

LUT-YLIOPISTO
LUT School of Energy Systems
LUT Kone

Juho Pekkanen

**MONIKAPPALESIMULOINTI MATERIAALINKÄSITTELYKONEEN
VAKAVUUSTARKASTELUSSA**

9.6.2020

Tarkastajat Professori Aki Mikkola
TkT Kimmo Kerkkänen
DI Simo Huttunen

TIIVISTELMÄ

LUT-Yliopisto
LUT Energiajärjestelmät
LUT Kone

Juho Pekkanen

MONIKAPPALESIMULOINTI MATERIAALINKÄSITTELYKONEEN VAKAVUUSTARKASTELUSSA

Diplomityö

2020

67 sivua, 30 kuvaa, 9 taulukkoa ja 1 liite

Tarkastajat: Professori Aki Mikkola
Tkt Kimmo Kerkkänen
DI Simo Huttunen

Hakusanat: simulointi, monikappalesysteemi, monikappalesimulointi, monikappaledynamiikka, vakavuustarkastelu, materiaalinkäsittelykone

Tässä diplomityössä selvitettiin monikappalesimuloinnin mahdollisuuksia materiaalinkäsittelykoneen vakavuuslaskennassa. Työ toteutettiin suunnittelemalla ja luomalla vakavuuslaskentaan soveltuva materiaalikäsittelykoneen simulointimalli. Keskeinen vaatimus simulointimallille oli parametrisuus eli toiminto, jolla kokoonpanon määrittelevät parametrit ovat vaihdettavissa yksinkertaisilla toimenpiteillä.

Simulointimalli luotiin Mevea Simulation Software -ohjelmistolla, joka on kaupallinen monikappalesysteemien dynamiikan simuloimiseen kehitetty ohjelmisto. Systemi mallinnettiin jäykkien kineettisten kappaleiden kokoonpanona. Parametrien muokkaus tehtiin mahdolliseksi kehittämällä taulukkomuotoinen parametrikirjasto ja sille yksinkertainen käyttöliittymä. Parametrien uudelleen kirjoitettavuus simulointimallin määrittelevään tiedostoon toteutettiin Python-ohjelmalla.

Simulointimallilla laskettiin kahden eri kokoonpanon nostorajoja staattisessa tilanteessa ilman varmuuskertoimia ja vertailtiin tuloksia kohdeyrityksen käytössä olevan laskentatyökalun tuloksiin. Tuloksissa havaittiin pieniä eroja, mutta kaikki tulokset olivat lähellä vertailuarvoa. Simulointimallilla tutkittiin myös yksinkertaista dynaamista tilannetta eri kuormilla ja eri puomien asennoilla. Dynaamisen kuormituksen osuus kokonaiskuormituksesta osoittautui vaihtelevaksi eri tapausten välillä.

ABSTRACT

LUT University
LUT School of Energy Systems
LUT Mechanical Engineering

Juho Pekkanen

MULTIBODY SIMULATION IN MATERIAL HANDLING MACHINE STABILITY ANALYSIS

Master's thesis

2020

67 pages, 30 figures, 9 tables and 1 appendix

Examiners: Professor Aki Mikkola
D.Sc (Tech) Kimmo Kerkkänen
M. Sc. (Tech.) Simo Huttunen

Keywords: simulation, multibody system, multibody system dynamics, stability analysis, material handling machine

This master's thesis presents possibilities of multibody simulation in stability analysis of a material handling machine. The study was implemented by designing and building a simulation model of a material handling machine suitable exclusively for stability analysis. A significant requirement for the model was a function enabling change of machine assembly defining parameters in a simple manner.

The simulation model was build using Mevea Simulation Software which is a commercial platform for modelling and simulating multibody system dynamics. The model was built as rigid kinetic bodies. A simple parameter library and a user interface was formulated for the parametrization of the model. Parameter rewriting to a simulation model file was implemented using a Python script.

Safety weight limits of two different machines were calculated using the simulation model and results were compared to values produced with the original load chart calculation tool in use. Minor differences appeared in the results, but all calculated values were close to the reference value. The simulation model was also used to analyze a simple dynamic situation under different loading cases in different body orientations. Percentage of this dynamic loading in total loading proved to be varying between different cases.

ALKUSANAT

Diplomityö tehtiin Mantsinen Groupin toimeksiannosta. Haluan kiittää tuotekehitysjohtaja Simo Huovista tämän haastavan ja mielenkiintoisen toimeksiannon myöntämisestä ja myynnintukipäällikkö Pekka Gröhniä aiheeseen ja ongelmaan perehdyttämisestä. Yrityksessä työni ohjaajana toimi DI Simo Huttunen. Yliopiston puolesta työni ohjaajina olivat professori Aki Mikkola ja TkT Kimmo Kerkkänen. Ohjaajiani haluan kiittää aktiivisesta toiminnasta ja arvokkaista neuvoista. Ilman heidän antamaa säännöllistä palautetta en olisi voinut saavuttaa työlleni vastaavaa tasoa. Työtovereilleni ja opiskelutovereilleni haluan osoittaa kiitoksen vertaistuesta, neuvoista ja kannustuksesta. Lopuksi haluan vielä esittää kiitoksen perheelleni, joka on tukenut ja kannustanut minua aktiivisesti koko opiskeluni ajan.

Juho Pekkanen

Joensuussa 9.6.2020

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ

ABSTRACT

ALKUSANAT

SISÄLLYSLUETTELO

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

1	JOHDANTO	9
1.1	Työn tausta.....	11
1.2	Työn tavoitteet	13
1.3	Vaatimukset ja rajaus	14
2	VAKAVUUDEN MÄÄRITTÄMINEN	16
2.1	Jäykän kappaleen staattinen tasapaino.....	17
2.2	Käytössä oleva vakavuuslaskennan menetelmä	20
2.3	EN-standardien mukainen vakavuuden määritelmä	24
2.3.1	EN-standardien mukaiset kuormitukset.....	24
2.3.2	Kuormitusyhdistelmät.....	26
2.3.3	Rajatilamenetelmä	27
2.3.4	Esimerkki kuormitusyhdistelmän laskentamenetelmästä	28
2.4	FEM-standardin osoittama vakavuustarkastelu	30
2.5	Dynaaminen analyysi.....	31
2.5.1	Monikappalesysteemi	32
2.5.2	Monikappaledynamiikka	34
2.5.3	Kappaleen massa ja hitaus	35
3	PARAMETRISEN SIMULOINTIMALLIN MUODOSTAMINEN	36
3.1	Käytetty ohjelmisto.....	36
3.2	Simulointimenetelmän verifiointi ja validointi.....	37
3.3	Materiaalinkäsittelykoneen simulointimallin rakentaminen.....	41
3.3.1	Kappaleiden määrittely	43
3.3.2	Rajoitteet	44
3.3.3	Grafiikka	47
3.4	Simulointimallin parametrisointi	47

3.4.1	Parametrisointi käytössä olevan laskentatyökalun avulla.....	48
3.4.2	Parametrikirjasto	49
3.5	Kuormitusten simulointi	50
3.6	Simulointimallin käyttö	51
3.7	Simulointimallilla tehdyt mittaukset.....	52
4	TULOKSET	54
4.1	Nostorajalaskenta.....	54
4.2	Tukivoimien vertailu staattisen ja dynaamisen kuorman vaikutuksen alaisena ..	57
5	TULOSTEN ANALYSOINTI	61
6	JOHTOPÄÄTÖKSET	63
	LÄHTEET	66
	LIITTEET	

LIITE I: Puominostimeen kohdistuvien normaalivoimien ja jousivoiman laskenta.

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

a	Partikkelin kiihtyvyys
b	Vaimennuskerroin
F	Partikkeliin kohdistuva ulkoinen voima
F_d	Käyttövoimien kiihtyvyyksistä aiheutuva ekvivalentti kuormitus
F_j	Yksittäiseen nosturin osaan j kohdistuva kokonaisvoima
F_k	Jousivoima
$F_{s,i}$	Siirtymien avulla määritettävä kuormitus i
F_X	X-akselin suuntainen voimakomponentti
F_Y	Y-akselin suuntainen voimakomponentti
$f_{ed,j}$	Edullisen osan j ominaiskuorma
$f_{ep,j}$	Epäedullisen osan j ominaiskuorma
f_j	Yksittäisen nosturin osan j ominaiskuorma
D	Hitausvoiman huomioonottava osavarmuuskerroin
G	Painovoima
g	Putoamiskiihtyvyys
I	Inertiatensori
I_{ii}	Inertiatensorin diagonaalinen elementti
I_{ij}	Inertiatensorin epädiagonaalinen elementti
k	Jousivakio
M	Momentti
$M^{(T)}$	Pisteeseen T vaikuttava momentti
$M_{ed}^{(T)}$	Vakavuuden kannalta edullinen momentti pisteessä T
$M_{ed,st}^{(T)}$	Vakavuuden kannalta edullinen standardin mukaiset dynaamiset kertoimet sekä osavarmuuskertoimet sisältävä momentti pisteessä T
$M_{ep}^{(T)}$	Vakavuuden kannalta epäedullinen momentti
$M_{ep,st}^{(T)}$	Vakavuuden kannalta epäedullinen standardin mukaiset dynaamiset kertoimet sekä osavarmuuskertoimet sisältävä momentti pisteessä T
$M_{\Sigma m}^{(T)}$	Kaatumislinjalla vaikuttava osien massojen aiheuttama momentti
m	Partikkelin massa
$m_{ed,j}$	Edullisen osan j massa

$m_{ep,j}$	Epäedullisen osan j massa
m_i	Osan i massa
$m_{st,1}$	Nostokyky Standardin ISO 10 567 mukaan
$m_{st,2}$	Nostokyky standardien ISO 4305 ja SFS 4406 mukaan
$m_{st,min}$	Vakavuuden perusteella määritetty suurin nostokyky
m_t	Nostokyky
N_1	Normaalivoima 1
N_2	Normaalivoima 2
n	Osien lukumäärä
P	Standardin ISO 4305 määräämä varmuuskerroin
$Tip\%$	Varmuuskerroin vakavuuden perusteella laskettavalle nostokyvyille
W	Tuulikuorma
x_i	Osan i etäisyys katumislinjalta
x_j	Osan j etäisyys katumislinjalta
$x_{s,i}$	Siirtymien avulla määritettävän kuormituksen i etäisyys kaatumislinjalta
x_t	Taakan etäisyys kaatumislinjalta
$\gamma_{p,ed}$	Osavarmuuskerroin edulliselle nosturin osan painovoimalle
$\gamma_{p,ep}$	Osavarmuuskerroin epäedulliselle nosturin osan painovoimalle
$\gamma_{p,ed,i}$	Edullisen kuormituksen kuormitustyyppin i osavarmuuskerroin
$\gamma_{p,ep,i}$	Epäedullisen kuormituksen kuormitustyyppin i osavarmuuskerroin
$\gamma_{p,d}$	Osavarmuuskerroin käyttövoimien aiheuttamista kiihtyvyyksistä johtuvalle kuormitukselle
$\gamma_{p,s}$	Osavarmuuskerroin siirtymien avulla määritettäville kuormituksille
$\gamma_{p,t}$	Osavarmuuskerroin taakan painovoimalle
Φ_i	Standardin mukainen kuormitustyyppin i dynaaminen kerroin
$\Phi_{1,ed}$	Dynaaminen kerroin edulliselle nosturin osan painovoimalle
$\Phi_{1,ep}$	Dynaaminen kerroin epäedulliselle nosturin osan painovoimalle
Φ_2	Dynaaminen kerroin taakan painovoimalle
Φ_5	Dynaaminen kerroin käyttövoimien aiheuttamista kiihtyvyyksistä johtuvalle kuormitukselle
CAD	Computer-Aided Design
FEM	Federation Europeenne de la Manutention
MBS	Multibody Simulation

1 JOHDANTO

Tämä diplomityö on tehty Mantsinen Group Ltd Oy:n toimeksiannosta. Mantsinen Group on Pohjois-Karjalan Liperissä sijaitseva suomalainen perheyrittys, joka toimittaa materiaalinkäsittelykoneita maailman laajuisesti sekä tarjoaa logistiikkapalveluita Suomessa ja Venäjällä. Toiminta on aloitettu 1963 tarjoamalla logistiikkapalveluita metsäteollisuudelle ja myöhemmin yritys on laajentunut materiaalinkäsittelykoneiden valmistukseen. Materiaalinkäsittelykoneet ja logistiikkapalvelut ovat erillisiä liiketoiminta-alueita yhtiössä. Koneita käytetään irtotavaran ja kappaletavaran käsittelyyn mm. satamissa, tehdasympäristöissä ja terminaaleissa. (Mantsinen Group 2019a)

Mantsinen Group valmistaa erikokoisia materiaalinkäsittelykoneita erilaisilla alustoilla ja erilaisilla nostovälineillä. Termi materiaalinkäsittelykone voi käsitteenä tarkoittaa mitä tahansa materiaalia liikuttavaa konetta, mutta sitä käytetään yleisesti kuvan 1 kaltaisista hydraulikäyttöisistä puomityyppisistä nostureista. Kuvassa 1 on Mantsinen 200 materiaalinkäsittelykone varustettuna tela-alustalla ja irtotavarakahmarilla.

Koneet konfiguroidaan asiakkaiden tarpeiden mukaan. Jokaiseen kokoonpanoon on valittava koneen perusmalli sekä siihen sopivat ja asiakkaiden tarpeita vastaavat alusta, nostopuomi, taittopuomi, ohjaamo ja nostoväline. Mantsinen Groupin valikoimassa on yhdeksän materiaalinkäsittelykoneen perusmallia, jotka on nimetty niiden massan mukaan. Esimerkiksi kuvassa 1 on Mantsinen 200, jonka minimimassa on 230 000 kg ja maksimimassa 280 000 kg. Kevyin perusmalli on Mantsinen 60, jonka massa on 65 000...80 000 kg. Raskain malli on Mantsinen 300, jonka massa on 320 000...380 000 kg. Koneen perusmalli valitaan kokoonpanoon nostokapasiteettivaatimusten mukaan. Eri perusmalleissa on erilainen sylinterikokoonpano. Esimerkiksi Mantsinen 300 -koneessa on kolme taittopuomin sylinteriä, kun taas Mantsinen 120 -koneessa niitä on kaksi, vaikka koneissa olisi saman pituiset puomit. Sylinterien kiinnityspisteet ylävaunussa sekä molemmissa puomeissa on määritelty myös perusmallin mukaan. Koneeseen voi valita diesel- tai sähkömoottorin tarpeen mukaan.

Erilaisia vaihtoehtoja alustalle on viisi: kiinteä alusta, teliakseilla toteutettu pyöräalusta, portaalityyppinen pyöräalusta, tela-alusta ja kiskoalusta. Koneen mallinimessä on minimimassaan viittaavan luvun lisäksi kirjain, joka vastaa tiettyä alustaa. Kuvan 1 koneen mallin nimessä kirjain R tarkoittaa tela-alustaa. Alustojen korkeus ja leveys vaihtelee tyyppin ja asiakasvaatimusten mukaan. Kiskoalustat suunnitellaan aina yksityiskohtaisesti tietyn asiakkaan kohteeseen. Taitto- ja nostopuomi valitaan tarvittavan ulottuman mukaan valittuun perusmalliin sopivista puomeista. Ohjaamo voi olla kiinteä tai liikuteltava. Kiinteää ohjaamo on saatavilla kolmella eri pituisella puomilla ja liikutettavaa ohjaamo yksipuomisella tai kaksipuomisella ohjaamonostimella. Ohjaamo on saatavilla kahta eri kokoa. Ohjaamon tyyppi ja koko valitaan asiakkaan vaatimusten mukaan. Nostovälineitä koneisiin on tarjolla useita erilaisia ja niitä suunnitellaan lisää asiakkaiden tarpeiden mukaan. Erilaisia nostovälineitä ovat mm. puukahmarit, irtotavarakahmarit ja sellupaalinnostimet. Mantsinen materiaalinkäsittelykoneet ovat monitoimikoneita ja nostovälineiden nopeaan vaihtamiseen on tarjolla pikakiinnityslaite, joka mahdollistaa nostovälineen vaihtamisen muutamassa minuutissa.

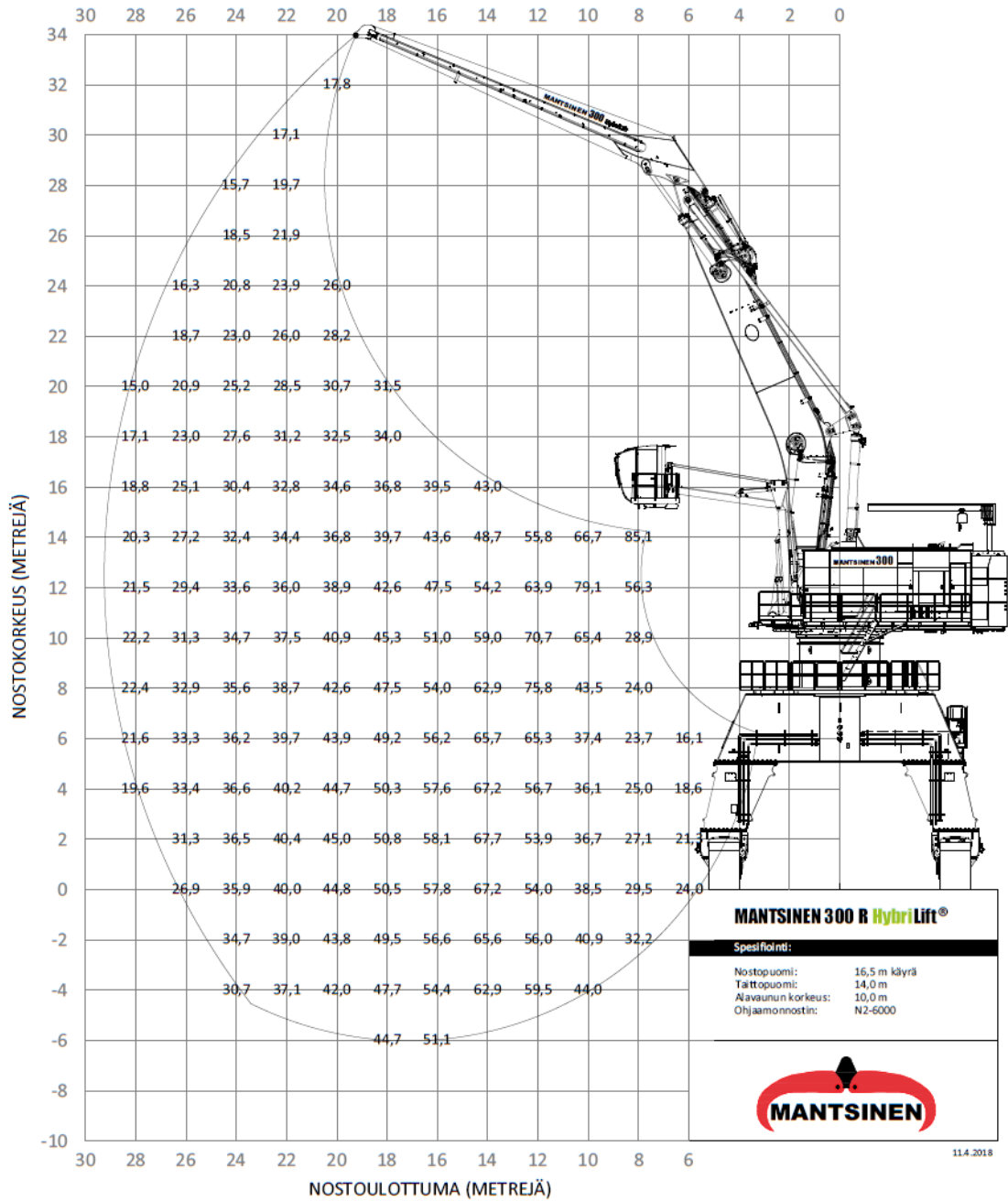


Kuva 1. Mantsinen 200 R Hybrilift käsittelemässä irtotavaraa. (Mantsinen Group 2019a)

1.1 Työn tausta

Materiaalinkäsittelykoneille, kuten muillekin kuormia nostaville laitteille, tehdään suunnitteluvaiheessa vakavuustarkastelu, jolla tutkitaan koneen tasapaino kaatumisen varalta. Vakavuustarkastelu on Mantsinen Groupin koneissa tehty vähintään nostorajataulukon laskennassa. Nostorajataulukko on kaksiulotteinen diagrammi, joka kuvan 2 tavalla indikoi koneen sallitun nostoarvon kussakin puomien asennossa. Nostorajataulukko luodaan Mantsinen Groupin koneissa Excel-taulukkoon rakennetulla työkalulla, joka laskee vakavuuden standardien ISO 10567, ISO 4305 ja SFS 4406 vaatimusten mukaan. (Mantsinen Group 2019b, s. 9-30) Standardi ISO 10567 määrittelee ohjeet hydraulisten kaivinkoneiden vakavuuslaskennalle ja nostorajataulukon luomiselle (ISO 2007, s. 1). Standardi ISO 4305 määrittelee ohjeet mobiilinoustureiden vakavuuslaskennalle (ISO 2014, s. 1). Standardin SFS 4406 mukainen laskenta vastaa olennaisilta osin standardia ISO 4305, joten laskennan on todettu noudattavan molempia standardeja. Standardia SFS 4406 on käytetty, koska se antaa tarkempia ohjeita laskennan suorittamiseen. (Mantsinen Group 2019b, s. 9) Yksittäisille koneille on tehty myös erillisiä standardisarjan EN 13001 mukaisia vakavuuslaskentoja sekä FEM-standardien (Federation Europeenne de la Manutention) mukaisia tuulikuormituksen tarkasteluja.

Nostorajataulukko



Nostorajat on merkitty taulukkoon tonneina taittopuomin pään kohdalle. Kahmariä ei huomioidu.
 Nostorajat ovat voimassa vaakasuoralla alustalla, koko 360° kääntöalueella. Merkityt arvot perustuvat ISO 10567 standardiin ja ne eivät ylitä 75% kaatumismomentista eivätkä 87% laskennallisesta hydraulipaineesta.

Kuva 2. Mantsinen 300 R Hybridlift -materiaalinkäsittelykoneen nostorajataulukko.

1.2 Työn tavoitteet

Tämän diplomityön tavoitteena on selvittää MBS-menetelmän (Multibody Simulation) mahdollisuuksia materiaalinkäsittelykoneiden vakavuustarkastelussa suunnittelemalla simulointimalli yksinomaan vakavuuslaskennan tuottamiseen. Nykyisin käytössä olevalla menetelmällä vakavuuden määrittäminen perustuu staattiseen tarkasteluun ja tuulen vaikutusta lukuun ottamatta kaikki dynaaminen kuormitus on otettu huomioon ainoastaan varmuuskertoimilla. Laskentaprosessissa ei ole tarkastelua, joka tuottaa massan hitaudesta johtuvat dynaamisten kuormitusten arvot ajan suhteen. EN- ja FEM-standardit ohjeistavat käyttämään dynaamisten kuormitusten laskennassa tapauskohtaisia kokeellisesti määritettyjä varmuuskertoimia ja FEM-standardissa on myös esitetty liikkeestä syntyvien voimien ratkaisuun yksinkertainen algebrallinen menetelmä. Standardissa esitetty laskentatapa kuitenkin perustuu keskiarvoihin eikä tietyllä aika-askeleella syötettäviin arvoihin.

Tavoitteena on myös kehitettävän työkalun vaivaton käyttö. Simulointimalli tulee ensisijaisesti käyttöön myynnin tukena toimiville teknisille asiantuntijoille, joiden tehtävä on muun muassa tutkia jokaisen myytävän koneen kelpoisuus vakavuuden suhteen. Kehitettävään laskentatyökaluun täytyy pystyä valitsemaan minkä tahansa koneen massa- ja geometriaparametrit mahdollisimman vähillä toiminnoilla, jotta vakavuuslaskentaa suorittavien työntekijöiden työkuorma kasvaa mahdollisimman vähän. Helppokäyttöisyyden saavuttamiseksi työkalu pyritään toteuttamaan luomalla parametrinen simulointimalli, jonka rinnalla käytetään nykyistä Excel-laskentataulukkoa.

Tutkimusongelma tässä diplomityössä on seuraava: nykyinen vakavuuslaskentatyökalu ei kykene siihen sisällytetyillä laskentamenetelmillä ratkaisemaan koneeseen kohdistuvia epälineaarisia aikasidonnaisia dynaamisia kuormituksia. Ratkaisu ongelmaan tuotetaan vastaamalla tutkimuskysymykseen:

- Miten rakennetaan tietyn aika-askeleen välein dynaamisia kuormituksia laskeva materiaalinkäsittelykoneen simulointimalli, joka toimii parametrisesti Excel-taulukon mukaan?

1.3 Vaatimukset ja raja

Tässä työssä käsiteltävän materiaalinkäsittelykoneen suunnitteluun, ja siten myös sen vakavuuslaskentaan, ei ole olemassa tarkasti suunnattua standardia. Kuten kappaleessa 1.1 on mainittu, aiemmin koneiden vakavuuslaskennassa on noudatettu eri osilta useita eri standardeja. Tässä diplomityössä laskentatyökalua kehittäessä noudatetaan ensisijaisesti standardisarjan EN 13001 ohjeita vakavuustarkasteluun.

