

Antti Hyytiäinen

Ambulanssisimulaattorin  
Liikealustan mekaniikan suunnittelu

Tekijä Otsikko	Antti Hyytiäinen Ambulanssisimulaattorin liikealustan mekaniikan suunnittelu
Sivumäärä Aika	40 sivua + 11 liitettä 21.11.2012
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Auto- ja kuljetustekniikan ko
Suuntautumisvaihtoehto	Tuotetekniikka
Ohjaaja	Pasi Oikarinen, tuntiopettaja
<p>Tämän insinööriyön tavoitteena oli luoda ambulanssisimulaattorille liikealusta ja sen myötä mahdollisimman todenmukaiset ajoharjoitteluolosuhteet ambulanssinkuljettajiksi ja ensihoitajiksi opiskeleville Metropolia Ammattikorkeakoulun terveydenhoitoalan yksikön sisätiloihin. Suunnittelu toteutettiin terveydenhoitoalan yksikön toimeksiannosta.</p> <p>Työssä kuvataan kaksi eri suunnittelusykliä, joista ensimmäinen kohdistuu paineilmalihasten käyttöön liikkeen tuottajana. Toimilaitteiden toimintaperiaatteen lisäksi tarkastellaan suunnitteluprosessin aikana syntyneitä eri iteraatioita sekä näihin liittyviä ongelmia ja epävarmuustekijöitä. Lisäksi pureudutaan niihin perussyihin, joiden johdosta suunnittelua ei katsottu aiheelliseksi jatkaa kyseisellä kokoonpanolla.</p> <p>Toisessa suunnitteluprosessissa keskityttiin tuottamaan vaaditut liikeominaisuudet huomattavasti helpommin hallittavilla sähköisillä toimilaitteilla ja hyödynnettiin edellisen suunnittelusyklin aikana tehtyjä onnistuneita ratkaisuja. Tässä osiossa tarkastellaan laajemmin laitteiston toimintaperiaatetta sekä rakennelmaan ja toimilaitteisiin kohdistuvia rasituksia.</p> <p>Tämän insinööriyön liitteenä olevat rakenne- ja työpiirustukset ovat suunnittelutyön lopputulos. Paineilmalihasten soveltaminen liikealustakäyttöön osoittautui tässä mittakaavassa haastavaksi.</p>	
Avainsanat	Simulaattorit, lineaariliike, ambulanssit, sairaankuljetus

Author Title	Antti Hyytiäinen Mechanical design of a motion platform for an Ambulance simulator
Number of Pages Date	40 pages + 11 appendices 21st November 2012
Degree	Automotive and Transport Engineering
Degree Programme	Bachelor of Engineering
Specialisation option	Automotive Design
Instructor	Pasi Oikarinen, Lecturer
<p>The objective of this thesis was to create a motion platform for an ambulance simulator, which was to be situated in an indoor environment of the Healthcare Department of Metropolia University of Applied Sciences, and with it as realistic training conditions as possible for the people studying to become ambulance drivers or nurses. The design was executed by an assignment of the Healthcare Department.</p> <p>Two different design cycles are presented, of which the first one focuses on Fluidic Muscles as a motion producing element. In addition to the operating principle of the pneumatic actuators, the different iterations as well as problems and uncertainties during the design process are viewed. Furthermore, emphasis is given to those fundamental issues which caused the continuation of this design to be no longer considered appropriate.</p> <p>In the second design process the focus was to produce the required motive properties with more easily controlled electric actuators and to take use of the successful solutions made during the previous design process. This section takes a broader view of the operating principle of the construction as well as the strains induced to the structure and the actuators.</p> <p>The end result of this thesis is the attached collection of technical drawings. Applying the Fluidic Muscles to motion platform use in this measure and scale proved challenging.</p>	
Keywords	Simulators, linear motion, ambulances

## Sisällys

1	Johdanto	1
2	Ajoliikkeen ja ajotapahtuman simulointi	2
2.1	Tarkoitus ja hyödyt	2
2.2	Puutteet ja heikkoudet	2
2.3	Vapausasteet ja liikesuunnat	3
3	Suunnitteluprosessi	4
3.1	Rajoitteet ja lähtökohdat	4
3.2	Toimilaittevalinta	5
3.3	Paineilmalihaksen toimintaperiaate	5
3.4	Liikkeen tuottaminen	7
3.4.1	Hahmotelmia ja ongelmanratkaisua	7
3.4.2	Kolmiotuenta	10
3.5	Ongelmia ja epävarmuustekijöitä	13
3.6	Toimilaitteiden uudelleevalinta	16
3.7	Sähkösylinterin toimintaperiaate	17
3.8	Toimintoihin vaikuttavat ominaisuudet	20
3.8.1	Alustan geometria	20
3.8.2	Painopiste ja hitausmomentti	22
3.9	Lujuustekniset asiat	28
4	Runko	33
4.1	Vaatimukset	33
4.2	Kehityskaari	33
4.3	Lujuustekniset asiat	35
5	Liikkuva osa	35
5.1	Vaatimukset	35
5.2	Lujuustekniset asiat	36
6	Laiteturvallisuus	38

7	Johtopäätökset	39
8	Lopuksi	39

#### Lähteet

#### Liitteet

- Liite 1. Tekninen piirros, runkorakenne
- Liite 2. Tekninen piirros, rungon kulmatuet
- Liite 3. Tekninen piirros, alusta osa 1
- Liite 4. Tekninen piirros, alusta osa 2
- Liite 5. Tekninen piirros, alusta osa 3
- Liite 6. Tekninen piirros, alusta osa 4
- Liite 7. Tekninen piirros, työpiirros osa 1
- Liite 8. Tekninen piirros, työpiirros osa 2
- Liite 9. Tekninen piirros, työpiirros osa 3
- Liite 10. Tekninen piirros, työpiirros osa 4
- Liite 11. Osaluettelo, servokokoonpano

## 1 Johdanto

Keväällä 2011 käynnistettiin Metropolia Ammattikorkeakoulun terveydenhoitoalan yksikön toimesta projekti, jonka tarkoituksena oli suunnitella ja valmistaa ambulanssimulaattori. Simulaattorista ei haluttu ainoastaan apuvälinettä ajoharjoittelua varten, vaan myös uudenlainen oppimisympäristö ensihoitajiksi opiskeleville. Tämä tarkoitti simulaattorin virtuaalisten liiketilojen muuntamista fyysiseen muotoon liikealustan avulla, jonka tuli kantaa kuljettajan lisäksi myös yksi ensihoitaja ja potilasta kuvaava ensihoitonukke.

Projektin aloituspalaveri pidettiin maaliskuussa 2011, ja tavoitteena oli saada prototyyppi toimintakuntoon vuoden loppuun mennessä. Lähtökohta hankkeelle oli simulaattorille varattu tyhjä huone terveydenhoitoalan yksikön tiloissa ja automaatiotekniikan osaston varastoon edellisestä simulaattoriprojektista jääneet paineilmatoimilaitteet. Lopullisena tavoitteena oli saada aikaan simulaattori, joka toimisi saumattomasti yhteistyössä liikealustan kanssa ja mahdollistaisi ajotilanteiden ennakkoharjoittelun turvallisesti virtuaaliympäristössä. Liikealustan oheistarkoitus tässä yhteydessä oli luoda tuleville ensihoitajille toimintarutiini hoitotoimenpiteiden tekemiseen dynaamisessa ympäristössä.

Hankkeen osapuolina toimivat terveydenhoitoalan yksikön lisäksi Metropolia Ammattikorkeakoulun auto- ja kuljetustekniikan ja automaatiotekniikan osastot. Auto- ja kuljetustekniikan osaston tehtäväksi muodostui mittadatan kerääminen oikeasta ambulanssista eri ajotilanteissa, liikealustan mekaniikan suunnittelu ja laitteiston fyysinen toteutus. Automaatiotekniikan osaston tehtävänä oli rakentaa simulaattorille ohjelmaympäristö ja tuottaa ohjauslogiikka, joka mahdollistaisi liikealustan ohjaamisen simuloitujen liiketilojen perusteella. Oikeista ajotilanteista kerätyt tiedot oli tarkoitus sisällyttää simulaatioparametreihin.

Tässä insinööriyössä käsitellään liikealustan mekaniikan suunnittelua. Työn alussa esitellään lyhyesti ajosimuloinnin perusidea ja sen käytännön ominaisuudet ja rajoitteet suhteessa oikeaan ajotilanteeseen. Seuraavaksi tarkastellaan suunnitteluprosessin lähtökohtia ja paineilmatoimilaitteiden avulla tuotettavan liikkeen mekaniikkaa ja sen

eri sovelluksia. Tätä suunnittelusykliä seurataan laitteen ennakoitua toimintaa haittaavien ongelmien esiintymiseen saakka. Ongelmien havainnollistamisen jälkeen kuvataan toisen suunnittelusyklin kehityskulku, joka on suoraviivaisempi ja jossa hyödynnetään osittain ensimmäisellä kerralla hyväksi havaittuja ratkaisuja. Toimintaperiaatteen ja liikkeen tuottamisen jälkeen käsitellään toimilaitteisiin liittyviä lujuusteknisiä asioita. Työn lopuksi tarkastellaan laitteen kiinteiden rakenteiden suunnittelua ja lyhyesti myös turvallisuusnäkökohtia. Työn liitteinä olevat tekniset piirrokset edustavat suunnittelutyön lopputulosta.

## **2 Ajoliikkeen ja ajotapahtuman simulointi**

### **2.1 Tarkoitus ja hyödyt**

Ajoliikkeen ja ajotapahtuman simuloinnit ovat kaksi toisiaan tukevaa tapaa luoda simulaattorin käyttäjälle immersio kaarreaajo-, jarrutus- ja kiihdytystilanteista. Ajoliikkeen simuloinnin eli alustan kallistusten ja siirtymien tarkoituksena on välittää tunne sivuttais- ja pitkittäiskiivetyksistä ja mahdollistaa näin kuljettajan vastaanottaa tietoa ajotilanteesta oman tasapainoaistinsa välityksellä.

Ajotapahtuman simulointi on kuitenkin kuljettajalle huomattavasti tärkeämpi osa simulaattoriajaja. Virtuaaliympäristössä voi harjoitella tilanteita, jotka olisivat liian kalliita tai vaarallisia järjestää todellisuudessa. Liikenteessä harvoin tapahtuvissa väistö- tai pidonmenetystilanteissa ei ole aikaa jäädä harkitsemaan tapahtunutta ja oikeaa reagoititapaa, jolloin on tärkeää, että kuljettajalla on tilanteeseen valmis, ennalta koettu ratkaisu. Tällainen valmis toimintamalli voi syntyä esimerkiksi simulaattoriharjoittelun tuloksena. Runsas harjoittelu myös tallentaa liikeratoja lihaskuistiin helpottaen hallintalaitteiden käsittelyä nopeaa reagoitintia vaativissa tilanteissa.

### **2.2 Puutteet ja heikkoudet**

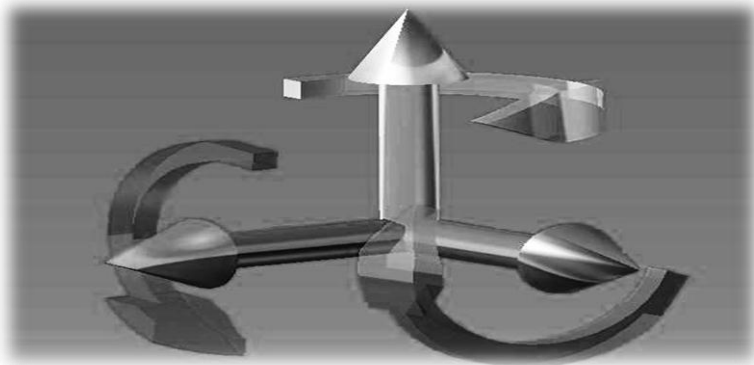
Edellä mainitut kaksi ajosimuloinnin osa-aluetta ovat toisiaan tukevia, mutta yhtenäisen kuvan luomiseksi ajotilanteesta on näiden toiminnot synkronoitava tarkasti toistensa kanssa. Viiveellä ajotapahtumiin reagoiva liikealusta ei ainoastaan häiritse kuljettajan

keskittymistä - ikävimmässä tapauksessa ei-synkronoidut tai tietyllä taajuudella toistuvat liikkeet voivat aiheuttaa merisairautta muistuttavan simulaattoritaudin.

Simulaatio ei myöskään koskaan täydellisesti vastaa todellista ajotilannetta. Ajoneuvon fyysiset ominaisuudet, kuten massa, painopiste, hitausmomentti ja jousituksen rakenne, ovat verrattain helposti mallinnettavissa tai siirrettävissä jo valmiina olevaan sovellukseen. Tienpinnan ja renkaan väliset kitkavaihtelut ovat kuitenkin vallitsevien sääolosuhteiden, kitkapintojen ominaisuuksien ja renkaan rakenteen mukaan muuttuva elementti, jonka simulointi vaatii oikeista ajotilanteista mitattua rengasdataa ja tämän informaation oikeanlaista hyödyntämistä simulaatioympäristössä. Tällöinkin simulaation tarkkuus riippuu rengasmallin ominaisuuksista ja hyvin usein myös käytössä olevasta prosessoritehosta.

### 2.3 Vapausasteet ja liikesuunnat

Kappaleella voi olla enintään kuusi liikevapausuuntaa. Se voi siis liikkua kuvan 1 osoittamalla tavalla pysty-, poikittais- ja pituusakselin suuntaisesti sekä pyöriä näiden liikesuuntien muodostamien akselien ympäri.



Kuva 1. Kuusi vapaata liikesuuntaa.

Ajoneuvon liikkeitä kuvattaessa tämä tarkoittaa sitä, että kallistukset poikittaisakselin ympäri pyrkivät luomaan tunteen kiihdytys- ja jarrutustapahtumista. Kallistukset pitkittäisakselin suhteen kertovat kaarrekiikityvyyksistä ja pystyakselin ympäri kiertyvä liike saa aikaan vaikutelman ajoneuvon kulku- ja ohjaussuuntien eroavaisuudesta. Tällainen tilanne voi olla esimerkiksi taka-akselin äkillinen pidonmenetys.



Rotaatiot eli erilaiset kallistukset ja kiertymät ovat verrattain helposti toteutettavissa monenlaisilla toimilaitteilla, mutta siirtymät erityisesti pituus- ja poikittaisakseleiden suhteen ovat haasteellisia. Koska käytössä oleva tila on useimmissa tapauksissa rajallinen, ei pitkäaikaisia siirtymiä ole fyysisesti mahdollista toteuttaa. Tällöin yleisin ratkaisu on Stewart-tyyppinen kuuden vapausasteen liikealusta, jossa toimilaitteilla luodaan lyhytkestoisia, mutta oikea-aikaisia pituus- ja poikittaisakselisiirtymiä pääasiassa voimistamaan tunnetta nopeista ajotilan muutoksista.

### **3 Suunnitteluprosessi**

#### **3.1 Rajoitteet ja lähtökohdat**

Suunnittelun lähtökohdaksi oli simulaattorin asennus sisätiloihin, 2200 mm x 3850 mm:n kokoiseen huoneeseen. Koska simulaattorista haluttiin oppimisympäristö kuljettajien lisäksi myös hoitohenkilökunnalle, piti alustalle saada mahtumaan ohjaamotilan ohella potilasvuode ja istumapaikka hoitajalle. Käytössä olleen ambulanssin potilastila oli pituudeltaan 3090 mm ja leveydeltään 1730 mm. Tila oli verrattain ahdas kyseiselle sovellukselle mutta sillä hetkellä ainut mahdollinen, joten ei ollut kannattavaa lähteä toteuttamaan liikealustalle edellä mainittuja pitkittäis- ja sivuttaissiirtymiä. Alustan pituuden vuoksi myös pysty akselin kiertymästä oli järkevintä luopua. Näillä lähtötiedoilla alustan pituudeksi päätettiin 3400 mm ja leveydeksi 1700 mm.

Kuljettajan lisäksi liikealustan oli tarkoitus kantaa yksi hoitohenkilö ja potilasta kuvaava, noin 90 kg:n painoinen ensihoitonukke. Istuimien ja potilasvuoteen yhteismassalle asetettiin 50 kilogramman rajoite ja liikkuvan osan rakenteet arvioitiin kutakuinkin samanpainoisiksi – seikka johon oli vielä myöhemmin mahdollista vaikuttaa materiaalivalinnoin. Kyseisillä perusteilla arvioksi liikuteltavan massan kokonaismäärästä muodostui noin 400 kg.

Kallistumatavoitteet asetettiin varsin maltillisiksi pääasiassa liikkuvan osan mittasuhteiden vuoksi. Toki riittävällä kallistusmäärällä oikeaa ajotilannetta vastaavien sivuttaiskiivetyvyysien kuvaus olisi ollut mahdollista, mutta asiaan liittyvien teknisten

haasteiden lisäksi myös turvallisuusnäkökohdat puolsivat idean hylkäämistä. Haasteita suunnittelutyölle tulisivat joka tapauksessa asettamaan kannateltavan massan aiheuttama suuri hitausmomentti ja immersion kannalta tärkeä ominaisuus, mahdollisimman viiveetön liikkeen toteutus. Kallistumatavoitteiksi valittiin näin ollen sivusuunnassa 15 ja pitkittäissuunnassa 10 astetta kallistussuuntaa kohti.

Alustan ohjaaminen oli tarkoitus hoitaa ohjauslogiikan avulla, mutta lähtökohta oli silti mahdollisimman yksinkertaisesti ohjattava mekanismi. Käytännössä tämä tarkoitti yksittäisen toimilaitteen vapaata liikuttamista muiden asemasta riippumatta.

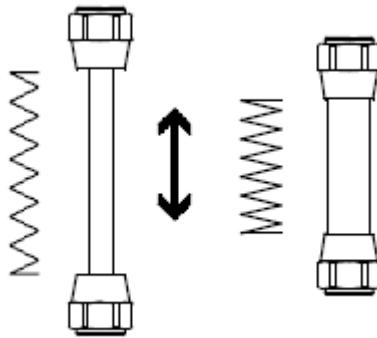
### 3.2 Toimilaittevalinta

Metropolian Automaatioyksikkö oli aiemmin toteuttanut ajosimulaattorin saksalaisen Festo OY:n toimittamilla paineilmalihaksilla. Paineilmalihas on kumista ja metallista valmistettu, pituusakselinsa suunnassa vetävää voimaa tuottava paineilmatoimilaite. Kyseisiä toimilaitteita oli edelleen varastossa kuusi kappaletta, ja suunnittelun alkuvaiheessa vaikutti järkevältä lähteä suunnittelemaan alustan toimintaa niiden ympärille.

Liikealustan toteutukselle laskettiin toukokuussa 2011 myös karkea kustannusarvio myöhemmin mahdollisesti haettavaa julkista rahoitusta varten. Tähän kokonaissummaltaan noin 4000 euron arvioon sisällytettiin paineilmalihasten ohjainlaitteiden lisäksi materiaalit runkorakennetta ja liikkuvaa osaa silmällä pitäen.

