

NOSTOPÖYDÄN SUUNNITTELU

Petri Talvinen

Opinnäytetyö
Toukokuu 2015
Kone- ja tuotantotekniikka
Laiteautomaatio

TAMPEREEN AMMATTIKORKEAKOULU
Tampere University of Applied Sciences

TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma
Laitautomaation suuntautumisvaihtoehto

TALVINEN, PETRI:
Nostopöydän suunnittelu

Opinnäytetyö 36 sivua, joista liitteitä 0 sivua
Toukokuu 2015

Opinnäytetyön toimeksiantajana oli Patricomp Oy, joka puolestaan oli saanut toimeksiannon Prima Power Oy:ltä. Patricomp Oy on noin 45 hengen yritys, jonka päätoimialana on ohutlevyosien valmistus ja kokoonpanotyöt lentokoneteollisuudessa. Päätoimialan lisäksi Patricomp Oy:llä on mahdollisuus suunnitteluun ja tuotekehitykseen, mutta ei erityisen merkittävässä määrin. Työn tarkoituksena oli selvittää, voidaanko nykyinen Prima Powerin valmistama, hydraulisesti toimiva nostopöytä toteuttaa ilman hydrauliiikkaa samoilla raja-arvoilla.

Työ koostui pääosin suunnittelusta, alustavasta mitoittamisesta ja erilaisten toteuttamisvaihtoehtojen tutkimisesta. Ensimmäisenä vaiheena oli mallintaa ja rakentaa AutoDesk Inventorilla toimiva suunnitelma mahdollisesta nostimen toteutuksesta ja tämän jälkeen selvittää osien ja komponenttien saatavuutta. Muita osa-alueita olivat mm. alustavat mitoitukset ja karkeat laskelmat. Laskelmien tavoitteena oli selvittää suunnitelman toimivuutta suhteessa raja-arvoihin, tavoitteisiin ja muihin määrittelyihin.

Suunnitteluprosessi oli erittäin haastava kokonaisuus, koska ohjausta ja opastusta oli suhteellisen vähän tarjolla. Mallintamista ja suunnittelua tehtiin moneen kertaan ja ongelmakohtia korjattiin uudelleen ja uudelleen uusien ilmaantuessa. Annetut raja-arvot sisälsivät myös tavoitteen mahdollisimman yksinkertaisesta ja kustannuksiltaan edullisesta järjestelmästä. Lopulta päädyttiin tilanteeseen, jossa nostimen kehittäminen lopetettiin toistaiseksi, koska em. tavoitteet ja muiden raja-arvojen saavuttaminen eivät kohdanneet.

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Mechanical and Production Engineering
Machine automation

Petri Talvinen:
Designing Work of Lifting Table

Bachelor's thesis 36 pages, appendices 0 pages
May 2015

This bachelor's thesis was commissioned by a company called Patricomp Oy and Patricomp Oy got this job from Prima Power. Patricomp Oy has nearly 45 employees and its main industry is manufacturing of sheet metal parts and assembly work for aerospace industry. Patricomp Oy also has small facilities for prototype and tool designing and product development. This bachelor's thesis associates with the latter. Reason for this job was to find out if the current Prima Power's model for sheet metal lifting table can be actuated using only mechanical and electrical components. The current lifting table is hydraulically actuated. The new version of this lifting table should meet the requirements set by the hydraulic version.

This bachelor's thesis consists of designing work, basic dimensioning work and researching of different ways to manufacture the lifting table. The Auto Desk Inventor was used in the first phase of the work; drawing the sketches, making 3D-models and assemblies. After that, the availability of the components had to be investigated. It was necessary to do fully functioning 3D-model of the lifting table before calculations and final dimensioning, because all of the needed information was unavailable at the beginning of the work. The other sub-parts of the work were i.e. preliminary, rough calculations. The purpose was to research if the calculations met the requirements of the specifications, given by the customer, in order to build a functioning lifting table.

The design process was a challenging task, for there was relatively little mentoring available. 3D modeling and design work was made over and over again. Problematic parts were re-done, when theoretic design didn't meet the practical requirements. Also the design philosophy emphasized, that the lifting table be manufactured with low costs, and that the lifting mechanism should be fairly simple. In the end it was clear that the calculations and design didn't meet up with the design philosophy and the specifications thus the development of the lifting table was concluded.

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	5
2	YRITYS.....	6
	2.1 Patricomp Oy	6
	2.1.1 Tuotteet ja asiakkaat.....	7
	2.2 Prima Power (Finn Power Oy).....	9
	2.2.1 Tuotteet	9
	2.2.2 Green Means ®	10
3	NOSTOPÖYDÄN MÄÄRITTELYT.....	11
	3.1 Hydraulikasta luopuminen.....	11
	3.2 Mitat ja kuormat.....	11
	3.3 Muita määrittelyjä.....	12
	3.4 Kustannuskysymys	13
4	SUUNNITTELU JA MALLINNUS	14
	4.1 Lähtökohdat ja mallikuvat	14
	4.1.1 Suunnittelun aloitus.....	15
	4.1.2 Ensimmäinen versio	15
	4.1.3 Moottori/kulmavaiheydistelmä	17
	4.1.4 Muutostyö suunnittelussa.....	20
	4.1.5 Moottorin valinta.....	23
	4.1.6 Muut komponentit.....	26
5	MITOITUS JA LASKELMAT	28
	5.1 Ensimmäiset laskelmat	28
	5.1.1 Vaatimusten selvittely ja puuttuvat raja-arvot	28
	5.1.2 Poikki-palkin alustava lujoustarcastelu.....	30
	5.1.3 Yhteen veto ja tarkat arvot.....	33
6	POHDINTA.....	35
	LÄHTEET.....	36

1 JOHDANTO

Tämän opinnäytetyön aiheena on tutkia mahdollisuutta toteuttaa nykyinen hydraulisesti toimiva nostopöytä ilman hydraulikkaa. Työssä käsitellään suunnittelutyön eri vaiheita, saatavilla olevia komponentteja, erilaisia toteutustapoja ja karkeasti lujuuslaskentaa ja mitoittamista. Työ liittyy Prima Power Oy:n pyrkimykseen siirtyä hydraulisesti toimivista tuotantoyksiköistä mekaanisesti ja sähköisesti toimiviin yksiköihin.

Työtä varten oli saatavilla erittäin vähän tietoa nykyisestä nostopöydästä ja lähtökohtana oli vain noin kymmenen kohdan luettelo vaatimuksista ja raja-arvoista. Suunnittelu ja mallinnus on tehty suuntaa antavaksi ja kaikki 3D-mallinnukset ovat viitteellisiä. Suunnittelussa ja 3D-mallinnuksessa käytettiin AutoDesk Inventor -ohjelmaa, jonka kokoonpano-ominaisuudella nostimen sai liikuteltavaksi eli sen avulla puuttuvien raja-arvojen selvittäminen onnistui parhaiten.

Opinnäytetyö on käytännössä rajattu tutkimiseen, tarvittavien komponenttien saatavuuden selvittämiseen ja karkeisiin laskelmiin toteutuksen kannalta. Riippuen lopputuloksesta, projektia joko jatketaan prototyypivaiheeseen tai vaihtoehtoisesti luovutaan projektista jos toimivan laitteen valmistaminen vaikuttaa epätodennäköiseltä.

2 YRITYS

2.1 Patricomp Oy

Patricomp Oy on ilmailualan yritys, jonka suurimmat osastot ovat levyosavalmistus, pintakäsittelyt ja kokoonpanot. Patricomp Oy on perustettu vuonna 2006, mutta yrityksellä on pitkät perinteet ilmailualalta eri nimien alla. Yrityksellä on yhteensä yli 90 vuoden kokemus alalta. Suurimpina niminä historiassa on ollut Valmet Oy ja Patria. Ilmailualan lisäksi Patricomp Oy:llä on asiakkaita myös muilta toimialoilta.

Vuonna 2006, silloinen omistaja Patria Aerostructures päätti luopua ohutlevyosastostaan ja samana vuonna omistus siirtyi yksityiselle omistajalle, KMM Investille. Samalla nimi vaihtui Patricomp Oy:ksi. Patria säilytti osaomistuksen vielä muutaman vuoden ajan, mutta nykyään liiketoiminta on siirtynyt täysin KMM Investin omistukseen. Rakennekset, työvälaineet ja koneet ovat suurelta osin Patrialta vuokralla.

Patricomp Oy työllistää tällä hetkellä noin 35 työntekijää ja 10 toimihenkilöä. Taantuman vaikutukset Patricompille olivat suuret vuosikymmenen vaihteessa ja silloin työntekijämäärä vähenikin alle kahteenkymmeneen työntekijään ja koko henkilöstöä koskevat lomautukset otettiin käyttöön. Viimeisen vuoden aikana tilausten määrä on lähtenyt nousuun ja vuonna 2014 palkattiinkin noin 15 uutta työntekijää ja lisätyövoimalle on edelleen tarvetta.

Laadukkaan tuotannon takeena Patricomp Oy:llä on useita laatuun ja erikoisprosesseihin liittyviä hyväksyntöjä. Hyväksynnät ja kelpuutukset ovat usein asiakkaiden edellyttämiä. Patricomp Oy:llä on muun muassa EN/AS 9100 hyväksyntä, NadCap-hyväksyntä alumiinin lämpökäsittelylle ja tunkeumanestetarkastukselle.

Patricomp Oy:llä on myös useita erikoisprosesseja, jotka ovat erinomainen myyntivaltti kansainvälisilläkin markkinoilla. Yrityksellä on käytössä maalausammio, kemiallinen työstö, kumiprässi (1000 bar), syvävetokone, särmäyspuristimia, mankeleita, tasojyrsimiä, koneistusta ja kolme lämpökäsittelyuunia, joista suurin on 1,5 x 1,5 x 5 m kokoinen. Lisäksi löytyy omaa työvälinessuunnittelua ja tuotekehitystä. Pintakäsittelyosasto on myös suureen tuotantoon suunniteltu. Altaat ovat pituudeltaan 6 m ja syvyys noin 3

m. Linjasto toimii automaattisen kuljettimen avulla, joten työntekijän tehtävänä on vain ripustaa osat tankoihin. Linjalta löytyy esimerkiksi alkaalinen puhdistus, kromatointi ja kolme erilaista anodisointia (www.patricomp.fi)

2.1.1 Tuotteet ja asiakkaat

Patricomp Oy:llä on lukuisia asiakkaita ilmailualalla. Pääasiakas on espanjalainen Aernnova, jonka alihankkijana Patricomp Oy toimii. Tuotteiden loppuasiakkaat ovat mm. Airbus ja Embraer. Aernnovalle Patricomp Oy valmistaa pääasiassa ohutlevy tuotteita ja kokoonpanoja Airbus A350 ja Embraer ERJ 170 ja 195 projekteihin. Käynnissä olevia Airbus-projekteja ovat A400M, A350 korkeusvakaajan kärjet ja joitakin levyosia A380:n. Aernnovan lisäksi Patricomp Oy toimittaa joitakin tuotteita myös muille ilmailualan toimijoille.

Aernnova on yksi maailman suurimmista ilmailualan yrityksistä yli 600 miljoonan euron liikevaihdollaan. Aernnovalla on toimipisteitä Espanjassa, Brasiliassa, Meksikossa, Romaniassa, Englannissa ja Intiassa. Toimintaa löytyy neljässä muodossa; kokoonpano, ohutlevy tuotanto ja komposiitti, koneistus ja suunnittelu. Aernnovalla on noin 4500 työntekijää ja 1000 suunnittelijaa 20 tehtaassa. Aernnova valmistaa tuotteita 25:een eri ohjelmaan ja projektiin. Loppuasiakkaita ovat mm. Airbus, Embraer, Boeing, Pilatus, Bombardier ja Beechcraft.

