



Mikko Niemelä

NOSTURIIN LIITETTÄVÄN RAIVAUSAHAN SUUNNITTELU

NOSTURIIN LIITETTÄVÄN RAIVAUSSAHAN SUUNNITTELU

Mikko Niemelä
Opinnäytetyö
Kevät 2013
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Oulun seudun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun seudun ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma, koneautomaatio

Tekijä: Mikko Niemelä

Opinnäytetyön nimi: Nosturiin liitettävän raivaussahan suunnittelu

Työn ohjaaja: Esa Kontio

Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: kevät 2013 Sivumäärä: 32 + 3 liitettä

Tässä työssä suunniteltiin hydraulisesti toimiva nosturiin liitettävä raivaussaha, jota tullaan käyttämään linjanraivauksessa ja johtokatuojen kunnossapidossa. Työn tavoitteena oli suunnitella Konestar Oy:n valmistaman prototyypin pohjalta sarjavalmistukseen soveltuva laite sekä valmistaa laitteesta työpiirustukset.

Työssä käytettiin koulussa opetettuja ongelmanratkaisumenetelmiä, hyväksi havaittuja toimintatapoja sekä yleisiä suunnitteluohjeita. Tärkeimpänä työkaluna tässä työssä käytettiin Dassault Systèmesin SolidWorks 2012 -ohjelmistoa, jolla mallinnettiin kaikki komponentit ja kokoonpanot sekä suoritettiin FEM-analyysit kriittisille komponenteille.

Työn tuloksena saatiin valmiista laitteesta kokoonpanopiirustukset, työpiirustukset, CAD-mallit sekä lujuuslaskelmat. Seuraavaksi tilaajan tulisi järjestää konedirektiivin mukainen dokumentaatio sekä CE-merkintä laitteelle, jolloin se voidaan tuoda markkinoille. Työn tuloksina saatujen piirustusten pohjalta tilaaja on myös valmistanut ensimmäisen kappaleen, joka on tilaajalla koekäytössä tällä hetkellä.

Asiasanat: FEM, linjaraivaus, nosturi, raivaussaha

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
SISÄLLYS	4
SANASTO	5
1 JOHDANTO	6
2 JOHTOKATUJEN RAIVAUS	7
3 FINITE ELEMENT METHOD	9
3.1 Elementtiverkon luonti ja elementtien muoto	10
3.2 FEM-moduuli SolidWorksissä	11
3.2.1 Elementit ja elementtiverkon luonti SolidWorksissä	12
3.2.2 Tuennat ja kuormitukset SolidWorksissä	12
3.2.3 Ratkaisin	12
4 RAIVAUSSAHAN MEKANIIKAN SUUNNITTELU	14
4.1 Hydrauliiikan komponentit	15
4.2 Leikkuupää	15
4.3 Kääntöpää	18
4.4 Rototilt	20
5 LUJUUSTEKNINEN TARKASTELO	22
5.1 Laipan kiinnityslevy	22
5.2 Laipan tukipalkki	26
6 PIIRUSTUSTEN LAADINTA	30
7 YHTEENVETO	31
LÄHTEET	32
LIITTEET	
Liite 1 Lähtötietomuistio	
Liite 2 Helac L20 -sarjan esite	
Liite 3 Kokoonpanopiirustus laitteesta	

SANASTO

FEM	Finite Element Method, elementtimenetelmä
Kallistuva rotaattori	Kaivinkoneissa käytettävä lisälaitte, joka mahdollistaa kauhan pyöriityksen ja kallistuksen
Rototilt	Indexator Rototilt Systems AB:n tuotemerkki kallistuvalla rotaattorille

1 JOHDANTO

Tämän opinnäytetyön tavoitteena on suunnitella nosturiin liitettävä hydraulisesti toimiva raivaussaha, jota tullaan käyttämään pääasiallisesti johtokatuja raivaukseen ja kunnossapitoon. Tarve tähän raivaussahaan suunnitteluun on syntynyt tilaajan omassa työssä, mihin kuuluu myös johtokatuja raivausta, johon ei ole aikaisemmin ollut tarjolla erityisen hyviä laitteita.

Työssä lähtökohtana toimii tilaajan valmistaman laitteen prototyyppi, jonka pohjalta suunnitellaan sarjavalmistukseen sopiva laite, valmistetaan työpiirustukset sekä suoritetaan kriittisten kohtien lujuustarkastelu.

Suunnittelutyö sekä mallinnus suoritetaan Dassault Systèmesin SolidWorks 2012 -ohjelmistolla ja apuna käytetään ohjelmistoon sisältyvää FEM-laskentamoduulia.

Opinnäytetyö tehdään Konestar Oy:n toimeksiannosta, joka on raivaussahan markkinointia varten vuonna 2013 perustettu oululainen yritys. Konestar Oy:lle on myös myönnetty patentti raivaussahan osaratkaisuuksiin.

2 JOHTOKATUJEN RAIVAUS

Johtokatuja raivataan sähköturvallisuusmääräysten mukainen toimenpide, jolla on tarkoitus varmistaa häiriötön sähkönjakelu kuluttajille. Käytännössä tämä tarkoittaa, että johtokatuja reunoilta raivataan sellaiset puut, jotka voivat lumikuorman tai myrskyn seurauksena kaatua linjan päälle ja näin ollen aiheuttaa katkoksen sähkönjakelussa tai vaurioittaa sähkölinjoja. (1.)

Johtokatuja raivauksessa voidaan käyttää monenlaisia laitteita riippuen linjan koosta sekä muista raivaukseen vaikuttavista olosuhteista. Suurjännitelinjojen raivaus suoritetaan monesti helikopterin avulla, mutta se on kallista eikä sovellu kuin suurien linjojen raivaukseen. Pienempien johtokatuja raivauksessa voidaan käyttää esimerkiksi metsäkoneeseen liitettävää pyörösahaa (kuva 1) tai tavallista oksasahaa.



KUVA 1. Tela-alustainen kone linjaraivaukseen (2)

Tällä hetkellä markkinoilla olevissa ratkaisussa ongelmana ovat joko laitteen suuret käyttökustannukset tai pyörösahaa hyödyntävissä ratkaisussa terän arkuus vääntymiselle sekä rajallinen leikkuusyvyys. Pyörösahaa hyödyntävissä ratkaisussa ongelmaksi syntyy myös terän suurehko hinta sekä pyörösahan teroittaminen verrattuna ketjusahaan. Ketjusahan eduksi voidaan myös laskea helppo ketjun vaihto, mikäli ketju jostain syystä katkeaa tai vaurioituu työskentelyn aikana. Ketjusahaa puoltaa myös se, että on helpompi kuljettaa koneen mukana varaketjua kuin varaterää.

Tilaajan ajatuksena on ollut rakentaa laite, joka voidaan kiinnittää esimerkiksi traktorikaivuriin lisälaitteena saatavan henkilönostimen (kuva 2) nostokorin tilalle. Raivaussaha on tarkoitus kiinnittää kyseiseen nostimeen ruuviliitoksella mutta tilaajalla on tarkoitus myös tarjota asiakkaiden tarpeen mukaan räätälöity kiinnitys. Käytännössä tämä voi tarkoittaa esimerkiksi S30-150-pikakiinnikettä, mikäli raivaussaha liitetään kaivinkoneeseen. Muita mahdollisia nostureita joihin raivaussaha voidaan kiinnittää, on Hiab-kuormausnosturi, joita on mm. sähköyhtiöiden maastokuorma-autoissa.



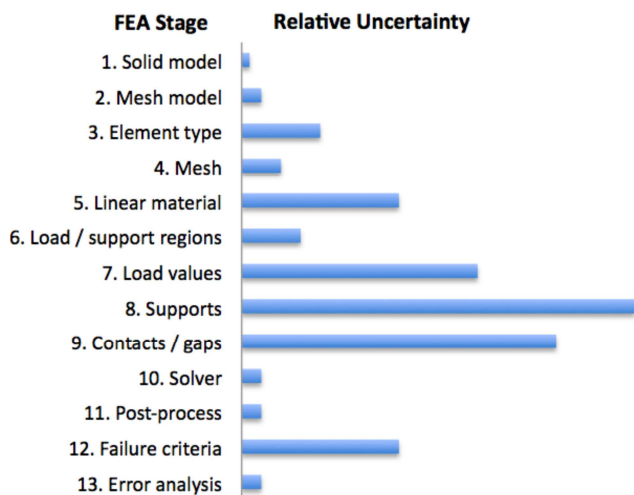
KUVA 2. Huddig-traktorikaivuri henkilönostimella varustettuna (3)

3 FINITE ELEMENT METHOD (FEM)

FEM (Finite element method) eli elementtimenetelmä on numeerinen menetelmä, joka antaa likimääräisiä ratkaisuja differentiaaliyhtälöihin. Differentiaaliyhtälöillä kuvataan esimerkiksi fysiikan ja lujuustekniikan ongelmia. Elementtimenetelmiä käytetään koneensuunnittelussa yleensä, kun halutaan ratkaista monimutkaisia lujuusteknisiä ongelmia tai rakenteen lujuutta ja painoa optimoidessa. Elementtimenetelmä on myös käyttökelpoinen rakenneratkaisujen tarkastelussa. (4, s. 1.)

Koneensuunnittelussa elementtimenetelmiä käytetään normaalisti tilavuusmallien ja kuorimallien lujuusteknisessä tarkastelussa. Lujuusteknisessä tarkastelussa kappale mallinnetaan CAD-ohjelmiston avulla ja sen jälkeen kappaleesta luodaan elementtiverkko. Tilavuus- ja kuorimallien lujuustarkastelussa elementtiverkon luonti yksi tärkeimmistä vaiheista, sillä elementtiverkossa käytetty elementin muoto sekä verkon tiheys vaikuttavat saattuihin tuloksiin huomattavasti.

Elementtimenetelmiä käyttäessä on syytä huomioida, ettei mikään ratkaisu ole absoluuttisen oikea vaan ratkaisut ovat aina likimääräisiä ja pitävät paikkansa vain kyseisessä tapauksessa (kuva 3). Tämän epävarmuuden takia analyysi tulisi suorittaa useammin kuin kerran eri arvoilla. Tämän lisäksi tulisi saadut tulokset mielellään varmistaa vielä käsin laskemalla tai koestamalla. Kokemuksen ja ammattitaidon pohjalta voidaan tuloksia myös arvioida ja hylätä selvästi väärät tulokset.

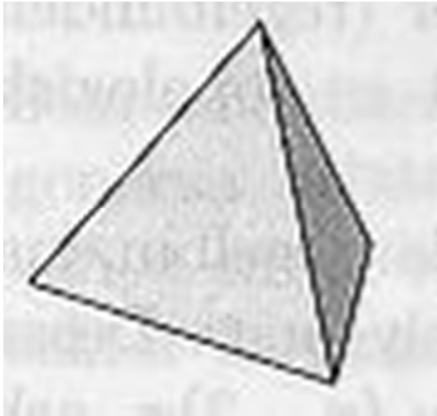


KUVA 3. Eri osa-alueiden suhteellinen epävarmuus (5, s. 15)

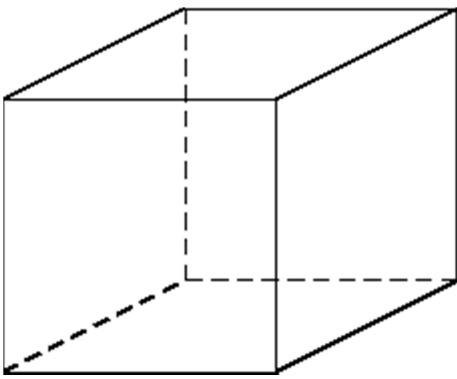
3.1 Elementtiverkon luonti ja elementtien muoto

Elementtiverkkoa luodessa pystytään normaalisti vaikuttamaan kahteen asiaan, elementtiverkon tiheyteen ja elementtien muotoon. Elementtiverkon tiheys kuvaa, kuinka moneen elementtiin tilavuusmalli jaetaan. Elementtien määrällä on suora vaikutus mallinnuksen tarkkuuteen. Mallinnuksen tarkkuus vaikuttaa suoraan tietokoneelta vaadittavaan laskentatehoon ja laskentaan kuluvaan aikaan, minkä takia monesti joudutaan elementtiverkon tiheyttä pienentämään, jotta laskentaan kuluva aika pysyy järkevissä rajoissa.

Elementin valinnalla pystytään vaikuttamaan mallinnuksen tarkkuuteen valitsemalla tilanteeseen parhaiten sopiva elementti. Eri elementtejä ovat esimerkiksi tetraedri- ja tiiliskivielementti (kuva 4, kuva 5). Elementin muodon yleensä ratkaisee simuloitava geometria: suorakulmaiseen geometriaan parhaiten sopii tiiliskivielementti kun monimutkaisempaan geometriaan sopii parhaiten tetraedrielementti.