### 3.3 Paineilmalihaksen toimintaperiaate

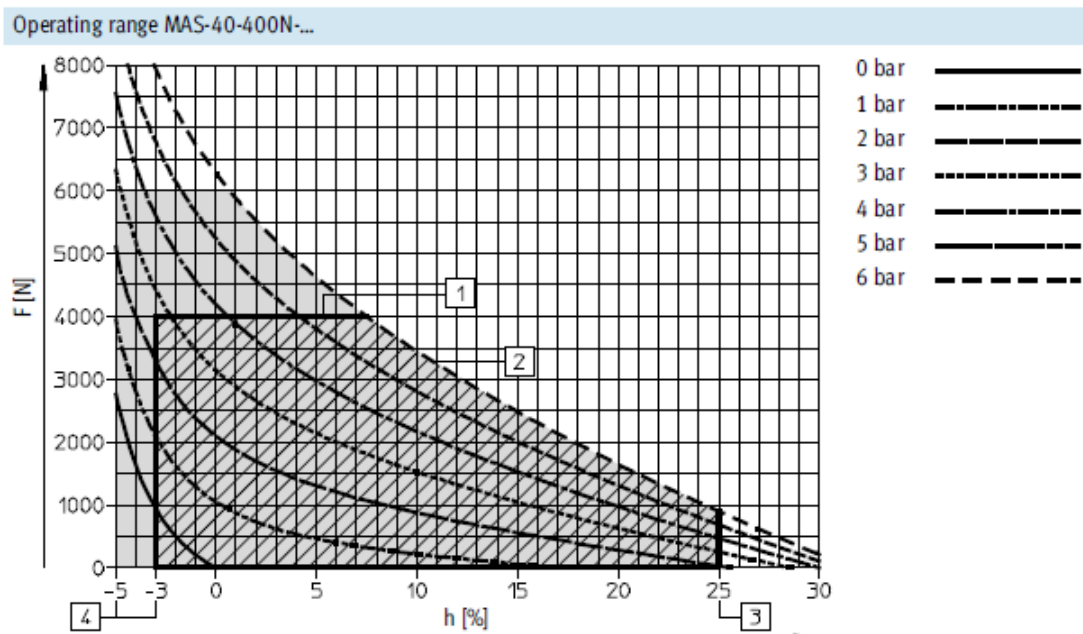
Paineilmalihasten toiminta perustuu venymättömään aramidikuituun, joka on laminoitu kierrejousen muotoon kumista valmistetun lihasseinän sisään. Paineen kasvaessa toimilaitteen sisällä kuitu estää venymisen pituussuunnassa, jolloin lihaksen läpimitta kasvaa. Asia on esitetty graafisesti kuvassa 2.



Kuva 2. Periaatekuva: vasemmalla paineistamaton ja oikealla paineistettu paineilmalihäs.

Lihasta supistavan voiman suuruuden määrää kuidun nousukulma, joka loivenee liikkeen edetessä ja tällöin myös tuotetun voiman pituussuuntainen komponentti pienenee. Tästä johtuu paineilmalihakselle tyypillinen, maksimisupistumaa kohti heikkenevä voimantuotto, joka on kuvattu taulukossa 1.

Taulukko 1. Paineilmalihaksen voimantuoton vaihtelut eri supistusasteilla ja käyttöpaineilla [1, s. 13].

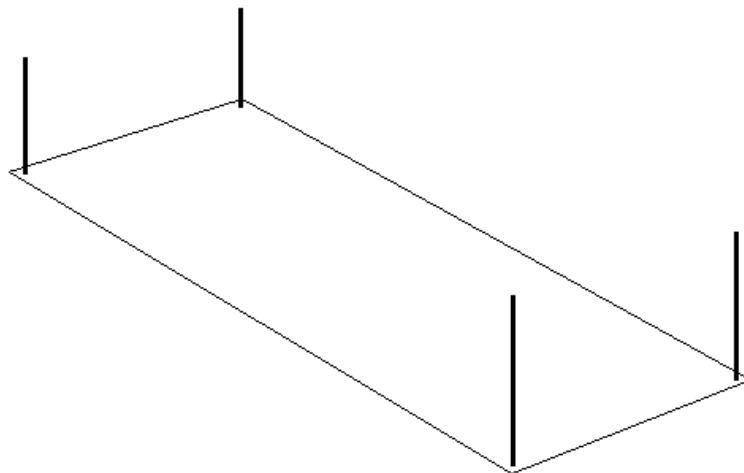


Näin tuotetun liikkeen etuina ovat suuret lähtökiihtyvyydet, lyhyillä liikeradoilla laitteen painoon nähden erinomainen voimantuotto ja toimintavarmuus. Vastavuoroisesti huonoina puolina simulaattorikäytössä voidaan pitää lyhyttä liikerataa ja lineaariliikkeen vaikeaa hallittavuutta. Myös tilavuusvirran tarve voi olla suurta massaa nopeasti liikuteltaessa huomattava ja mikäli paineilmajärjestelmän kapasiteetti ei tällöin riitä, seurauksena on ei-toivottu viive liikkeen toteutuksessa.

### 3.4 Liikkeen tuottaminen

#### 3.4.1 Hahmotelmia ja ongelmanratkaisua

Paineilmalihasten lyhyt liikerata havainnollistui pian suunnittelun alkuvaiheessa. Koska niiden suurin kokoonpuristuma on vain 25 % nimellispituudesta, kuvan 3 mukaisella konstruktiolla riittävän kallistuman aikaansaaminen osoittautui mahdottomaksi.



Kuva 3. Periaatekuva: liikkuva osa paineilmalihasten varassa yläpuolelta kannateltuna.

Nimellispituudeltaan 500 mm lihaksella 3400 mm pitkän alustan suurin kallistuskulma poikittaisakselin ympäri olisi ollut vaatimattomat 2 astetta, mikäli alusta olisi kuvan mukaisesti tuettu kulumistaan runkoon. Tukipisteiden välisen etäisyyden pienentäminen onnistui vain tiettyyn pisteeseen saakka. Koska paineilmalihakas ei voi rakenteensa

vuoksi ottaa vastaan puristusta, liikkuvan osan kokonaismassakeskipisteen tuli sijaita jatkuvasti lihaksista koostuvan tukipisteverkon sisäpuolella.

Myös sivuttaistuennan puute aiheutti ongelmia. Lihasten lyhyen liikeradan vuoksi pystysuuntainen kiinnitys oli kallistettua parempi vaihtoehto, mutta tällöin pienikin sivuttaisliike alustan päällä olisi saanut sen heilumaan paineilmalihasten varassa keinun tavoin. Lihasten kallistaminen olisi suurelta osin eliminoinut sivuttaisheilunnan, mutta tämä olisi aiheuttanut sitä tuntuvaampaa voimantarpeen kasvua, mitä ylemmäs alustaa olisi nostettu – asia, joka sopii erityisen huonosti yhteen lihasten voimantuoton periaatteen kanssa.

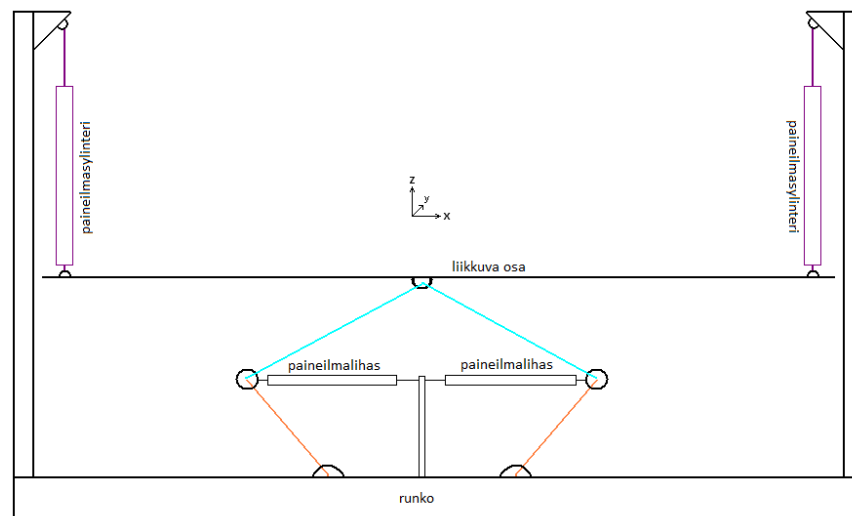
Oli siis kehitettävä menetelmä, jonka avulla toimilaitteiden vahvuudet saataisiin hyödynnettyä edellä mainittua tilannetta tehokkaammin. Syntyi ajatus nivelistöstä, jonka avulla liikkuva osa tuettaisiin alapuolelta, paineilmalihakas kiinnitettäisiin tankojen väliseen keskiniveleen, ja lihaksen supistuman avulla tuotettaisiin liitosta avaava voima, joka vuorostaan kohottaisi alustaa nivelen kiinnityspisteen kohdalta. Asiaa on havainnollistettu kuvassa 4.



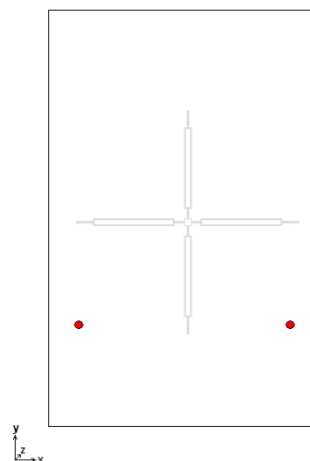
Kuva 4. Periaatepiirros nivelistön toiminnasta paineilmalihaksen kanssa.

Ensimmäisessä iteraatiossa nivelistöjä oli neljä, ja jokainen näistä oli kiinni sekä rungossa että liikkuvassa osassa pallonivelen välityksellä. Tässä vaiheessa oli huomattava, että on eri asia tukea alusta yläpuolelta neljällä vapaasti asettuvalla tukipisteellä kuin tehdä sama alapuolelta maan painovoimaa vasten. Koska kyseinen konstruktio ei olisi kestänyt pystyssä, vaadittiin tuentaa varten toisenlainen ratkaisu.

Harkittaessa mahdollisimman yksinkertaisesti ohjattavaa mekanismia kävi selväksi, että yksittäistä toimilaitetta voitiin ohjata vapaasti muista riippumatta vain, jos tukipisteitä olisi enintään kolme kappaletta. Koska tässä vaiheessa järjestelmän suunniteltiin toimivan paineilmalla, myös paineilmasylintereitä harkittiin paineilmalihasten rinnalle. Ajatuksena oli, että sylintereillä saataisiin aikaan pidempi liike ja täten suuremmat kallistuskulmat, kun pystysuoran ja eniten voimaa vaativan liikesuunnan voisi jättää paineilmalihasten toteutettavaksi. Kyseinen rakenne on kuvattu kuvissa 5 ja 6.



Kuva 5. Periaatekuva: rakenne kuvattuna edestä. Siniset ja oranssit viivat työntötankoja.

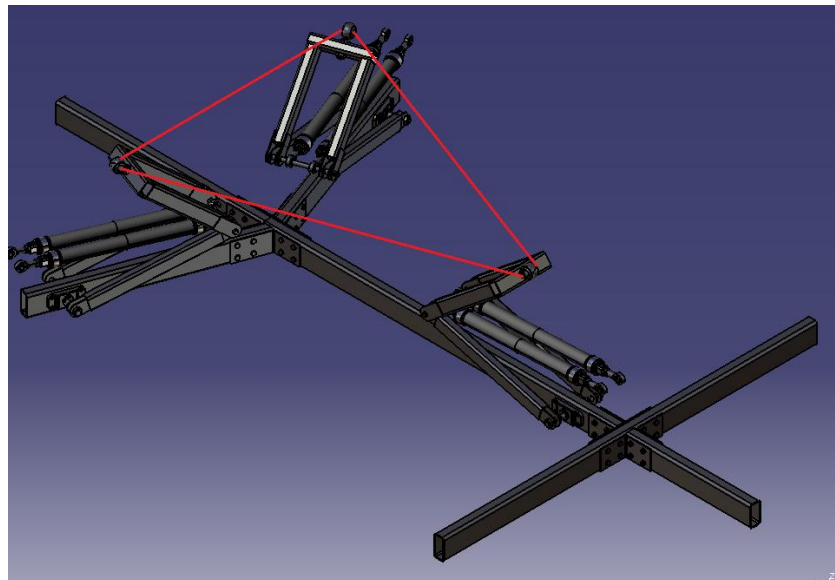


Kuva 6. Sama rakenne kuvattuna ylhäältä. Paineilmasynterierien kiinnityspisteet merkitty punaisella, paineilmalihasten sijoitus havainnollistettu läpivärjätynä.

Kysymyksiä konstruktion osalta herätti kahden erityyppisen toimilaitteen toiminnan yhteensovittaminen ja se, että alustan keskellä olevan nivelen olisi sekä kannateltava alustan koko massa ja samalla mahdollistettava hyvin monipuoliset rotaatiot. Käytännössä nivelen olisi siis täytynyt olla huomattavan järeä pallonivel, jollaisia ei internethakujen perusteella vaikuttanut olevan kovin helposti saatavilla. Myös sylinterien mitoitus suhteessa täyteen kuormatun alustan hitausmomenttiin askarrutti, mutta lopulta vastaukset näihin kysymyksiin jäivät pitkälti etsimättä paremman vaihtoehdon löytymisen myötä.

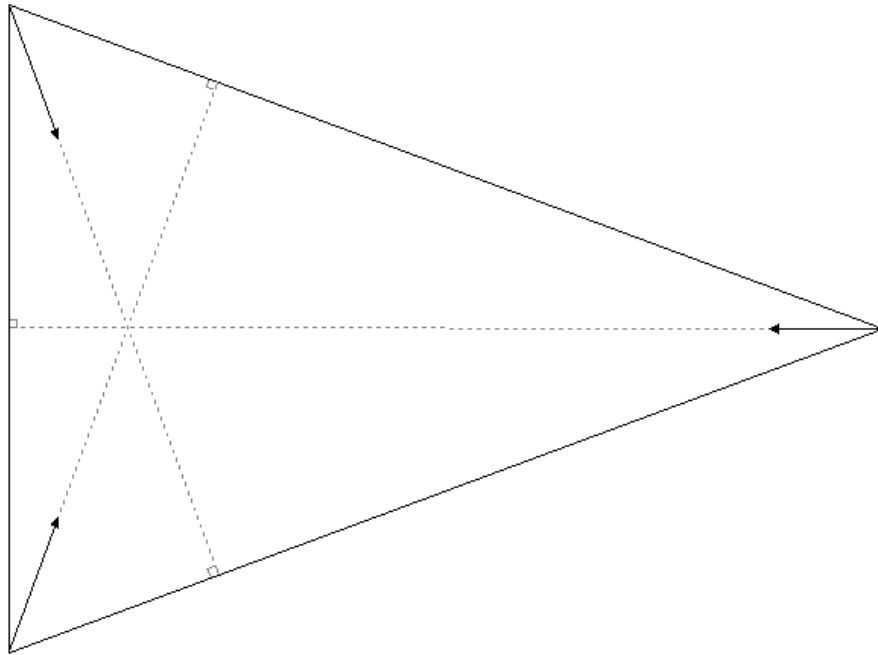
### 3.4.2 Kolmiotuenta

Kolmion geometriasta johtuen jokaisella kärjellä on sitä vastakkainen sivu. Mikäli lappeellaan olevan kolmion yhtä kärkeä kohotetaan, syntyy sitä vastakkaisen sivun suhteen ympyräliike. Yhdistämällä tähän periaatteeseen mekanismi, joka sallii tukipisteen liikkumisen samanaikaisesti sekä pystysuunnassa että kohti kahden muun tukipisteen muodostamaa vastakkaista sivua, saadaan aikaan kahden kierto- ja yhden siirtymäsuunnan mahdollistava rakenne. Koska aiemmin ideoitu nivelistö sopi tähän tarkoitukseen hyvin, kyseinen konstruktio oli mahdollista toteuttaa käyttämällä toimilaitteina paineilmalihaksia. Tämä on havainnollistettu kuvassa 7.



Kuva 7. Liikealusta lepotilassa. Ylimpien kiinnityspisteiden muodostama tasakylkinen kolmio havainnollistettu punaisella viivalla.

Täytyy kuitenkin huomata, että kyseinen ideaaligeometria muuttuu sitä enemmän, mitä korkeammalle tiettyä tukipistettä nostetaan. Koska nivelistöt kiinnittyvät runkoon keinunivelin, tukipisteet voivat liikkua rakenteen pituus- ja poikittaisakselilla ainoastaan ennalta määrätyn liikesuunnan mukaisesti. Nämä liikesuunnat on visualisoitu kuvassa 8. Jotta kallistusliikkeet olisivat mahdollisia, mekanismien ylimpien nivelien tulee olla palloniveliä.



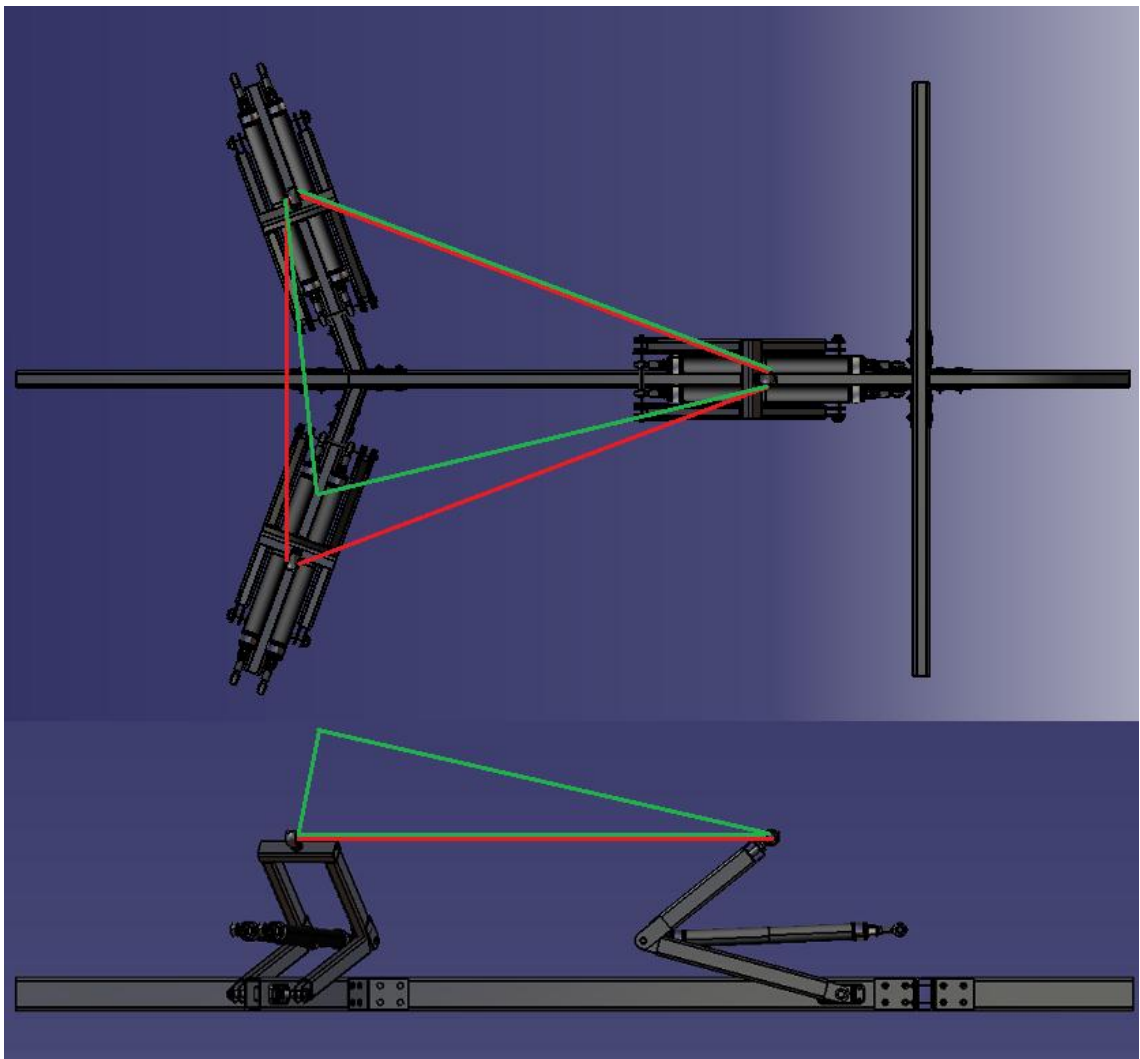
Kuva 8. Tukipisteiden liikesuunnat ylhäältä katsottuna. Siirtymäsuunnat vastakkaisiin sivuihin nähden 90 asteen kulmassa.

Paineilmalihasten ominaisuuksista johtuen ne eivät kykene vastaanottamaan niihin puristusta aiheuttavaa kuormaa. Tämän vuoksi liikkuvan osan painopisteen tulee jatkuvasti sijaita kolmion muotoisen tukipisteverkon sisäpuolella. Muussa tapauksessa kuormittamattoman mekanismin liike pysähtyy vasta nivelistön auettua täysin, joka on laitteen kyydissä olevalle selkeä turvallisuusriski. Todettakoon tässä yhteydessä että kuvissa 7, 8 ja 9 esitetty geometria on luotu ainoastaan asian havainnollistamisen vuoksi, eikä se edusta suunnittelun lopputulosta.