Tuotantomäärien osalta toiseksi suurin loppuasiakas on Embraer, jolle Patricomp Oy valmistaa pääasiassa paineseiniä osavalmistuksen ja kokoonpanon muodossa. Paineseiniä lisäksi valmistetaan pieniä määriä muita levyosia, kuten moottorikotelon runkokaaria teräksestä ja alumiinista. Kuvassa 1 on Patricomp Oy:n valmistamia paineseiniä. Alkuperäinen kuva on nähtävissä Aernnovan verkkosivuilla. (www.aernnova.com)



Kuva 1 Patricomp Oy:n valmistamia paineseinäkokoontaloja asiakkaan tiloissa (www.aernnova.com)

Aernnovan lisäksi tuotteita valmistetaan mm. Saabille. Patricomp Oy:n alkuaikoina Saab oli merkittävin asiakas, mutta suuren modifiointi- ja osavalmistusprojektin valmistuttua tuotanto on vähentynyt yksittäisiin varaosiin ja pieniin muutaman nimikkeen sarjoihin. Osavalmistuksen lisäksi Saabin kanssa tehdään monimuotoisesti yhteistyötä. Saabilta hankitaan mm. laboratorio- ja testauspalveluita ja myös erikoisprosesseihin liittyviä asiantuntijapalveluita.

Suomalaisista toimijoista merkittävin asiakas ja yhteistyökumppani on Patria. Tuotantoa ei ole merkittävästi, mutta muuta yhteistyötä on huomattavasti. Käytännössä tuotanto Patrialle pitää sisällään vain korjausosia ja erilaisia pintakäsittelytoimintoja. Patricomp Oy:n toimitilat ja koneet ovat Patrialta vuokrattuja.

Ilmailualan lisäksi Patricomp Oy valmistaa tuotteita myös muiden alojen toimijoille. Suurimpina niistä on Ponsse ja Tallink. Ponselle valmistetaan metsäkoneiden pintapeltejä vetokoneen avulla ja Tallinkille valmistetaan prässättyjä kuviopeltejä hyttien oviin. Vuosittain tehdään myös erilaisia prototyyppisiä monille asiakkaille.

2.2 Prima Power (Finn Power Oy)

Prima Power on tämän työn varsinainen tilaaja. Nykyinen Prima Power muodostui kahden suuren konevalmistajan yritysliitoksesta. Osapuolina olivat suomalainen Finn Power ja italialainen Prima Industrie.

Prima Power on oman alansa suurimpia toimijoita maailmassa. Prima Powerilla on noin 70 toimipistettä ympäri maailmaa. Tuotantoyksiköitä Prima Powerilla on Suomessa, Italiassa, Yhdysvalloissa ja Kiinassa. Tuotevalikoima koostuu erilaisista tuotantoyksiköistä, yksittäisistä laitteista ja sovelluksista. Tuotevalikoima kattaa laserleikkauksen, lävistyksen, kulmaleikkuun ja taivutuksen kaikilla automaatiotasoilla työstökoneista joustaviin valmistusjärjestelmiin.

Erikoisuutena Prima Powerilla ovat sähköisesti toimivat järjestelmät, kuten sähköservotekniset ratkaisut lävistykseen, taivutukseen ja integroituihin prosesseihin. Niitä markkinoidaan sloganilla ”Energy in Efficient Use”.

Prima Power on 3D-laserkoneiden kiistaton johtaja sekä maailman merkittävimpiä toimijoita 2D-laser-sektorilla. Valikoima on laaja ja tarjoaa tehokkaita ja suorituskykyisiä koneita monien eri alojen tarpeisiin ympäri maailmaa.

Prima Powerin keskeinen toimintafilosofia on saanut nimekseen Green Means®. Heidän ratkaisut tarjoavat asiakkaille korkeaa tuottavuutta ja kestävän kehityksen periaatteen mukaista tekniikkaa. (<http://www.primapower.com/fi/>)

2.2.1 Tuotteet

Prima Power tarjoaa useita tuotteita kuudessa eri tuotekategoriassa. Tuotelinjat ovat TheBEND, TheCOMBI, TheLASER, ThePUNCH, TheSYSTEM ja TheSOFTWARE. Jokainen tuotelinja pitää sisällään monia vaihtoehtoja erilaisia tarpeita ajatellen. Tarjolla on mm. edullisia ja korkeasti standardoituja koneita sekä monipuolisia korkean laadun ja tekniikan omaavia sähköservotekniikalla toimivia laitteita. Edellisten lisäksi vaihtoehtoina ovat myös automaattiset ja puoliautomaattiset koneet.

Prima Power tarjoaa myös lukuisia valmiita kokonaisratkaisuja useisiin eri tarpeisiin. Verkkosivuilla on kattavasti lueteltu ratkaisut mm. autoteollisuuteen, LVI-tekniikkaan, sairaaloihin, ilmailuun ja energiaan ja niin edelleen. Kaikki ratkaisut on myös räätälöitävissä asiakkaan tarpeiden mukaisiksi.

2.2.2 Green Means ®

Prima Power tähtää toiminnassaan ja varsinkin tuotekehittelyssä voimakkaasti kestäväen kehityksen ja ekologisuuden huomioimiseen. Tavoitteisiin pyritään kehittämällä monipuolisia tuotteita, nostamalla automaatioastetta ja pyrkimyksillä alentaa energia- ja huoltokustannuksia. Prima Powerin teknologiaa, joka täyttää tuotantotalouden ja kestäväen kehityksen vaatimukset, kutsutaan nimellä: Green Means ®.

Tuotantotalouden kannalta Green Means® tarkoittaa sitä, että koneet rakennetaan niin, että yhdellä koneella voidaan suorittaa useita toimintoja. Koneissa on myös hyvin optimoidut ohjelmistot, jotka nostavat tuottavuutta yksinkertaisuuden ja tehokkuuden kautta.

Kestäväen kehitys otetaan huomioon niin, että koneet ovat tehokkaita ja monipuolisia. Yksi kone hoitaa monen tavallisen koneen työt. Suuren tehokkuuden kautta saavutetaan myös suuret materiaalisäästöt. Koneet pyritään myös suunnittelemaan niin, ettei hydraulisia järjestelmiä ole käytössä eli ongelmajätteen määrä on vähäinen. (<http://www.primapower.com/fi/>)

3 NOSTOPÖYDÄN MÄÄRITTELYT

3.1 Hydraulikasta luopuminen

Finn-Power Oy:n (Prima Power) yksi merkittävimmistä valteista kansainvälisillä markkinoilla on heidän vihreitä arvoja kannattava Green Means® -toimintaperiaate, jonka päämäärinä ovat olleet suurempi joustavuus ja parempi käyttötalous, keinoina mm. tekniikan monipuolisuus, korkea automaatiotaso sekä alhaiset energia- ja huoltokustannukset (www.primapower.com). Käytännössä siis Prima Power kehittää tuotteitaan kohti ekologisempaa suuntaa luopumatta tehokkuudesta. Monia hydraulikalla toimivia tuotteita on onnistuttu toteuttamaan vaihtoehtoisilla tavoilla. Esimerkiksi Platino® kuitulaserleikkaus, sähköservotekniikkaa hyödyntävä lävistys ja kulmaleikkaus ja eP särmäyspuristin. Ekologisesti ajateltuna hydraulikasta luopuminen tarkoittaa sitä, että tuotannosta ei synny ongelmajätettä hydraulikkaöljyjen muodossa. Myös mahdolliset hydraulisen järjestelmän rikkoutumiset saattavat aiheuttaa suuret puhdistuskustannukset.

Hydraulikasta pois siirtyminen on myös tässä projektissa tärkein tekijä suunnittelutyön kannalta. Haastetta lähdettiin kohtaamaan yksinkertaisuuden ja edullisuuden kautta, joten monimutkaiset ja kalliit vaihtoehtoiset järjestelmät jätettiin laskuista pois. Ei ole kannattavaa toteuttaa järjestelmää, jos se on huomattavasti kalliimpi kuin nykyinen järjestelmä, vaikka se olisikin ekologisempi.

3.2 Mitat ja kuormat

Hydraulisia nostopöytiä ja nostovaunuja on tuotannossa kolmea kokoa ja jokaisesta tarvitsee suunnitella tulevaisuudessa myös ilman hydraulikkaa toimiva malli. Tässä työssä keskityttiin kuitenkin vain yhteen kokoon. Kaikilla nostimilla on nostovälinä 340 - 1100 mm tai enemmän.

Kaikista nostopöydistä ja nostovaunuista tarvitaan 6-kokoinen (levykoko 1565 x 3074 mm) ja 8-kokoinen (levykoko 1565 x 4300 mm) sen lisäksi joistain malleista tarvitaan myös 5-kokoinen (levykoko 1270 x 2530 mm). Kaikilla nostopöydillä ja -vaunuilla

suurin materiaalin nostokyky 3000 kg, jonka lisäksi tulee tapauskohtaisesti erilaisia kansirakenteita sekä kasetteja (50 - 500 kg).

(Kääriäinen, Pekka. 2015)

Suunnittelun ja laskelmien kannalta tärkeimmät mitat ovat nostopöydälle määritelty suurin kuorma ja nostopöydän ala-asento. Ala-asento on tärkeä mitta siksi, että kaikkien komponenttien ja koneenosien tulee mahtua nostopöydän alle myös ala-asennon aikana. Tämä tarkoittaa sitä, että ko. mitta määrittelee myös moottorille suurimman korkeuden. Mitoituksissa kuorman suuruus vaikuttaa suorasti moottorilta vaadittavaan tehoon.

Pöydän leveys- ja pituusmitat vaikuttavat siihen, että toteutus vaatii kaksi saksirakennetta. Suurin korkeus vaikuttaa lähinnä saksien pituuteen ja pöydän alle tulevan tukikehikon suunnitteluun.

3.3 Muita määrittelyjä

Suunnittelun ja käytännön toteutuksen kannalta työn määrittelyssä tuli esiin muutamia huomionarvoisia asioita.

Seuraavassa listassa on muistiosta poimittuja esimerkkejä:

- Epäkeskeisellä kuormalla sallittu suurin kallistuma on 20mm.
- Nostopöytien ja vaunujen nostoliikkeisiin tulee olla mahdollista määrittää portaattomasti pysäytyskohtia. Mahdollinen toteutus hoidetaan esimerkiksi ultraäänianturilla.
- Saksipöydän ja – vaunun tukevuuden vuoksi 8 – kokoiset saksivaunut on syytä tehdä esimerkiksi kahdella saksirakenteella.
- Kuorma yleensä epäkeskeisesti vaunulla x- ja/tai y-akselin suhteen kuitenkin niin, että suurin sallittu kuorma 3000 kg tai suurin sallittu pinonkorkeus 150mm eivät ylity.
- Saksipöydät ja – vaunut tulee tarjota SFS EN 1570 A2 tai uudemman standardin mukaisena.

(Kääriäinen, Pekka. 2015)

Edellä mainituilla asioilla oli vaikutusta suunnitteluun siten, että rakenteen suunnittelu suoritettiin kahdella saksiparilla. Kahden saksiparin ratkaisu vaikuttaa positiivisesti myös kallistumien ehkäisemiseen.

Nostimen portaaton korkeussäätö vaikuttaa myös käytännön suunnitteluun ja vähentää vaihtoehtoja tarvittavien komponenttien valinnassa. Varsinainen anturointi tai korkeuden tarkka säätö ei liity tähän työhön.

