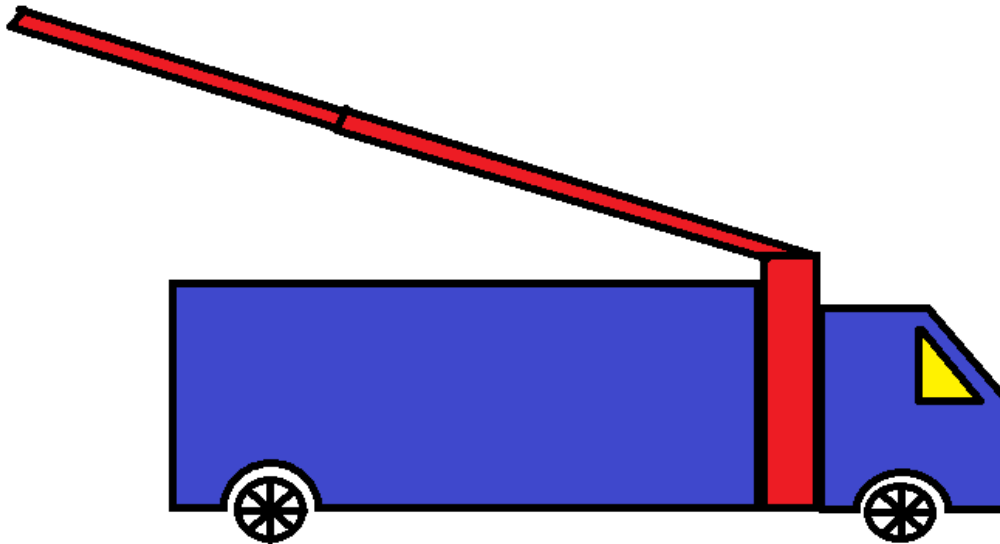
3.4 Yhteenveto valmiina saatavista nostureista

Tähän tarpeeseen vaadittua nosturia ei löydy valmiiksi rakennettuna, vaan se jouduttaisiin tilaamaan erikseen. Nosturit, joita löytyy, ovat kaikki malliltaan kääntyviä ja sijoitettavissa ohjauskopin taakse. Tällaista nostinta on hyvin hankala sijoittaa kontinperään, sillä se olisi siellä tiellä kun ruhoa siirrettäisiin konttiin. Ajoneuvosta tulisi myös erittäin takapainoinen, mikä hankaloittaisi ajoneuvon käsittelyä tiellä.

Kuormausnostureilla tarkoitetaan yleensä nostinta, joka kääntyy ja näin ollen mahdollistaa nostimen käytön eripuolilla ajoneuvoa. Tarkoituseriäni vastaavan nostimen tarvitsee nostaa ainoastaan kontin takana ruoho ylös, jotta sitä voi-

daan leikellä, ja tämän jälkeen se saadaan siirrettyä suoraan konttiin. Tähän tarkoitukseen ei tarvita kääntyvää nostinta, sillä se ei helpottaisi työtä lainkaan.

Kuvasta 5 nähdään, miten paljon vartta kääntyvälle nostimelle tulisi, jos tällainen laitettaisiin ajoneuvoon. Varsi olisi todella pitkä ja momenttivartta tulisi enemmän ja taivutus olisi suurempi.



Kuva 5. Väärän tyyppinen nostin

4 Turvallisuus

4.1 Nosturin turvallisuus

Kun on kyse nosturista, joka sijoitetaan isoon ajoneuvoon, tulee aina myös miettiä turvallisuusnäkökohtia. Tällaisia asioita ovat esimerkiksi vaaditaanko nosturin käyttöön opetus vai riittääkö omakohtainen perehtyminen ja vaatiiko nostin tarkastuksia päivittäin vai viikoittain.

SFS 5106 standardin pohjalta saadaan tarkat tiedot siitä mitä pitää olla ja miten pitää toimia, jottei synny työturvallisuusrikkomuksia. Standardin mukaan koneen tai laitteen mukana on toimitettava tarpeellista käyttöä ja huoltoa koskevat ohjeet. Nämä ohjeet on oltava suomen tai ruotsin kielellä. Näihin tietoihin tulee sisältyä tiedot niistä laitteen tai koneen osista ja suojalaitteista, jotka vaativat valvontaa. Oheista tulee ilmetä myös määräajoin tarkastusta tai huoltoa vaativat

kohteet ja näiden tarkastusvälien pituudet. Koneissa ja laitteissa tulee myös olla pysyvä kilpi, josta selviää valmistajan nimi ja osoite.

Silloin, kun kuljettimen koko vaikutusalueita ei nähdä käynnistyspaikalta, on annettava ennen käynnistystä selvä ääni- tai valomerkki. Tämä pätee myös nostimessa.

4.2 Turvallinen käyttö

Koneen turvallinen käyttö on aina tärkeä asia. Siksi on muistettava aina tarkistaa ennen nosturin käynnistystä, että kaikki johdot ovat kunnossa, eikä nosturin alla ole ketään, kun ruvetaan laskemaan koukkua alas.

5 Mitoitus

5.1 Aloitus

Ennen laskemisen aloitusta piirtäminen paperille helpottaa laskemista. Nosturista on vapaakappalekuva, johon voidaan ruveta hahmottelemaan voimien kulkuuuntia. Tätä kautta on helpompi aloittaa itse laskeminen.

Trigonometrinen funktioiden avulla saan laskettua kulmien asteluvut, joiden avulla pystyn määrittelemään, kuinka suuri voima mihinkin suuntaan lähtee ja kuinka paljon nosturin suuntaan kohdistuu voimaa.

$$\sin \alpha = \frac{2700}{3700} \quad (3)$$

Kaavalla 3 saadaan ratkaistua kulma alfa, jonka arvoksi sain pyöristettynä 47 astetta. Tämän jälkeen päättelin betan arvon. Kun on kyseessä suorakulmainen kolmio, niin yksi kulma on 90 astetta. Kun vähentää 180:stä ensin 90 ja sen jälkeen alfan arvon, saadaan selville, mikä on betan arvo. Betan arvoksi tuli pyöristettynä 43 astetta.

F_y:n arvo voidaan nyt laskea kaavalla 4.

$$F_y = 10\,000 * \cos 43 \quad (4)$$

Kaavalla arvoksi saadaan pyöristettynä 7,3 kN. Tämän verran voimaa kulkee nosturin vartta pitkin.

Ennen kuin päästään laskemaan normaalijännityksiä on selvitettävä kummankin varren sekä sen kohdan missä varret ovat sisäkkäin, maksimimomentit sekä taivutusvastukset. Koska alkuperäiset profiilit eivät ole standardiosia, niiden taivutusvastukset on laskettava käsin.

Kummallekin varrelle saadaan laskettua maksimimomentit, kaavalla 5.

$$M_{\max} = F_x * l \quad (5)$$

$$F_x = \text{Pintaan kohti suoraan tuleva voima}$$
$$l = \text{Varren pituus}$$

Pintaan kohdistuva voima F_x on laskettuna sivulla 19 kaavalla 8.

Paksulla profiililla pituus l on 1900 mm, ohuella 2100 mm ja pisteessä, jossa putkipalkit ovat sisäkkäin, pituus on 1800 mm. 1800 millimetriä tulee siitä, koska ohut varsi on 300 mm paksumman sisällä, ja se, mitä jää, on varsi, josta syntyy momenttia siihen pisteeseen, jossa putkipalkit ovat sisäkkäin.

Ohuelle profiilille saadaan maksimimomentiksi $M_{\text{ohut,max}}=14358449,92$ Nmm, eli noin $\approx 14,4 \cdot 10^6$ Nmm. Paksulle profiilille maksimimomentiksi saadaan $M_{\text{paksu,max}}=12990978,5$ Nmm, eli noin $\approx 13 \cdot 10^6$ Nmm. Kohtaan, jossa varret ovat sisäkkäin, maksimimomentiksi tuli $M_{\max}=12307242,79$ Nmm, eli noin $\approx 12,3 \cdot 10^6$ Nmm.

Taivutusvastus on laskettava erikseen kummallekin putkipalkille sekä myös sille kohdalle, jossa ohut varsi on paksun varren sisässä. Taivutusvastus saadaan kaavalla 6.

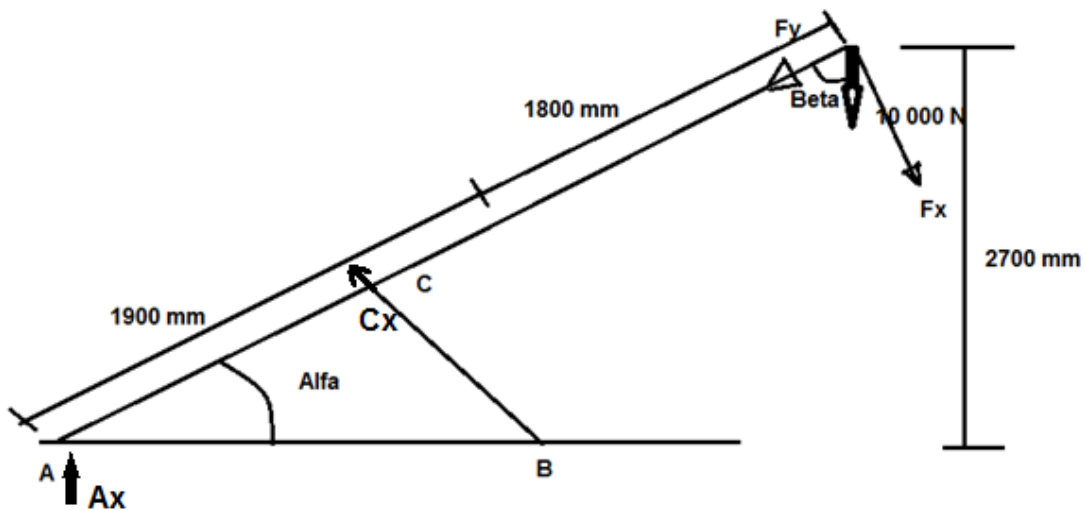
$$W = \frac{I}{e} \quad (6)$$

$$I = \text{Palkin jäyhyysmomentti}$$
$$e = \text{Pitkän sivun puoliväli}$$

Kummankin palkin jäyhyysmomentti on laskettuna sivulla 21, tähän on käytetty kaavaa 10.

Taivutusvastukseksi saadaan ohuelle profiilille $W_{ohut}=84635,96491 \text{ mm}^3$, eli noin $\approx 8,5 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$, paksulle $W_{paksu}=189385,8025 \text{ mm}^3$, noin $\approx 19 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$, paksun ja ohuen putken ollessa sisäkkäin taivutusvastukseksi saadaan $W_{yht}=248944,4444 \text{ mm}^3$, noin $\approx 24,9 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$.

Kuva 6 hahmottaa alkutilanteen, josta lähdin nosturia laskemaan. Tärkeintä oli saada selville, miten paljon voimaa F_y suuntaan kohdistuu, sillä vasta tämän avulla pääsee laskemaan jännitystä, joka kohdistuu varren poikkipinta-alalle.