Mikäli yksi tukipiste on muita korkeammalla ja toista kohotetaan, nouseva tukipiste aikaansaa ensin kohotettua tukipistettä kohti palauttavan voimakomponentin. Tällöin

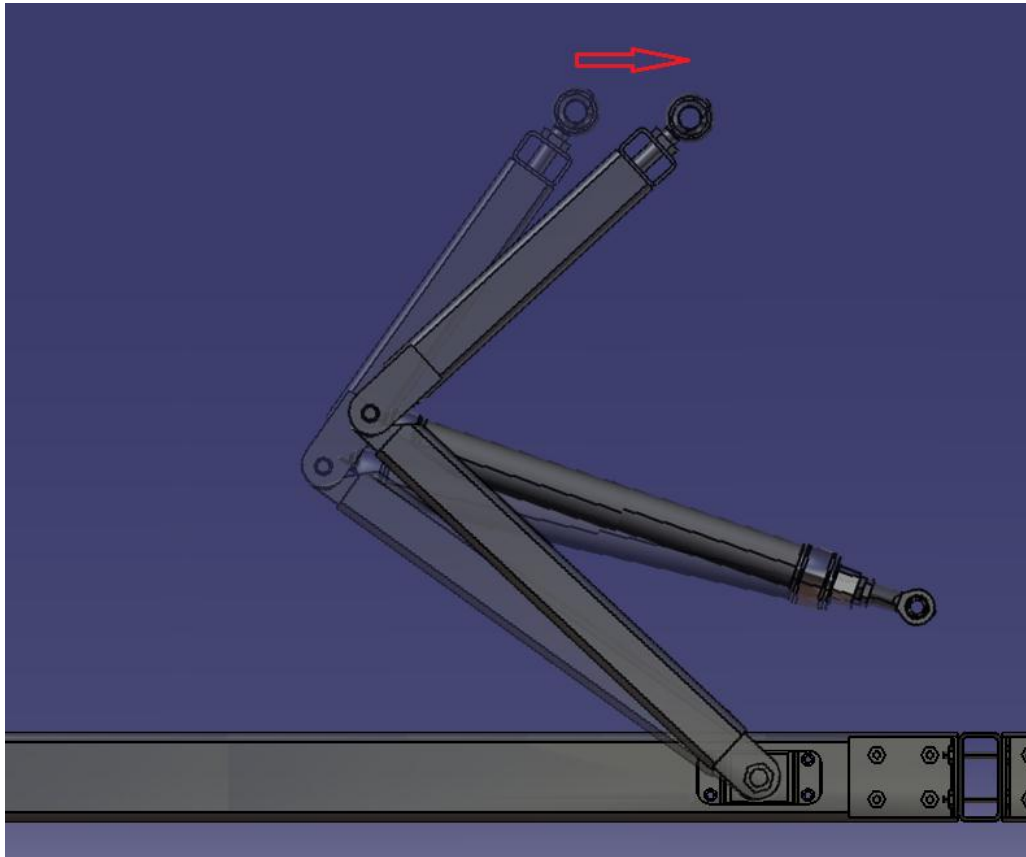


geometria palautuu ideaalitalanteeseen. Optimiratkaisu tällaiselle rakenteelle on tasasivuinen kolmio, koska jokaisen toimilaitteen muihin tukimekanismeihin kohdistava rasitus on tällöin yleisesti ottaen samansuuruinen. Voimakomponentteja ja mekanismeihin kohdistuvia sivuttaisrasituksia on käsitelty tarkemmin luvussa 3.9 Lujuustekniset asiat. Kuvassa 9 on pyritty havainnollistamaan tuennassa tapahtuvia geometriamuutoksia.



Kuva 9. Lepotilageometria ja nostoliikkeen aiheuttama geometriamuutos. Nostoliikkeen jälkeinen tilanne merkitty vihreällä värillä.

Kohotetun tukinivelistön palautuva liike toista tukipistettä liikuttaessa on esitetty kuvassa 10. Palautumisiikkeen aikana korkeusvaihtelut eivät ole suotavia, koska tämä hankaloittaa liikealustan kontrollointia ja aikaansaa toimilaitteessa tarpeettomia paineenvaihteluita, jotka puolestaan johtavat voimantuoton vaihteluihin ja sitä kautta ylimääräisiin mekaanisiin rasituksiin. Jotta palautusmisiike olisi tällä rakenteella mahdollista, tulee mekanismit sijoittaa nivelkäarki laitteen keskiosaa kohti, kuten kuvissa 9 ja 10 on esitetty.



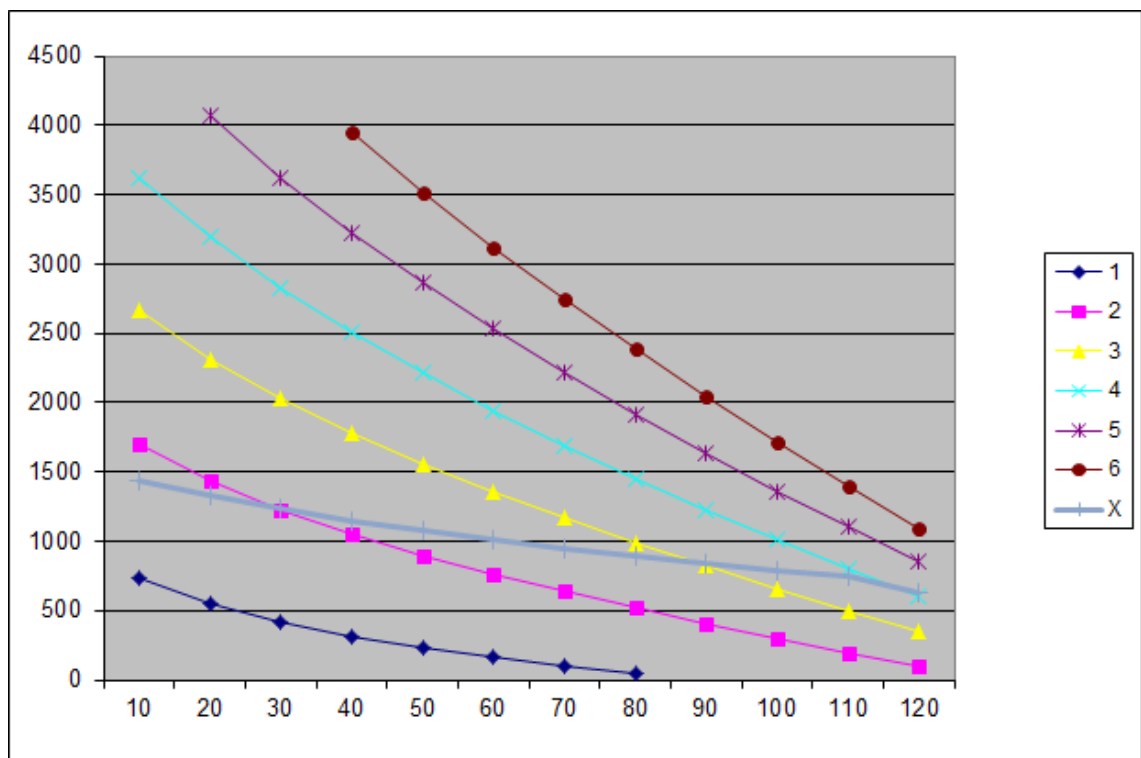
Kuva 10. Mekanismin tarkoitettu palautumisiike geometriamuutoksen aikana. Paineilmalihas kiinnittyisi normaalisti runkoon, tässä kuvassa ei valmista kiinnitysratkaisua.

### 3.5 Ongelmia ja epävarmuustekijöitä

Koska lihasten voimantuotto heikkenee liikeradan pidentyessä, vaikuttaisi lähtökohtaisesti hyvältä ratkaisulta sijoittaa nivelistöt näiden yhteyteen. Ideana oli, että

sopivalla mitoituksella voisi saada aikaan suhteellisen tarkan ja hallittavan lineaariliikkeen jo pelkän paineohjauksen avulla. Tämä ei kuitenkaan tahtonut mittavista yrityksistä huolimatta onnistua. Nivelistön avulla on eittämättä mahdollista saada aikaan hallittu ja ennalta-arvattava liike, mutta tällöin liikeradat jäävät erittäin lyhyiksi, eikä suuria kallistuksia saavuteta. Taulukossa 2 on kuvattu eräs mitoitus paineilmalihaksen ominaisuuksien kanssa samaan taulukkoon. Kyseinen mitoitus on tehty tasaisella 1000 N:n kuormalla ja kuormanvaihteluja tapahtuu ainoastaan nivelistön vähittäisen avautumisen seurauksena. Tässä vaiheessa mitoitus näyttää toteuttamiskelpoiselta ja suurin mahdollinen liikeratakin ulottuu 318 mm referenssi- eli lepotasokorkeuden yläpuolelle. Tämä mahdollistaa noin kymmenen asteen kallistuman sivusuunnassa. Paineenvaihtelu on riittävä laitteen hallitsemista varten, noin 1,7 baarista aina täyden supistusasteen neljään baariin saakka.

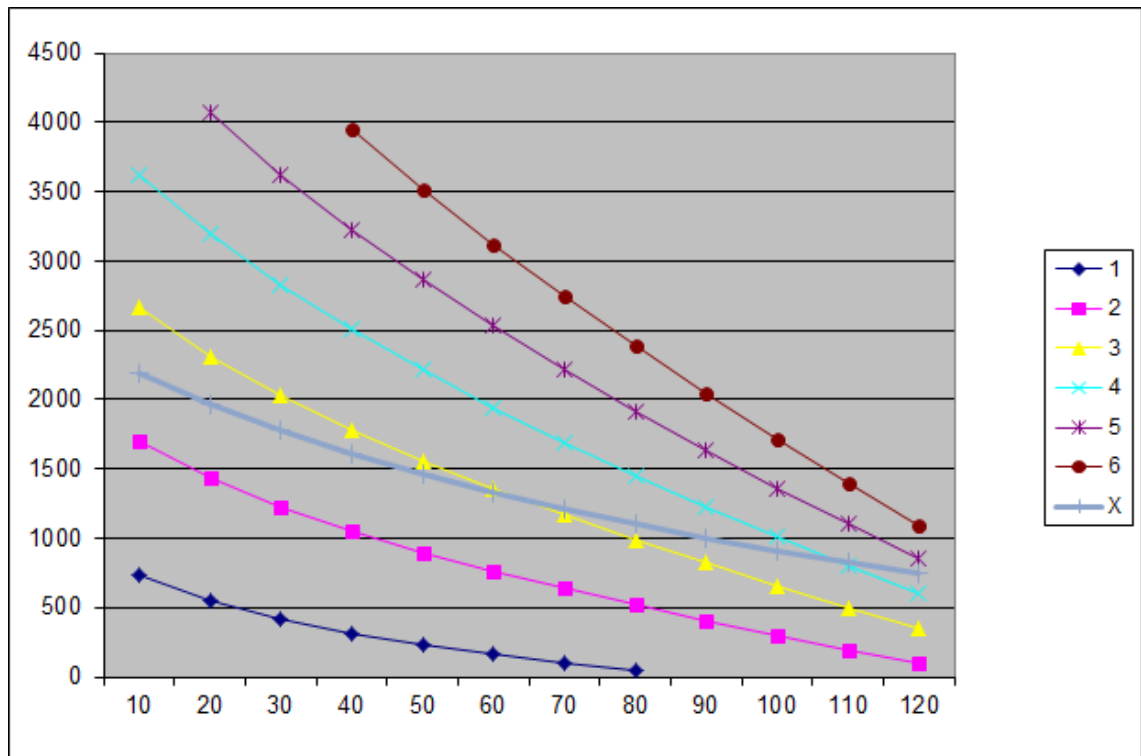
Taulukko 2. Paineilmalihaksen voimantuotto suhteessa käyttöpaineeseen ja supistusasteeseen. Mitoitus kuvattu harmaalla, tunnistemerkintänä X.



Ongelmia alkaa esiintyä, kun mukaan lisätään normaalit, kallistusliikkeen aiheuttamat painonsiirrot. Taulukon 3 grafiikassa näkyy selkeä indikaatio siitä, mikseivät suuret kuormavaihtelut sovi tämänkaltaisen mekanismin toimintaan. Mitoituksen

alkuvaiheessa vastakkaiset tukipisteet ovat yläasennossa, jolloin painonsiirto on suurimmillaan. Puolivälissä tilanne on tasapainossa, kun taas loppua kohti painonsiirto alkaa tapahtua vastakkaiseen suuntaan. Noin puolet liikeradasta taittuu ainoastaan puolen baarin paineenvaihtelulla.

Taulukko 3. Painonsiirrolla on selkeä vaikutus mekanismin toimintaan.



Normaalit painonsiirrot ovat haasteellinen ongelma, eivätkä liikkuvan osan massavaihtelut tuo helpotusta asiaan. Kun lisäksi otetaan huomioon liikenopeuden vaihteluista johtuvat kiihtyvyydet, ratkaisua ongelmaan voi olla hyvin vaikea löytää. Vaikka suunnitelmana olikin käyttää ohjaukseen anturitekniikkaa ja hallita liikettä paineenmuutoksilla sensorien pyyntöjen perusteella, ylimääräisten muuttujien hallitseminen osoittautui vaikeaksi ja oli lopulta sähkötoimisiin lineaarilaitteisiin vaihtamisen suurin syy.

Eräs esimerkki hallitsemattomista muuttujista on painopistelaskennassa apuna käytetty taulukko 4, joka on johdettu arvioiduista yksittäisten komponenttien ja henkilöiden painoista.

Taulukko 4. Kuormanvaihtelut etummaiselle tukipisteelle komponentteittain.

Tukipisteeseen c kohdistuva kuorma (kg) kallistettaessa alustaa sen tukinivelistön suuntaisesti, edellä mainituin tavoin kuormattuna.										
Kallistuma		Tukipisteeseen c kohdistuva kuorma - negatiiviset kallistumat pois päin, positiiviset kohti.								
astetta	radiaania	ei kuormaa	potilas	kuljettaja	hoitaja	kulj & hoit	hoit & pot	kulj & pot	kaikki	
-15	-0,26	42,5	102,7	44,5	40,2	41,8	99,8	105,6	102,1	
-14	-0,24	42,8	103,7	45,4	41,2	43,4	101,5	107,0	104,4	
-13	-0,23	43,1	104,7	46,2	42,2	44,9	103,3	108,5	106,6	
-12	-0,21	43,5	105,7	47,0	43,2	46,4	105,0	109,9	108,7	
-11	-0,19	43,8	106,7	47,8	44,2	47,9	106,7	111,4	110,9	
-10	-0,17	44,1	107,7	48,6	45,2	49,4	108,4	112,8	113,1	
-9	-0,16	44,4	108,7	49,4	46,1	50,9	110,1	114,2	115,2	
-8	-0,14	44,7	109,7	50,2	47,1	52,4	111,7	115,6	117,4	
-7	-0,12	45,1	110,6	51,0	48,1	53,9	113,4	117,0	119,5	
-6	-0,10	45,4	111,6	51,8	49,0	55,3	115,0	118,4	121,6	
-5	-0,09	45,7	112,6	52,6	50,0	56,8	116,7	119,8	123,7	
-4	-0,07	46,0	113,5	53,4	50,9	58,3	118,3	121,2	125,8	
-3	-0,05	46,3	114,5	54,2	51,9	59,7	120,0	122,5	127,9	
-2	-0,03	46,6	115,4	55,0	52,8	61,2	121,6	123,9	130,0	
-1	-0,02	46,9	116,4	55,8	53,8	62,6	123,2	125,3	132,1	
0	0,00	47,2	117,4	56,5	54,7	64,1	124,9	126,7	134,2	
1	0,02	47,5	118,3	57,3	55,7	65,5	126,5	128,0	136,3	
2	0,03	47,8	119,3	58,1	56,6	67,0	128,1	129,4	138,4	
3	0,05	48,2	120,2	58,9	57,6	68,4	129,8	130,8	140,5	
4	0,07	48,5	121,2	59,7	58,6	69,9	131,4	132,2	142,5	
5	0,09	48,8	122,1	60,5	59,5	71,3	133,1	133,5	144,6	
6	0,10	49,1	123,1	61,2	60,5	72,8	134,7	134,9	146,8	
7	0,12	49,4	124,1	62,0	61,4	74,2	136,4	136,3	148,9	
8	0,14	49,7	125,0	62,8	62,4	75,7	138,0	137,7	151,0	
9	0,16	50,0	126,0	63,6	63,4	77,2	139,7	139,1	153,1	
10	0,17	50,3	127,0	64,4	64,3	78,7	141,4	140,5	155,3	
11	0,19	50,7	128,0	65,2	65,3	80,2	143,1	142,0	157,4	
12	0,21	51,0	129,0	66,1	66,3	81,7	144,8	143,4	159,6	
13	0,23	51,3	130,0	66,9	67,3	83,2	146,5	144,8	161,8	
14	0,24	51,6	131,0	67,7	68,3	84,7	148,2	146,3	164,0	
15	0,26	52,0	132,0	68,5	69,3	86,3	149,9	147,8	166,2	

Tämän lisäksi tilavuusvirran tarve olisi suurella kuormalla nopeimmissa liikkeissä ollut luultavasti normaalille paineilmajärjestelmälle liikaa aiheuttaen liikkeisiin runsaasti viivettä. Myös riittävän, noin kymmenen asteen kallistuskulman aikaansaaminen osoittautui edelleen realistiseksi oletetuilla hyötykuormilla hankalaksi.

Konseptissa oli yksinkertaisesti liikaa kysymysmerkkejä, jotta olisi voinut sanoa laitteen varmasti toimivan suunnitellulla tavalla. Tästä syystä kyseistä suunnittelupolkua ei katsottu enää aiheelliseksi jatkaa.

### 3.6 Toimilaitteiden uudelleevalinta

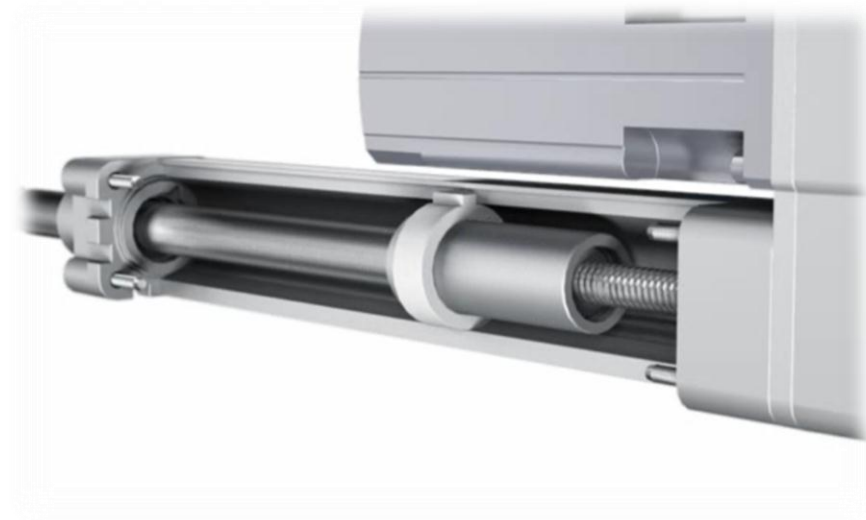
Vaikka lineaariliikkeen toteutus ei paineilman avulla onnistunutkaan, sama kolmen tukipisteen geometria oli edelleen hyvä lähtökohta liikkeen toteutukselle ja sähköisten toimilaitteiden soveltaminen tähän tarkoitukseen oli kohtalaisen yksinkertaista. Tässä vaiheessa olisi toki ollut mahdollista harkita asiaa kunnolla ja vaihtaa liikkeen

tuottamisen periaate kokonaan toisenlaiseen muotoon, mutta tämä olisi tiennyt mittavaa selvitystyötä ja suuri osa aiemmin työhön käytetystä ajasta olisi mennyt tyystin hukkaan.

Sähköiset toimilaitteet ovat arvokkaita, ja niiden huoltotarve on useimmiten paineilmalaitteita suurempi. Tästä huolimatta niillä on paikkansa lineaarisovelluksissa, ja koska aiemmin hyvää asiakaspalvelua tarjonneen Feston valikoimista löytyi riittävän järeä sähkötoiminen sylinteri, päätös oli melko nopeasti tehty.