3.4 Kustannuskysymys

Toteutuksen kannalta yksi suurimmista tekijöistä on kustannuskysymys. Vaikka suunnittelun kannalta nostimen saisikin toteutettua ilman hydraulikka, mutta kustannukset nousisivat hydraulista versiota huomattavasti korkeammaksi, ei nostinta kannata silloin käytännössä toteuttaa. Kustannusten arviointia ei voinut erityisen tarkasti suorittaa, koska komponenttien ja muiden osien hintatietoja oli harvoin saatavilla esitteistä.

Kustannussyistä työn tilaaja määritteli myös, että nostimen tulisi olla toteutettavissa yhdellä moottorilla. Sama syy rajoitti jonkin verran myös varsinaista suunnittelua ja tavoite olikin suunnitella mahdollisimman yksinkertainen toimintaperiaate nostimelle.

4 SUUNNITTELU JA MALLINNUS

4.1 Lähtökohdat ja mallikuvat

Lähtökohtana suunnittelulle oli työn tilaajalta saatu muistio, joka sisältää pääpiirteittäin nostimelta vaaditut ominaisuudet ja mitat. Lisäksi käytössä oli joitakin kuvia nykyisestä nostimesta. Kuvissa oleva nostin on huomattavasti pienempi kuin tämän suunnitteilla oleva nostin. Lisäksi nostin on yhdellä saksiparilla toimiva ja ruuvi on pystysuuntaan asennettuna. Sähköpostissa (Kääriäinen, Pekka 2014) määriteltiin myös muutamia toivottavia muutoksia olemassa olevaan nostimeen verrattuna. Mallikuva olemassa olevasta nostimesta esitellään kuvassa 2.

Tässä pari kuvaa yhdestä saksipöydästä joka on käytössä. Siinä tunkki on päädyssä ja pystyssä. Tässä koneessa se voi olla sillä tavalla, mutta tässä meidän jutussa sen pitää olla vaakatasossa koska tuo tappi (tunkin ruuvi) ei mahdu olemaan pystyssä (Kääriäinen, Pekka 2014)



Kuva 2. Mallikuva olemassa olevasta pienemmästä nostimesta (Kääriäinen, Pekka 2014)

Toisena lähtökohtana olivat työn ohjaajan ajatukset toimintaperiaatteesta ja nostimen rakenteesta. Ajatukset ja ideat käsiteltiin pääsääntöisesti suullisesti, mutta joitakin hahmotelmia tehtiin myös paperille. Idea toimintaperiaatteesta sisälsi myös joitakin komponentteja ja koneen osia, joita voisi hyödyntää nostimessa, esimerkiksi tukirakenteen teräspalkit ja nostoon käytettävä ruuvitunkki. Suunnittelun suunta vaihtui useita kertoja ongelmien ilmaantuessa, mutta jokainen suunnan muutos omaksui hyväksi havaittuja asioita aiemmista yrityksistä eli ideat jalostuivat työn edetessä.

4.1.1 Suunnittelun aloitus

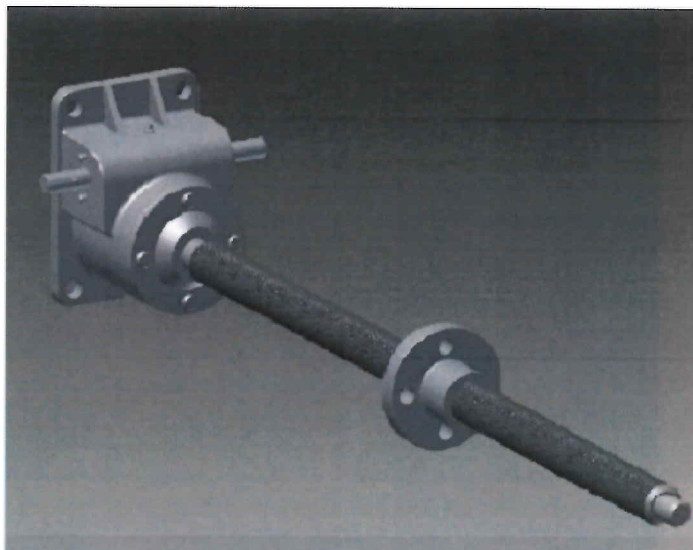
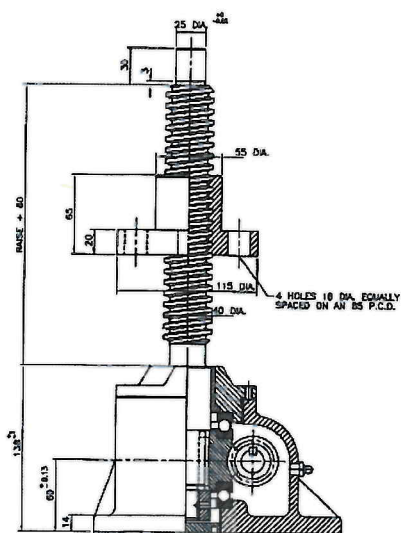
Suunnitteluprojektin aloitus vaati suuren määrän pohjatyötä ja samankaltaisten nostimien tutkimista ja yleistä selvitystyötä erilaisista rakenteista ja liitoksista. Ensimmäisenä tehtävänä oli etsiä riittävästi mallikuvia ja vaihtoehtoja komponenteille, joiden pohjalta mallintamista pääsi aloittamaan. Alkuvaiheessa komponentit ja mallikuvat perustuivat työn ohjaajan käsitykseen valmiista nostimesta, joten materiaalin kerääminen sujui joutuisasti.

Mallinnustyö tehtiin AutoDesk Inventor-ohjelmalla, josta oli jo aiempaa kokemusta perusteiden muodossa. 3D-mallinnusten ei tarvinnut olla tarkkoja mitoiltaan tai toiminnaltaan, koska mallinnuksen tarkoitus oli vain luoda toimiva kokoonpano, jonka avulla tulevaisuudessa lopullisten piirustusten ja mitoitusten tekeminen olisi helpompaa.

Ensimmäisten mallinnusten ja kokoonpanotiedostojen jälkeen alkoi toimivien ratkaisujen kerääminen ja hankalasti toteutettavien tai toimimattomien ratkaisujen sulkeminen pois. Tällaista erilaisten vaihtoehtojen tutkimista ja selvittämistä oli paljon työn eri vaiheissa, mutta kaikki se kuuluu luonnollisena osana uuden laitteen suunnitteluun.

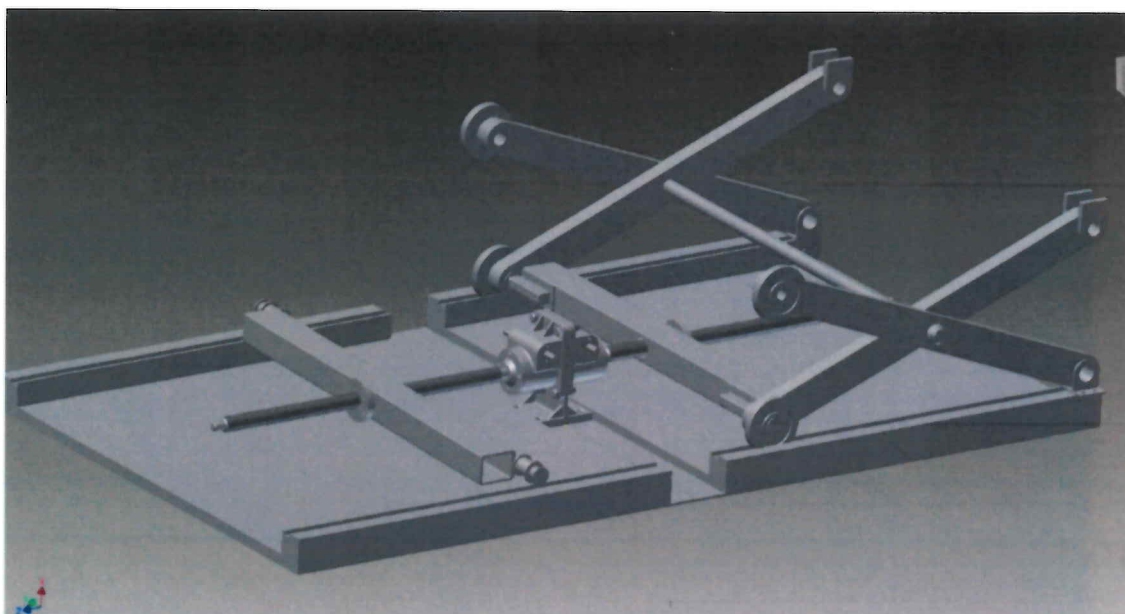
4.1.2 Ensimmäinen versio

Työn ohjaajan ajatuksen pohjalta lähdettiin rakentamaan ensimmäistä versiota nostimesta. Toimintaperiaate nostimelle oli tässä vaiheessa kahden ruuvitunkin käyttö yhtäaikaaisesti yhdellä moottorilla. Käytännössä suunnittelu ja mallintaminen aloitettiin ruuvitunkista, jonka ympärille nostinta alettiin rakentaa. Kuvassa 3 on ohjaajalta saatu mallikuva ruuvitunkista ja vieressä ensimmäinen mallinnettu kappale.



Kuva 3. Ensimmäinen mallinnettu kappale.

Ruuvitunkit asennettaisiin horisontaalisesti nostimen pohjakehikkoon toisiaan vastaan. Kuvassa 4 on mallinnettu hahmotelma nostimesta. Toista ruuvitunkkia käytettäisiin moottorilla ja toinen olisi yhdistettynä ketjulla tai hihnalla ensimmäiseen.



Kuva 4. Ensimmäinen versio nostimesta (keskeneräinen).

Ongelmaksi tämän ensimmäisen version kanssa muodostui tasaisen nostoliikkeen aikaansaaminen yhdellä moottorilla. Tämä suunnitelma olisi ollut sopivan yksinkertainen ja edullinen, mutta tunkkien käyttö yhdellä moottorilla olisi ollut haastava toteuttaa. Haasteena olisi ollut tasaisen nostoliikkeen aikaan saaminen yhdellä moottorilla, koska tällöin tunkit tulisi yhdistää toisiinsa ketjulla tai remmillä. Tällainen rakenne olisi turhan

epävakaata ja sitä joutuisi todennäköisesti kompensoimaan ohjelmallisesti. Tunkkien sijoittaminen tukevammin ja erilleen toisistaan saattaisi myös ratkaista joitakin epäkohtia ja helpottaisi moottorin yhdistämistä tunkkeihin, koska se voitaisiin mahdollisesti hoitaa lisäakseleilla ja kulmavaihteilla. Tällainen rakenne kuitenkin toisi lisäkustannuksia ja monimutkaisuutta nostimelle, ja siksi sitä ei siis lähdetty kehittämään pidemmälle.

Ensimmäisen version suunnittelu keskeytettiin ja siirryttiin kehittämään erilaista ratkaisua nostimen toteuttamiselle. Kuitenkaan täysin tyhjästä ei uutta versiota tarvinnut lähteä tekemään, koska monet mallinnetut komponentit voitiin käyttää uudelleen mittoja muuttamalla. Myös pohjatyö oli saatu osittain valmiiksi ja ensimmäisen version ongelmakohdat osattiin ottaa paremmin huomioon tulevissa versioissa. Ensimmäisestä versiosta saatiin siis paljon hyödyllistä tietoa tulevaisuutta ajatellen.

