

Lappeenrannan teknillinen yliopisto  
Teknillinen tiedekunta  
Konetekniikan koulutusohjelma

**LIIKEALUSTAN SUUNNITTELU LIIKKUVAN TYÖKONEEN  
SIMULAATTORIIN**

Työn tarkastajina ovat toimineet professori Heikki Handroos ja DI Tero Eskola.

Lappeenrannassa 1.4.2008

Joni Sallinen  
Korpimetsänkatu 5 C 8  
53850 Lappeenranta  
+358 50 3053539

## TIIVISTELMÄ

Tekijä: Joni Sallinen  
Nimi: **Liikealustan suunnittelu liikkuvan työkoneen simulaattoriin**  
Koulutusohjelma: Konetekniikka  
Paikka: Lappeenranta  
Vuosi: 2008

Diplomityö. Lappeenrannan teknillinen yliopisto. Teknillinen tiedekunta.

74 sivua, 55 kuvaa ja 10 taulukkoa.

Tarkastajat: Professori Heikki Handroos ja DI Tero Eskola

Hakusanat: Liikealusta, simulaattori, suunnittelu, signaalin suodatus, käänteisdynamiikka.

Työssä suunniteltiin liikealusta liikkuvan työkoneen koulutussimulaattoriin. Suunnittelu aloitettiin mittaamalla lastauskoneen dynaamisia ominaisuuksia. Mittausdatan ja koneen toiminnan analysoinnin perusteella valittiin liikealustan perusrakenne. Toimilaitteiden mitoitus tapahtui simulointimallin avulla, jossa käytettiin mitattuja kiihtyvyyksiä, signaalin suodatusta, käänteiskinematiikkaa ja kääntedynamiikkaa. Simulointimallia käytettiin myös mekaanisen rakenteen mitoituksessa. Lisäksi visualisoinnin ja ohjauksen toteutusta tutkittiin.

Työn tavoitteena oli kehittää mahdollisimman realistisen liiketuntuman toteuttava ja kustannustehokas liikealusta. Lisäksi pyrittiin matalaan ja helposti siirrettävissä olevaan rakenteeseen. Liikealustan liikkeet pyrittiin toteuttamaan sähkökäyttöillä.

Suunnittelun tuloksena saatiin kolmen vapausasteen liikealusta, joka on toteutettu servomootoreilla. Työssä suunnitellusta liikealustasta on tarkoitus rakentaa fyysinen prototyyppi ja liittää se lastauskoneen reaaliaikasmulaattoriin.

## **ABSTRACT**

Author: Joni Sallinen  
**Title: Design of a motion platform for a mobile machine simulator**  
Degree Program: Mechanical Engineering  
Place: Lappeenranta  
Year: 2008

Master's thesis. Lappeenranta University of Technology. Faculty of Technology.  
74 sheets, 55 figures and 10 tables.

Supervisors: Professor Heikki Handroos and M.Sc. Tero Eskola

Keywords: Motion platform, simulator, design, signal filtering, inverse dynamics.

In this work a motion platform for a mobile machine simulator was designed. Design process was started by measuring dynamics of an underground loader. Based on the measurements and operational analysis of the machine behavior the basic structure of the platform was selected. A simulation model that consists of measurement data, signal filtering, inverse kinematics and inverse dynamics was used in dimensioning the actuators and the mechanical structure of the platform. Visualization and control of the platform was also studied.

The aim of the work was to develop a cost-effective motion platform that creates realistic feeling of motion. Requirements for the mechanical structure were low height and easy transferability. Movements were planned to be carried out by using electrical actuators.

As a result motion platform with three degrees of freedom and servomotors as actuators was designed. Physical prototype of the motion platform is going to be built based on the design and it's going to be connected to a real-time simulator of the underground loader.

## **ALKUSANAT**

Diplomityö on tehty Lappeenrannan teknillisen yliopiston mekatroniikan ja virtuaalisuunnittelun laboratoriossa ja se liittyi lastauskoneen koulutussimulaattorin kehittämiseen. Työn tarkastajina toimivat professori Heikki Handroos ja diplomi-insinööri Tero Eskola, joita haluan kiittää saamastani tuesta, ohjauksesta ja kiinnostuksesta työtäni kohtaan.

Lisäksi haluan kiittää avopuolisoani Henna, sukulaisiani ja ystäviäni kannustuksesta ja mielenkiinnosta työtäni kohtaan.

Lappeenrannassa 1.4.2008

Joni Sallinen



## KÄYTETYT MERKINNÄT

$\cdot$	ensimmäinen aikaderivaatta
$\ddot{\phantom{x}}$	toinen aikaderivaatta
$a$	tangenttikiihtyvyys
$A^i$	kappaleen $i$ kiertomatriisi
$f$	funktio
$f$	taajuus
$F$	voima
$g$	putoamiskiihtyvyys
$h$	ruuvin nousu
$i$	välityssuhde
$J$	hitausmomentti
$l$	pituus
$m$	massa
$n$	pyörimisnopeus
$q$	yleistettyjen koordinaattien vektori
$P$	teho
$r$	säde
$r_P^i$	kappaleen $i$ partikkelin $P$ paikkavektori globaalissa koordinaatistossa
$R^i$	kappaleen $i$ lokaalin koordinaatiston asema globaalissa koordinaatistossa
$s$	suuntavektori
$T$	momentti
$\bar{u}_P^i$	kappaleen $i$ partikkelin $P$ asema lokaalissa koordinaatistossa
$v$	nopeus

Kreikkalaiset aakkoset:

$\alpha$	kulmakiihtyvyys
$\eta$	hyötysuhde
$\varphi$	kulma
$\theta^i$	kappaleen $i$ lokaalin koordinaatiston kiertymä globaalissa koordinaatistossa

## SISÄLLYSLUETTELO

<b>1</b>	<b>JOHDANTO .....</b>	<b>3</b>
1.1	Työn tavoitteet .....	3
1.2	Työn rajausta .....	4
<b>2</b>	<b>LIIKETUNTUMAN TOTEUTTAMINEN SIMULAATTOREISSA .....</b>	<b>5</b>
2.1	Simulaattorin rakenne .....	6
2.2	Liikealustan ohjaus .....	6
2.2.1	Ohjaussignaalin suodatus .....	7
2.2.2	Käänteiskinematiikka .....	9
2.3	Liikealustan perusrakenne .....	10
2.4	Liikealustan toimilaitteet .....	13
2.4.1	Sähkökäyttö .....	13
2.4.2	Hydrauliikka .....	15
2.4.3	Pneumatiikka .....	15
<b>3</b>	<b>MEKAANISEN RAKENTEEN ESISUUNNITTELU .....</b>	<b>17</b>
3.1	Mittaukset .....	17
3.2	Mittausdatan tarkastelu .....	18
3.3	Tarvittavien vapausasteiden määrittäminen .....	21
3.4	Alustava rakenne .....	22
3.5	Toimilaitteiden sijoittelu .....	26
<b>4</b>	<b>LIIKEALUSTAN SUUNNITTELU .....</b>	<b>28</b>
4.1	Simulointimalli .....	28
4.1.1	Mittausdatan suodatus .....	29
4.1.2	Käänteiskinematiikka .....	31
4.1.3	Käänteisdynamiikkamalli .....	35
4.1.4	Kinetostaattinen analyysi .....	36
4.1.5	Simuloinnin tulosten tarkastelu .....	38
4.2	Toimilaitteiden valinta .....	41
4.2.1	Karamoottorimalli .....	42
4.2.2	Vipumekanismimalli .....	46
4.3	Mekaaninen rakenne .....	50
4.3.1	Karamoottorimalli .....	56
4.3.2	Vipumekanismimalli .....	59
4.4	Ohjaus .....	61
4.5	Visualisointi .....	62

4.5.1	Litteät näytöt .....	63
4.5.2	Dataprojektorit .....	64
<b>5</b>	<b>TULOKSET JA NIIDEN TARKASTELU .....</b>	<b>65</b>
5.1	Karamoottorimalli.....	65
5.2	Vipumekanismimalli.....	67
5.3	Mallien vertailu.....	69
<b>6</b>	<b>JOHTOPÄÄTÖKSET .....</b>	<b>71</b>
	<b>LÄHDELUETTELO .....</b>	<b>73</b>

# 1 JOHDANTO

Tietotekniikan nopean kehittymisen myötä on mahdollista toteuttaa yhä monimutkaisempia ja realistisempia reaaliaikaisia simulaattoreita. Simulaattoreilla voidaan kuvata esimerkiksi jonkin laitteen tai prosessin toimintaa. Tässä työssä simulaattoreilla tarkoitetaan laitesimulaattoreita, joita käytetään esimerkiksi tuotekehityksessä, testauksessa, viihdekäytössä ja koulutuksessa. Yleisesti tunnettu esimerkki on lentokonesimulaattori, jossa lentäjät voivat harjoitella ennen todellisella lentokoneella harjoittelua. Simulaattorilla voidaan siis kouluttaa silloin kun oikean laitteen käyttö ei ole turvallista, mahdollista tai muuten järkevää.

Liiketuntumalla on suuri merkitys simulaattoreissa, erityisesti liikkuvissa koneissa. Liiketuntuma luodaan käyttämällä liikealustaa. Liikealustan liikkeiden kautta kuljettaja saa palautetta koneen toiminnasta ja siihen kohdistuvista kuormituksista ja voi niiden avulla tehdä päätöksiä ohjausliikkeistä. Erityisen tärkeää simulaattoreissa liiketuntuman kannalta on visualisoinnin ja liikealustan yhteistyö. Visualisoinnin avulla voidaan täydentää liikealustan liikkeitä ja näin saada aikaan parempi liiketuntuma.

## 1.1 Työn tavoitteet

Työn tavoitteena on suunnitella liikealusta liikkuvan työkoneen koulutussimulaattoriin. Liikealustan suunnittelussa pyritään mahdollisimman yksinkertaiseen ja kustannustehokkaaseen rakenteeseen, jolla voidaan simuloida riittävän realistisesti todellisen koneen liikkeitä. Liikealustan pitää olla siirrettävissä paikasta toiseen ja sen päälle tulee voida laittaa ohjaamo. Toimilaitteiden ensisijaisena käyttövoimana on sähkö. Liikealustan tulee olla rakenteeltaan mahdollisimman matala, jolloin se voidaan sijoittaa mahdollisimman pieneen tilaan. Lisäksi tutkitaan kuinka liikealustan ohjaus ja visualisointi voidaan toteuttaa.

Toimilaitteiden mitoitus toteutetaan simulointimallin avulla, jossa käytetään ohjearvoina mittauksista saatuja kiihtyvyyksiä. Myös mekaaniseen rakenteeseen kohdistuvia rasituksia tutkitaan simulointimallin avulla.

## **1.2 Työn rajaus**

Lastauskoneesta suoritetaan kiihtyvyyssmittaukset suunnittelua varten. Suunnittelussa käytetään nykyaikaisia suunnittelutyökaluja, kuten 3-D-mallinnus- ja simulointiohjelmistoja. Simulointimallin avulla mitoitetaan toimilaitteet ja tarkastellaan mekaanisen rakenteen rasituksia. Työ rajataan toimilaitteiden mitoitukseen ja valintaan sekä mekaanisen rakenteen suunnitteluun. Liikealustan fyysinen prototyyppi valmistetaan suunnittelun perusteella työn jälkeen ja liikealusta on tarkoitus liittää lastauskoneen koulutussimulaattoriin.

## 2 LIIKETUNTUMAN TOTEUTTAMINEN SIMULAATTOREISSA

Liikealustalla tarkoitetaan laitetta, jolla voidaan luoda liiketuntumaa. Liikealustoja käytetään erilaisissa simulaattoreissa kuten koulutussimulaattoreissa, tuotekehityssimulaattoreissa ja huvipuistolaitteissa. Yleisesti tunnettu esimerkki simulaattorista on lentokonesimulaattori. Kuvassa 2.1 on esitetty Boeing 747–400 lentokonesimulaattorin rakenne. Liikealustan päälle on asetettu suljettu ohjaamo, jonka sisällä on samanlaiset hallintalaitteet kuin todellisessa lentokoneessa ja ikkunoiden tilalla näytöt.



**Kuva 2.1** Boeing 747–400 lentokonesimulaattorin rakenne ja ohjaamo. [1]

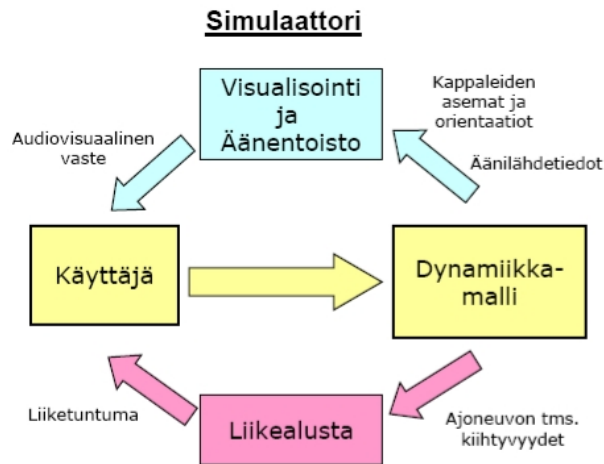
Liikealustoja käytetään teollisuudessa yleensä koulutussimulaattoreissa ja tuotekehityssimulaattoreissa. Tuotekehityssimulaattoreissa liikealustan tärkein ominaisuus on todellista konetta vastaavan liiketuntuman luominen. Yksi esimerkki tuotekehityssimulaattorista on istuimen kehittäminen käyttäjäystävällisemmäksi. Ensin mitataan koneeseen kohdistuvia kuormituksia työkierron aikana. Tämän jälkeen mitattuja kiihtyvyyksiä ajetaan liikealustassa, jolloin voidaan mitata eri istuimien ominaisuuksia, kuten kuljettajaan kohdistuvat kiihtyvyydet. Näin voidaan lisäksi varmistaa, että koneen käyttäjään kohdistuvat kiihtyvyydet eivät ylitä standardeissa mainittuja arvoja.

Koulutussimulaattoreissa tärkeintä on liiketuntuman luominen yhdessä visualisoinnin kanssa. Varsinkin liikkuvien työkonoiden ohjauksessa liiketuntumalla on suuri merkitys.

Koulutussimulaattorissa pitää miettiä mitkä liikkeet ovat liiketuntuman kannalta tärkeimpiä ja millä ei ole niin suurta merkitystä.

## 2.1 Simulaattorin rakenne

Simulaattorin rakenne näkyy kuvassa 2.2. Simulaattorin ydin on sen dynamiikkamalli, joka laskee muun muassa kappaleiden asemat ja orientaatiot sekä simuloitavan koneen kiihtyvyydet käyttäjältä saatujen arvojen perusteella. Käyttäjä vaikuttaa dynamiikkamallin toimintaan erilaisten hallintalaitteiden avulla. Visualisoinnin, äänentoiston sekä liikealustan avulla saadaan muodostettua takaisinkytkentä käyttäjälle koneen käyttäytymisestä.