### 3.7 Sähkösylinterin toimintaperiaate

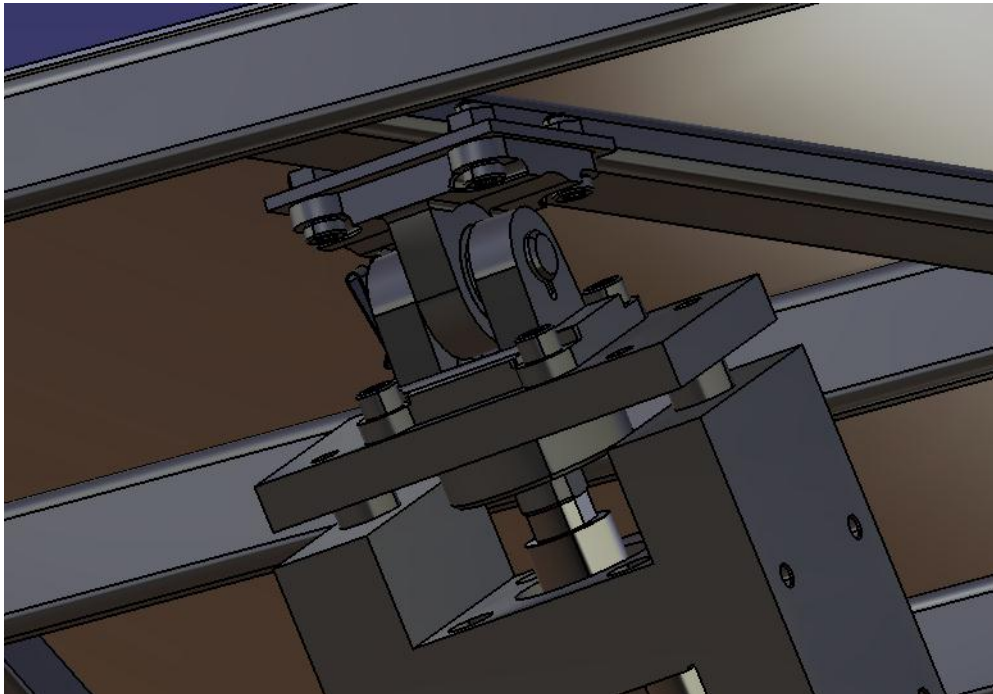
Sähkösylinterin toimintaperiaate on hyvin yksinkertainen. Sähkömoottori pyörittää vaihteiston tai kulmavaihteen avulla sylinterin akselia, jonka kierre aiheuttaa etenemisliikkeen. Erillisiä mitta-antureita ei tarvita, vaan ohjainlaitteen avulla voidaan suoraan ajaa haluttu liikemäärä moottorin kautta sylinterille. Kuvassa 11 on läpileikkaus sylinterin iskukammista.



Kuva 11. Sähkötoimisen sylinterin toimintaperiaate. [2]

Valituissa sähkömoottoreissa ei ole absoluuttianturia, joten virtakatkoksen jälkeen sylinterille on aina ajettava kotiinajo, mikä tarkoittaa käytännössä vain akselin ajamista päättyyn asti. Laite on tämän jälkeen käyttövalmis.

Kallistustavoitteiden vuoksi alkuperäinen suunnitelma oli käyttää iskupituudeltaan 400 mm:n sylintereitä, mutta ikävä kyllä valmistajan kiinnityksiin tarjoamat oheislaitteet tekivät tämän mahdottomaksi. Rakenteiltaan riittävän järeiden pallonivelten liikeradat sallivat ainoastaan 15 asteen kokonaiskiertymät eli vain 7,5 asteen kallistumat kallistussuuntaa kohti. Kuvassa 12 on kuvattu toimilaitteen kiinnitys liikkuvaan osaan pallonivelen välityksellä. Rajoittavana tekijänä on ensisijaisesti etummainen tukinivel, joka kiertyy sivuttaiskallistumien johdosta suhteessa 1:1. Tämän vuoksi valittiin lyhyemmät, iskupituudeltaan 200 mm:n sylinterit ja näidenkin liikerata täytyy ohjelmallisesti rajoittaa enintään 170 mm:n matkalle.

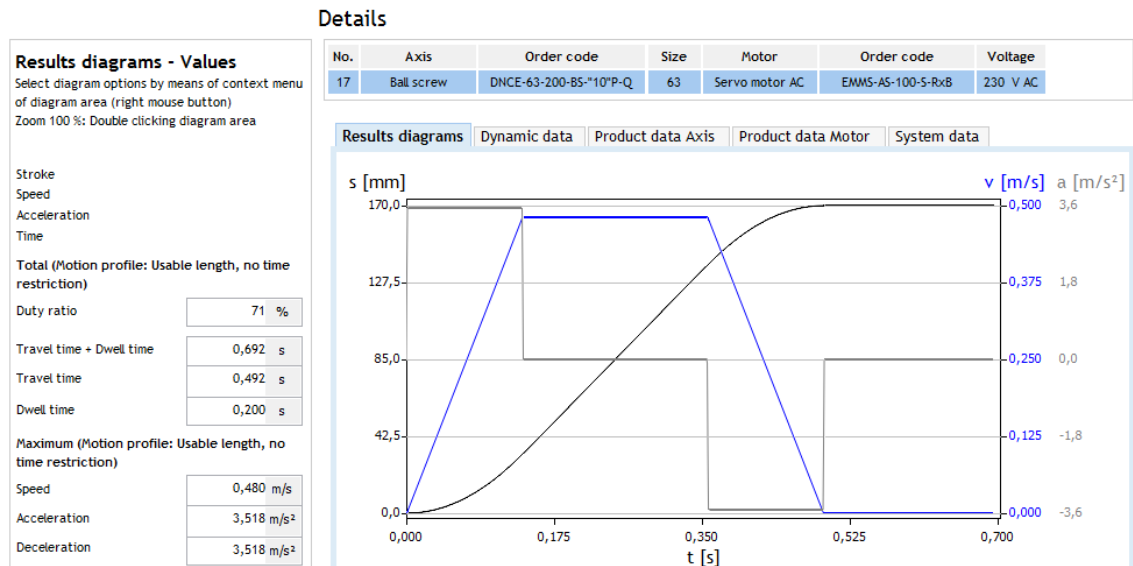


Kuva 12. Pallonivelen kiinnitys liikkuvaan osaan. Nivelien liikeradat rajoittavat alustan kokonaiskiertymän kallistusakselilla 15 asteeseen.

Kokonaiskallistumat ovat tällöin eteenpäin 4,9 astetta, taakse tasan 5 astetta ja suurin sivuttaiskallistuma 170 mm:n liikeradalla 7,2 astetta.

Liikenopeudet nousevat parhaimmillaan noin tasolle 0,5 m/s, mikä mahdollistaa äärikallistuksesta toiseen siirtymisen alle puolen sekunnin aikana. Lyhyttä liikerataa voidaan pitää selkeänä heikkoutena, mutta asiaa kompensoi ainakin osittain

toimilaitteen reagointinopeus. Tämä on esimerkiksi tienpinnan muotojen simulointia ajatellen positiivinen asia. Kuvasta 13 on nähtävissä sylinterin liikenoisuusgraafi.



Kuva 13. Feston PositioningDrives -ohjelmalla tehty mitoitus sylinterin liikenoisuudesta [3].

Moottorin suurin hetkellinen momentinsiirtokyky on 12,5 Nm, joka välitetään kuvan 14 mukaisesti sylinterille hammashihnan välityksellä.



Kuva 14. Läpileikkaus toimilaitteen voimansiirrosta [4].

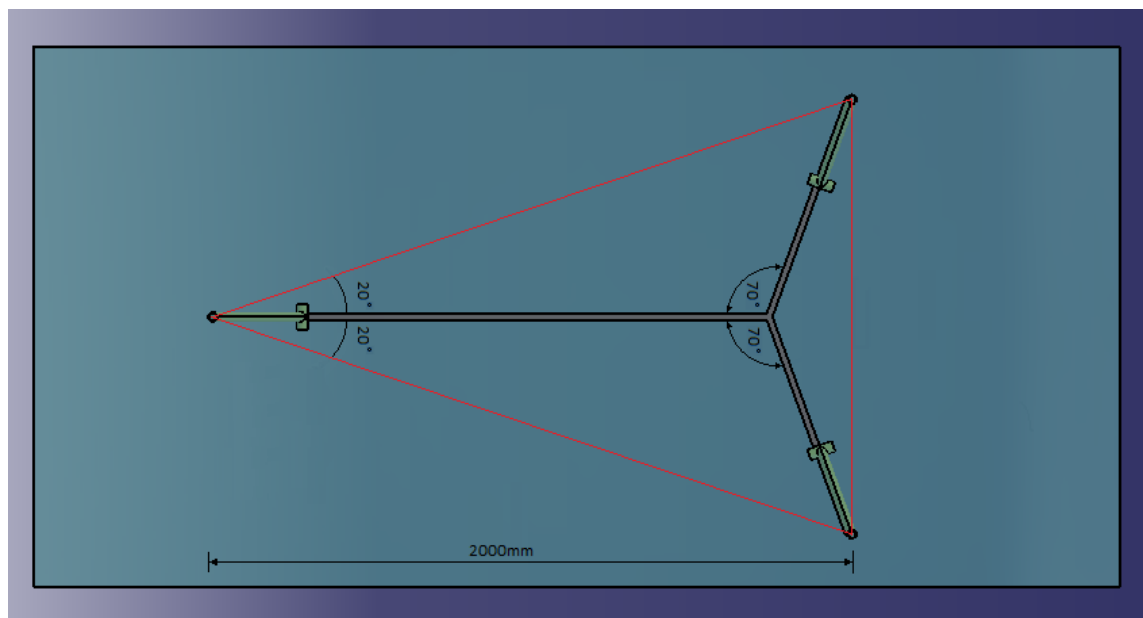


### 3.8 Toimintoihin vaikuttavat ominaisuudet

#### 3.8.1 Alustan geometria

Suunnittelun lähtökohtien vuoksi liikkuvan osan täytyy olla muodoltaan suorakaide. Tämän vuoksi katsottiin, että tukigeometriasta oli viisainta muodostaa tasasivuisen sijasta tasakylkinen kolmio. Tällöin painonsiirrot yksittäisille tukipisteille jäävät maltillisemmiksi eikä toimilaitteiden rajakuormia saavuteta niin helposti.

Geometriasta muodostui kuvassa 15 esitetyn kaltainen. Määräävä tekijä on ensisijaisesti kahden oikeanpuolimmaisen tukipisteen etäisyys toisistaan. Jotta tukipisteiden sivuttaiskuormitukset liikesuuntiin nähden jäisivät kohtuullisen pieniksi, ei kulmia sopinut supistaa liaksi. Kahden metrin välimatka tukipisteiden välillä pituussuunnassa katsottiin sopivaksi kompromissiksi painonsiirron ja sivuttaiskuormitusten kannalta. Kulmaeroksi liikkuvan osan laitoihin nähden valittiin 20 astetta. Tukikolmio ei ole keskellä suorakaidetta, koska suurin osa massasta sijoittuu alustan takaosaan.



Kuva 15. Ylhäältä kuvattu tukigeometria.

Koska kyseessä on tasakylkinen kolmio ja yksi kulma tiedetään, kaksi jäljellä olevaa saadaan helposti selville:

$$\frac{(180^\circ - 40^\circ)}{2} = 70^\circ$$

Jakamalla kolmio pituussuunnassa kahteen osaan riittää viimeisen sivun puolikkaan selvittämiseen yksi sinilause:

$$\frac{\sin 20^\circ}{x} = \frac{\sin 70^\circ}{2000\text{mm}} > x = \frac{\sin 20^\circ \cdot 2000\text{mm}}{\sin 70^\circ} = 727,94\text{mm} \approx 728\text{mm}$$

Koko sivun pituus on tällöin.

$$2 \cdot 727,94\text{mm} = 1455,88\text{mm} \approx 1456\text{mm}$$

Mekanismin toiminta edellyttää toimilaitteiden kallistamista laitteen keskiöstä ulospäin, mutta tällä seikalla on myös rakenteen mekaniikkaa edesauttava ominaisuus. Alustalla oleva massa kohdistaa toimilaitteisiin voiman, jolla on pystysuuntaisen komponentin lisäksi liikesuunnan mukainen, keskiöstä poispäin suuntautuva voimakomponentti. Toisaalta kallistuskulman kasvaessa kasvaa myös vastakkaisen puolen toimilaitteisiin ja niiden tukielementteihin kohdistuva sivuttaisrasitus, joten lepotilakallistusten suhteen päädyttiin maltilliseen 13 asteen kulmaan. Kulmavaihtelut on kuvattu numeerisesti taulukossa 5.

Taulukko 5. Toimilaitteen kulma asteina pystysuuntaan nähden eri toimintatilanteissa.

	A	B	C
<b>A yläasennossa, muut lepokorkeudessa</b>	9,5	12,9	12,9
<b>B yläasennossa, muut lepokorkeudessa</b>	12,9	9,2	12,9
<b>C yläasennossa, muut lepokorkeudessa</b>	12,9	12,9	9,2
<b>A-B yläasennossa, C lepokorkeudessa</b>	10,1	10,1	11,8
<b>A-C yläasennossa, B lepokorkeudessa</b>	10,1	11,8	10,1
<b>B-C yläasennossa, A lepokorkeudessa</b>	12,2	10,1	10,1

### 3.8.2 Painopiste ja hitausmomentti

Useita eri kappaleita sisältävän rakenteen painopisteen x-koordinaatti saadaan yhtälöstä 1 [7].

$$x_0 = \frac{\sum m_i x_i}{\sum m_i}, \text{ jossa} \quad (1)$$

m on massa ja x etäisyys valitusta nollapisteestä, jonka suhteen tulos ilmoittaa painopisteen etäisyyden.

Taulukkoon 6 on merkitty välttämättömän henkilöstön ja esineistön arvioidut massat painopistekoordinaatteineen.

Taulukko 6. Arvioidut massat ja painopisteet.

Alustalevyn leveys 1700mm, pituus 3400mm, korkeus 40mm. Nollakoordinaatti xyz alustan oikeassa etukulmassa, levyn pohjan tasolla.											
<b>Alusta</b>			<b>Peti</b>			<b>Kulj. penkki</b>			<b>Hoit. penkki</b>		
massa	87	kg	massa	30	kg	massa	10	kg	massa	10	kg
mx	850	mm	mx	1385	mm	mx	850	mm	mx	300	mm
my	1700	mm	my	2325	mm	my	890	mm	my	2600	mm
mz	40	mm	mz	470	mm	mz	520	mm	mz	345	mm
<b>Kuljettaja</b>			<b>Potilas</b>			<b>Hoitaja</b>					
massa	80	kg	massa	90	kg	massa	80	kg			
mx	850	mm	mx	1385	mm	mx	300	mm			
my	790	mm	my	2325	mm	my	2200	mm			
mz	720	mm	mz	820	mm	mz	720	mm			

Edellä mainitun kaavan avulla alustan painopisteen koordinaateiksi saadaan.

$$\frac{87\text{kg} \cdot 850\text{mm} + 30\text{kg} \cdot 1385\text{mm} + 10\text{kg} \cdot 850\text{mm} + 10\text{kg} \cdot 300\text{mm} + 80\text{kg} \cdot 850\text{mm} + 90\text{kg} \cdot 1385\text{mm} + 80\text{kg} \cdot 300\text{mm}}{87\text{kg} + 30\text{kg} + 10\text{kg} + 10\text{kg} + 80\text{kg} + 90\text{kg} + 80\text{kg}} = 887,98\text{mm}$$

$$x_0 = 888 \text{ mm}$$

$$\frac{87\text{kg} \cdot 1700\text{mm} + 30\text{kg} \cdot 2325\text{mm} + 10\text{kg} \cdot 890\text{mm} + 10\text{kg} \cdot 2600\text{mm} + 80\text{kg} \cdot 790\text{mm} + 90\text{kg} \cdot 2325\text{mm} + 80\text{kg} \cdot 2200\text{mm}}{87\text{kg} + 30\text{kg} + 10\text{kg} + 10\text{kg} + 80\text{kg} + 90\text{kg} + 80\text{kg}} = 1811,4\text{mm}$$

$$y_0 = 1811 \text{ mm}$$

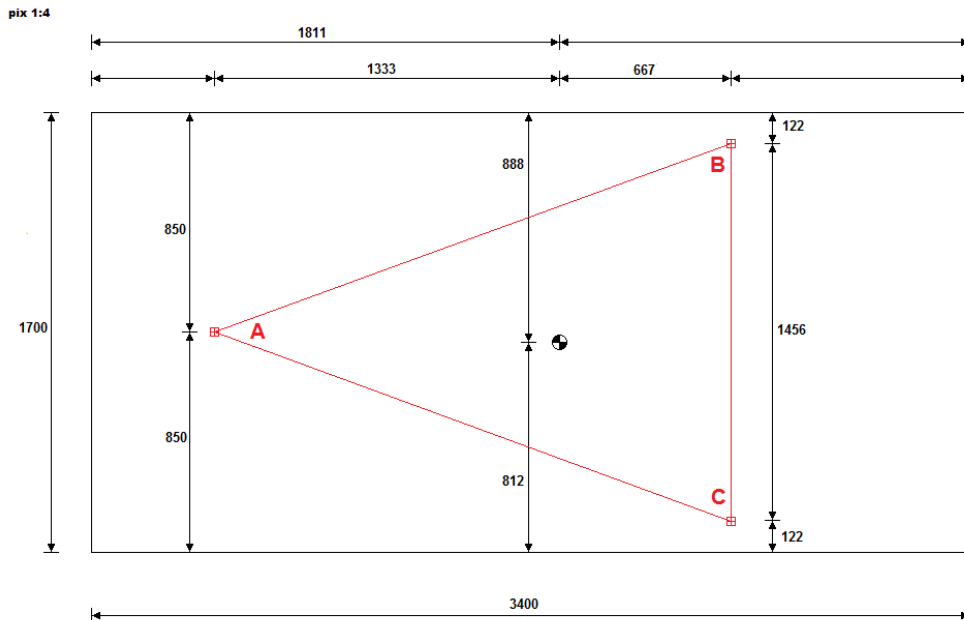
$$\frac{87\text{kg} \cdot 40\text{mm} + 30\text{kg} \cdot 470\text{mm} + 10\text{kg} \cdot 520\text{mm} + 10\text{kg} \cdot 345\text{mm} + 80\text{kg} \cdot 720\text{mm} + 90\text{kg} \cdot 820\text{mm} + 80\text{kg} \cdot 720\text{mm}}{87\text{kg} + 30\text{kg} + 10\text{kg} + 10\text{kg} + 80\text{kg} + 90\text{kg} + 80\text{kg}} = 556,15\text{mm}$$

$$z_0 = 556 \text{ mm}$$

Kun tiedetään painopisteiden sijainnit alustalevyllä ja tukipisteiden etäisyydet toisiinsa nähden, voidaan tukivoimat tasata pituussuunnassa mitoittamalla massakeskipiste tukikolmioon nähden oikeassa suhteessa. Koska kolmesta tukipisteestä kaksi kantaa alustalevyä sen takaosasta, tulee etuosan kantaa staattisesta kuormasta kolmannes. Käytännössä siis etummaisesta tukipisteestä tulee olla kaksi kolmannesta pituussuuntaisesta välimatkasta. Pituussuuntainen mitoitus onnistuu näin ollen laskemalla:

$$\frac{2 \cdot 2000\text{mm}}{3} = 1333,3 \text{ mm} \approx 1333 \text{ mm}$$

Tiedettäessä edellä lasketut mitat, saadaan kuvasta 16 ratkaistua tukipisteiden sijoitus alustalevyyn nähden yhteen- ja vähennyslaskujen avulla.



Kuva 16. Painopisteen ja tukipisteiden sijoitus alustalevyyn nähden.