4.1.3 Moottori/kulmavaihteyhdistelmä

Seuraava ajatus toteutustavasta muodostui erilaisia katalogeja selailemalla ja tutkimalla vastaavankaltaisia valmiita ratkaisuja. Seuraavien viikkojen aikana ohjelmassa oli materiaalin hankkimista, osien mallintamista ja uuden kokoonpanon rakentelua. Lopputulokseksi saatiin toimivan oloinen ratkaisu, joka tyydytti myös työnantajan odotuksia. Kuvassa 3 on Inventorilla luotu kokoonpano nostimen toisesta versiosta. Positiivisena puoleena tämän toisen kokoonpanon valmistumisesta oli se, että sen avulla päästiin paremmin tutkimaan Inventorin tarkastustyökaluilla mittoja ja kulmia, joita aikaisemmin ei ollut tiedossa. Voitiin siis aloittaa karkeiden laskelmien teko, joista myöhemmin lisää.



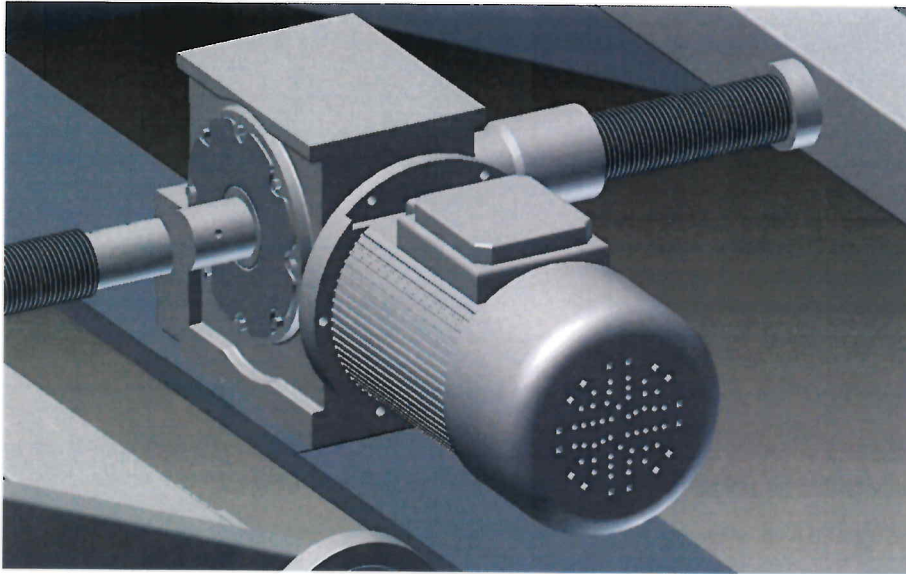
Kuva 5. Toinen versio mallinnettuna kokoonpanona (ei mittakaavassa).

Tämän version toimintaperiaatteena on muodostaa nostoliike liikuttamalla laippamutteriin kiinnitettyä poikkipalkkia vaakatasossa trapetsikierretankoa pitkin. Tehon tuotto tapahtuisi moottori-kulmavaihte-yhdistelmällä. Kulmavaihteessa on oma läpikulkeva akseli, johon on liitettyä joko lamellikytkimellä tai tavallisella akselin liitoksella vasen- ja oikeakätiset trapetsikierretangot. Kuvassa 6 on kuvankaappaus mallintamisvaiheesta, jossa mahdollinen liitos on näkyvä oikeanpuoleisen akselin ja trapetsikierteen välissä. Liitoksen tulisi olla sellainen, että siinä ei ole juurikaan välystä, jotta korkeuden säätö olisi tarkempaa ja nopeampaa. Trapetsikierre siksi, että se on itsestään pidättyvä, joten järjestelmään ei tarvitse lisätä jarrumoottoria. Huonona puolena trapetsikierteellä on se, että sen hyötysuhde on vain noin 20 – 60 % riippuen voitelusta. Kuularuuvilla olisi huomattavasti parempi hyötysuhde (noin 90 %), mutta se vaatisi oman jarrumoottorin tarkkaa korkeussäätöä varten. Yksi merkittävimpiä tekijöitä valinnan suhteen oli kustannusten arviointi. Suunnittelua lähdettiin viemään edullisemmän ratkaisun suuntaan. (www.mekanex.se)

Kierretangon valinnassa päädyttiin Mekanex Oy Ab:n tarjoamiin tuotteisiin. Tämä lähinnä siksi, että Mekanex:ltä löytyy myös yhteensopivat laippamutterit ja suuri määrä valmiita laskureita mitoittamista helpottamaan. Alustavasti valintana oli Tr50x8 kokoinen trapetsiruuvi (Teräs C35E) ja yhteensopiva laippamutteri (punametalli SS 5204). Trapetsiruuville ilmoitettiin suurimmaksi käyttövoimaksi 132,729 N ja Suurin puristuskuorma N ruuvien pituuden mukaan 6-kertaisella varmuudella on $0,75m = 87701$ N. Laippamutterin kiinnitys vaakapalkkiin tapahtuisi M10 kokoisilla pulteilla. Kiinnityksen kannalta tukevampi ratkaisu olisi M12-kokoisten pulttien käyttäminen, mutta varastotavarana kyseistä kokoa ei ole saatavilla. Laippamutterin teetättäminen voisi tulla kysymykseen (www.mekanex.se).

Monet komponentit ja mitat määräytyisivät vasta varsinaisen prototyypin suunnittelun aikana, joten joitakin osia ja liitoksia jätettiin tässä vaiheessa määrittelemättä. Selvitystyö keskittyikin vain oleellisimpiin komponentteihin kuten sähkömoottoriin, kulmavaihteeseen, kierretankoon, laippamutteriin ja poikkipalkkiin. Eli käytännössä nostoon liitettävään järjestelmään. Suunnittelua ja mittojen ottamista varten koko nostin mallinnettiin esimerkkimitoilla (alustan, pöydän, tukien ja joidenkin liitosten osalta).

Tuki- ja saksirakenteiden teräspalkit on mallinnettu Terästarvike Oy:n katalogista valittujen palkkien mittojen perusteella. Saksirakenteen palkit ovat suorakaiteen muotoista 90 x 50 x 4 mm kokoista teräspalkkia (S355 J2 H). Alustan tukirakenne 100 x 60 x 3 mm ja 60 x 40 x 3 mm kokoista teräspalkkia. Saksirakenteet yhdistävä vaakapalkki on mitoituksissa määritetty 120 x 100 x 6 mm kokoiseksi teräspalkiksi. (www.terastarvike.fi)

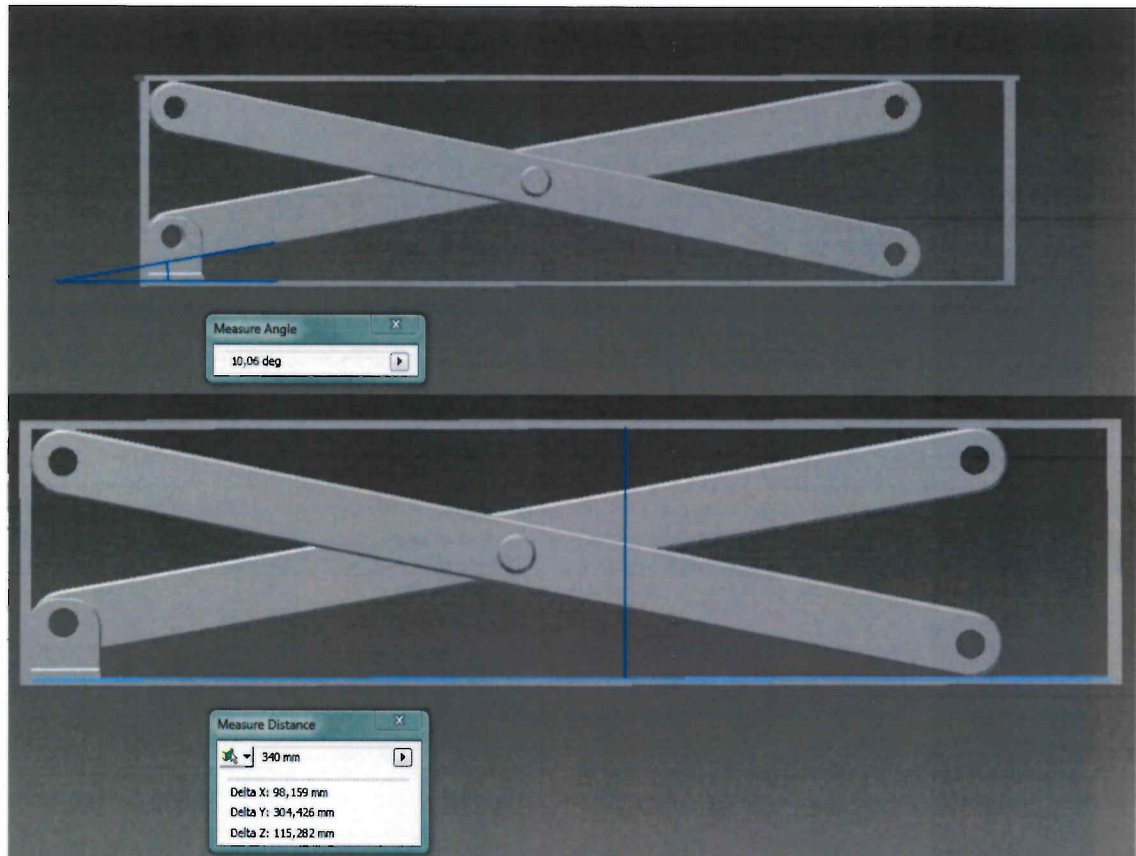


Kuva 6. Kierretankojen liittäminen moottoriin (oikeanpuoleinen)

Tämän toisen vaiheen viimeisenä tehtävänä oli etsiä tarvittavat komponentit, joilla suunnitelma olisi mahdollista toteuttaa. Etsintätehtävä oli tässä kohdassa tarkempaa, koska oli selkeämpi käsitys mitoista ja tarpeista. Voimansiirtoa koskevan laitteiston valinta kuitenkin jätettiin vielä tekemättä, koska kaikkia tarvittavia lähtötietoja tehon tarpeen laskemiseksi ei ollut saatavilla. Lisäksi rakenteen toimivuuden tarkastelussa havaittiin puutteita ja ne kaipasivat lisäsuunnittelua ja uusien ratkaisujen hakemista. Esimerkiksi,

- renkaiden kiinnitys lähemmäksi poikkipalkkia,
- trapetsikierteen tukeminen paremmin takaa,
- moottorin valintaa varten selvítettävä tarvittava nostonopeus,
- laippamutterin kiinnitys,
- alakehikon tukevoittaminen rakenteellisesti.

Tarkastelussa havaittiin myös muutamia mahdollisia ongelmia tulevia laskelmia ajatellen. Ala-asennon korkeus on noin. 340 mm, ja se tuo haasteita moottorin valinnan suhteen. Kuvassa 7 on havainnollistettuna nostimen ala-asento, josta on saatu mitoitustyökaluilla selville pienin kulma, joka voidaan saavuttaa optimaalisilla saksien kiinnitystavoilla. Todellisuudessa kulma on joitakin asteen kymmenyksiä pienempi, koska pöydän paksuus, renkaat ja alatukikehikko vievät oman osansa käytettävissä olevasta korkeusmitasta.