Kuva 6. Vapaakappalekuva nosturista

5.2 Jännitysten laskeminen

Laskukaavana jännitysten laskemisessa toimi kaava 7, jolla saadaan laskettua nostimeen kohdistuva jännitys. Kaavassa huomioidaan myös taivutusjännitys.

$$\sigma = \frac{F}{A} + \frac{M_{max}}{W} \quad (7)$$

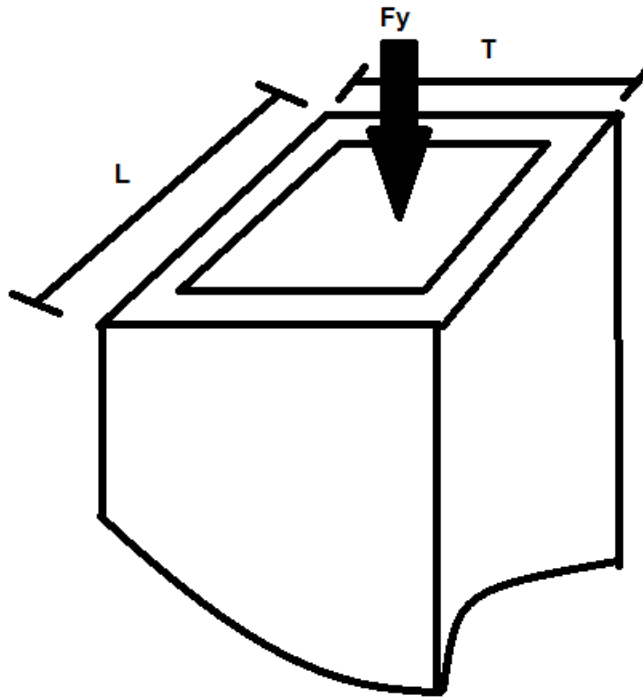
σ = Sallittu jännitys

F = Voima

A = Poikki pinta – ala

M_{max} = Varteen kohdistuva maksimi momentti

W = Putkipalkin taivutusvastus



Kuva 7. Poikkipinta-ala

Kuvasta 7 ilmeni, että poikkipinta-alassa pitää huomioida se, että materiaali on putkea, eli sisältä ontto. Kun ulkopinta-alasta vähennetään sisäpinta-ala, niin saadaan putkipalkin poikkipinta-ala.

Sallitun jännityksen avulla saan tehtyä arvion siitä, minkä paksuisella materiaalla saataisiin massaa pienennettyä ja silti jännitykset eivät ylittäisi materiaalin sallittuja arvoja.

Varren kolmesta kohtaa otetaan sallittu jännitys. Tämä tehdään sen takia, että varsi muodostuu kahdesta eri paksuisesta putkesta. Putket ovat sisäkkäin 300 millimetrin verran, joten myös tämä täytyy huomioida jännitystä laskiessa.

Ensimmäinen laskukohta on ohuemman varren kohdalta. Toinen jännityksen laskukohta mitataan siitä, missä paksu ja ohut varsi ovat sisäkkäin. Silloin poikkipinta-ala on suurin. Kolmas laskukohta on paksun varren kohdalta. Nämä kolme kohtaa ovat merkittyinä kuvassa 8.



Kuva 8. Jännityspisteet

5.3 Jännitystulokset ja arviointi

Ohuemman putken normaalijännitykseksi tuli $\sigma = 171,6217519 \text{ N/mm}^2$, pyöristettynä noin $\sigma \approx 172 \text{ N/mm}^2$.

Ohuen ja paksun putken ollessa sisäkkäin jännitykseksi tuli $\sigma = 50,24851897 \text{ N/mm}^2$, pyöristettynä noin $\sigma \approx 50,2 \text{ N/mm}^2$.

Paksuimman putken jännitykseksi tuli $\sigma = 69,97216207 \text{ N/mm}^2$, pyöristettynä noin $\sigma \approx 70 \text{ N/mm}^2$.

Materiaali on S355, joten myötölujuus on noin 355 N/mm^2 , ja jakamalla myötölujuus varmuuskertoimella saadaan suurin sallittu jännitys.

Varmuuskertoimeksi valitsin kakkosen siitä syystä, että saisin kevennettyä nosturin vartta mahdollisimman paljon. Varmuuskertoimen ollessa näin pieni, on laskujen kanssa oltava äärimmäisen tarkkana, sillä virheille ei ole varaa.

Profiilin suurimmaksi sallituksi jännitykseksi saadaan $177,5 \text{ N/mm}^2$ varmuuskertoimen ollessa 2. Tämän yli profiiliin kohdistuvat jännitykset eivät saa mennä, sillä muuten varsi rupeaa murtumaan.

Laskuista saadut jännitysarvot jäävät alle sallitun jännityksen.

5.4 Leikkausjännitykset

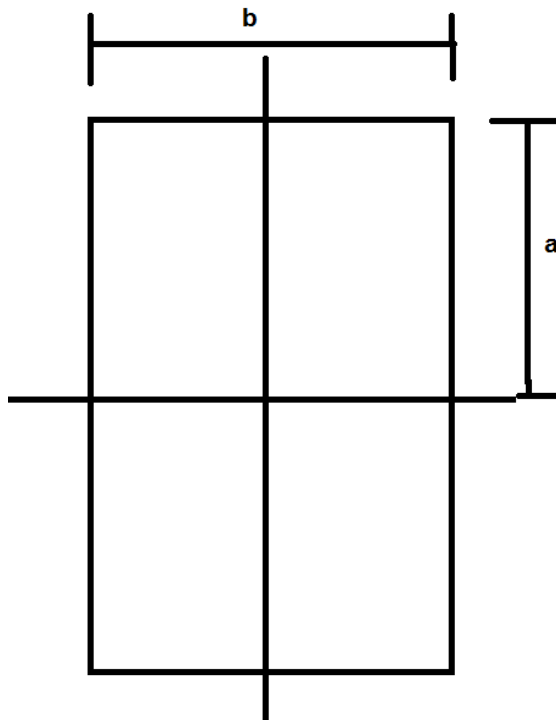
Ennen kuin voin laskea leikkausjännityksen nosturin kummallekin varrelle, on laskettava varren pintaan kohdistuva leikkausvoima. Tämä saadaan kaavalla 8.

$$F_x = 10\,000 * \sin 43 \quad (8)$$

Pintaa kohtisuoraan vasten tulevaksi voimaksi saadaan $F_x=6837,357103$ N, eli noin 6,8 kN.

Tämän jälkeen lasketaan staattinen momentti kaavalla 9, joka löytyy myös tekniikantaulukkokirjasta sivulta 449 painoksessa 17.

$$S_x = \frac{a^2 * b}{8} \quad (9)$$



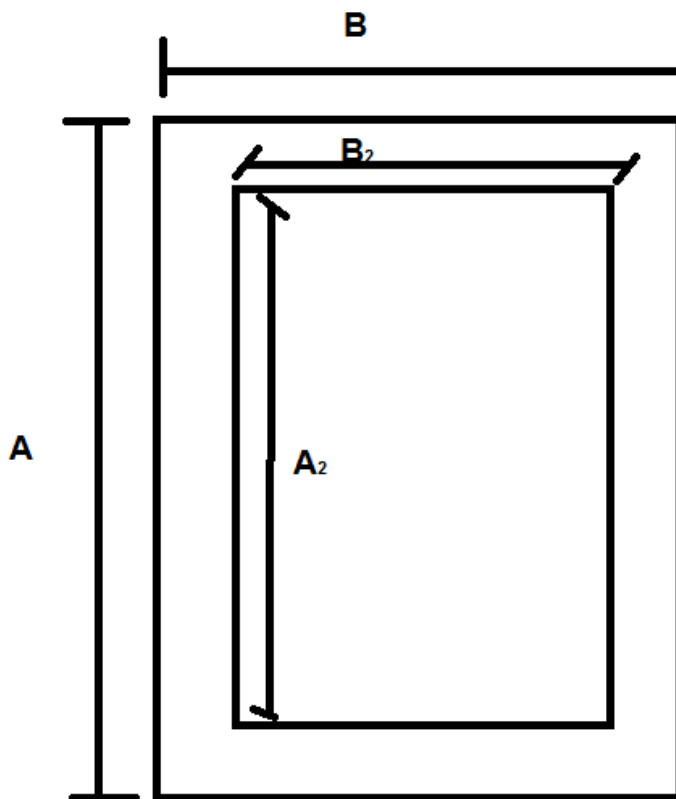
Kuva 9. Staattinen momentti

Kuva 9 hahmottaa mistä a:n ja b:n arvot tulevat.

Alkuperäisen nosturin ohuemman varren staattiseksi momentiksi saadaan edellä mainitulla kaavalla $S_x=18332,03125 \text{ mm}^3$ eli noin $1,8 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$, kun taas paksumman varren staattinen momentti sai arvon $S_x=48410,15625 \text{ mm}^2$, eli noin $4,8 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$.

Tämän jälkeen lasketaan jäyhyysmomentti, jota merkitään kirjaimella I, kummallakin varrelle kaavalla 10.

$$I = \frac{A^3 \cdot B}{12} - \frac{A_2^3 \cdot B_2}{12} \quad (10)$$



Kuva 10. Jäyhyysmomentin laskenta

Kuvasta 10 nähdään, mitkä arvot pitää valita kappaleesta. Kuvien avulla saa helpomman käsityksen siitä, mistä kohtaa arvot pitää valita putkesta.

Ohuemman putken jäyhyysmomentiksi saadaan $I=4020208,333 \text{ mm}^4$, eli noin $4,02 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$. Paksumman putken jäyhyysmomentiksi tuli $I=12783541,67 \text{ mm}^4$, eli noin $12,8 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$.

Nyt kun on saatu laskettua staattiset momentit ja jäyhyysmomentit, päästään vihdoin laskemaan leikkausjännityksiä. Jännitykset saadaan laskettua kaavalla 11.

$$\tau = \frac{F \cdot S_x}{I \cdot b} \quad (11)$$

F = Leikkausvoima
 S_x = Staattinen momentti
 I = Jäyhyysmomentti
 b = Lyhyemmän sivun pituus

Ohuemman putken leikkausjännitykseksi tuli $\tau=0,479663791 \text{ N/mm}^2$, eli noin $0,48 \text{ N/mm}^2$, ja isomman putken leikkausjännitys oli $\tau=0,304617346 \text{ N/mm}^2$, eli noin $0,3 \text{ N/mm}^2$.

Huomataan, etteivät leikkausjännitykset ole suuria, joten lasketaan vielä, paljonko varret taipuvat voimien alla. Sallittu taipuma saadaan laskettua kaavalla 12.

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} \quad (12)$$

F = Leikkausvoima
 I = Jäyhyysmomentti
 E = Kimmokerroin ($210\,000 \text{ N/mm}^2$)
 l = Varren pituus

Ohuemman putken taipuma on $f=25,00098032 \text{ mm}$, eli $f \approx 25 \text{ mm}$, ja paksumman putken taipuma on $f=5,823141252 \text{ mm}$, eli $f \approx 5,8 \text{ mm}$.