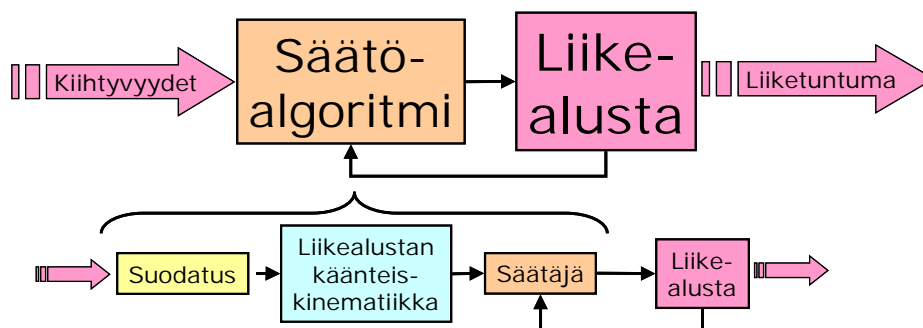


**Kuva 2.2** Simulaattorin rakenne. [2, s. 31]

## 2.2 Liikealustan ohjaus

Kuten kuvassa 2.2 on esitetty, saa liikealusta ohjearvonsa simulaattorissa dynamiikkamallilta. Kiihtyvyyksiä ei voida kuitenkaan suoraan toteuttaa liikealustalla, koska liikealustan liikealue on rajallinen. Esimerkiksi auton kiihdyttäessä ajonopeuteen auto liikkuu tietyn matkan. Jos tämä kiihtyvyys toteutetaan suoraan liikealustalla, joutuisi sekin liikkuman saman matkan. Tästä johtuen ohjaussignaali pitää käsitellä liikealustan ohjaukselle sopivaksi. Kuvassa 2.3 on esitetty liikealustan ohjauksen kaaviokuva. Siinä dynamiikkamallilta saadut kiihtyvyydet viedään säätöalgoritmille, joka ohjaa liikealustaa. Säätöalgoritmi koos-

tuu suodatuksesta ja käänteiskinematiikasta. Suodatus ottaa huomioon liikealustan rajallisen liikealueen ja käänteiskinematiikka laskee toimilaitteiden ohjearvot.



**Kuva 2.3** Liikealustan ohjaus. [2, s. 32]

Liikealustan ohjauksessa käytetään yleensä oikean käden koordinaatistoa. Koordinaatiston  $X$ -akseli asetetaan osoittamaan koneen kulkusuuntaan,  $Y$ -akseli vasemmalle ja  $Z$ -akseli ylös. Puhuttaessa liikealustan liikkeistä, käytetään usein seuraavia termejä:

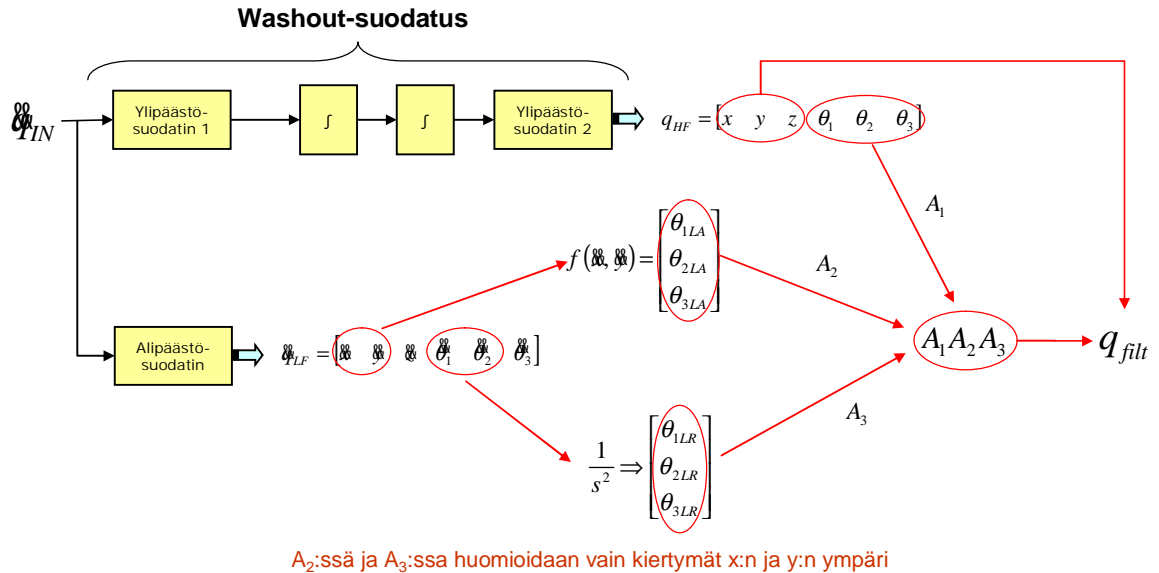
- translaatioliike  $X$ -suuntaan: surge
- translaatioliike  $Y$ -suuntaan: sway
- translaatioliike  $Z$ -suuntaan: heave
- kiertymä  $X$ -akselin ympäri: roll
- kiertymä  $Y$ -akselin ympäri: pitch
- kiertymä  $Z$ -akselin ympäri: yaw.

### 2.2.1 Ohjaussignaalin suodatus

Ohjaussignaalin yksi toteutustapa on esitetty kuvassa 2.4. Dynamiikkamallilta saadut kiihtyvyydet suodatetaan washout-suodatuksella ja alipäästösuodatuksella. Perinteinen washout-suodatus koostuu kahdesta ylipäästö suodattimesta ja kahdesta integraattorista. Sillä saadaan kiihtyvyyksistä asematieto, jossa vain korkeataajuiset kiihtyvyydet on huomioitu. Washout-suodatuksen idea on palauttaa liikealusta jouhevasti keskiasentoon nopeiden liikkeiden jälkeen, jolloin alusta on valmiina toteuttamaan uusia nopeita liikkeitä. Alipäästösuodattimien avulla huomioidaan matalataajuiset kiihtyvyydet, jotka toteutetaan gravitaation avulla kallistamalla alustaa. Esimerkiksi auton kiihdyttäessä kallistetaan alustaa  $Y$ -akselin ympäri vastapäivään, jolloin gravitaatiovoima luo tunteen kiihdytyksestä.

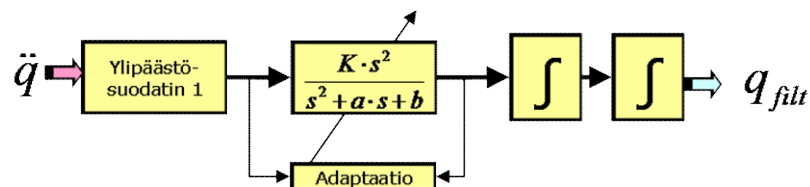


Kuvassa 2.4 alipäästetty signaali jaetaan kahteen osaan. Toisessa huomioidaan matalataajuiset translaatiokihtiyydet ja toisessa matalataajuiset kulmakihtiyydet. Translaatiokihtiyydet muutetaan funktion avulla alustan kiertymiksi. Lopulta kaikki kiertomatriisit yhdistetään.



**Kuva 2.4** Ohjaussignaalin suodatuksen kaaviokuva. [2, s. 36]

Suodatuksessa tärkein ja samalla vaikein tehtävä on sopivien parametrien löytäminen suodattimiin. Suodattimien kertaluku ja suodatustaajuus vaikuttavat merkittävästi lopputulokseen. Parametrit pitää määrittää tapauskohtaisesti, joten ohjaussignaalin muuttuessa huomattavasti voi suodatus vääristää signaalia. Tästä johtuen suodatuksessa voidaan käyttää adaptiivista suodatusta, jonka parametrit muuttuvat simuloinnin aikana. Parametreja muutetaan minimoimalla kustannusfunktiota. Kuvassa 2.5 on esitetty yksi tapa adaptiivisesta suodatuksesta perinteisen washout-suodatuksen korvaamiseksi.

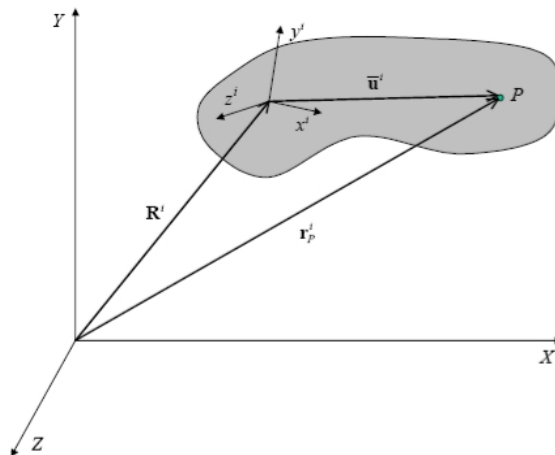


**Kuva 2.5** Adaptiivinen washout-suodatus. [3]

### 2.2.2 Käänteiskinematikka

Kinematikalla tarkoitetaan robottikinematikassa sitä, että toimilaitteiden ohjearvoista lasketaan ohjepisteen asema ja orientaatio. Kuitenkin liikealustan ohjauksessa halutaan ohjata ohjepisteen asemaa ja orientaatiota, jolloin käytetään käänteiskinematikkaa, jolla lasketaan aseman ja orientaation perusteella toimilaitteiden ohjearvot.

Kappaleeseen kuuluvat partikkelit on helpoin kuvata kappaleen lokaalissa koordinaatistossa, jolloin koordinaatisto liikkuu kappaleen mukana ja partikkelin kuvaus pysyy muuttumattomana liikkeiden aikana. Globaali koordinaatisto on liikkumaton, jolloin partikkelien asema globaalissa koordinaatistossa muuttuu liikkeiden aikana. Jäykän avaruuskappaleen kuvaus on esitetty kuvassa 2.6. [4]



**Kuva 2.6** Jäykän avaruuskappaleen kuvaus. [4]

Partikkeleiden asema globaalissa koordinaatistossa voidaan laskea kaavalla:

$$\mathbf{r}_p^i = \mathbf{R}^i + \mathbf{A}^i \cdot \bar{\mathbf{u}}_p^i \quad (2.1)$$

jossa  $\mathbf{R}^i$  on kappaleen  $i$  lokaalin koordinaatiston asema,  $\bar{\mathbf{u}}_p^i$  partikkelin  $P$  asema lokaalissa koordinaatistossa ja  $\mathbf{A}^i$  kiertomatriisi, joka kuvaa lokaalin koordinaatiston kiertymistä. [4]

Kiertomatriisi voidaan kuvata monella eri tavalla kuten Eulerin kulmilla, Rodriguezin parametreillä, Eulerin parametreillä tai Bryantin kulmilla. Kaikissa kuvauksissa käytetään kolmea muuttujaa, paitsi Eulerin parametreissä neljää, jolloin kiertomatriisi on numeerisesti stabiili kaikilla kulmakombinaatioilla. Eulerin parametrit ovat kuitenkin vaikeasti käsiteltävissä, niistä ei nähdä suoraan kiertymien suuntaa ja suuruutta. Bryantin kulmilla kiertetään kulmia järjestyksessä  $X$ - $Y$ - $Z$ , joka sopii hyvin liikealustan ohjaukseen helpon ymmärrettävyyden vuoksi.

Bryantin-kulmissa kiertomatriisin määrittämiseen tarvitaan kolme kiertymää [5, s. 351]:

- kiertymä  $X$ -akselin ympäri (roll):  $\theta_1$
- kiertymä  $Y$ -akselin ympäri (pitch):  $\theta_2$
- kiertymä  $Z$ -akselin ympäri (yaw):  $\theta_3$ .

Kiertomatriisi on muotoa [5, s. 351]:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c\theta_2 c\theta_3 & -c\theta_2 s\theta_3 & s\theta_2 \\ c\theta_1 s\theta_3 + s\theta_1 s\theta_2 c\theta_3 & c\theta_1 c\theta_3 - s\theta_1 s\theta_2 s\theta_3 & -s\theta_1 c\theta_2 \\ s\theta_1 s\theta_3 - c\theta_1 s\theta_2 c\theta_3 & s\theta_1 c\theta_3 + c\theta_1 s\theta_2 s\theta_3 & c\theta_1 c\theta_2 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

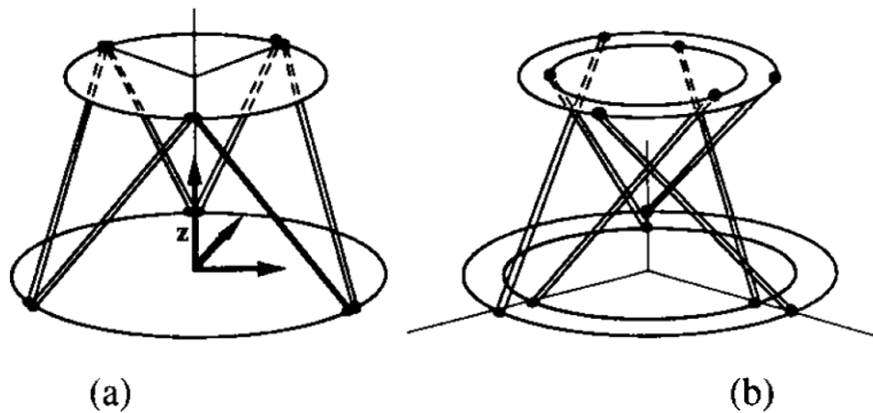
jossa  $c$  on  $\cos$  ja  $s$   $\sin$ .

### 2.3 Liikealustan perusrakenne

Liikealustan perusrakenne voidaan toteuttaa monella eri tavalla ja kaupallisia sovelluksia on suuri määrä. Yksi erottava tekijä eri liikealustoilla on vapausasteiden lukumäärä, joka voi olla yhdestä ylöspäin. Vapausasteella tarkoitetaan kuinka moneen suuntaan liikealustalla voidaan muodostaa liikettä, translaatiota tai rotaatiota. Esimerkiksi hissisimulaattorissa ei tarvita kuin yhden vapausasteen liikealusta, joka toteuttaa vain pystyliikkeen. Yleensä sovellus johon simulaattori tulee, määrää vapausasteiden lukumäärän, jolloin tarpeettomat vapausasteet voidaan poistaa.