Standardisarjan EN 13001 ensimmäisessä osassa 13001-1 on osoitettu nosturien suunnittelun yleiset periaatteet ja vaatimukset (SFS-EN 2015, s. 5). Toisessa osassa 13001-2 puolestaan on esitetty ohjeet nostureihin vaikuttavien kuormitusten ja niiden määräämien kelpoisuusvaatimusten kuten seisontavakavuuden määrittämiseen. Standardissa EN 13001-2 esitellään 12 eri kuormitusyhdistelmää, joiden vaikutus tulee laskea nosturin vakavuuden osoittamiseksi. Kuormitusyhdistelmät ohjeistetaan laskemaan standardissa EN 13001-1 esitetyn rajatilamenetelmän mukaan. (SFS-EN 2014, s. 5-38) Rajatilamenetelmässä yksittäiset kuormitukset kerrotaan osavarmuuskertoimilla ja yhdistetään kuormitusyhdistelmien mukaisesti (SFS-EN 2015, s. 12). Osavarmuuskertoimet on määritetty standardissa EN 13001-2 ja laskennan ratkaisu on algebrallinen (SFS-EN 2014, s. 40).

Tässä diplomityössä simulointimalli tehdään standardin periaatteiden mukaisesti ja simuloitavat kuormitustilanteet pyritään määrittelemään standardissa EN 13001-2 esitettyjen kuormitusyhdistelmien mukaan. Täysin standardin mukaisen vakavuuslaskennan tuottavan työkalun muodostamiseen ei pyritä, koska se on diplomityön laajuutta suurempi kokonaisuus.

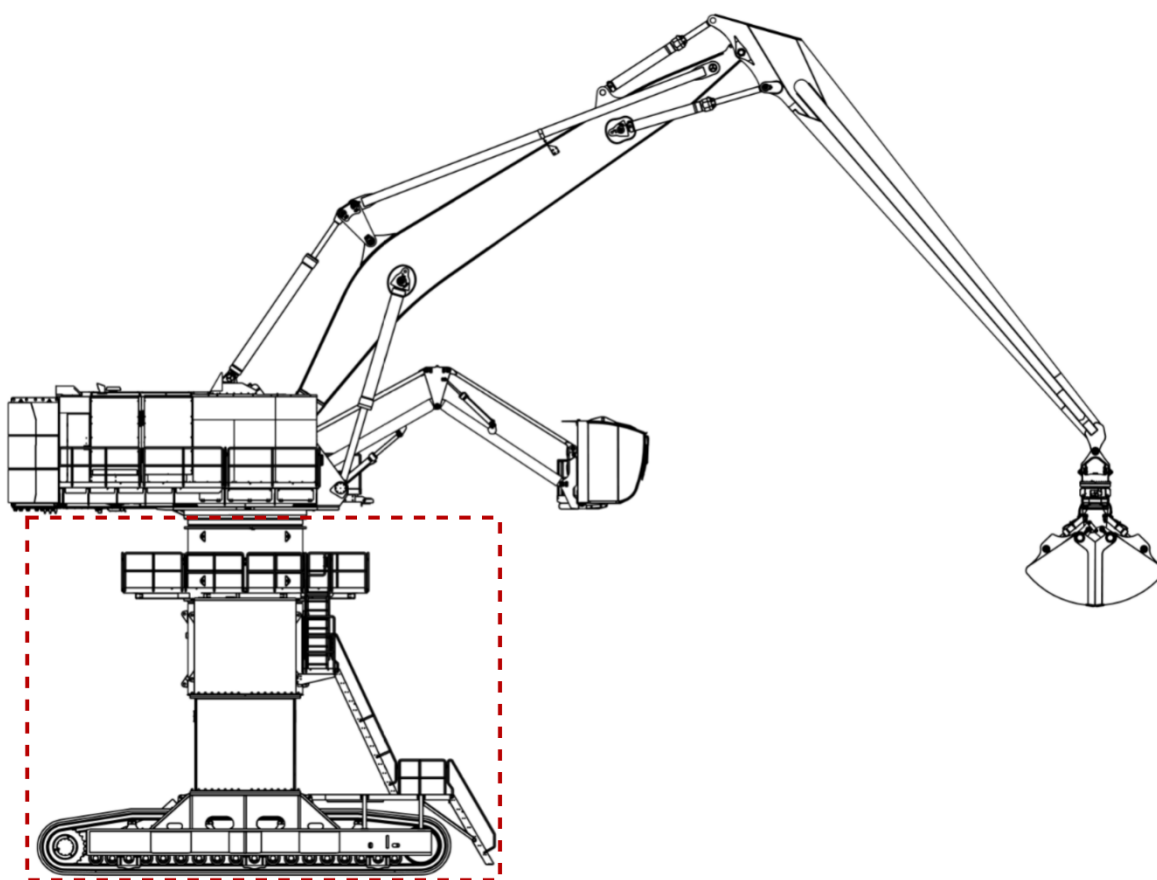
Tutkittavien materiaalinkäsittelykoneiden tukialue on poikkeuksetta suorakaiteen muotoinen, joten simulointimalli rakennetaan neljällä alustaa kuvaavalla tukipisteellä. Maataso eli pinta, jolla nosturi toimii, määritellään jäykäksi ja tasaiseksi. Kone mallinnetaan jäykkien kappaleiden kineettisensä mallina. Maatasoa ja nosturimallia koskevat rajoitteet ovat myös standardin EN 13001-1 mukaiset. Tästä diplomityöstä rajataan pois kaksi standardin mukaista kuormitusyhdistelmää. Koneen vakavuutta pystytyksen- ja purkamisen suhteen ei tutkita ja tuennan pakkoliikkeitä ei oleteta tapahtuvan. Tutkittava kohde on siis

tasaiselle pinnalle koottu neljän tukipisteen varassa oleva kone, jonka osat ovat jäykkiä kineettisiä kappaleita.

2 VAKAVUUDEN MÄÄRITTÄMINEN

Standardisarjassa EN 13001 nosturin kaatumista vastustavaa ominaisuutta kuvataan termillä vakavuus. Tässä diplomityössä käytetään havainnollisuuden vuoksi saman asian määrittelyyn myös kuvaavampaa termiä seisontavakavuus, koska kone ikään kuin seisoo tukijaloillaan. Tutkittavassa rakenteessa seisontavakavuus perustuu koneen alavaunun staattisen tilan määrittämiseen. Materiaalinkäsittelykoneen konstruktion näkee kuvasta 3, jossa alavaunu on erotettu punaisella katkoviivalla. Ensimmäisessä luvussa esitetyn rajauksen mukaan alavaunua tarkastellaan paikallaan olevana jäykkänä kineettisenä kappaleena. Jos tutkittavan koneen seisontavakavuuden määritelmänä pidetään sitä, että alavaunu on staattisesti määrätty ja lepotilassa, kaikkien sen partikkelien nopeus ja kiihtyvyys on oltava nolla (Awrejcewicz 2012, s. 23). Kaikki standardit eivät vaadi täydellistä lepotilaa vakavuuden määritelmäksi, koska kone voi kallistua tiettyyn kulmaan kaatumatta.

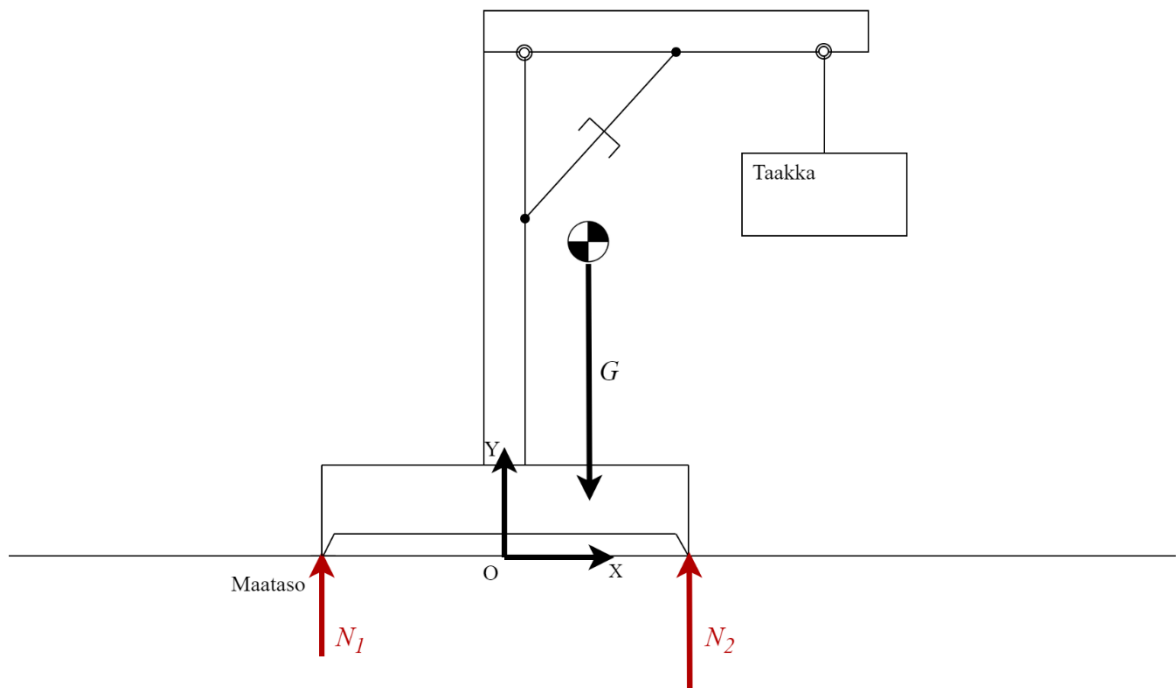
Tässä pääluvussa esitetään jäykän kappaleen tasapainotilan teoria, yrityksessä käytössä oleva vakavuuslaskennan menetelmä, materiaalinkäsittelykoneiden vakaavuuslaskentaan liittyvät standardit sekä MBS-menetelmä. EN-standardin mukainen vakavuustarkastelu esitetään yksityiskohtaisemmin, koska sitä sovelletaan ensisijaisesti tässä diplomityössä toteutettavassa vakavuuslaskentatyökalussa. FEM-standardin mukaiset menetelmät käydään yleisesti läpi vertailun vuoksi. Lopuksi esitetään vielä monikappalesimuloinnin eli MBS-menetelmän laskennan periaatteet.



Kuva 3. Materiaalinkäsittelykoneen alavaunu rajattu punaisella katkoviivalla.

2.1 Jäykän kappaleen staattinen tasapaino

Newtonin ensimmäisen lain mukaan jäykkä kappale, johon kohdistuvien voimien summa on nolla, on lepotilassa tai liikkuu vakionopeudella. Näitä kahta tilaa nimitetään yleisesti tasapainotilaksi. (Awrejcewicz 2012, s. 23) Tasapainotilan määrittämisellä voidaan tutkia, pysyykö jokin rakenne sille tarkoitettuun asentoon. Tässä diplomityössä jäykän kappaleen tasapainotilaa havainnollistetaan kuvan 4 yksinkertaisella tasossa kuvatulla puominostimella. Puominostin seisoo kahdella jalalla tasaisella jäykällä pinnalla ja sitä tarkastellaan yksittäisenä jäykkänä kappaleena, johon putoamiskiikkyvyys vaikuttaa negatiivisen Y-akselin suuntaisesti. Kappaleeseen vaikuttavat Y-suuntainen painovoima G sekä normaalivoimat N_1 ja N_2 . Normaalivoimien vaikutuspisteitä nimitetään tukipisteiksi ja niiden välissä olevaa aluetta tukialueeksi.



Kuva 4. Puominostin staattisessa tasapainotilassa.

Kappaleeseen kohdistuvat voimat voidaan tasotapauksessa jakaa X- ja Y-suuntaisiin voimakomponentteihin. Tasapainon toteutumiseen vaaditaan seuraavien ehtojen toteutumista:

Kappaleeseen vaikuttavat X-akselin suuntaiset voimakomponentit noudattavat yhtälöä 1,

$$\sum F_X = 0 \quad (1)$$

jossa F_X on kappaleeseen kohdistuva X-akselin suuntainen voimakomponentti.

Kappaleeseen vaikuttavat Y-akselin suuntaiset voimakomponentit noudattavat yhtälöä 2,

$$\sum F_Y = -G + N_1 + N_2 = 0 \quad (2)$$

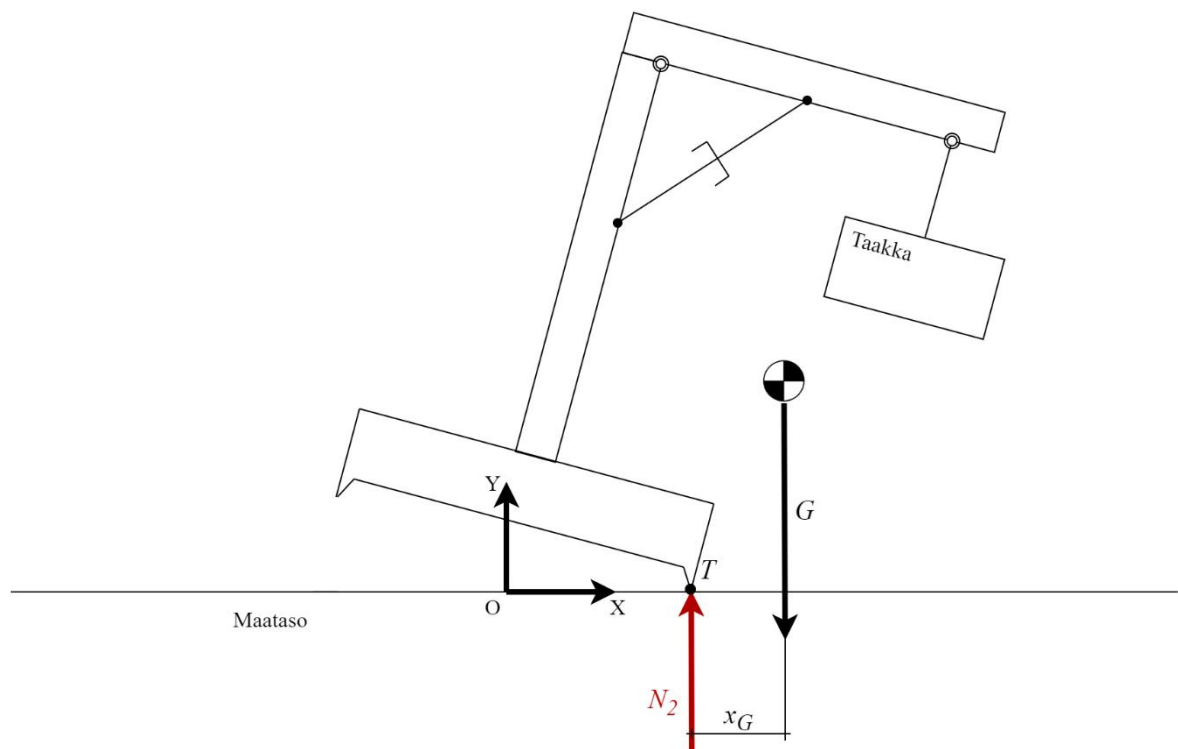
jossa F_Y on kappaleeseen kohdistuva Y-akselin suuntainen voimakomponentti, G on rakenteen aiheuttama painovoima, N_1 on tukipisteeseen 1 kohdistuva normaalivoima ja N_2 on tukipisteeseen 2 kohdistuva normaalivoima.

Missä tahansa pisteessä kappaleeseen vaikuttavat momentit noudattavat yhtälöä 3,

$$\sum M = 0 \quad (3)$$

jossa M on tarkastelupisteeseen kohdistuva momentti.

Kun jäykkä kappale täyttää kaikki mainitut kolme ehtoa, se on tasapainotilassa (Gross et al. 2013, s. 62). Kuvan 4 puominostimeen ei kohdistu muita kuormituksia kuin painovoima ja normaalivoimat. Näin ollen puominostin on tasapainotilassa aina, kun sen painopiste on tukialueen sisäpuolella. Jos painopiste siirtyy tukialueen ulkopuolelle, puominostin menettää tasapainonsa ja se kaatuu kuten kuvassa 5, koska pisteessä T vaikuttava kokonaismomentti ei ole enää nolla.



Kuva 5. Tasapainonsa menettänyt puominostin.

Kuvan 5 tapauksessa kokonaismomentin yhtälö on muotoa 4,

$$\sum M^{(T)} = G x_G \quad (4)$$

jossa $M^{(T)}$ on pisteeseen T muodostuva momentti ja x_G on lyhin mahdollinen etäisyys painopisteen ja pisteen T kautta kulkevan voimavektorin N_2 välillä.

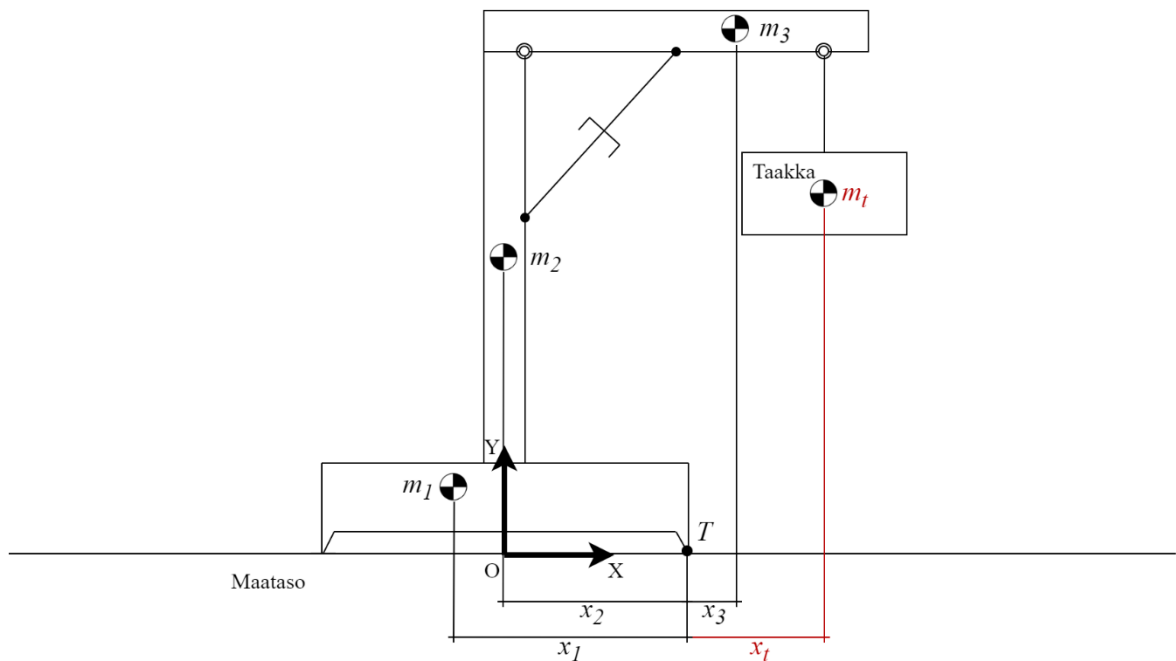
2.2 Käytössä oleva vakavuuslaskennan menetelmä

Materiaalinkäsittelykoneiden seisontavakavuuslaskenta toteutetaan Mantsinen Groupin jokaiselle koneelle vähintään yrityksen käytössä olevan taulukkolaskentatyökalun avulla. Seisontavakavuuden laskenta on johdettu luvussa 2.1 esitetystä jäykän kappaleen staattisen tasapainotilan määritelmästä. Laskenta perustuu kaatumislinjalla koneeseen vaikuttavan koneen osien painovoimien aiheuttaman momentin määrittämiseen. (Mantsinen Group 2019b, s. 153) Kaatumislinja on vakavuuslaskennassa käytettävä termi, joka tarkoittaa tukialueen reunaa suunnassa, johon koneen kaatuminen tutkitaan. (SFS-EN 2014, s. 39). Kaatuessaan kone kiertyy tukialueen jonkin reunan ympäri kuten kuvassa 5. Materiaalinkäsittelykoneelle kaatumislinjat määritellään alavaunun eteen, taakse ja molemmille sivuille, koska koneen seisontavakavuus tutkitaan kaikkiin suuntiin. Koneen vakavuus todetaan laskemalla sen suurin mahdollinen nostokyky staattisessa tilanteessa nostorajataulukon mukaisissa pisteissä. Vakavuus toteutuu, kun nostokyky kaikissa pisteissä on suurempi kuin nolla.

Staattisesta tasapainotilasta lasketusta suurimmasta nostokyvystä lasketaan lopullinen varmuuskertoimet sisältävä arvo kahdella eri tavalla. Ensimmäinen arvo lasketaan standardin ISO 10 567 mukaisella varmuuskertoimella. Toisen arvon laskenta on standardien ISO 4350 ja SFS 4406 mukainen ja siinä on huomioitu tuulikuorma sekä dynaamisten kuormitusten vaikutukset. (Mantsinen Group 2019b, s. 153) Lopulliseksi vakavuuden määräämäksi nostokyvyn arvoksi valitaan ehtolauseella pienin arvo mainituista eri standardien mukaan lasketuista arvoista (Mantsinen Group 2019b, s. 187). Näin ollen laskennan voidaan todeta noudattavan molempia eri standardien mukaisia laskentatapoja. Nostorajalaskenta ottaa huomioon myös hydrauliiikan rajoitteet ja sen laskentaan liittyvän

varmuuskertoimen, mutta tässä diplomityössä esitetään vain vakavuuteen perustuva osa laskentamenetelmästä.

Tässä luvussa laskentatyökalun toimintaa havainnollistetaan samalla jäykän puominostimen mallilla, jota käytettiin luvussa 2.1 staattisen tasapainotilan kuvaamiseen. Suurimman nostokyvyn määrittäminen perustuu koneen eri osien jakamiseen vakavuuden kannalta edullisiin ja epäedullisiin massoihin, joita käsitellään laskennassa pistemassoina osien painopisteissä. Kuvassa 6 on havainnollistettu, kuinka eri osien painopisteet huomioidaan laskennassa. Koneen eri osien massat on merkitty termillä m_i ja painopisteiden etäisyydet kaatumislinjalta termillä x_i . Laskettavan nostokyvyn massa m_t ja sen etäisyys x_t kaatumislinjalta T on merkitty punaisella värillä. Vakavuuden kannalta edullisia massoja ovat m_1 ja m_2 , koska niiden sijainnit ovat tukialueen puolella kaatumislinjaa. Massa m_3 puolestaan on epäedullinen, koska se on taakan puolella kaatumislinjaa eli tukialueen ulkopuolella. Edulliseksi määriteltävän massan ei aina tarvitse olla tukialueen sisällä vaan ainoastaan taakkaa vastakkaisella puolella kaatumislinjaa.



Kuva 6. Puominostimen osien massakeskipisteet ja niiden etäisyydet kaatumislinjalta.

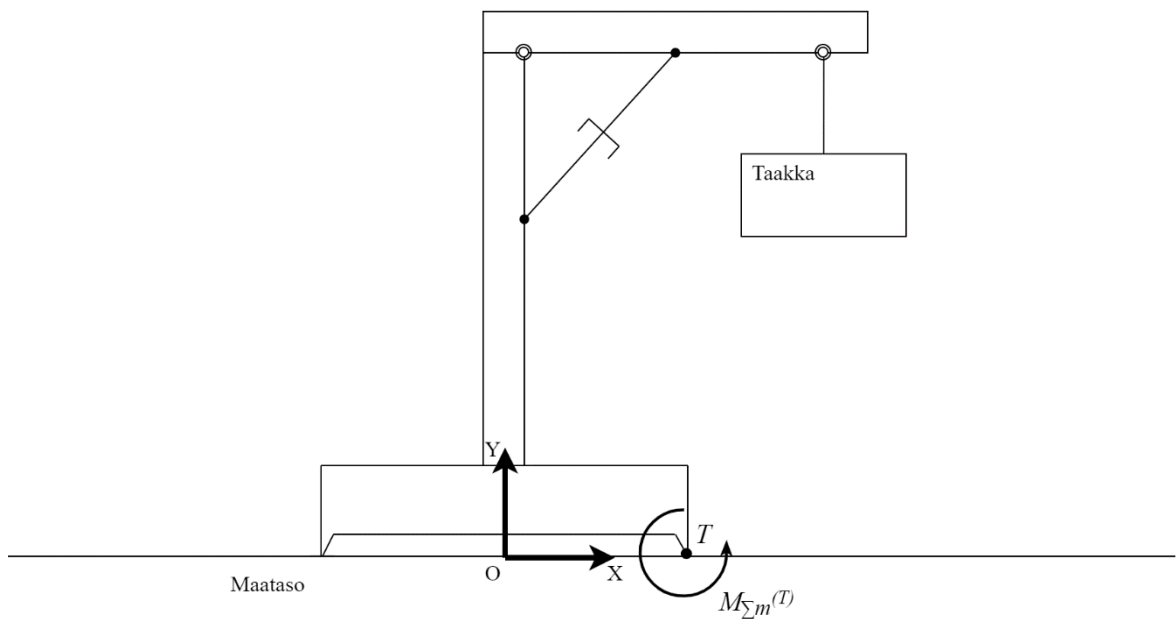
Nostokyvyn m_t ratkaisua varten lasketaan koneen kappaleiden massojen kaatumislinjalle T aiheuttamat momentit. Edullisten massojen aiheuttama kokonaismomentti ja epäedullisten

massojen aiheuttama kokonaismomentti lasketaan erikseen. Edullinen sekä epäedullinen momentti lasketaan noudattaen yhtälöä 5,

$$M_{ed}^{(T)} = M_{ep}^{(T)} = g \sum_{i=1}^n (x_i m_i) \quad (5)$$

jossa $M_{ed}^{(T)}$ on edullinen kaatumislinjalla vaikuttava momentti, $M_{ep}^{(T)}$ on epäedullinen kaatumislinjalla vaikuttava momentti, n on kyseessä olevaan momenttiin vaikuttavien koneen osien määrä, g on putoamiskiihtyvyyys, x_i on osan i massakeskipisteen etäisyys kaatumislinjalta ja m_i on osan i massa.

Edullisen ja epäedullisen momentin erotuksena ratkaistaan yhtälön 6 mukaan kuvassa 7 havainnollistettu kaatumislinjalla vaikuttava kokonaismomentti $M_{\Sigma m}^{(T)}$.