Verrataan näitä saatuja tuloksia sallittuun taipumaan (f_{sall}), joka saadaan kaavalla 12. Jakajana toimii 400, jota käytetään lujuuslaskuissa eniten ja on tyypillisin arvo, jolla sallittua taipumaa lähdetään laskemaan. Arvo on myös minun oma valitsemäni. Tällä arvolla saadaan valittua kestävä profiili.

$$f_{\text{sall}} = \frac{l}{400} \quad (12) \quad l = \text{Varren pituus}$$

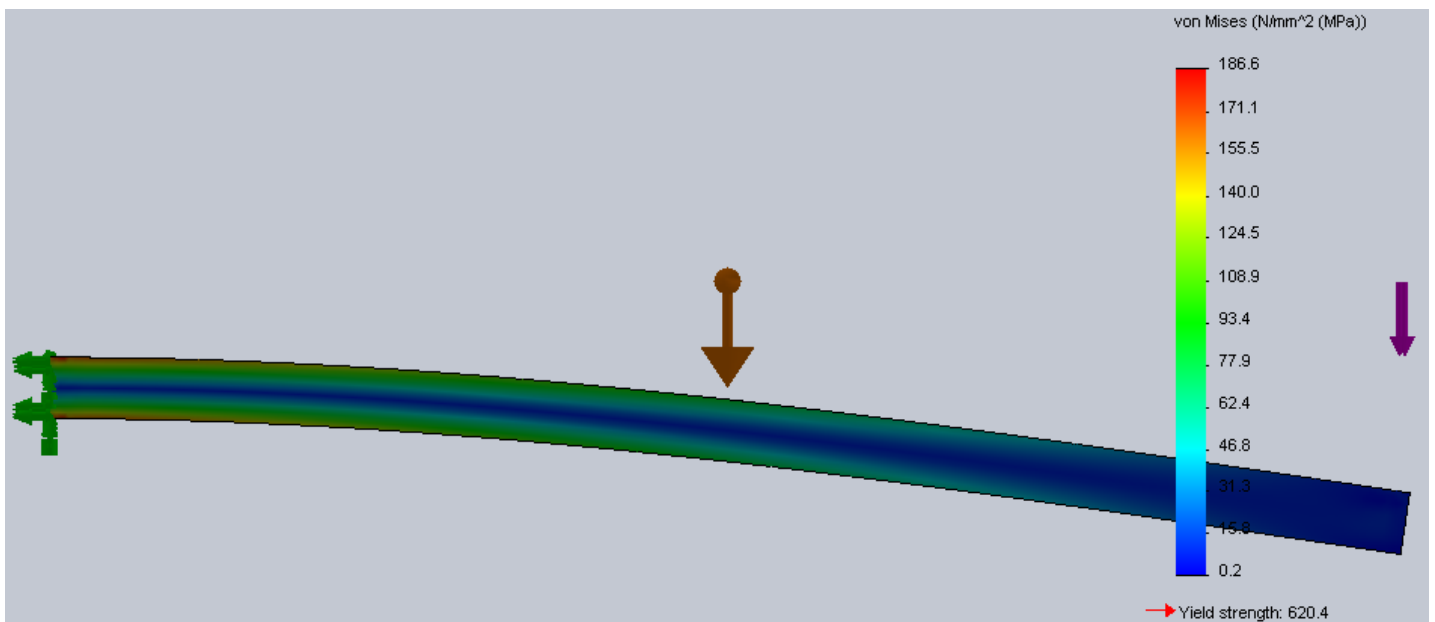
Sallituksi taipumaksi ohuelle putkelle tulee $f_{sall}=5,25$ mm ja paksulle putkelle $f_{sall}=4,75$ mm. Nähdään, että nykyiselläkin putkella taipumat ylittyvät, joten on hyvä lähteä hakemaan sellaista putkea, jossa taipumat jäävät alle sallitun.

6 Jännitys/taipumakuvat

6.1 Ohuemman putken kuvat

Kuvasta 11 nähdään ohuempaan putkeen kohdistuvat jännitykset. Kuvan voima tulee Y-akselin suuntaan eli se on leikkausvoimaa ja kyseinen voima on sama, joka on laskettu luvussa 6.4 kaavalla 6. Kuvan simulaatiossa on myös huomioitu kappaleen oma massa, vaikka laskuissa en sitä ole huomioinut. Oman massan vaikutus on niin häviävän pieni, ettei sitä tarvitse tässä kyseisessä työssä huomioida.

Alla olevassa kuvassa 11 varsi on kiinnitetty siitä päästä, missä ohuempi putki painuu paksumman sisälle. Kuvassa on käytetty Von Misesin vertailujännitys-simulaatiota



Kuva 11. Ohuen putken jännitykset

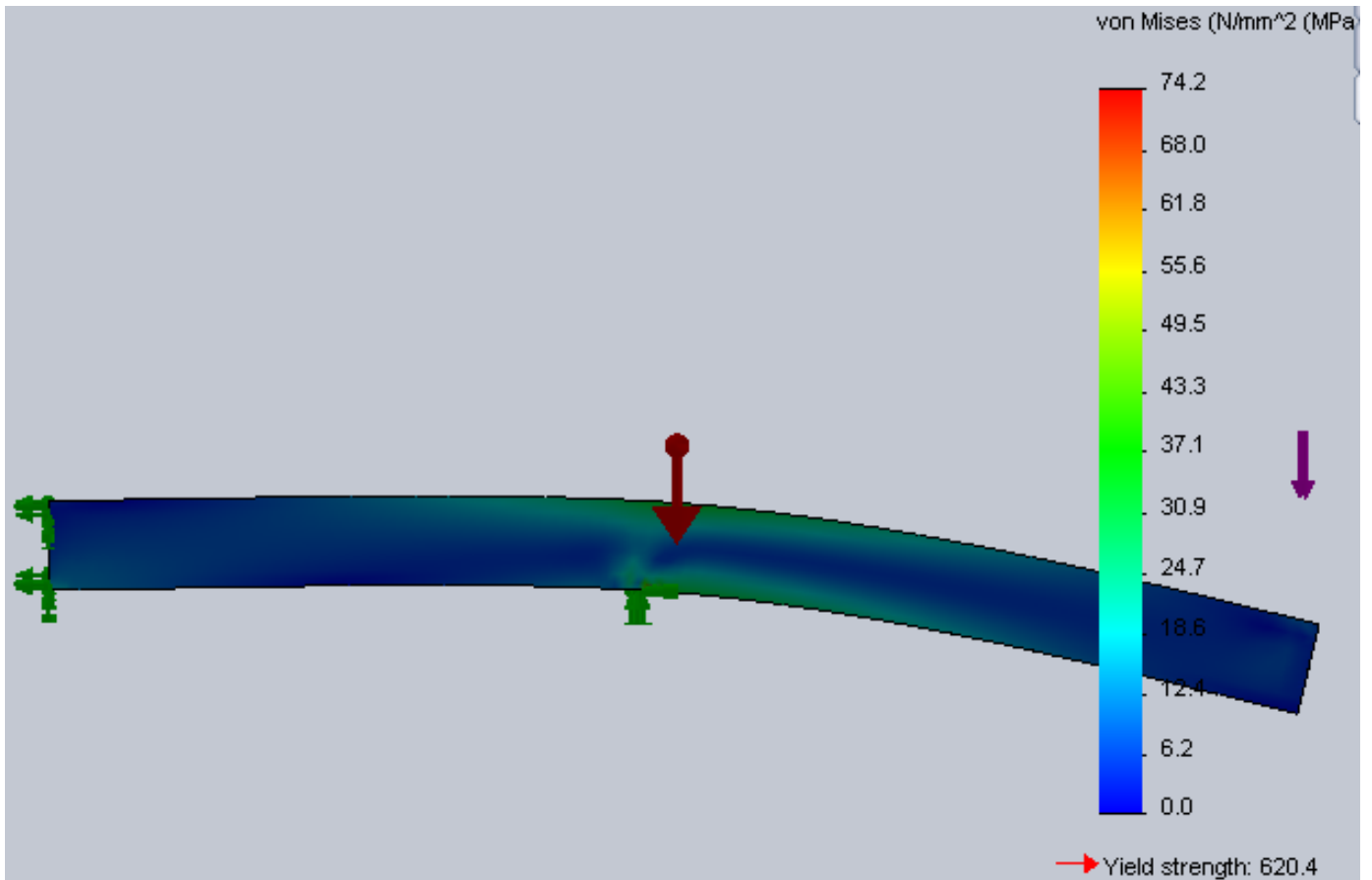
Kuten kuvasta nähdään, jännitykset kasvavat sitä mukaa, mitä lähemmäksi päästään tuettua päätä. Tuetun pään puolella maksimijännitykseksi tulee 186,6 N/mm².

Kaikki kuvat, joissa näkyy varsien jännitykset ja taipumat, on tehty Solidworks -työkalulla. Kyseisellä työkalulla on nopea saada tietoon jännitykset ja tietoa saa enemmän kuin laskuilla. Parhaiten tietoa saa kuitenkin, tekemällä laskut ja simuloimalla kuvat.

Kuvasta voidaan vetää johtopäätös, että olisi syytä hankkia profiilia, joka kestää hieman paremmin kyseisiä voimia eikä aiheuta niin suuria jännityksiä.

6.2 Paksumman putken kuvat

Kuva 12 kertoo paksumpaan putkeen kohdistuvista jännityksistä. Voima kohdistuu varren sisäpuolen ulkopintaan, koska voima kulkee pienempää profiilia pitkin ja kohdistuu isompaan sen sisäpuolella. Kiinnitys on siinä päässä, mistä paksun putken varsi on kiinni ajoneuvon kopin katossa ja toinen kiinnityspiste on siinä, missä nostinta nostavat sylinterit ovat kiinni.



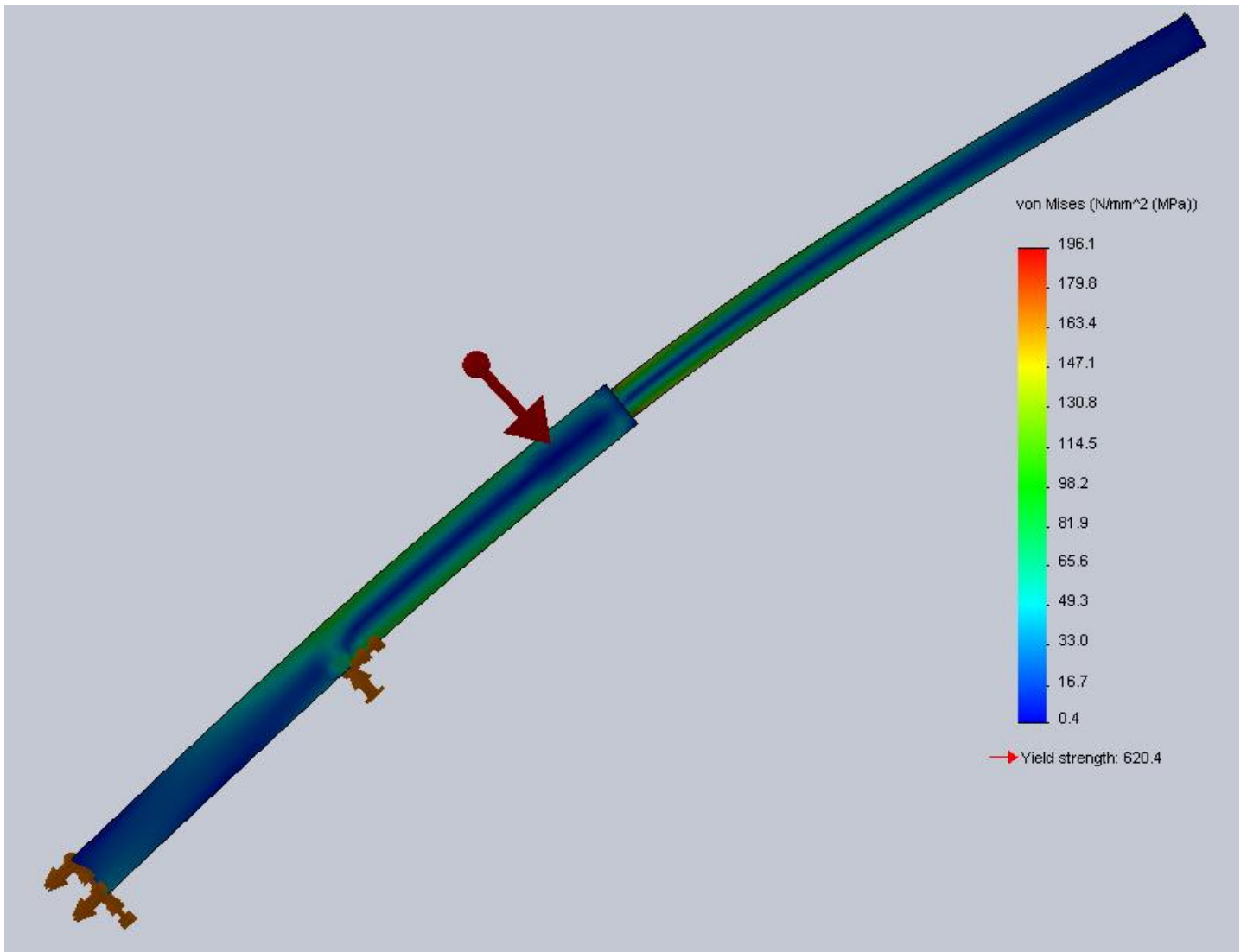
Kuva 12. Paksun putken jännitykset

Paksun putken jännitykset jäävät alle sallitun jännityksen ja suurin jännitys on vain 74,2 N/mm². Tämä profiili ainakin kestää, joten voisi päätellä, että olisi mahdollista vaihtaa profiilia hieman pienempään ja kevyempään.