KUVA 4. Tetraedrielementti (6)



KUVA 5. Tiiliskivielementti (7)

Elementeistä on yleensä kaksi versiota, lineaarinen ja parabolinen elementti, mikä tarkoittaa, että elementissä voi olla nurkkien solmupisteiden lisäksi solmupisteet elementtien puolella välissä. Valitsemalla oikea elementtityyppi pystytään suuremmalla elementtikoolla pääsemään samaan tarkkuuteen kuin pienemmällä elementillä ja väärin valitulla elementtityypillä. Käytännön kannalta tämä on erittäin tärkeää, sillä suurempi elementtikoko lyhentää aina laskenta-aikaa.

3.2 FEM-moduuli SolidWorksissä

Solidworks-ohjelmistosta löytyy FEM-moduuli, joka sisältää mahdollisuuden suorittaa FEM-analyysyjä yksittäisille kappaleille sekä kokoonpanoille. Tässä

insinööriyössä on lujuustekninen tarkastelu suoritettu pääasiassa tämän FEM-moduulin avulla. SolidWorksin FEM-moduulia käyttäessä voidaan analyysimallina käyttää suoraan aiemmin mallinnettua geometriaa eikä varsinaista analyysimallia tarvitse tehdä.

3.2.1 Elementit ja elementtiverkon luonti SolidWorksissä

SolidWorks tarjoaa suppean valikoiman eri elementtejä mutta siinä on riittävästi elementtityyppejä erilaisia tapauksia ja malleja varten. Elementtiverkon luonnissa käyttäjä pystyy vaikuttamaan elementtiverkon tiheyteen sekä elementtityyppeihin, jotka ovat kaksi tärkeintä muuttujaa elementtiverkon luonnissa.

3.2.2 Tuennat ja kuormitukset SolidWorksissä

SolidWorksin FEM-moduulissa on yleisimmät tuentatapaukset, joita ovat kiinteä, nivel ja jousi, joiden lisäksi käyttäjä voi tarpeen vaatiessa määrittellä omia tuentoja asettamalla liike- tai kiertosuuntia vapaiksi tai kiinteiksi tarpeen mukaan. Tuntojen valinnassa tulee kiinnittää erityistä huomioita niiden oikeellisuuteen, koska tuennat ovat yksi merkittävimmistä virhelähteistä (ks. kuva 3 s.11) elementtimenetelmiä käyttäessä.

SolidWorksissä voidaan määrittellä useita erilaisia kuormituksia, jotka voivat olla yhtäaikaista tai ne voidaan laskea omina tapauksinaan. SolidWorksista on erilaisia kuormitustyypppejä, joita ovat muun muassa laakerikuorma, massa, voima, keskipakovoima ja painovoima.

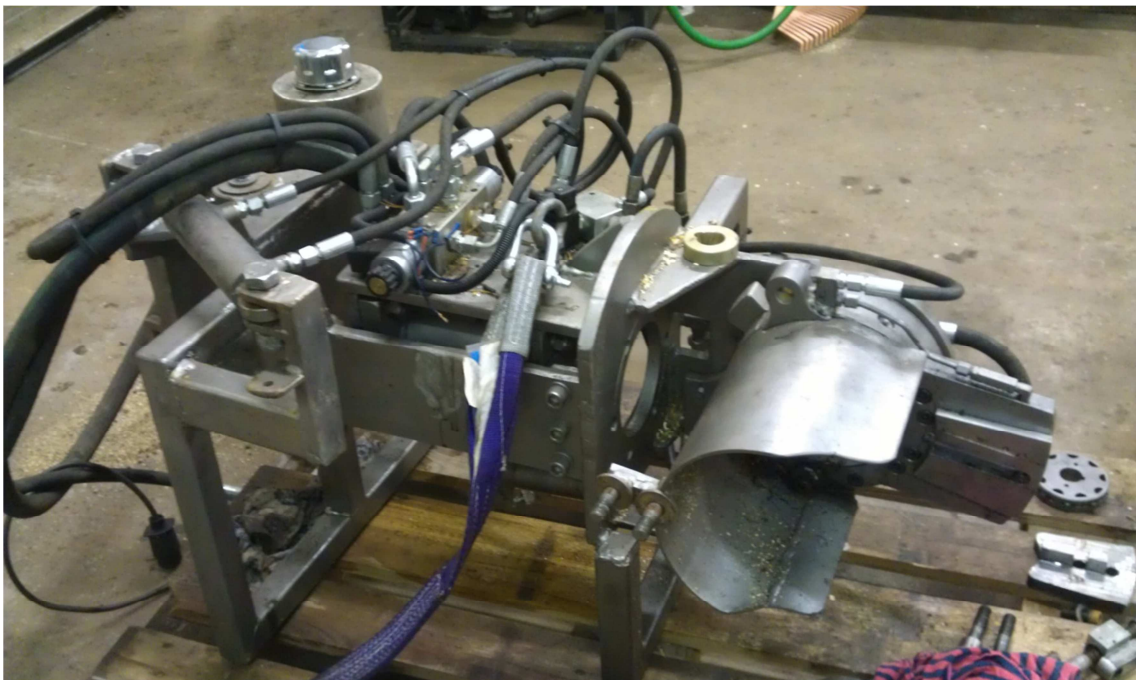
3.2.3 Ratkaisin

SolidWorksin FEM-moduulista on kaksi erilaista ratkaisinta, Direct Sparse ja FFEPlus. Direct Sparse -ratkaisin on puhtaasti numeerinen ratkaisin, joka laskee ratkaisun sijoittamalla numerot suoraan matriisiin. Tämä menetelmä vaatii kuitenkin huomattavasti muistia sekä laskentatehoa, joten sitä käytetään harvemmin. (8.)

FFEPlus-ratkaisin ratkaisee matriisin iteroimalla. Käytännössä tämä tarkoittaa, että ratkaisin arvioi ensin sopivat lähtöarvot yhtälöihin, joiden perusteella ratkaisin ratkaisee yhtälöt. Tämän jälkeen ratkaisin alkaa iteroida lähtöarvoja, joilla ratkaisin laskee uusia ratkaisuja. Ratkaisujen ollessa tarpeeksi lähellä toisiaan ohjelma toteaa, että ratkaisut ovat hyvin lähellä numeerista ratkaisua ja toisiaan, minkä perusteella ratkaisu voidaan hyväksyä. (8.)

4 RAIVAUSAHAN MEKANIIKAN SUUNNITTELU

Raivaussahan mekaniikkaa lähdettiin suunnittelemaan tilaajan valmistaman prototyypin (kuva 6) sekä käytyjen keskustelujen pohjalta. Näiden asioiden pohjalta päätettiin jakaa mekaniikan suunnittelun kahteen osaan, leikkuupäähän sekä kääntöpäähän. Tämän lisäksi suunniteltiin, miten kyseiset osat liitetään sekä nosturiin että laitteessa käytettävään kallistuvaan rotaattoriin. Mekaniikan suunnittelussa huomioitiin myös se, että laite kiinnitetään traktorikaivurin henkilönostimeen, joten alhainen paino oli yksi tärkeimpiä kriteereitä komponentteja suunniteltaessa ja valittaessa.



KUVA 6. Tilaajan tekemä prototyyppi

Mekaniikan suunnittelussa pyrittiin noudattamaan tilaajan valmistaman prototyypin rakennetta soveltuvin osin ja muilta osin suunnittelussa pyrittiin mahdollisimman kevyeen ja tarkoituksenmukaiseen rakenteeseen. Koska prototyypissä oli jo suurimmaksi osaksi valittu komponentit ja oli selvää, mitä laitteelta vaaditaan, ei ryhdytty suorittamaan esim. VDI 2222 -standardin mukaista analyttistä tarkastelua.

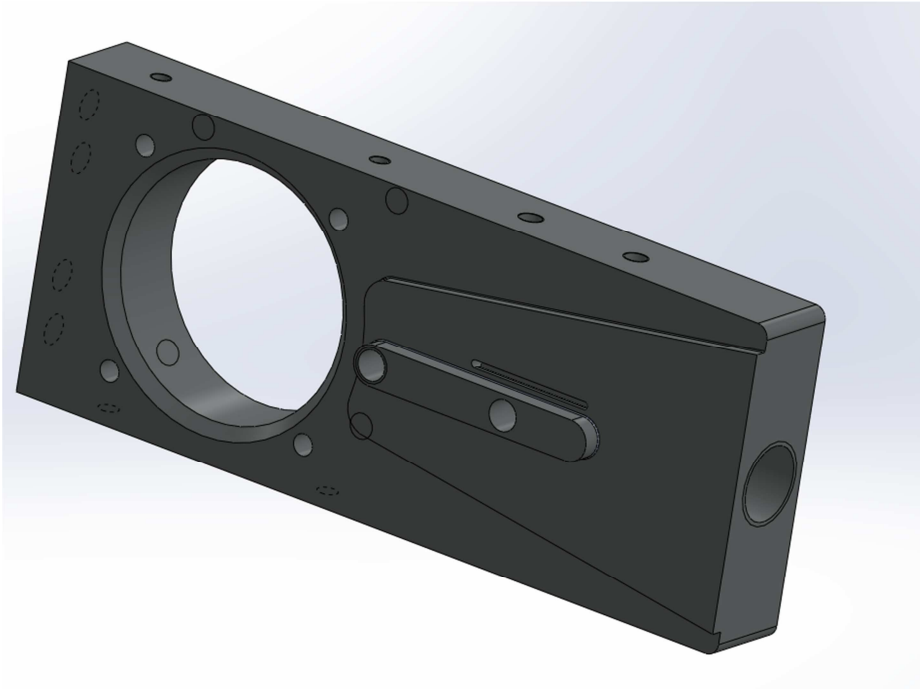
4.1 Hydrauliiikan komponentit

Hydrauliiikan komponentit oli tilaaja valinnut pääosin ja tehtäväkseni jäikin valita vain sopiva hydraulinen kääntömoottori kääntöpäähän. Tilaaja oli valinnut ketjun käyttömoottoriksi Parker F12-030 -sarjan vinoakselisen hydraulimoottorin.

Leikkuupään pyöriksen ja kallistuksen hoitaa Rototiltin oma hydrauliiikka eikä siihen näin ollen ole syytä puuttua. Tämän lisäksi tilaaja oli valinnut ketjuvoitelua varten pumpun, joka kiinnittyy ketjuvoitelusäiliöön ja huolehtii ketjun voitelusta.

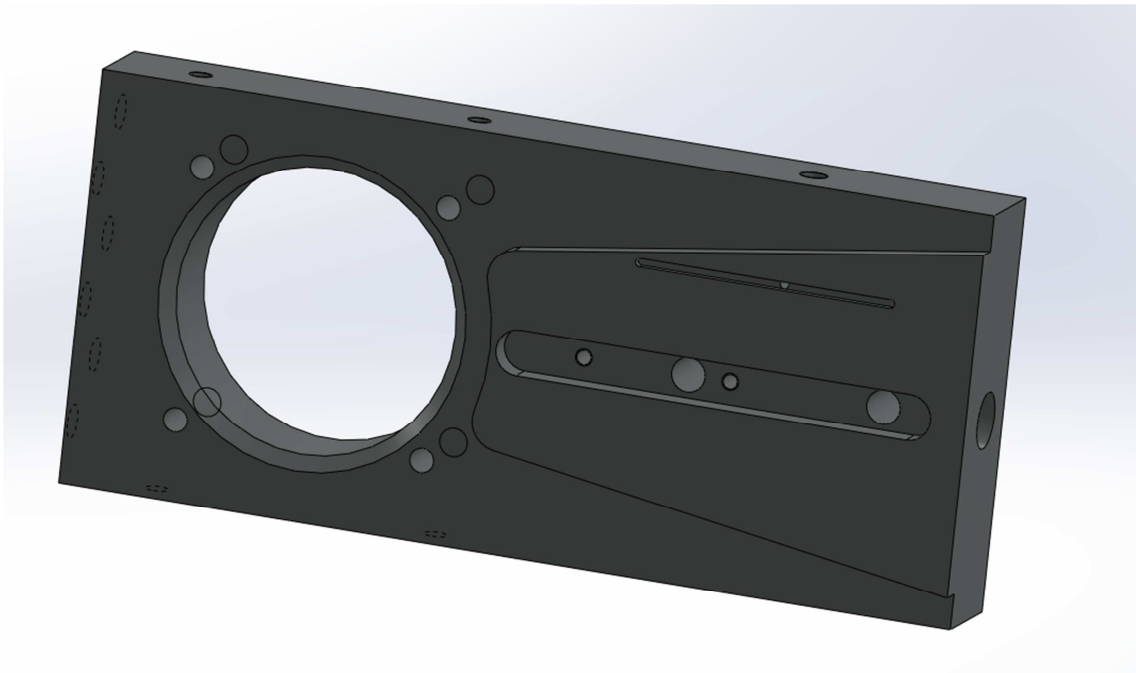
4.2 Leikkuupää

Leikkuupään mekaniikka koostuu kolmesta pääosasta, jotka ovat kiinnityslevy (kuva 7), laipan tukipalkki ja hydraulinen ketjunkiristin. Kiinnityslevy on koneistettava osa, johon kiinnitetään sahan laippa, ketjua pyörittävä moottori sekä tukipalkki. Tämän sylinterin tehtävä on pitää ketjun kireys sopivana käytön aikana. Tukipalkki on särmäämällä valmistettava palkki, jonka tehtävä on tukea laippaa sivusuunnassa. Hydraulinen ketjunkiristys toteutetaan erillisellä sylinterillä, joka kiinnittyy kiinnityslevyyn sekä tukipalkkiin.