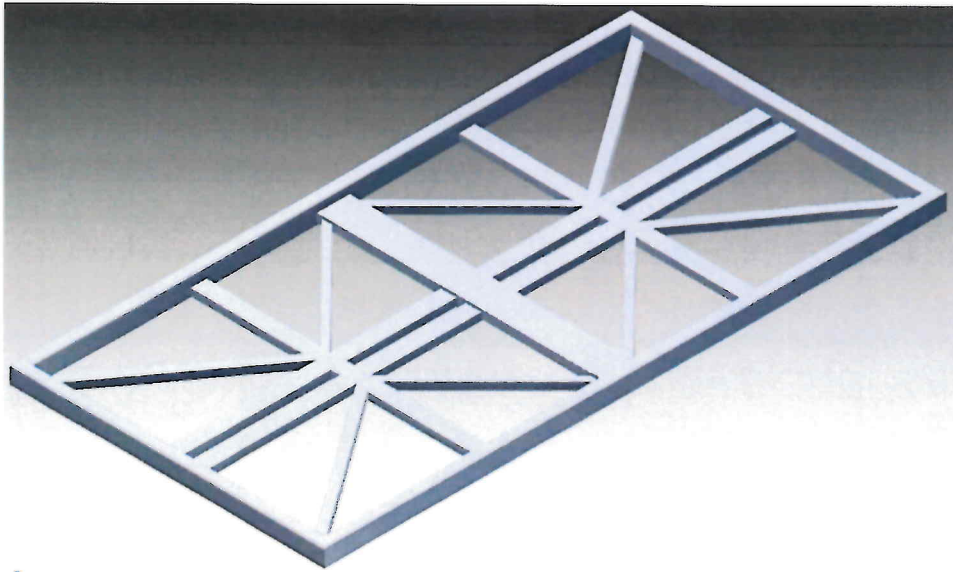
Kuva 7. Havaintokuva ala-asennosta ja sen asettamista rajoitteista.

4.1.4 Muutostyö suunnittelussa

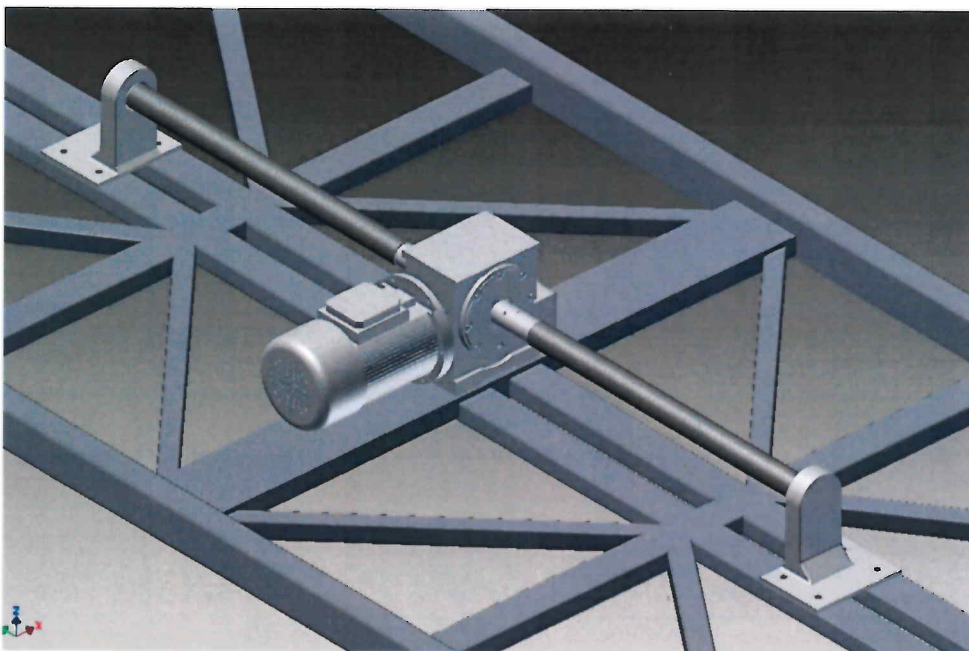
Suuri osa tulevista muutoksista liittyi korkeusongelman ratkaisuun ja rakenteen tukevoittamiseen. Ala-asennon mataluuden ongelmat osoittautuivat erityisen hankaliksi ratkaista, koska suuria muutoksia ei annettuun tilaan pysty tekemään. Saksipalkkien pituuden muutokset eivät helpottaneet tilannetta juurikaan. Kuvan 7 mukaisessa tilanteessa on jätetty huomioimatta alustan, pöydän, liitosten ja renkaiden tuomat vähennykset käytössä olevaan tilaan.

Rakenteen tukevoittaminen tarkoittaa lähinnä alustan ja pöydän tukikehikon uudelleen suunnittelua. Alustan rakenteen suunnittelussa kiinnitettiin huomiota keskilinjän tukemiseen ja pyrittiin lisäämään akselille tukevampia tukipisteitä, jotta sen suuntaiset voimat eivät väännä akselia tai alustaa liikaa.

Alustan suunnittelussa päädyttiin malliin, jossa keskialueelle on lisätty pitkittäissuuntainen palkki, jonka tarkoitus on tukea paremmin nostolaitteistoa ja sen kiinnitys- ja tukipisteitä. Kuvassa 8 on mallinnettu esimerkki uudesta alustasta ja kuvassa 9 hahmotelma paremmasta nostolaitteiston tukemisestä.

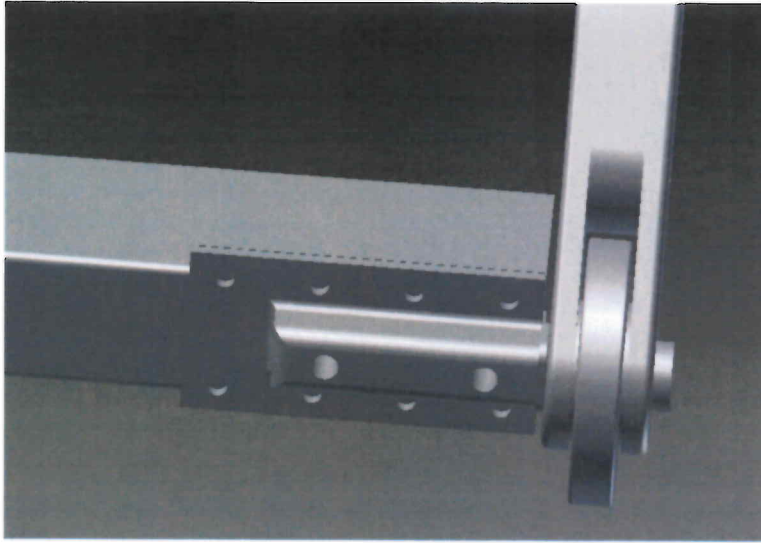


Kuva 8. Alustan kolmas suunnitteluversio.



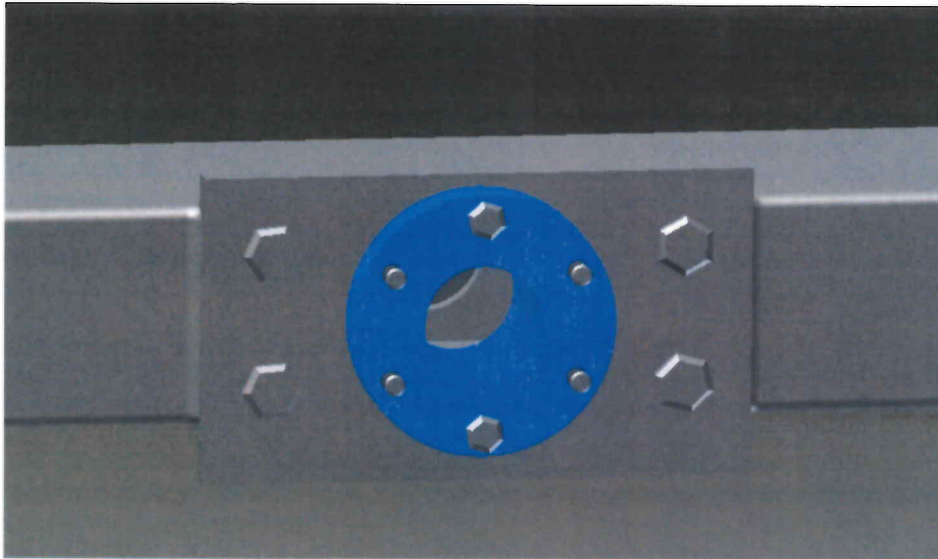
Kuva 9. Hahmotelma paremmasta nostolaitteiston tukemisestä.

Renkaiden suunnittelussa ei päästy lopulliseen ratkaisuun tämän työn aikana, mutta muutamia ominaisuuksia saatiin muutettua käytännöllisempään suuntaan. Suurimpana muutoksena oli renkaiden kiinnitys poikkipalkkiin uudella tavalla. Tässä versiossa renkaat ovat hieman tukevammin kiinni rakenteessa eli lähempänä poikkipalkkia saksirakenteen palkin sisäpuolella. Kuvassa 10 havainnollistetaan renkaan uutta sijaintia kokoonpanossa. Renkaiden halkaisijan pienentämisellä voidaan saada korkeusongelmaan helpotusta.



Kuva 10. Renkaiden kolmas suunnitteluversio.

Poikkipalkin vahvistus ja liitos laippamutteriin koki myös muutoksia. Kuvassa 11 on mallinnettu vahvikepala ja siihen liitetty laippamutteri. Kuvassa olevat pultit ovat M10-kokoisia, mutta tarvittaessa niiden kokoa voidaan kasvattaa. Yhden pultin tulisi kestää kuudesosa (noin 16,5 kN) kokonaisvoimasta. Kyseisessä versiossa kaksi pulttia kuudesta osuisi poikkipalkin kulmaan, joten nämä kaksi pulttia asennetaan toisin päin ja niiden pituus on myös hieman lyhyempi.



Kuva 11. Poikkipalkin lisävahvike ja laippamutterin asennus.

4.1.5 Moottorin valinta

Moottorin valintaan vaikuttavat kriteerit liittyivät alkuvaiheessa lähinnä arvioidun tehontarpeen täyttämiseen, asennustapaan ja fyysiseen kokoon. Fyysisen koon rajoitukset olivat ehkä merkityksellisimmät valinnan kannalta. Nostimen pohjan ja pöydän välinen tila on käytännössä vain noin 250 - 300 mm, joten riittävän pienen moottorin löytyminen osoittautui ongelmalliseksi. Myöhemmissä vaiheissa tietoa kertyi lisää ja valintakriteerejä ilmaantui enemmän. Esimerkiksi nostolle asetettu tavoitenopeus selvisi vasta suunnittelun toisessa vaiheessa. Tämä tieto toi tullessaan paljon epäilyksiä koko projektin onnistumiselle, koska nostimelta vaadittu nostonopeus asettaa huomattavan suuret vaatimukset moottorin suhteen.

Sopivan moottorin selvittelyssä lähdettiin liikkeelle valitsemalla fyysiseltä kooltaan suurin moottori, jonka asennus pöydän alle vielä olisi mahdollista. Sen jälkeen alettiin tutkia tarkemmin työn kannalta muita kriittisiä ominaisuuksia valitusta moottorista. Jos tämä suurin mahdollinen moottori-kulmavaihte-yhdistelmä ei täytä tarvittavia vaatimuksia, niin voidaan todeta, että annetut ehdot työlle ovat liian tiukat ja nostimen vieminen prototyypivaiheeseen ei ole järkevää ilman muutoksia vaatimuksiin.

Tarkempaa selvittelyä varten valittiin Rossi Motoriduttori valmistama moottori-kulmavaihte-yhdistelmä. Valintaa tehdessä käytiin läpi lukuisien valmistajien katalogeja ja esitteitä. Hyviä vaihtoehtoja tarkempaa selvittelyä varten oli tarjolla lähes kaikilla

valmistajilla, mutta valikoiman laajuuden ja tarjolla olleiden ominaisuuksien vuoksi valinta kohdistui em. valmistajaan. Valintaan vaikuttaneita ominaisuuksia olivat mm.