Kuva 7. Kaikkien koneen osien massojen aiheuttama kokonaismomentti $M_{\Sigma m}^{(T)}$ kaatumislinjalla T .

$$M_{\Sigma m}^{(T)} = M_{ed}^{(T)} - M_{ep}^{(T)} \quad (6)$$

Lopulta nostokyvyn arvo ratkaistaan yhtälöllä 7,

$$m_t = \frac{M_{\Sigma m}^{(T)}}{x_t g} \quad (7)$$

jossa m_t on nostokyvyn arvo, $M_{\Sigma m}^{(T)}$ on koneen osien massojen aiheuttama momentti kaatumislinjalla, x_t on taakan etäisyys kaatumislinjalta ja g on putoamiskiihtyvyys.

Momentti $M_{\Sigma m}^{(T)}$ on käytännössä sama kuin luvussa 2.1 esitetty kokonaismomentti M ilman normaalivoiman N_l vaikutusta. Näin ollen suurimman nostokyvyn laskenta perustuu staattisen tasapainotilan määrittämiseen.

Nostokyvystä lasketaan edelleen standardin ISO 10 567 mukainen nostoarvo noudattaen yhtälöä 8,

$$m_{st,1} = m_t \text{Tip}_{\%} \quad (8)$$

jossa $m_{st,1}$ on standardin ISO 10 567 mukainen nostoarvo ja $\text{Tip}_{\%} = 0,75$ on ISO 10 567 mukainen varmuuskerroin.

(Mantsinen Group 2019b, s. 30)

Standardien ISO 4305 ja SFS 4406 mukainen laskenta puolestaan toteutetaan yhtälöllä 9,

$$m_{st,2} = m_t P D W \quad (9)$$

jossa $m_{st,2}$ standardien ISO 4305 ja SFS 4406 mukainen nostoarvo, P on standardin ISO 4305 määräämä varmuuskerroin, $D = 1.1$ on mielivaltaisesti valittu dynaamisten vaikutusten varmuuskerroin ja W on standardien ohjeistuksen mukaan laskettu tuulikuorma.

Lopullinen vakavuuden määrittämä koneen suurin nostoarvo ratkaistaan ehtolauseella yhtälöllä 10,

$$m_{st,min} = \text{MIN}(m_{st,1}, m_{st,2}) \quad (10)$$

jossa $m_{st,min}$ on standardien mukaan laskettu suurin mahdollinen nostoarvo.

Vakavuuden katsotaan toteutuvan, kun nostoarvot on laskettu esitetyllä tavalla valitsemalla pienin arvo staattisesta tilanteesta eri standardien mukaisilla varmuuskertoimilla lasketuista nostoarvoista. Koneet myös pyritään konfiguroimaan niin, että nostorajoja rajoittavana tekijänä ei ole vakavuus vaan hydraulikka. Tämä luo lisää varmuutta koneen vakavuuteen. Taaksepäin kaatuminen huomioidaan laskemalla koneen painopiste kaikissa nostorajataulukon arvojen paikassa ilman taakkaa. Jos painopiste on taakasta kauimpana olevan kaatumislinjan ulkopuolella, laskentatyökalu ilmoittaa kaatumisvaarasta taaksepäin. (Mantsinen Group 2019b, s. 155-179)

2.3 EN-standardien mukainen vakavuuden määritelmä

Nosturien yleissuunnittelua ohjaavan standardisarjan EN 13001 lisäksi tässä diplomityössä tarkastellaan standardia EN 14985, joka ohjaa sähkö- tai hydraulikäyttöisten kääntyvien puominostureiden suunnittelua. Standardin EN 14985 (2012, s. 28) mukaan: ”Kääntyvän puominosturin katsotaan olevan vakaa, jos kaatava momentti minkä tahansa kaatoreunan suhteen on pienempi kuin oikaiseva momentti.” Tämä määritelmä ei ota kantaa kappaleen nopeuteen tai kiihtyvyyteen vaan ainoastaan siihen vaikuttaviin voimiin. Standardissa EN 13001-2 (2014, s. 39) puolestaan on annettu seuraavan määritelmä: ”Kolmen tai useamman tuen varassa oleva nosturin katsotaan olevan vakaa, kun määritellyistä kuormista ja kertoimista johtuva tasapainottava momentti on suurempi kuin minkä tahansa kaatumislinjan yli oleva kaatomomentti. Tuet voivat nousta ilmaan edellyttäen, että jäljellä oleva tukirakenne ei tule staattisesti määräämättömäksi.” Kun vakavuuden määritelmänä pidetään alavaunun staattista tasapainotilaa, määritelmä vastaa kummankin esitetyn eurooppalaisen standardin vakavuuden määritelmää.

2.3.1 EN-standardien mukaiset kuormitukset

Nosturiin kohdistuvat kuormitukset jaetaan standardissa EN 13001-2 säännöllisiin, satunnaisiin ja poikkeuksellisiin kuormituksiin (SFS-EN 2014, s. 9). Nosturin vakavuus tulee osoittaa yhdistelemällä kuormituksia standardin ohjeiden mukaan ja laskemalla nosturin staattiseen tuentaan vaikuttava momentti. Standardissa esitetyt kuormituksia käytetään vakavuustarkastelun lisäksi esimerkiksi rakenteiden kimmostaattisen stabiiliuden tutkimiseen. Kaikki standardissa EN 13001-2 esitetyt kuormitukset on listattu taulukkoon 1.

Kuormitukset on jaettu taulukossa työn kannalta olennaisiin ja epäolennaisiin kuormituksiin.(SFS-EN 2015, s. 8-12)

Tämän työn kannalta epäolennaisia kuormituksia ovat rajauksen ulkopuolelle jäävät ja vakavuustarkasteluun kuulumattomat kuormitukset. Epäolennaisten kuormitusten työstä poissulkemiseen johtanut syy on myös merkitty taulukkoon 1 kunkin kuormituksen kohdalle. Kaikki koneen alustaan ja siirtämiseen liittyvät kuormitukset jäävät rajauksen ulkopuolelle. Siirtymien avulla määritettäviä kuormituksia ei ole, koska kaikki puomityyppiseen hydraulikäyttöiseen nosturiin kohdistuvat kuormitukset pystytään määrittämään simulointiohjelman tuottamalla dynaamisella analyysillä.

Taulukko 1. Nosturin vakavuustarkastelussa huomioitavat ja tämän työn kannalta olennaiset kuormitukset sekä vakavuustarkastelussa pois jätettävät tai työn kannalta epäolennaiset kuormitukset. (SFS-EN 2014, s. 9-10)

Säännölliset kuormitukset	Epäolennaiset säännölliset kuormitukset
Noston ja painovoiman vaikutus nosturin omaan massa	Epätasaisella alustalla kulkemisesta johtuvat kuormitukset; Rajattu pois
Nostokuormaan pystysuunnassa kohdistuvat painovoima ja hitausvoimat	Siirtymien aiheuttamat kuormitukset; Tutkittavassa kohteessa ei ole siirtymien avulla määritettäviä kuormituksia
Nosturin kaikkien käyttöjen aiheuttamista kiihtyvyyksistä johtuvat kuormitukset	
Satunnaiset kuormitukset	Epäolennaiset satunnaiset kuormitukset
Käyttötuulen aiheuttamat kuormitukset	Lämpötilan vaihtelusta johtuvat kuormitukset; Ei kuulu vakavuustarkasteluun
Lumi- ja jääkuormat	Vinoonajosta johtuvat kuormitukset; Rajattu pois
Poikkeukselliset kuormitukset	Epäolennaiset poikkeukselliset kuormitukset
Myrskytuulen aiheuttamat kuormitukset	Maassa makaavan kuorman nostaminen poikkeuksellisissa olosuhteissa; Ei kuulu vakavuustarkasteluun
Koekuormat	Kallistumisesta johtuvat kuormitukset; Rajattu pois varmuussyistä
Puskurivoimien aiheuttamat kuormitukset	Nosturin tukien ulkoisista pakkoliikkeistä johtuvat kuormitukset; Rajattu pois
Hätäpysäytyksestä johtuvat kuormitukset	Pystyttämisestä ja purkamisesta johtuvat kuormitukset; Rajattu pois

Taulukko 1 jatkuu. Nosturin vakavuustarkastelussa huomioitavat ja tämän työn kannalta olennaiset kuormitukset sekä vakavuustarkastelussa pois jätettävät tai työn kannalta epäolennaiset kuormitukset. (SFS-EN 2014, s. 9-10)

Nostovoiman rajoittimen aiheuttamasta hätäpysäytyksestä johtuvat kuormitukset	
Nostokuorman tarkoittamattomasta irtoamisesta johtuvat kuormitukset	

2.3.2 Kuormitusyhdistelmät

Taulukossa 1 esitetyille kuormituksille tulee laskea arvo tutkittavassa nosturissa ja muodostaa niistä standardin EN 13001-2 mukaisia kuormitusyhdistelmiä (SFS-EN 2015, s. 10) standardissa EN 13001-1 esitetyn rajatilamenetelmän mukaan (SFS-EN 2014, s. 32). Vakavuuden osoittamiseen vaadittavat kuormitusyhdistelmät on esitetty taulukossa 2 niin, että ne ovat myös jaettu työn kannalta olennaisten ja epäolennaisten ryhmiin.

Taulukko 2. Standardin EN 13001-2 mukaiset vakavuuden osoittamiseen vaadittavat kuormitusyhdistelmät. (SFS-EN 2014, s. 38-40)

Työn kannalta olennaiset kuormitusyhdistelmät	
A1	Kuormien nosto ja siirto, vain näihin liikkeisiin liittyvät kiihtyvyydet, jotka esiintyvät säännöllisesti nostoliikkeessä, on otettava huomioon
A2	Nostokuorman osan äkillinen irtoaminen, muista liikkeistä kuin nostoliikkeestä johtuvat vaikutukset on yhdistetty kuormitusyhdistelmään A1
B1	Vastaten kohtaa A1, mutta ottamalla lisäksi huomioon käyttötuulen ja muut ympäristövaikutukset (Käyttötuuli/ Lumi- ja jääkuormat).
C2	Nosturi seisontatilassa, myrskytuuli ja kuormitukset muista ympäristövaikutuksista (Käyttötuuli/ Lumi- ja jääkuormat).
C3	Nosturi koekuormitustilanteessa, eri liikkeiden vaikutuksia yhdistellään testausmenettelyn mukaisesti.
C4	Nosturi kannattelee kuormaa yhdistettynä puskurivoimiin.
C6	Nosturi kannattelee kuormaa yhdistettynä hätäpysäytyksestä aiheutuviin kuormituksiin. Epäedullisin kiihtyvyyden ja kuormituksen yhdistelmä hätäpysäytyksen hetkellä.
C7	Kuormanhallinnan säteisliikkeen pysäyttämistä aiheutuvat dynaamiset kuormitukset.
C8	Nostokuorman tarkoittamaton irtoaminen. Puomin tai rakenteen takaisinjousto liike.

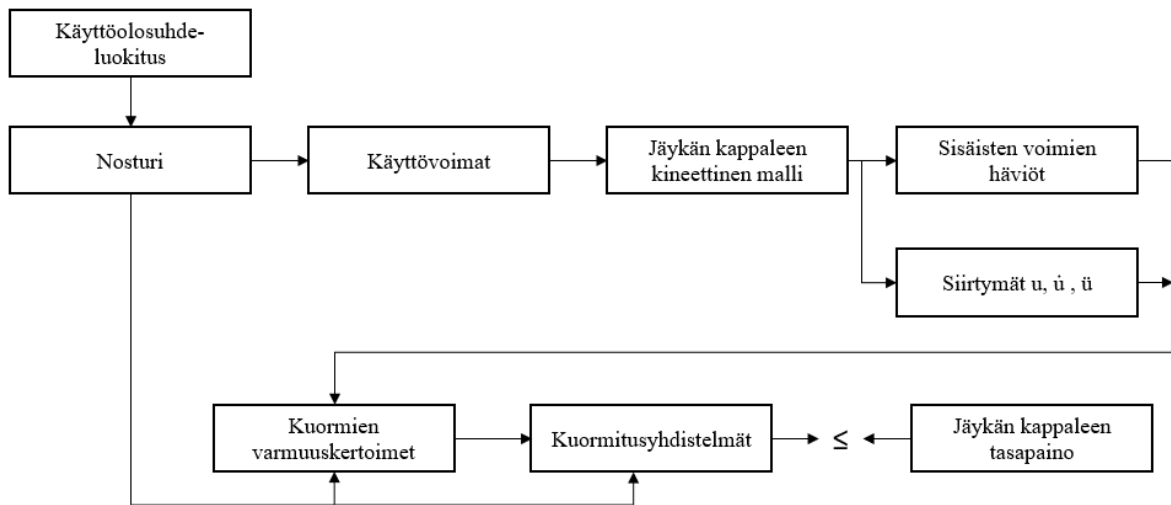
Taulukko 2 jatkuu. Standardin EN 13001-2 mukaiset vakavuuden osoittamiseen vaadittavat kuormitusyhdistelmät. (SFS-EN 2014, s. 38-40)

Työn kannalta epäolennaiset kuormitusyhdistelmät	
C9	Nosturi kannattelee kuormaa yhdistettynä komponentin vaurioitumisesta aiheutuviin kuormituksiin; Tukittavan koneen tapauksessa sama kuin hätäpysäytys.
C10	Nosturi kannattelee kuormaa yhdistettynä nosturin tuennan pakkoliikkeistä aiheutuviin kuormituksiin; Rajattu pois
C11	Nosturi pystytys-, purku- tai kuljetustilanteessa; Rajattu pois

2.3.3 Rajatilamenetelmä

Rajatilamenetelmää käytetään suunnittelussa rakenteeseen kohdistuvien suurimpien jännitysten tai voimien määrittämisessä. Rajatilamenetelmässä määritetään suunnitteluun vaikuttavalle tutkittavalle suurelle rajatila-arvo ja lasketaan sitä vastaava rakenteeseen vaikuttava arvo. Nosturin vakavuustarkastelussa rajatila-arvo on kaatumislinjalla vaikuttava epäedullinen momentti ja suurimman nostokyvyn arvo lasketaan siitä koneen ominaisuuksien mukaan. Yrityksen käytössä olevan luvussa 2.2 esitetyn laskentatavan voidaan todeta olevan johdettu rajatilamenetelmästä. Rajatilamenetelmässä kuormitukset kuitenkin määritetään sen mukaan mitä standardia noudatetaan, joten menetelmän tulos ei ole riippuvainen vain rakenteesta.

Standardin EN 13001-2 mukaan nosturin vakavuustarkasteluun käytettävässä rajatilamenetelmässä tulee laskea taulukon 2 mukaisille kuormitusyhdistelmille ekvivalentti staattinen kuormitus sekä tasapainon kannalta edullinen kuormitus. Mikäli tasapainolle edullinen kuormitus on suurempi tai yhtä suuri kuin yksittäisen kuormitusyhdistelmän aiheuttama momentti, vakavuus toteutuu. Menetelmässä yksittäiset kuormitukset kuten kuorman paino ja käyttövoimien kiihtyvyyksien aiheuttamat voimat kerrotaan osavarmuuskertoimilla ja dynaamisella kertoimella. (SFS-EN 2015, s. 11-12) Kuvassa 8 on standardissa esitettyä laskentamenetelmää havainnollistava kaavio. Osa kuormituksista, kuten maassa makaavan kuorman nostaminen, ohjataan standardissa EN 13001-2 laskemaan staattisesti ja kertomaan osan massa sille määritetyllä dynaamisella kertoimella. Joillekin kuormituksille, kuten käyttövoimista aiheutuville kiihtyvyyksistä johtuville kuormituksille, ei esitetä laskentatapaa vaan ainoastaan osavarmuuskerroin ja dynaaminen kerroin. (SFS-EN 2014, s. 32-40)



Kuva 8. Rajatilamenetelmän käyttö nosturin vakavuuslaskennassa. (SFS-EN 2015, s. 9)

2.3.4 Esimerkki kuormitusyhdistelmän laskentamenetelmästä

Standardin EN 13001-2 vaatimukset kattavan vakavuuslaskentatyökalun tulisi laskea jokaisen kuormitusyhdistelmän minimiarvo kaikissa nostorajataulukon kohdissa ja valita niistä pienin arvo tietyn kohdan suurimmaksi nostoarvoksi. Tässä luvussa on esitetty taulukon 2 kuormitusyhdistelmän A1 laskentatapa standardin mukaisen vakavuuslaskennan havainnollistamiseksi. Standardissa EN 13001-2 on määrätty arvot osavarmuuskertoimille ja dynaamisille kertoimille. Esimerkissä käytettävät muuttujat on indeksoitu sen mukaan, mitä erilaisia arvoja niille on standardissa esitetty. Suurin osa dynaamisista kertoimista on vakavuuslaskennassa arvoltaan yksi.

Vastaavalla tavalla kuten luvussa 2.2 esitetyssä yrityksen käytössä olevassa menetelmässä, myös standardisarjan EN 13001 mukaisessa vakavuuslaskennassa kelpoisuus voidaan todeta vertaamalla kaatumislinjalla vaikuttavia momenteja. Tässä esimerkissä se tehdään kuvan 8 standardin mukaiseen tapaan viitaten epäyhtälöllä 11,

$$M_{ed,st}^{(T)} \geq M_{ep,st}^{(T)} \quad (11)$$

jossa $M_{ed,st}^{(T)}$ on vakavuuden kannalta edullinen standardin mukaiset dynaamiset kertoimet sekä osavarmuuskertoimet sisältävä momentti kaatumislinjalla ja $M_{ep,st}^{(T)}$ on vastaava epäedullinen momentti.

Epäyhtälö voidaan kirjoittaa standardista johdettuun muotoon 12,

$$\sum \gamma_{p,ed,i} f_{ed,j} \geq \sum \gamma_{p,ep,i} f_{ep,j} \quad (12)$$

jossa $\gamma_{p,ed,i}$ on edullisen kuormituksen kuormitustyyppin i osavarmuuskerroin, $f_{ed,j}$ on edullisen osan j ominaiskuorma, $\gamma_{p,ep,i}$ on epäedullisen kuormituksen kuormitustyyppin i osavarmuuskerroin ja $f_{ep,j}$ on epäedullisen osan j ominaiskuorma.

Kun vakavuuslaskennassa tarkastellaan kaatumislinjalla vaikuttavia momenteja, yksittäisen osan ominaiskuorma lasketaan yhtälöllä 13,

$$f_j = \Phi_i F_j x_j \quad (13)$$

jossa f_j on yksittäisen osan j ominaiskuorma, F_j on osaan j kohdistuva kokonaisvoima, x_j on voiman vaikutuspisteen etäisyys kaatumislinjalta ja Φ_i on standardissa määritelty kuormitustyyppin i dynaaminen kerroin.

Kun epäyhtälöllä 12 tarkastellaan taulukon 2 kuormitusyhdistelmää A1, se voidaan kirjoittaa muotoon 14,

$$\gamma_{p,ed} \Phi_{1,ed} \sum (m_{ed,j} g x_j) \geq \gamma_{p,ep} \Phi_{1,ep} \sum (m_{ep,j} g x_j) + \gamma_{p,t} \Phi_2 m_t g x_t + \gamma_{p,d} \Phi_5 F_d x_t + \gamma_{p,s} F_{s,i} x_{s,i} \quad (14)$$

jossa $\gamma_{p,ed}$ on osavarmuuskerroin edulliselle nosturin osan painovoimalle, $\Phi_{1,ed}$ on dynaaminen kerroin edulliselle nosturin osan painovoimalle, $m_{ed,j}$ on edullisen osan j massa, g on putoamiskiihtyvyys, x_j on osan j painopisteen etäisyys kaatumislinjalta, $\gamma_{p,ep}$ on osavarmuuskerroin epäedulliselle nosturin osan painovoimalle, $\Phi_{1,ep}$ on dynaaminen kerroin epäedulliselle nosturin osan painovoimalle, $m_{ep,j}$ on epäedullisen osan j massa, $\gamma_{p,t}$ on osavarmuuskerroin taakan painovoimalle, Φ_2 on dynaaminen kerroin taakan painovoimalle, m_t on taakan massa, x_t on taakan painopisteen etäisyys kaatumislinjalta, $\gamma_{p,d}$ on osavarmuuskerroin käyttövoimien aiheuttamista kiihtyvyyksistä johtuvalle kuormitukselle,

Φ_5 on dynaaminen kerroin käyttövoimien aiheuttamista kiihtyvyyksistä johtuvalle kuormitukselle, F_d on käyttövoimien kiihtyvyyksistä aiheutuva ekvivalentti kuormitus taakan kiinnityspisteessä, $\gamma_{p,s}$ on osavarmuuskerroin siirtymien avulla määritettäville kuormituksille, $F_{s,i}$ on siirtymien avulla määritettävä kuormitus i ja $x_{s,i}$ on siirtymien avulla määritettävän kuormituksen etäisyys kaatumislinjalta.

Kun otetaan huomioon kertoimet, joiden arvo on yksi ja tutkittavan kohteen asettamat rajat epäyhtälö sievenee muotoon 15.

$$\gamma_{p,ed} \sum (m_{ed,j} g x_j) \geq \gamma_{p,ep} \sum (m_{ep,j} g x_j) + \gamma_{p,t} m_t g x_t + \gamma_{p,d} F_d x_t \quad (15)$$

Epäyhtälöstä voidaan ratkaista suurin mahdollinen nostoarvo m_t , kuten luvussa 2.2 esitetystä menetelmässä. Standardisarjan EN 13001 mukaisen vakavuustarkastelun tuottamiseksi täytyy jokaiselle tutkittavassa kohteessa vaikuttavalle kuormitusyhdistelmälle muodostaa vastaava yhtälö, ratkaista yhtälöstä nostoarvo ja valita nostoarvoista pienin kuhunkin nostorajataulukon pisteeseen.

Ratkaisu perustuu tässäkin menetelmässä staattisen tilan tarkasteluun, mutta epäyhtälö sisältää standardin vaatiman hitausvoiman F_d . Standardissa ei ole esitetty menetelmää hitausvoimien ratkaisuun, mutta ne täytyy standardin mukaan laskea. Standardin mukaan jäykän kappaleen liikemallia voidaan käyttää. (SFS-EN 2014, s. 16)

2.4 FEM-standardin osoittama vakavuustarkastelu

FEM on eurooppalaisia materiaalinkäsittelyvälineitä valmistavia yrityksiä edustava voittoa tavoittelematon järjestö, joka on perustettu 1953. Järjestöön kuuluu 14 EU-maata sekä Venäjä ja Turkki. FEM julkaisee materiaalinkäsittelykoneiden suunnittelua ohjaavia dokumentteja kuten tässä diplomityössä huomioitu RULES FOR THE DESIGN OF HOISTING APPLIANCES niminen kahdeksan kirjaseen sarja. (European material handling federation 2019) Julkaisua käsitellään tässä diplomityössä, koska siinä mainittuja suunnitteluohjeita on aiemmin sovellettu yrityksen tuottamassa vakavuuslaskennassa. FEM-järjestöä ei sen omilla nettisivuilla kuvailta standardoimisjärjestöksi, mutta sen julkaisut ovat muodoltaan standardien kaltaisia ja myös nimetty samalla tavalla. Esimerkiksi

mainittu kirjasten sarja on merkitty tunnuksella F.E.M. 1.001. Standardimaisen muodon takia tässä työssä huomioitavaa julkaisua nimitetäänkin FEM-standardiksi.

F.E.M. 1.001 standardissa on esitetty säännöt kuormia nostavien laitteiden kuormitusten ja kuormitusyhdistelmien määrittelemiseen lujuus- ja vakavuustarkastelua varten (F.E.M. 1998, s. 6). Julkaisun mukaan nosturi on vakaa, kun siihen kohdistuvien vakavuuden kannalta edullisten momenttien summa on suurempi tai yhtä suuri kuin nosturia kaatamaan pyrkivien momenttien summa. FEM-standardissa kuormitusten määrittäminen on ohjattu tekemään lähes samalla tavalla kuin kappaleessa 2.3.1 esitettyssä eurooppalaisessa standardissa. Siinä on esitetty erilaisia huomioon otettavia kuormituksia ja kuormitusyhdistelmiä. Julkaisun mukaan dynaamiset kertoimet lasketaan kokeellisesti määritettyjen kertoimien avulla ja dynaamiset kuormitukset niin ikään dynaamisten kertoimien avulla. Kuormituksista ohjeistetaan muodostamaan kuormitusyhdistelmiä suurimpien rakenteeseen kohdistuvien kokonaiskuormitusten arvioimiseksi. (F.E.M. 1998b, s. 15-37)

EN 13001 standardisarjasta julkaisu F.E.M. 1.001 eroaa merkittävästi dynaamisten kuormitusten laskennan määrittelyssä, sillä FEM-standardissa on yksityiskohtainen laskentaesimerkki dynaamiselle analyysille. Esimerkki on kuitenkin hyvin yksinkertainen. Siinä ratkaistaan keskimääräinen massan hitauden aiheuttama voima ja ratkaisu on algebrallinen. (F.E.M. 1998b, s. 45-57)

2.5 Dynaaminen analyysi

Liikkuvaan kappaleeseen kohdistuvien voimien tutkimisen perusta on Newtonin toinen laki, joka on esitetty usean dynamiikkaa käsittelevän kirjan alussa. Yksinkertaisimmillaan Newtonin toinen laki on yhtälön 16 muodossa,

$$\sum F = m a \quad (16)$$

jossa F on partikkeliin vaikuttava ulkoinen voima, m on partikkelin massa ja a on partikkelin kiihtyvyys. Partikkeliin vaikuttavien ulkoisten voimien summa on suoraan verrannollinen partikkelin kiihtyvyyteen ja massaan. (Schmerr 2019, s. 17) Newtonin toisen lain mukaan

muodostuvia massallisen kappaleen nopeuden muutoksista johtuvia voimia kutsutaan usein hitausvoimiksi. Kappaleessa 2.4 mainitut FEM-standardin esittämät dynaamisten kuormitusten laskentamenetelmät on johdettu Newtonin toisesta laista.