Kuvan 12 perusteella, voidaan todeta, että on mahdollista löytää hivenen kevyempi profiili paksumman varren tilalle. Tämä on mahdollista, koska, jännitykset jäävät pieniksi.

6.3 Koko varren kuvat

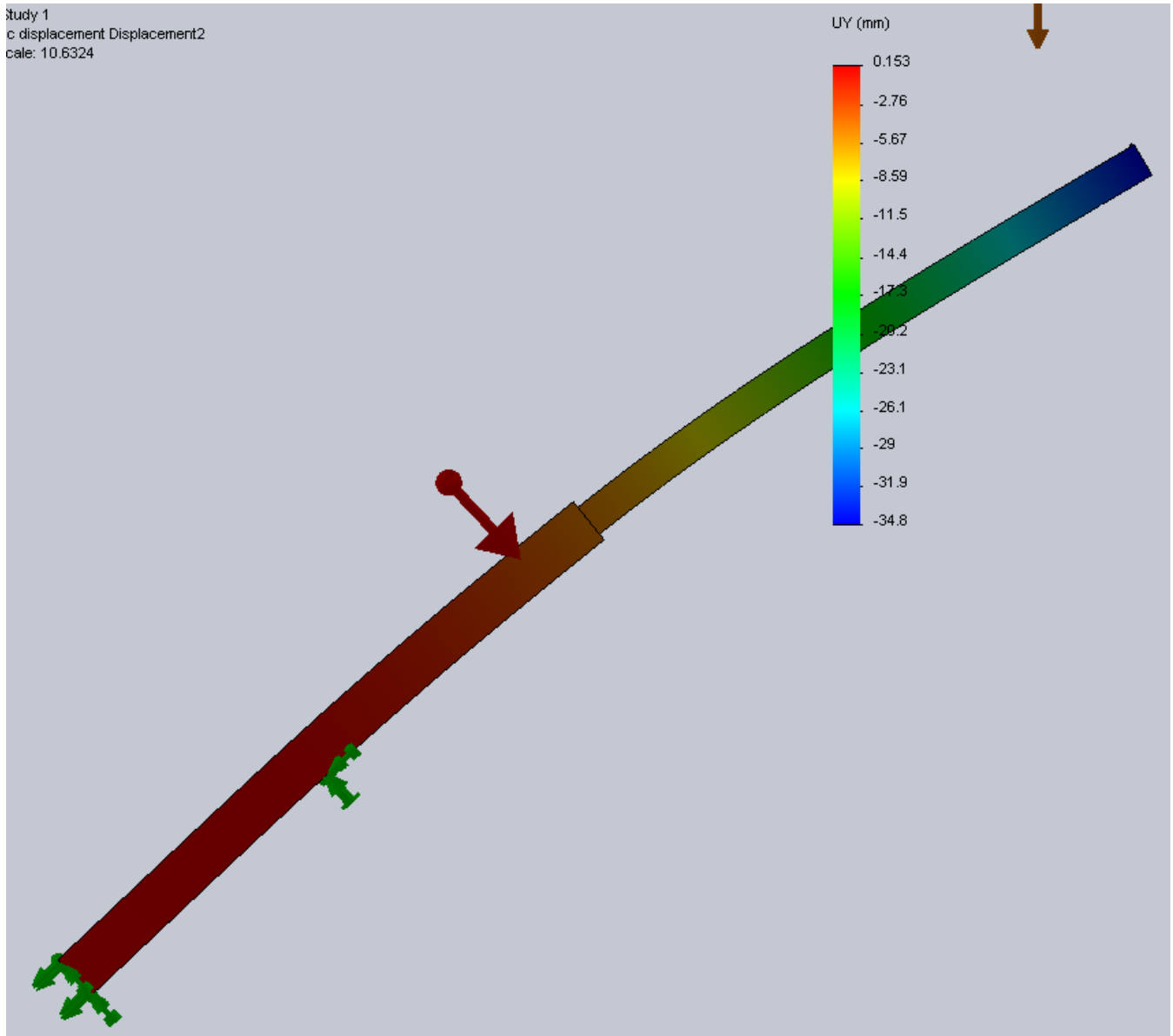
Koko varteen kohdistuvat jännitykset näkyvät kuvassa 13. Varren kiinnitykset ovat paksumman putken päässä kohdassa, jossa sylinterit kiinnittyvät paksumman varteen. Koko varren vapaana olevaan päähän kohdistuu alaspäin suuntautuva voima. Kyseinen voima on 10 000 Newtonia, joka on tehtävänannossa annettu maksimivoima.



Kuva 13. Koko varren jännitykset

Koko varrelle on helpompi saada jännitykset, kun käyttää suurinta voimaa, joka on annettu. Voima kohdistetaan ohuen varren päähän pistemäisenä tasan suoraan alaspäin, joten voima tulee kulmassa varren pintaa nähden.

Kuva 14 kertoo koko varteen kohdistuvista taipumista. Taipumakuvat on otettu ainoastaan koko varteen kohdistuvista taipumista, sillä ne ovat ne kriittisimmät ja tärkeimmät, ja niiden pohjalta tulee valita profiili.



Kuva 14. Koko varren taipumat

Koko varren suurin taipuma on 34,8 mm, joka on aivan liikaa, sillä koko varren sallittu taipuma on laskettuna kaavassa 12.

$$f_{\text{sall}} = \frac{L}{400} \quad (12) \quad L = \text{Koko varren pituus (3700 mm)}$$

Kaavalla 12 saadaan sallituksi taipumaksi $f_{\text{sall}}=9,25$ mm. Kun tätä verrataan suurimpaan taipumaan, joka kohdistuu koko varrelle, voidaan sanoa, että varsi saisi kestävämpää profiilia.

6.4 Johtopäätökset koko varren kuvista

Koko varsi ei aivan kestä sallittuja jännityksiä vaan on juuri siinä rajavyöhykkeellä. Suurempi huolen aihe ovat taipumat, joita varressa on. On siis haettava sen kokoista putkea, jonka taipumat jäävät alle sallittujen taipumien. Tällainen putki, joka jää alle sallitun, kestää varmasti myös kaikki syntyvät jännitykset.

7 Uuden profiilin valinta

7.1 Valintakriteerit

Tärkeimpänä kriteerinä on se, että syntyvien taipumien on jätävä alle sallittujen taipumien, sillä kun profiili kestää taipuman, se kestää myös kaikki syntyvät jännitykset.

7.2 Valitut profiilit

Profiilin valinnan suoritin laskemalla erikokoisille suorakaiteen muotoisille putkille taipuman ja vertasin sitä sitten sallittuun taipumaan. Profiilit löytyivät tekniikan taulukkokirjasta, jonka on kirjoittanut Esko Valtanen ja profiilien arvot on laskettu ja tarkastettu Lappeenrannan teknillisessä yliopistossa ja ne ovat kaikki linjassa SFS-EN 10219-2 kanssa.

7.2.1 Ohuemman putken profiili

Ohuemman putken profiiliksi käy 180 x 100 x 12 millimetrinen suorakaideputki. Taulukosta 2 näkyy taipuma sekä leikkaus- ja normaalijännitys

	Tarkka-arvo	Pyöristetty	Sallitut
Taipuma	5,114969436	5,1 mm	< 5,25 mm
Normaalijännitys	67,18403277	67,2 N/mm ²	< 177,5 N/mm ²
Leikkausjännitys	0,352306568	0,4 N/mm ²	< 177,5 N/mm ²

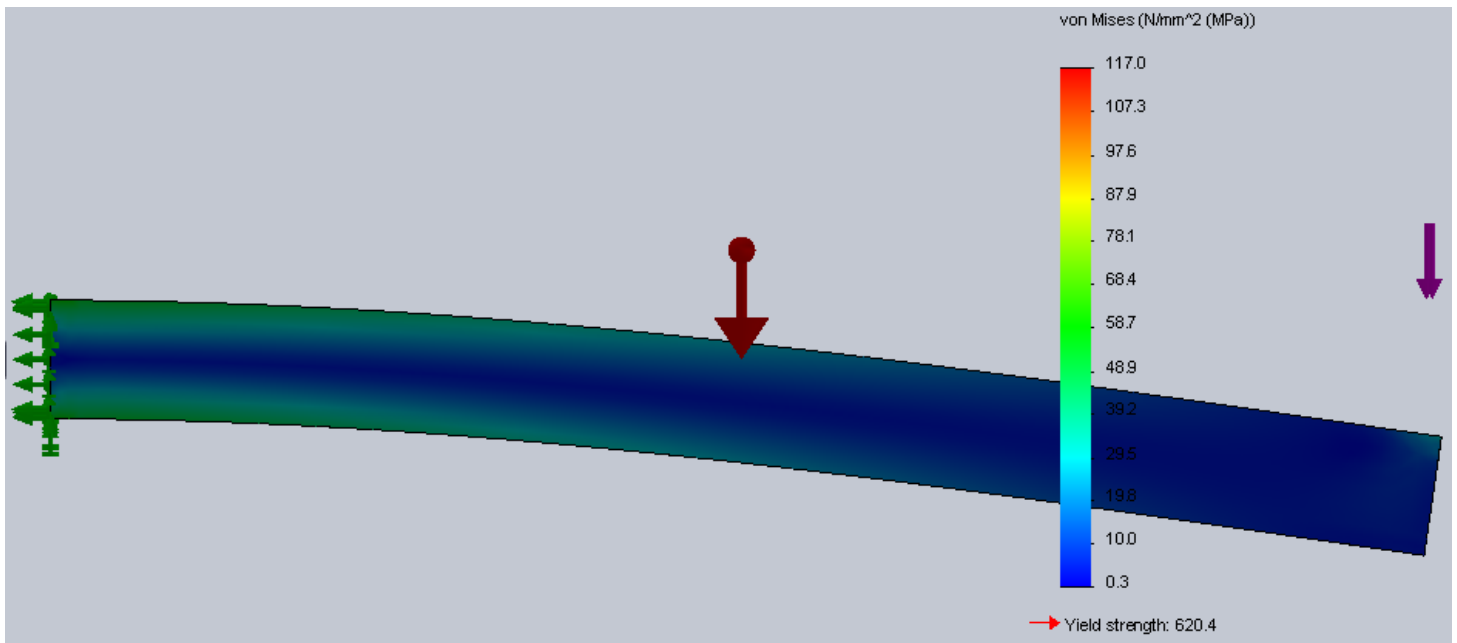
Kuva 15. Taulukko 2.