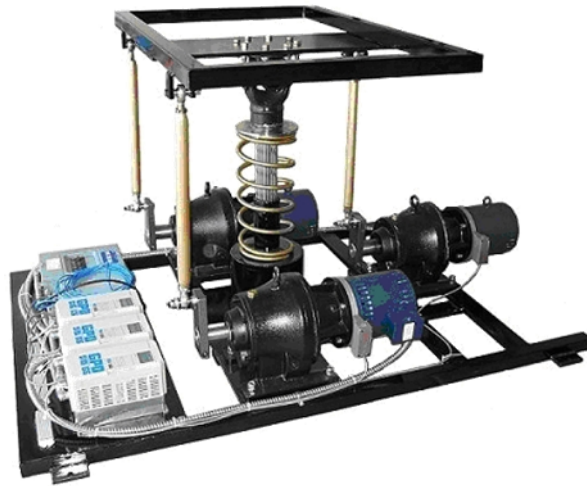
Perinteisesti liikealusta on rinnakkaisrakenteinen ja se koostuu ylä- ja alatasosta ja niiden väliin tulevista toimilaitteista. Vapaalla kappaleella on kuusi vapausastetta, joten vapausasteiden vähentämiseksi voidaan liikkeitä rajoittaa erilaisilla nivelöinneillä ja johteilla. Vapausasteiden määrää voidaan myös kasvattaa lisäämällä toimilaitteita ylätasoa päälle tai alatasoa alle. Liikealusta voi liikkua esimerkiksi kiskoja pitkin tai pyöriä alustan päällä. Ylätasoa päälle voidaan laittaa esimerkiksi johteet, jolloin saadaan yksi vapausaste lisää. Vaihtoehdot liikealustan rakenteen valinnassa ovat lähes rajattomat.

Tunnetuin liikealustan rakenne on Stewart-liikealusta, jolla saavutetaan kuusi vapausastetta, kolme translaatiota ja kolme rotaatiota. Stewart-liikealusta koostuu ylä- ja alatasosta ja niiden väliin tulevista kuudesta lineaaritoimilaitteesta. Toimilaitteet voidaan sijoittaa eri tavoilla ja yleisin tapa on esitetty kuvassa 2.7 (a). Vaihtoehtoinen tapa sijoitella toimilaitteet näkyy kohdassa (b), jossa kolme toimilaitetta on sijoitettu pienemmän ympyrän kehälle ja kolme suuremman. Tällä tavoin saavutetaan suurempi voima  $X$ - ja  $Y$ -suuntiin ja suurempi vääntö  $Z$ -akselin ympäri. [6]



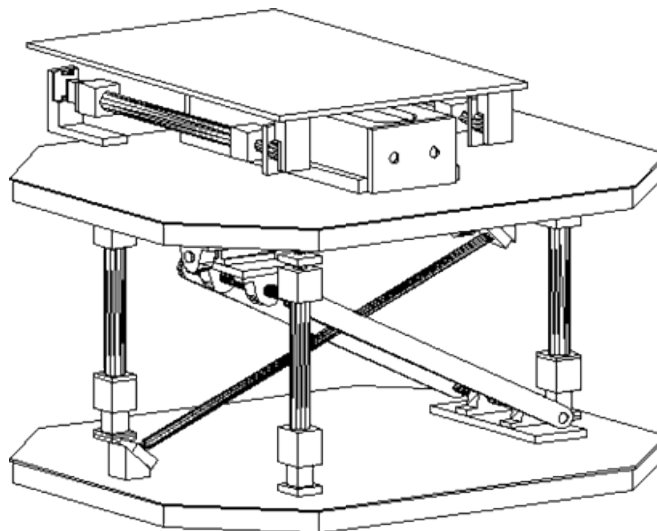
**Kuva 2.7** (a) Perinteinen Stewart-liikealusta ja (b) modifioitu Stewart-liikealusta. [6]

Kuvassa 2.8 näkyy yleinen liikealustan tyyppi, jossa vapausasteiden lukumäärä on rajoitettu kolmeen keskitolpan avulla. Keskitolppa on kiinteästi kiinni alatasossa ja ristinivelellä ylätasossa. Lisäksi keskitolppa sallii lineaariliikkeen. Näin saadaan kolme vapausastetta: kiertymät  $X$ - ja  $Y$ -akseleiden ympäri ja  $Z$ -translaatio.



**Kuva 2.8** Kolmen vapausasteen liikealusta. [7]

Kuvassa 2.9 näkyy viiden vapausasteen liikealusta. Rakenne on periaatteeltaan sama kuin edellinen kolmen vapausasteen liikealusta, mutta nyt ylätasoa päälle on asetettu kahden vapausasteen rakenne, joka sallii rotaation pysty akselin ympäri ja vaakasuuntaisen translaatioliikkeen. Näin saadaan viiden vapausasteen liikealusta, jolla saavutetaan suurempi voima  $X$ -suuntaan kuin Stewart-liikealustalla. [8]



**Kuva 2.9** Viiden vapausasteen liikealusta. [8]

## 2.4 Liikealustan toimilaitteet

Liikealustoissa käytetään monenlaisia toimilaitteita. Jakamalla ne käyttöenergian mukaan, voidaan ne jaotella sähkö-, hydraulikka- ja pneumatiikkatoimilaitteisiin. Toimilaitteet voivat olla lineaarisen liikkeen toteuttavia kuten hydraulisylinteri tai pyörivän liikkeen toteuttavia kuten sähkömoottori. Pyörivää liikettä voidaan käyttää suoraan esimerkiksi liikealustan pyörittämiseksi pysty akselin ympäri, mutta pyörivä liike voidaan myös muuttaa lineaariseksi liikkeeksi erilaisilla lineaarivaihteilla ja vipumekanismeilla.

### 2.4.1 Sähkökäyttö

Sähkökäyttö on kestävä ja luotettava vaihtoehto eikä siinä tarvita koneikkoa kuten hydraulikassa ja pneumatiikassa. Sähkömoottori voi olla joko lineaarimoottori tai pyörivä sähkömoottori. Sähkömoottori on yleensä liikealustan tapauksessa servomoottori, koska sillä saavutetaan kohtuullinen momentti ja hyvät säätöominaisuudet. Servomoottoreiden haittapuolena on kuitenkin niiden korkea hinta ja niiden käytössä tarvittava erityisosaaminen. Myös oikosulkumoottori ja askelmoottori ovat mahdollisia. Askelmoottorilla saavutetaan tarkka paikkaohjaus ilman takaisinkytkentääkin, mutta sen ongelmana on alhainen vääntömomentti. Oikosulkumoottorilla ei päästä yhtä hyvin dynaamisiin ominaisuuksiin kuin servomoottoreissa. Siihen pitää lisäksi asentaa lisäosia kuten tuuletus hitailla nopeuksilla ja anturointi, jotta sitä voitaisiin käyttää liikealustan ohjauksessa. [9, l. 7, s. 5]

#### Karamoottori

Karamoottorilla tarkoitetaan lineaarista toimilaitetta, joka koostuu sähkömoottorista ja lineaarivaihteesta. Lineaarivaihteesta voi olla trapetsi-, kuula tai rullaruuvi. Trapetsiruuvi eli liukuruuvi koostuu pyörivästä ruuvista ja sen liikuttamasta mutterista. Se kestää suuria kuormia ja sillä on suuri pitomomentti, mutta sen hyötysuhde on alhainen. Kuularuuvissa mutteri on kuulatäytteinen ja siinä on ulkoinen tai sisäinen kuulien palautuskanava. Kuularuuvissa on pieni kitka ja vähäinen kuluminen ja siitä saadaan esikiristyksellä välyksetön, mutta sillä on pieni pitomomentti ja hidas lineaariliike. Rullaruuvissa mutterin sisällä on päistään laakeroidut kierteelliset rullat. Rullaruuvilla saavutetaan suuret kuormat ja nopeudet, mutta sen hinta on korkeampi kuin kuula- ja trapetsiruuvien. [10]

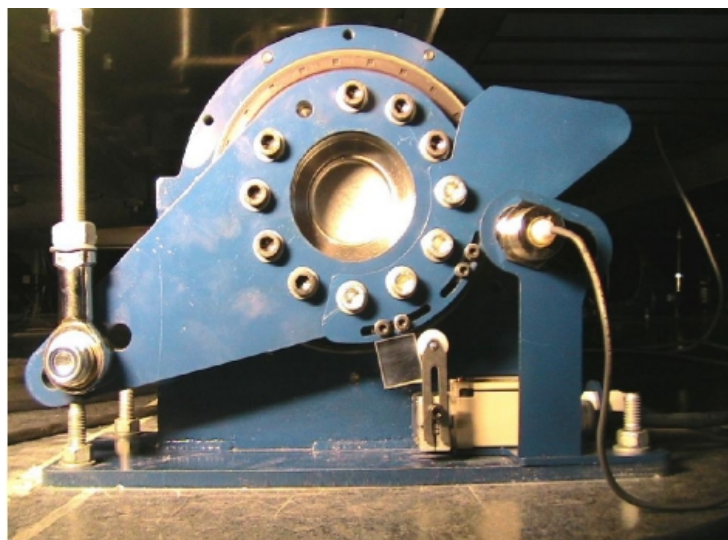
Karamoottoriin on mahdollista integroida lineaarianturi takaisinkytkennäksi. Karamoottori on itsepidättävä pienellä ruuvin nousulla, jolloin virran katketessa toimilaite lukittuu ilman erillistä jarrua. Tällöin kuitenkin saavutettava lineaarinopeus jää alhaiseksi. [10]

### Lineaarimoottori

Lineaarimoottorin rakenne on samantyylinen kuin pyörivässä moottorissa, mutta roottori ja staattori on leikattu kehältä auki ja suoristettu lineaarisiksi. Lineaarimoottorilla saavutetaan suuret nopeudet ja kiihtyvyydet, mutta sen hyötysuhde on alhainen ja hinta korkea verrattuna pyöriviin sähkömoottoreihin. Yksi sovellus liikealustassa lineaarimoottorille olisi ylätason päälle asetettavan translaatioliikkeen toteutus. [11, s. 109]

### Vipumekanismi

Vipumekanismi koostuu sähkömoottorista, alennusvaihteesta ja vipumekanismista (kuva 2.10). Vaihteen tarkoituksena on kasvattaa momenttia ja alentaa kammien nopeutta. Kammien pituudella voidaan vaikuttaa kiertokangelle välittyvään voimaan ja nopeuteen sekä liikkeen suuruuteen. Saatava nopeus ja voima muuttuvat kammien kulman funktiona. Suurin nopeus saavutetaan kammien ollessa vaaka-asennossa ja suurin voima kammien ollessa pystyasennossa.



**Kuva 2.10** Vipumekanismi. [12]

Vaihteelta vaaditaan hyviä ominaisuuksia, jos sitä käytetään servojärjestelmässä. Hyvän säädön aikaansaamiseksi vaihteen pitää olla välyksetön ja siinä pitää olla vähäinen hysteereesi. Värähtelyalttiuden pienentämiseksi vaihteen pitää olla jäykkä. Vaihteen pitää olla luotettava jaksottaisessa kuormituksessa, mutta pitkäaikaiskestävyys täydellä momentilla ja pyörimisnopeudella ei ole välttämätön. Pieni hitausmomentti on eduksi kiihdytyksissä ja alhainen kitka alentaa hukkaliikettä, pienentää mitoitusta, vähentää lämpöongelmia ja helpottaa säätöjärjestelmän toimintaa. [9, l. 7, s. 27]

#### 2.4.2 Hydrauliikka

Hydrauliikkaa käytetään usein liikealustoissa johtuen sillä saavutettavasta suuresta voimasta ja nopeudesta, pehmeästä käynnistä ja hyvästä ohjattavuudesta. Hydrauliikalla on helppo toteuttaa lineaari- ja pyörivä liike sekä sillä on hyvä teho/paino-suhde. Hydrauliikka vaatii kuitenkin koneikon, joka on kallis, kovaääninen ja vie tilaa. [13, s. 12]

Hydraulinen toimilaite voi olla hydraulimoottori, hydraulisylinteri tai vääntömoottori. Liikealustassa pyörivän liikkeen toteuttamiseksi voidaan käyttää vääntömoottoria, jolla voidaan saavuttaa suuret momentit n. 15000–30000 Nm. Sen liikealue on kuitenkin rajattu, yleensä alle 360°, mutta se voi olla useissa tapauksissa riittävä. [13, s. 151–154]

Lineaariliikkeen toteuttamiseksi on järkevintä käyttää hydraulisylinteriä. Hydraulisylinteriin on mahdollista integroida lineaarianturi, kuten magnetostriktiivinen anturi takaisinkytkentää varten. Hydraulisylinterin iskunpituus suhteessa lepopituuteen on suuri, varsinkin teleskooopisynterissä. Hydraulisylinteri saadaan mahtumaan pieneen tilaan ja se mahdollistaa matalan liikealustan rakenteen.

#### 2.4.3 Pneumatiikka

Liikealustoissa käytetään hyvin vähän pneumatiikalla toteutettuja toimilaitteita johtuen niiden heikosta voimasta ja haastavasta ohjattavuudesta. Varsinkaan suurilla kuormilla pneumatiikan ominaisuudet eivät ole riittävät. Liikealustoja on kuitenkin toteutettu käyttämällä paineilmalihaksia. Yksi esimerkki on kuvassa 2.11 näkyvä Feston Airmotion-



drive-liikealusta. Alustassa on kuusi vapausastetta ja sillä liikutetaan käyttäjää ja penkkiä, jossa hallintalaitteet sijaitsevat.



**Kuva 2.11** Foston Airmotion-drive-liikealusta. [14]

Paineilmalihas koostuu päätykappaleista ja kumisesta putkesta, joka on ympäröity lasikuituverkolla. Paineilmalihas on yksitoiminen, sillä voidaan saada vain vetoliike aikaiseksi. Vastavoimana voi olla painovoima, jousi tai toinen paineilmalihas. Paineilmalihas käyttäytyy epälineaarisesti ja sen voidaan ajatella toimivan kuten jousi, jonka lepopituutta ja jousivakiota muutetaan paineen avulla. Paineilmalihaksen etuja ovat edullisuus, nykimätön liike hitaissa nopeuksissa, 3-10 kertainen voima (muuttuu supistuman mukaan) verrattuna samankokoiseen paineilmasynteriin ja suuri teho/paino-suhde verrattuna esimerkiksi AC-servomoottoriin. Paineilmalihaksen heikkouksia ovat kumin ja lasikuituverkon välisestä kitkasta syntyvä suuri hystereesi, rajallinen iskunpituus (n. 20...25 % lepopituudesta) ja heikko asemointitarkkuus. [11, s. 176]

Paineilmalihakset voidaan sijoittaa liikealustan ylätasoon yläpuolelle, jolloin ylätaso roikkuu niiden varassa, kuten kuvassa 2.11 näkyy. Toinen mahdollisuus on sijoittaa paineilmalihakset ylä- ja alatason väliin ja käyttää vipumekanismia. Mekanismin kammien toinen pää voi olla tyhjä, jolloin vastavoimana toimii painovoima tai toisessa päässä voi olla jousi tai toinen paineilmalihas. Paineilmalihas voi olla myös jousen sisällä.

### 3 MEKAANISEN RAKENTEEN ESISUUNNITTELU

Mekaanisen rakenteen esisuunnittelulla tarkoitetaan liikealustan perusrakenteen suunnittelua. Suunnittelu perustuu todellisen koneen kiihtyvyyssmittauksiin ja koneen käyttäytymiseen eri tilanteissa. Lisäksi pohditaan millä toimilaiteratkaisuilla suunniteltu rakenne voitaisiin toteuttaa.