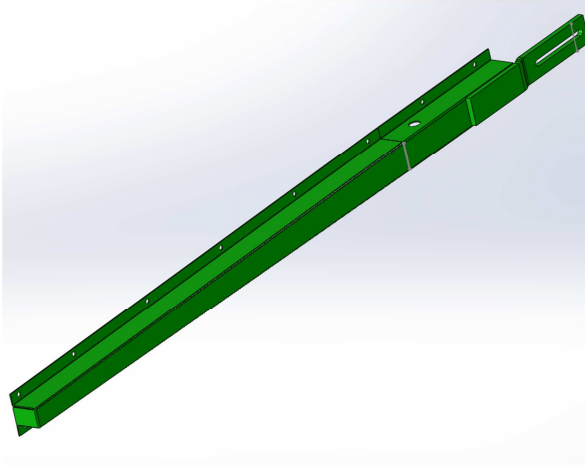
KUVA 7. Kiinnityslevyn ensimmäinen versio

Alkuperäisessä suunnitelmassa hydraulinen ketjunkiristys toteutettiin suunnittelemalla kiinnityslevyn sisään yksitoiminen hydraulisylinteri, joka saa käyttövoimansa ketjua pyörittävän moottorin painelinjasta. Valmistusteknisistä syistä lopullisessa rakenteessa (kuva 8) kuitenkin päätettiin toteuttaa ketjunkiristys erillisellä sylinterillä, joka sijoitetaan tukipalkin sisään. Kyseinen konstruktio mahdollistaa, että ketjua kiristetään vain sen ollessa tarpeellista eli teräketjun pyöriessä. Kiristimen sylinteriksi valittiin kustannussyistä pienin vakiosylinteri Hytar Oy:n katalogista. (9, s. 3.)



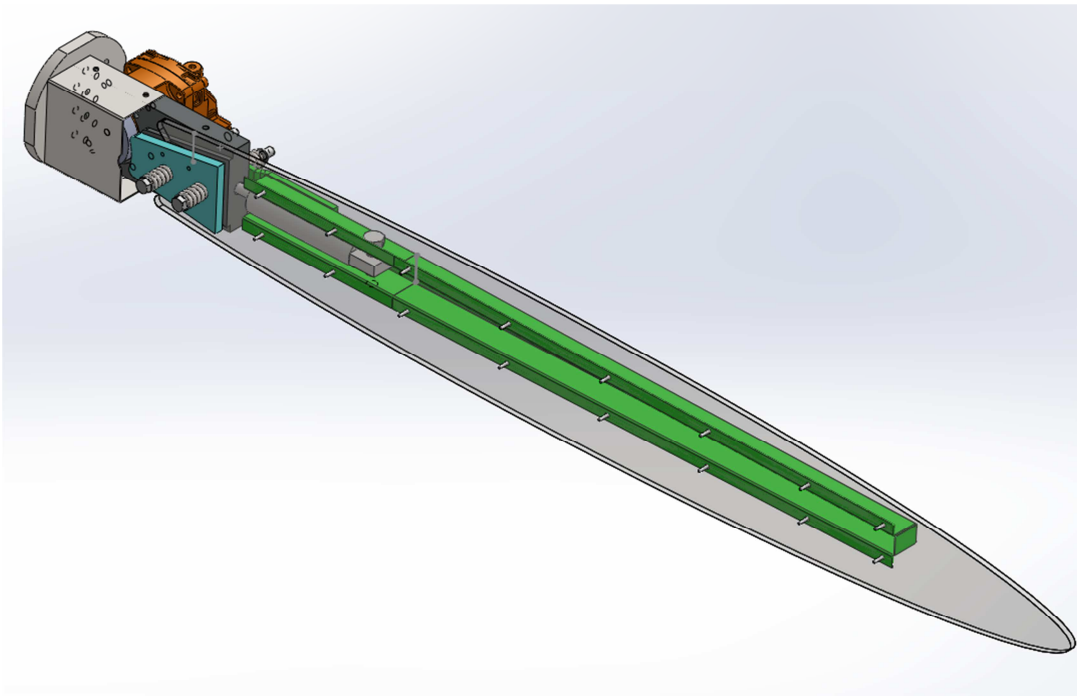
KUVA 8. Kiinnityslevyn lopullinen malli

Laipan tukipalkin (kuva 9) tehtävä on jäykistää terälaippaa sivusuunnassa sekä myös osaltaan suojata laippaa mahdollisilta iskuilta. Tukipalkki valmistetaan särmämällä kahden millimetrin ohutlevystä ja se tullaan kiinnittämään terälaippaan ruuvikiinnityksellä. Tukipalkin sisään sijoitetaan myös ketjun kiristystä varten hydraulisylinteri, joka kiinnitetään ruuviliitoksella tukipalkkiin.



KUVA 9. Laipan tukipalkki

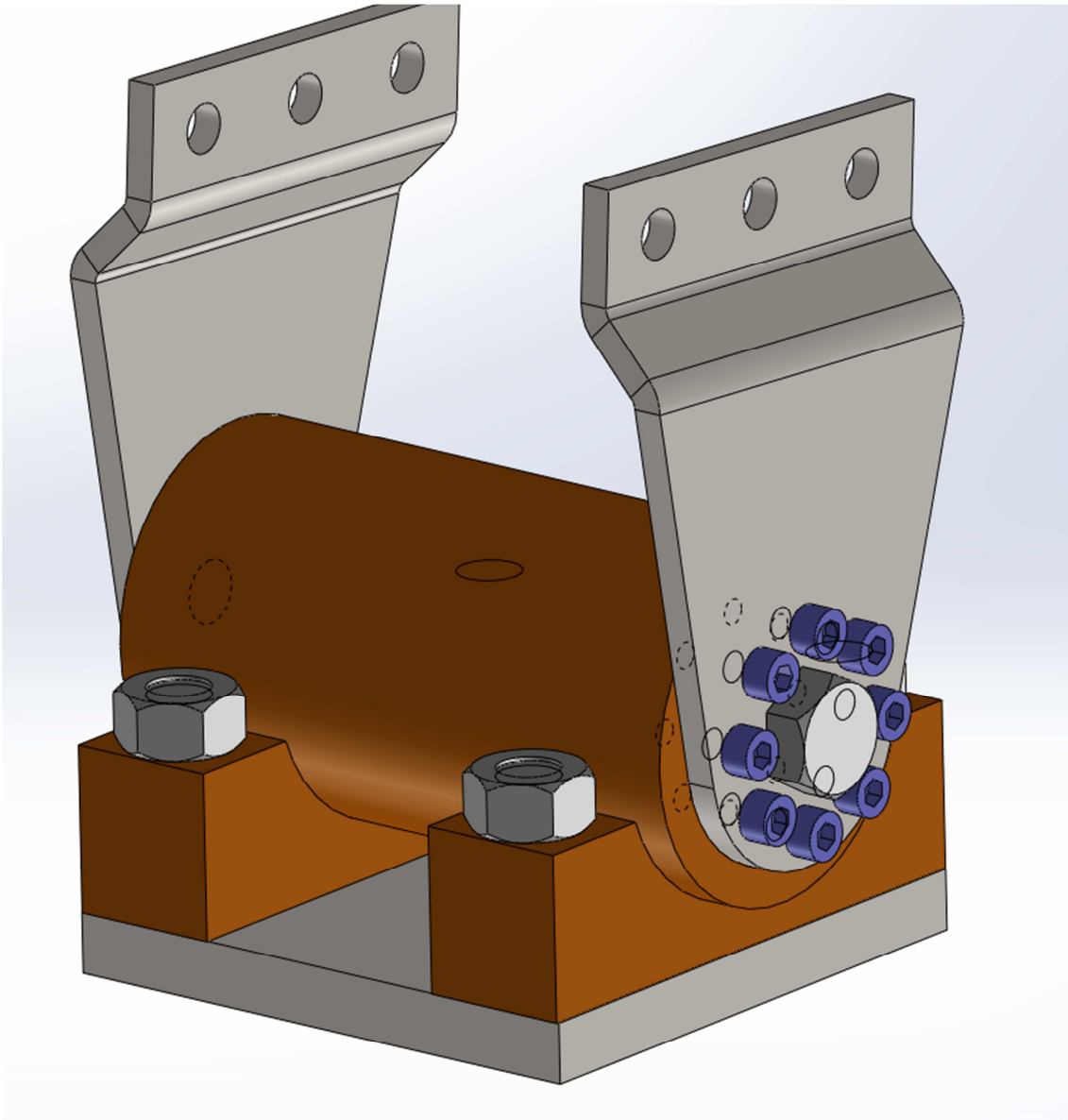
Leikkuupää (kuva 10) itsessään kiinnittyy ruuvilaipalla Rototilttiin 14 ruuvilla ja neljän momentinjakotapin avulla. Tähän laippaan kiinnityslevy kiinnitetään kuuden M12-ruuvilla. Laipan tukipalkki ja laippa kiinnittyvät kiinnityslevyyn jousivoiman avulla, mikä mahdollistaa ketjun kiristymisen käytön aikana. Leikkuupäähän tulee myös ruuveilla kiinnitettävä ketjusuoja, joka valmistetaan särmämällä ohutlevystä.



KUVA 10. Leikkuupään kokoonpano

4.3 Kääntöpää

Kääntöpää (kuva 11) koostuu kolmesta laipasta sekä kääntömoottorista. Kääntöpään tehtävänä on kiinnittää laite nosturiin sekä mahdollistaa leikkuuliike. Pääpaino kääntöpään suunnittelussa oli varmistaa tarpeeksi suuri liikerata, jotta laitetta voidaan käyttää missä tahansa puomin asennossa. Toinen tärkeä asia oli varmistaa, että kääntömoottorin tarjoama momentti on riittävä laitteen liikuttamiseen.



KUVA 11. Kääntöpään kokoonpano

Kääntöpään moottoriksi valittiin Helac Oy:n valmistaman L20-sarjan hydraulinen kääntömoottori, joka tarjoaa 930 Nm:n vääntöä sekä 180 asteen liikealueen. Kyseinen moottori on myös huomattavasti kevyempi kuin muiden valmistajien tuotteet, mikä puoltaa moottorin valintaa. Kääntömoottorilta vaadittava vääntö voidaan laskea, kun tunnetaan kappaleiden painopiste sekä niiden etäisyys kääntömoottorin akselista. Nämä tiedot saadaan suoraan SolidWorksista Mass properties -työkalun avulla. Näiden tietojen avulla on laskettu kaavan 1 avulla vaadittava vääntö. (10, s. 219.)

$$M_{vaadittu} = m_{rototilt} * r_1 + m_{leikkuupää} * r_2$$

KAAVA 1

$$m_{rototilt} = 70 \text{ kg}$$

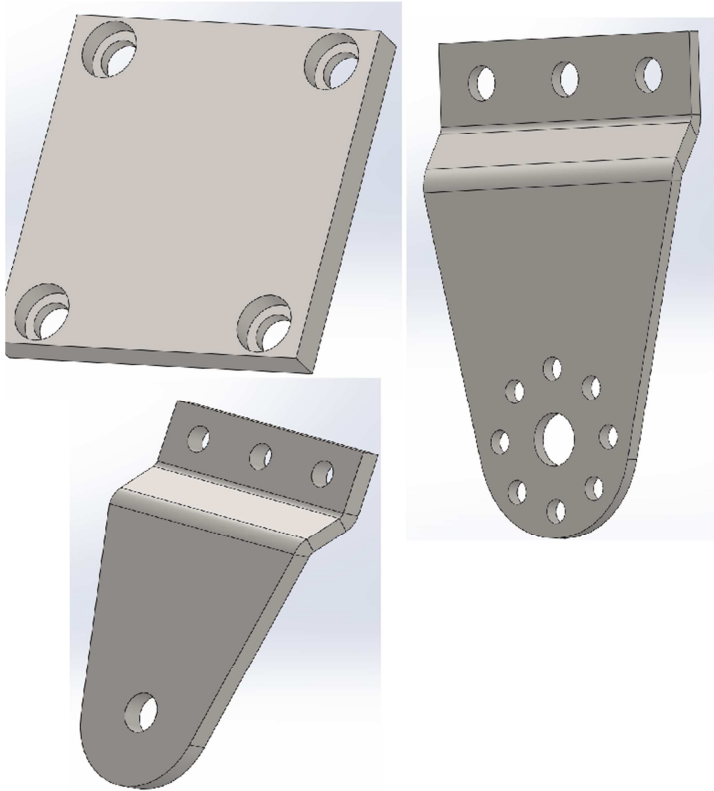
$$m_{leikkuupää} = 63 \text{ kg}$$

$$r_1 = 153 \text{ mm}$$

$$r_2 = 933 \text{ mm}$$

Kaavan 1 avulla saadaan tarvittavaksi väännöksi n. 590 Nm, joten voidaan todeta, että valittu moottori kykenee tuottamaan riittävän momentin 1,5 varmuusluvulla.