Kaikkien taulukoiden saadut arvot perustuvat käsinlaskentaan.

Taulukosta 2 voidaan todeta, että kaikki saadut arvot ovat alle sallittujen arvojen. Joten profiili näyttäisi sopivan tarkoitukseen hyvin.

7.2.2 Valitun ohuen profiilin jännityskuva

Kuva 16 on valitun profiilin jännityskuva, josta nähdään profiiliin kohdistuvat suurimmat jännitykset.



Kuva 16. Valitun ohuen putken jännityskuvio

Huomataan, että yllä olevassa kuvassa suurimmat jännitykset ovat taas kiinnityksen puolella ja muualla jännitykset ovat vähäisiä. Suurin jännitys on 117 N/mm², joka jää helposti sallitun 177,5 N/mm² alapuolelle, joten profiili kestää ainakin jännitykset.

7.2.3 Paksumman putken profiili

Paksumman putken profiiliksi sopii 200 x 120 x 6 millimetrinen suorakaideputki. Alla olevasta taulukosta 3 nähdään saatu taipuma sekä normaali- ja leikkausjännitys.

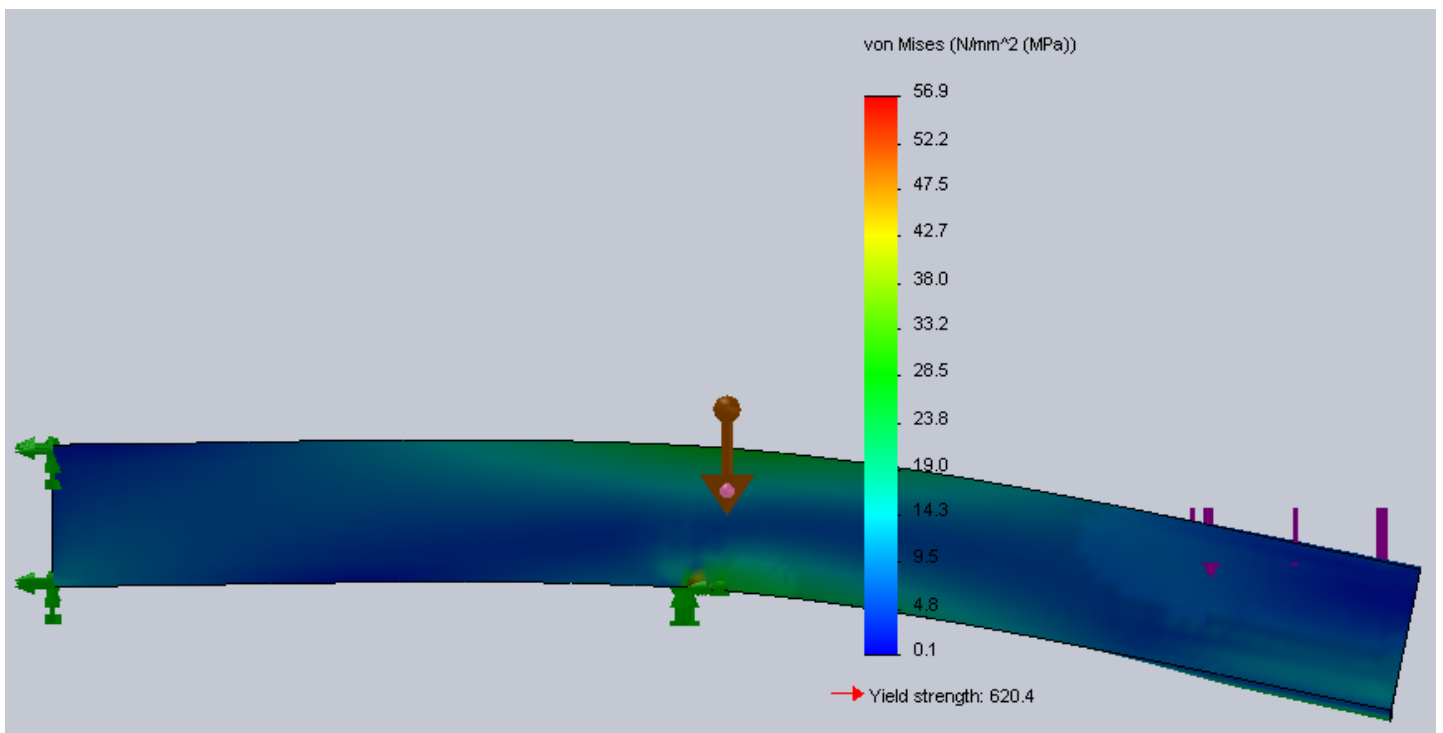
	Tarkka-arvo	Pyöristetty	Sallitut
Taipuma	3,859013418	3,9 mm	< 4,75 mm
Normaalijännitys	69,33779646	69,3 N/mm ²	< 177,5 N/mm ²
Leikkausjännitys	0,443063576	0,4 N/mm ²	< 177,5 N/mm ²

Kuva 17. Taulukko 3.

Taulukosta vertailemalla nähdään, että kaikki arvot jäävät alle sallittujen arvojen, joten profiili kestää.

7.2.4 Valitun paksun profiilin jännityskuva

Kuvasta 18 nähdään kaikki jännitykset joita valitulle profiilille tulee.

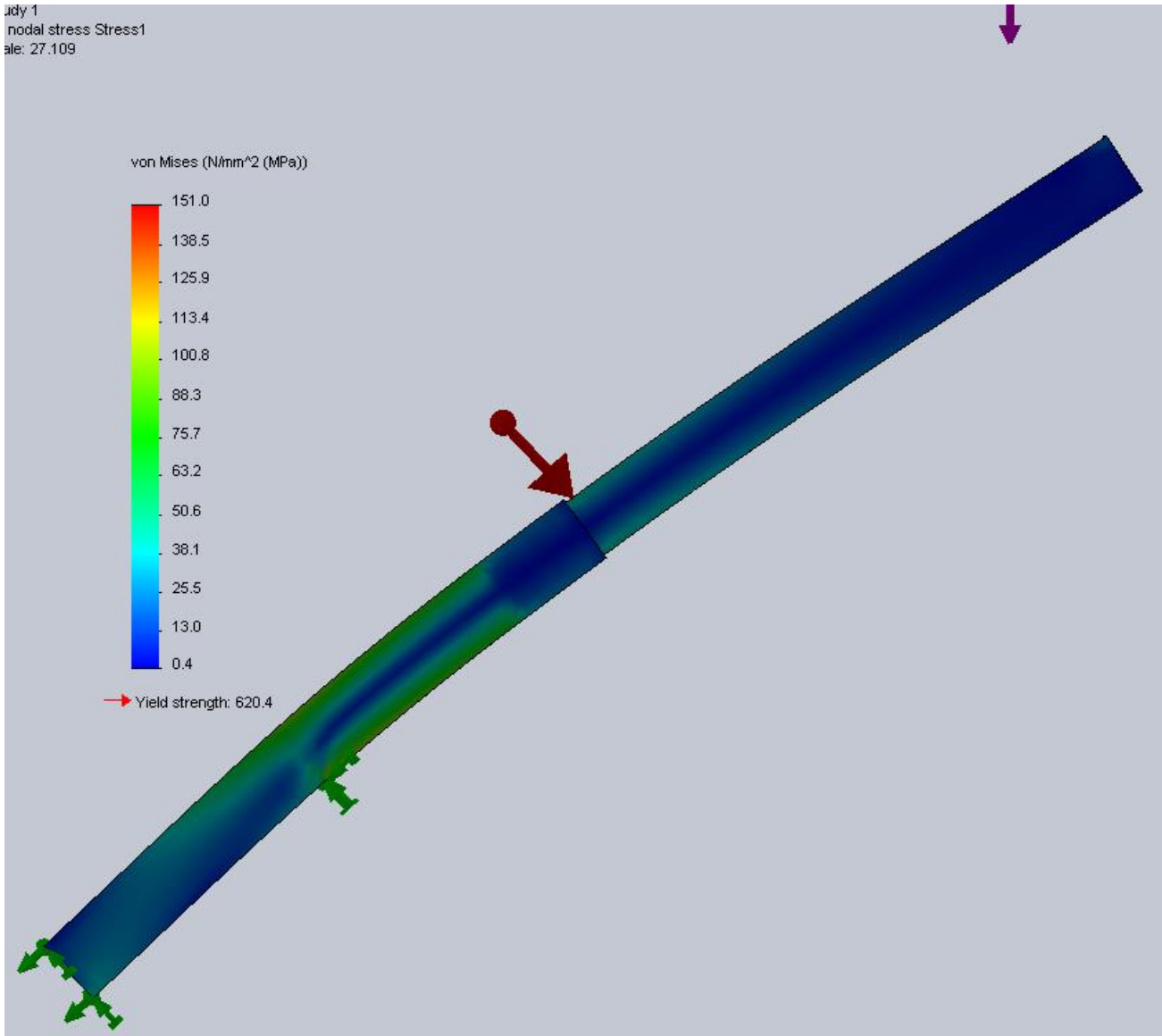


Kuva 18. Valitun paksun putken jännityskuvio

Kuvasta selviää, että suurimmat jännitykset ovat taas kiinnityspisteiden luona ja suurin jännitys on 56,9 N/mm². Jännitys jää kuitenkin selvästi alle sallitun, joten vielä tähän mennessä profiilit näyttävät hyviltä.