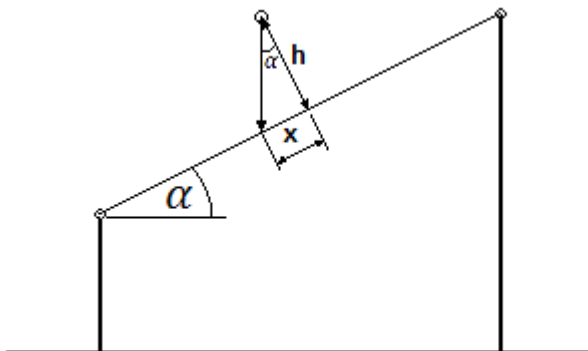
Näin ollen tukipisteen A etäisyys alustan etureunasta on.

$$1811,4\text{mm} - 1333,3\text{mm} = 478,1\text{ mm} \approx 478\text{ mm}$$

Tukipisteiden B ja C etäisyys alustan takareunasta on.

$$3400\text{mm} - 1811,4\text{mm} - (2000\text{mm} - 1333,3\text{mm}) = 921,9\text{mm} \approx 922\text{mm}$$

Koska alustalevyn yhteenlaskettu painopiste on tässä tapauksessa referenssikorkeuden, eli tukipisteiden muodostaman kolmion yläpuolella, alustaa kallistettaessa tapahtuu painonsiirtoa kallistussuuntaa kohti. Painonsiirron vaikutus tukivoimiin voidaan laskea selvittämällä painopisteen siirtymä referenssitasolla, kuten kuvassa 17 on kuvattu.



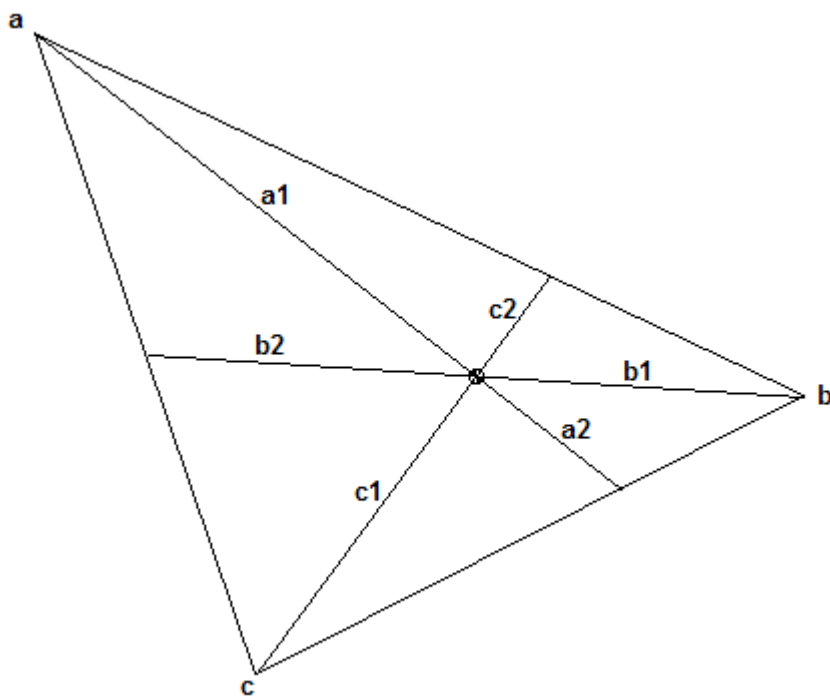
Kuva 17. Painonsiirto kallistuksessa.

Kun tiedetään painopisteen korkeus  $h$  ja kallistuskulma  $\alpha$ , painopisteen siirtymä saadaan suorakulmaisen kolmion trigonometriaa apuna käyttäen:

$$x = \tan \alpha \cdot h$$

Kallistuskulmasta aiheutuva sivuttaiskomponentti jakaantuu kuvan tilanteessa molemmille tukipisteille, koska kallistettu kappale on kummassakin nivelen välityksellä kiinni. Osittain tähän perustuvat kallistustilanteissa toimilaitteisiin kohdistuvat sivuttaisrasitukset.

Kolmion muotoon asetettujen tukipisteiden tukivoimat voidaan laskea, kun tiedetään painopisteen tarkka sijainti tämän kolmion sisällä. Tukipisteestä painopisteen kautta vastakkaiseen sivuun piirretty viiva toimii kuin pystysuuntainen leikkaus tilanteesta eli käytännössä kuin kyseessä olisi sivulta katsottu, kaksiulotteinen tapaus. Kuvassa 18 on kuvattu laskentaperiaate kolmion yläpuolelta katsottuna.



Kuva 18. Tukivoimien laskentamenetelmä.

Näin ollen riittää, kun lasketaan painopisteen kauimmaisella puolella sijaitsevasta etäisyydestä suhdeluku koko pituuteen verrattuna ja toistetaan sama kahdelle muulle tukipisteelle:

$$\text{tukivoima } a = g \cdot m \cdot \left( \frac{a_2}{a_1 + a_2} \right)$$

$$\text{tukivoima } b = g \cdot m \cdot \left( \frac{b_2}{b_1 + b_2} \right)$$

$$\text{tukivoima } c = g \cdot m \cdot \left( c_1 + \frac{c_2}{c_2} \right)$$

Rakenteen staattisen tilan tukivoimiksi saadaan sen jälkeen, kun vaaditut etäisyydet on selvitetty, seuraavat:

$$\text{tukipiste } a = \frac{9,81m}{s^2} \cdot 387kg \cdot \frac{667,3mm}{2000,8mm} = 1266 N$$

$$\text{tukipiste } b = \frac{9,81m}{s^2} \cdot 387kg \cdot \frac{450,3mm}{1466mm} = 1166 N$$

$$\text{tukipiste } c = \frac{9,81m}{s^2} \cdot 387kg \cdot \frac{538,3mm}{1498mm} = 1364 N$$

Alustalevyn sekä sillä olevien henkilöiden ja komponenttien yhteinen hitausmomentti aiheuttaa kallistusliikkeen kiihtyessä kiertosuuntaa vasten voiman, josta aiheutuu mekaaninen rasitus tukipistettä nostavalle toimilaitteelle ja sen tukielementeille. Kappaleen hitausmomentti lasketaan normaalisti pinta-alaintegraalin avulla, mutta koska tässä tapauksessa liikuteltavan massan hitausmomentti ei ole vakio, voidaan noudattaa yksinkertaistettua kaavaa laskutyön helpottamiseksi.

Koko kappaleen hitausmomentti saadaan jakamalla kappale pieniin osiin, määrittämällä kunkin osan hitausmomentti ja laskemalla osasten hitausmomentit yhteen [9, s. 237]. Näin ollen useista pienistä massoista koostuvan rakenteen hitausmomentti on sen yksittäisten elementtien hitausmomenttien summa. Tämä on esitetty matemaattisesti yhtälössä 2.

$$J = \sum_i m_i r_i^2 \tag{2}$$

Kaavassa  $m$  on massa ja  $r$  etäisyys pyörimisakselista. Yksittäiset hitausmomentit lasketaan siis tässä yhteydessä pelkistetysti pistemäisinä massoina, jolloin riittää, kun tiedetään kappaleen massa ja sen massakeskipisteen sijainti alustalevyllä, minkä avulla saadaan laskettua kappaleen etäisyys koko systeemin massakeskipisteen läpi kulkevaan pyörimisakseliin.

Yksittäisen kappaleen hitausmomentti pyörimisakselin suhteen saadaan yhtälöstä 3 [8, s. 37].

$$J = m \cdot r^2 \quad (3)$$

Käyttäen apuna taulukkoa 6 ja kuvan 16 graafista esitystä, massakeskipisteen kautta kulkevan poikittaisakselin suhteen saadaan hitausmomentiksi.

$$87kg \cdot (0,118m)^2 + 30kg \cdot (0,7m)^2 + 10kg \cdot (1,06m)^2 + 10kg \cdot (0,86m)^2 + 80kg \cdot (1,25m)^2 + 90kg \cdot (0,968m)^2 + 80kg \cdot (0,82m)^2 =$$

$$J_{cm} = 297,7 \text{ kgm}^2$$

Kun liikkuvan osan hitausmomentti on selvillä, voidaan hitausmomentit kaikille kyseisen rotaatiosuunnan pyörimisakseleille laskea yhtälön 4 avulla [8, s. 40].

$$J_x = J_{cm} + m \cdot d^2 \quad (4)$$

jossa  $d$  on akseleiden välinen etäisyys. Tällöin tukipisteiden B ja C välisen kallistusakselin suhteen eli alustaa taaksepäin kallistettaessa on.

$$297,7kgm^2 + 387kg \cdot 0,667m = 555,8 \text{ kgm}^2$$

Ja tukipisteen A suhteen eli eteenpäin kallistettaessa.

$$297,7kgm^2 + 387kg \cdot 1,333m = 813,6 \text{ kgm}^2$$

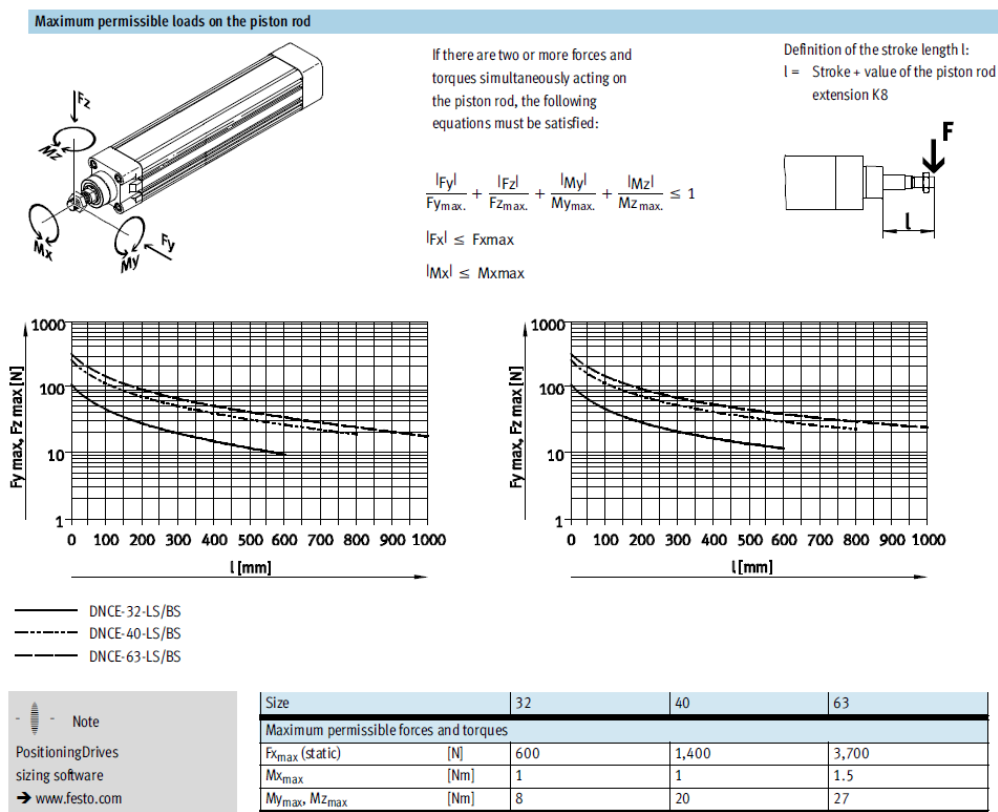
Alusta on muodoltaan suorakaide ja tukinivelistö on aseteltu sen pituussuunnan suhteen tasakylkisen kolmion muotoon, joten on selvää, että hitausmomentti on



suurimmillaan alustalevyn poikittaisakselilla. Koska hitausmomentti on tarkoitus selvittää ainoastaan suurimman mahdollisen rasiustilanteen kannalta, ei muiden kallistussuuntien hitausmomenteja ole tarvetta laskea.

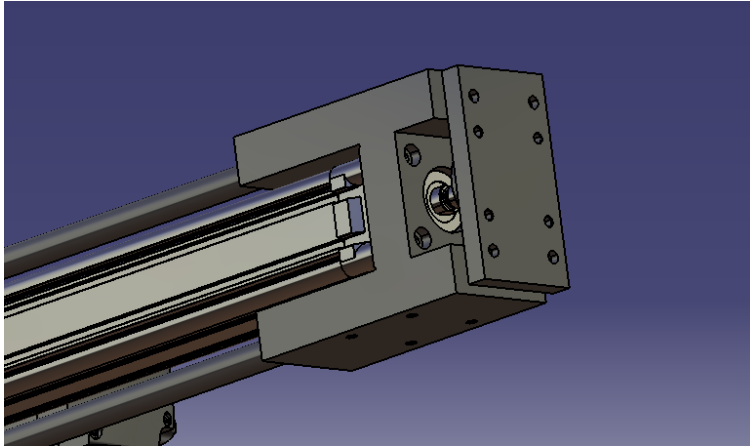
### 3.9 Lujuustekniset asiat

Festo määrittelee DNCE-sähkösylintereille rajakuormat, joista tässä tapauksessa kriittisin on sallittu sivuttaiskuorma sylinterin iskun ollessa suurimmillaan. Sylinterin karaan kohdistuu pallonivelen kautta sivuttaisrasitus, joka johtuu sekä liikealustan geometrian aikaansaamasta kahden erisuuntaisen pyörimisliikkeen yhdistelmästä, että toimilaitteiden kallistumasta pystysuuntaisiin tukivoimiin nähden. Kuvasta 19 on nähtävissä sylinterien rajakuormakuvaaja.



Kuva 19. Sylinterien rajakuormat. Tässä tapauksessa malli DNCE-63 kestää 170 mm:n maksimiskulla sivuttaiskuormaa noin 100 newtonia. [5, s. 9.]

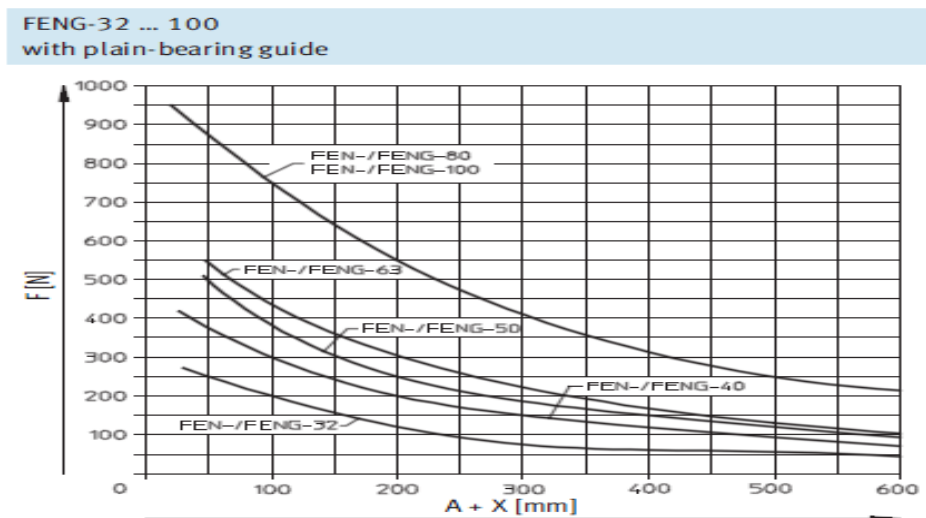
Tämän vuoksi yrityksellä on valikoimassaan sylintereille myös ylimääräinen tuki, jota kutsutaan tässä yhteydessä nimellä FENG-johde. Kyseessä on käytännössä vain sylinterin suulle kiinnitettävä vahvike, joka siirtää sivuttaisrasitukset sylinterin karalta kahdelle terästangolle, kuten kuvasta 20 käy ilmi.



Kuva 20. FENG-johde. Alaosa kiinnittyy kiinteästi sylinterin runkoon, yläosa seuraa sylinterin karaa iskuliikkeen aikana ja johtaa sivuttaisrasitukset metallitankojen kautta runkoon.

Tuki auttaa sekä sivuttais- että vääntörasitusten hillitsemisessä ja lisää sylinterin kuormankeston moninkertaiseksi. FENG-johteiden rajakuormakuvaaja taulukossa 7.

Taulukko 7. FENG-johteelle sallitut rajakuormat [6, s. 4].



Koska sylinterin maksimi-isku on 170 mm ja FENG-tuki on mallia 63, kuvaajasta voidaan nähdä suurimman sallitun sivukuorman olevan täydellä iskupituudella hiukan reilut 300 newtonia. Laskettaessa yhteen aiemmin mainittu sylinterin karan rajakuorma, saadaan sallituksi maksimirasitukseksi noin 400 N. Liikealustan tukigeometrian johdosta on perusteltua olettaa suurimman sivuttaisrasituksen kohdistuvan laitteen takaosan tukipisteisiin B ja C tilanteessa, jossa tukipistettä A ollaan juuri nostamassa tai mahdollisesti sen ollessa palautumassa yläasennosta, samalla kun molemmat tukipisteet B ja C ovat maksimikorkeudessa.

Painonpisteen siirtymä on viiden asteen maksimikallistuksella laskettuna 49 mm. Painovoiman kohdistama rasitus pisteeseen A on tällöin 1358 N.

Koska sivuttaisrasitusten määrä riippuu tukivoimista, täytyy kyseisessä tilanteessa toimilaitteen kallistuskulman lisäksi huomioida nostoliikkeen kiihtyvyys ja hitausmomentin aiheuttama, pyörimisuuntaa vastustava vääntömomentti. Toimilaitteeseen A kohdistuva rasitus on tällöin.

$$F = \frac{F_A + \frac{F_A}{g} \cdot a \cdot \cos(\beta - \gamma) + \frac{M_J}{d}}{\cos \beta}$$

jossa  $F_A$  on tukipisteeseen A kohdistuva massan aiheuttama kuorma,  $a$  toimilaitteen aikaansaama kiihtyvyys,  $M_J$  hitausmomentin aiheuttama liikettä vastustava vääntömomentti ja  $d$  etäisyys momentti- eli kallistusakseliin nähden. Sylinterin voiman kohdistuminen kohtisuoraan pyörimissuunnan mukaisesti riippuu sekä sylinterin ( $\beta$ ) että alustan ( $\gamma$ ) kallistuskulmasta. Kiihtyvyys saadaan kuvasta 17 ja vääntömomentti voidaan laskea kulmakiihtyvyyden avulla.

Etäisyys kallistus- eli pyörimisakseliin on 2000 mm, jolloin kulmakiihtyvyys  $\alpha$  on.

$$\alpha = \frac{3,518 \frac{m^2}{s} \cdot \cos(12,2^\circ - 4,9^\circ)}{2\pi \cdot 2m} \cdot 2\pi = 1,745 \frac{1}{s^2}$$

Kyseisellä kulmakiihtyvyydellä kallistumista vastustava vääntömomentti on.

$$555,8 \text{ kgm}^2 \cdot 1,745 \frac{1}{\text{s}^2} = 970 \text{ Nm}$$

Näin ollen alaspäin kohdistuva voima pisteessä A kyseisellä ajan hetkellä on.

$$F_A = 1358 \text{ N} + \frac{1358 \text{ N}}{9,81 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} \cdot 3,518 \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \cdot \cos(12,2^\circ - 4,9^\circ) + \frac{970 \text{ Nm}}{2 \text{ m}} = 2326 \text{ N}$$

Kun otetaan vielä huomioon sylinterin kallistuskulma, saadaan toimilaitteeseen kohdistuva rasitus kyseisessä tilanteessa:

$$F = \frac{2326 \text{ N}}{\cos 12,2^\circ} = 2380 \text{ N}$$

Laittevalmistajan sylinterille määrittelemä maksimikuormitus on 2500 newtonia, joten kyseisessä tilanteessa mentäisiin melko lähelle tätä varmuusrajaa. Laiterikkojen ehkäisemiseksi sylinterin maksimikihtyvyyttä ja hidastuvuutta voisi olla syytä ohjelmallisesti rajoittaa esimerkiksi välille  $2,5 - 3,0 \text{ m/s}^2$ . Tällä on erityisesti hitausmomentin vuoksi jo usean sadan newtonin vaikutus maksimirasitukseen.

Tukipisteisiin B ja C kyseisellä hetkellä kohdistuvat voimat ovat 1116 N ja 1315 N. Kun kaikkiin kolmeen tukipisteeseen kohdistuvat voimat tiedetään, voidaan komponenttimenetelmän avulla laskea näistä aiheutuvat sivuttaisrasitukset.