Kääntöpäässä on kaksi laippaa, joiden avulla kääntömoottori kiinnittyy Rototilttiin. Kääntöpään laipat (kuva 12) valmistetaan osaksi koneistamalla ja särmäämällä 10 mm ja 20 mm levyistä.

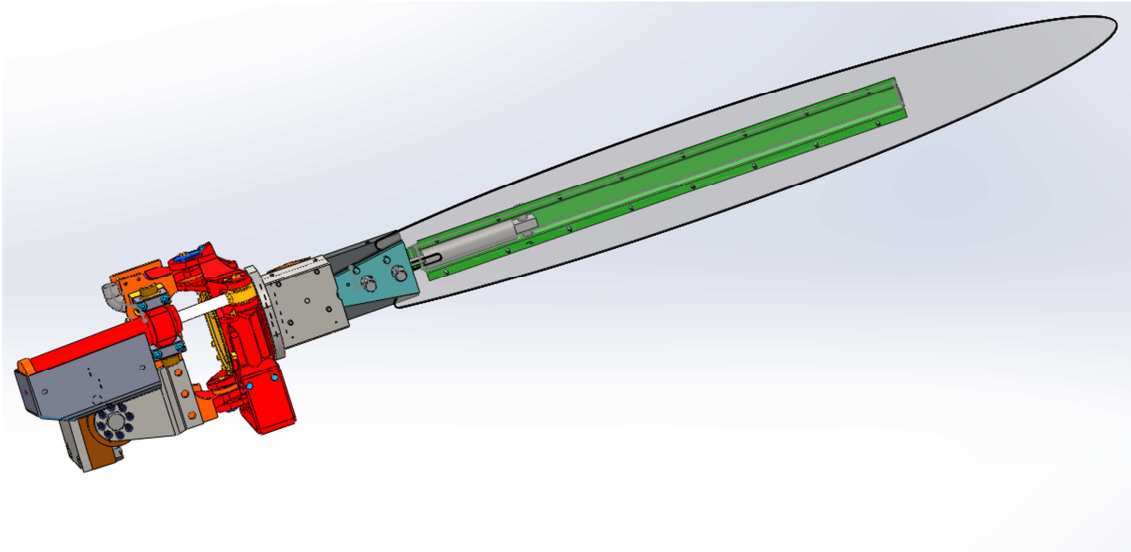


KUVA 12. Kääntöpään laipat

4.4 Rototilt

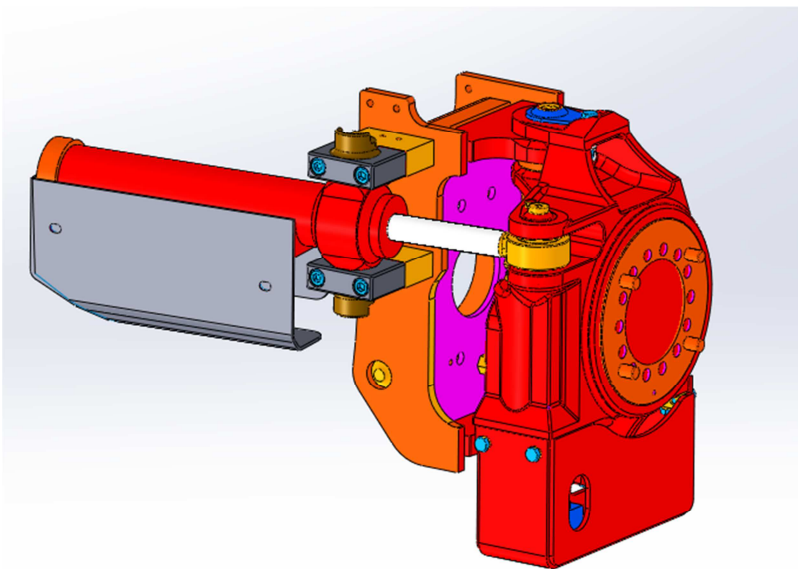
Rototilt on Indexator Oy:n valmistama kallistuva rotaattori. Kyseinen laite on alun perin tarkoitettu kaivinkoneisiin mahdollistamaan kauhan kallistus ja pyörytys. Kyseinen laite todettiin kuitenkin erittäin sopivaksi myös raivaussahaan, sillä se mahdollistaa terän pyörytyksen pituussuuntansa ympäri sekä laipan sivusuuntaisen käännön.

Tärkein syy, miksi Rototilt valittiin yhdeksi komponentiksi raivaussahaan (kuva 13), on laitteen keveys sekä kompakti koko. Toinen tärkeä tekijä valinnassa oli Rototiltin oma hydraulikka, joka mahdollistaa helpon kiinnityksen työkoneeseen sekä mahdollisuuden ohjata myös muuta laitteessa olevaa hydraulikkaa.



KUVA 13. Raivaussahan kokoonpano

Aikasemmin mainittujen asioiden perusteella valittiin laitteeseen Rototilt RT-10 (kuva 14), joka on tarkoitettu 1,5 - 3 tonnin painoisiin kaivinkoneisiin. Kyseinen malli on Indexator Oy:n kevein kallistuva rotaattori. Kyseisessä käytössä rasiukset ovat maltillisia, joten voidaan todeta, että kyseinen Rototilt on sopiva.



KUVA 14. Indexator Rototilt RT-10

5 LUJUUSTEKNINEN TARKASTELU

Laitteen lujuustarkastelu suoritettiin suurimmaksi osaksi SolidWorks 2012 - ohjelmiston FEM-moduulin avulla, minkä lisäksi osa laskennassa tarvittavista arvoista laskettiin käsin. Lujuusteknisessä tarkastelussa hyödynnettiin myös SFS-EN 1993-1:n mukaista yksinkertaista mitoitustapaa kriittisten ruuviliitosten osalta. Laskennassa varmuuslukuna on päätetty käyttää 1,5, koska laitteen käytöstä ei aiheudu huomattavaa vaaraa käyttäjälle tai muille henkilöille. Yllä mainitun syyn takia ei myöskään ole tarpeellista suorittaa lujuustarkastelua kaikille komponenteille erikseen, vaan voidaan keskittyä kriittisten osien lujuustarkasteluun.

5.1 Laipan kiinnityslevy

Laipan kiinnityslevyn osalta koettiin tarpeelliseksi suorittaa lujuustekninen tarkastelu, koska kyseiseen osaan kohdistuu suurimmat rasitukset ja se on laitteen toiminnan kannalta kriittinen osa. Kyseisen osan mahdollinen rikkoutuminen käytön aikana voi myös aiheuttaa huomattavia vaurioita laitteen muihin komponentteihin, mikä puoltaa tarkempaa lujuusteknistä tarkastelua.

Kiinnityslevyn materiaaliksi valittiin alustavasti S335J3-rakenneteräs, joka on SFS-EN 10025-2 -standardin mukainen perusrakenneteräs korkeammalla iskutkeysluokalla. Materiaaliin päätettiin ottaa tavallista korkeampi iskutkeysluokka koska laitteen käytön aikana lämpötila voi tippua reilusti alle -20 °C .

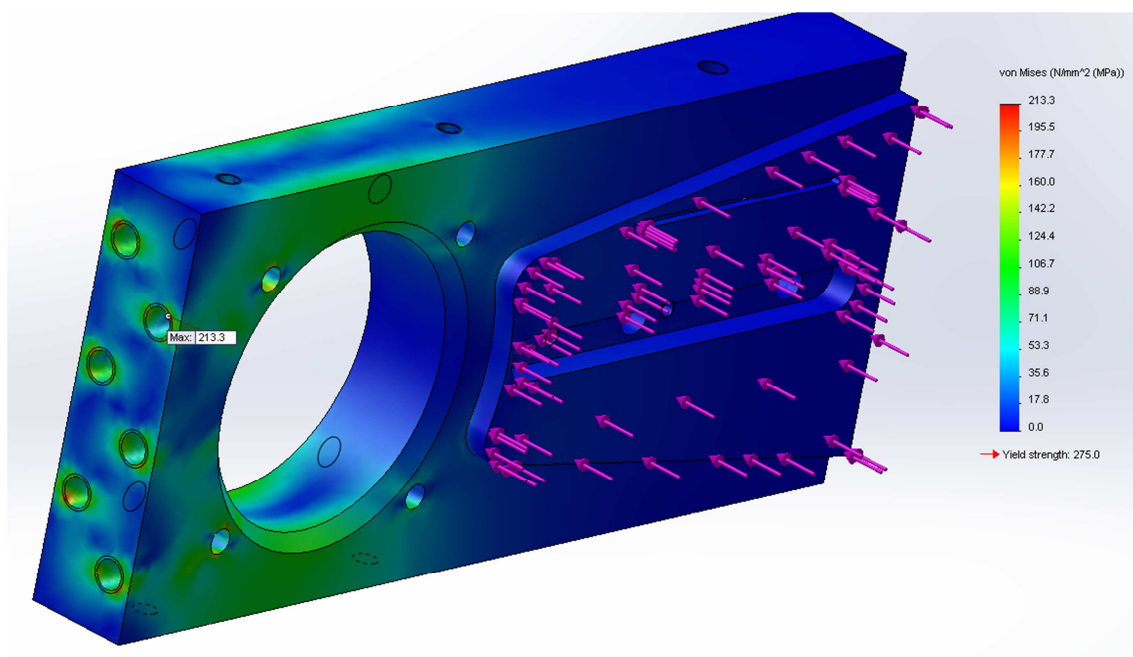
Koska kyseessä on aivan uusi tuote eikä ole kokemusta siitä, minkälaisia voimia kappaleeseen kohdistuu normaalin käytön aikana tai vikatilanteissa, päätin suorittaa lujuustarkastelun tarkastelemalla, kuinka suurilla voimilla kappale kestäisi. Näissä tarkasteluissa varmuuslukuna on käytetty tavallista 1,5 varmuuslukua, koska laitteesta ei aiheudu tavallista suurempaa vaaraa käyttäjälle eikä sivullisille. Ensimmäisenä päätin tarkastella kiinnityslevyyn kohdistuvaa sivuttaiskuormitusta. Elementtiverkon arvot löytyvät taulukosta 1.

TAULUKKO 1. Elementtiverkon parametrit

Suurin elementin koko	10 mm
Pienin elementin koko	2 mm
Solmupisteiden vähimmäismäärä kehällä	30 kpl
Elementin koon kasvukerroin	1,6

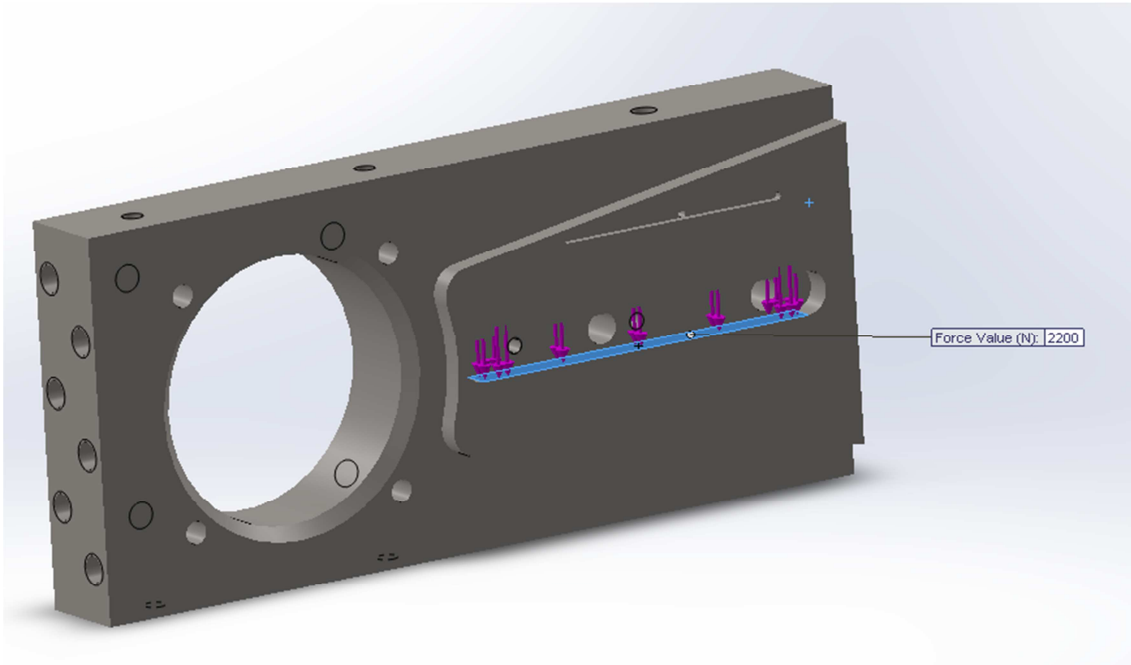
Analyysissä kappale oli tuettu joustavilla tuennoilla kierrerei'istä. Näiden joustavien tuentojen jousivakiona on käytetty M12x30 mm ruuvien jousivakiota, joka on n. 400 kN/mm.