7.2.5 Koko varteen kohdistuvien jännitysten ja taipumien kuvat

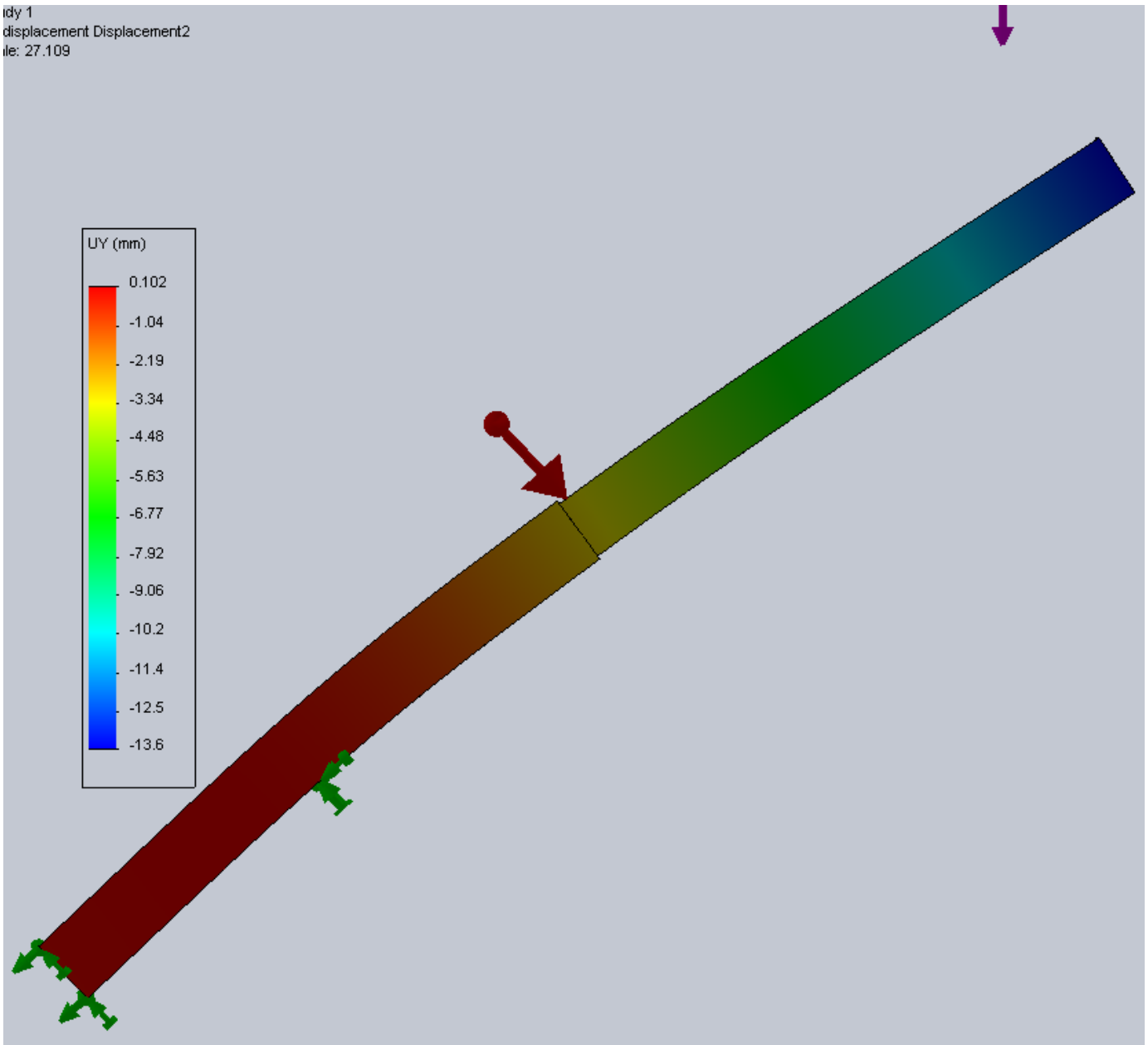
Alla oleva kuva 19 kertoo, kuinka paljon jännityksiä syntyy koko varrelle. Simulaatio on tehty Von Misesin vertailujännityksellä ja voimana on 10 000 Newtonia.



Kuva 19. Koko varteen kohdistuvat jännitykset

Edelleenkin suurimmat jännityskeskittymät ovat kiinnityspisteiden luona, ja ohuen varren päässä jännityksiä on tuskin ollenkaan. Jännitykset jäävät alle sallitun, joten valitut profiilit alkavat näyttää hyviltä. Vielä viimeisenä tarkastellaan koko varteen kohdistuvia taipumia, ja ne näkyvät kuvassa 20.

idy 1
displacement Displacement2
le: 27.109



Kuva 20. Koko varteen kohdistuvat taipumat

Kuvasta käykin ilmi, että taipuma $f=13,6$ mm ja on yli sallitun joka oli $f_{sall}=9,25$ millimetriä.

Johtopäätöksenä tästä voidaan kuitenkin tehdä, että profiili kestää vaikka se taipuukin 4,35 millimetriä yli sallitun. Ylitys on niin pieni ettei se haittaa käsitellessä teuraseläimiä.

Jos halutaan nähdä, mikä arvo pitäisi valita, jotta saataisiin sallituksi taipumaksi 13,6 mm, niin sijoitetaan taipuma 13,6 millimetriä kaavaan 12, sivulla 23, jaka-

jaksi 400 paikalle. Saadaan vastaukseksi 272,0588235 mm, ≈ 270 mm. Eli, jos haluttaisiin sallituksi taipumaksi 13,6 mm, olisi koko varren pituus jaettava 270 mm:llä.

Ero kuitenkin on niin pieni sallitun taipuman ja saadun maksimitaipuman välillä, että se ei haittaa taipuuko nostin 9,25 mm vai 13,6 mm, varsinkin kuin jännitykset eivät ylity.

7.2.6 Valittujen profiilien paino

Valittujen profiilien painot saadaan suoraan taulukosta. Ohuemman painoksi tulisi 91,14 kg ja paksumman profiilin painoksi tulisi 53,77 kg. Nosturin kokonaispaino olisi tällöin 144,91 kg. Vanhan paino oli 140,4008 kg, joten uusi nostin painaisi 4,5092 kg enemmän kuin vanha.

7.3 Johtopäätökset

Uusi nostin tulisi painamaan enemmän kuin vanha, ja sallittu taipumakin ylittyisi hivenen. Näin ollen tehtävän alussa annetut kriteerit eivät aivan toteudu.

Nyt on kuitenkin muistettava, että kaikki laskut pohjautuvat siihen, että nosturista roikkuu 1000 kg painava ruho. Kuitenkin näin painavia teuraseläimiä tulee vastaan maksimissaan kaksi kertaa vuodessa, joten voidaan harkita pienempää putkea kumpaankin varteen.

Pienempiä putkia harkitessa on kuitenkin hyvä muistaa, että vaikka jännitykset eivät ylittyisi, niin voi olla, että taipuma kasvaa liian suureksi.

Seuraava vaihtoehto olisi ohuemmalle varrelle, 180 x 100 x 10. Alla olevasta taulukosta 4 nähdään taipuma, normaali- ja leikkausjännitykset sekä paino ohuemmalle profiilille.

	Tarkka-arvo	Pyöristetty	Sallitut
Taipuma	5,406624498	5,4 mm	> 5,25 mm
Normaalijännitys	70,86599387	70,9 N/mm ²	< 177,5 N/mm ²
Leikkausjännitys	0,372395055	0,4 N/mm ²	< 177,5 N/mm ²
Paino	80,01 kg	80 kg	-

Kuva 21. Taulukko 4.

Taulukosta nähdään, että melkein kaikki toimisi hyvin, paitsi taipuma, joka tässä tapauksessa ylittyisi hivenen sallitusta.

Kuitenkin jo pelkästään valitsemalla ohuemmalle profiilille ohuempi vaihtoehto saadaan koko nosturin painoa pudotettua 144,91 kilogrammasta 133,78 kilogrammaan, joka on jo alle alkuperäisen nostimen. Jos tämä ei vielä riitä niin voidaan valita paksummallekin profiilille yhtä ohuempi profiili taulukosta. Näin ollen profiiliksi tulisi 200 x 120 x 5 millimetrinen suorakaideputki. Alla olevasta taulukosta 5 nähdään taipuma, normaali- ja leikkausjännitys sekä paino.

	Tarkka-arvo	Pyöristetty	Sallitut
Taipuma	4,514273429	4,5 mm	4,75 mm
Normaalijännitys	81,13362977	81,1 N/mm ²	177,5 N/mm ²
Leikkausjännitys	0,518295717	0,5 N/mm ²	177,5 N/mm ²
Paino	45,22	45 kg	

Kuva 22. Taulukko 5.

Taulukon taipuman mukaan tämäkin profiili kestäisi, mutta kun yritin tehdä simulaatiota koko varrelle käyttäen tätä profiilia, niin taipuma meni vielä enemmän yli kuin paksummissa profiileissa.

Jos kummastakin profiilista otettaisiin vielä ohuempi versio, paino putoaisi vielä 133,78 kilogrammasta 125,23 kilogrammaan. Tätä kun verrataan, vanhan alkuperäisen nostimen painoon niin huomataan, että paino on tippunut 140,4008 kilosta 125,23 kiloon. Painosta lähtee 15,1708 kilogrammaa pois.

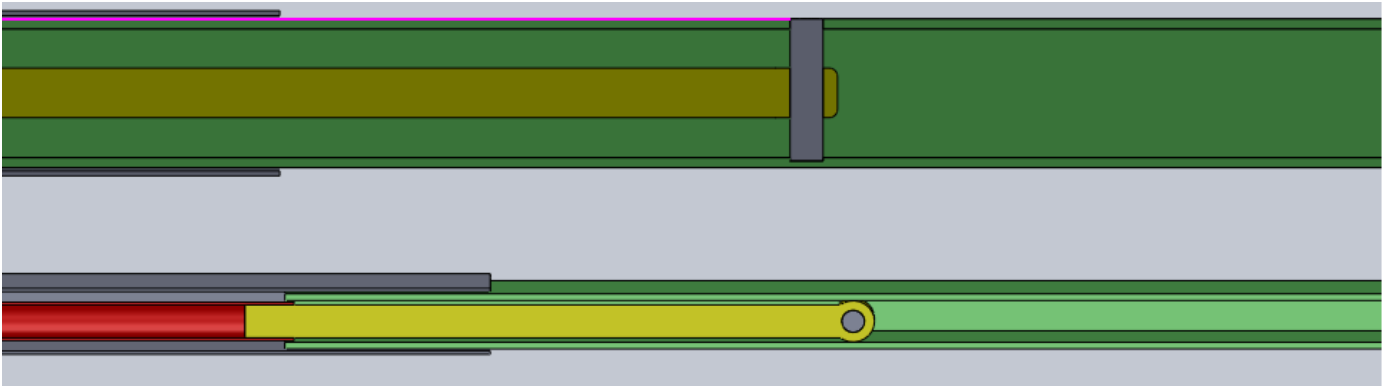
Kevyimmillä profiileilla taipumaksi simulaatiolla koko varrelle tuli $f=15,8$ mm, joka ei ole paljoa, mutta kuitenkin enemmän kuin 13,6 mm, mikä saatiin ensimmäisille profiileille.

Kuitenkin kevyemmät profiilit ovat aivan mahdollisia vaihtoehtoja myös, mutta riski on vain aina suurempi varsinkin, jos 1000 kg eläimiä tulee enemmän kuin kaksi vuodessa.

8 Sylinterin kiinnitys varsien sisään

8.1 Vaihtoehto A

Sylinterille jonka tehtävänä on työntää ohuempi varsi ulos, ideoin kaksi vaihtoehtoa. Alla on kuva 23 eli vaihtoehto A.