- Ylikuormitettavuus on 1,6 kertaa nimellisen kuorman verran ja ylikuormituksen kesto saa olla 2 minuuttia tunnin mittaista jaksoa kohden.
- Suoraan käynnistettäessä vaadittava vääntömomentti on 1,6-kertainen nimelliseen verrattuna.
- Laitteisto soveltuu käytettäväksi invertterin kanssa.

(www.rotor.be)

Lähempään tarkasteluun valitun valmistajan moottoreilla on suuri määrä tarvittavia ominaisuuksia. Moottorit on pitkälle standardisoituja (mm. IEC), laitteiston mukauttaminen on mahdollista lisävarusteilla (mm. vaihtoehtoja kulmavaihteen akselin pituudelle ja mallille, jarrumoottorit) ja jokainen laitteiston osa on valmistettu laadukkaasta ja ko. käyttökohteeseen optimoidusta materiaalista (esim. 16 CrNi4 tai 20 MnCr5 UNI 7846 -78 teräs). (www.rotor.be)

Valitun sähkömoottori-kulmavaihte-yhdistelmän tyyppi on MR IV 100. Moottorin koko on 112. Kyseinen moottori-kulmavaihte-yhdistelmä on ulkoisilta mitoiltaan katalogin suurin, joka vielä teoriassa mahtuisi alakehikon ja pöydän väliseen tilaan. Ulkoiset mitat laitteelle ovat; *korkeus* = 307 mm, *pituus* = 693 mm ja *leveys* = ~190 mm. Valittu laite antaisi korkeudessa varaa 33 mm muille osille, jotka pohjan ja pöydän pinnan väliin tulisi saada mahtumaan (alatukikehikko ja pöytälevy). Kyseisen mallin akselikoko on 48 mm H7, joka sopii hyvin valitun trapetsikierretangon kanssa, jos yhdistäminen tapahtuu lamellikytkimellä (kts 4.1.6.3). (www.rotor.be)

Seuraavassa taulukossa on yhteenveto tiedossa olevista vaatimuksista moottorille. Mukana on laskelmista saatuja arvoja, 3D-mallinnuksen avulla selvitettyjä arvoja ja tilaajan asettamia tavoitteita (taulukko 1)

Taulukko 1. Moottori-kulmavaihte-yhdistelmälle asetetut vaatimukset (kts. 5.1.2.)

Vaatus	Ala-asento	Yläasento
Saksen kulma	10,06° (teoriassa)	52,87°
Tehon tarve	9,5 kW	9,5 kW
Vääntömomentti	1256 Nm	168,7 Nm
Pyörimisnopeus	72,23 1/min	537,9 1/min
	1,2 1/s	8,96 1/s
Muita määrittelyjä		
Noston nopeus	14 sekuntia	
Moottorin korkeus	Max. noin 300 mm	

Laskelmissa huomioon otettava asia on nostoon liittyvä vaaka- ja pystynopeus. Laippamutterin nopeus vaakasuunnassa on kiihtyvää silloin kun nostonopeus pystysuunnassa halutaan pitää vakiona. Vaaka- ja pystynopeuden suhde saadaan selvitettyä kaavalla,

$$v_{\text{vaaka}} = v_{\text{pysty}} \cdot \tan(\alpha) \quad (1)$$

, jossa vaakanopeus lasketaan vakiona pysyvän pystynopeuden ja nostokulman $\tan(\alpha)$ suhteesta (Ukonaho, Mikko 2015).

Moottori-kulmavaihteyhdistelmältä vaadituista ominaisuuksista löytyy kaksi ongelmallista arvoa. Ensinnäkin noston loppuvaiheessa vaadittu trapetsikierretangon pyörimisnopeus nousee reilusti yli 500 kierrokseen minuutissa. Yli 500 kierroksen pyörimisnopeus vaatisi erittäin pientä välityssuhdetta kulmavaihteelta. Tarjolla olleet välityssuhteet tämän kokoluokan moottori-kulmavaihte yhdistelmille olivat pienimmilläänkin $i = 10$ eli suurin saatavilla oleva kierrosnopeus akselilla on 140 1/min (1400 1/min / i).

Myös riittävän vääntömomentin löytäminen tämän kokoluokan moottoreista oli haastavaa. Rossi Motoriduttorein katalogissa vaihtoehtoja oli muutamia, mutta ongelmana oli tarvittava kierrosnopeus tai teho. Vaatimukset täyttävää moottori-kulmavaihteyhdistelmää ei tämän työn aikana löytynyt.

Lisäksi sähkömoottorin valinnassa tulisi kiinnittää huomiota muutamaan perusasiaan eli käytettävään sähköverkkoon (jännite + taajuus), käyttöolosuhteisiin, kierrosalueeseen, kuormituksen tyyppiin ja käynnistysmomentin tarpeeseen. Käytännössä sähkömoottori

toimii järjestelmän momenttilähteenä ja sen tulisi kestää ylikuormaa ja kyetä muodostamaan haluttu momentti. Käytössä moottorin maksimimomentille tulisi jättää noin 30 % marginaali suhteessa mitoitusvaiheen maksimimomenttiin. (www05.abb.com).

4.1.6 Muut komponentit

4.1.6.1 Taajuusmuuttaja

Valitaan käyttöolosuhteiden ja valitun moottorin perusteella. Taajuusmuuttajan kyky tuottaa tarvittava virta ja teho on tarkistettava. Taajuusmuuttajan ylikuormitettavuutta voidaan hyödyntää, jos kyseessä on lyhytaikainen jaksottainen kuormitus (www05.abb.com).

Taajuusmuuttajan valinta ei varsinaisesti ole osana tätä työtä. Työn tilaajan kanssa on sovittu, että sähköistykseen ja ohjaukseen liittyvät osat ja ratkaisut tehdään mahdollisesti myöhemmissä vaiheissa. Myös anturit ja ohjelmoinnit kuuluvat myöhemmille tuotantovaiheille.

4.1.6.2 Sähkötunkit ja jouset

Työn aikana tuli myös etsittyä erilaisia vaihtoehtoja, joilla pystyisi noston aloittamista helpottamaan. Ensimmäisenä ajatuksena oli lisätä kaksi tai neljä sähkötunkkia symmetrisesti pöydän reuna-alueille (nostokapasiteetti 1000 kg / sähkötunkki). Näiden sähkötunkkien tehtävänä olisi nostaa pöytää noin 10 cm korkeammalle ennen kuin varsinainen nosto aloittaa työn. 10 cm aloituskorkeuden nostolla lähtökulmaa saisi nostettua noin 15°:n, jolloin 3500 kg:n kuorma vastustaisi nostoa enää noin 130 kN. Ruuvilta vaadittava teho pysyisi samana, mutta vääntömomentin tarve putoaisi kolmanneksella.

Ongelmaksi muodostui sopivan sähkötunkin löytäminen. Matala asennustila vähensi valinnanvaraa huomattavasti ja jäljelle jääneistä malleista ei löytynyt tarpeeksi suurella nostokapasiteetilla olevaa. Toisena ongelmana tässä ratkaisussa on myös kustannusköykö ja nostimen monimutkaistuminen. Haasteena olisi usean nostoapuvälineen yhtäaikaisten käyttäminen synkronoidusti päänostolaitteen kanssa.

Toisena ajatuksena noston helpottamiseksi olivat erilaiset jousitusratkaisut. Esimerkkinä mainittakoon saksirakenteen yhteyteen lisättävä lautasjousirivi tai kierretangon ja kul-

mavaihteen väliin vaakatasoon asennettava kierrejousi. Toimintaperiaate olisi se, että jousi virittyisi ala-asennossa (ja aina palatessa ala-asentoon), jolloin se keventäisi kuormaa ja näin ollen nostotyöltä vaadittaisiin vähemmän tehoa. Haasteena jousituksen kanssa olisi ollut jousien jatkuva virittyneessä tilassa oleminen ala-asennossa ja myös virittämisen / ylläpidon aiheuttama työ.

4.1.6.3 Lamellikytkin.

Trapetsikierretankojen liittäminen kulmavaihteen akseliin tapahtuisi lamellikytkimillä. Valinta muodostui erilaisia vaihtoehtoja tutkimalla ja lukuisia esitteitä selaamalla. Lamellikytkimen ohella toisena vaihtoehtona oli teettää akselin ja trapetsikierretangon väliin liitospala, mutta lamellikytkimen ominaisuudet olivat selkeästi paremmat. Lamellikytkin mm. sietää erilaisia virheasentoja ja ei ole niin tarkka kohtisuoruudesta. Lamellikytkin olisi myös riittävän tukeva, jotta korkeuden säätö olisi tarpeeksi tarkkaa ja nopeaa. Alustavissa suunnitelmissa lamellikytkinvalinta osui SKS Groupin valikoimasta löytyvään Escodisc DLC -sarjan kytkimeen. DLC -sarjan lamellikytkin sopisi tähän tarkoitukseen hyvin, koska se on suhteellisen edullinen, se on yksilamellinen, akselikoja löytyy 105 mm asti ja vääntömomenttia 1600 Nm asti. Suunnitelman pohjalta valittu kytkimen koko on 45 – 55. Valitun kytkimen d_{max} on 55 mm ja d_{min} on 0. DLC-sarjan kytkimen ominaisuuksien pitäisi laskelmien perusteella riittää, mutta valikoimasta löytyy myös DPU-sarjan kytkimiä, jotka ovat huomattavasti kovempaan käyttöön tarkoitettuja (<http://www.sks.fi/>).

5 MITOITUS JA LASKELMAT

5.1 Ensimmäiset laskelmat

Laskelmien aloitus viivästyi huomattavasti muuhun työhön nähden, koska lähtökohtaisesti tietoa oli hyvin vähän tarjolla. Ensimmäinen versio nostimesta tehtiin tietämättä monia tärkeitä mittoja ja lukuja, mutta toista versiota varten olikin jo joitakin laskelmia tehty ja mittoja saatu selvitettyä. Työn edetessä tietoa ja mittoja kertyi kuitenkin kohtalaisen hyvää tahtia, joten ennen lopullisia ja mittatarkkoja kuvia suurin osa tarpeellisesta tiedosta oli käytettävissä. Ohjauksen, kokemuksen ja käytettävissä olevan materiaalin vähyydestä johtuen laskelmien ja arvioiden teko oli suhteellisen haastavaa. Arvioissa apuna olivat verkosta löytyvät laskurit ja muut apuvälineet, joita useat alan toimijat tarjoavat. Esimerkiksi Mekanexin verkkosivuilta löytyy muutama helppokäyttöinen laskuri, joiden avulla voidaan mitoittaa komponentteja ruuvikäyttöä varten. (www.mekanex.se)

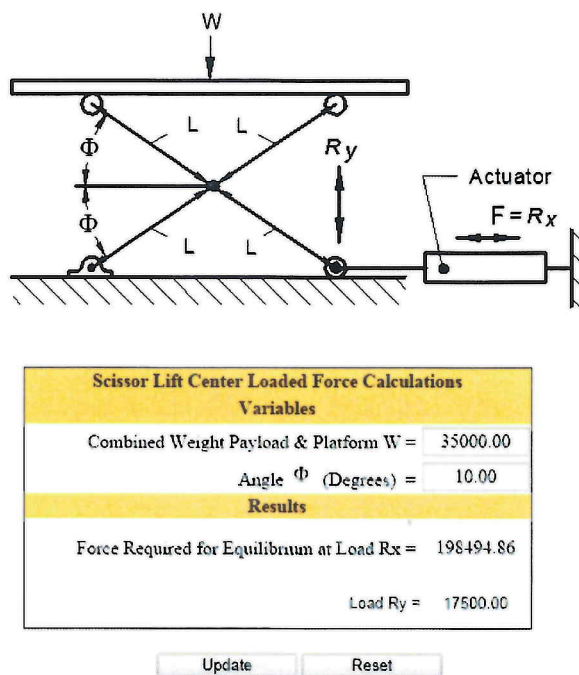
5.1.1 Vaatimusten selvittely ja puuttuvat raja-arvot

3D-mallinnuksen avulla saatiin selville monia tärkeitä mittoja nostimen rakenteeseen liittyen. Tärkeimpinä oli käytettävissä olevan tilan selvittäminen, eli kuinka suuria komponentteja pöydän alle voidaan sijoittaa ja mihin paikkoihin. Toisena tärkeänä tietona saatiin selville kierretangosta se matka, jonka laippamutterin täytyy kulkea, jotta nostin nousee ala-asennosta yläasentoon. Tietysti saadut luvut pätevät vain ko. suunnitelman kohdalla, koska mitat muuttuvat, jos rakennetta muuttaa. Esimerkiksi saksipalkin pituuden muutos vaikuttaa laippamutterin liikematkaan.