Taulukosta löytyvillä elementtiverkon arvoilla voidaan todeta, että suurin sivuttaisvoima, jonka kappale kestää 1,5 varmuudella on n. 6 200 N. Tällöin suurin jännitys kohdistuu kiinnityslevyn kierrereikiin (kuva 15).



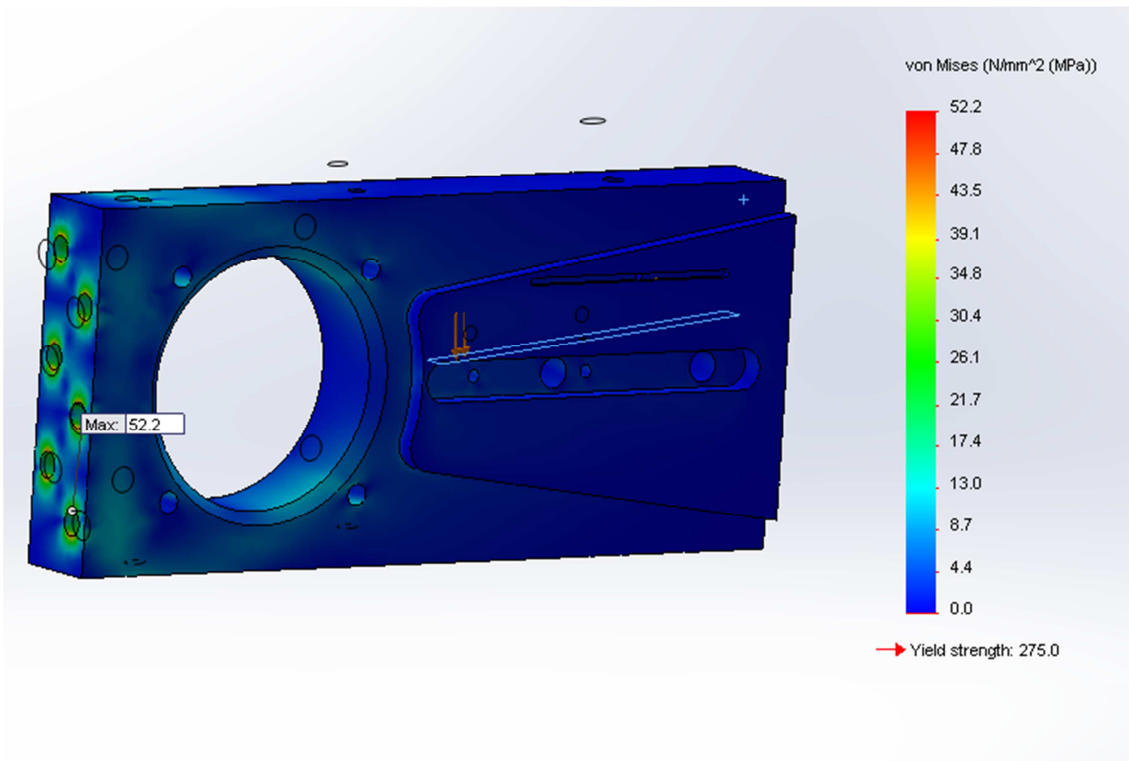
KUVA 15. Suurin jännitys kappaleessa 6,2 kN sivuttaisvoimalla

Seuraavaksi tarkastelin, kuinka suuren laipasta tulevan voiman kappale kestää. Tämä analyysi toteutettiin samoilla elementtiverkon arvoilla ja tuennoilla kuin aikasempikin analyysi. Analyysissä käytettävä kuormitus asetettiin kiilauraan (kuva 16).



KUVA 16. Kappaleen kuormitus

Analyysissä käytettävä voima syntyy, kun laippaa painetaan kappaletta vasten leikkuutapahtuman aikana. Lisäksi siihen voi kohdistua myös iskuja, jos ketju ei pyöri laipan osuessa kohteeseen. Mahdollisten iskujen takia päätettiin kyseinen analyysi suorittaa varmuusluvulla 4. Tällöin suurimmaksi jännitykseksi saadaan n. 52 MPa, joka kohdistuu kierreerikiin (kuva 17).



KUVA 17. Suurin jännitys 2 200 N kuormituksella

Iskujen lisäksi kappaleen alanurkkaan kohdistuu huomattavan suuri jännitys, joka ylittää myötörajan. Kyseinen jännitys kohdistuu erittäin pienelle alalle, minkä lisäksi se on puristusjännitystä, jolloin kappale pyrkii tyssäytymään. Teräksen tyssäytymisraja on kuitenkin huomattavasti myötyörajaa korkeampi, joten kyseinen jännitys voidaan jättää huomioimatta mitoituksessa. Lisäksi voidaan todeta, että mikäli kyseisessä kohdassa tapahtuu muodonmuutosta, siirtyy rasitus kierrereikiin, joiden laskennassa on tässä analyysissä käytetty tavallista suurempaa varmuuslukua. Näiden seikkojen perusteella voidaan todeta, että suurin sallittu voima on n. 2 200 N.

Lisäksi on myös syytä tarkistaa, että kyseiseen kiilauraan sijoitettava kiila kestää kuormituksen. Tämä tarkastelu on suoritettu käsinlaskemalla leikkausjännityksen kaavalla (kaava 2). Kiilan materiaalina on käytetty DIN S 6-5-2:n mukaista työkaluterästä, jonka myötölujuus on n. 400 Mpa. Kyseisestä

myötölujuudesta saadaan kiilan suurimmaksi sallituksi leikkausjännitykseksi 160 Mpa varmuusluvulla 1,5.

$$\tau = \frac{Q}{A}$$

KAAVA 2

τ = leikkausjännitys

Q = leikkausvoima, 2 200 N tässä tapauksessa

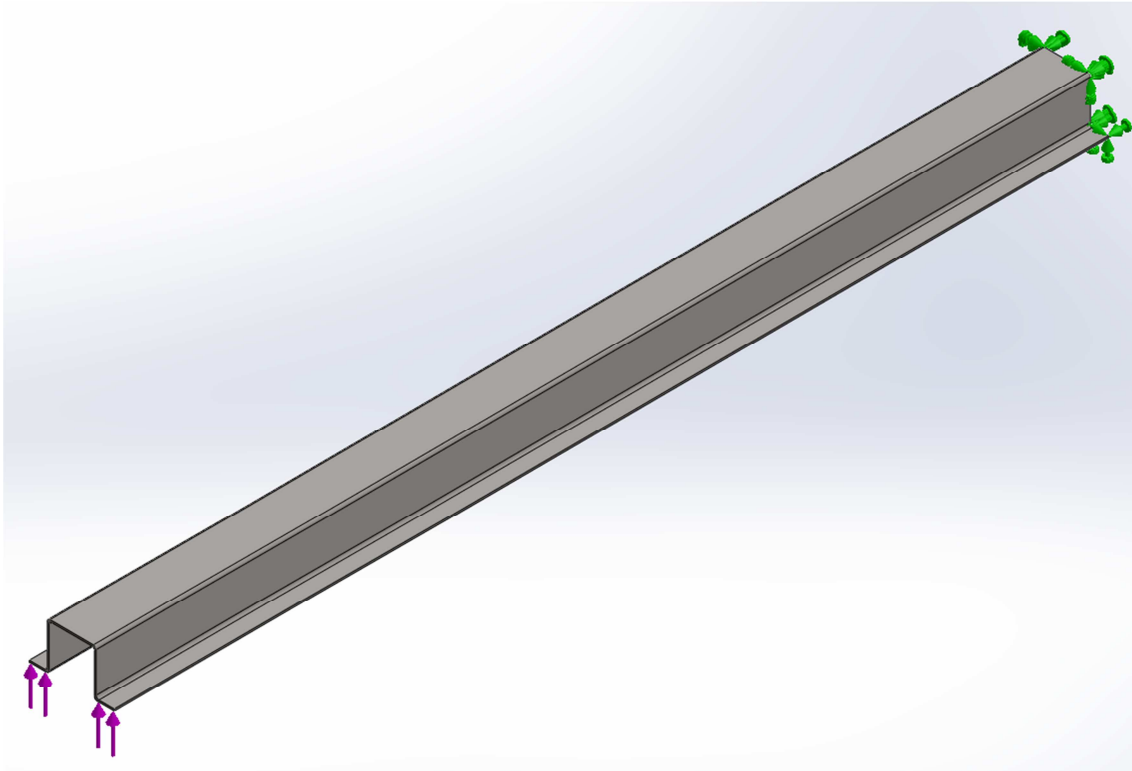
A = kiilan leikkauspinta-ala, 1 896,80 mm²

Näiden arvojen avulla saadaan selville, että suurin leikkausjännitys kiilassa on 1,15 Mpa, minkä perusteella kestää kyseisen kuormituksen.

5.2 Laipan tukipalkki

Laipan tukipalkin (kuva 18) tehtävä on jäykistää sahan laippaa käyttötilanteissa, koska laippa on niin pitkä, ettei sen oma jäykkyys ole riittävä sivusuunnassa.

Tämän palkin mitoituksen lähtökohdaksi päätettiin ottaa sallittu taipuma, jonka arvoksi arvioitiin 10 mm. Toinen mitoitusta määrittävä tekijä oli ketjunkturistuksen sylinteri, jonka täytyi sopia palkin sisälle. Palkki päätettiin toteuttaa särmäämällä 2 mm ohutlevystä, jotta palkin paino pysyisi kohtuullisena. Särmääminen myös antaa vapautta palkin muotoiluun, joka koettiin hyödylliseksi ominaisuudeksi.



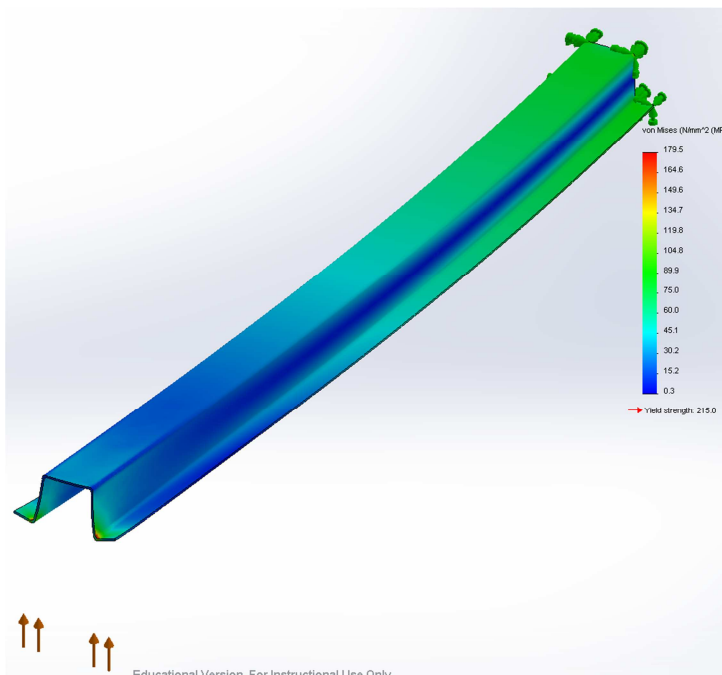
KUVA 18. Laipan tukipalkki, tuennat ja voima

Laskentaa varten mallinnettiin erikseen solidimalli, jotta FEM-analyysi saatiin onnistumaan. Tämän jälkeen mallille määriteltiin tuennat ja voimat sekä luotiin elementtiverkko. Laskennassa käytetyt elementtiverkon arvot löytyvät taulukosta 2.