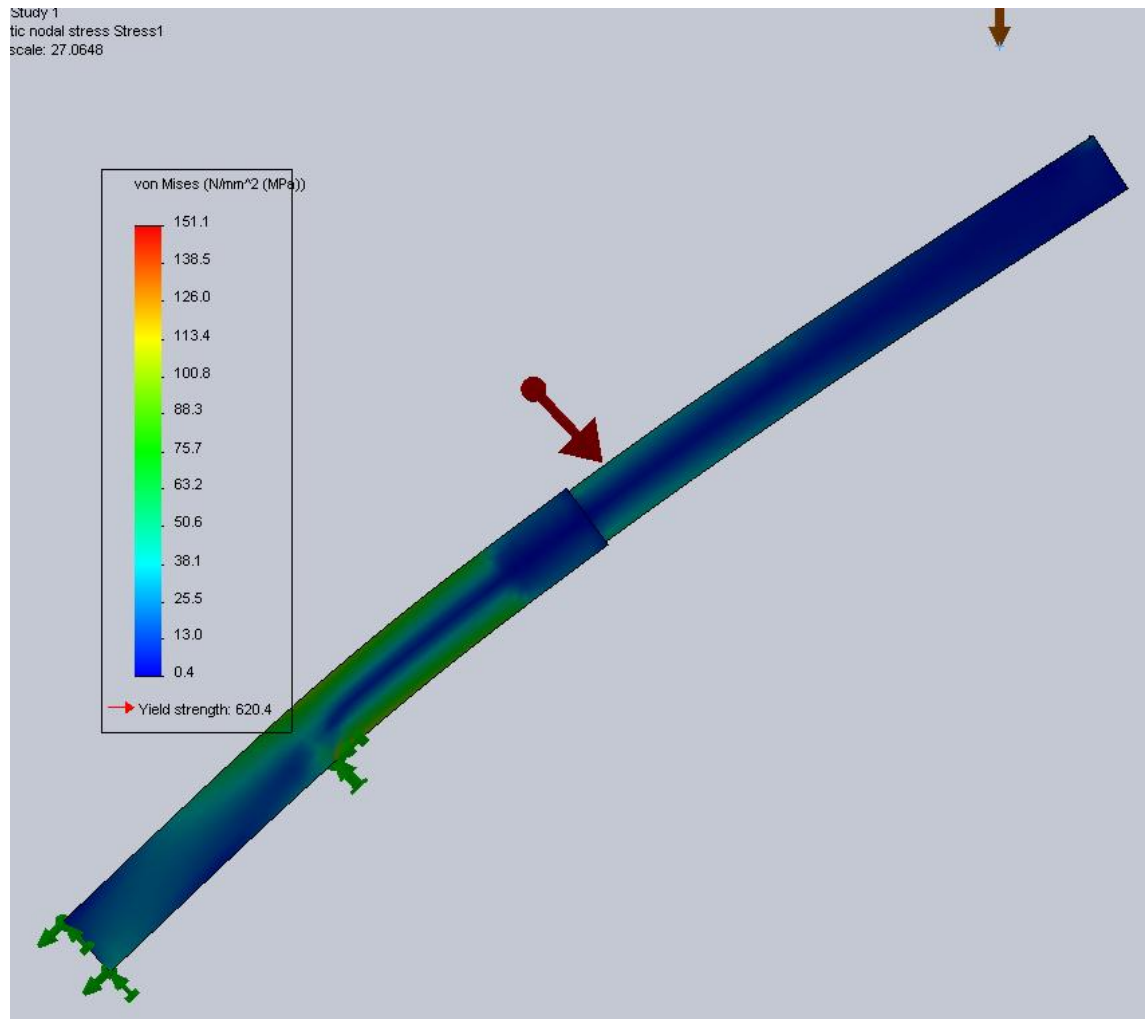


Kuva 23. Vaihtoehto A

Kuvassa on kaksi poikkileikkauskuvaa sylinterin kiinnityksestä. Toinen kuva on ylhäältä ja toinen sivusta.

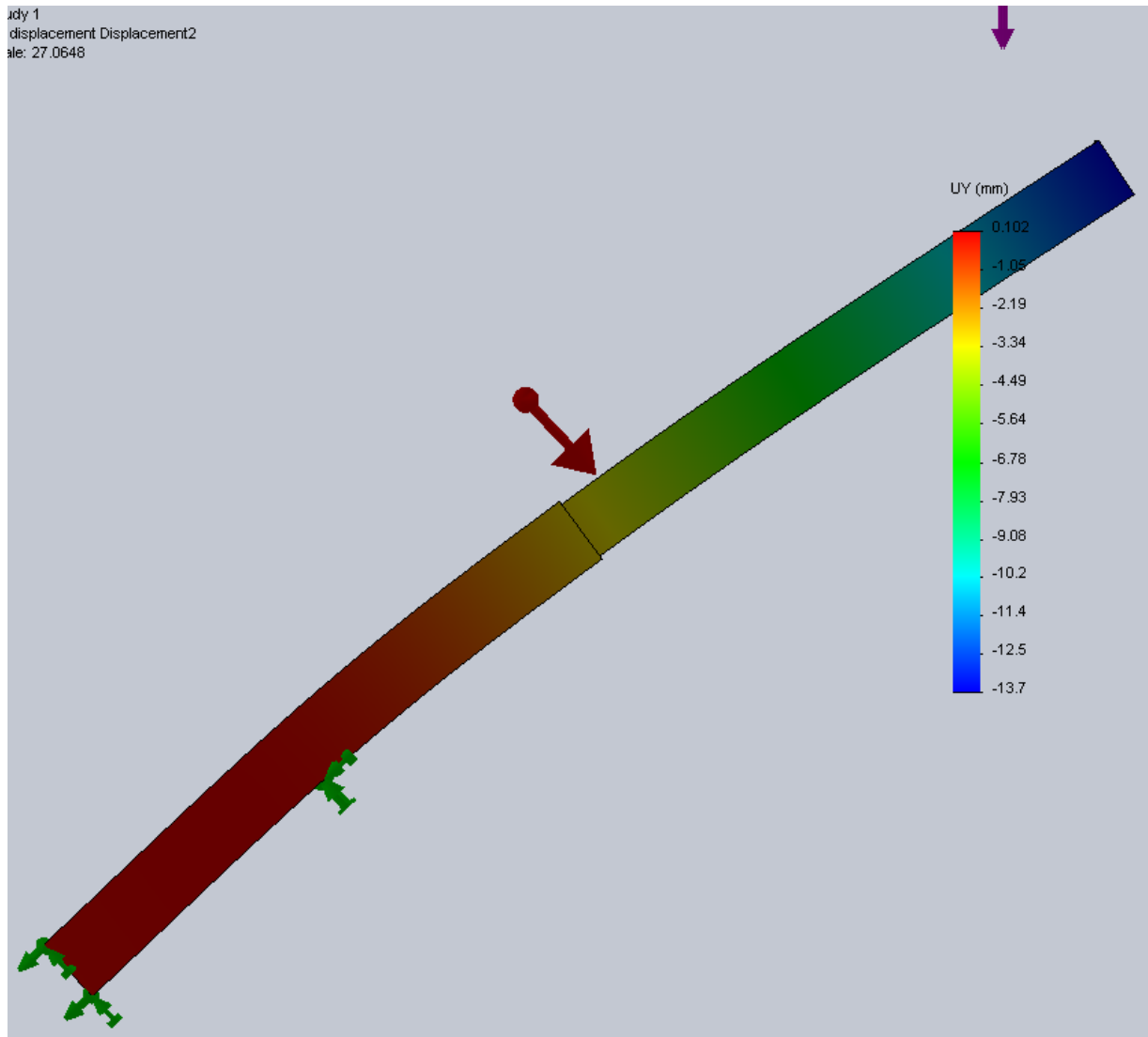
Kuvista huomataan, että ohuessa varressa on reikä, joka menee ylhäältä läpi mutta jättää alapintaan pienen kolon, johon tappi voidaan uittaa. Tappi laitetaan läpi sylinterin männän pallonivelestä. Tappi hitsataan kiinni varren yläpintaan.

Reikien vaikutus profiilin kestävyys on vähäinen ja kuva 24 kertoo, paljonko jännitykset muuttuvat profiilille, jossa on yksi reikä.



Kuva 24. Koko varsi yhdellä reiällä (jännitykset)

Suurimmaksi jännitykseksi tulee $151,1 \text{ N/mm}^2$, ja kun tätä verrataan sivun 29 kuvaan 19, huomataan, että ero on $+ 0,1 \text{ N/mm}^2$, eli hyvin vähäinen. Kuva 25 näyttää, puolestaan paljonko taipuma muuttuu, kun profiilissa on yksi reikä.

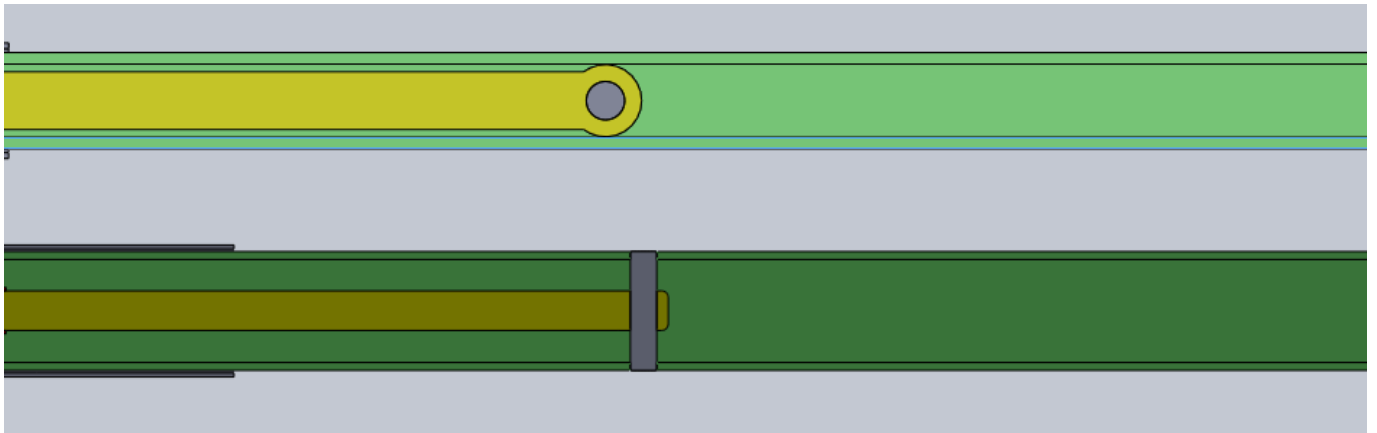


Kuva 25. Koko varsi yhdellä reiällä (taipumat)

Suurin taipuma kuvassa 25 on $f=13,7$ mm, ja kun tätä verrataan sivun 30 kuvan 20 taipumaan $f=13,6$ mm, voidaan todeta, ettei yhdellä reiällä ole mitään merkitystä profiilin kestävyyteen, ainakaan tässä tapauksessa.