Tässä diplomityössä tarkastellaan monimutkaista liikkuvaa mekanismia, joka muodostuu useista toisiinsa kytketyistä massallisista jäykistä kappaleista. Systeemin liike määrittyy siihen kohdistuvien voimien ja kinemaattisten rajoitteiden kuten nivelten perusteella. Tarkasteltavan mekanismin liikkeestä aiheutuvien voimien selvittäminen vaatii tällöin dynaamisen analyysin, mutta monimutkaisen rakenteen takia Newtonin toisen lain soveltaminen suoraa kohteeseen on haastavaa. Luvuissa 2.5.1 ja 2.5.2 on esitetty MBS-menetelmän mukainen systeemin mallinnus ja dynaaminen analyysi, joka käyttää kehittyneempiä menetelmiä kuten Lagrangen kertoimia. (Shabana 2005, s. 85)

2.5.1 Monikappalesysteemi

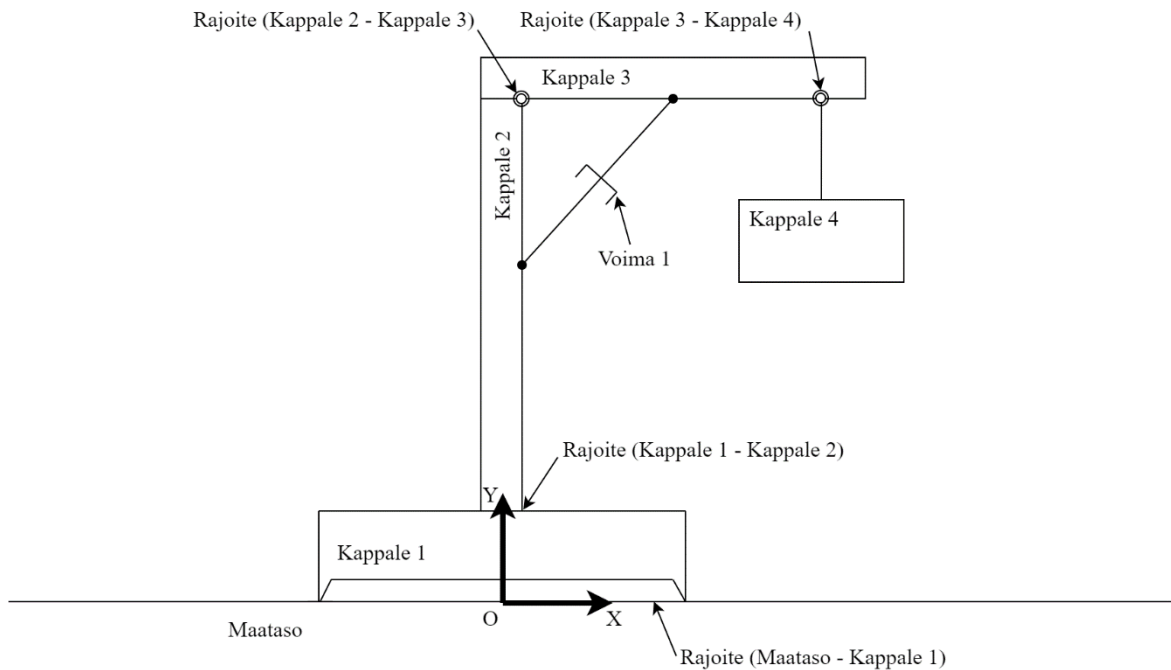
Toisiinsa kytkettyjen kappaleiden muodostaman systeemin liikkeen ja systeemissä vaikuttavien voimien tutkimista kutsutaan monikappaledynamiikaksi. Analysoitavaa systeemiä puolestaan nimitetään monikappalesysteemiksi. Sen muodostavat mekaaniset kappaleet, kappaleita yhdistävät rajoitteet ja kappaleisiin vaikuttavat voimat. (Flores 2015, s. 1) Yksinkertainen esimerkki monikappalesysteemistä on kuvan 9 moottorinostin, joka vastaa rakenteeltaan luvuissa 2.1 ja 2.2 käytettyä esimerkkiä. Runko on tasaisella pinnalla ja massallinen puomi liikkuu hydraulisynterin avulla. Rungon ja puomin välinen nivel rajoittaa liikettä.



Kuva 9. Yksinkertainen hydraulikäyttöinen puominostin. (CARiD 2019)

Dynaamista analyysia varten puominostin on määriteltävä monikappalesysteemiksi jakamalla sen eri komponentit niitä parhaiten kuvaaviin malleihin. Kuvassa 10 on havainnollistettu puominostimen komponenttien määrittelemisen monikappalesysteeminä. Nostimen puomi, pystypilari, alusta ja taakka ovat mekaanisia kappaleita ja ne voidaan määritellä jäykkinä tai joustavina (Wittenburg 2008, s. 1). Liikkeiden rajoitteet määritellään paikkoihin, joissa on liitoksia mekaanisten kappaleiden välillä. Lisäksi kappaleen 1 liikkuminen dynamiikan laskennan referenssipisteen eli maatasen suhteen täytyy määritellä. Kappale 1 ja kappale 2 ovat kinematiikan laskennan kannalta sama kappale, koska ne ovat jäykästi toisissaan kiinni. Kuvassa 10 ne ovat kuitenkin määritelty eri kappaleiksi ja merkitty rajoite niiden välille. Tämä on mallinnustekninen käytäntö, joka voidaan tehdä jäykästi toisissaan kiinni olevilla kappaleilla, kun kappaleita määritteleviä parametreja halutaan käsitellä erillisenä. Systemin liikkeeseen vaikuttavia voimia ovat gravitaatio, kappaleiden hitausvoimat sekä hydraulisyylinterin tuottama voima. Hydraulisyylinterin tuottamaa voimaa voi kuvata esimerkiksi jousen matemaattisella mallilla. Osien määrittelemisen esitetyllä

tavalla luo edellytykset systeemin epälineaarisen liikkeen kuvaamiselle yhtälöiden avulla ja dynamiikan tarkastelulle tietokoneohjelmistolla.



Kuva 10. Puominostimen osat luokiteltu monikappalesysteemin muodostaviin malleihin.

2.5.2 Monikappaledynamiikka

Monikappalesysteemin analysointi vaatii systeemin liikettä kuvaavan yhtälöryhmän muodostamisen ja sen ratkaisun ajan suhteen. Mahdollisten kappaleiden suurten kiertymien takia useimmissa tapauksissa monikappalesysteemiä kuvaava liikeyhtälö on hyvin epälineaarinen ja se on ratkaistava numeerisella menetelmällä. (Shabana 2005, s. ix) Epälineaarisuus johtuu kiertymiä kuvaavista yhtälöiden trigonometrisista osista. Systemaattisen tavan monikappalesysteemiä kuvaavan yhtälöryhmän muodostamiseen kehitti Joseph-Louis Lagrange (1736-1813) (Flores 2015, s. v). Menetelmästä käytetään nimitystä Lagrangen kertoimet ja siihen perustuva ratkaisija on käytössä tässä diplomityössä käytettävässä simulointiohjelmistossa. Monikappalesysteemin matemaattinen epälineaarisuus luo perusteet mainittujen laskentamenetelmien ensisijaiselle hyödyntämiselle hitausvoimien ratkaisuun vakavuustarkastelussa.

2.5.3 Kappaleen massa ja hitaus

Luvussa 2.2 esitetystä staattisten kuormitusten tarkastelusta materiaalinkäsittelykoneen eri osien massat määritellään pistemassana kyseisen osan painopisteessä ja painopisteen etäisyys kaatumislinjalta määrittää massan aiheuttaman vakavuuteen vaikuttavan momentin. Jäykän kappaleen dynamiikan tarkka mallinnus vaatii pistemassaa tarkemman kuvauksen kappaleen massalle (Shabana 2005, s. 328). Monikappalesysteemiä kuvaavassa liikeyhtälössä on niin kutsuttu massamatriisi, joka kuvaa jäykän kappaleen massaa ja hitautta. Massamatriisissa on yhtälön 17 muotoinen osa \mathbf{I} , joka on inertia tensori. Se sisältää parametrejä, jotka kuvaavat kappaleen hitausmomenteja ja hitaustuloja sille määritellyn inertiaalikoordinaatiston suhteen.

$$\mathbf{I} = \begin{bmatrix} I_{XX} & I_{XY} & I_{XZ} \\ \text{symmetrinen} & I_{YY} & I_{YZ} \\ & & I_{ZZ} \end{bmatrix} \quad (17)$$

Matriisin \mathbf{I} elementti I_{ii} kuvaa kappaleen hitausmomenttia inertiaalikoordinaatiston akselin i ympäri, kun kappaleeseen kohdistetaan vääntömomentti akselin i ympäri. Elementti I_{ij} kuvaa kappaleen hitaustuloa eli potentiaalia hitausmomenttiin inertiaalikoordinaatiston akselin i ympäri, kun kappaleeseen kohdistetaan vääntömomentti akselin j ympäri. Inertia tensorin rakenne on tärkeä ymmärtää, koska tässä diplomityössä käytetään simulointiohjelmistoa, johon se määritellään jokaiselle systeemin kappaleelle esitetystä muodosta. (Shabana 2005, s. 147)

3 PARAMETRISEN SIMULOINTIMALLIN MUODOSTAMINEN

Toisessa pääluvussa esitettiin vakavuuslaskennan perusteet sekä käytiin läpi MBS-menetelmää yleisellä tasolla. Tässä pääluvussa esitetään mallintamiseen käytettävä ohjelmisto, simulointimenetelmän verifiointi ja validointi sekä tapa materiaalinkäsittelykoneen vakavuustarkasteluun soveltuvan parametriseen simulointimallin muodostamiseen. Tässä diplomityössä esitettyjen standardien mukaan vakavuustarkastelussa tulee laskea koneeseen kaatumislinjalla vaikuttava momentti, mikä on suoraa verrannollinen koneen ja maaton väliin tukivoimiin. Simulointimallista on mahdollista mitata vastaava alavaunuun vaikuttava pienin tukivoiman, josta pystytään ratkaisemaan momentti ja siitä suurin nostokyky tietyssä pisteessä. Kehitettävässä työkalussa vakavuuden toteaminen vastaa siis standardien mukaista menetelmää, mutta kaatumislinjalla vaikuttava momentti määritetään hieman eri tavalla kuin käytössä olevalla menetelmällä. Simulointimalli muodostetaan Mevea Modeller -ohjelmalla. Simulaatiota ajetaan Mevea Solver -ohjelmalla, joka tuottaa varsinaisen ratkaisun aikasidonnaisista dynaamisista kuormituksista. Simulointimallin parametrisuus toteutetaan Excel-taulukon ja Python-ohjelman avulla.

3.1 Käytetty ohjelmisto

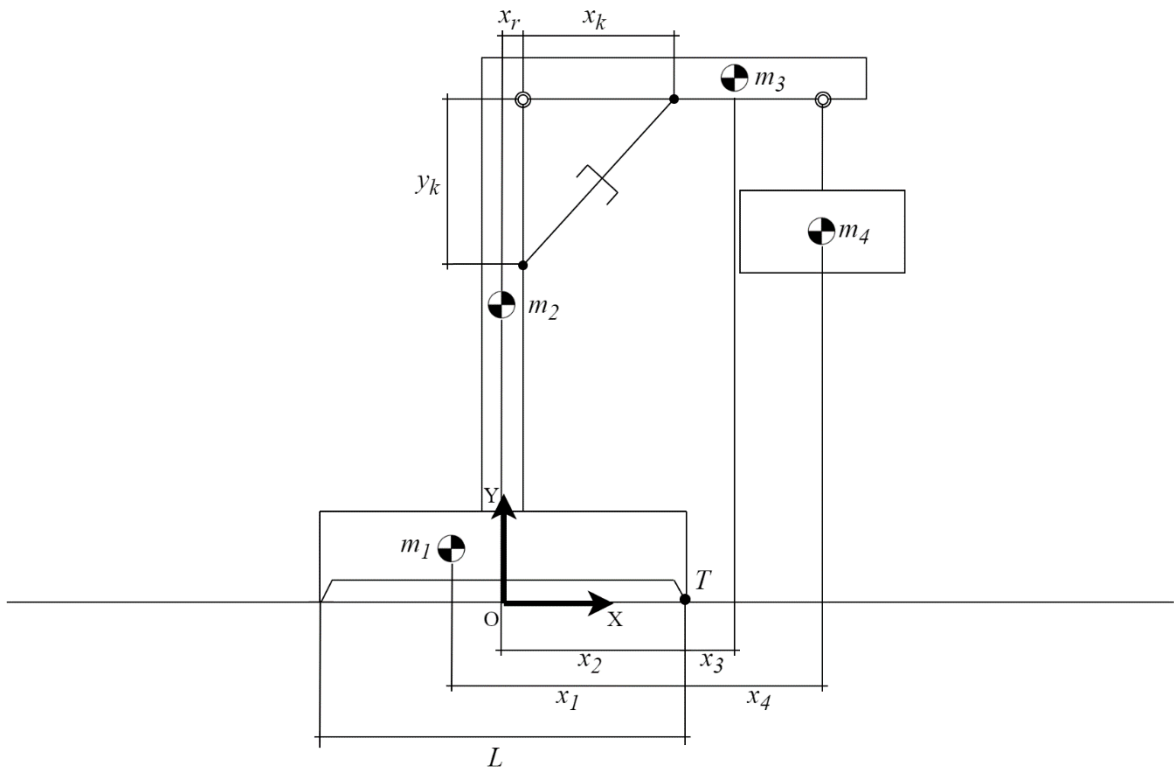
MBS-menetelmä tarkoittaa käytännössä monikappalesysteemin dynamiikan tietokoneavusteista laskentaa. Materiaalinkäsittelykoneeseen kohdistuvia kuormituksia tarkastellaan tässä diplomityössä Mevea Simulation Software -ohjelmistolla, joka on Mevea Ltd Oy:n tuottama kaupallinen simulointiohjelmisto. Mevea Simulation Software on joukko tietokoneohjelmia, jotka on luotu monimutkaisten mekaanisten systeemien simuloimiseen (Mevea Ltd. 2019, s. 5). Tässä diplomityössä ohjelmistosta käytetään Mevea Modeller ja Mevea Solver -ohjelmia. Mevea Modeller on ohjelma, jolla dynamiikan simuloimiseen käytettävä matemaattinen malli muodostetaan. Malliin määritellään mekanismin osien liitoskohtien sijainnit, massat ja inertia-parametrit. Osien liitokset ja nivelet määritellään vapausasteiden rajoitteina. Ohjelmassa on erilaisia rajoitetyyppejä, joista kukin muodostaa tietyn määrän rajoiteyhtälöitä. Yhden vapausasteen rajoittaminen vaatii yhden rajoiteyhtälön. (Mevea Ltd. 2020c, s. 8-17) Mevea Solver ohjelmalla toteutetaan itse simulointi, kun malli on rakennettu. Ohjelma tuottaa monikappaledynamiikan

laskentamenetelmiä käyttäen reaaliajassa ratkaisun mekaanisen systeemin liikkeelle. (Mevea Ltd. 2020a, s. 6) Simulaatiosta voi tallentaa sekä visualisoida reaaliajassa esimerkiksi systeemin kappaleiden sijaintia, orientaatiota tai niveliin kohdistuvia voimia (Mevea Ltd. 2020d). Simulaatioon voi valita ratkaisijaksi rekursiivisen menetelmän tai Lagrangen kertoimien menetelmän. Rekursiivinen ratkaisija on laskentanopeudeltaan tehokkaampi, mutta ratkaisunopeus ei ole tavoitteen kannalta merkittävä, joten tässä työssä simuloinnissa käytetään Lagrangen kertoimien menetelmää.

3.2 Simulointimenetelmän verifiointi ja validointi

Simulointimallin määrittelytavan ja ohjelmiston suorittaman laskennan kelpoisuus on syytä todeta jollakin keinolla kehitettäessä simulointiin perustuvaa vakavuuslaskentatyökalua. Simulointimallin määrittelytavan oikeellisuuden varmistaminen tarkoittaa tässä diplomityössä menetelmän verifiointia. Ohjelmiston suorittaman laskennan kelpoisuuden toteaminen puolestaan tarkoittaa menetelmän validointia. Molemmat suoritetaan rakentamalla Mevea Modeller -ohjelmalla simulointimalli tässä diplomityössä esimerkkinä käytetystä yksinkertaisesta puominostimesta noudattaen luvussa 2.5.1 esitettyä monikappalesysteemin määrittelyä. Menetelmä verifioidaan tutkimalla Mevea Solver -ohjelmalla mallin vapausasteiden määrä ja vertaamalla tulosta todelliseen arvoon. Validointi suoritetaan laskemalla analyttisesti puominostimeen kohdistuvat normaalivoimat sekä jousivoima ja vertaamalla tulosta simuloinnilla tuotettuihin tuloksiin.

Simulointimallilla tulee olla kolmiulotteisessa koordinaatistossa kaksi vapausastetta, koska systeemissä on kaksi yhden vapausasteen sallivalla nivelellä kytkettyä tasossa liikkuvaa osaa, kuten kuvassa 10 kappale 3 ja kappale 4. Mallista halutaan tutkia molempia sen tukipisteisiin kohdistuvia normaalivoimia sekä jousella kuvattuun hydraulisynteriin kohdistuvaa voimaa. Kappaleille määritellään mielivaltaisesti staattiseen analyysiin tarvittavat kuvassa 11 esitetyt massa- ja geometriaparametrit. Määritellyt arvot on merkitty taulukkoon 3. Analyttisessä laskennassa sekä simuloinnissa määritellään putoamiskiihtyvyydeksi $g = -9,81 \text{ m/s}^2$ Y-akselin suuntaan. Simulointimallin määrittelyssä muut tarvittavat geometriaparametrit ovat myös valittu mielivaltaisesti, mutta niitä ei ole ilmaistu, koska ne eivät vaikuta kyseisen systeemin staattisen tasapainotilan tarkasteluun.

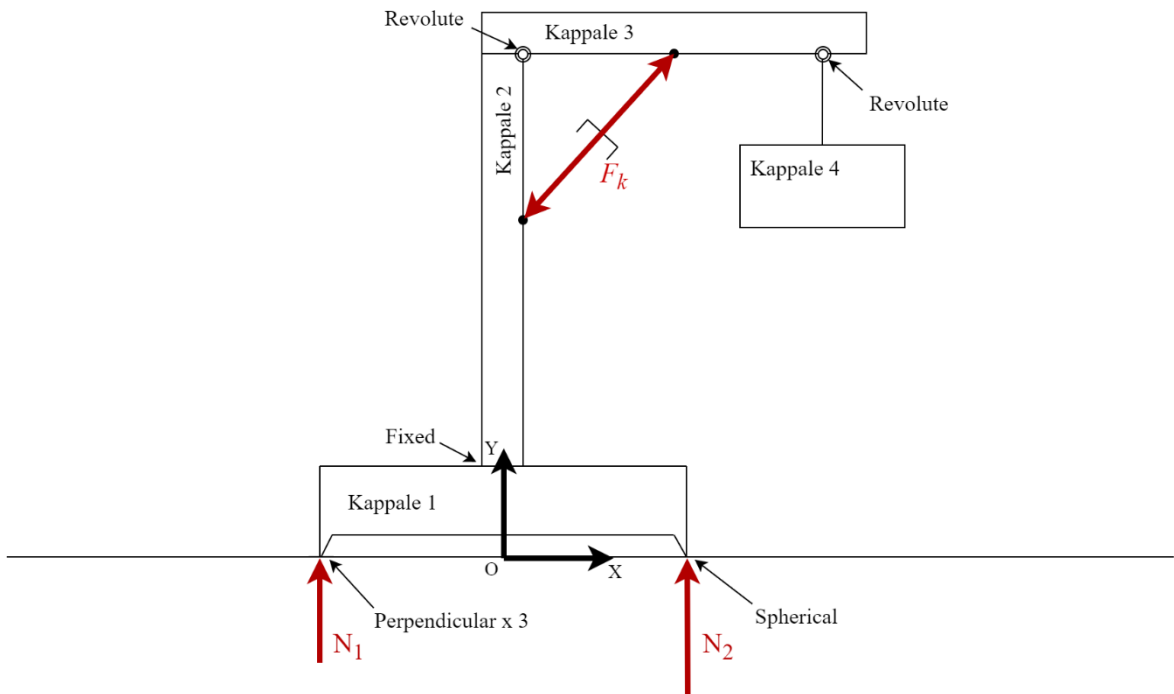


Kuva 11. Puominostimen staattisen tilan tarkasteluun vaadittavat parametrit.

Taulukko 3. Puominostimen staattiseen tarkasteluun vaadittavien parametrien arvot.

Parametri	Yksikkö	Suuruus
g	m/s^2	9,81
m_1	kg	100
m_2	kg	50
m_3	kg	40
m_4	kg	110
x_1	m	0,6
x_3	m	0,5
x_2	m	0,1
x_4	m	0,3
x_r	m	0,05
x_k	m	0,3
y_k	m	0,3
L	m	1

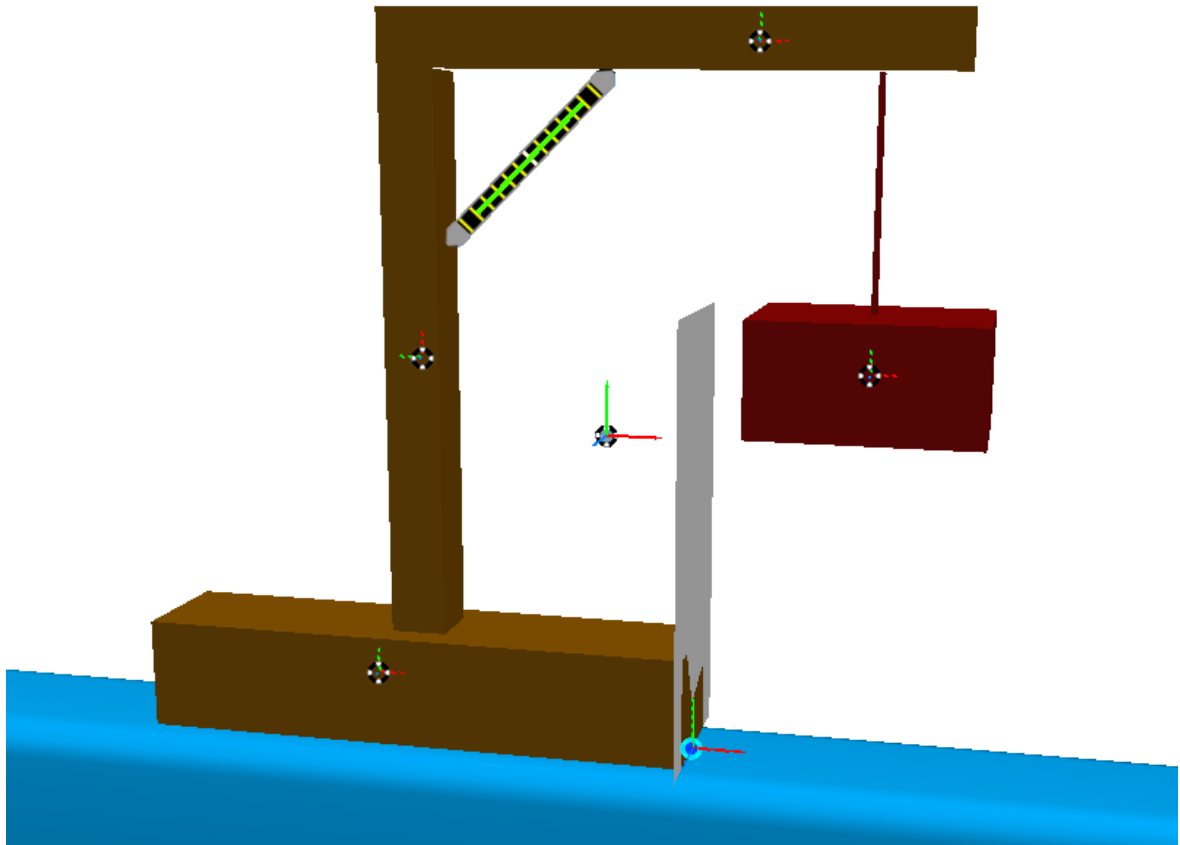
Validoinnissa laskettavat systeemissä vaikuttavat voimat on merkitty kuvaan 12 punaisilla nuolilla. Erilaiset rajoitteet ja niiden määrä on merkitty myös kuvaan 12. Rajoitteiden paikka on osoitettu mustilla nuolilla ja lukumäärä nimen yhteydessä, jos rajoitteita on kyseisessä paikassa enemmän kuin yksi. Yksityiskohtainen kuvaus eri tyyppisille rajoitteille on esitetty Mevea Simulation Software -ohjelmiston referenssimanuaalissa (Mevae Ltd. 2020b, s. 21-32). Analyytisessä laskennassa normaalivoimat ja jousivoima lasketaan luvussa 2.1 esitetyn jäykän kappaleen staattisen tasapainotilan ehtojen yhtälöiden mukaisesti. Laskenta on esitetty yksityiskohtaisesti liitteessä I.



Kuva 12. Staattisella analyysillä ja simuloinnilla laskettavat puominostimeen vaikuttavat voimat.