TAULUKKO 2. Elementtiverkon arvot tukipalkin analyysissä

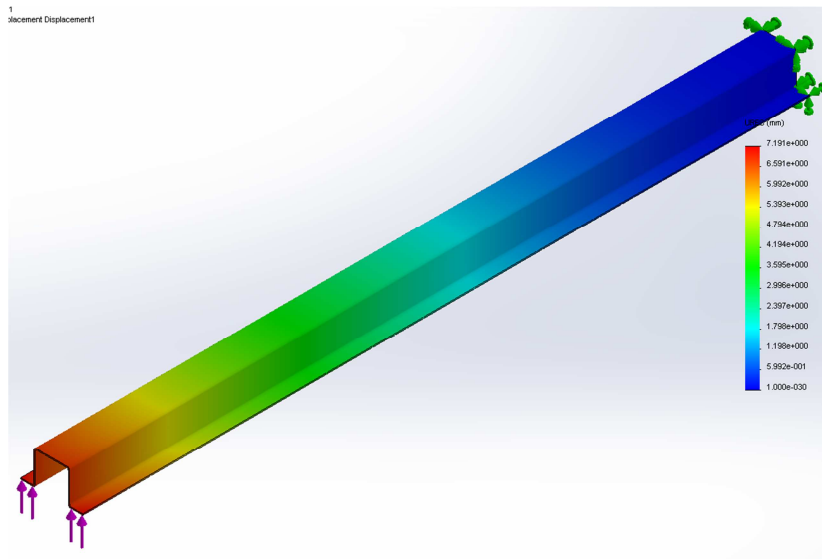
Suurin elementin koko	10 mm
Pienin elementin koko	2 mm
Solmupisteiden vähimmäismäärä kehällä	8 kpl
Elementin koon kasvukerroin	1,6

Laipan tukipalkki on analyysissä tuettu jäykästi toisesta otsapinnasta ja voima, joka on 250 N, on kohdistettu tukipalkin päähän oleviin reunaviivoihin. Suurin jännitys (kuva 19) laskennassa kohdistuu tukipalkin päähän laippojen särmäykseen. Tämä ei kuitenkaan vastaa todellisuutta, koska mallia jouduttiin yksinkertaistamaan laskentaa varten. Todellisessa mallissa palkin pää on tulpattu, jolloin jännitys jakautuu eri tavalla eikä särmäykseen synny jännityspiikkiä. Todellisena jännityksenä voidaan pitää laipan tuettuun päähän kohdistuvaa jännitystä, joka on n. 100 MPa. Tämän perusteella jännitys pysyy sallituissa rajoissa, kun varmuusluku on 1,5.



KUVA 19. Laipan tukipalkin jännitysjaakauma

Palkin mitoituksessa palkin pään siirtymä (kuva 20) on kuitenkin tärkein kriteeri mitoituksessa. Aiemmin mainitulla voimalla palkin pään siirtymäksi saadaan n. 7,2 mm, mikä on niin lähellä aiemmin päätettyä raja-arvoa, että se voidaan hyväksyä.



KUVA 20. Palkin pään siirtymä 250 N voimalla

6 PIIRUSTUSTEN LAADINTA

Piirustukset (liite 3) pyrittiin laatimaan standardien sekä hyvien koneensuunnittelutapojen mukaisesti. Pääpaino piirustuksissa pidettiin kuitenkin selvässä ulkoasussa ja yksiselitteisyydessä. Pysin myös huomioimaan mahdollisia valmistusteknisiä ongelmia ja rajoitteita piirustusten laadinnassa. Käytännössä tämä näkyy siinä, että kappaleiden mitat on pyritty sovittamaan saatavilla oleviin standardiaihioihin.

Toleransseissa on pyritty ottamaan huomioon kappaleiden toiminnallisuus ja niistä aiheutuvat toleranssivaatimukset. Näin on pystytty minimoimaan valmistuskustannukset välttämällä turhan tarkkoja toleransseja ja ylimääräisiä toleroituja mittoja.

7 YHTEENVETO

Tässä työssä suunniteltiin tilaajan valmistaman prototyypin pohjalta nosturiin liitettävä hydraulinen raivaussaha, joka soveltuu sellaisenaan sarjavalmistukseen. Työhön on mallinnettu laite kaikkine komponentteineen, valittu komponentit, suoritettu kriittisten komponenttien lujuustarkastelu sekä laadittu työpiirustukset valmistettavista komponenteista. Projektin alussa asetettuihin tavoitteisiin päästiin hyvin ja kaikki tilaajan vaatimukset täytettiin.

Opinnäytetyön aikana suurimmaksi ongelmaksi muodostui hieman yllättäen valmistajien haluttomuus toimittaa CAD-malleja komponenteista, minkä vuoksi aikataulua jouduttiin hieman muuttamaan työn edetessä. Lopulta tästäkin ongelmasta selvittiin, kun sain yhteystiedot oikealle henkilölle.

LÄHTEET

1. Johtokatuja raivaus. Keminmaan energia Oy. Saatavissa: <http://www.keminmaanenergia.fi/johtokatuja-raivaus/>. Hakupäivä 25.3.2013.
2. Kymenlinjaraivaus.fi. Linjakarsinta. Saatavissa: <http://www.kymenlinjaraivaus.fi/page16.html>. Hakupäivä 25.3.2013.
3. Huddig. Huddig lift 1420. saatavissa: <http://www.huddig.se/show/object.asp?oid=357>. Hakupäivä 16.4.2013.
4. Pepper, Darrell W. – Heinrich, Juan C. 2006. The Finite Element Method. Basic concepts and applications. Second edition. Series in computational and physical processes in mechanical and thermal sciences. New York. London: Taylor & Francis group.
5. Akin, J. Ed. 2009. Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks. Saatavissa: www.clear.rice.edu/mech517/FEAC_final.pdf. Hakupäivä 7.2.2013.
6. Taulukot – Matematiikka, fysiikka ja kemia, Taulukkokirja. Saatavissa: http://www.taulukot.com/index.php?search_id=geometria&lng=fi. Hakupäivä 7.2.2013.
7. Hexahedron. Planetmath.org. Saatavissa: <http://planetmath.org/hexahedron>. Hakupäivä 7.2.2013.
8. Freshman, Chris 2012. Blogiposti. Direct Sparse and FFEPlus solvers. Saatavissa: <http://ecad-engineering.co.uk/13-direct-sparse-and-ffeplus-solvers/>. Hakupäivä 7.2.2013.
9. AVS-Group. Sylinterit. Saatavissa: http://avs-yhtiot.fi/sites/default/files/pdf/18_sylinterit.pdf. Hakupäivä 3.5.2013.
10. Valtanen, Esko 2012. Tekniikan taulukkokirja. 19. Mikkeli: Genesis-Kirjat Oy.



LÄHTÖTIETOMUISTIO

Työn tiedot	Tekijä ¹ Mikko Niemelä [REDACTED]	Tilaaaja ² HS-KONE OY (PERUSTETTAVA) [REDACTED]	
	Tilaaajan yhdyshenkilö ja yhteystiedot ³ [REDACTED]		
	Työn nimi ⁴ Raivaussaha		
	Työn kuvaus ⁵ Nosturiin liitettävän raivausahan mekaniikan suunnittelu, työpiirrustusten valmistus sekä lujuuslaskenta.		
	Työn tavoitteet ⁶ Mekaniikan suunnittelu, työpiirrustusten valmistus sekä osien lujuuslaskenta		
	Tavoiteaikataulu ⁷ 3.2.2012 työpiirrustuksen asiakkalla 15.4.2012 Kirjallinen osuus valmis		
	Päiväys ja allekirjoitukset ⁸ 17/12/2012 Tekijän allekirjoitus [Signature]		17/12/2012 Tilaaajan allekirjoitus [Signature]
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Tekijän nimi, puhelinnumero ja sähköpostiosoite. 2. Työn teettävän yrityksen virallinen nimi. 3. Sen henkilön nimi ja yhteystiedot, joka yrityksessä valvoo työn suoritusta. 4. Työn nimi voi olla tässä vaiheessa työnimi, jota myöhemmin tarkennetaan. 5. Työ kuvataan lyhyesti. Siinä esitetään muun muassa työn tausta, lähtötilanne ja työssä ratkaistavat ongelmat. 6. Esitetään lyhyesti ja selvästi työn tavoitteet. 7. Esitetään projektin tavoiteaikataulu. Silloin, kun työllä on välitavoitteita, myös ne merkitään aikatauluun. Tavoiteaikataulun ja oppilaitoksen yleisaikataulun perusteella tekijä laatii oman aikataulunsa. 8. Lähtötietomuiستio päivätään ja sen allekirjoittavat tekijä ja tilaaajan yhdyshenkilö. 		

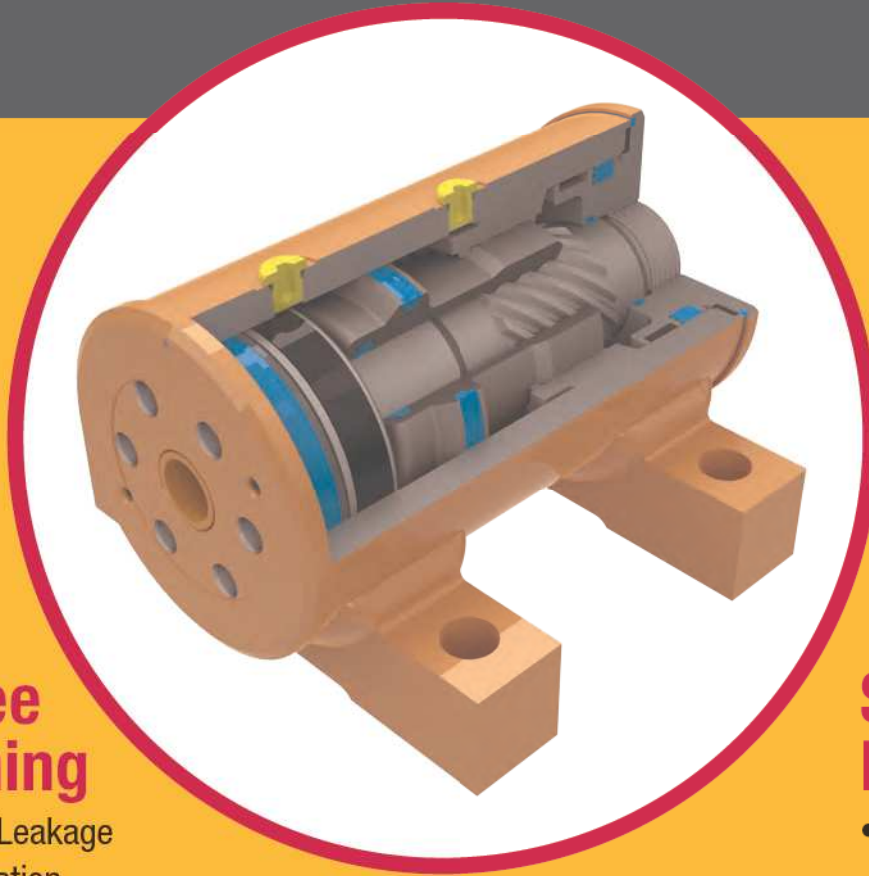


L20 SERIES

Exceptional Performance in a Cost-Effective Package

The L20 Series is a cost-effective solution that can easily be designed into a wide range of applications. It features versatile mounting options and flange output. Helac's helical, sliding spline technology is non self locking while providing high shock resistance and high holding-torque for demanding applications. Functioning as a rotating

device, mounting bracket, and load bearing structure the L20 Series eliminates the need for external bearing systems, brakes or locking devices. Five standard sizes with torque output up to 39,000 in-lb at 3,000 psi (4,400 Nm at 210 bar).



Powerful

- High Torque
- High Bearing Capacity

Durable

- Suitable for Harsh Environments
- Moving Parts Enclosed

Drift Free Positioning

- Zero Internal Leakage
- Smooth Operation
- No External Brake Required

Streamlined Design

- Eliminates Linkages and Bearings
- Reduced Bill of Materials

Backdrives in Overload Conditions

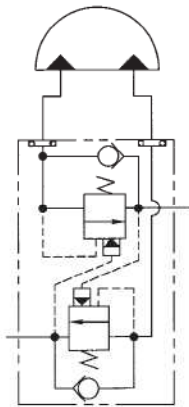
- Hydraulic Fuse
- Prevents Mechanical Damage

Ultra Compact

- High Power Density
- Fits in Tight Spaces

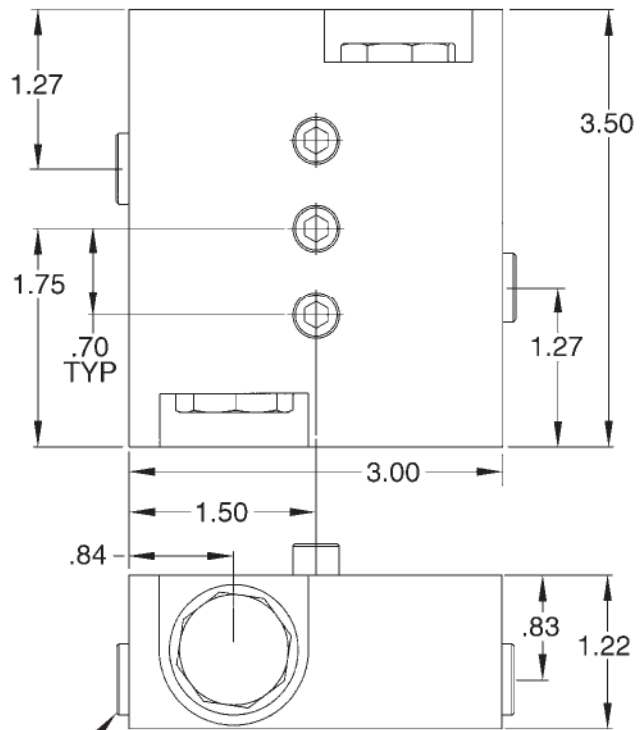
Integral Counterbalance Valves

Choose our optional factory mounted counterbalance valves to provide controlled backdriving and smooth rotation when over center conditions exist.