Tukipisteen B sylinterin tukivoima on taulukossa 5 esitetyn kallistuskulman perusteella:

$$F_{BT} = \frac{1116 \text{ N}}{\cos 10,1^\circ} = 1133 \text{ N}$$

Sylinterin C tukivoima:

$$F_{CT} = \frac{1315 \text{ N}}{\cos 10,1^\circ} = 1336 \text{ N}$$

Kallistuskulman ja tukigeometrian perusteella näiden pitkittäissuuntaiset, tukipisteestä A poispäin osoittavat, kuvan 21 esittämät voimakomponentit ovat.

$$F_B = F_{BT} \cdot \sin 10,1^\circ = 1133 \text{ N} \cdot \sin 10,1^\circ = 198,7 \text{ N}$$

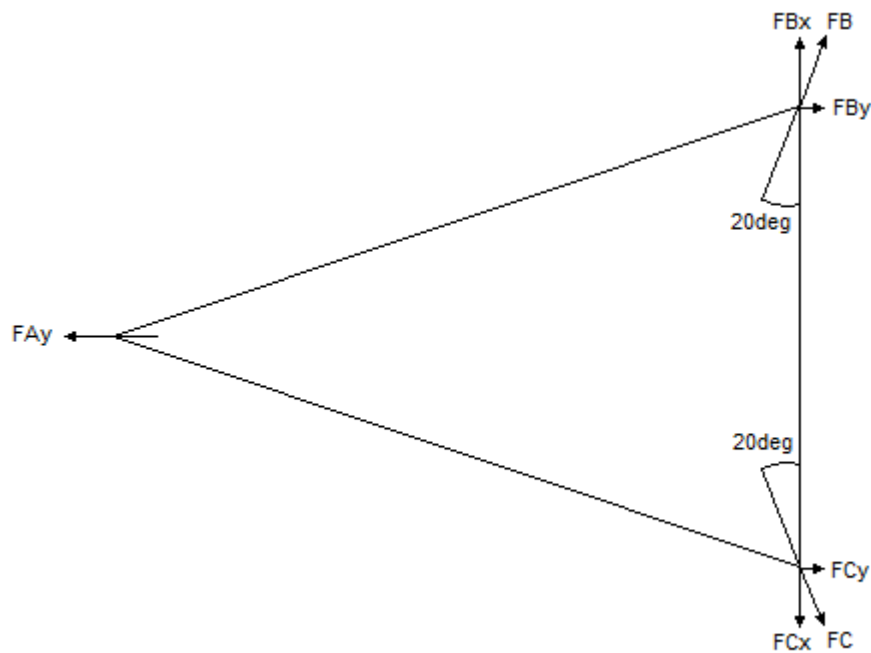
$$F_{Bx} = F_B \cdot \cos 20^\circ = 198,7 \text{ N} \cdot \cos 20^\circ = 187 \text{ N}$$

$$F_{By} = F_B \cdot \sin 20^\circ = 198,7 \text{ N} \cdot \sin 20^\circ = 68 \text{ N}$$

$$F_C = F_{CT} \cdot \sin 10,1^\circ = 1315 \text{ N} \cdot \sin 10,1^\circ = 231 \text{ N}$$

$$F_{Cx} = F_C \cdot \cos 20^\circ = 230,6 \text{ N} \cdot \cos 20^\circ = 217 \text{ N}$$

$$F_{Cy} = F_C \cdot \sin 20^\circ = 230,6 \text{ N} \cdot \sin 20^\circ = 79 \text{ N}$$



Kuva 21. Tukivoimien voimakomponenttiesitys

Tukipisteen A voimakomponentti y aiempien laskelmien perusteella:

$$F_{Ay} = F_A \cdot \sin 12,2^\circ = 2380 \text{ N} \cdot \sin 12,2^\circ = 503 \text{ N}$$

Sivuttaiskuorma kohtisuoraan tukipisteiden B ja C liikeretoja vasten yhtä tukipistettä kohti on tällöin.

$$F = \frac{F_{Ay} - F_{By} - F_{Cy}}{2} \cdot \cos 20^\circ = \frac{503N - 68N - 79N}{2} \cdot \cos 20^\circ = 167N$$

Varmuuskerroin laitevalmistajan määrittelemään rajakuormitukseen on näin ollen.

$$\frac{400N}{167N} = 2,4$$

Varmuuskertoimen voidaan katsoa olevan riittävä.

## 4 Runko

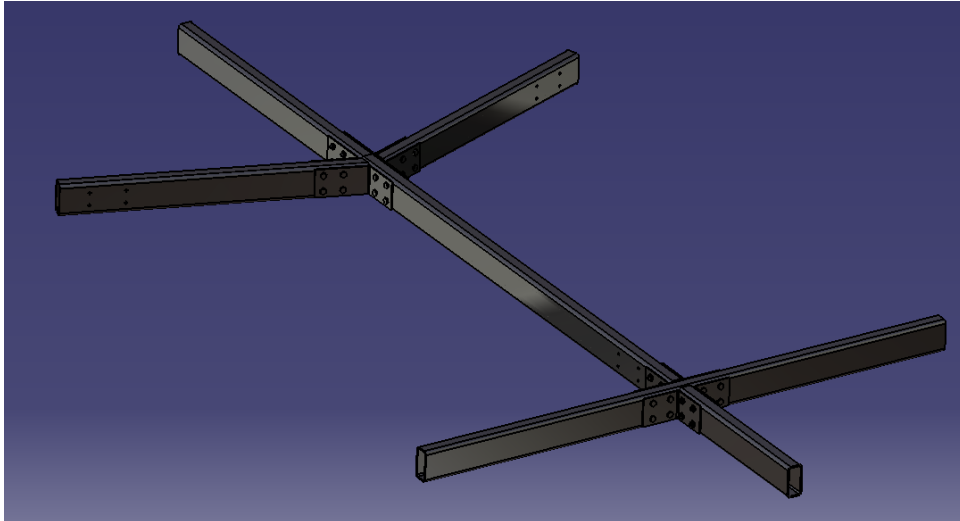
### 4.1 Vaatimukset

Rungon suunnittelun lähtökohta oli luoda liikkuvalla osalle vakaa tuki, joka voitaisiin tarvittaessa yhden henkilön toimesta purkaa ja siirtää pakettiautolla paikasta toiseen, esimerkiksi messukäyttöä ajatellen. Rungon materiaaliksi valittiin Ruukin S420MH/S355J2H - rakenneteräs, jota käytetään muun muassa siltarakenteissa, nostolaitteissa sekä erilaisten koneiden ja laitteiden kehysrakenteissa.

### 4.2 Kehityskaari

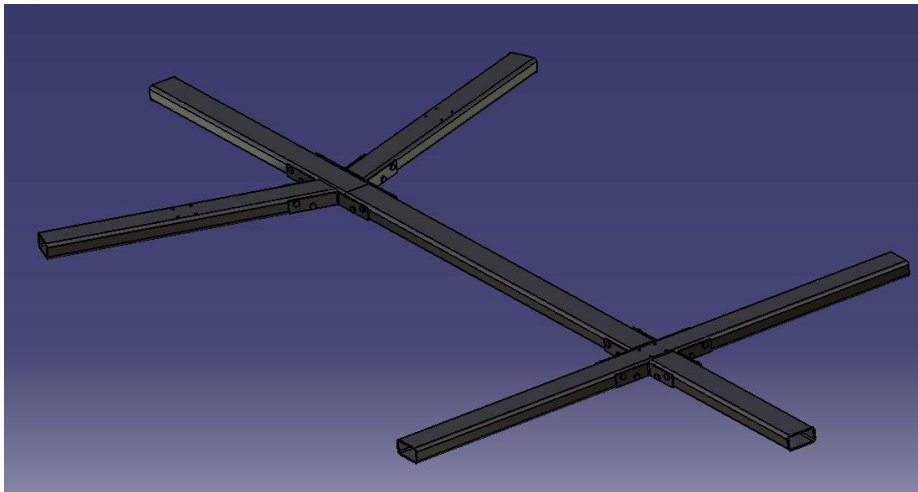
Runkorakenteen ensimmäinen iteraatio oli suorakaiteen muotoinen, hiukan liikkuvaa osaa leveämpi kehikko. Kuitenkin sitä mukaa kun toimintaperiaattetta muutettiin, muuttui myös rungon muoto ja lopputulema on ensimmäiseen versioon verrattuna sekä helpompi koota että rakenteeltaan kevyempi. Erityistä painonsäästöä ei tavoiteltu, koska rungolla on joka tapauksessa oltava jonkin verran massaa pitääkseen laitteen aloillaan nopeimpienkin liikkeiden aikana. Runkopalkin materiaali säilyi koko työn ajan samana.

Toimilaitteiden vaihdon myötä runko jouduttiin suunnittelemaan uudelleen. Sama perusidea säilyi, mutta koska kapealla sivullaan lepäävä palkki oli liian ohut sähkötoimisten sylinterien kiinnitysratkaisua varten, täytyi runko mallintaa uudemman kerran. Kuvassa 22 esillä vanha kokoonpano.



Kuva 22. Runkokokoonpano, joka suunniteltiin paineilmalihaksia varten.

Koska Feston sähkötoimisten sylinterien kiinnitys on toteutettu M8-standardipulteilla, vaivattomin tapa ratkaista kiinnitys oli tämän standardin mukaiset kierteet porattuna kiinteästi suoraan palkkiteräkseen. Kuvassa 23 uusi runkorakenne, jossa nähtävissä myös toimilaitteiden kiinnityskohdat.



Kuva 23. Valmis runkorakenne.

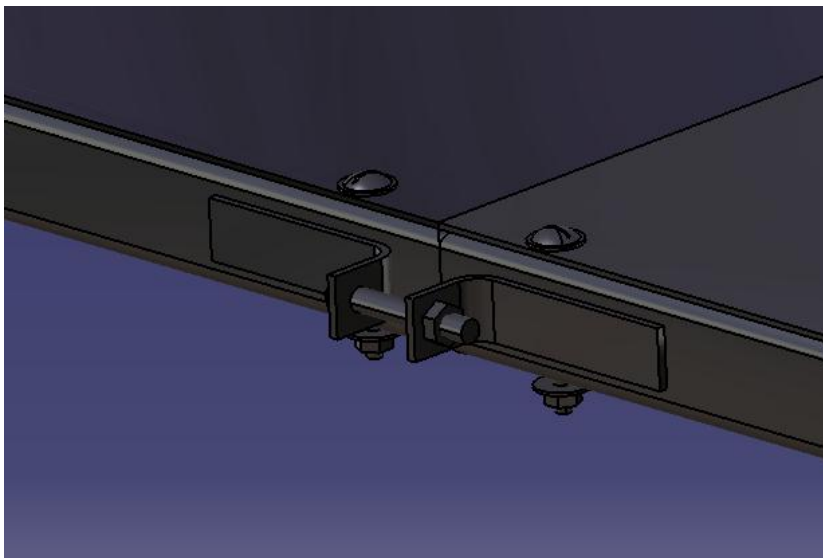
### 4.3 Lujuustekniset asiat

Erillisiä lujuuslaskelmia runkorakenteelle ei katsottu tarpeellisiksi. Koska liikkuvan osan kiihtyvyydet ovat verrattain hitaita, minkään tukipisteen tukivoima ei saavuta negatiivisia arvoja eikä runkorakenteeseen taivuttavaa voimaa kohdistavaa tilannetta tällöin pääse syntymään. Mikäli laitetta ei tueta värähtelyä vaimentavalla materiaalilla, kuten kumimatolla, on rungon pultti- ja toimilaitteiden ruuviliitosten kireys syytä aika-ajoin varmistaa.

## 5 Liikkuva osa

### 5.1 Vaatimukset

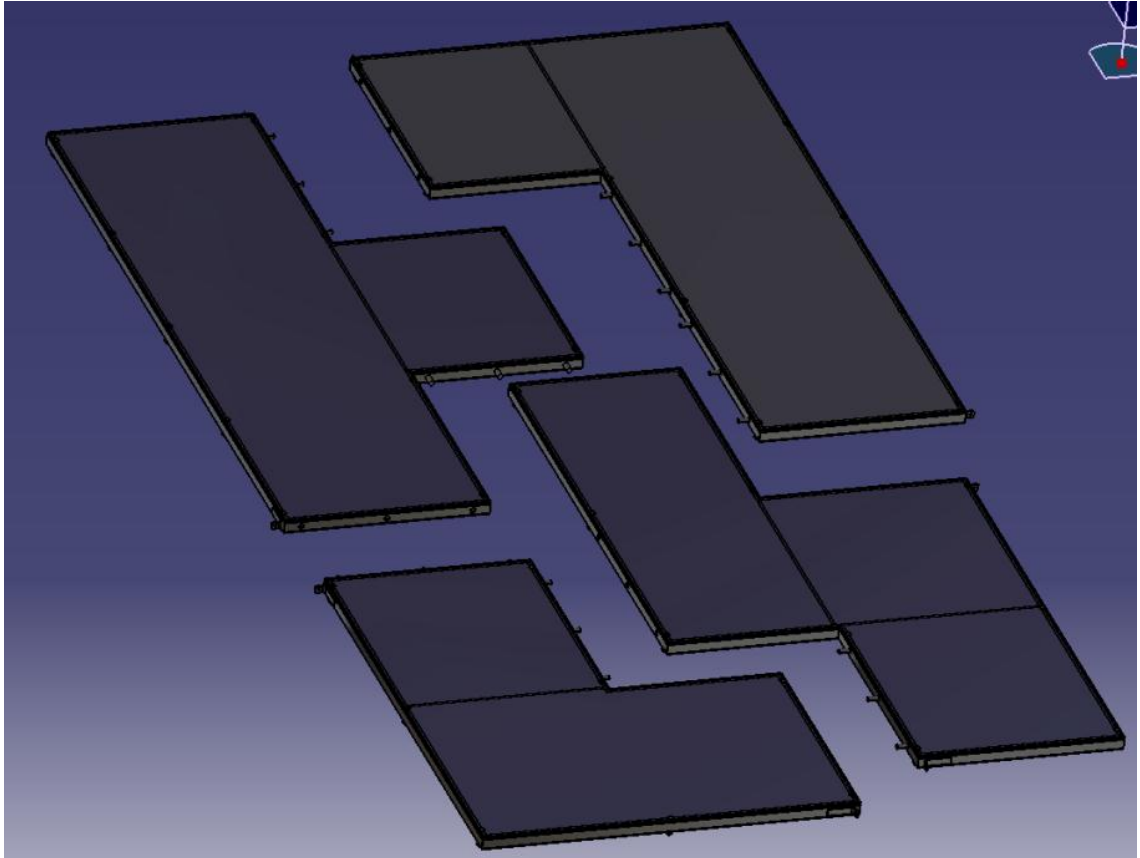
Liikkuvalla osalla asetettiin samat purku- ja kokoamisvaatimukset kuin runkorakenteellekin. Levy koostuu neljästä osasta, jotka on suunniteltu helposti irrotettaviksi ja kiinnitettäviksi. Osat kiinnittyvät toisiinsa tappien avulla ja ankkurointi tapahtuu jokaisen sivuliitoksen kohdalla olevalla pulttiliitoksella. Tämä on nähtävillä kuvasta 24. Koko rakenteen simuloitu massa on noin 87 kg, joten alkuperäinen alle 50 kg:n tavoite jäi ikävä kyllä saavuttamatta. Tukia jouduttiin lisäämään sekä rakenteellisen jäykkyyden että kiinnitysratkaisujen vuoksi.



Kuva 24. Liitoskohdan kiristysliitos.



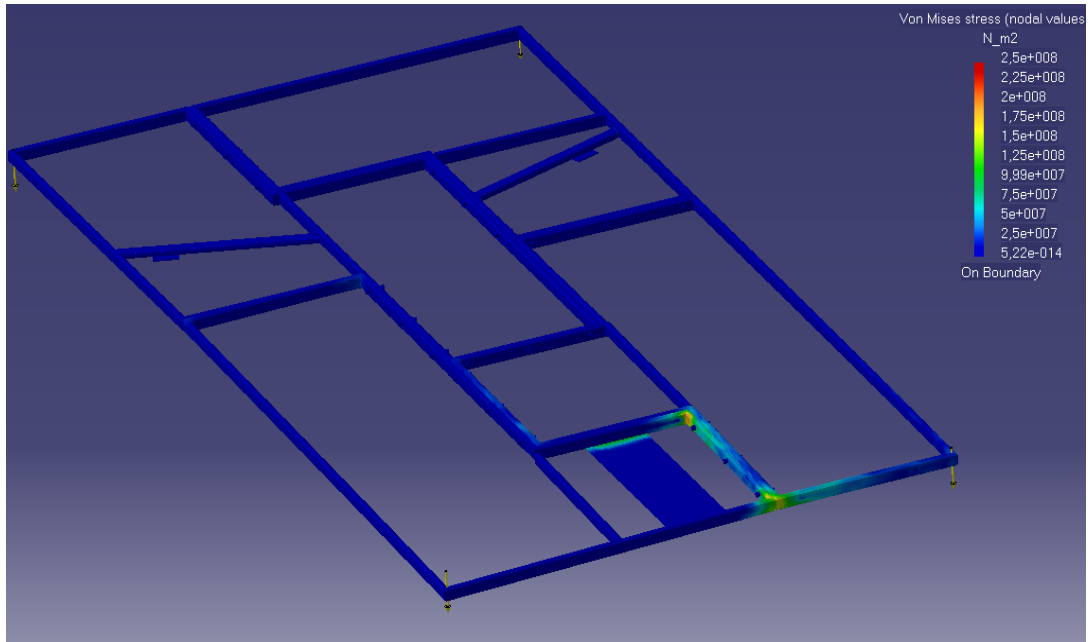
Alumiinirakenne olisi varmasti huomattavasti kevyempi, mutta tällöinkin kiinnitystappien materiaalin haluttiin kestävyysyistä olevan teräs. Näin ollen niiden kiinnitys alumiinikehikkoon ei onnistuisi hitsaamalla. Pintalevyjen materiaaliksi valittiin painonsäästön vuoksi alumiini ja kiinnitysratkaisuksi kehikkoprofiilin molemmilta puolilta kiristettävä pultiliitos. Alustalevy purettuna kuvassa 25.



Kuva 25. Liikkuva osa kuljetustilassa.

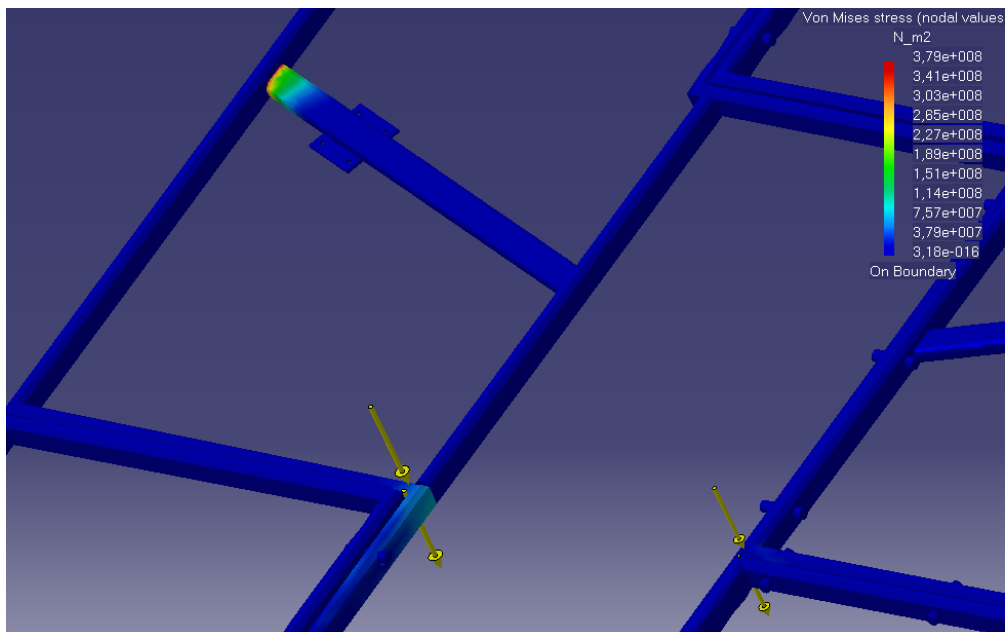
## 5.2 Lujuustekniset asiat

Rakenteen materiaaliksi on valittiin Ruukin Double Grade S420MH / S355J2H, jonka myötöraja on  $420 \text{ N/mm}^2$ . Liikkuvan osan lujuuslaskut suoritettiin Catia V5R20 -ohjelmiston Generative Structural Analysis -ominaisuuden avulla. Ensimmäisessä testissä rakenne ankkuroitiin paikoilleen tukipisteiden kiinnityskohdista ja jokaiseen äärikulmaan sijoitettiin 500 N:n pistemäinen, alaspäin kohdistuva voima, kuten kuvasta 26 on havaittavissa. Suurin jännitys oli tässä vaiheessa 250 N neliömillimetriä kohden.