Mekaanisen rakenteen esisuunnittelussa on hyödynnetty seuraavia ohjelmia:

- Adams Postprocessor
  - mittausdatan analysointi
- SolidWorks
  - rakenteen suunnittelu.

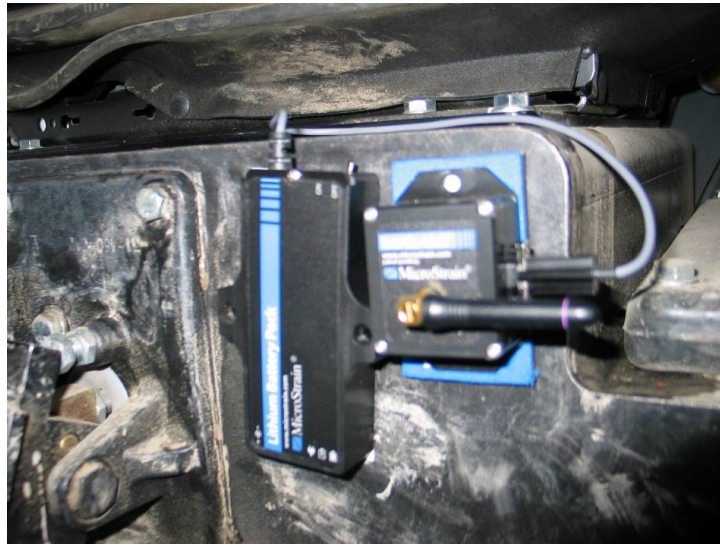
#### 3.1 Mittaukset

Mittaus suoritettiin Sandvikin testikaivoksessa Tampereella 17.9.2007. Mittauksissa lastauskoneella ajettiin testirataa, jossa suoritettiin tyypillinen työkierto: kivien lastaus, kuljetus ja purku. Radalla laskeudutaan ensin kerros alaspäin, josta kivet haetaan. Tämän jälkeen kivet pudotetaan takaisin samaan kasaan kerrosta ylempää. Konea ajettiin kolme kierrosta manuaalijolla ja kaksi kierrosta automaattijolla. Manuaalijolla tarkoitetaan sitä, että lastauskonea ohjataan koneen sisältä ja automaattijolla kone ajaa automaattisesti radan lukuun ottamatta kivien lastausta, joka tapahtuu etäohjauksella.

Mittalaitteena käytettiin Lappeenrannan teknillisen yliopiston mekatroniikan ja virtuaalisuunnittelun laboratorion kiihtyvyyssanturia (Microstrain, Inertia-Link), joka koostuu kolmesta kiihtyvyyssanturista ja kolmesta gyrosta. Anturi mittaa 100 Hz:n taajuudella ja mitta-alueella:  $\pm 10$  g ja  $\pm 1200$  °/s.

Mittalaite kiinnitettiin ohjaamoon penkin alapuolelle kaksipuolisella teipillä (kuva 3.1). Yhdessä mittauksessa anturin ja rungon väliin laitettiin vaimennuslevy suodattamaan korkeimmat taajuudet. Anturin koordinaatiston asento mittauksen aikana:

- *X* eteenpäin (kauhan suuntaan)
- *Y* alaspäin
- *Z* vasemmalle.



**Kuva 3.1** Kiihtyvyyssanturin kiinnitys.

### 3.2 Mittausdatan tarkastelu

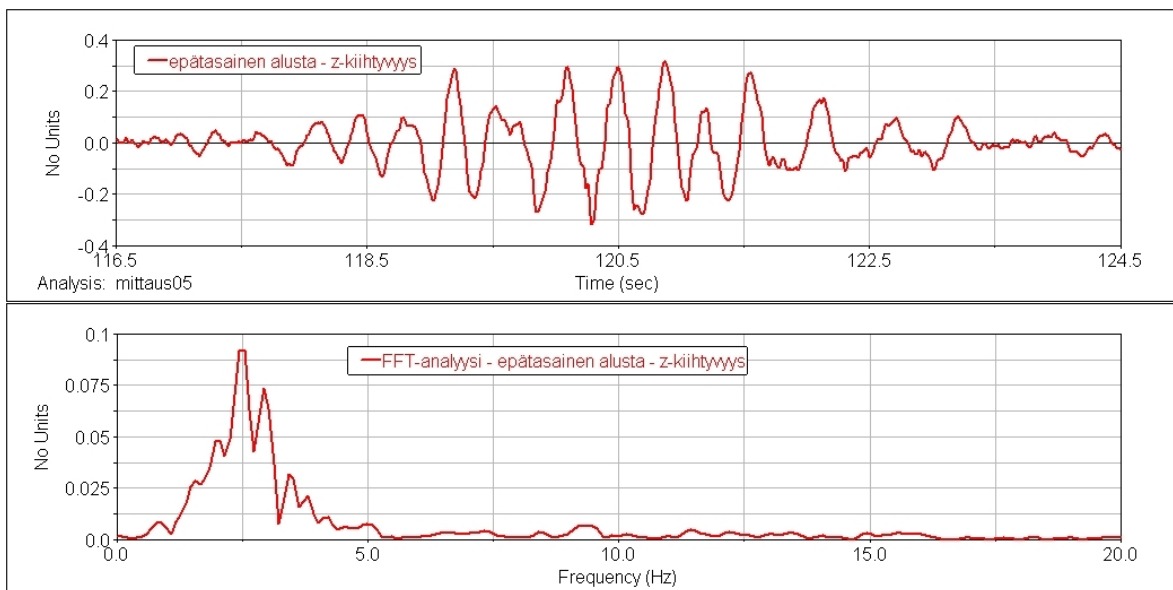
Mittausdataa tarkasteltiin tekemällä FFT-analyysit eri työkierron tilanteista ja selvittämällä eri mittausten suurimmat kiihtyvyydet ja kulmanopeudet eri akselien suhteen. Tarkastelussa koordinaatisto on käännetty muotoon: *X* eteen, *Y* vasemmalle ja *Z* ylös.

Suurimmat kiihtyvyydet syntyivät kivien lastauksessa. Manuaaliajolla maksimikiihtyvyydet eri akselien suhteen olivat lähestulkoon yhtä suuria ja maksimikulmanopeudet *X*- ja *Z*-akselien ympäri jonkin verran suurempia kuin *Y*-akselin ympäri. Automaattiajolla tilanne oli muuten lähes sama, mutta kiihtyvyydet *Y*- ja *Z*-suuntiin olivat suurempia. Taulukossa 3.1 on esitetty mittauksissa esiintyneet maksimi-arvot. Tarkastelussa mittauksien tulokset on suhteutettu suurimpaan mitattuun kiihtyvyyteen tai kulmanopeuteen siten, että suurin arvo saa arvon 1.

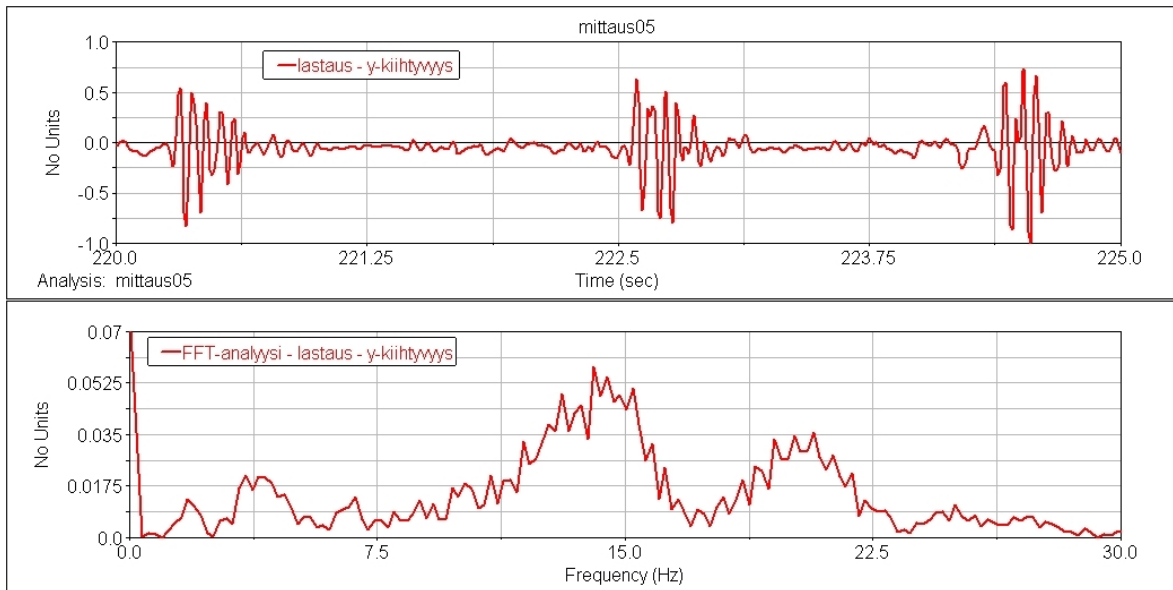
**Taulukko 3.1** Mittauksen maksimikihtyvyydet ja maksimikulmanopeudet.

Mittaus	$\theta$	$\theta$	$\theta$	$\theta_1$	$\theta_2$	$\theta_3$
1 (manuaali)	0,41	0,44	0,46	0,59	0,41	0,65
2 (manuaali)	0,66	0,54	0,69	0,84	0,45	0,88
3 (manuaali)	0,35	0,36	0,64	0,67	0,37	0,92
4 (automaatti)	0,44	0,94	0,81	0,78	0,37	1
5 (automaatti)	0,51	1	0,90	0,63	0,33	0,69

Yksi selvästi erottuva osa kiihtyvyydatassa oli ajo epätasaisella alustalla. Tällöin suurin koneeseen kohdistuva kiihtyvyys oli Z-akselin suuntaan noin 3 Hz:n taajuudella. Koneeseen kohdistui myös kulmanopeuksia X- ja Z-akselien ympäri. Kuvassa 3.2 on esitetty Z-kiihtyvyys ja sen FFT-analyysi.

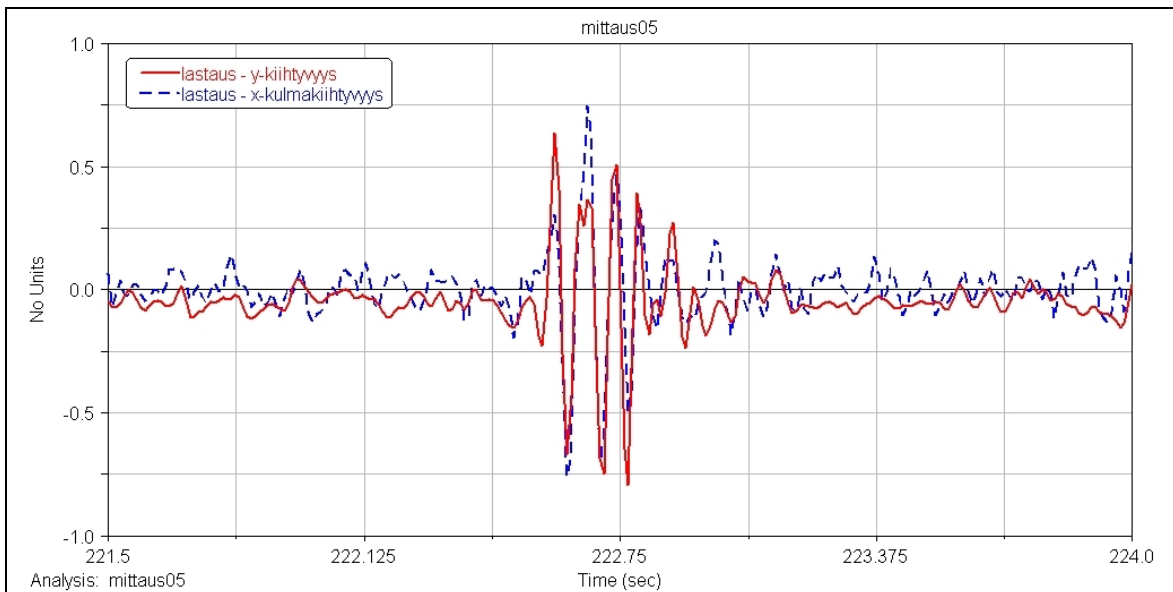
**Kuva 3.2** Lastauskoneen mittaukset, epätasainen alusta: Z-kiihtyvyys ja FFT-analyysi.

Toinen merkittävä kohta oli odotetusti kivien lastaus, jolloin koneeseen kohdistui suuria kiihtyvyyksiä ja kulmanopeuksia kaikkien akselien suhteen taajuuksilla 10–25 Hz sekä 2–3 Hz, huipun ollessa noin 15 Hz:n kohdalla. Kuormaa purkaessa suurin kiihtyvyys oli Z-akselin suuntaan.

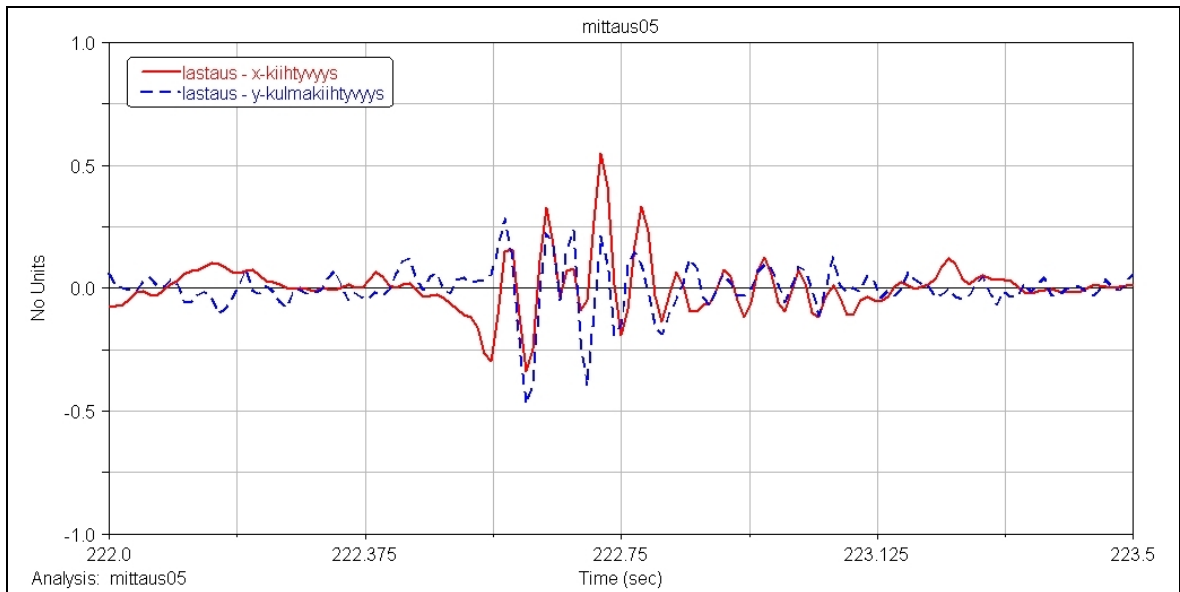


**Kuva 3.3** Lastauskoneen mittaukset, kivien lastaus: Y-kiikhtyvvyys ja FFT-analyysi.

Mittausdatasta huomattiin, että vaaka-akseleiden suhteen tapahtuvat kiikhtyvvydet ja kierymät olivat yhteydessä toisiinsa. Koneen kallistuessa  $X$ -akselin ympäri syntyi kiikhtyvvyttä  $Y$ -suuntaan ja sama toisin päin. Kuvissa 3.4 ja 3.5 näkyy tämä yhteys. Vertailua varten mitatut kulmanopeudet derivoitiin kulmakiikhtyvvyyksiksi ja skaalattiin translaatiokiikhtyvvyksien suuruiseksi.