8.2 Vaihtoehto B

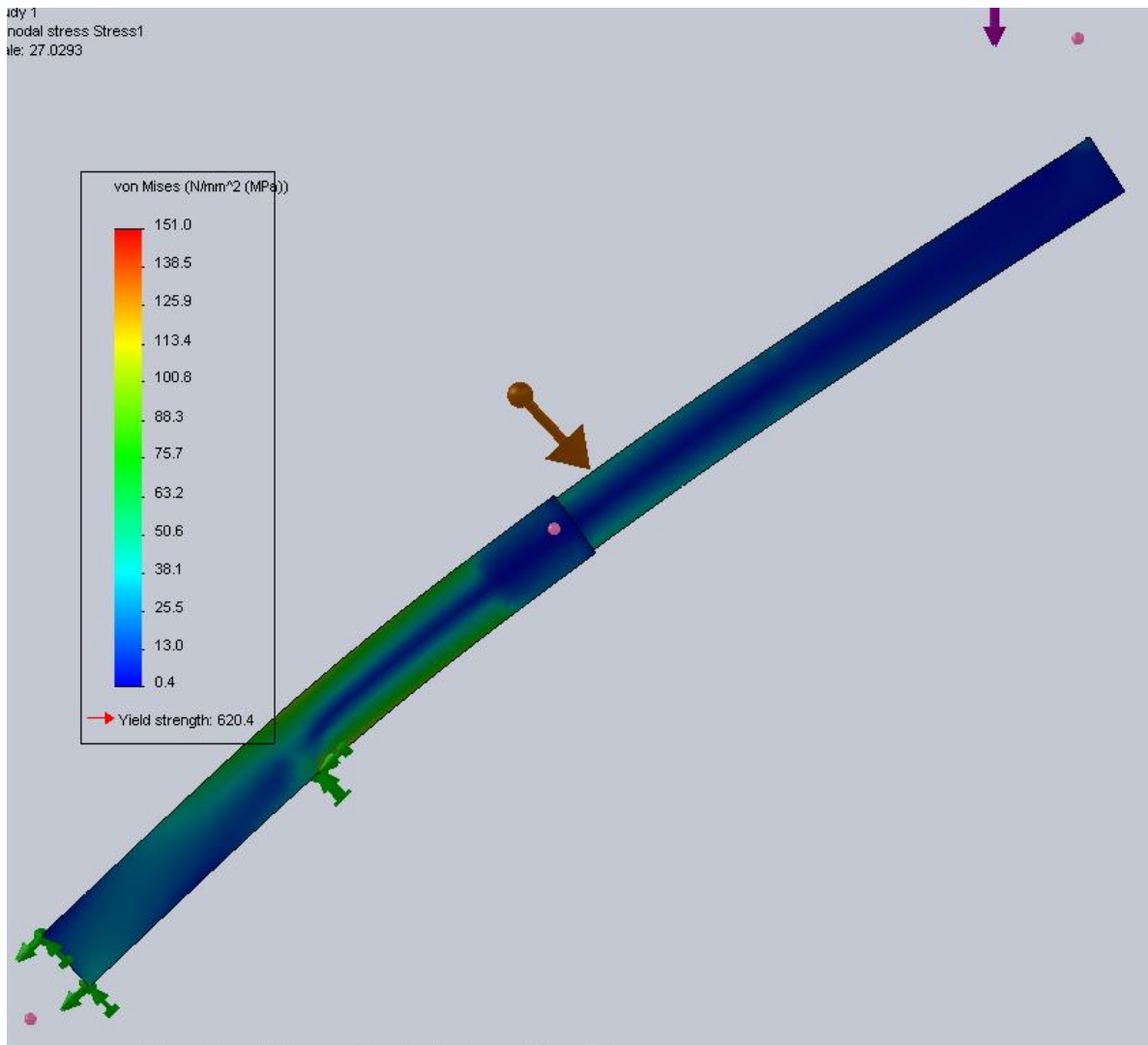
Vaihtoehto B eroaa hyvin vähän A-vaihtoehdosta. Eroa kuitenkin on, kuten kuvasta 26 nähdään.



Kuva 26. Vaihtoehto B

Vaihtoehdossa B tappi menee kokonaan varren läpi ja samalla se sujahtaa palonivelestä. Tässä tapauksessa tappi joudutaan hitsaamaan kummaltakin puolelta kiinni, mikä on tietenkin aina vaivalloisempaa.

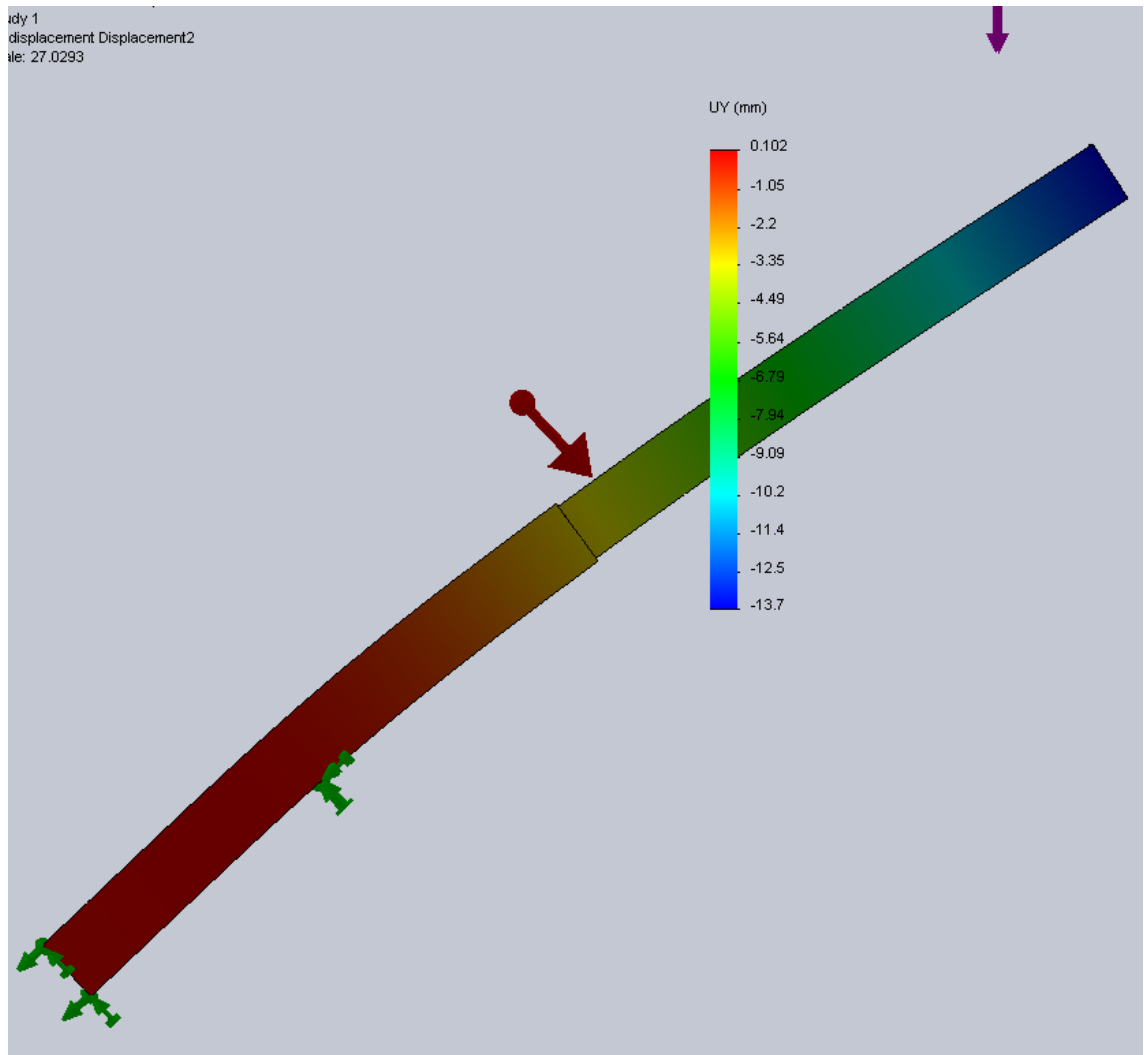
Nyt kun profiilissa on kaksi reikää, kestäkö se enää vaaditut jännitykset ja taipumat? Kuva 27 kertoo sen.



Kuva 27. Koko varsi reikä kokonaan läpi (jännitys)

Voidaankin todeta, ettei jännitys muutu ollenkaan, jos sitä verrataan profiiliin, jossa ei ole reikää, vaan jännitykset pysyvät samassa eli 151 N/mm^2 .

Kuva 28 näyttää taas sen, muuttuvatko koko profiilin taipumat mihinkään, jos ohuemmassa varressa on reikä, joka menee koko profiilin läpi.



Kuva 28. Koko varsi reikä kokonaan läpi (taipumat)

Huomataan, että taipuma pysyy samana kuin edellisessä vaihtoehdossa. Eli jos on yksi tai kaksi reikää, niin taipuma ei muutu.

8.3 Paremman valinta

Näistä kahdesta vaihtoehdosta B-vaihtoehto on lopulta parempi valinta, sillä varren ohueen seinämään on miltei mahdoton saada porattua sellaista koloa, joka ei tulisi läpi, koska poran pää ei ole litteä. Jos koloa yritettäisiin tehdä muulla menetelmällä, tulisi vastaan varren poikkipituus, joka hankaloittaisi kolon työstöyritystä.

Näin ollen vaihtoehto B vie voiton, koska on helpompi porata reikä kokonaan läpi profiilista.

9 Päätelmät

Koko prosessin aikana usko siihen, että nosturista tulisi paljonkin kevyempi, oli luja. Valitettavasti tämä usko karisi viimeistään siinä vaiheessa, kun sain valittua profiilit ja huomasin, kuinka paljon painoksi lopulta tulisi.

Tehdyt simulaatiot Solidworksillä helpottivat osakseen työsuoritusta, mutta samalla aiheuttivat välillä suunnattoman stressin: simulaatio tekee juuri sen, mitä sen laittaa tekemään. Jos ei ole aivan varma, miten simulaatio pitäisi tehdä, jotta sillä saisi tietoa juuri niistä jännityksistä, joista haluaa, niin voi tulla ongelmia. Kuitenkin loppujen lopuksi ohjaajan opastuksella simulaatiot onnistuivat ja helpottivat profiilien valintaa.

Lasketuista profiileista voidaan valita kevyemmätkin, sillä niiden taipumat eivät eroa niin paljoa sallitusta ja näin ollen nostimesta saadaan kevyempi.

Koko opinnäytetyön tekeminen oli opettava kokemus ja yhdisti lopulta kaikki opitut asia.

Kuvat

- Kuva 1. Nostin, s. 8
- Kuva 2. Taulukko 1, s. 9
- Kuva 3. Hiab 033T, s. 10 lähde: <http://www.cargotec.com/fi-fi/PS/Loader-cranes/light-capacity-range-up-to-10-tm/hiab-033-t/Sivut/default.aspx>
- Kuva 4. PC 2700, s. 11 lähde: <http://www.vta.fi/tuote/pc2700>
- Kuva 5. Vääräntyyppinen nostin, s. 12
- Kuva 6. Laskukuva nosturista, s. 15
- Kuva 7. Poikkipinta-ala, s.16
- Kuva 8. Jännityspisteet, s. 17
- Kuva 9. Staattinen momentti, s. 18
- Kuva 10. Jäyhyysmomentin laskenta, s. 19
- Kuva 11. Ohuen putken jännitykset, s.21
- Kuva 12. Paksun putken jännitykset, s. 23
- Kuva 13. Koko varren jännitykset, s. 24
- Kuva 14. Koko varren taipumat, s. 25
- Kuva 15. Taulukko 2, s. 26
- Kuva 16. Valitun ohuen putken jännityskuvio, s. 27
- Kuva 17. Taulukko 3, s. 28
- Kuva 18. Valitun paksun putken jännityskuvio, s. 28
- Kuva 19. Koko varteen kohdistuvat jännitykset, s. 29
- Kuva 20. Koko varteen kohdistuvat taipumat, s. 30
- Kuva 21. Taulukko 4, s. 31
- Kuva 22. Taulukko 5, s. 32
- Kuva 23. Vaihtoehto A, s. 33
- Kuva 24. Koko varsi yhdellä reiällä (jännitykset), s. 34
- Kuva 25. Koko varsi yhdellä reiällä (taipumat), s. 35
- Kuva 26. Vaihtoehto B, s. 36
- Kuva 27. Koko varsi reikä kokonaan läpi (jännitykset), s. 37
- Kuva 28. Koko varsi reikä kokonaan läpi (taipumat), s. 38

Lähteet

Lihamaisteri Oy
www.lihamaisteri.net (Luettu 12.3.2012)

SFS 51606. 1985. Teurastamo- ja liha-alan koneet. Teurastamokoneet ja –laitteet. Työturvallisuus. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto.

Esko Valtanen 2009. Tekniikan taulukkokirja. Lujuusopinperusteet, 441- 450. Mikkeli: Genesis-kirjat Oy.