Simulointimalli rakennetaan Mevea Modeller- ohjelmassa XY-tason suuntaisesti kuten kuvassa 13, jolloin tulokset ovat suoraa vertailukelpoisia analyytisesti tasossa laskettuun tapaukseen. Jousen jäykkyydeksi valitaan $k = 9 \cdot 10^9$ N/m ja vaimennuskertoimeksi $b = 5 \cdot 10^4$ Ns/m. Arvot on valittu siten, että systeemi on vakaa ja se ei liiku, kun simulaatio käynnistetään ja se kuvaa täten staattista tilannetta. Kuvan 13 simulointimallissa on visualisoitu eri kappaleiden painopisteiden sijainnit sekä koko systeemin painopisteen sijainti. Jousivoima on visualisoitu indikaattorilla, jossa vihreä väri tarkoittaa puristusta ja

punainen tarkoittaisi vetoa. Kuvassa oleva harmaa taso kuvaa systeemin tukialueen reunaa. Kuvasta 13 voi havaita, että systeemi on staattisessa tasapainotilassa, koska painopiste on tukialueen sisällä.



Kuva 13. Puominostimen simulointimalli Mevea Solver -ohjelmassa.

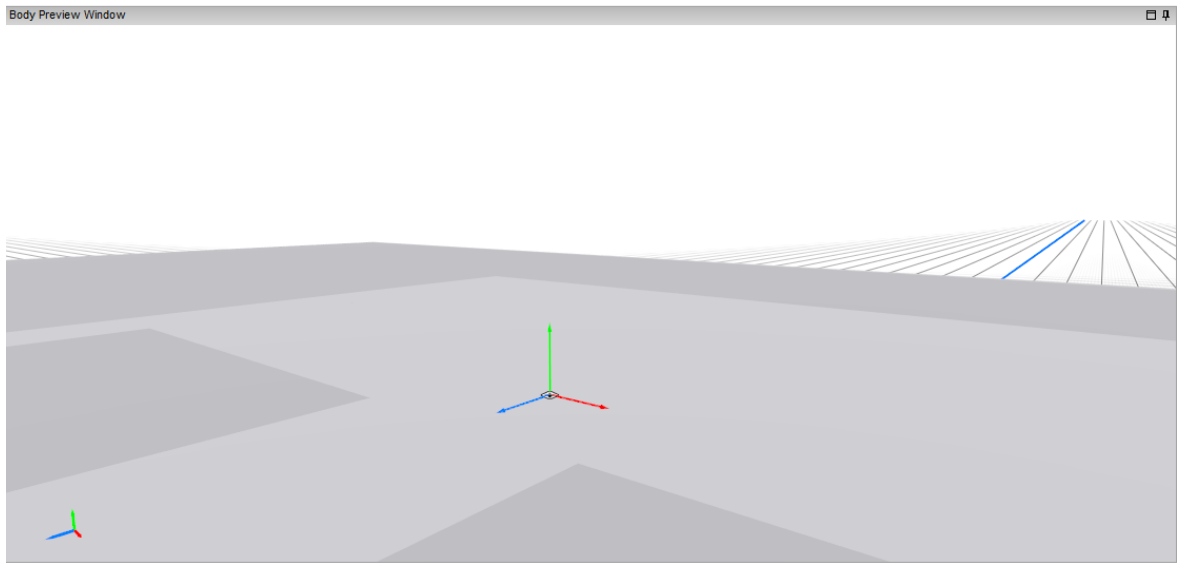
Kuvan 13 simulointimallissa on Mevea Solver -ohjelman mukaan kaksi vapausastetta ja simuloinnin käynnistyessä malli pysyi liikkumattomana. Näin ollen puominostimen staattisen tasapainotilan analyyttisen laskennan ja simuloinnin tuloksia voidaan pitää vertailukelpoisina. Tulokset eri menetelmillä lasketuista voimista on esitetty taulukossa 4. Ero simuloinnilla ja analyyttisesti lasketuilla staattiseen systeemin vaikuttavilla voimilla on suurimmillaan 0,00021 %. Simuloinnille ei ole asetettu vaadittua tarkkuutta missään standardissa eikä tämän diplomityön tavoitteena olekaan tutkia ohjelmiston laskennan tarkkuutta. Ero analyyttisen ja simuloinnilla laskettujen voimien välillä on kuitenkin niin lähellä nollaa, että laskennan voidaan todeta vastaavan analyyttisen menetelmän tulosta. Näin ollen käytettävää simulointimenetelmää voidaan pitää validina vakavuustarkasteluun.

Taulukko 4. Simulointimenetelmän validoinnin tulokset.

Voima	Symboli	Analyttisesti laskettu [N]	Simuloitu [N]	Ero [N]
Normaalivoima 1	N_1	470,88	470,88	0
Normaalivoima 2	N_2	2472,12	2472,12	0
Jousivoima	F_k	4832,58	4832,57	0,01

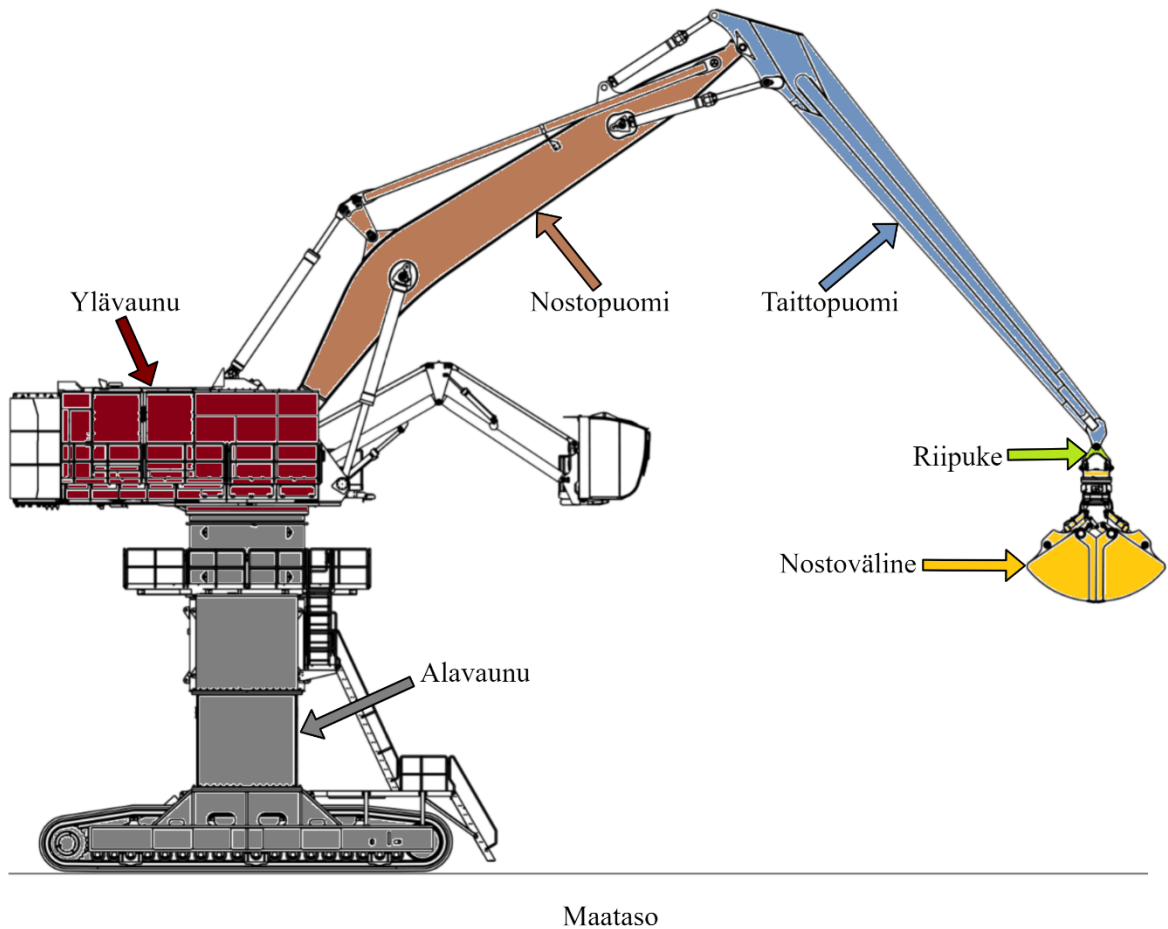
3.3 Materiaalinkäsittelykoneen simulointimallin rakentaminen

Simulointimallin luominen Mevea Modeller -ohjelmassa vaatii systeemin määrittelyn luvussa 2.5.1 esitetyn tavan mukaisesti. Kun ohjelmalla avaa uuden simulointimalliprojektin, se luo automaattisesti malliin maatasen (engl. Ground). Maataso on ohjelmassa valmiiksi määritelty kappale, joka toimii dynamiikan laskennan referenssipisteenä. Kuvassa 14 on Mevea Modeller -ohjelman esikatselunäkymä, jossa maatasoon on liitetty harmaa tason muotoinen grafiikka. Mevea Modeller luo simulointimallin komiulotteiseen karteesiseen koordinaatistoon, joka on havainnollistettu myös kuvassa 14. Tätä koordinaatistoa nimitetään simulointimallin globaaliksi koordinaatistoksi. Tässä diplomityössä simulointimallin koordinaatistoissa Y-akseli on vihreällä, X-akseli punaisella ja Z-akseli sinisellä värillä. X- ja Z-akseli muodostavat globaalissa koordinaatistossa maatasen, johon on kiinnitettävä rajoitteilla jokin simulointimallin kappale tai muuten kappaleet ovat simulaatiossa jatkuvassa putoamisliikkeessä. Simulointimallissa on määritelty putoamiskiihtyvyydeksi $g = -9,81 \text{ m/s}^2$ Y-akselin suuntaan.



Kuva 14. Maataso ja simulointimallin globaali koordinaatisto Mevea Modeller -ohjelmassa kappaleen esikatselunäkymässä.

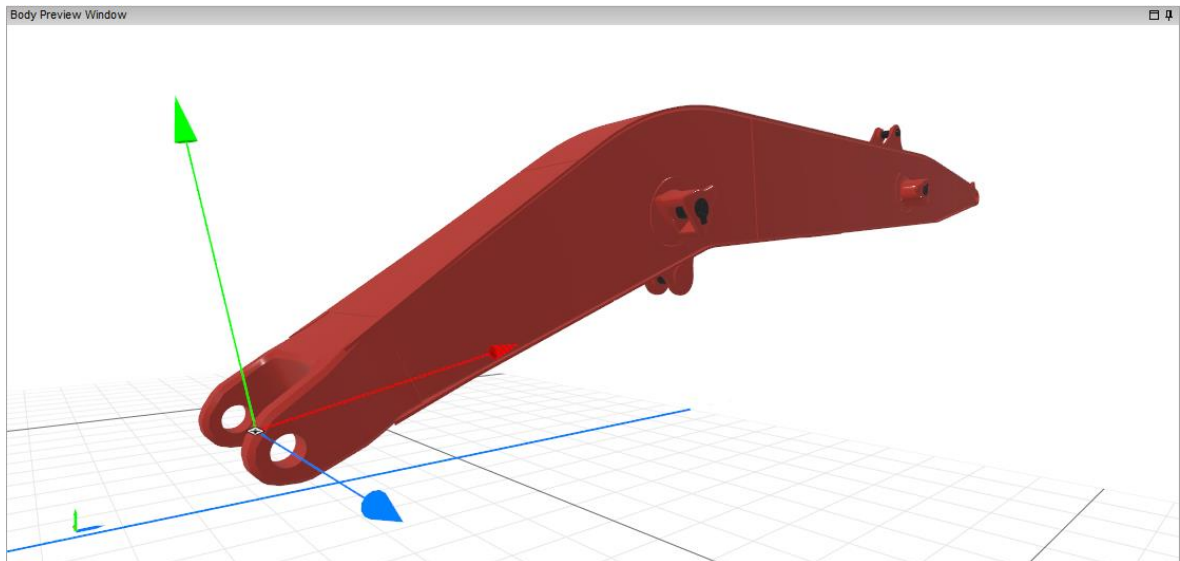
Mantsinen Groupin materiaalin käsittelykoneiden eri mallit eroavat toisistaan rakenteiden koossa ja muodossa. Yksinkertaistettuna koneilla on kuitenkin sama peruskokoonpano, jota voidaan käyttää simulointimallin määrittelyssä. Oleellista on koneen merkittävien liikkuvien kappaleiden ja niiden rajoitteiden tunnistaminen. Mantsinen Groupin materiaalinkäsittelykoneessa on dynaamisten kuormitusten kannalta kuusi merkittävää toistensa suhteen liikkuvaa massallista kappaletta ja ne on havainnollistettu eri väreillä kuvassa 15. Alavaunu, ylävaunu, nostopuomi, taittopuomi, riipuke ja nostoväline ovat kappaleita, jotka liikkuvat toisiinsa kytkettynä koneen operoidessa ja aiheuttavat hitausvoimia. Kuvaan 15 ei ole merkitty väreillä sylintereitä, vastapainoa tai ohjaamonostinta. Nämä kappaleet määritellään Mevea Modeller -ohjelmassa dummy-kappaleina eli massallisina kappaleina, jotka liikkuvat systeemissä jonkun toisen kappaleen mukana. Dummy-kappaleita ei tarvitse ottaa huomioon kinematiikan laskennassa, mutta niiden massa ja inertia vaikuttavat kuormituksiin. Dummy-kappaleita ei tarvitse käyttää, mutta niiden avulla simulointimallin parametrisuuden pystyy tekemään laajemmin kevyemmällä laskentaprosessilla.



Kuva 15. Simulaatiomallissa huomioitavat materiaalinkäsittelykoneen liikkuvat osat.

3.3.1 Kappaleiden määrittely

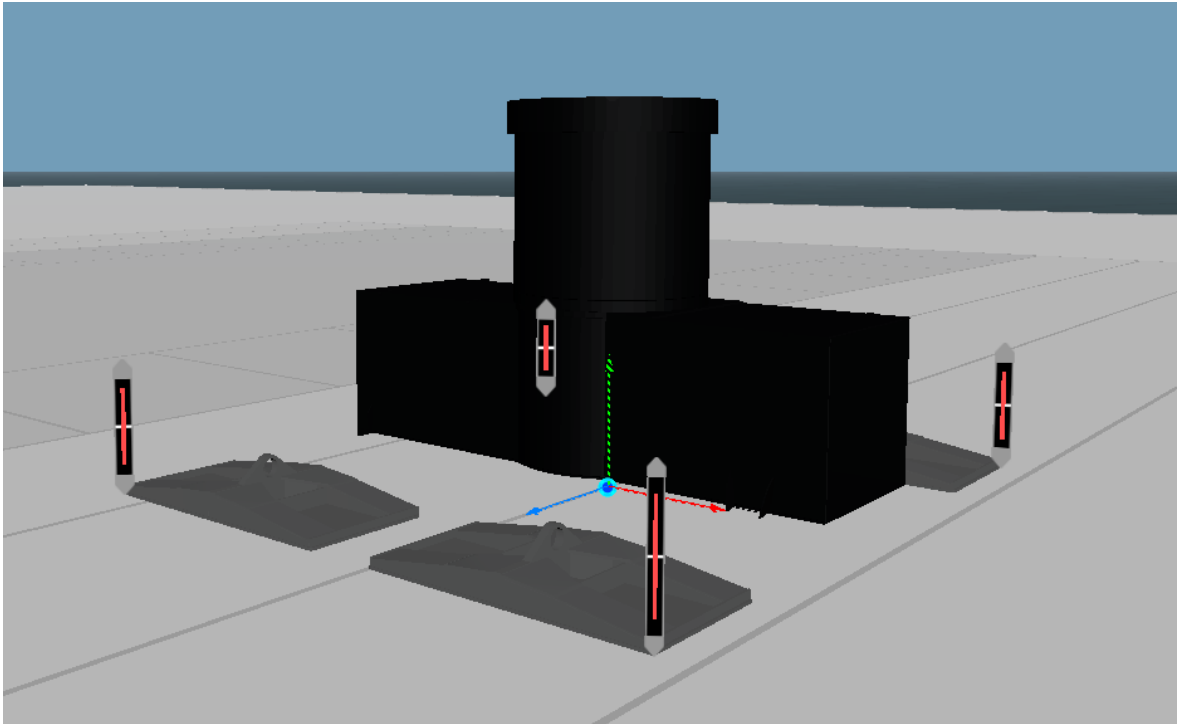
Simulointimalliin luodaan jokainen kappale erikseen. Jokaiselle kappaleelle päätetään mielivaltaisesti lokaali koordinaatisto, jonka avulla määritellään kappaleen paikka globaalissa koordinaatistossa. Lokaalin koordinaatiston suhteen määritellään myös jokaisen kappaleen massakeskipiste ja hitausmomentit massakeskipisteessä. Hitausmomentit määritellään kappaleelle luvussa 2.5.3 esitetyn inertia tensoriksi kutsutun matriisin muodossa ja se lasketaan CAD-ohjelman (Computer-Aided Design) avulla kappaleen 3D-mallista. Lokaali koordinaatisto on suositeltavaa valita pisteestä, josta geometriaparametrit ovat selkeitä määrittellä. Esimerkiksi nostopuomille lokaali koordinaatisto päätetään sijaitsevan puomin tyvessä nivelen keskipisteessä niin, että X-akseli osoittaa kohti puomin kärjen nivelen keskipistettä kuten kuvassa 16.



Kuva 16. Nostopuomin lokaaali koordinaatisto Mevea Modeller -ohjelmassa kappaleen esikatselunäkymässä.

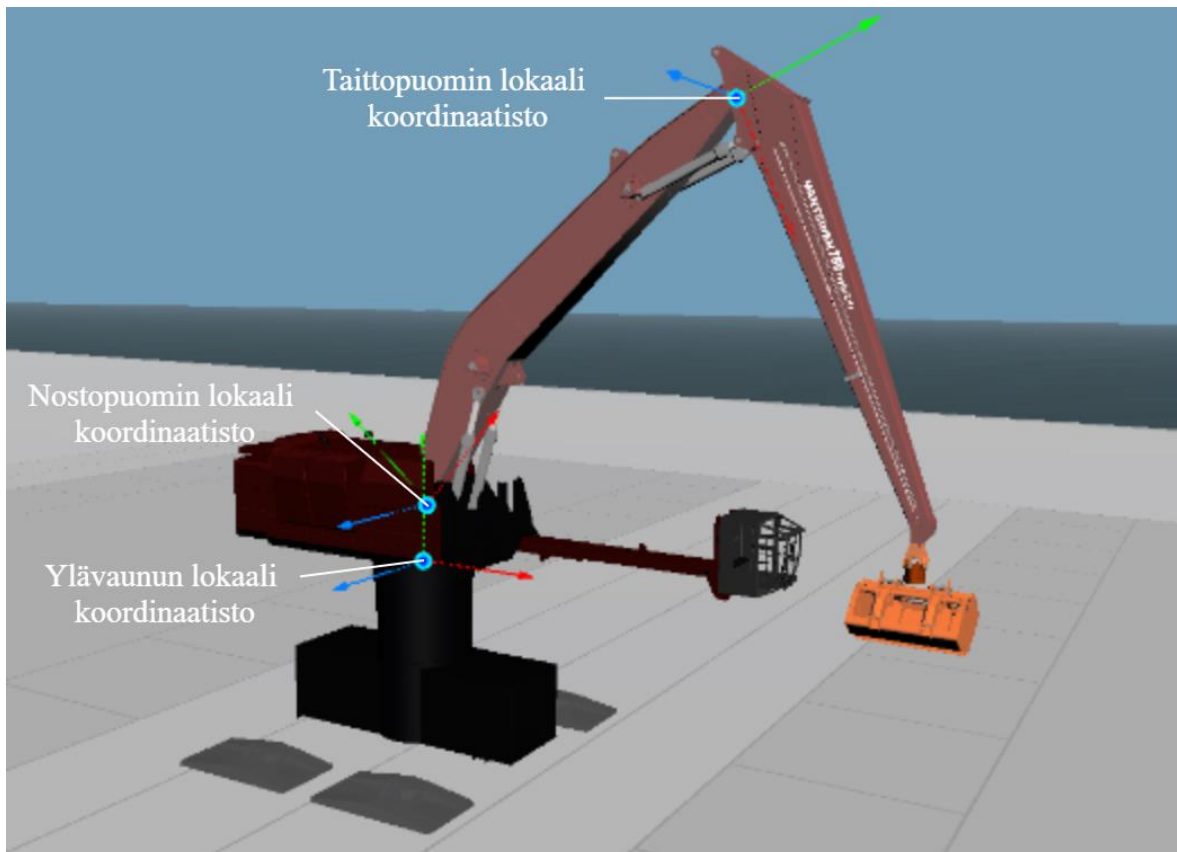
3.3.2 Rajoitteet

Rajoitteilla simulointimallille luodaan todenmukaiset vapausasteet. Yksittäinen rajoite kytkee kaksi systeemin kappaletta toisiinsa kiinni. Ensimmäiset rajoitteet määritellään alavaunun ja maatasen välille globaalien koordinaatiston origoon, joka on maatasolla koneen kääntökehän keskellä kuten kuvassa 17. Alavaunun siirtyminen X- ja Z-suuntaan estetään InLine-rajoitteella ja kiertyminen Y-akselin ympäri estetään Perpendicular-rajoitteella. Alavaunun siirtyminen negatiivisen Y-akselin suuntaan rajoitetaan 2 m pituisilla köysillä, joita kuvassa 17 ilmaistaan kulmiin kiinnittyneillä sylinterin muotoisilla kappaleilla. Köysi on ohjelmassa jousen matemaattinen malli, joka sallii vain vetojäännityksen. Köysien jousivakioiksi valitaan $k = 9 \cdot 10^9$ N/m ja vaimennuskertoimiksi $b = 5 \cdot 10^7$ Ns/m Parametrit on valittu siten, että systeemi pysyy vakaana simulaatiossa ja siirtymät jousien varassa ovat mahdollisimman pieniä. Samoilla parametreilla määritellään myös sylintereitä kuvaavat jouset. Tällöin mallia voidaan pitää jäykkänä kineettisenä kappaleena, mutta vakavuustarkastelussa pystytään ottamaan huomioon myös alavaunun hitaus. Köydet eivät rajoita alavaunun liikettä positiivisen Y-akselin suuntaan. Malli pystyy siis kallistumaan jokaiseen neljään suuntaan, mutta alavaunu ei pyöri tai liu'u maatasolla. Rajoitteilla kyseisen skenaarion luominen ei käytettävässä ohjelmassa ole mahdollista ylimäärittelemättä mallia.

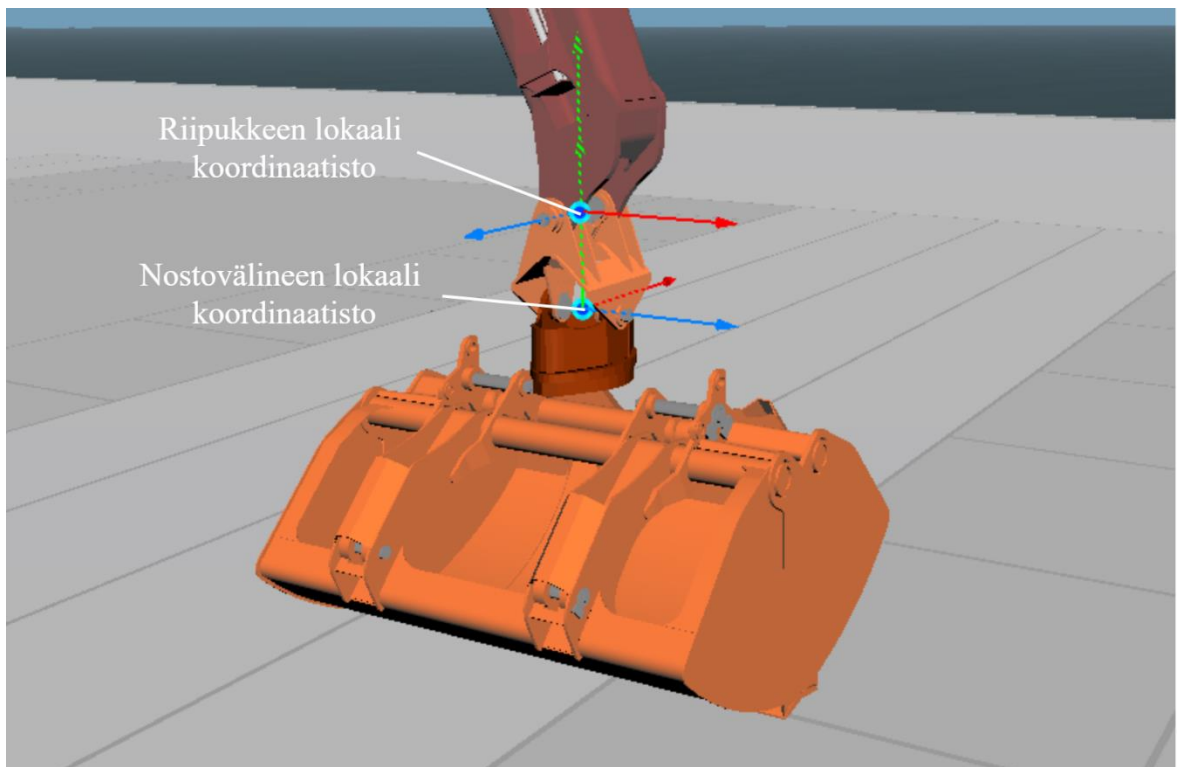


Kuva 17. Simulointimallin alavaunun rajoitteet Mevea Solver -ohjelmassa.