The valves are set to open at 1000 psi (70 bar) and to relieve at 3300 psi \pm 300 psi (230.7 bar \pm 20.7 bar). The valves are set at the factory and cannot be adjusted.

Machined from aluminum, the valve blocks are bolted to a flat mounting pad milled on the actuator housing. Three bolts secure the valve block to the actuator. See specification pages for valve location.



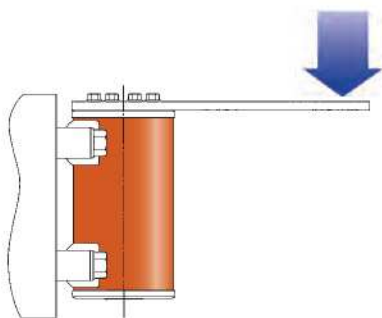
2X SAE-4 (7/16-20 UNF-2B)
STRAIGHT THREAD
O-RING PORTS

Clevis Mounting

Custom housing clevis mounting is available. See the photo on Page 7 for examples of both platform and jib rotation applications.

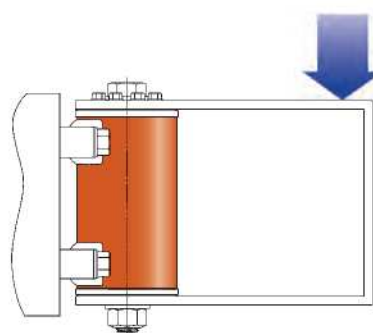


Cantilever and Straddle Mounting



Cantilever Mounting

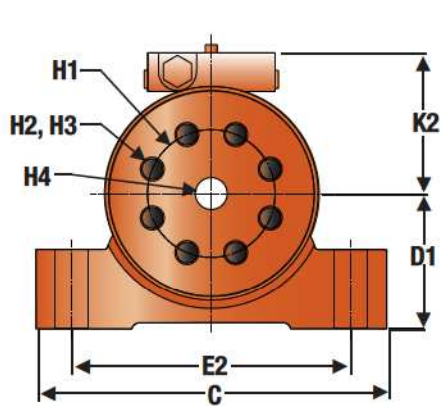
The load is bolt mounted to the torque flange and only supported at one end of the shaft. Cantilever mounting is never recommended for aerial work platforms, or other critical and safety-related applications.



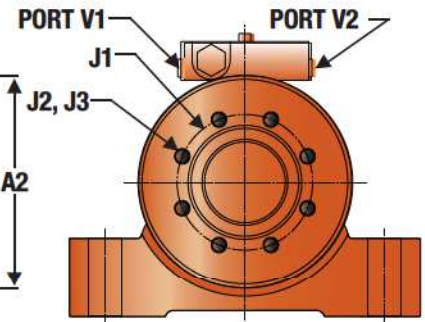
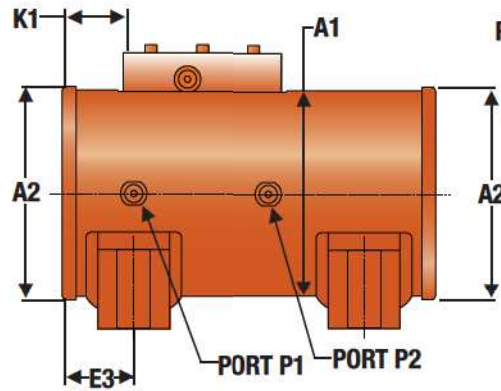
Straddle Mounting

The load is supported at both ends of the shaft. The upper portion of the bracket is bolted to the torque flange, whereas the lower portion is secured by a tie rod passed through the shaft bore.

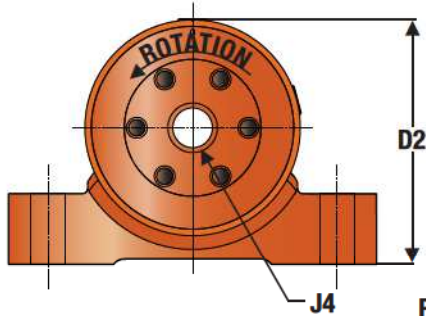
Foot Mounted Models: 180° Rotation



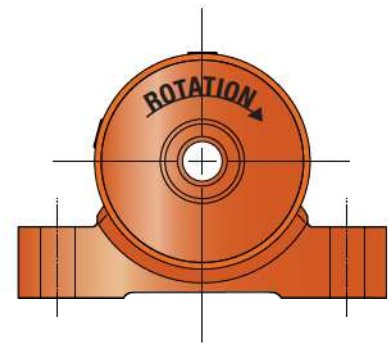
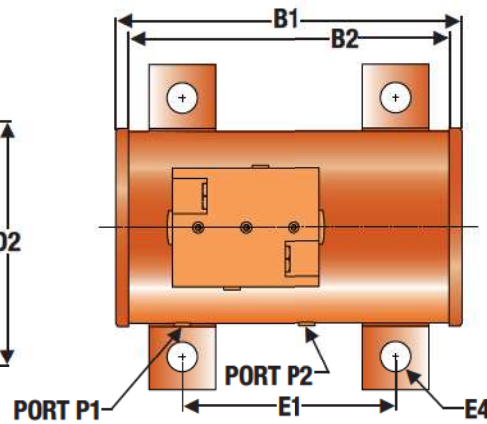
L20-25, 39 Flange End



L20-25, 39 Endcap



L20-4.5, 8.2, 15 Flange End



L20-4.5, 8.2, 15 Endcap

Specifications

		4.5	8.2	15	25	39
Torque (A)						
Drive Torque	in-lb @ 3,000 psi <i>Nm @ 210 bar</i>	4,500 508	8,200 930	15,000 1,690	25,000 2,940	39,000 4,400
Holding Torque	in-lb @ 3,000 psi <i>Nm @ 210 bar</i>	11,800 1,300	21,100 2,400	38,720 4,400	62,900 7,100	93,200 11,000
Maxium Moment Capacity (B)						
Straddle Moment	in-lb <i>Nm</i>	22,500 2,500	40,000 4,500	90,000 10,200	145,000 16,400	280,000 31,600
Cantilever Moment	in-lb <i>Nm</i>	12,000 1,360	22,000 2,485	48,000 5,540	100,000 11,000	140,000 16,000
Maxium Force Capacity						
Radial Force (C)	lb <i>kg</i>	3,050 1,380	4,700 2,160	9,230 4,190	12,300 5,580	21,100 9,570
Axial (Thrust) Force (D)	lb <i>kg</i>	1,100 500	1,500 680	2,200 1,000	3,100 1,410	3,900 1,770
Displacement						
	in ³ <i>cm³</i>	8.05 132	14.30 234	26.60 435	44.30 725	65.70 1,076
Approximate Weight (Wet)						
With Counterbalance Valve	lb <i>kg</i>	28.00 12.70	38.00 17.20	67.00 30.40	115.00 52.20	171.00 77.60
Without Counterbalance Valve	lb <i>kg</i>	26.50 12.00	36.50 16.60	65.50 29.70	113.00 51.30	169.00 76.70

Dimensions

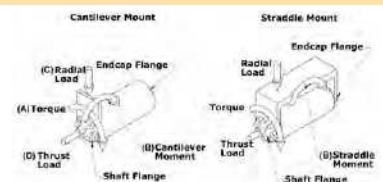
			4.5	8.2	15	25	39
A1	Nominal housing diameter	in mm	3.98 101	4.48 114	5.48 139	6.50 165	7.50 191
A2	Shaft and endcap flange diameter	in mm	4.10 104	4.60 117	5.60 142	6.70 170	7.70 196
B1	Length overall, rotating	in mm	7.40 188	8.50 216	9.75 248	11.75 298	13.25 337
B2	Length, non-rotating	in mm	6.80 173	7.76 197	9.01 229	10.87 276	12.37 314
C	Width overall	in mm	7.00 178	7.50 191	9.80 248	11.00 279	13.00 330
D1	Height to centerline	in mm	2.60 66	3.00 76	3.38 86	4.25 108	4.75 121
D2	Height overall, without valve	in mm	4.73 120	5.35 136	6.23 158	7.68 195	8.67 220
E1	Mounting length	in mm	4.38 111	5.50 140	6.00 152.4	7.25 184	8.50 216
E2	Mounting width	in mm	5.50 145	6.00 152.4	7.75 197	8.75 222	10.50 267
E3	Foot location	in mm	1.49 38	1.48 38	1.85 47	2.25 57	2.38 60
E4	Nominal diameter, mounting hole	in mm	5/8 M16	3/4 M20	1 M24	1 M24	1 1/4 M30
H1	Bolt circle diameter, shaft flange	in mm	2.125 54	2.630 65	3.375 85	4.000 102	4.750 121
H2	Mounting holes, shaft flange	inch deep metric deep	3/8-16 0.53 M10x1.5 13	3/8-16 0.53 M10x1.5 15	1/2-13 0.75 M12x1.75 19	3/4-10 1.13 M20x2.5 30	3/4-10 1.13 M20x2.5 28
H3	Number of holes, shaft flange		6	8	8	8	10
H4	Shaft center hole	inch deep metric deep	- - -	- - -	- - -	1-8 2.00 M24x3.0 25	1 1/4-7 2.00 M30-3.5 50
J1	Bolt circle diameter, endcap flange	in mm	- -	- -	- -	4.25 108	4.75 121
J2	Mounting holes of endcap flange (S2)	inch deep metric deep	- - -	- - -	- - -	1/2-13 0.75 M12x1.75 18	5/8-11 0.94 M16x2 23
J3	Number of holes, endcap flange (S2)		-	-	-	8	10
J4	Nominal thru hole diameter (S1)	inch deep metric deep	3/4 - M20 -	1 through M24 through	1 through M24 through	- - -	- - -
K1	Shaft flange to counterbalance valve	in mm	1.26 32	1.36 35	1.76 45	1.92 49	1.93 49
K2	Counterbalance valve, centerline height	in mm	3.16 80	3.41 87	3.91 99	4.41 112	4.91 125
V1, V2	Ports, valve	all sizes	ISO 11926-1 – 7/16-20 (SAE-4)				
P1, P2	Ports, housing	all sizes	ISO 11926-1 – 7/16-20 (SAE-4)				



Digital drawings are available

Drawings can be provided in .pdf, .tif, .dxf and AutoCAD 2000 .dwg formats. Please send an email to actuators@helac.com, or call +1 800 327 2589 (US and Canada), or +1 360 825 1601 (Worldwide).

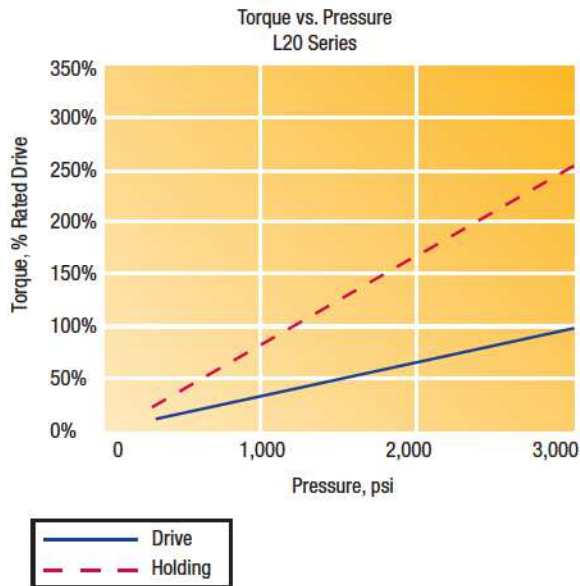
Reference Guide



Torque Comparisons

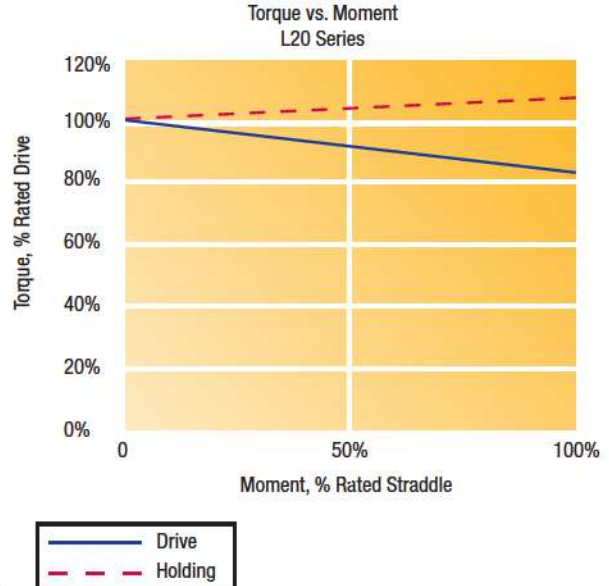
Driving and Holding Torque Versus Hydraulic Pressure

The driving torque of L20 Series actuators is approximately linear with available hydraulic pressure. L20 Series actuators also exhibit much higher holding torque than driving torque for a given pressure. Breakaway pressure is approximately 400 psi (28 bar) for all models. Applied loads and other operating parameters can affect torque output by as much as ± 15 percent.