**Kuva 3.4**  $Y$ -translaatiokiikhtyvvyden ja  $X$ -kulmakiikhtyvvyden välinen yhteys lastauksessa.



**Kuva 3.5** X-translaatiokiihtyvyyden ja Y-kulmakiihtyvyyden välinen yhteys lastauksessa.

### 3.3 Tarvittavien vapausasteiden määrittäminen

Liikealustan tarvittavien vapausasteiden määrittäminen perustuu mittausten perusteella saatuihin tuloksiin, koneen kyydissä ollessa syntyneisiin tunteisiin ja koneen toiminnan pohtimiseen.

Mittausten perusteella lastauskoneessa syntyy voimakkaita kiihtyvyyksiä ja kulmanopeuksia kaikkien akselien suhteen, joten simulaattorin tulisi pystyä luomaan liiketuntumaa kaikkiin suuntiin.

Kyydissä ollessa havaittiin seuraavia asioita:

- jarrutukset tuntuivat voimakkailta
- ajaessa epätasaisella tiellä syntyi rajuja kiihtyvyyksiä Z- ja Y-suuntiin
- kivien lastaus heilutteli konetta joka suuntaan.

Miettimällä koneen toimintaa, voidaan arvioida, minkälainen liikealusta jäljittelisi koneen toimintaa mahdollisimman hyvin. Lastauskoneeseen voi kohdistua ulkopuolisia voimia renkaisiin ja kauhaan. Pystysuuntainen voima renkaisiin muodostuu esimerkiksi tien epätasaisuuksista tai lastauksessa painon jakautumisesta eri renkaille ja tämä aiheuttaa kiertymiä

vaaka-akseleiden ympäri ja kiihtyvyyttä pystysuuntaan. Kiertymä renkaiden korkeudella aiheuttaa ohjaamon korkeudelle tangenttikiihtyvyyttä. Tästä voidaan päätellä, että myös liikealusta voi luoda tunteen kiihtyvyyksistä vaakasuuntiin kulmakiihtyvyyden avulla, jolloin on mahdollista vähentää vapausasteiden määrää. Kuitenkin jarruttaessa, kiihdyttäessä ja kivikasaan ajettaessa syntyy koneeseen  $X$ -akselin suuntaisia voimia, mutta riittävä liiketuntuma  $X$ -suuntaan voidaan luoda todennäköisesti  $Y$ -kulmakiihtyvyyden tangenttikomponentin avulla.

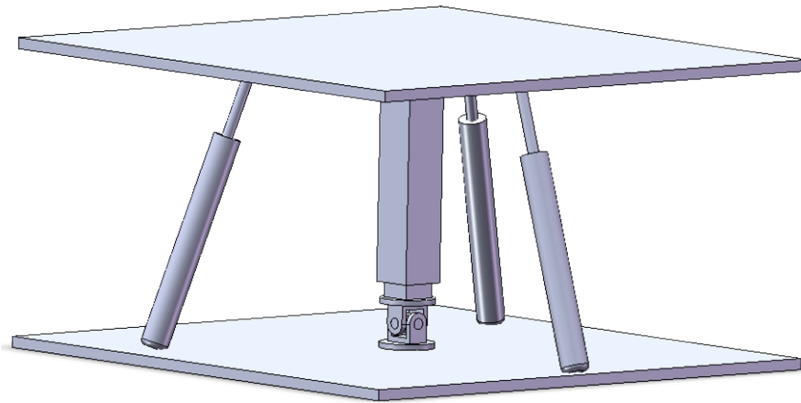
Kiertymiä  $Z$ -akselin ympäri esiintyi voimakkaimmin mutkiin ajettaessa ja kiviä lastatessa. Mutkiin ajo voidaan simulaattorissa korvata visualisoinnilla, mutta lastauksessa syntyviä kiertymiä ei. Kuitenkin lastatessa tunne vaakasuuntaisista kiihtyvyyksistä oli huomattavasti suurempi, joten jättämällä kiertymä  $Z$ -akselin ympäri pois, liiketuntuma ei huonone huomattavasti.

### 3.4 Alustava rakenne

Liikealustalta vaaditaan ainakin kiertymät  $X$ - ja  $Y$ -akselien ympäri sekä  $Z$ -translaatio. Lisäksi paremman liiketuntuman tavoittelemiseksi, voi alusta toteuttaa myös kiertymän  $Z$ -akselin ympäri ja  $X$ -translaation. Näiden vaatimusten perusteella kehitettiin neljä erilaista vaihtoehtoa.

#### Malli 1

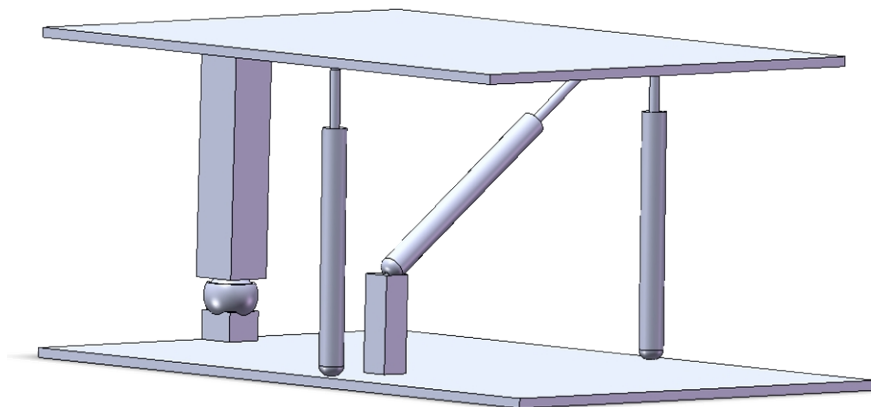
Ensimmäinen vaihtoehto on kolmen vapausasteen liikealusta. Liikealusta koostuu ylä- ja alatasosta, niiden väliin tulevasta kaksiosaisesta keskitolpasta sekä kolmesta toimilaitteesta. Rakenne näkyy kuvassa 3.6. Keskitolppa sallii translaatioliikkeen ja sen toisessa päässä on kardaanimivel. Tolpan toinen pää on jäykästi kiinni. Liiketuntuma  $X$ - ja  $Y$ -suuntiin muodostetaan kiertämällä pystypalkkia vaaka-akseleiden ympäri. Sijoittamalla kardaanimivel pystypalkin alaosan ja alalevyn väliin, saadaan suurempi säde tangenttikiihtyvyyksien luomiseksi. Ylätason liike voidaan ajatella tapahtuvan pallopinnalla, jonka sädettä voidaan muuttaa.



**Kuva 3.6** Liikealustan perusrakenne, malli 1 (3 vapausastetta).

### Malli 2

Kuvassa 3.7 näkyy toinen vaihtoehto, joka on myös kolmen vapausasteen liikealusta. Nyt tukitolppa ei ole tasojen keskellä vaan reunassa. Tukitolpan rakenne on myös hieman erilainen, se sallii kiertymät kaikkien akseleiden ympäri tukitolpan alapäässä olevan pallonivelen avulla. Sijoittamalla pallonivel alas ja ohjaamo sylinterien kohdalla, voidaan liiketuntumat  $X$ -,  $Y$ - ja  $Z$ -suuntiin luoda kiertymien avulla. Vertaamalla todelliseen koneeseen, pystyssä olevilla sylintereillä voidaan kuvata etupyöriin kohdistuvat voimat ja vinossa olevalla sylinterillä  $Z$ -rotaatio.



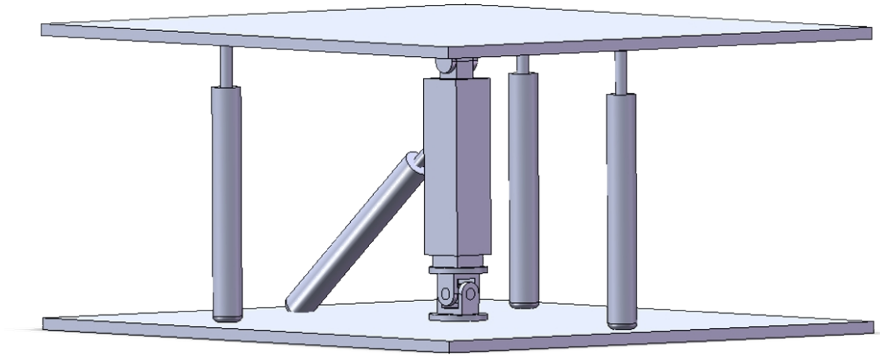
**Kuva 3.7** Liikealustan perusrakenne, malli 2 (3 vapausastetta).

### Malli 3

Kolmas malli on neljän vapausasteen liikealusta. Lisäämällä ensimmäiseen malliin yksi toimilaite, saadaan yksi vapausaste lisää. Nyt lisätty vapausaste on  $X$ -translaatio, joka saa-



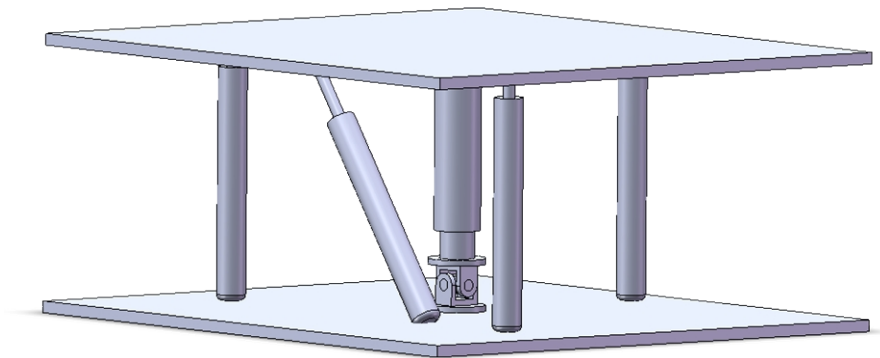
daan lisäämällä pystypalkin yläosan ja ylätason väliin kiertonivel ja toimilaite esimerkiksi pystypalkin ja alalevyn väliin (kuva 3.8). Tällöin saavutetaan  $X$ - ja  $Z$ -translaatiot sekä  $X$ - ja  $Y$ -rotaatiot.



**Kuva 3.8** Liikealustan perusrakenne, malli 3 (4 vapausastetta).

#### Malli 4

Neljäs malli on kuten edellinen, mutta lisätty vapausaste on  $Z$ -rotaatio, joka saadaan sallimalla kiertymä pystypalkin osien välillä. Tällöin saavutetaan  $Z$ -translaatio ja kaikki rotaatiot.



**Kuva 3.9** Liikealustan perusrakenne, malli 4 (4 vapausastetta).

Kaikki mallit on mahdollista toteuttaa joko lineaaritoimilaitteilla tai vipumekanismeilla. Vipumekanismeilla on mahdollista saavuttaa matalampi rakenne. Varsinkin karamoottori vaatii paljon tilaa iskunpituuteensa nähden.

Yksi mahdollisuus on käyttää Stewart-liikealustaa, jolloin saadaan kaikki kuusi vapausastetta. Kuitenkin tarkoituksena on kehittää mahdollisimman kustannustehokas liikealusta, jolloin vapausasteiden pienempi lukumäärä tarkoittaa vähemmän toimilaitteita ja pienempiä kustannuksia. Tästä johtuen jätetään Stewart-liikealusta pois tarkastelusta. Taulukossa 3.2 on vertailtu liikealustan perusrakenteen vaihtoehtoja.

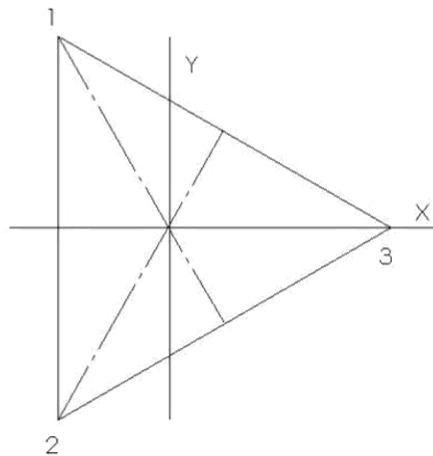
**Taulukko 3.2** Liikealustan perusrakenteen vaihtoehtojen vertailu.

<b>Malli</b>	<b>Edut (+)</b>	<b>Heikkoudet (-)</b>
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Yksinkertainen rakenne</li> <li>– Vähän toimilaitteita</li> <li>– Suora liike Z-suuntaan</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Ei voida kuvata Z-rotaatiota</li> <li>– Ei suoraa liikettä X-suuntaan</li> </ul>
2	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Yksinkertainen rakenne</li> <li>– Vähän toimilaitteita</li> <li>– Voidaan luoda liiketuntumaa kaikkiin suuntiin</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Kuvaa hyvin lastauskoneen toimintaa eteenpäin ajettaessa, mutta peruuttaessa heikommin</li> <li>– Ei yhtään suoraa translaatioliikettä</li> </ul>
3	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Saadaan suora liike X-suuntaan</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Ei Z-rotaatiota</li> <li>– Neljä toimilaitetta</li> </ul>
4	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Voidaan luoda liiketuntumaa kaikkiin suuntiin</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Ei X-translaatiota</li> <li>– Neljä toimilaitetta</li> </ul>

Vaihtoehdoista malli 4 pystyy toteuttamaan parhaiten liiketuntumaa joka suuntaan, mutta kuten aiemmin oli perusteltu, Z-rotaatio ei ole liiketuntuman kannalta kovin tärkeä. Parhaimman liiketuntuman yhdessä visualisoinnin kanssa toteuttaa todennäköisesti malli 3, mutta ero ensimmäiseen malliin on niin pieni, että on parempi valita yksinkertaisempi ratkaisu. Näin ollen valitaan malli 1.