Huomautus: 5.1.1 kohdan laskelmat alustavia, joten luvut ovat pyöristettyjä. Katso kohta 5.1.2 tarkempia lukuja varten.

Laskelmiin eniten vaikuttava yksittäinen raja-arvo oli ala-asennolle asetettu 340 mm vaatimus. Ala-asennon mataluus vaikuttaa suunnitteluun, rajoittaa valinnanvaraa moottorin suhteen ja määrittelee vaadittavan tehon. Ala-asennon korkeus tarkoittaa myös sitä, että saksirakenne on ala-asennossa $\sim 10^\circ$ kulmassa, joka puolestaan tarkoittaa sitä, että 35 kN:n kuorman nostamiseen vaadittava voima on noin 200 kN noston alkuvai-

heessa. Laskurin käytöstä on esimerkkinä kuva 12. Suurin rasitus nostomekanismille on heti noston alussa, jolloin tarvittava vääntömomentti on suurimmillaan. Käytännössä laskelmat siis tehdään kovimman rasituksen kohdalla nosto-lasku-kierrossa (www.engineersedge.com).



Kuva 12 (<http://www.engineersedge.com/>)

Nykyisen nostimen nostonopeus on 14s. ylös ja 11s. alas. Tälle nostimelle määriteltiin nopeudeksi 14 sekuntia molempiin suuntiin (Kääriäinen, Pekka. 6.11.2014). 3D-mallinnuksesta tarkastettuna laippamutterin tulisi nousta akselia pitkin noin 430mm, jotta päästään ala-asennosta yläasentoon. Tällöin pöydän taso nousisi 760 mm (340 mm:stä 1100 mm:n). Laippamutterin tulisi kulkea siis noin 430 mm:n matka 14 sekunnissa eli keskimäärin 30,7 mm/s. Vaakanopeus on kiihtyvää liikettä. Hyötysuhteeksi arvioitu 20 %, joka on trapetsikierteelle annetuista hyötysuhteista matalin (vaihtelee 20 – 60 %, riippuen voitelusta). Kierteen nousu vaikuttaa tarvittavaan momenttiin, mutta ei vaikuta tehon tarpeeseen ruuvilla. Mekanexin valikoimissa on trapetsikierrretankoja 3 – 9 mm nousuilla. Kierretangon halkaisija määrittää nousun muutamaa poikkeusta lukuun ottamatta (www.mekanex.se).

Seuraavaksi hyödynnettiin Mekanexin sivuilla olevaa laskuria, joka laskee tarvittavan vääntömomentin ruuville nostoliikkeen alussa. Jos haluttu nopeus on tiedossa, niin laskurilla voidaan laskea myös ruuvien pyörimisnopeus ja tarvittava teho. Vääntömomentin laskuri laskee kaavalla

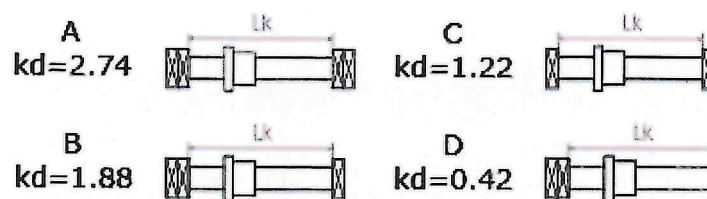
$$Md = \frac{F \cdot \rho}{2000\pi \cdot \mu s} \quad (2)$$

, jossa F on lineaarivoima, ρ on kierteen nousu ja s on kitkakerroin. Laskuriin voi syöttää myös hyötysuhteen, josta on esimerkki annettu trapetsikierteelle ja kuularuuvikäytölle. Laskuriin syötetyt arvot olivat $F = 198500$ N, $v = 9,60$ mm/s, $p = 8$ mm ja hyötysuhde 0.2. Tuloksena laskurista tarvittavaksi vääntömomentiksi saatiin 1256 Nm, pyörimisnopeudeksi 71,7 1/min (1,2 1/s) ja tarvittavaksi tehoksi 9,5 kW. Tehon laskemisessa laskuri ei ole ottanut huomioon voimansiirron hyötysuhdetta (www.mekanex.se).

Mekanexin verkkosivuilla on laskuri myös kriittisen pyörimisnopeuden laskemiseksi. Asia on hyvä varmistaa vaikka nopeudet eivät oletusarvoisesti nouse kovin korkeiksi. Kriittisen pyörimisnopeuden laskeminen tapahtuu kaavalla,

$$nk = kd \cdot \frac{di}{Lk^2} \cdot 10^8, \quad (3)$$

jossa nk on kriittinen pyörimisnopeus, kd on laakerointikerroin (kuva 13), di on kierteen pienin halkaisija ja Lk on laakerointiväli. Laakerointiväliksi arvioitiin 750 mm vaikka tarvittava liikematka on vain 430 mm. Tämä siksi, että osat tarvitsevat liikkumatilaa ja molemmat päädyt tarvitsevat varmuusalueet. Valitun kierretangon (Tr50x8) pienin halkaisija on 41,5 mm taulukon mukaisesti. Laakerointitavan B antama kerroin on 1,88. Laskurin antama tulos kriittiselle kierrosnopeudelle on noin 13 900 1/min ja suurin sallittu käyttönopeus on 0,8 kertaa kriittinen kierrosnopeus eli 11100 1/min (www.mekanex.se).

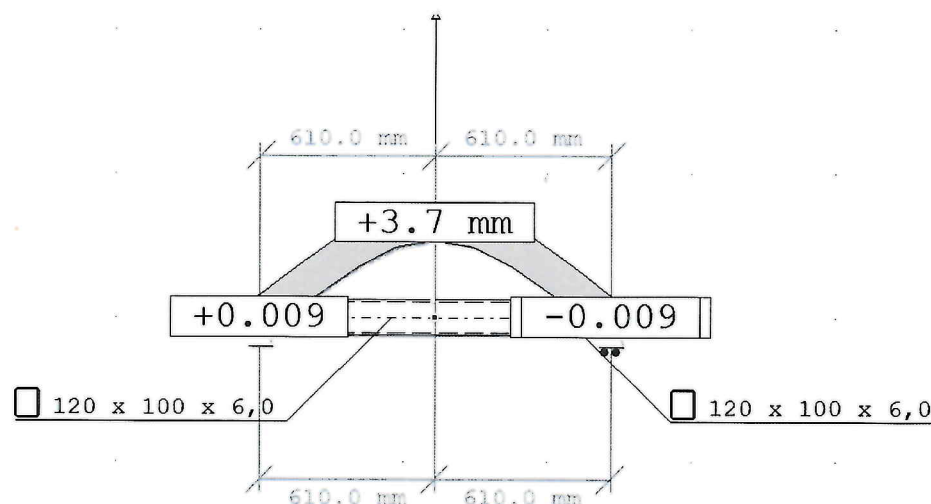


Kuva 13. Laakerointikerroin (www.mekanex.se)

5.1.2 Poikki-palkin alustava lujuustarkastelu

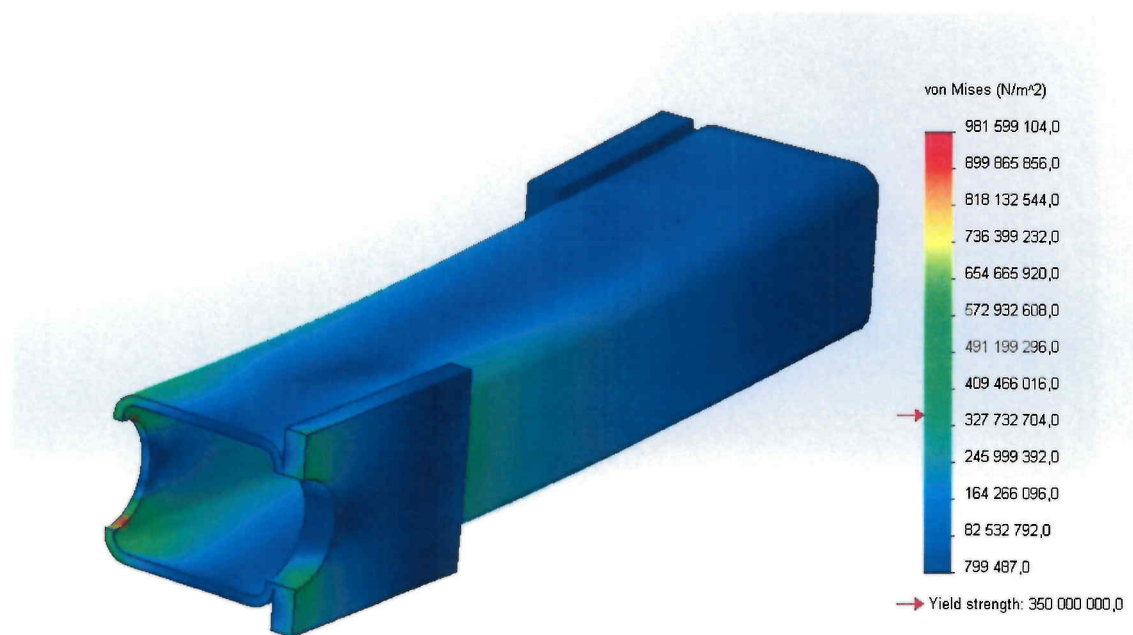
Nostoliikkeen kannalta oleellisin rakenneosa on poikki-palkki ja sen kestävyys. Poikki-palkin tulisi olla riittävän kestävä ja jäykkä korkeudensäädön takia. Muut rakenneosat eivät ole niin ratkaisevassa asemassa toiminnan kannalta ja niitä voidaan vahvistaa helposti jos ongelmia ilmenee.

Mallinnuksessa poikkipalkiksi valittiin 120 x 100 x 6 mm kokoinen teräspalkki. Tarkastelu tehtiin Ruukin tarjoamalla ilmaisella winRAMI nimisellä rakenteiden mitoitusohjelmalla. Kuvassa 14 esitellään tulokset taipuman osalta. Palkkiin kohdistuva voima alasennessa on puolet kokonaisvoimasta. Kyseisessä tilanteessa valittu palkki kestäisi maksimikuorman, mutta todellisuudessa tilanne on hieman toinen, koska palkin keskellä on aukko ruuviakselia varten. Poikkipalkkiin tarvitsee lisätä vahviketta ainakin keskiaukon ympärille (<http://www.ruukki.fi/>).