Moment Loads

The L20 Series is designed to support large moment and radial loads. However, as moment and radial loads increase, the bearing friction reduces the driving torque. Other operating parameters can affect torque output by as much as ± 15 percent.



Ordering Information

The L20 product line is available in a variety of sizes and options to meet your specific application requirements. The Model Code below outlines standard options that can be furnished with L20 Series actuators. Please contact Helac Corporation for special requirements.



Typical Model Code

L20 - 4.5 - E - FT - 180/120 - S1 - C - H



- | | |
|---|--|
| <p>1 L20 Actuator Series</p> <p>2 Torque Output (in-lbs x 1000)
4.5 8.2 15 25 39</p> <p>3 Measurement System
E English System
M Metric System
S Special Custom Design</p> <p>4 Housing Configuration
FT Foot Mount</p> <p>5 Standard Rotation
180 180 Degrees</p> | <p>6 Special Rotations
(Standard design with internal stop tube to limit rotation - indicates final rotation)</p> <p>7 Shaft Configuration
S1 Cantilever Mounted Shaft Option
S2 Straddle Mounted Shaft Option</p> <p>8 Valve Options
C With Counterbalance Valve
O Without Counterbalance Valve</p> <p>9 Seals
H Standard Seals & Bearings
S Special Seals & Bearings</p> |
|---|--|

Important Notice

Helac Corporation does not assume any responsibility beyond the design and performance of its rotary actuator product due to the unlimited variety of operating conditions and applications. The customer is solely responsible for the final selection of any Helac Corporation product or system and its suitability for the application in question.

The overall integrity of the installation, and the application's safety and compliance with industry standards and warning requirements are the ultimate responsibility of the customer. The customer is solely responsible for the engineering of mating structures, fasteners, and other associated components related to the installation of the product and its ultimate application. Helac Corporation recommends that prototype testing be conducted to verify installation integrity. Testing with applied loads that equal or exceed the static and dynamic load frequency and intensity are recommended to determine the suitability of the actuator for the application.

Documents or information provided by Helac Corporation, its subsidiaries or authorized distributors are intended for users having technical expertise. It is important to thoroughly analyze all aspects of your application and review current product information.

WARNING

IMPROPER SELECTION, INSTALLATION OR USE OF HELAC PRODUCTS OR SYSTEMS MAY RESULT IN FAILURE AND CAUSE DEATH, PERSONAL INJURY OR PROPERTY DAMAGE.

Documents or information provided by Helac Corporation, its subsidiaries or authorized distributors are intended for users having technical expertise. It is important to thoroughly analyze all aspects of your application and review current product information. The user is solely responsible for the final selection of any Helac Corporation product or system and its suitability for the application in question.

About Helac Corporation

A leader in the rotary actuation industry for over 40 years, Helac Corporation manufactures a comprehensive line of hydraulic rotary actuators used to move, support, and position rotary loads. Helac rotary actuators are best known for their tremendous torque output, compact dimensions, exceptional load bearing capability and rugged, reliable performance. Helac offers a myriad of product lines to meet individual application requirements:

- **L-Series LoadBear** — Incorporating integral bearings for heavy load carrying applications, the L-Series is available in the L10, L20 and L30 product lines.
- **T-Series TorqBear** — With a thru-shaft configuration, the T-Series is designed for torque applications.
- **Custom Designs** — Helac's rotary actuators for OEMs are customized to meet our customers' individual application requirements.
- **Construction equipment attachments** — Helac PowerTilt® and PowerGrip® increase the utilization and productivity of backhoes and excavators.

Over 1,000 worldwide customers in diverse industries depend on Helac actuators for quality, reliability, ease-of-use and durability.

➤ To learn more about Helac's rotary actuator solutions, call **800.327.2589** (US and Canada), **360.825.1601** or visit our website at **www.helac.com**.

HELAC

Helac Corporation
225 Battersby Avenue
Enumclaw, WA 98022 USA

Phone: 800.327.2589
360.825.1601
Fax: 360.825.1603
Email: actuators@helac.com
www.helac.com



APPLICATIONS

TOP INDUSTRIES SERVED

Agriculture • Construction • Energy
Marine • Material Handling • Military
Mining • Truck/Trailer



Aerial Work Platforms
Platform, basket and jib rotation



Mining Equipment
Carousel rotation, drill positioning,
rod handling, shotcrete,
roof bolting



Refuse / Recycling Vehicles
Arm articulation and cart lifting



Construction Equipment
Bucket swing, gripping, specialty
attachments



Agricultural Harvesters
Boom positioning, head rotation,
wheel steering



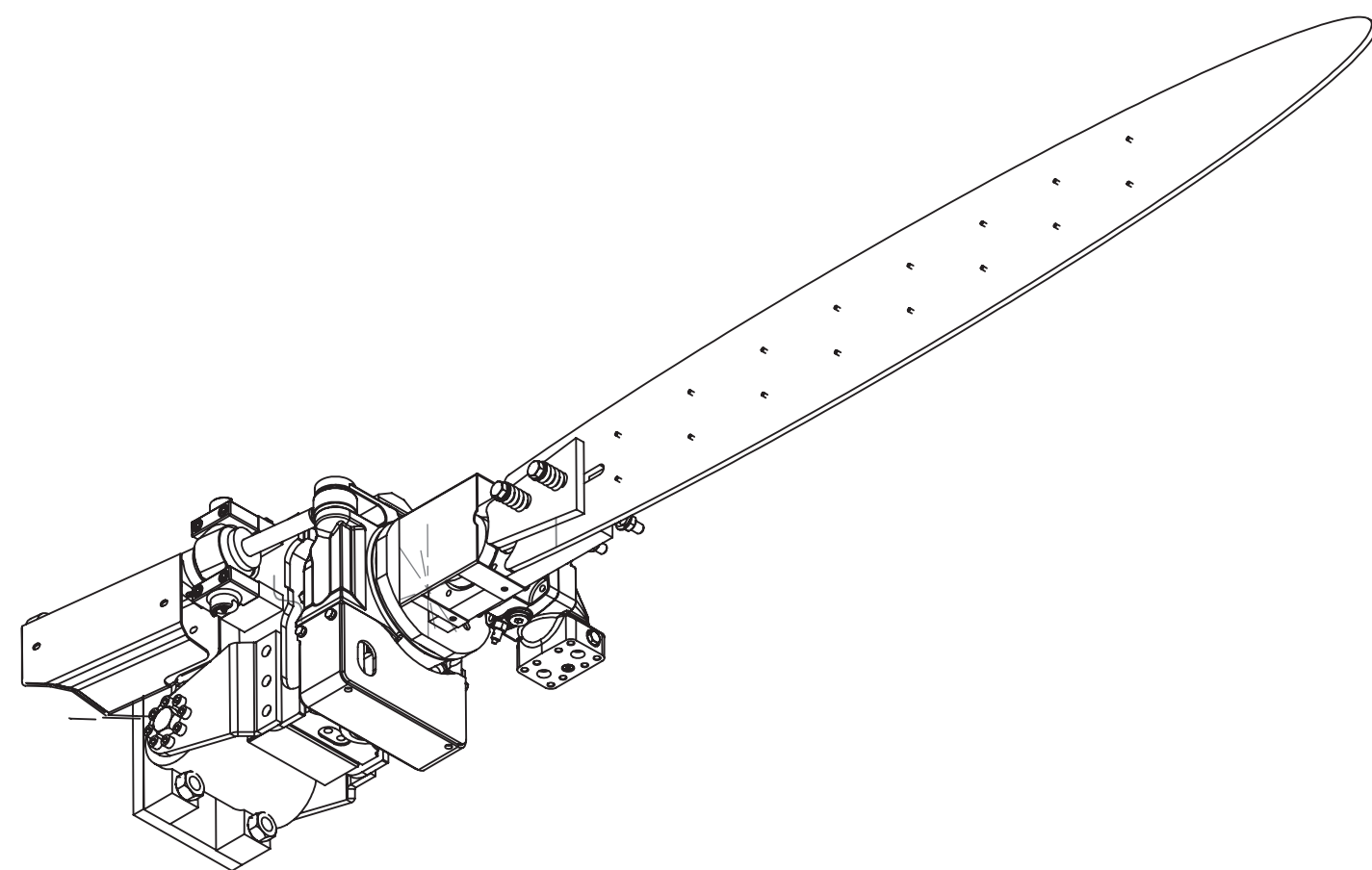
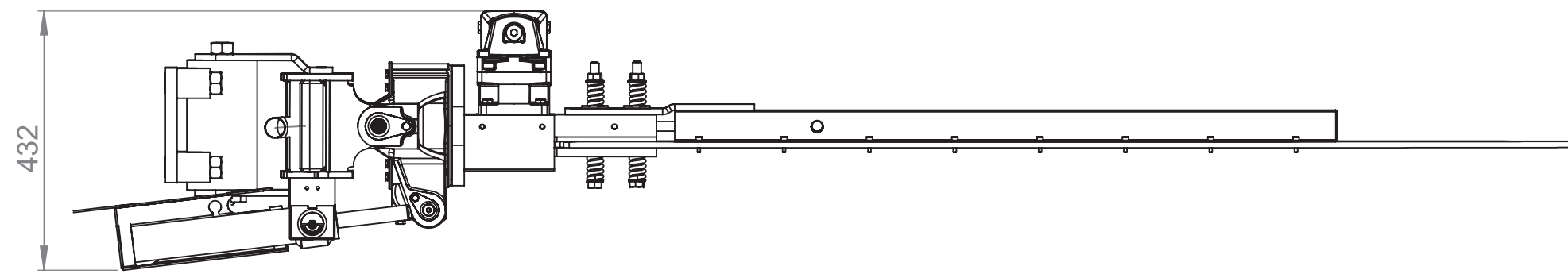
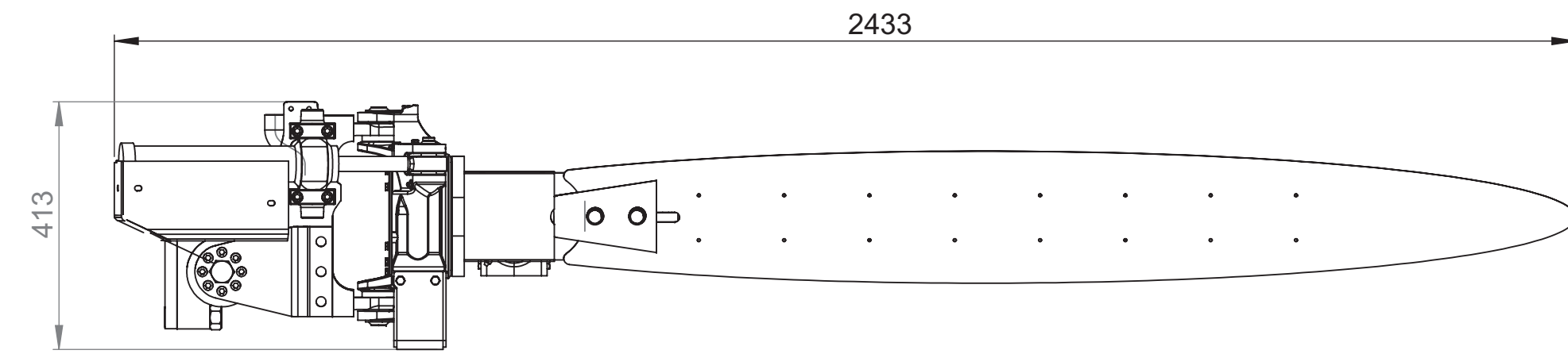
Paving and Curbing Equipment
Wheel and track steering





Sweepers / Scrubbers
Brush positioning, steering, tipping
and dumping



Forklifts
Fork swing, specialized
attachment rotation, steering



4	10013-1800			1
3	10013-1600			1
2	10013-1200			1
1	RT10			1
OSA	PART NUMBER			KPL
Yleistoleranssi SFS-EN 2768-m SFS-EN ISO 13920-C		Asiakas	Suunnittelija	Pvm
		Konestar oy	MNi	12.4.2013
	Massa	Projekti	Tarkastaja	Pvm
	kg	Raivaussaha		
	Mittakaava	Työnumero	Hyväksyjä	Pvm
	A2 1:10			
		Nimitys	Piirustusnumero	Revisio
		Raivaussaha, pääkokoontyö	10013-1000	

Rev	Muutos	Pvm	Suunnittelija
-----	--------	-----	---------------