Ylävaunun ja puomien rajoitteet määritellään käyttäen niiden lokaaleja koordinaatistoja, jotka on merkitty kuvaan 18. Riipukkeen ja nostovälineen rajoitteet määritellään myös käyttäen niiden lokaaleja koordinaatistoja, jotka on merkitty kuvaan 19. Ylävaunulle sallitaan ainoastaan kiertyminen lokaalin koordinaatistonsa Y-akselin ympäri. Nostopuomille, taittopuomille, riipukkeelle ja nostovälineelle sallitaan ainoastaan kiertyminen lokaalin koordinaatistonsa Z-akselin ympäri. Yhden kiertymän salliva rajoite on Mevea Modeller -ohjelmassa nimellä Revolute.



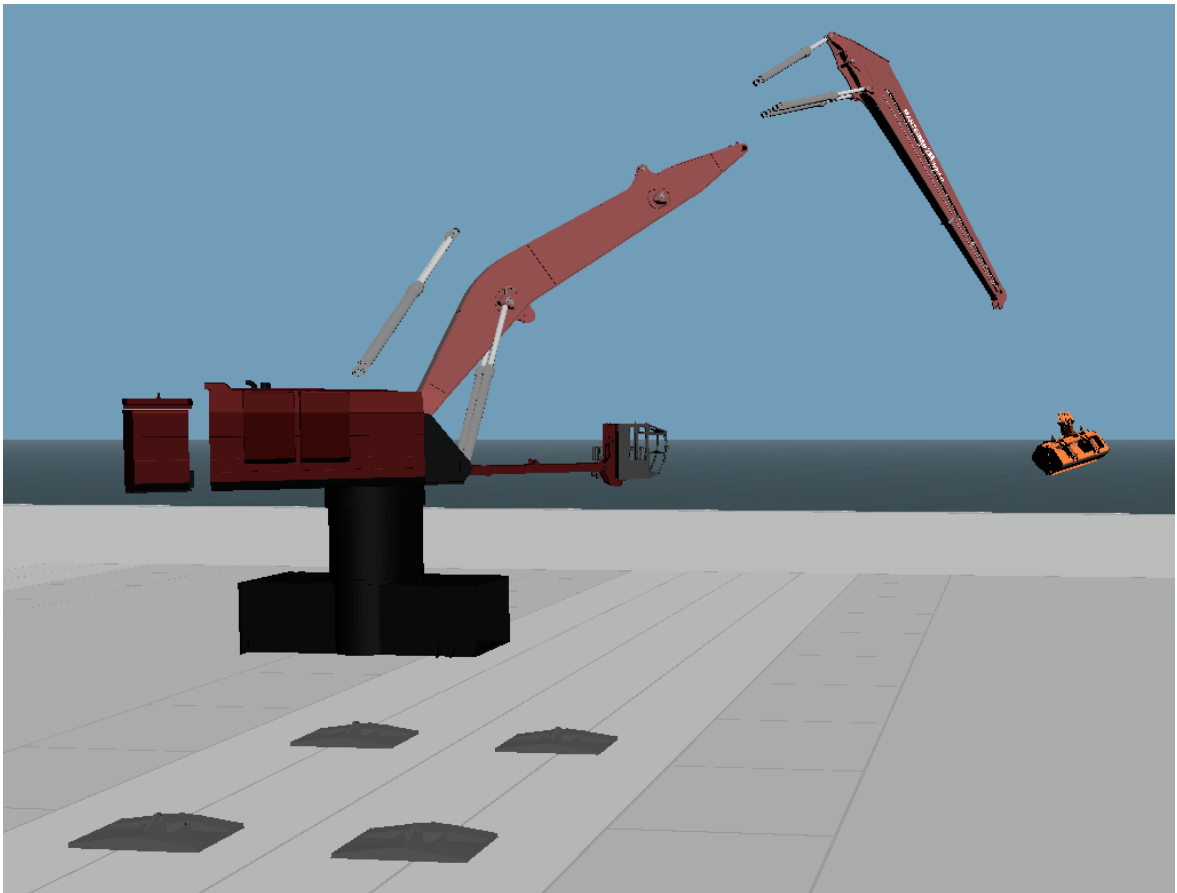
Kuva 18. Ylävaunun ja puomien lokaalit koordinaatistot.



Kuva 19. Riipukkeen ja nostovälineen lokaalit koordinaatistot.

3.3.3 Grafiikka

Kuvissa 16-19 näkyvä kappaleiden grafiikka on lisätty erikseen Mevea Modeller -ohjelmassa. Kehitetyssä simulointimallissa grafiikkatiedostot eivät vaihdu geometriaparametrien mukaan. Esimerkiksi kuvan 20 kokoonpanossa geometria ei vastaa grafiikkaa puomien pituudessa. Grafiikka ei vaikuta matemaattisen mallin oikeellisuuteen tai dynamiikan ratkaisuun. Grafiikan tarkoitus on ainoastaan esittää simulointimallin käyttäjälle kappaleiden orientaation ja paikan oikeellisuus. Grafiikkamalliin määritetään lokaali koordinaatisto samaan sijaintiin kuin CAD-malliin, josta luetaan kappaleen parametrit. Simulaation visualisoinnista näkee täten, ovatko kappaleet tarkoituksen mukaisilla paikoilla ja liikkuvatko ne oikein.



Kuva 20. Materiaalinkäsittelykoneen simulointimalli Mevea Solver -ohjelmassa.

3.4 Simulointimallin parametrisointi

Simulointimallin parametrisuus perustuu Meveal Modeller -ohjelmalla luodun mallin muokkaamiseen ulkopuolisella sovelluksella kuten Python-ohjelmalla. Mevea-ohjelmisto

käyttää XML-tiedostomuotoa simulointimallien tallentamiseen ja ratkaisemiseen. Parametrit voidaan ladata täysin ulkopuoliselta alustalta kuten Excel-taulukosta Python-ohjelmalla ja kirjoittaa uudelleen XML-tiedostoon ennen simuloinnin käynnistystä. Python-ohjelmoinnin käyttö valittiin tässä diplomityössä menetelmäksi parametrien lukemisessa ja uudelleenkirjoittamisessa, koska siinä on vähän rajoitteita lähde- ja kohdetiedostojen rakenteiden suhteen. Tässä luvussa esitetään kaksi tapaa parametrien lukemiselle: yrityksen käytössä olevasta laskentataulukosta lukeminen ja uuden parametrikirjaston luominen.

3.4.1 Parametrisointi käytössä olevan laskentatyökalun avulla

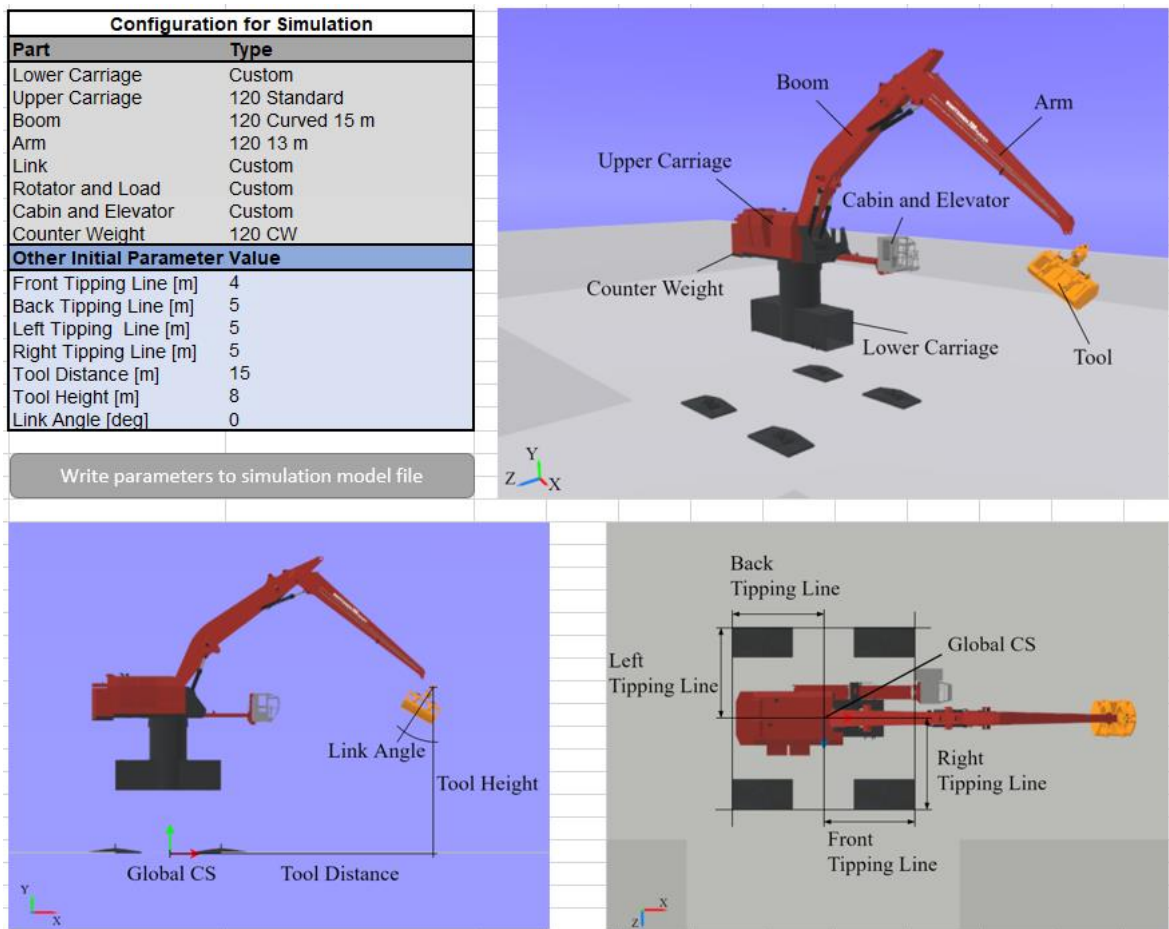
Vakavuustarkastelussa käytössä olevan nostorajataulukon laskentatyökalun käyttäminen simulointimallin parametrisointiin on luontevaa, koska simulointimallissa käytetään täysin samoja parametreja vastaavan tuloksen saavuttamiseksi. Nostorajataulukon laskentatyökalussa käytetään kuitenkin huomattavasti vähemmän parametreja kuin vastaavassa simulointimallissa. Nostorajataulukon laskentatyökalu toimii tasossa staattisen tasapainotilan mukaan, joten esimerkiksi kappaleiden massakeskipisteiden sijainneista tarvitaan vain tasossa kuvatut etäisyydet, kuten luvun 2.2 kuvassa 6 parametrit x_i . Simulointimalliin puolestaan täytyy määrittellä jokaisen kappaleen ja dummy-kappaleen massakeskipiste kolmiulotteisessa koordinaatistossa ja luvussa 2.5.3 esitetty inertiatensori. Myöskään aivan kaikkia nostorajalaskennassa käytettäviä parametreja ei pysty käyttämään simulointimallissa. Sylinterit määrittellään simulointimallissa kahtena massallisena kappaleena koska sylinteri ja putki liikkuvat toistensa suhteen. Käytössä olevassa menetelmässä niiden massa puolestaan on yhteenlaskettu. Kuvan 20 koneesta on listattu taulukkoon 5 simulointimalliin tarvittavat massa- ja inertia-parametrit sekä geometriaparametrit, ja lukumäärää on verrattu vastaavan kokoonpanon nostorajataulukon laskentatyökalun parametreihin, joita pystyy hyödyntämään simulointimallissa.

Taulukko 5. Simulointimalliin tarvittavien parametrien määrä verrattuna simulointimalliin kelvollisten nostorajataulukon laskentatyökalun sisältämien parametrien määrään.

Parametri lkm/ Tyyppi	Nostorajataulukon laskentatyökalusta saatavat	Simulointimalliin tarvittavat	Erotus
Massa ja inertia	18	214	196
Geometria	37	70	33
Yhteensä	55	284	229

3.4.2 Parametrikirjasto

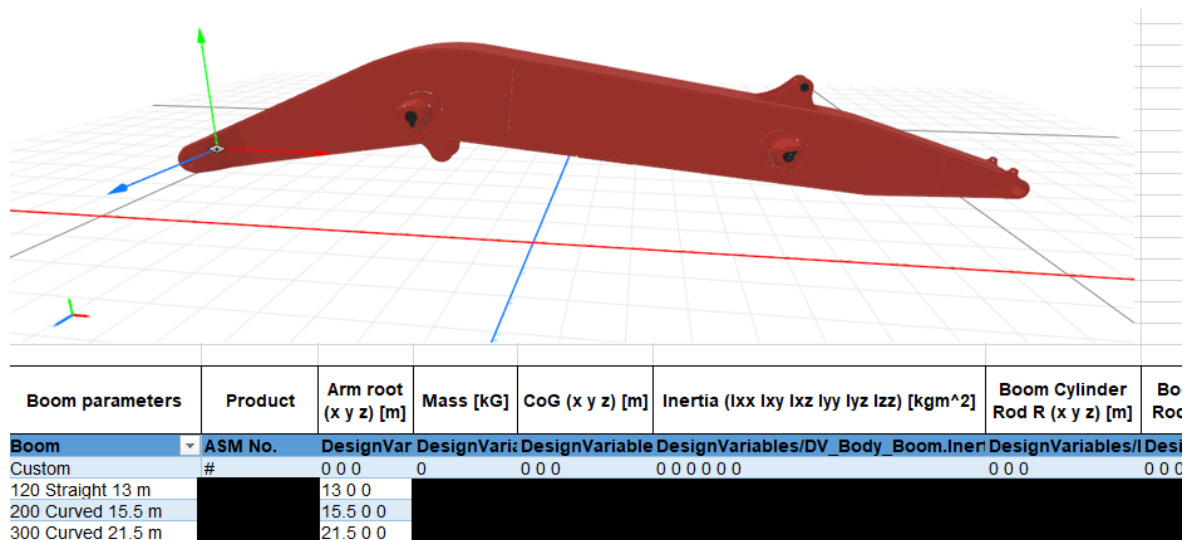
Simulointiin tarvittavien lisäparametrien määrä osoittautui niin suureksi, että työssä päätettiin kehittää parametrinen simulointimallin luomiseen nostorajataulukosta erillinen parametrikirjasto. Käyttöliittymäksi tehtiin yksinkertainen kuvassa 21 esitetty taulukko, josta voi valita jokaiselle simulaation kappaleelle halutun mallin pudotusvalikosta. Taulukko on Excel-tiedoston ensimmäisellä sivulla, jota nimitetään konfiguraatiosivuksi. Taulukkoon määritellään lisäksi kaatumislinjat sekä nostovälineen alkuasema ja kulma taittopuomin suhteen. Kun haluttu kokoonpano on valittu, painetaan harmaasta taulukon alla olevasta painikkeesta, joka käynnistää Python-ohjelman ja valitun kokoonpanon parametrit kirjoitetaan simulointimallitiedostoon.



Kuva 21. Parametrinen simulointimallin käyttöliittymä.

Käyttäjät tarvitsee vain konfiguraatiosivua, ellei hän halua muokata olemassa olevan kappaleen mallia tai lisätä kokoonpanoon mallia, jota ei ole kyseisen osan taulukossa. Parametrikirjastossa on mallien lisäystä ja muokkausta varten kaikille kappaleille oma

parametritaulukko. Taulukot on jaoteltu erillisille sivuille selkeyden vuoksi. Kuvassa 22 on osa nostopuomin parametritaulukkoa. Taulukon ensimmäisessä sarakkeessa on kappaleen eri mallit. Kunkin mallin parametrit ovat mallin nimikettä vastaavalla rivillä ja jokainen parametri on omassa sarakkeessaan. Ylimmällä rivillä on esitetty jokaisen parametrin sarakkeessa parametrin tyyppi, tallennusmuoto ja yksikkö. Tummimmalla sinisellä värillä värjätty rivi on Python-ohjelmaa varten. Ohjelma lukee riviltä kunkin muuttujan nimen ja polun XML-tiedostossa. Simulointimalliin luodaan jokaiselle muokattavalle parametrille Design Variable -komponentti, joka mahdollistaa parametrin uudelleen kirjoittamisen Python-ohjelmalla.



Kuva 22. Nostopuomin parametritaulukko.

3.5 Kuormitusten simulointi

Määrittelemällä luvussa 2.3.2 esitetyt standardin EN 13001-2 mukaiset kuormitusyhdistelmät simulointimalliin saavutettaisiin täydellinen standardin mukainen vakavuustarkastelu. Haasteena toteutukselle on kuitenkin suurimman nostettavan massan vaihtelevuus nostorajataulukon eri pisteissä. Vakavuustarkastelu on joka tapauksessa suoritettava nostorajataulukon muodossa, koska nostorajoille on oltava perustelut. Mikäli esimerkiksi puomien kiihtyvyyksistä aiheutuvia voimia mitataan simulointimallista, puomeja täytyy liikuttaa, jolloin taakan paikka ja suurin sallittu kuorma luonnollisesti muuttuu ja tietyn pisteen nostorajan iterointi ei ole mahdollista pelkällä liikkuvalla mallilla. Täydellinen standardin mukainen laskenta on siis mahdollista toteuttaa määrittämällä simulointimallilla dynaamiset kuormitukset ja lisäämällä ne staattiseen laskentaan luvussa

2.3.4 esitetyn laskentaesimerkin mukaisesti. Staattiseen laskentaan on mahdollista käyttää samaa simulointimallia tai käytössä olevaa laskentatyökalua.

Luvussa 2.3.4 esitetyn standardin EN 13001-2 mukaisen laskentaesimerkin mukaan staattiseen laskentaan lisätään normaaliliikkeessä esiintyvä käyttövoimien kiihtyvyyksistä aiheutuva ekvivalentti kuormitus taakan kiinnityspisteessä. Esimerkiksi tämän ekvivalentin kuormituksen laskemiseksi tulisi määrittellä normaaliliike ja määrittellä se simulointimalliin siten, että malli suorittaisi normaaliliikkeen kaikista nostopisteistä. Simulointimallista pystyy tarkastelemaan kappaleiden välisiin niveliin liikkeen aikana vaikuttavia voimia, joista voisi laskea suurimman ekvivalentin kuormituksen taakan kiinnityspisteessä kussakin nostopisteessä. Täydellisen standardin mukaisen laskentatyökalun tuottamiseksi vastaava määrittely täytyisi tehdä kaikille luvussa 2.3.2 esitetuille olennaisille kuormitusyhdistelmille.

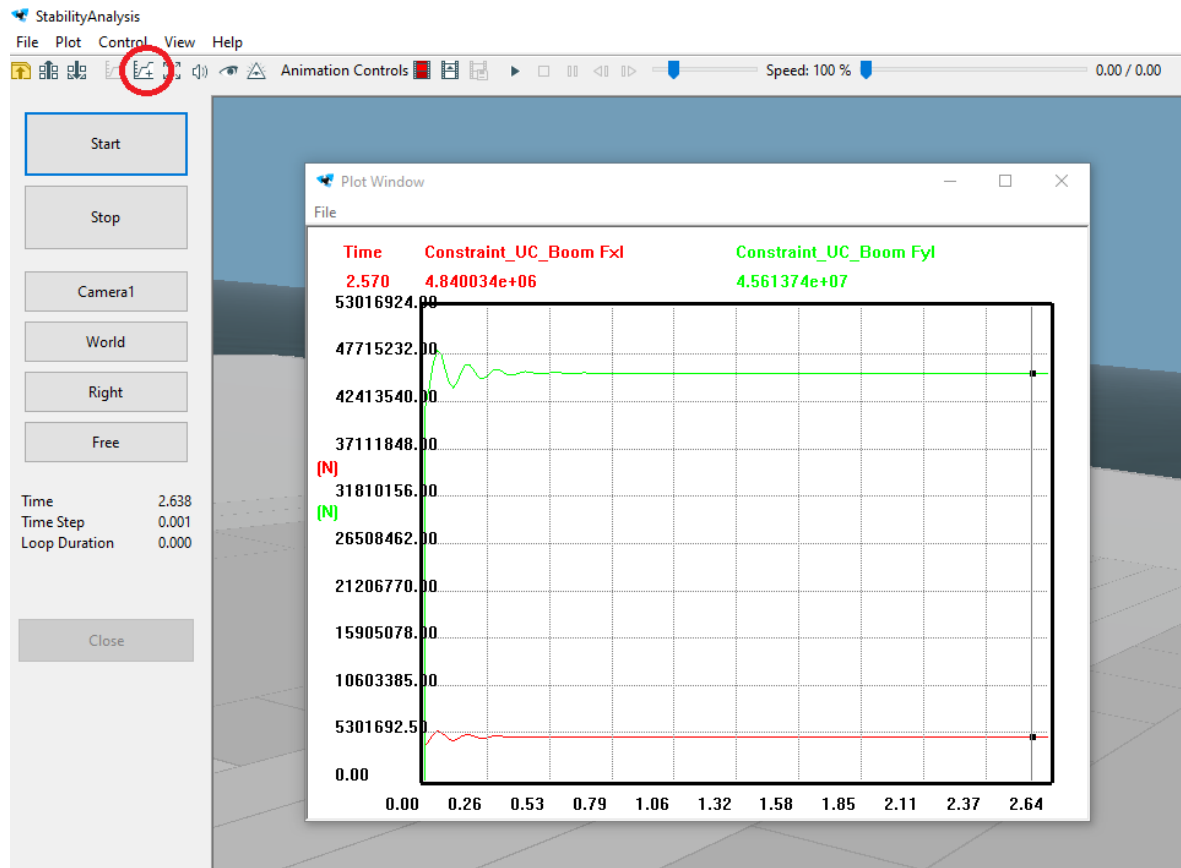
Luvussa 2.4 esitetyssä FEM-standardissa on esitetty samankaltainen kuormitusyhdistelmiin perustuva vakavuustarkastelun menetelmä kuin mainitussa EN-standardissa. FEM-standardissa on EN-standardista poiketen yksityiskohtaisempi laskentaesimerkki dynaamisten kuormitusten laskemiseksi, mutta sen noudattaminen ei helpottaisi standardin mukaisen laskentatyökalun rakentamista, koska haaste ei ole kuormitusten laskemisessa. Haaste on esimerkiksi normaaliliikkeen määrittelyssä materiaalinkäsittelykoneelle, jolla tehdään paljon erilaisia nostoja.

3.6 Simulointimallin käyttö

Täydellisen standardin mukaisen laskentatyökalun tuottaminen ei ollut mahdollista tässä diplomityössä työn laajuuden asettamien rajoitusten vuoksi, joten simulointimalli jätettiin ilman valmiiksi määriteltyjä liikkeitä. Simulointimallin Excel-käyttöliittymällä pystyy määrittelemään tutkittavan koneen tiedot ja nostovälineen alkuaseman. Mallilla voi tarkastella esimerkiksi taakan heilunnan vaikutusta vallitseviin tukivoimiin eri nostopisteissä ja eri kokoonpanoilla. Puomien ja ylävaunun liikkeille luotiin nopeusohjaus vapaiden liikkeiden tuottamiselle.

Simulointimallista pystyy mittaamaan suoraan useita eri suureita kuten kokonaismassakeskipisteen paikan, nivelkuormitukset ja tukijalkoihin kohdistuvat

normaalivoimat. Kuvassa 23 on Mevea Solver -ohjelmassa kesken simulaation avattu mittausikkuna, joka ilmaisee nostopuomin juureen kohdistuvien X- ja Y-suuntaisten voimakomponenttien suuruudet. Painike, josta mittausikkunoita avataan, on ympyröity punaisella. Simulointimalliin pystyy luomaan myös mallin käynnistyessä automaattisesti avautuvia mittausikkunoita.



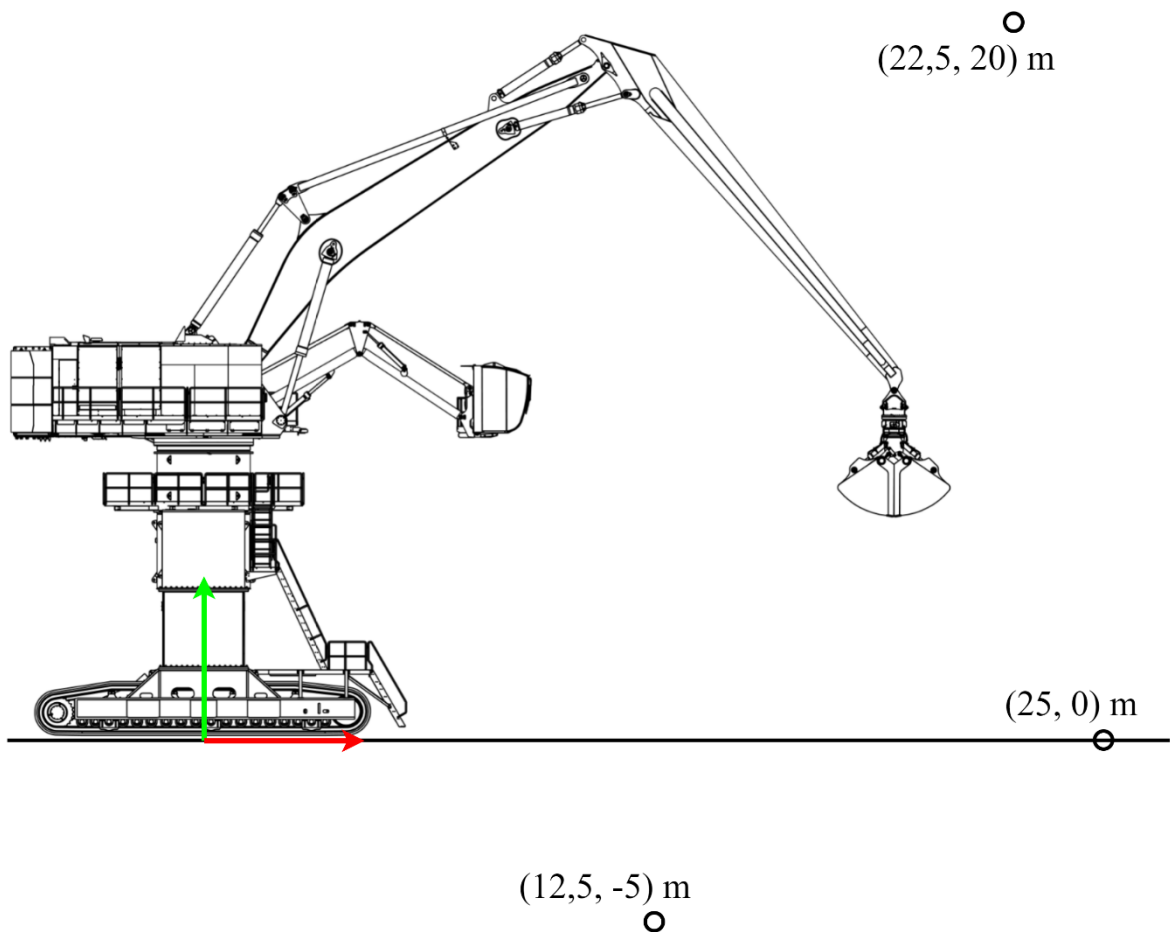
Kuva 23. Mittausikkuna Mevea Solver -ohjelmassa.