### 3.5 Toimilaitteiden sijoittelu

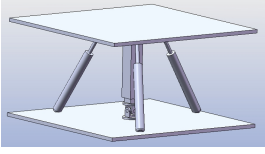
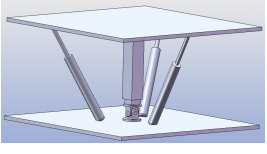
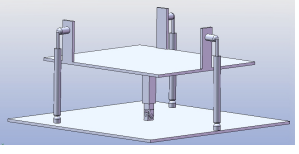
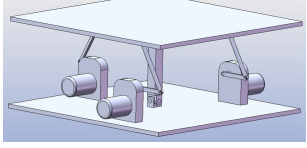
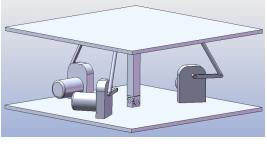
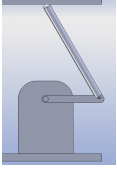
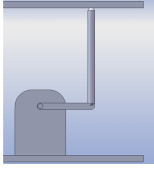
Jatkokehitykseen valittu malli 1 voidaan toteuttaa joko lineaariliikkeen toimilaitteilla (karamoottori ja hydraulisylinteri) tai vipumekanismeilla (käyttönä servomoottori tai paineilimalihas). Sijoittamalla toimilaitteiden nivelet tasasivuisen kolmion kärkiin ja tason keskipiste kolmion keskipisteeseen, kuten kuvassa 3.10 on esitetty, saadaan liikealustan toiminnasta symmetrinen.



**Kuva 3.10** Toimilaitteiden nivelten sijoittelu.

Kolmioiden mitat voivat olla erilaiset ylä- ja alatasossa, jolloin toimilaitteet ovat vinossa ja rakenteesta saadaan matalampi. Toimilaitteiden nivelet voidaan myös tuoda ylätason yläpuolelle rakenteen mataloittamiseksi. Tällöin pitää huomioida kuinka suuri ohjaamo liikealustan päälle asetetaan. Taulukossa 3.3 on esitetty erilaisia vaihtoehtoja toimilaitteiden sijoittelulle.

**Taulukko 3.3** Toimilaitteiden sijoittelu.

Toiminto	Vaihtoehto 1	Vaihtoehto 2	Vaihtoehto 3
Lineaaritoimilaitteiden sijoittelu			
Vipumekanismin toimilaitteiden sijoittelu			
Ylänivelen asema suhteessa vipumekanismiin			

Lineaaritoimilaitteiden sijoittelussa valintaan vaikuttaa toimilaitteen tyyppi. Jos käytetään hydraulisyntereitä, valitaan vaihtoehto 1 tai 2, jolloin alustan päälle laitettavalle ohjaimelle ei ole rajoitteita. Vaihtoehto 1 mahdollistaa suuremmat momentit vaaka-akselien ympäri, mutta vaihtoehdolla 2 saadaan suuremmat kiertymät. Tästä johtuen vaihtoehto 1 on parempi, koska kiertymien ei tarvitse olla kovin suuria tässä sovelluksessa ja mahdollisimman suuri momentti mahdollistaa suuremmat kulmakiihtyvyydet suurilla kuormilla. Jos käytetään karamoottoreita, valitaan vaihtoehto 3, koska karamoottoreiden lepopituus suhteessa iskunpituuteen on suuri verrattuna hydraulisyntereihin. Näin vaihtoehdolla 3 saadaan matalin rakenne ja minimikorkeutta rajoittavaksi tekijäksi tulee keskitolpan korkeus. Sijoittamalla toimilaitteet mahdollisimman kauas keskipisteestä, saadaan muodostettua suurempi momentti vaaka-akselien ympäri ja mahdollisimman suuri tila ohjaamon asetelua varten.

Vipumekanismissa toimilaitteiden sijoittelussa valitaan vaihtoehto 2, jolloin alustan toiminnasta saadaan symmetrinen. Esimerkiksi pystysuuntaisessa liikkeessä vaihtoehdossa 1 toimilaitteiden momentit eivät ole samat, toisin kuin vaihtoehdossa 2. Ylänivelen sijoittelussa valitaan vaihtoehto 1, koska vaihtoehdossa 2 mekanismin kuolokohta tulee nopeasti vastaan kun kampea käännetään ylöspäin. Lisäksi käännettäessä kampea alas, saattaa kiertokanki osua kampeen tai muuhun rakenteeseen, joten kammien kääntäminen mahdollisimman ylös on eduksi.

## 4 LIIKEALUSTAN SUUNNITTELU

Liikealustan suunnittelu tapahtuu mittausdatan ja vaadittujen suoritusarvojen perusteella. Ensimmäisenä määritetään toimilaitteiden suoritusarvovaatimukset simulointimallia käyttäen. Suoritusarvojen ja hintakyselyiden perusteella valitaan sopivat toimilaitteet ja päivitetään simulointimalli, jos mitoitus muuttuu oleellisesti. Tämän jälkeen voidaan tarkistaa toteuttaako valitut toimilaitteet vaaditut suoritusarvot. Jos vaatimukset eivät täyty, iteroidaan suunnitelmia kunnes ne täyttyvät.

Toimilaitteiden valinnan jälkeen voidaan ruveta suunnittelemaan liikealustan mekaanista rakennetta. Ensin selvitetään simulointimallin avulla niveliin kohdistuvat rasitukset, jonka jälkeen mitoitetaan nivelet ja suunnitellaan ylä- ja alatason rakenne.

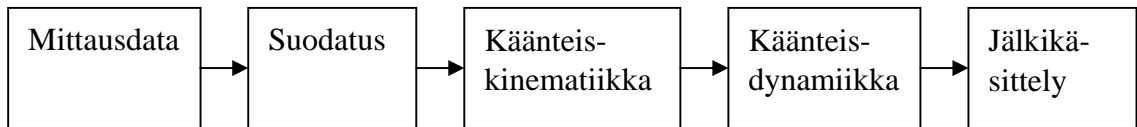
Liikealustan suunnittelussa pitää ottaa huomioon myös ohjausjärjestelmän toteutus. Toimilaitteita valittaessa pitää huomioida miten kyseistä toimilaitetta voidaan ohjata ja tarvitseeko ohjaukseen jotain lisäkomponentteja, kuten anturointia tai lisäkortteja. Mekaanisen rakenteen suunnittelussa pitää huomioida mahdollisten antureiden kiinnitys.

Liikealustan suunnittelussa on hyödynnetty seuraavia ohjelmia:

- SolidWorks
  - mekaanisen rakenteen suunnittelu
- Matlab Simulink
  - toimilaitteiden ohjearvot
  - kinetostaattinen analyysi
- Adams View
  - dynamiikkamalli.

### 4.1 Simulointimalli

Simulointimalli koostuu mittausdatan suodatuksesta, liikealustan käänteiskinematikasta, käänteisdynamiikkamallista ja tulosten jälkikäsitteystä kuvan 4.1 mukaisesti.



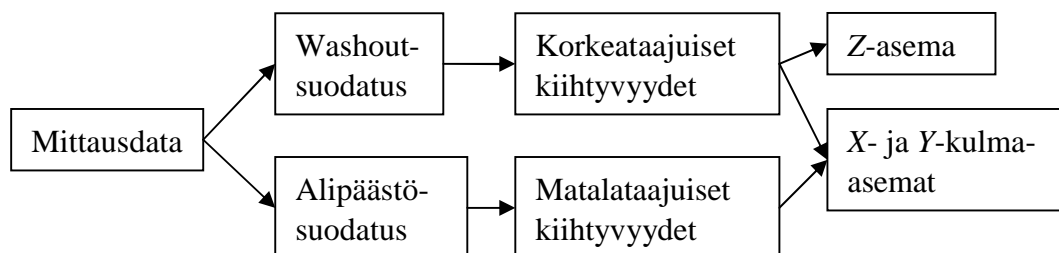
**Kuva 4.1** Simulointimalli.

Suodatuksen avulla muutetaan mittausdata liikealustan ohjauksessa käytettävään muotoon. Koska liikealustan liikealue on rajallinen, pitää matalataajuiset kiihtyvyydet ottaa huomioon kiertymien avulla. Suodatuksen avulla kiihtyvyyksistä saadaan liikealustan ohjepisteen asema ja orientaatio, mikä toimii ohjearvona liikealustan käänteiskinematiikalle. Käänteiskinematiikan avulla lasketaan toimilaitteiden ohjearvot.

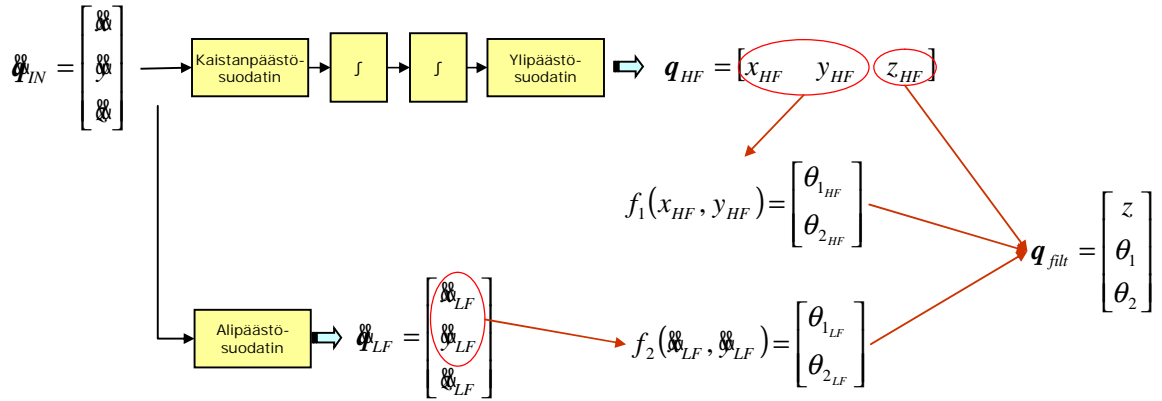
Toimilaitteiden ohjearvot viedään käänteisdynamiikkamallille, joka sisältää liikealustan lisäksi alustan päälle asetettavan massan. Käänteisdynamiikka laskee voimat ja momentit käänteiskinematiikalta saatujen toimilaitteiden ohjearvojen perusteella. Jälkikäsitteijässä voidaan tarkkailla liikkeen toteuttamiseksi toimilaitteilta vaadittuja voimia. Lisäksi jälkikäsitteijästä nähdään niveliin kohdistuvat rasitukset ja ohjepisteen liikkeet.

#### 4.1.1 Mittausdatan suodatus

Liikealustan ohjauksessa käytetään mittauksessa saatuja translaatiokiihtyvyyksiä, joiden avulla lasketaan keskitolpan pituus ( $Z$ -translaatio) ja ristinivelen kiertymät ( $X$ - ja  $Y$ -rotaatiot). Suodatuksen periaate on esitetty kuvassa 4.2 ja tarkempi kuvaus kuvassa 4.3.



**Kuva 4.2** Mittausdatan suodatuksen periaate.



**Kuva 4.3** Mittausdatan suodatus.

Kuten kuvassa on esitetty, muodostetaan vektorista  $\mathbf{q}_{IN}$  washout-suodatuksella vektori  $\mathbf{q}_{HF}$ , joka sisältää korkeataajuisista kiihtyvyyksistä muodostetun asematiedon ja alipäästösuodatuksella vektori  $\mathbf{q}_{LF}$ , joka sisältää matalataajuiset kiihtyvyydet. Suodattimien parametreiksi valittiin:

- kaistanpäästösuodatin: kertaluku  $n = 2$  ja suodatustaajuus  $f = 1 \dots 30$  Hz
- ylipäästösuodatin: kertaluku  $n = 1$  ja suodatustaajuus  $f = 0,5$  Hz
- alipäästösuodatin: kertaluku  $n = 2$  ja suodatustaajuus  $f = 0,1$  Hz.

Korkeataajuiset translaatiokiihtyvyydet kuvataan tangenttikiihtyvyytenä ohjepisteessä muodostamalla vektorista  $\mathbf{q}_{HF}$  dynaamiset kulma-asemat  $\theta_{1\_HF}$  (kiertymä  $X$ :n ympäri) ja  $\theta_{2\_HF}$  (kiertymä  $Y$ :n ympäri):

$$\theta_{1\_HF} = \frac{-y_{HF}}{r} = \frac{-y_{HF}}{l_{keski} + l_{ohje} + z_{HF}} \quad (4.1)$$

$$\theta_{2\_HF} = \frac{x_{HF}}{r} = \frac{x_{HF}}{l_{keski} + l_{ohje} + z_{HF}} \quad (4.2)$$

jossa  $r$  on ristinielen ja ohjepisteen välinen etäisyys,  $l_{keski}$  keskitolpan pituus eli ristinielen ja ylätasoa välinen etäisyys liikealustan liikealueen keskiasennossa,  $l_{ohje}$  ohjepisteen korkeus ylätasoa pinnasta ja  $z_{HF}$  washout-suodatettu  $Z$ -kiihtyvyys.





Asettamalla kappaleen 1 eli alatason lokaali koordinaatisto globaaliin koordinaatistoon, voidaan alanivelpisteiden asema kuvata yhtälöllä:

$$\mathbf{r}_p^1 = \bar{\mathbf{u}}_p^1 \quad (4.5)$$

jossa  $\bar{\mathbf{u}}_p^1$  on alanivelpisteen  $P$  asema alatason lokaalissa koordinaatistossa. Ylätason nivelpisteiden asema voidaan määrittää yhtälöllä:

$$\mathbf{r}_p^2 = \mathbf{R}^2 + \mathbf{A}^2 \cdot (z + \bar{\mathbf{u}}_p^2) \quad (4.6)$$

jossa  $z$  on keskitolpan pituus,  $\bar{\mathbf{u}}_p^2$  on ylänivelpisteen  $P$  asema ylätason lokaalissa koordinaatistossa,  $\mathbf{R}^2$  on ristinivelen asema globaalissa koordinaatistossa ja  $\mathbf{A}^2$  kiertomatriisi, joka voidaan muodostaa kulmien  $\theta_1$  ja  $\theta_2$  avulla Bryantin kulmaesityksellä. Sijoittamalla  $\theta_3 = 0$ , saadaan kiertomatriisiksi:

$$\mathbf{A}^2 = \begin{bmatrix} \cos \theta_2 & 0 & \sin \theta_2 \\ \sin \theta_1 \sin \theta_2 & \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 \cos \theta_2 \\ -\cos \theta_1 \sin \theta_2 & \sin \theta_1 & \cos \theta_1 \cos \theta_2 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

Ylä- ja alanivelpisteiden väliset vektorit saadaan kaavalla:

$$\mathbf{l}^i = \mathbf{r}_p^2 - \mathbf{r}_p^1 \quad (4.8)$$

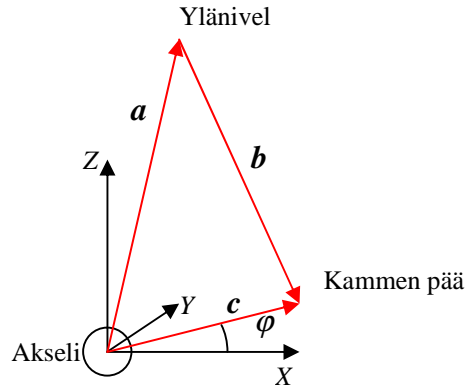
Ylä- ja alanivelpisteiden välinen pituus saadaan kaavalla:

$$|\mathbf{l}^i| = \sqrt{l_x^2 + l_y^2 + l_z^2} \quad (4.9)$$

### Vipumekanismin käännteiskinematikka

Vipumekanismin käännteiskinematikan tarkoituksena on ratkaista kammien kulma halutun ohjepisteen aseman saavuttamiseksi. Asettamalla alanivelpiste vaihteen akselille, saadaan edellä esitetyllä menetelmällä nivelpisteiden välinen vektori  $\mathbf{l}^i$  selville. Tarkastellaan tilan-

netta vaihteen akselin lokaalissa koordinaatistossa ( $Z$  ylös,  $Y$  akselin suuntaan ja  $X$  vaakasuuntaan) kuten kuvassa 4.5 on esitetty.