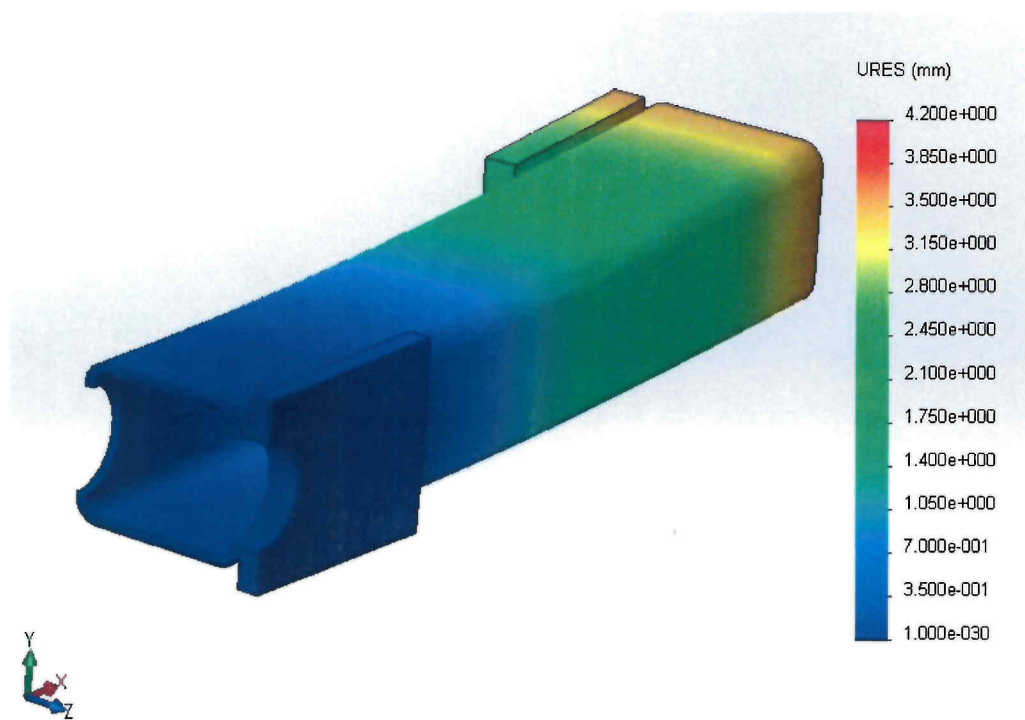


Kuva 14. Poikkipalkin taipuma 200 kN kuormalla.

Myös vahvistetulle palkille suoritettiin alustava tarkastelu SolidWorksin lujustarkastelutyökaluilla. Kriittiset alueet sijaitsevat akselille tarkoitetun aukon ympärillä, vahvikepalojen päädyissä ja renkaille tarkoitetun lisäpalan alueella. Palkkiin kiinnitettävät päätylaput lisäsivät huomattavasti palkin kestävyyttä. Kuvissa 15 ja 16 on esiteltyä SolidWorksistä saadut tulokset. Punainen nuoli asteikossa kuvastaa kriittistä rajaa.



Kuva 15. Lujuustarkastelu von Mises:n mukaan.



Kuva 15. SolidWorksin työkalulla suoritettu taipuman arviointi.

5.1.3 Yhteenveto ja tarkat arvot

Laskuja tehdessä on oletettu, että nostoliike on nopeudeltaan vakio ja vaakaliike puolestaan kiihtyvää liikettä. Alussa vastusta on enemmän ja nopeus on pienempi. Noston loppua kohden vastus pienenee ja nopeus kasvaa. Teho pysyy vakiona koko noston ajan. (Ukonaho, Mikko. 2015)

Mekanexin laskurin mukaan 10° -kulmassa tehon tarve olisi noin 9,50 kW (~200 kN kuorma). Vääntömomentti on tällöin 1256 Nm. Tehon tarve pysyy käytännössä (mitoituksen kannalta) muuttumattomana nostoliikkeen ajan, koska kulman kasvaessa kuorman vastus kevenee, mutta nopeus kasvaa. Esimerkiksi 30° -kulmassa kuorma on noin 60,6 kN ja nopeus 31,34 mm/s, eli tehon tarve olisi Mekanexin laskurilla 9,50 kW (www.mekanex.se).

Tarvittava vääntömomentti pienenee myös nostoliikkeen edetessä. Suurin vääntömomentti on luonnollisesti pienimmässä kulmassa jossa myös vastus on suurin. 30° -kulmassa tarvittava vääntömomentti on enää ~386 Nm. Ruuvin pyörimisnopeus kiihtyy noston aikana, mutta laskureiden antamien arvojen perusteella kriittisen nopeudet jäävät reilusti saavuttamatta. 50° -kulmassa trapetsikierteen pyörimisnopeus on 480 1/min.

Tarkat arvot:

Kuormitus 35 000 N (arvio sis. levyjen painon, rakenteen ja levykasetit)

Ala-asento = $10,06^\circ$

Yläasento = $52,87^\circ$

Nostoliike_ylös = 760 mm

Nostoliike_vaaka = 433 mm

Lineaarivoima_alku = 197286 N

Lineaarivoima_loppu = 26499 N

Noston nopeus = 14 s.

Nopeus_ylös = $760 \text{ mm} / 14\text{s} = 54,3 \text{ mm/s}$

Nopeus_vaaka ($10,06^\circ$) = $54,3 \text{ mm/s} * \tan(10,06) = 9,63 \text{ mm/s}$

Nopeus_vaaka ($52,87^\circ$) = $54,3 \text{ mm/s} * \tan(52,87) = 71.72 \text{ mm/s}$

Kierteen nousu = 8 mm

Trapetsikierteen hyötysuhde = 20% (20 – 60 % voitelusta riippuen)

Alku:

Vääntömomentti = 1256 Nm

Pyörimisnopeus = 72,23 1/min (1,2 1/s)

Tehon tarve = 9,5 kW

Loppu:

Vääntömomentti = 168,7 Nm

Pyörimisnopeus = 537,9 1/min (8,96 1/s)

Tehon tarve = 9,5 kW

6 POHDINTA

Työ oli monin paikoin erittäin opettavainen kokonaisuus suunnittelutyöstä. Moninaisten vaiheiden aikana käsiteltiin erilaisia ratkaisuja ja menetelmiä toimivan kokonaisuuden luomiseksi. Työn aikana perehdyttiin suunnitteluohjelmien käyttöön, laskelmien tekemiseen ja arviointiin, ongelmien ratkaisemiseen, katalogien ja luetteloiden lukemiseen ja yleiseen tutkimiseen. Odotukset projektia kohtaan olivat korkealla ja ajatus uudenlaisen nostimen suunnittelusta vaikutti kiinnostavalta. Mielenkiintoinen projekti olikin, mutta ohjaus hieman ontui ja varsinaista opetusta suunnittelua varten ei ollut järjestetty. Työskentely olikin pääosin omaehtoista tutkimista ja asioiden selvittämistä. Nämä seikat saattoivat osaltaan heijastaa myös lopputulokseen.

Nostimen suunnittelu lopulta keskeytettiin, koska nostimelle asetetut vaatimukset olivat liian kovat suhteessa käytettäviin resursseihin. Todennäköisesti nostin oltaisi voitu saada toimimaan ilman hydraulikkaa, mutta vastaan tuli taloudellinen puoli. Myös yksinkertaisen toimintaperiaatteen tavoitteesta oltaisi jouduttu luopumaan. Suunnittelutyön jouhevan etenemisen kannalta ongelmallisia olivat epäselvät tavoitteet ja useat puuttuvat lähtötiedot. Puuttuvat tiedot ja hidas tiedon liikkuminen hidastivat suunnittelun aloitusta ja myös ylimääräistä turhaa työtä tuli tehtyä paljon suunnittelun alkuvaiheessa.

Tämän työn pohjalta on helpompi lähteä tulevaisuudessa herättelemään projektia uudelleen ja toivottavasti erilaisista lähtökohdista rajojen ja tavoitteiden suhteen. Hieman monimutkaisemman ja kalliimman järjestelmän avulla nostimen toteutus voisi onnistua ilman hydraulikkaa. Ja tärkeimpänä tinkiminen noston nopeudesta, koska moottorikulmavaihte-yhdistelmän valintaCOMPASTUI pääosin tähän yhteen yksityiskohtaan. Hyvänä vaihtoehtona olisi myös jarrumoottorin lisääminen järjestelmään, jolloin käyttöön voitaisiin ottaa kuularuuvi, jonka hyötysuhde olisi parhaillaan yli 70 % parempi kuin trapetsikierteellä. Paremmalla hyötysuhteen avulla tarvittava vääntömomentti pienenisituntuvasti. Ongelmaksi jäisi vain noston nopeus, ja tässä ratkaisussa tapahtuva kiihtyvä nopeus, joka noston lopussa ylittäisi yli 450 kierrokseen minuutissa.

Tavoitteet selkeytyivät, ongelmakohdat tulivat paremmin esiin ja ehdotuksia niiden ratkaisemiseksi on etsitty. Tämän työn aikarajan puitteissa toimivaa nostinta emme saaneet rakennettua, mutta lähempänä sitä ollaan. Ehkä vielä jonain päivänä työ viedään loppuun tavalla tai toisella.

LÄHTEET

Green Means®. Prima Power Green Means® - Kestävästi tuottavaa tulevaisuutta. Luettu 20.1.2015.

http://www.primapower.com/media/uploads/editorialtext/docs/02FI_Nov2011_Green_Means.pdf

Patricomp Oy. Patricomp Oy:n verkkosivut. Luettu 12.03.2015. www.patricomp.fi

Pekka Kääriäinen, Hallituksen puheenjohtaja Patricomp Oy, Sähköpostikeskustelut 09/2014 – 03/2015.

Mäkelä, M., Soininen, L., Tuomola, S. & Öistämö, J. 2012. Tekniikan kaavasto. 10. painos. Tampere: Tammertekniikka.

Prima Power. Prima Power - yksi brändi, kaksi historiallista metallialan johtajaa: Prima Industrie ja Finn Power. Luettu 23.1.2015. <http://www.primapower.com/fi/about-us/history/>

Kierretankojen hyötysuhteet. Vääntömomentin laskeminen ruuville. Luettu 23.1.2015 http://www.mekanex.se/ber/fi-vridmom_skrudrift.shtml

Kierretanko ja siihen liittyvien osien valinta. Luettu 23.1.2015 http://www.mekanex.se/pdf/fi/kk_d1/kap_1/trapetsiruuvit-mutterit.pdf

Rakenneosien valinta. Teräsluettelo 2015. Luettu 2.2.2015 <http://www.terastarvike.fi/public/files/Terastarvike-Terasluettelo-032015-web.pdf>

Engineers Edge. Scissor Lift Jack Force Bottom Load Calculator. Luettu 13.11.2014 <http://www.engineersedge.com/calculators/scissor-lift-bottom-loaded.htm>

Lamellikytkimet. Esodisc Lamellikytkimet. Luettu 22.03.2015. http://www.sks.fi/www/_lamellikytkimet&id=Escodisc_lamellikytkimet

Rossi Motoriduttore. Worm gear reducers and gearmotors. Luettu 1.3.2015. http://www.rotor.be/fileadmin/downloads/general/rossi_gears/ROSSI_A04.pdf

ABB. Sähkökäytön mitoitus - Tekninen Opas nro 7. Luettu 15.03.2015. [http://www08.abb.com/global/scot/scot201.nsf/veritydisplay/b11d4fe92973be93c1256d2800415027/\\$file/Tekninen_opasnro7.pdf](http://www08.abb.com/global/scot/scot201.nsf/veritydisplay/b11d4fe92973be93c1256d2800415027/$file/Tekninen_opasnro7.pdf)

Ruukki. Suunnittelutyökalut. Luettu 28.04.2015. <http://www.ruukki.fi/Suunnittelutyokalut>

Ukonaho, M. Lehtori. 2015. Laskuesimerkki. Sähköpostiviesti. mikko.ukonaho@tamk.fi. Luettu 15.4.2015.