3.7 Simulointimallilla tehdyt mittaukset

Mitattavista olevista suureista pystyy luomaan myös omia laskentoja, joiden tuloksia pystyy tarkastelemaan mittausikkunoista. Tuloksia varten kehitettyyn simulointimalliin luotiin laskenta suurimmalle sallitulle taakalle koneen eteenpäin kaatumisen mukaan. Laskenta tuottaa suurimman sallitun taakan luvussa 2.2 esitetyn yhtälön 7 mukaan. Laskenta noudattaa siis samaa periaatetta kuin käytössä oleva työkalu. Kaatumislinjalla vaikuttava momentti vain lasketaan eri osien massojen sijaan simulointimallista mitatuista tukivoimista. Simulointimallin parametreja on myös mahdollista muuttaa kesken simuloinnin. Tämä mahdollistaa vakavuuden tutkimisen lisäämällä massaa taakkaan, kunnes kone menettää

staattisen tasapainonsa ja kaatuu simulaatiossa. Tuloksia varten staattinen analyysi simulointimallilla tehtiin näillä kahdella eri tavalla: laskemalla suurin nostokyky vallitsevista tukivoimista ja iteroimalla massan lisäystä, kunnes kone kaatui simulaatiossa.

Simulointimallilla laskettiin nostorajat kolmessa pisteessä kahdella kokoonpanolla staattisen tasapainon mukaan. Tutkittaviksi pisteiksi valittiin kaukana toisistaan olevat kolme pistettä, joihin kummankin koneen puomit ylettyvät. Nostopisteiden sijainti on havainnollistettu kuvassa 24, johon asetettu kone on samaa kokoluokkaa kuin tulosten laskennassa käytetyt kokoonpanot. Tuloksia verrattiin käytössä olevalla laskentatyökalulla tuotettuihin arvoihin. Dynaamisten kuormitusten vaikutusten havainnollistamiseksi tutkittiin taakan heilunnan aiheutuvien voimien vaikutus koneen tukivoimiin. Tukivoimat mitattiin samoissa nostopisteissä nostorajataulukon mukaisilla kuormilla.



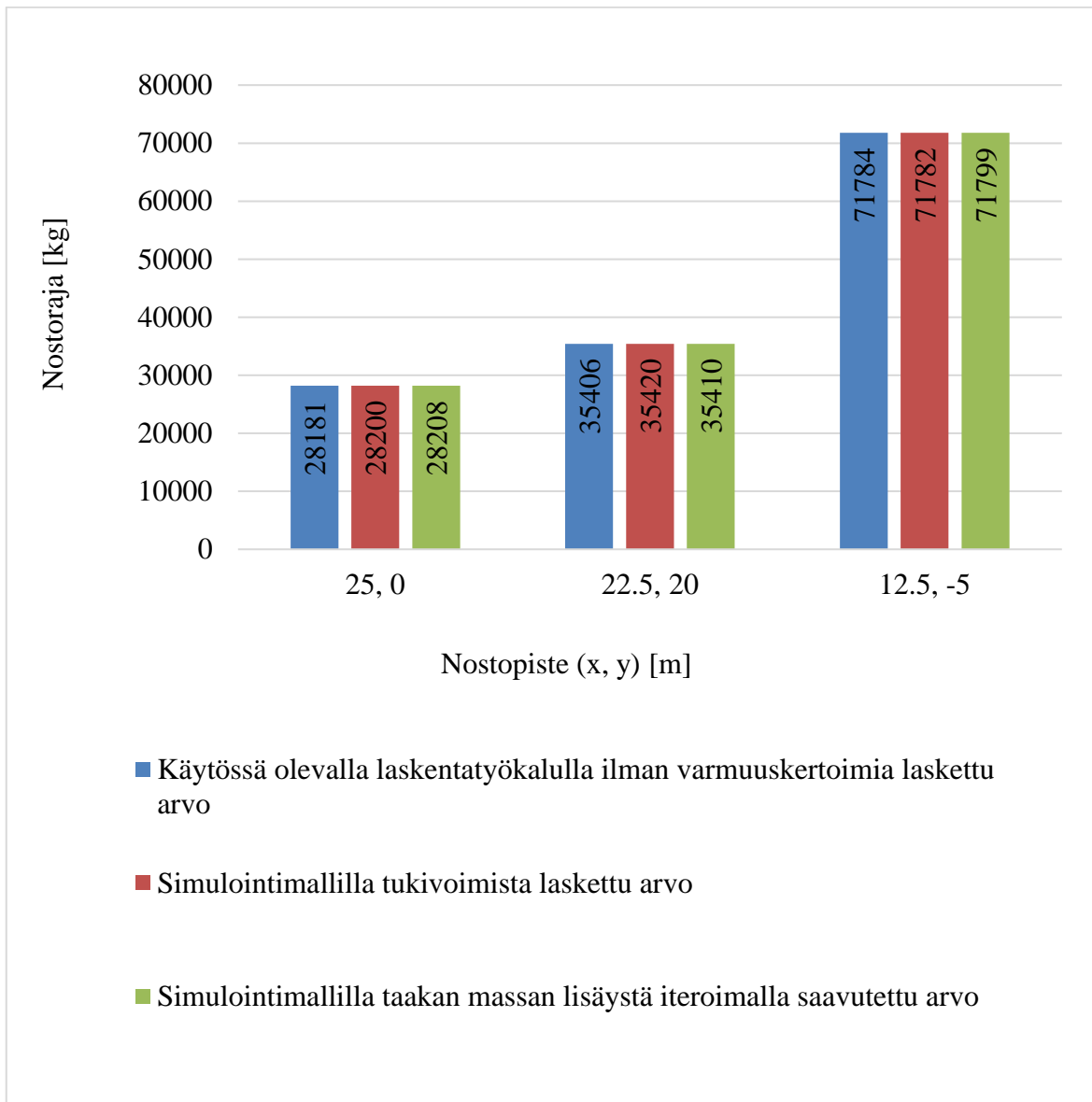
Kuva 24. Tulosten laskennassa käytettyjen nostopisteiden sijainnit.

4 TULOKSET

Tutkittaviksi konekokoonpanoiksi valittiin Mantsinen 120M ja 200R. Parametrit määritettiin koneiden CAD-malleista. 120M-koneessa oli kaareva 15 m pitkä nostopuomi, 13 m pitkä taittopuomi ja 5,7 m korkea alavaunu. 200R-koneeseen puolestaan oli kaareva 17,5 m pitkä nostopuomi, 15 m pitkä taittopuomi 9,2 m korkea alavaunu. Kummallakin kokoonpanolla nostorajat laskettiin eteenpäin kaatumisen perusteella 4 m etäisyydellä olevalla kaatumislinjalla. Kaatumislinjan etäisyys valittiin mielivaltaisesti. Käytössä olevalla menetelmällä laskettu 120M-koneen kokonaismassa oli 157 398 kg ja simulointimallista mitattuna 157 400 kg. 200R-koneen kokonaismassa puolestaan oli käytössä olevalla laskentamenetelmällä 302 781 kg ja simulointimallista mitattuna 302 783 kg. Nostorajojen laskentaa varten nostovälineen ja riipukkeen massa oli asetettava mahdollisimman lähelle nollaa. Kahden kilogramman ero kokonaismassoissa johtui siitä, että nostovälineen sekä riipukkeen massaksi määriteltiin 1 kg, koska simulointiohjelman laskenta ei toimi, jos jonkin kappaleen massa on tasan nolla. Koska simulointimallista ei pystytty tekemään absoluuttisen jäykkää, vaan osat liitettiin osittain jousimalleilla, nostoarvojen iteroinnin yhteydessä mitattiin suurin nostovälineen siirtymä pystysuunnassa. Suurin arvo oli 7,6 mm 200R-koneen parametreilla nostopisteessä (25, 0).

4.1 Nostorajalaskenta

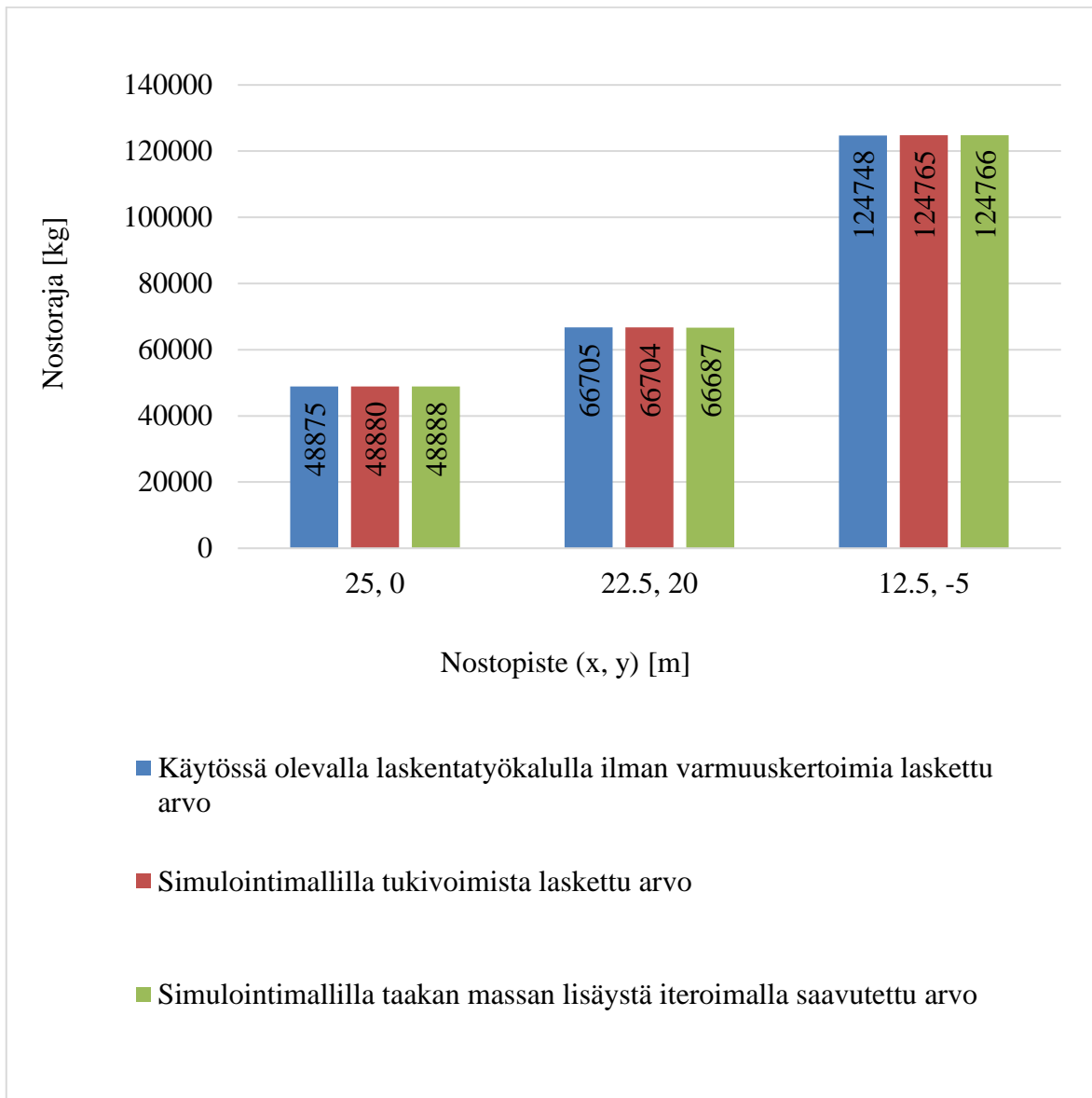
Molemmille koneille määritettiin nostorajat kolmella eri tavalla. Menetelmiä olivat käytössä oleva laskentatyökalu ilman mitään varmuuskertoimia, simulointimallilla tukivoimista laskettu tulos ja simulointimallilla iteroimalla saavutettu tulos. Koneen 120M nostorajat valituissa pisteissä on esitetty kuvassa 25 ja ero menetelmien välisissä tuloksissa on esitetty taulukossa 6. Koneen 200R vastaavat tulokset kuvassa 26 ja ero taulukossa 7.



Kuva 25. Nostorajalaskennan vertailu 120M koneen parametreilla.

Taulukko 6. Erotus 120M koneen nostorajojen eri laskentamenetelmien tuloksissa.

Nostopiste (x, y) [m]	Käytössä oleva laskentatyökalu - Simulointimallilla laskettu [kg]	Käytössä oleva laskentatyökalu - Simulointimallilla iteroitu [kg]	Simulointimallilla laskettu - Simulointimallilla iteroitu [kg]
25, 0	-19	-27	-8
22,5, 20	-14	-4	10
12,5, -5	2	-15	-17



Kuva 26. Nostorajalaskennanvertailu 200R koneen parametreilla.

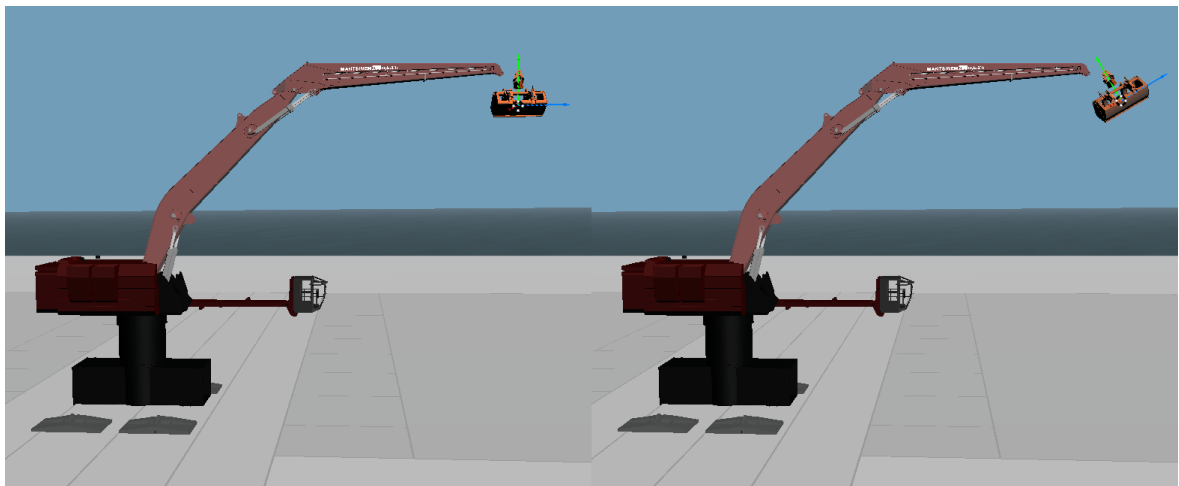
Taulukko 7. Erotus 200R koneen nostorajojen eri laskentamenetelmien tuloksissa.

Nostopiste (x, y) [m]	Käytössä oleva laskentatyökalu - Simulointimallilla laskettu [kg]	Käytössä oleva laskentatyökalu - Simulointimallilla iteroitu [kg]	Simulointimallilla laskettu - Simulointimallilla iteroitu [kg]
25, 0	-5	-13	-8
22,5, 20	1	18	17
12,5, -5	-17	-18	-1

4.2 Tukivoimien vertailu staattisen ja dynaamisen kuorman vaikutuksen alaisena
 Staattisten ja dynaamisten kuormitustapausten vertailua varten laadittiin kolme eri kuormitustilannetta:

- Tilanne 1: Staattinen tilanne, jossa taakka on pistemassana taittopuomin päässä.
 Tilanne 2: Staattinen tilanne, jossa taakan painopiste 2 m taittopuomin päästä ja nostoväline on +30 asteen kulmassa.
 Tilanne 3: Dynaaminen tilanne, jossa taakan painopiste on 2 m päässä taittopuomin päästä ja nostoväline heiluu ± 30 astetta.

Tilanteen 1 mukainen koneen ja sen nostovälineen asema on kuvassa 27 vasemmalla ja tilanteen 2 asema oikealla. Oikeanpuoleinen asetelma kuvaa myös tilanteen 3 alkuasemaa. Kuvaan on merkitty koordinaatistolla nostovälineen painopiste.

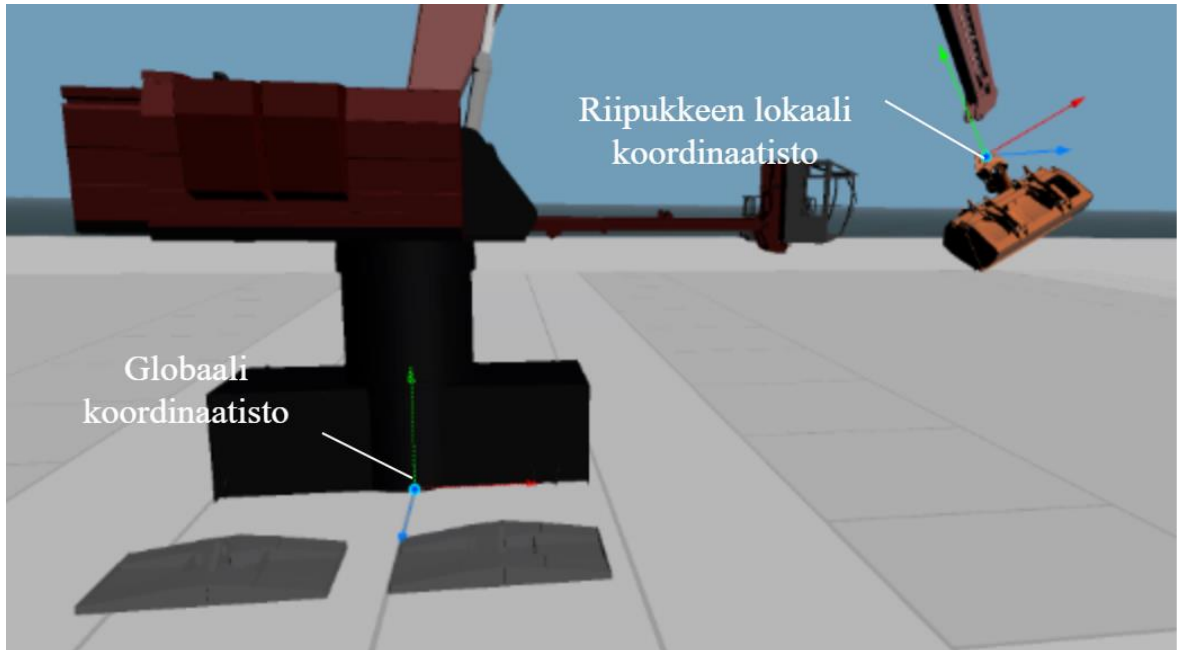


Kuva 27. Kuormitustilanne 1 vasemmalla ja kuormitustilanteiden 2 ja 3 alkuasema oikealla.

Kaikki kolme kuormitustilannetta toteutettiin simulointimallilla samoissa kolmessa nostopisteessä, joissa laskettiin nostorajat staattisen tasapainon mukaan. Taakaksi kussakin nostopisteessä ja kuormitustilanteessa asetettiin kyseisen nostopisteen suurin sallittu kuorma, joka laskettiin käytössä olevalla laskentatyökalulla kaikki varmuuskertoimet ja hydrauliiikan rajoitteet huomioiden.

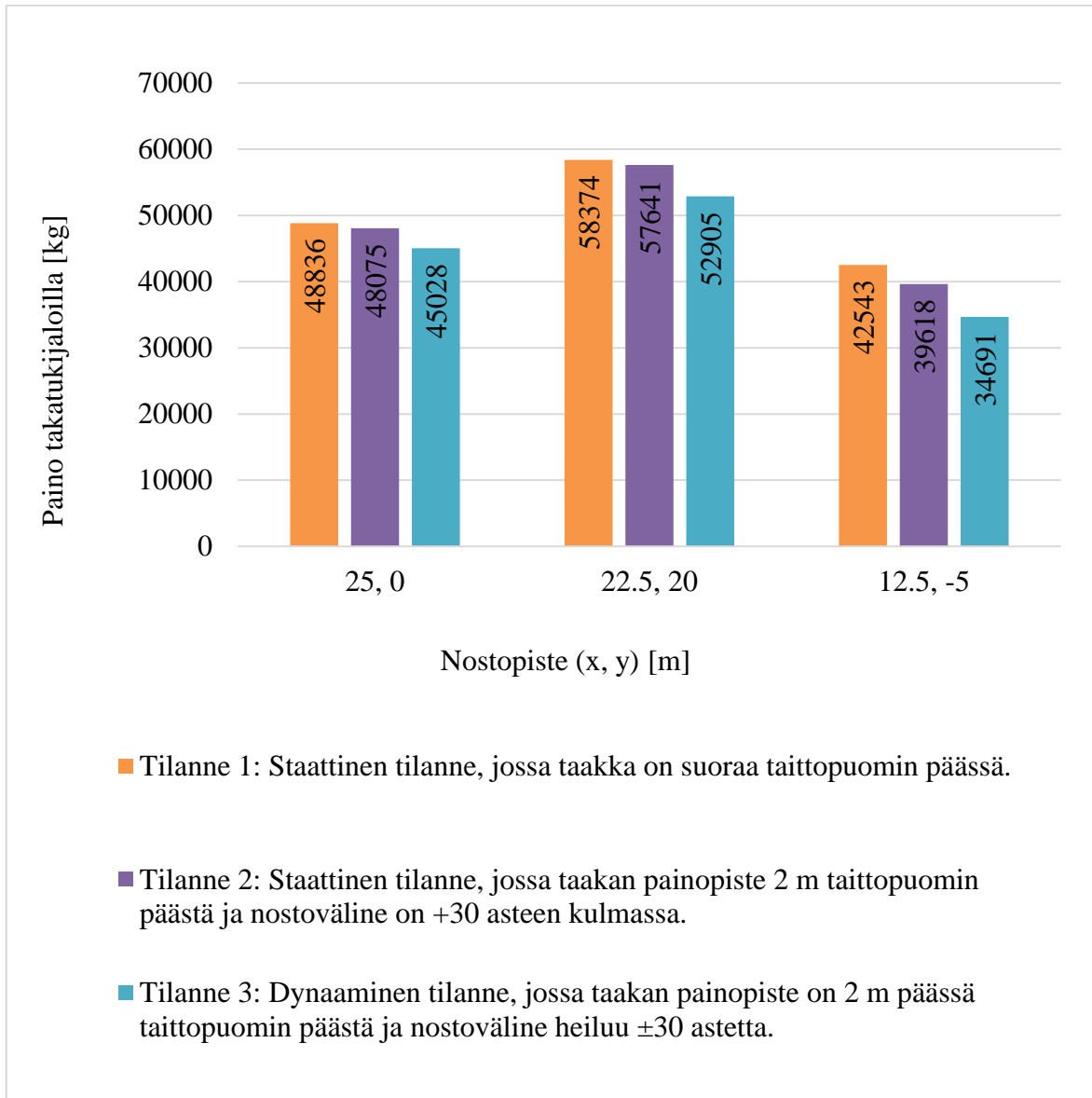
Kaikissa tilanteissa otettiin huomioon nostovälineen ja riipukkeen massa ja hitaus. Nostorajalaskennan asettaman maksimikuorman saavuttamiseksi malliin lisättiin pistemassana kuorma nostovälineeseen -2 m Y-akselin suuntaan riipukkeen lokaalissa

koordinaatistossa, joka on merkitty kuvaan 28. Nostovälineen kulma saavutettiin kääntämällä riipukkeen lokaalia koordinaatistoa sen Z-akselin ympäri, kuten tehty käyttöliittymä sen mahdollistaa. Referenssiorientaatio on globaalin koordinaatiston orientaatio ja kulma on positiivinen, kun nostoväline on kääntynyt ulospäin, kuten kuvassa 28.



Kuva 28. Nostovälineen asento kuormitustilanteissa.