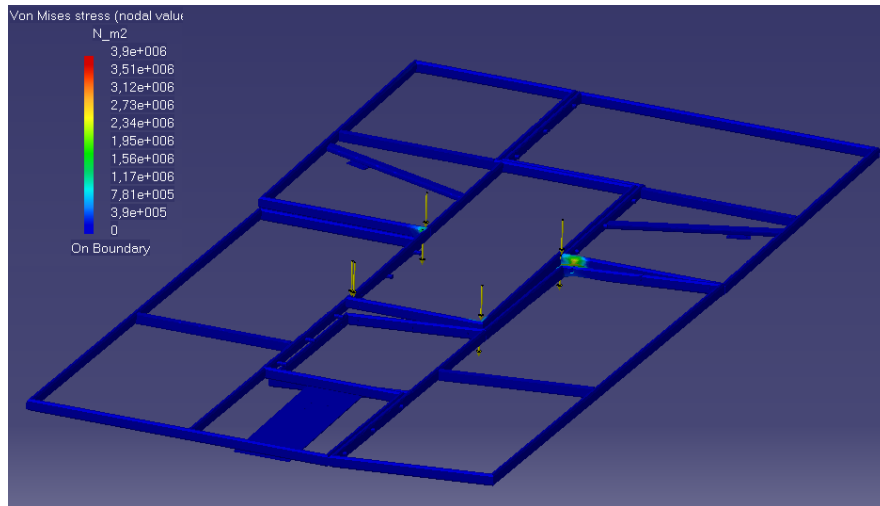
Kuva 26. Ensimmäisen laskelman tulokset.

Toisessa rasitustestissä rakenne sidottiin paikalleen samalla tavalla ja alustan keskiosaan sijoitettiin samansuuruiset, pistemäiset 500 N alaspäin vaikuttavat voimat. Tulokset olivat mielenkiintoisia. Kuten kuvasta 27 ilmenee, tässä vaiheesta löytyi ilmeinen heikkous.



Kuva 27. Tukipisteen vieressä maksimijännitys noin  $380 \text{ N/mm}^2$ .

Tämän jälkeen rakenteeseen lisättiin neljä lisätukea, joista kaksi selkeästi heikkojen tukipisteiden välittömään läheisyyteen. Seuraavassa simulaatiossa samoilla parametreilla suurin jännitys laski lukemaan  $39 \text{ N/mm}^2$ . Rakenteen voidaan näin ollen todeta kestävän rasitukset korjausten jälkeen hyvin, kuten kuvasta 28 on havaittavissa.



Kuva 28. Vahvistettu rakenne.

Liikkuvan osan varmuuskerroin myötörajan suhteen on näin ollen enemmän kuin riittävä.

$$\frac{420 \text{ N/mm}^2}{39 \text{ N/mm}^2} = 10,77$$

## 6 Laiteturvallisuus

Mikäli liikealusta sijoitetaan ahtaaseen tilaan, on pidettävä huoli, ettei laitteen sivuilla liiku henkilöitä sen ollessa toiminnassa. Alustan liikkeessä kuljettajan ja hoitajan tulee olla omilla paikoillaan, mieluiten turvavöissä. Kiihtyvyydet ja liikenopeudet eivät ole vaarallisen suuria, mutta alustalla seisova henkilö voi yllättävän liikkeen sattuessa menettää tasapainonsa ja kaatua tai pudota lattialle. Lineaaritoimilaitteiden sähkömoottorit on varustettu jarrulla, joten sähkökatkon sattuessa alustan liike pysähtyy välittömästi. Alustalle nousemiseen on suositeltavaa käyttää apuna tukevaa koroketta.

## 7 Johtopäätökset

On ilmeistä, että tämän kokoluokan liikealustan toteuttaminen vaatii erittäin huolella punnittuja suunnitteluratkaisuja ja laajaa tietämystä aiheesta. Paineilmakäyttöisiä laitteita on kuitenkin myös toteutettu hyvällä menestyksellä, joskin pienemmissä, vain yhden henkilön kantavissa laitteissa.

Tässä tapauksessa alkuperäinen toimilaittevalinta oli kuitenkin suuri virhe. Vielä suurempi virhe oli yrittää sitkeästi jatkaa sellaisen konseptin parissa, jolla ei ollut selkeitä toteuttamisen mahdollisuuksia. Ennakkoperehtyminen jäi myös liian vähälle, ja se vaikutti suunnittelun kulkuun negatiivisesti pitkän aikaa. Mekaniikkasuunnittelulle asetetut aikarajat jäivät kauas taakse, mutta ratkaisujen hakeminen samoihin perustavaa laatua oleviin ongelmiin jatkui aina vain. Päätös sähköisiin toimilaitteisiin vaihtamisesta olisi pitänyt tehdä huomattavasti aikaisemmin.

Läheskään kaikkiin suunnittelutavoitteisiin ei päästy, mikä on työhön kulutettuun aikamäärään nähden sääli. Kallistustavoitteet jäivät toteutumatta, eikä alkuperäinen kustannusarvio anna toimilaitteiden vaihtamisen vuoksi oikeaa kuvaa laitteen toteutuskustannuksista. Toisaalta sähkötoimilaitteilla toteutettava liike antaa paremmat mahdollisuudet nopeiden ajotilan muutosten ja tienpinnan epätasaisuuksien simulointiin. Ambulanssin ajo-ominaisuuksista johtuen sen transiititilat kaarreajo-tilanteissa ovat verrattain hitaita, joten sähkösylinterien kaltaisten nopeasti reagoivien toimilaitteiden avulla liiketilojen simuloinnin voidaan olettaa onnistuvan suhteellisen vaivattomasti.

Työn tekemisen ohessa ilmeineistä henkilökohtaisista kehittämiskohteista mainittakoon projektin kokonaistilan hahmottamisen lisäksi systemaattinen ennakkotiedon kerääminen ja tarkka ennakkosuunnittelu. Suunnittelutyön alkuvaiheessa täytyy kiinnittää huomattavasti enemmän huomiota pieniin teknisiin yksityiskohtiin, jotka voivat muodostua kompastuskiviksi prosessin edetessä, mikäli näihin ei ole osattu varautua. Suunnittelun aikataulun pettäminen oli suoraa seurausta ensimmäisten työvaiheiden heikosta toteutuksesta.

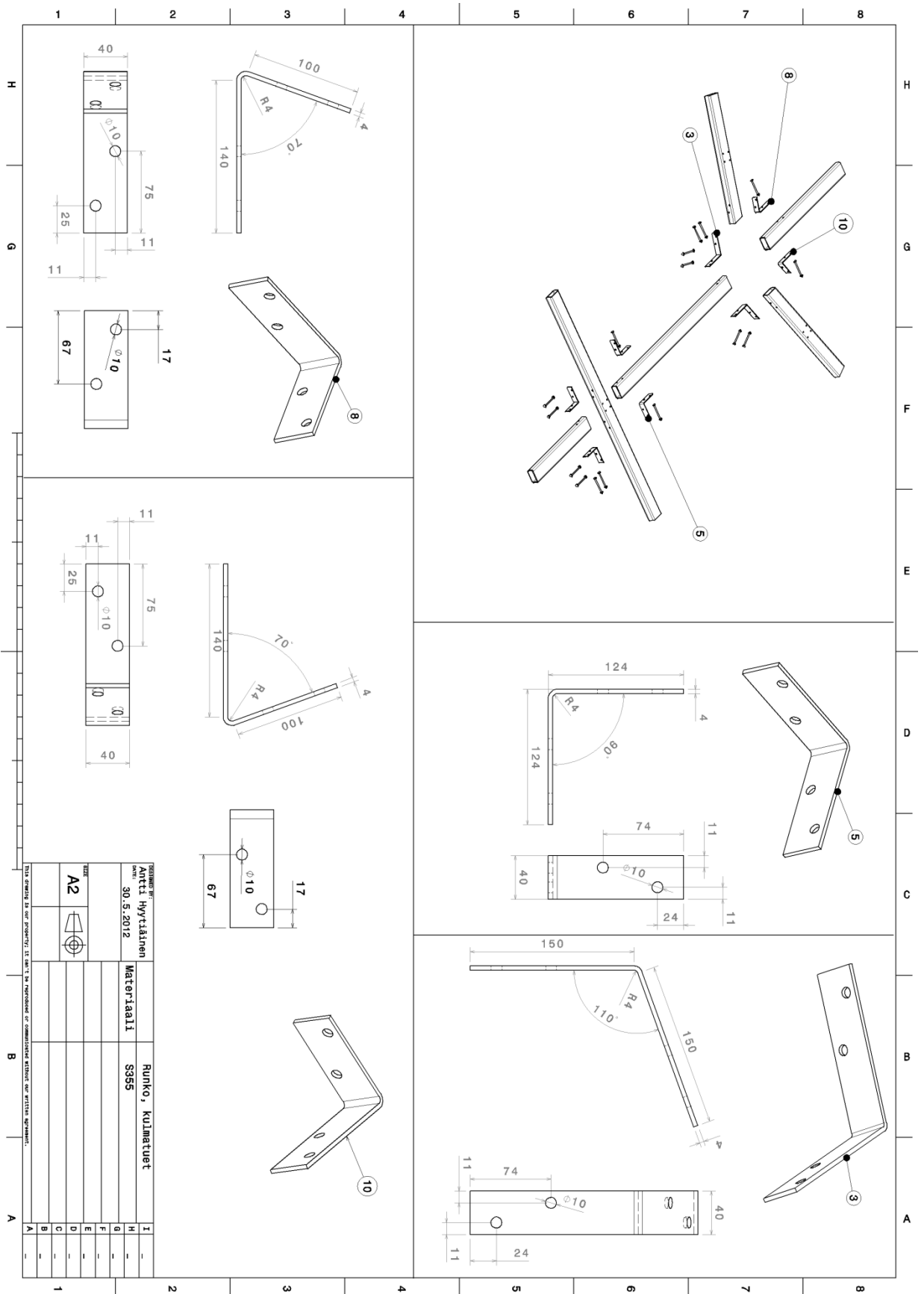
## **8 Lopuksi**

Erityiskiitokset insinööriyön valvojalle Pasi Oikariselle, jonka kärsivällisyyttä asian suhteen ei voine liikaa korostaa. Kiitokset kuuluvat ilman muuta myös Tea Savolalle ja Jonita Marteliukselle tiukan aikataulun puitteissa tehdystä tarkastustyöstä. Festo OY:n avulias väki ansaitsee myös kiitoksen sanan.

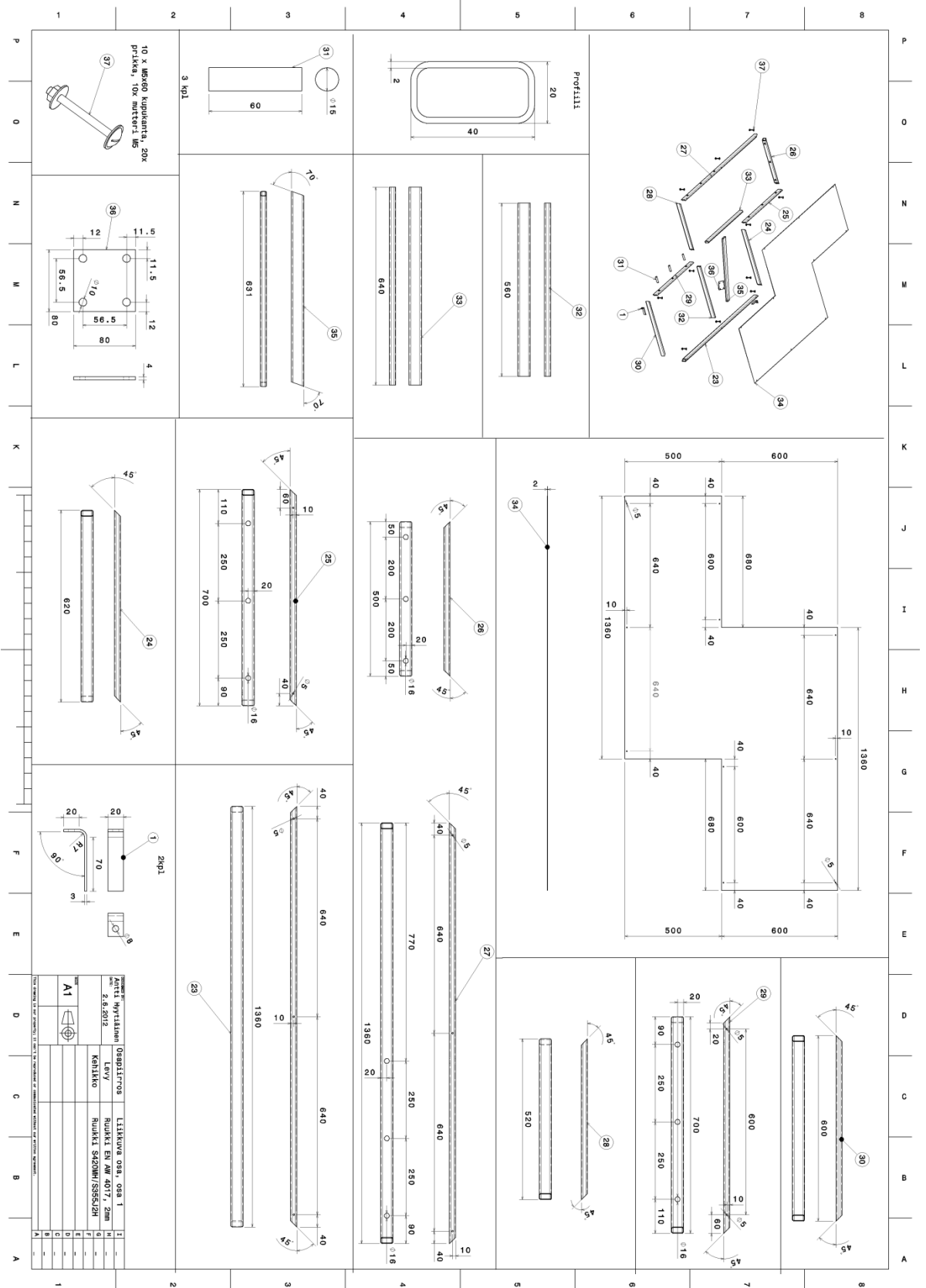
## Lähteet

- (1) Festo tekninen Festo tekninen asiakirja. 2012/05. Verkkodokumentti.  
<[http://xdki.festo.com/xdki/data/doc\\_ENGB/PDF/EN/DMSP-MAS\\_EN.PDF](http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_ENGB/PDF/EN/DMSP-MAS_EN.PDF)>
- (2) Festo tuoteanimaatio. Verkkodokumentti. Function, Anti twist device.  
<[http://www.festo.com/animationen/dnce\\_en/](http://www.festo.com/animationen/dnce_en/)>
- (3) Festo sähkötoimilaitteiden mitoitusohjelmisto. Versio 2.0.9. Tallennuslinkki verkossa:  
<[http://www.festo.com/net/fi\\_fi/SupportPortal/Downloads/9786/195613/Setup%20PositioningDrivesV2.0.9.exe](http://www.festo.com/net/fi_fi/SupportPortal/Downloads/9786/195613/Setup%20PositioningDrivesV2.0.9.exe)>
- (4) Festo tuoteanimaatio. Verkkodokumentti. Function, Sectional view u-shaped.  
<[http://www.festo.com/animationen/dnce\\_en/](http://www.festo.com/animationen/dnce_en/)>
- (5) Festo tekninen asiakirja. 2012/10. Verkkodokumentti.  
<[https://www.festo.com/cat/fi\\_fi/data/doc\\_engb/PDF/EN/DNCE\\_EN.PDF](https://www.festo.com/cat/fi_fi/data/doc_engb/PDF/EN/DNCE_EN.PDF)>
- (6) Festo tekninen asiakirja. 2010/11. Verkkodokumentti.  
<[http://xdki.festo.com/xdki/data/doc\\_ENGB/PDF/EN/FEN-FENG\\_EN.PDF](http://xdki.festo.com/xdki/data/doc_ENGB/PDF/EN/FEN-FENG_EN.PDF)>
- (7) Internetix opinnot. Verkkodokumentti. Fysiikka.  
<<http://materiaalit.internetix.fi/fi/opintojaksot/5luonnontieteet/fysiikka/fysiikka3/massakeskipiste>>
- (8) Bauer, H. & Dietsche, K.H. & Crepin.J & Dinkler.F. 2002. Robert Bosch GmbH. Bosch autoteknillinen taskukirja
- (9) Suvanto, K. Tekniikan Fysiikka 1. 2005. Edita Prisma Oy Helsinki.