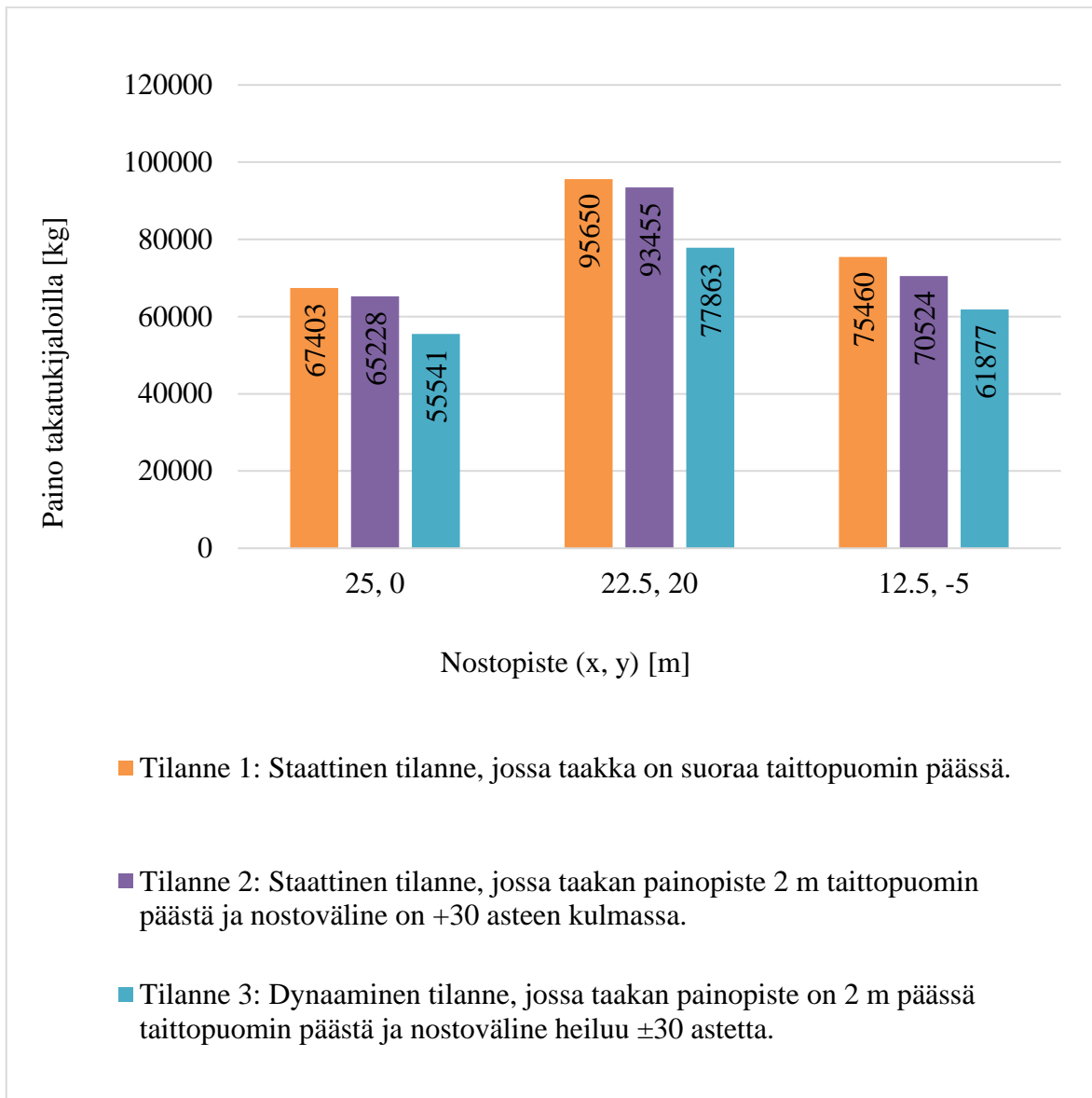
Tulokset 120M-koneen simulointimallista mitatuista takajalkojen tukivoimista eri kuormitustilanteissa ja nostopisteissä on esitetty kuvassa 29 ja tilanteiden 2 ja 3 ero tilanteeseen 1 nähden on esitetty taulukossa 8. Vastaavat tulokset 200R-koneen simulointimallista on esitetty kuvassa 30 ja taulukossa 9.



Kuva 29. Tukivoimat staattisessa ja dynaamisessa tilanteessa 120M koneella.

Taulukko 8. Ero takajalkojen tukivoimissa eri kuormitustilanteiden välillä 120M koneella.

Nostopiste (x, y) [m]	Taakka [kg]	Erotus: Tilanne 2 - Tilanne 1 [kg]	Muutos: Tilanteesta 1 Tilanteeseen 2 [%]	Erotus: Tilanne 3 - Tilanne 1 [kg]	Muutos: Tilanteesta 1 Tilanteeseen 3 [%]
25, 0	7275	-761	-1,6	-3808	-7,8
22,5, 20	7024	-733	-1,3	-5469	-9,4
12,5, -5	26767	-2925	-6,9	-7852	-18,5



Kuva 30. Tukivoimat staattisessa ja dynaamisessa tilanteessa 200R koneella.

Taulukko 9. Ero takajalkojen tukivoimissa eri kuormitustilanteiden välillä 200R koneella.

Nostopiste (x, y) [m]	Taakka [kg]	Erotus: Tilanne 2 - Tilanne 1 [kg]	Muutos: Tilanteesta 1 Tilanteeseen 2 [%]	Erotus: Tilanne 3 - Tilanne 1 [kg]	Muutos: Tilanteesta 1 Tilanteeseen 3 [%]
25, 0	19994	-2175	-3,2	-11862	-17,6
22,5, 20	20172	-2195	-2,3	-17787	-18,6
12,5, -5	44859	-4936	-6,5	-13583	-18,0

5 TULOSTEN ANALYSOINTI

120M-koneen nostorajojen laskennassa käytössä olevalla laskentamenetelmällä tuotetun ja simulointimallilla lasketun arvon erotuksen vaihteluväli oli 2...-19 kg. Käytössä olevalla laskentamenetelmällä tuotetun ja simulointimallilla iteroidun arvon erotuksen vaihteluväli puolestaan oli -4...-27 kg. Vastaavat tulokset 200R-koneen parametreilla olivat 1...-17 kg ja 17...-8 kg.

Molemmilla menetelmillä, joissa käytettiin rakennettua simulointimallia, ilmeni vaihtelua käytössä olevaan menetelmään verrattuna kummankin testattavan konekokoonpanon parametreilla. Erotus on simulointimallin kelpoisuuden kannalta edullinen, koska kaikki testitulokset ovat 100 kilogramman tarkkuudella yhtä suuria kuin käytössä olevalla menetelmällä lasketut arvot. Koneilla nostettavat massat ovat tuhansia tai kymmeniä tuhansia kilogrammoja, joihin nähden vaihtelu eri menetelmillä lasketuissa nostoarvoissa on hyvin vähäistä. Oikein tuotettuna analyttisen laskennan, joka tässä tapauksessa on käytössä oleva menetelmä, tulos on kuitenkin vaihteluväliä ehdottomasti tarkempi. Myös käytetyllä simulointimallilla on mahdollista tuottaa staattisesta tarkastelusta tarkempia tuloksia. Tämä on todettavissa luvussa 3.2 esitetyn simulointimallin validoinnin tulosten perusteella.

Ero tuloksissa on selitettävissä ainakin kolmella mahdollisella virhetekijällä. Ensimmäinen on ero sylinterin massaparametreissa. Käytössä olevalla laskentamenetelmällä määritellään kokonaisen hydraulisylinterin massakeskipiste tiettyyn sijaintiin. Simulointimallissa sylinterin putkelle ja varrelle määritellään massakeskipisteet erikseen ja sylinterin osat liikkuvat toistensa suhteen, kun puomien orientaatio muuttuu. Yksittäisen sylinterin massa on alle prosentti koneen kokonaismassasta, mutta ero massaparametrien syöttötavassa on mahdollinen selitys tuloksissa havaittavalle virheelle. Toinen merkittävä virhetekijä on inhimillinen virhe parametrien tallennuksessa. Kaikki parametrit on syötetty käsin ja tarkastettu niiden oikeellisuus visuaalisesti. Kolmas mahdollinen virhetekijä on simulointimallin jousto. Analyttisessä laskennassa rakenne on absoluuttisen jäykkä, mutta simulointimallissa nostoväline liikkui suurimmillaan 7,6 mm alkuasemasta massaa lisätessä. Jousto on myös mahdollinen selitys erolle simulointimallilla lasketun ja iteroidun tuloksen välillä.

Alavaunuun kohdistuvat tukivoimat otettiin tarkastelun kohteeksi dynaamisten kuormitusten mittaamisen demonstroimiseksi. Tilanne 1 on staattinen tilanne, joka otettiin vertailukohteeksi. Se esittää tukivoimien suuruuden käytössä olevalla menetelmällä lasketulla maksimikuormalla valituissa nostopisteissä. Tilanne 2 on myös staattinen, mutta siinä painopiste on yhtä kaukana kuin dynaamisen tilanteen 3 ääriasennossa. Tällöin pystytään tarkastelemaan pelkän taakan hidastuvuuden aiheuttamaa muutosta tukivoimiin. Muutos tukivoimissa tilanteen 1 ja 2 välillä kummankin koneen parametreilla on alle 7 prosenttia kaikissa testatuissa nostopisteissä. Kun dynaaminen vaikutus huomioidaan tuloksissa, tilanteen 1 ja tilanteen 3 välillä on nähtävissä yli 7 prosentin tukivoimien muutos kaikissa nostopisteissä molemmilla koneilla. 200R-koneen parametreilla tukivoimien muutos on tilanteesta 1 tilanteeseen 3 kaikissa kolmessa nostopisteessä noin 18 prosenttia. 120M-koneen parametreilla tuloksissa on suurempi vaihtelu. Kahdessa nostopisteessä muutos on alle 10 prosenttia, mutta pisteessä (12,5, -5) se on 18,5 prosenttia. Pisteessä (12,5, -5) on kolminkertainen nostoarvo kahteen muuhun 120M-koneen nostoarvoon verrattuna. Ero sallituissa nostoarvoissa selittää eroa tukivoimien muutoksessa staattisen ja dynaamisen tilanteen välillä, mutta 200R-koneen parametreilla vastaavaa eroa tukivoimien muutoksessa ei ole, vaikka pisteen (12,5, -5) nostoarvo on kaksinkertainen muihin kahteen verrattuna. 200R-koneessa on kuitenkin 3,5 m korkeampi alavaunu, joka vaikuttaa tuloksiin, koska taakan hitaudesta aiheutuvalla voimalla on tällöin suurempi etäisyys alavaunua kaatavan momentin vaikutuspisteestä eli kaatumislinjalta.

Yksikään tulos ei osoittanut, että taakan 30 asteen heilunta olisi kriittinen koneen vakauden kannalta, koska tukivoimat muuttuivat maksimissaan alle 20 prosenttia staattisesta tilanteesta. Tulosten perusteella voidaan todeta käytössä olevan laskentamenetelmän varmuuden olevan riittävä ainakin käytetyille konekokoonpanoille taakan 30 asteen heilunnassa. Ero tukivoimien muutosprosentteissa eri nostopisteissä ja eri parametreilla kuitenkin osoittaa, että dynaamisten vaikutusten osuus kokonaiskuormituksesta on vaikeasti ennustettavissa.

6 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tässä diplomityössä suunniteltiin ja muodostettiin vakavuuslaskentaan soveltuva monikappaledynamiikkaan perustuva simulointimalli, jonka parametreja pystyy muokkaamaan automatisoiduilla toiminnoilla. Simulointimallin vaatimuksissa pyrittiin ottamaan huomioon eurooppalainen nostureiden suunnittelua ohjaava standardisarja EN 13001. Täysin standardin mukaista työkalua ei pystytty työn laajuuden asettamien rajoitteiden vuoksi tuottamaan. Simulointimalliin luotiin ainoastaan yksinkertaiset nopeusohjattavat liikkeet ja standardissa esitettyjä kuormitusyhdistelmiä ei määritelty valmiina liikkeinä simulointimalliin. Simulointimalli noudattaa kuitenkin rakenteeltaan standardia, sillä se koostuu jäykistä kineettisistä kappaleista ja on sijoitettu tasaiselle alustalle. Mallilla pystyy tutkimaan kuormituksen, jolla alavaunu menettää staattisen tasapainotilansa hetkeksi kaatumatta tai kuormituksen, jolla kone kaatuu kokonaan.

Simulointimallin rinnalle luotiin yksinkertainen käyttöliittymällinen parametrikirjasto ja Python-ohjelma, jotka mahdollistavat geometria- ja massaparametrien muokkaamisen ilman ylimääräisiä toimintoja. Esimerkiksi sylinterien tietoja ei tarvitse itse määritellä simulointimalliin, vaan ne päivittyvät valitun ylävauunun mukaan, kun Python-ohjelma ajetaan. Tämä parametrisuus edellyttää kuitenkin parametrien syöttämistä parametrikirjastoon. Menetelmä poikkesi alkuperäisestä pyrkimyksestä liittää simulointimalli käytössä olevaan laskentatyökaluun, mutta osoittautui työn edetessä toimivammaksi ratkaisuksi. Kolmiulotteista simulointimallia ei kannattanut kytkeä käytössä olevaan menetelmään, koska simulointimalli vaatii toimiakseen huomattavasti enemmän parametreja. Luodusta parametrikirjastosta pystyttiin tekemään selkeämpi ja siten helpommin muokattava, kun sitä ei kytketty vanhaan laskentatyökaluun.

Tuloksia varten parametrikirjastoon syötettiin kahden erilaisen koneen parametrit. Laskentatulosten perusteella simulointimalli kykenee tuottamaan ainakin 100 kilogramman tarkkuudella saman tuloksen kuin käytössä oleva laskentamenetelmä, kun kaatumiseen johtavan kuorman massa on välillä 28 000...125 000 kg. Lisäksi mallilla voi tarkastella dynaamisten kuormitusten vaikutusta koneen tukivoimiin esimerkiksi taakan heiluessa. Laskennassa käytetyt parametrit ovat kuitenkin CAD-malleista määritetty ja testitulosten

otanta oli vain kolme nostopistettä kahdella eri kokoonpanolla. Simulointimallin verifiointista luotettavamman tekisi massaparametrien vertailu punnitustuloksiin sekä kuormitusten vertailu oikeasta koneesta mitattuihin arvoihin. Jatkokehitystä ajatellen näitä toimenpiteitä on syytä pohtia toteutettavaksi.

Jatkokehityksen suhteen luodulla simulointimallilla on kaksi selkeää suuntaa: täydellinen standardin mukainen laskentatyökalu tai jouston kannalta tarkempi malli. Nämä kaksi vaihtoehtoa on mahdollista sisällyttää myös samaan malliin, mutta ne eivät synny kerralla. Standardin mukaisessa laskennassa on syytä käyttää jäykkää mekaniikkaa ja staattiseen laskentaan perustuvaa työkalua, jossa dynaamiset kuormat ovat korvattu ekvivalenteilla kuormituksilla ja varmuuskertoimilla. Sen sijaan, jos tavoitteena on kehittää enemmän oikeaa konetta vastaava simulointimalli, kannattavia toimenpiteitä ovat rakenteen jouston ja hydrauliiikan jouston lisääminen malliin. Hydrauliiikan mallinnuksella voi myös tuottaa oikeita kiihtyvyyksiä kappaleille, mutta se vaatii mittauksia useilla erilaisilla fyysisillä kokoonpanoilla, koska mallin on syytä toimia edelleen parametrisesti. Hydrauliiikan ja rakenteen joustoa ei ole syytä olla mallissa, jos tavoitteena on standardin mukainen laskentatyökalu, koska silloin ne huomioitaisiin laskennassa kaksi kertaa. Python-ohjelmaan voi toki tehdä toiminnon, joka mahdollistaa eri simulointimallin komponenttien aktiivisuuden määrittämisen, mutta kumpikin mallinnus on tehtävä erikseen.

Muita merkittäviä jatkokehityskohteita ovat geometrian mukaan muuttuva grafiikka, ohjaamonostimen eri asennot ja tukijalkojen X- ja Z-suuntaisten voimien mitattavuuden lisääminen. Erilaisia grafiikkatiedostoja on mahdollista vaihtaa samalla tavalla kuin esimerkiksi geometriaparametreja. Tässä diplomityössä visuaalinen oikeellisuus ei kuitenkaan ollut oleellista, joten grafiikan muokattavuuteen päätettiin olla käyttämättä aikaa. Ohjaamonostin on luodussa mallissa vakioasennossa, koska ajatuksena oli, että uloin mahdollinen asento nostimella on epäedullisin vakavuuden kannalta. Kuitenkin jos tutkitaan esimerkiksi taaksepäin kaatumista, olisi nostimen syytä olla sisimmässä asennossa, koska se on tuolloin epäedullisin asento. Alavaunun rajoitteista ainoastaan pystysuunnassa siirtyminen rajoitettiin jousielementeillä ja siksi vain pystysuuntaisia tukivoimia on mahdollista mitata mallista. Jos myös X- ja Z-suuntaiset rajoitteet tehtäisiin jousilla, olisi mahdollista tutkia tukivoimia kaikissa kolmessa suunnassa.

Lopputuloksena tällä diplomityöllä on materiaalinkäsittelykoneen simulointimalli, johon käyttäjä voi tallentaa eri kokoonpanojen parametreja ja vaihtaa simulointimallin kokoonpanoa automatisoitujen toimintojen avulla. Simulointimallista pystyy mittaamaan mm. nostorajoja ja tukivoimia. Se voi toimia pohjana esimerkiksi standardin mukaiselle vakavuuslaskentatyökalulle tai tarkempaa dynaamista analyysiä tuottavalle mallille.

LÄHTEET

Awrejcewicz, J. 2012. Classical Mechanics: Kinematics and Statics. New York: Springer-Verlag. 440 s. Advances in Mechanics and Mathematics. Volume 28.

CARiD. Torin. 2019. [CARiD:n www-sivuilla]. Päivitetty 8.3.2019. [Viitattu 13.1.2020]. Saatavissa: <https://www.carid.com/torin/big-red-1-ton-engine-hoist-mpn-t31002.html>

European material handling federation. About FEM. 2019. [FEM:n www-sivuilla]. [Viitattu 27.12.2019] Saatavissa: <https://www.fem-eur.com>

F.E.M. 1.001. 1998a. Rules For The Design of Hoisting Appliances, Booklet 1, OBJECT AND SCOPE. 3rd EDITION. 20 s.

F.E.M. 1.001. 1998b. Rules For The Design of Hoisting Appliances, Booklet 2, CLASSIFICATION AND LOADING ON STRUCTURES AND MECHANISMS. 3rd EDITION. 62 s.

Flores, P. 2015. Concepts and Formulations for Spatial Multibody Dynamics. Springer International Publishing. 83 s. SpringerBriefs in Applied Sciences and Technology.

Gross, D., Hauger, W., Schröder, J., Wall, W.A. & Rajapakse, N., 2013. Engineering Mechanics 1, Statics. 2nd Edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 301 s.

ISO 4305. 2014. Mobile cranes - Determination of stability. Third edition. Geneve: Internastional Organization for Standardization. 17 s.

ISO 10567. 2007. Earth-moving machinery - Hydraulic excavators - Lift capacity. Second edition. Geneve: Internastional Organization for Standardization. 16 s.

Mantsinen Group. 2019a. [Mantsinen Groupin www-sivuilla]. [Viitattu 11.10.2019]. Saatavissa: <https://www.mantsinen.com/fi/yritys/>

Mantsinen Group. 2019b. [Yrityksen sisäinen materiaali] Nostorajataulukoiden laskennassa käytettyyn PLAN AID 7.2 EXCEL LASKENTAPOHJAN YHTÄLÖT. Versio 1. 202 s.

Mevea Ltd. 2019. Mevea Modeller User manual. Versio 2.1.0. 27 s.

Mevea Ltd. 2020a. Mevea Solver User manual. Versio 2.3.17. 42 s.

Mevea Ltd. 2020b Reference Manual for Solver Library 7.70. Versio 7.70.3458. 230 s.

Mevea Ltd. 2020c Mevea Modeller: Beginners tutorials. Versio 2.0. 59 s.

Mevea Ltd. Software. 2020d. [Mevea Ltd:n www-sivuilla]. Päivitetty 16.4.2020. [Viitattu 20.4.2020]. Saatavissa: <https://mevea.com/solutions/software/>

Schmerr, L.W. 2019. Engineering Dynamics, Fundamentals and Numerical Solutions. Springer International Publishing. 707 s. Solid Mechanics and Its Applications. Volume 254.

SFS-EN 13001-1. 2015. Nosturit. Yleissuunnittelu. Osa 1: Yleiset periaatteet ja vaatimukset. 3. Painos. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS ry. 64 s.

SFS-EN 13001-2. 2014. Nosturit. Yleissuunnittelu. Osa 2: Kuormitukset. 5. Painos. Helsinki: Suomen Standardisoimisliitto SFS ry. 123 s.

SFS-EN 14985. 2012. NOSTURIT. KÄÄNTYVÄT PUOMINOSTURIT. 2. Painos. Helsinki: SUOMEN STANDARDISOIMISLIITTO. 97 s.

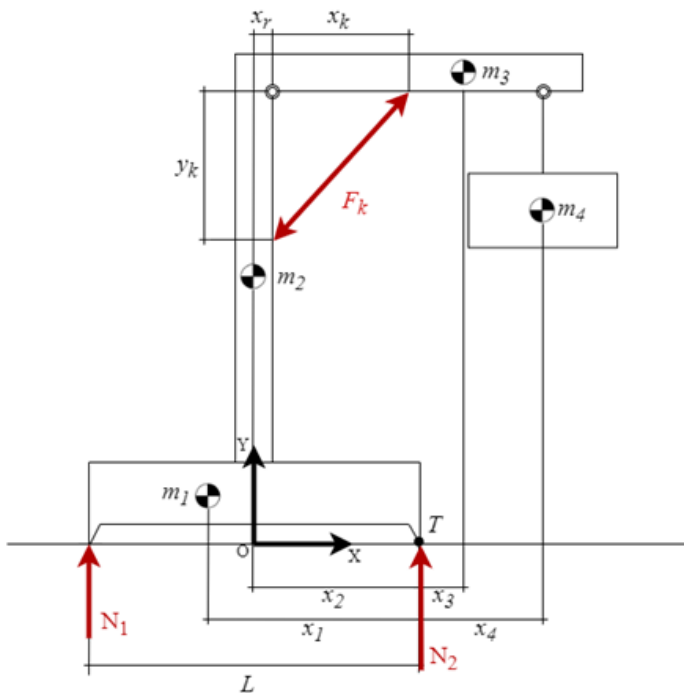
Shabana, A.A. 2005. Dynamics of Multibody Systems. Third Edition. Cambridge University Press. 374 s.

Wittenburg, J. 2008. Dynamics of Multibody Systems. Second Edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 223 s.

LIITTEET

LIITE I: Puominostimeen kohdistuvien normaalivoimien ja jousivoiman laskenta.

Kuvan tasapainotilassa olevan puominostimen normaalivoimien ja jousivoiman laskenta.



Puominostimen staattiseen tarkasteluun vaadittavat parametrit.

$$\begin{aligned}
 m_1 &= 100 \text{ kg} & x_1 &= 0.6 \text{ m} \\
 m_2 &= 50 \text{ kg} & x_2 &= 0.5 \text{ m} \\
 m_3 &= 40 \text{ kg} & x_3 &= -0.1 \text{ m} \\
 m_4 &= 110 \text{ kg} & x_4 &= -0.3 \text{ m} \\
 x_k &= 0.3 \text{ m} & g &= 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \\
 y_k &= 0.3 \text{ m} \\
 x_r &= 0.05 \text{ m} \\
 L &= 1 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Koko systeemin painopiste X-suunnassa pisteen T suhteen ja painovoima.

$$x_G = \frac{\sum_{i=1}^n (m_i \cdot x_i)}{\sum_{i=1}^n m_i} = 0.16 \text{ m} \qquad G = g \cdot \sum_{i=1}^n m_i = 2943.00 \text{ N}$$

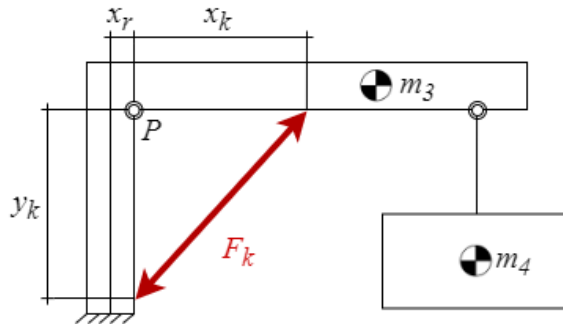
Normaalivoimat ratkaistaan jäykäkappaleen tasapainoehdoista. Momentti pisteen T suhteen.

$$\sum_{i=1}^n F_X = 0 \text{ N} \qquad \sum_{i=1}^n F_Y = N_1 + N_2 - G = 0 \text{ N} \qquad \sum_{i=1}^n M^{(T)} = L \cdot N_1 - x_G \cdot G = 0 \text{ Nm}$$

$$N_1 = \frac{x_G \cdot G}{L} = 470.88 \text{ N}$$

$$N_2 = G - N_1 = 2472.12 \text{ N}$$

Jousivoima lasketaan ottamalla vaakasuuntainen leikkaus mielivaltaisesta paikasta pystypilaria ja tarkastelemalla vain yläosaa.



Vaakapuomin ja taakan painopiste X-suunnassa pisteen P suhteen ja painovoima.

$$x_{34} = \frac{\sum_{i=3}^n (m_i \cdot x_i)}{\sum_{i=3}^n m_i} + \frac{L}{2} - x_r = 0.696667 \text{ m} \quad G_{34} = g \cdot \sum_{i=3}^n m_i = 1471.50 \text{ N}$$

Jousivoiman komponentit ratkaistaan jäykänkappaleen tasapainoehdoista. Momentti pisteen P suhteen ja normaavivoimat pisteessä P.

$$\sum_{i=1}^n F_X = -N_X + F_{kX} = 0 \text{ N} \quad \sum_{i=1}^n F_Y = -N_Y + F_{kY} - G = 0 \text{ N} \quad \sum_{i=1}^n M^{(P)} = -x_k \cdot F_{kY} - x_{34} \cdot G_{34} = 0 \text{ Nm}$$

$$F_{kY} = F_{kY} = \frac{x_{34} \cdot G_{34}}{L} = 3417.15 \text{ N}$$

Jousivoima

$$F_{kY} = \sqrt{F_{kX}^2 + F_{kY}^2} = 4832.58 \text{ N}$$