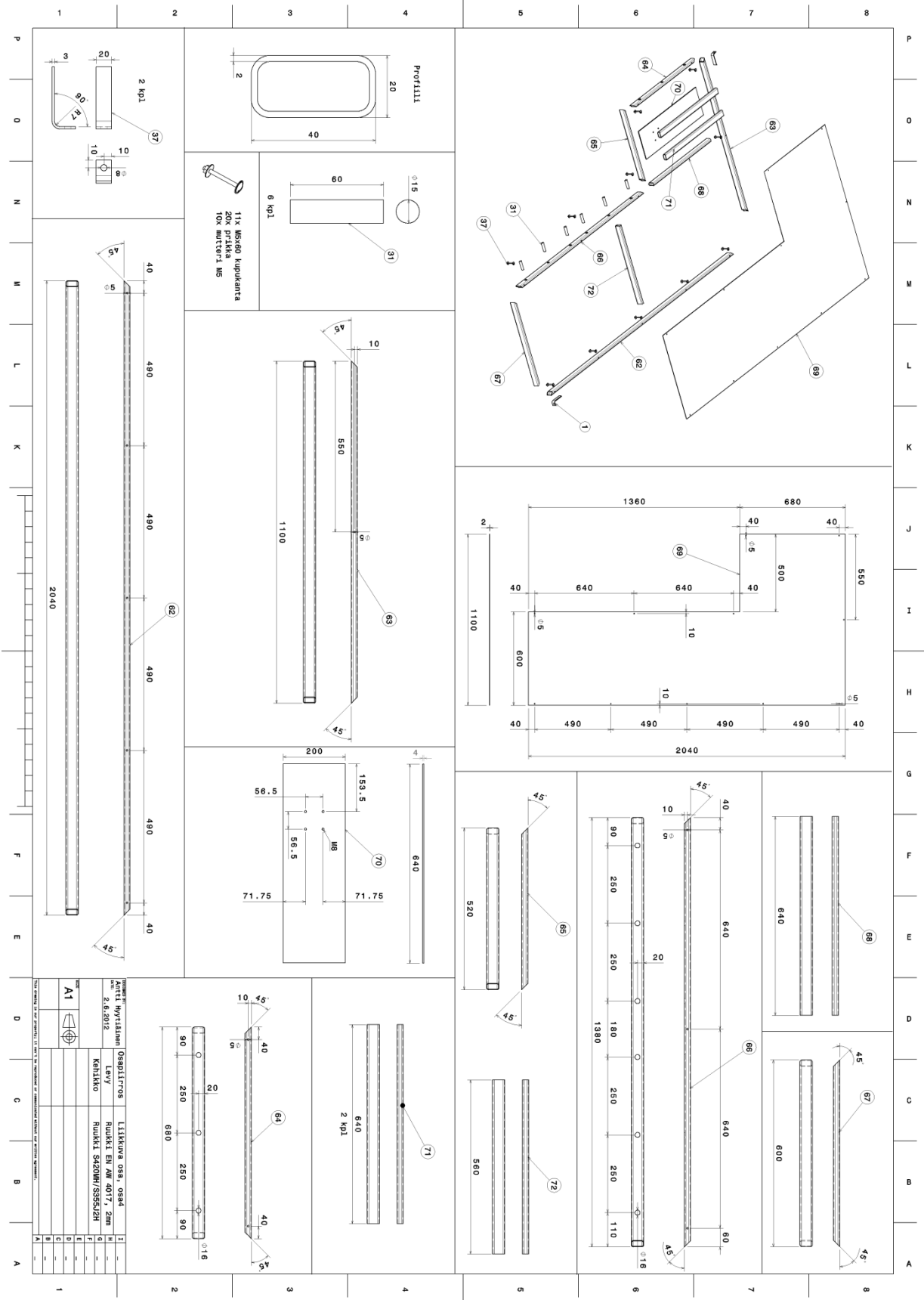






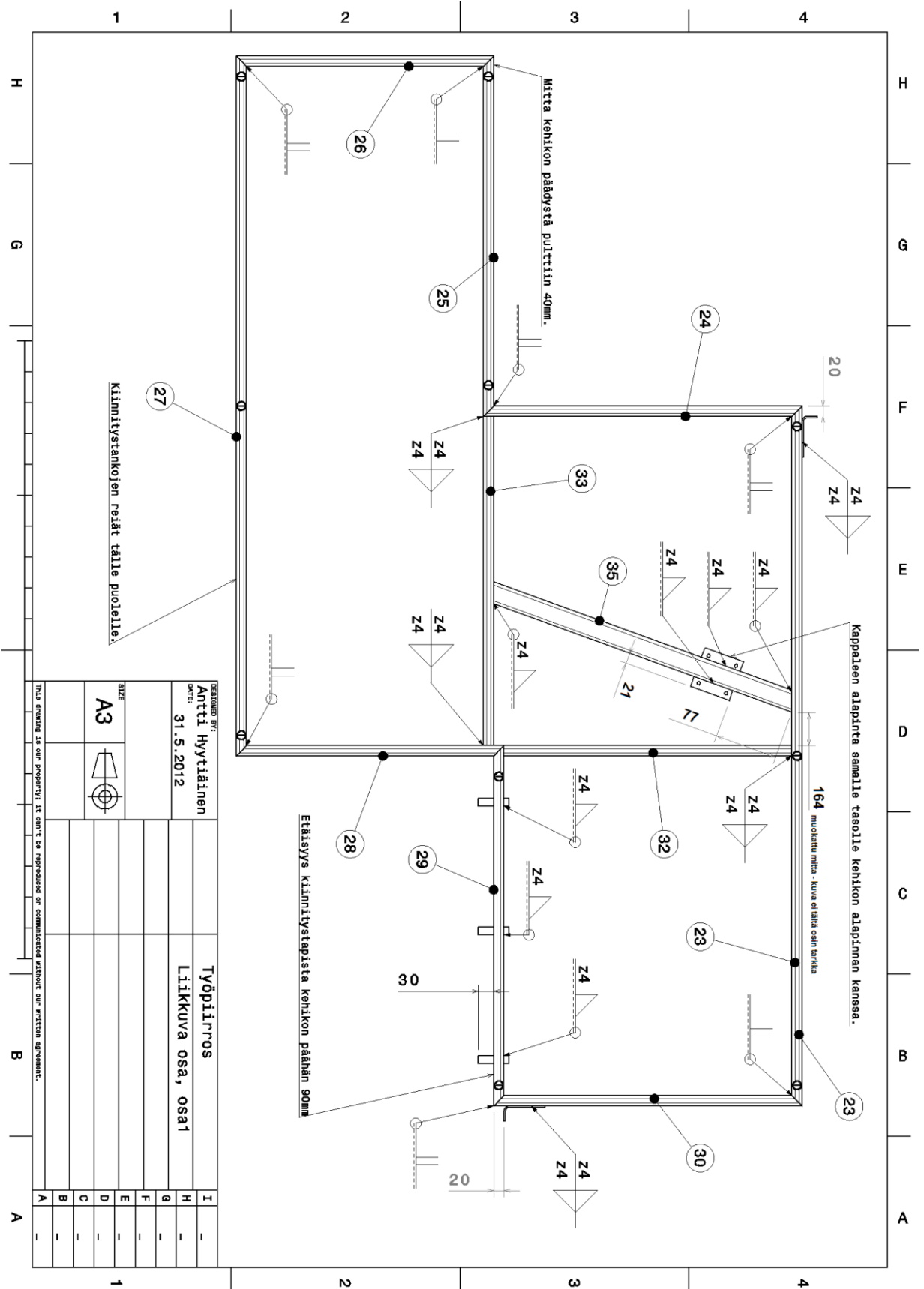


Tekninen piirros, alusta osa 4  
6 (11)



LEIKKIJÄSEN

Keskitt. Hyvästiäminen		LEIKKIJÄSEN OSA OSA4	
Alkuperäinen	2.6.2012	Huikka EU AM 4017-20M	L
Kehittäminen		Huikka SAK/MH/SS/SS/20M	G
			F
			E
			D
			C
			B
			A
A1			1



Kiinnitystankojen reiät tälle puolelle.

KIRJAIMET Antti Hyttäinen päivä: 31.5.2012		Työpiirros Liikkuva osa, osa1	
TITTELIT A3	KUVAT 		
This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.			

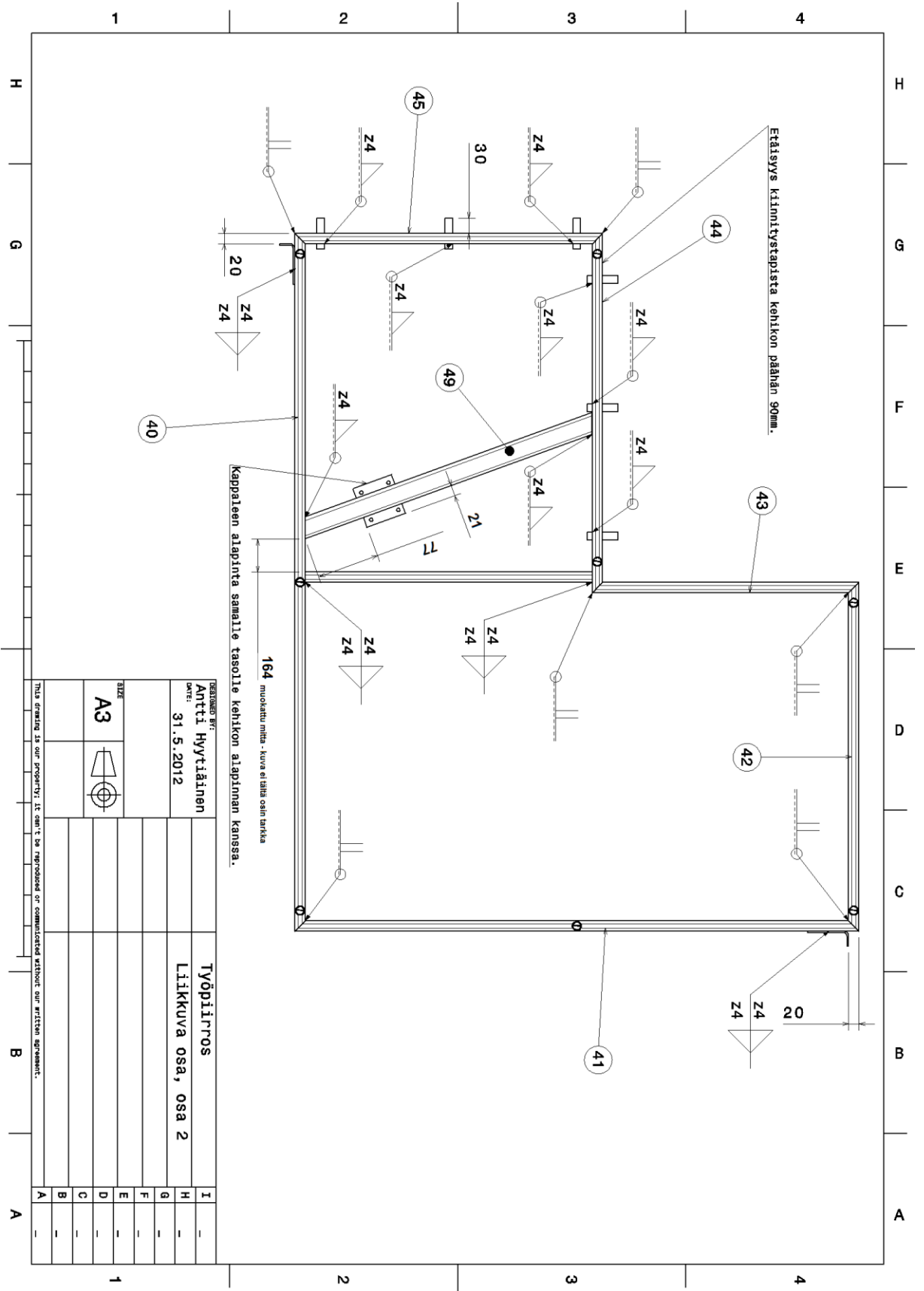
1 2 3 4 H G F E D C B A

1

2

3

4

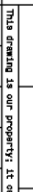


DESIGNED BY:  
Antti Hyttiäinen  
DATE: 31.5.2012

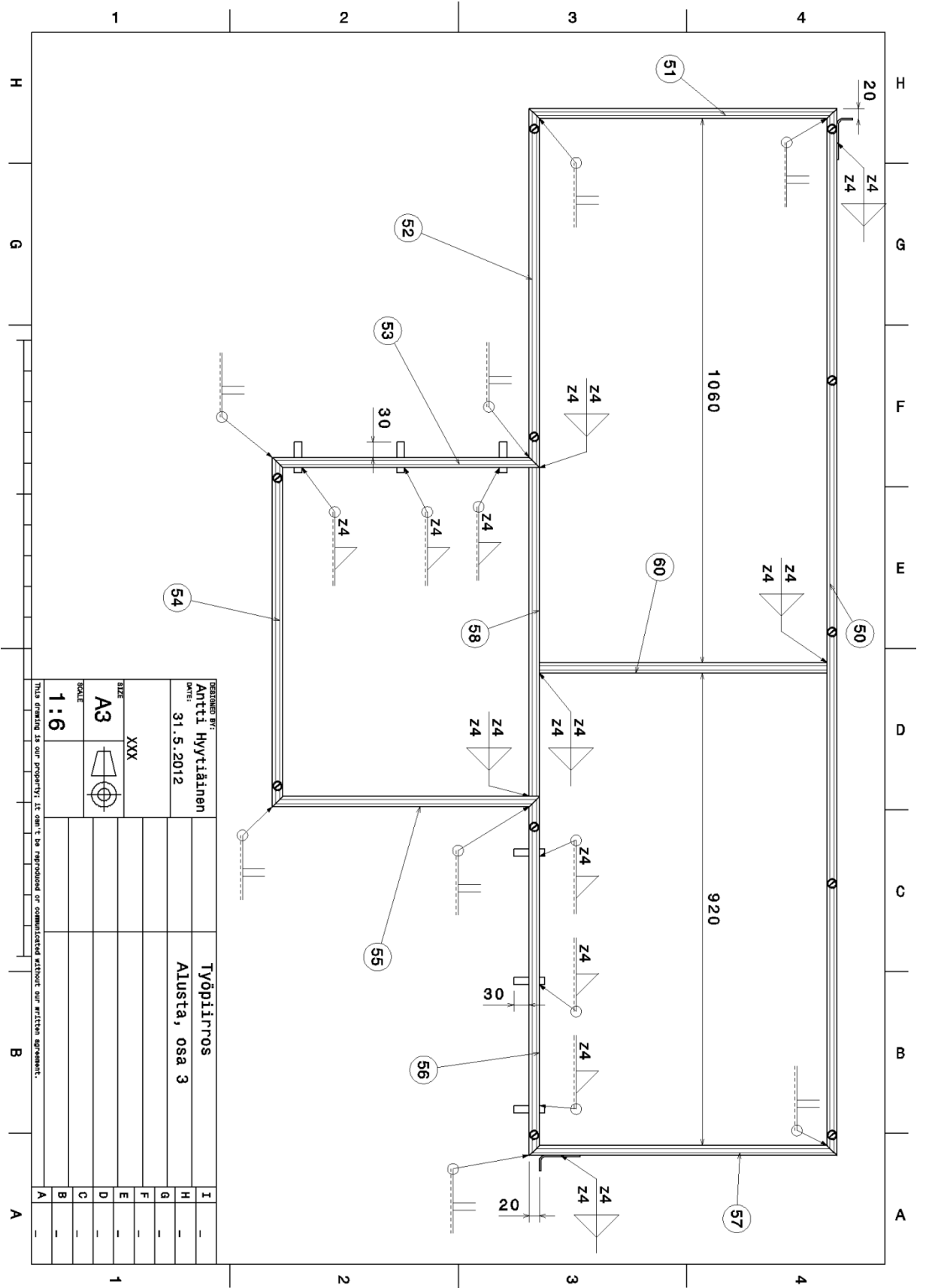
TYÖPIIRROS  
Liikkuva osa, osa 2


I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

SIZE: A3

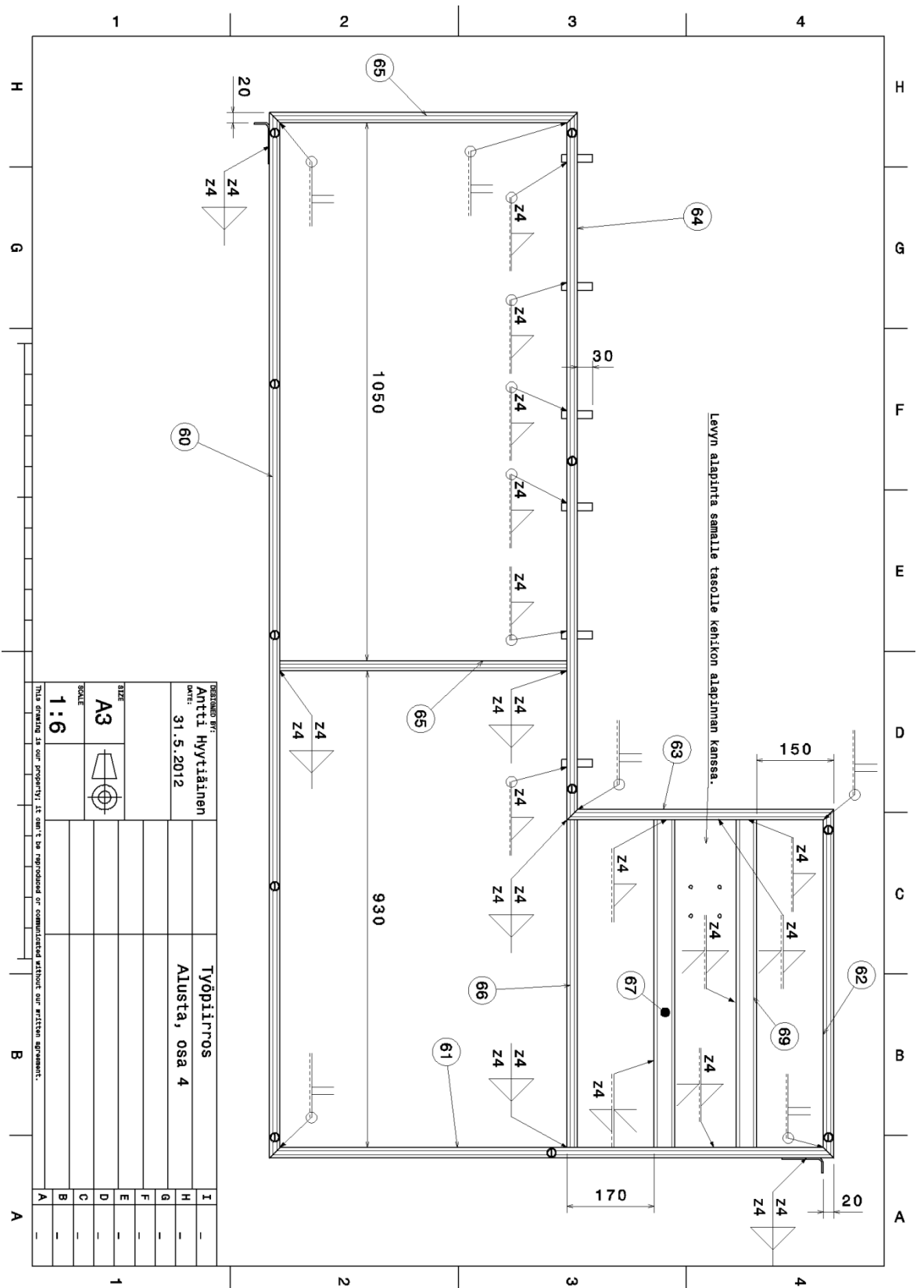


This drawing is our property. It can't be reproduced or commercialized without our written agreement.

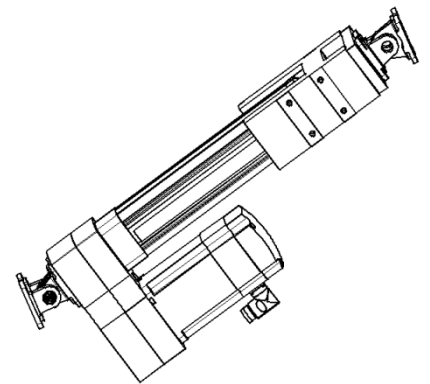
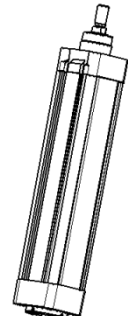
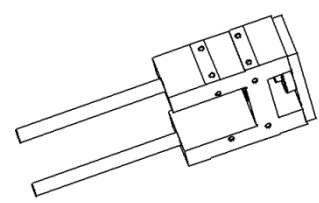
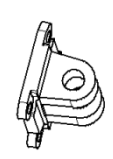
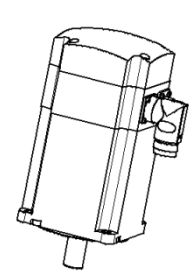
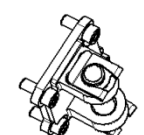
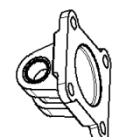
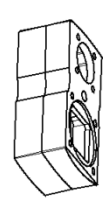



DESIGNED BY: <b>Antti Hyttiäinen</b>		DRAWING NO: <b>Alusta, osa 3</b>	
DATE: <b>31.5.2012</b>			
SCALE: <b>1:6</b>	TYPE: <b>XXX</b>		
			
THIS DRAWING IS OUR PROPERTY. IT CAN'T BE REPRODUCED OR COMMUNICATED WITHOUT OUR WRITTEN AGREEMENT.			

I	
H	
G	
F	
E	
D	
C	
B	
A	





<p>4</p>  <p>Isometric View Scale: 1:6</p>	<p>DNCE-63-200-BS-10P-Q tuotenumero 543139 / 3kpl</p> 	<p>FENG-63-200 tuotenumero 34484 3kpl</p> 	<p>SNC-63 tuotenumero 174386 3kpl</p> 
<p>3</p> <p>Ohjainlaite CMMP-AS-C5-3A tuotenumero 550042 / 3kpl Virtakaapeli NEBM-M23G6-E-5-N-LE7 tuotenumero 550310 / 3kpl Enkoderin kaapeli NEBM-M12W8-E-5-N-S1G15 tuotenumero 550318 / 3kpl Pilot line NEBC-S1G25-K-2.5N-LE26 tuotenumero 552254 / 3kpl M8 mutteri 8kpl</p>	<p>EMMS-AS-100-S-HS-RSB tuotenumero 550124 / 3kpl</p> 	<p>SNCB-63, tuotenumero 174393 / 3kpl</p> 	<p>SNCL-63 tuotenumero 174407 3kpl</p> 
<p>2</p> <p>EAMM-U-110-D60-100A-120 tuotenumero 1202436 3kpl</p> 	<p>Antti Hyttiaänen siv. 6.11.2012</p>	<p>Festo Servokokoonpano</p>	<p>1</p>
<p>1</p>	<p>SIZE A3</p> 	<p>XXX XXX</p>	<p>I H G F E D C B A</p>

This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.