**Kuva 4.5** Vipumekanismin periaatekuva.

Kuvan perusteella saadaan:

$$\mathbf{a}^i + \mathbf{b}^i = \mathbf{c}^i \quad (4.10)$$

jossa  $\mathbf{a}^i$  on vektori akselin ja ylänivelpisteen välillä,  $\mathbf{b}^i$  on vektori ylänivelpisteen ja kammen pään välillä ja  $\mathbf{c}^i$  on vektori akselista kammen kärkeen. Vektori  $\mathbf{a}^i$  saadaan kuvaamalla nivelpisteiden välinen vektori  $\mathbf{l}^i$  tarkasteltavassa tasossa:

$$\mathbf{a}^i = \mathbf{A}^{iT} \cdot (\mathbf{l}^i) \quad (4.11)$$

jossa  $\mathbf{A}^{iT}$  on tarkastelutason koordinaatiston kiertomatriisin transpoosi.

Alkuarvoina saadaan myös kammen ja kiertokangen pituus. Lisäksi tiedetään, että  $c_y^i = 0$ , koska akselin ja kammen välinen nivel on kiertonivel.

Näillä tiedoilla voidaan muodostaa seuraava yhtälöryhmä:

$$a_x^i + b_x^i = |\mathbf{c}^i| \cdot \cos(\varphi^i)$$

$$a_y^i + b_y^i = 0$$

$$a_z^i + b_z^i = |\mathbf{c}^i| \cdot \sin(\varphi^i)$$

$$|\mathbf{b}^i|^2 = b_x^{i2} + b_y^{i2} + b_z^{i2}$$

(4.12)

Ratkaisemalla yhtälöryhmä, saadaan kaava:

$$a_x^i \cdot \cos \varphi^i + a_z^i \cdot \sin \varphi^i = \frac{|\mathbf{b}^i|^2 - |\mathbf{a}^i|^2 - |\mathbf{c}^i|^2}{-2 \cdot |\mathbf{c}^i|} \quad (4.13)$$

Kulma  $\alpha^i$  voidaan ratkaista kaavalla [15, s.125]:

$$a \cdot \sin x + b \cdot \cos x = r \cdot \sin(x + \varphi) \quad (4.14)$$

jossa  $r = \sqrt{a^2 + b^2}$ ,  $\varphi = \arctan\left(\frac{b}{a}\right)$  jos  $a > 0$ ,  $\varphi = \arctan\left(\frac{b}{a}\right) + \pi$  jos  $a < 0$ . Näin kammien

kulmaksi saadaan:

$$\varphi^i = \arcsin\left(\frac{|\mathbf{b}^i|^2 - |\mathbf{a}^i|^2 - |\mathbf{c}^i|^2}{-2 \cdot |\mathbf{c}^i| \cdot \sqrt{a_x^i + a_z^i}}\right) - \arctan\left(\frac{a_x^i}{a_z^i}\right), \text{ jos } a_z^i > 0 \quad (4.15)$$

$$\varphi^i = \arcsin\left(\frac{|\mathbf{b}^i|^2 - |\mathbf{a}^i|^2 - |\mathbf{c}^i|^2}{-2 \cdot |\mathbf{c}^i| \cdot \sqrt{a_x^i + a_z^i}}\right) - \arctan\left(\frac{a_x^i}{a_z^i}\right) - \pi, \text{ jos } a_z^i < 0$$

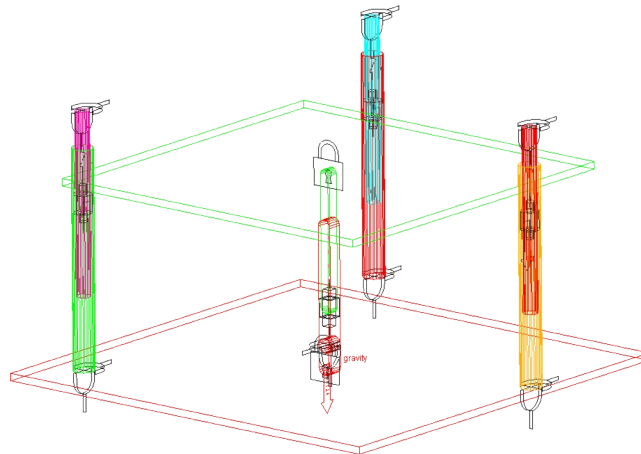
Tässä tapauksessa  $a_z^i$  ei voi olla pienempi kuin nolla, koska muuten ylänivel osuisi akseliin tai alusta kääntyisi asentoon, johon se ei pääse.

#### 4.1.3 Käänteisdynamiikkamalli

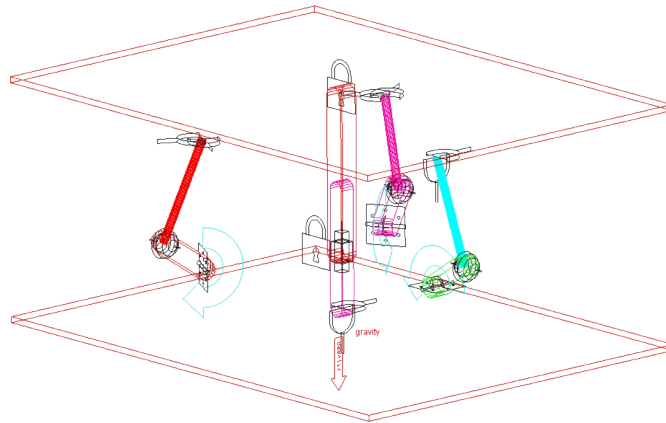
Kuvassa 4.6 näkyy karamoottorimallin ja kuvassa 4.7 vipumekanismimallin dynamiikkamalli. Molemmat mallit koostuvat toimilaitteista, ylä- ja alatasosta, keskitolpasta ja ylätason päälle tulevasta kuormasta (ei mukana kuvissa). Molemmissa malleissa tasojen ja keskitolpan väliset nivelöinnit on toteutettu samalla tavalla:

- ristiniivel alatason ja keskitolpan alaosan välillä
- liukunivel eli translaationivel keskitolpan ala- ja yläosan välillä
- lukkonivel keskitolpan yläosan ja ylätason välillä

Karamoottorimallissa toimilaitteet voidaan nivelöidä esimerkiksi kummastakin päästä ristiniiveillä ja sylinteriniveleillä sylinterivarren ja sylinterin välillä. Nivelmekanismeissa kameran ja alatason väliin tulee kiertonivel ja kiertokangen toiseen päähän ristiniivel ja toiseen päähän pallonivel.



**Kuva 4.6** Karamoottorimallin dynamiikkamalli.



**Kuva 4.7** Vipumekanismimallin dynamiikkamalli.

Käänteiskinematiikalta saadut toimilaitteiden ohjeasemat tuodaan simulointiohjelmiin ja muutetaan ne käyräsovituksella (spline) muotoon, jossa niitä voidaan käyttää. Käyrät viedään toimilaitteiden niveliin pakkoliikkeiksi, jolloin saadaan alusta liikkumaan. Karaoottorimallissa liike tuodaan sylinteriniveleen ja vipumekanismimallissa kammen kiertoniveleen.

#### 4.1.4 Kinetostaattinen analyysi

Simuloinnin tulosten tarkastelua varten toimilaitteiden kuormituksia tarkisteltiin myös kinetostaattisen analyysin avulla, jolla voidaan laskea massahitauten aiheuttamat nivelvoimakomponentit. Tarkastellaan yhden suuntaista kiihtyvyyttä kerrallaan muodostamalla kinetostaattiset tasapainoyhtälöt tilanteesta. Huomioidaan ylätasoa, kuljettajan ja ohjaamokopin massat.

Tarkastelussa tarvitaan:

- ohjepisteen (tangenti)kiihtyvyys  $i$ -akselin suuntaan  $a_i$
- ylätasoa ja ristinivelen välinen etäisyys  $l_{\text{taso}}$
- ohjepisteen etäisyys ylätasosta  $l_{\text{ohje}}$
- kuskin massakeskipisteen etäisyys ylätasosta  $l_{\text{kuski}}$
- kopin massakeskipisteen etäisyys ylätasosta  $l_{\text{kuski}}$
- ylätasoa massa  $m_{\text{taso}}$
- kuljettajan massa  $m_{\text{kuski}}$

- ohjaamokopin massa  $m_{\text{koppi}}$
- nivelten 1 ja 2 etäisyys ylätason keskipisteestä x-suuntaan itseisarvo  $j_{12\_x}$
- nivelten 1 ja 2 etäisyys ylätason keskipisteestä y-suuntaan itseisarvo  $j_{12\_y}$
- nivelen 3 etäisyys ylätason keskipisteestä x-suuntaan itseisarvo  $j_{3\_x}$
- toimilaitteen  $i$  suuntavektori  $s^i$ .

Toimilaitteiden kuormitus  $F_z$  Z-suuntaisessa kiihdytyksessä voidaan laskea kaavalla:

$$F_z = \frac{m_{\text{kok}}(g + a_z)}{s_z^i \cdot 3} \quad (4.16)$$

jossa  $m_{\text{kok}}$  on kokonaismassa ja  $g$  putoamiskiihtyvyys.

X- ja Y-suuntaisissa kiihtyvyyksissä pitää huomioida kiihtyvyyden ja massan aiheuttama hitausmomentti  $J$ . Tarkastellaan massoja pistemäisinä kappaleina:

$$J = m \cdot r^2 = m_{\text{taso}} \cdot l_{\text{taso}}^2 + m_{\text{kuski}} \cdot (l_{\text{taso}} + l_{\text{kuski}})^2 + m_{\text{koppi}} \cdot (l_{\text{taso}} + l_{\text{koppi}})^2 \quad (4.17)$$

Lisäksi tarvitaan kulmakiihtyvyys tangenttikiihtyvyyden saavuttamiseksi:

$$\alpha_i = \frac{a_i}{l_{\text{taso}} + l_{\text{ohje}}} \quad (4.18)$$

Muodostamalla tasapainoyhtälöt X- ja Y-suuntaisista kiihtyvyystilanteista voidaan tasapainoyhtälöt ilmaista matriisimuodossa, josta toimilaitteiden kuormitukset voidaan ratkaista matriisialgebralla käyttämällä laskentaohjelmistoja.

Tarkastellessa toimilaitteiden voimia  $F_{+x}^i$  positiivisen X-kiihtyvyyden saavuttamiseksi saadaan:

$$\begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 \\ s_z^1 & s_z^2 & -s_z^3 \\ s_x^1 \cdot l_{taso} + s_z^1 \cdot j_{12\_x} & s_x^2 \cdot l_{taso} + s_z^2 \cdot j_{12\_x} & s_x^3 \cdot l_{taso} + s_z^3 \cdot j_{3\_x} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_{+x}^1 \\ F_{+x}^2 \\ F_{+x}^3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ m_{kok} \cdot g \\ J \cdot \alpha_x \end{Bmatrix} \quad (4.19)$$

Tarkastellessa toimilaitteiden voimia  $F_{-x}^i$  negatiivisen  $X$ -kiihtyvyyden saavuttamiseksi saadaan:

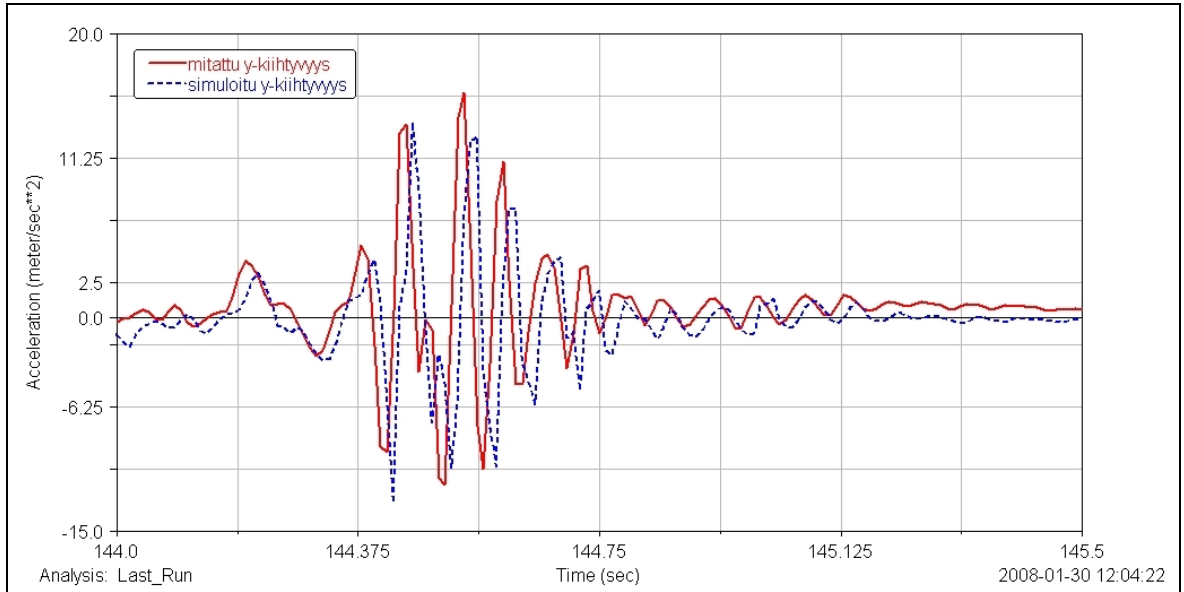
$$\begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 \\ -s_z^1 & -s_z^2 & s_z^3 \\ s_x^1 \cdot l_{taso} + s_z^1 \cdot j_{12\_x} & s_x^2 \cdot l_{taso} + s_z^2 \cdot j_{12\_x} & s_x^3 \cdot l_{taso} + s_z^3 \cdot j_{3\_x} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_{-x}^1 \\ F_{-x}^2 \\ F_{-x}^3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ m_{kok} \cdot g \\ J \cdot \alpha_x \end{Bmatrix} \quad (4.20)$$

Tarkastellessa toimilaitteiden voimia  $F_y^i$   $Y$ -kiihtyvyyden saavuttamiseksi saadaan:

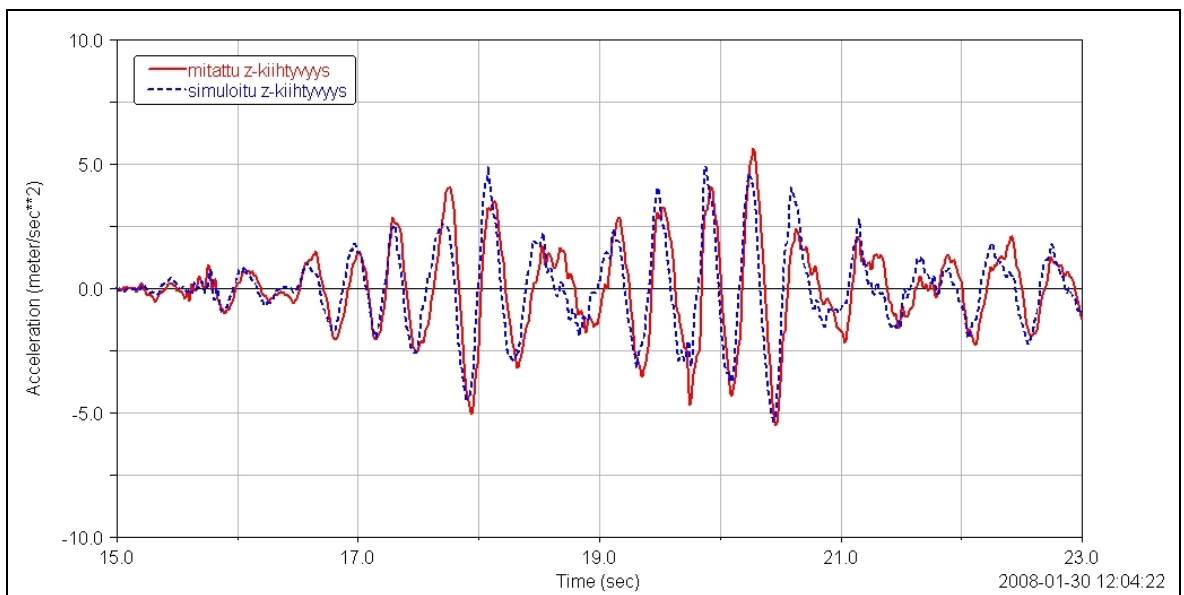
$$\begin{bmatrix} -s_x^1 & s_x^2 & -s_x^3 \\ -s_z^1 & s_z^2 & s_z^3 \\ s_y^1 \cdot l_{taso} + s_z^1 \cdot j_{12\_y} & s_y^2 \cdot l_{taso} + s_z^2 \cdot j_{12\_y} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_y^1 \\ F_y^2 \\ F_y^3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ m_{kok} \cdot g \\ J \cdot \alpha_y \end{Bmatrix} \quad (4.21)$$

#### 4.1.5 Simuloinnin tulosten tarkastelu

Simuloinnin onnistumista tarkasteltiin vertaamalla jälkikäsitteystä saatuja ohjepisteen translaatiokiihtyvyyksiä ja kulmanopeuksia mitattuihin arvoihin. Tällä tavoin huomataan, jos simuloinnin aikana syntyy merkittävästi virhettä ja kiihtyvyydsarvot poikkeavat reilusti toisistaan. Näin voidaan myös tarkkailla suodatuksen onnistumista ja käänteiskinematikkamallin toimivuutta. Kuvista nähdään myös kuinka hyvin liikealusta kuvaa oikean koneen käyttäytymistä vertaamalla simuloituja ja mitattuja kulmanopeuksia toisiinsa, koska mitattuja kulmanopeuksia ei hyödynnetty toimilaitteiden ohjearvojen laskennassa.

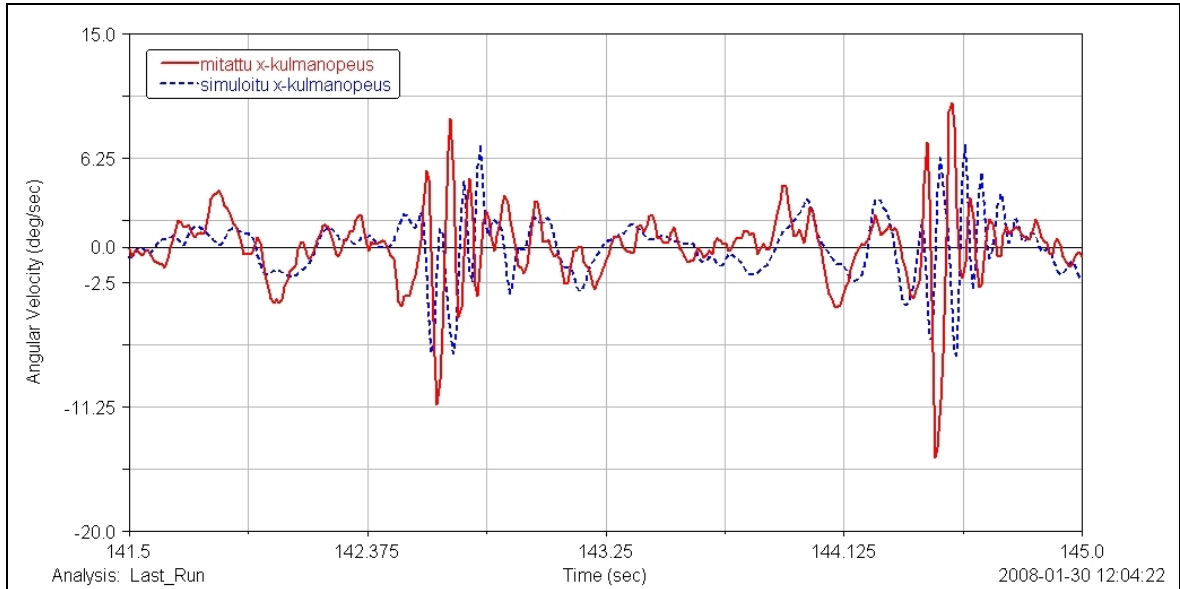


**Kuva 4.8** Ohjepisteen mitattu ja simuloitu Y-kiihtyvyys lastauksessa.

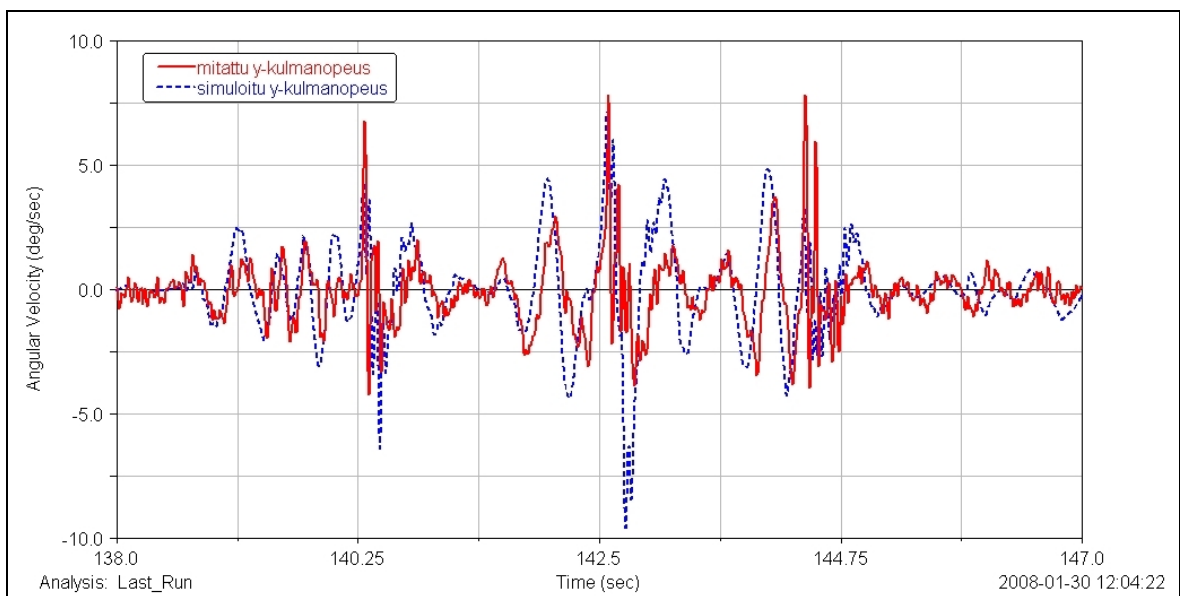


**Kuva 4.9** Ohjepisteen mitattu ja simuloitu Z-kiihtyvyys epätasaisella alustalla.





**Kuva 4.10** Ohjepisteen mitattu ja simuloitu X-kulmanopeus lastauksessa.



**Kuva 4.11** Ohjepisteen mitattu ja simuloitu Y-kulmanopeus lastauksessa.

Kuvista 4.8 ja 4.9 nähdään, että mittausdatan suodatus on onnistunut hyvin, käyrät ovat lähellä toisiaan. Offset käyrien välillä kuvassa 4.8 johtuu painovoiman vaikutuksesta kiihtyvyyssanturiin anturin ollessa vinossa. Kuvista 4.10 ja 4.11 nähdään, että translaatiokiihtyvyyksien avulla muodostetut kulmanopeudet vastaavat melko hyvin mitattuja kulmanopeuksia, joten liikealusta jäljittelee hyvin todellisen koneen käyttäytymistä.

## 4.2 Toimilaitteiden valinta

Toimilaitteiden valinta tapahtuu simulointimallista saatujen tulosten perusteella, joita verrataan kinetostaattisen tasapainon avulla saatuihin tuloksiin. Simuloinnissa käytettiin mittauksen 5 kiihtyvyyksiä. Koko työkiertoa ei kuvattu vaan mukaan otettiin ajo epätasaisella alustalla, mäki ja lastaus. Simuloinnissa käytettiin seuraavia arvoja:

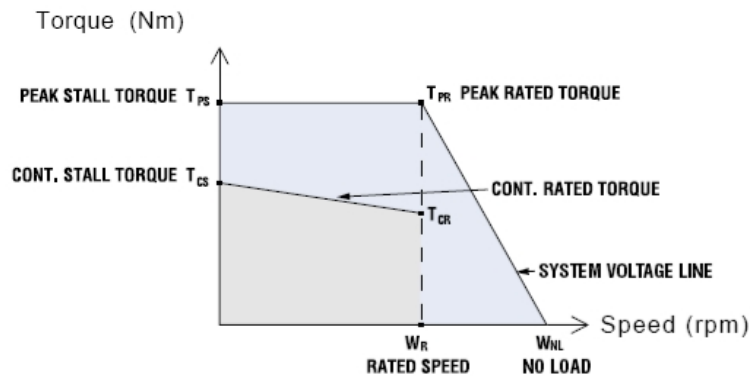
- ohjaamo:
  - massa 200 kg
  - massakeskipiste 80 cm ylätasoa yläpuolella
- kuljettaja:
  - massa 100 kg
  - massakeskipiste 60 cm ylätasoa yläpuolella
- ylätaso:
  - massa 50 kg
- ohjepiste:
  - 60 cm ylätasoa yläpuolella eli samalla korkeudella kuin kuskin massakeskipiste.

Toimilaitteiden valinnassa keskityttiin sähkötoimilaitteisiin. Myös paineilmalihaksia harkittiin niiden edullisuuden vuoksi, mutta niistä luovuttiin niiden hankalan ohjattavuuden ja rajallisen voiman vuoksi. Hydraulitoimilaitteiden käyttöä olisi harkittu, jos sopivia sähkötoimilaitteita ei olisi löytynyt.

Toimilaitteiden mitoittamiseksi tarvitaan tieto maksimivoimasta/momentista ja maksiminopeudesta. Lisäksi tarkastellaan tarvittavaa nopeutta maksimikuormituksella ja voimaa/momenttia maksiminopeudella sekä maksimi tehontarvetta, joka saadaan kertomalla nopeus ja voima/momentti.

Moottorin mitoituksen kannalta tärkeitä arvoja on esitetty kuvassa 4.12. Pyörimisnopeus  $w_R$  saadaan lineaarisen maksiminopeuden perusteella ja maksimimomentti  $T_{PR}$  maksimikuormituksen mukaan. Nimellismomentti maksiminopeudella  $T_{CR}$  saadaan arvioimalla keskimääräinen kuormitus ja nopeus liikealustan toiminnan aikana. Keskimääräiseksi

kuormitukseksi valitaan mitoituksessa kaksi kertaa simuloitu keskiarvokuormitus ja nopeudeksi puolet maksiminopeudesta. Lisäksi arvioidaan kuinka usein tarvitaan maksimimomenttia. Näin varmistetaan, etteivät moottorit kuumene liikaa.

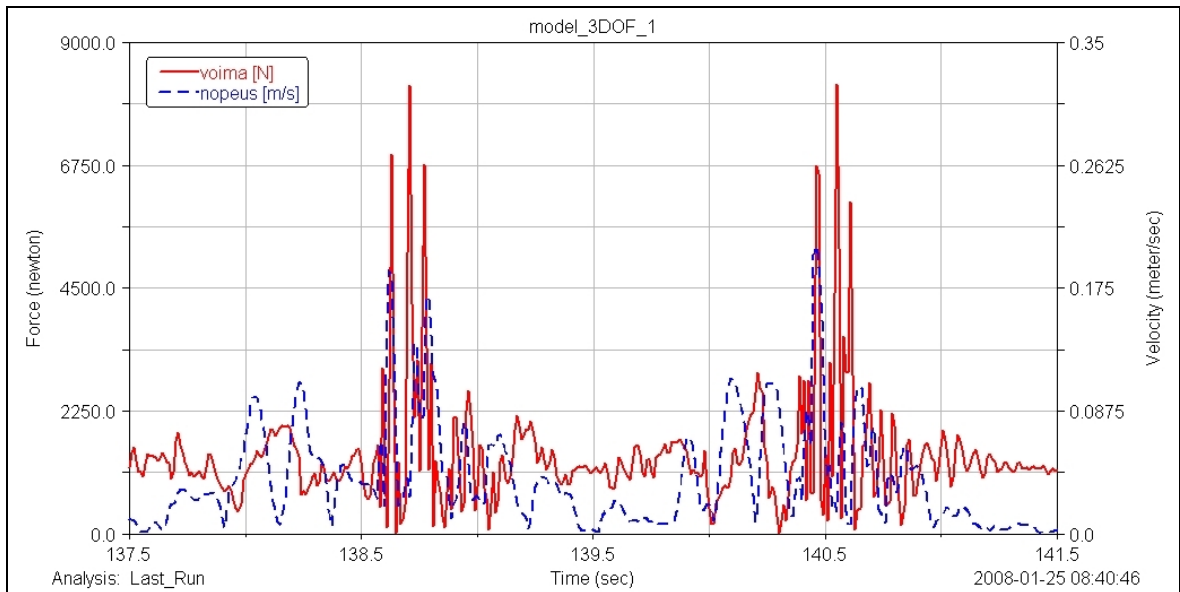


**Kuva 4.12** Sähkömoottorin mitoitus. [16]

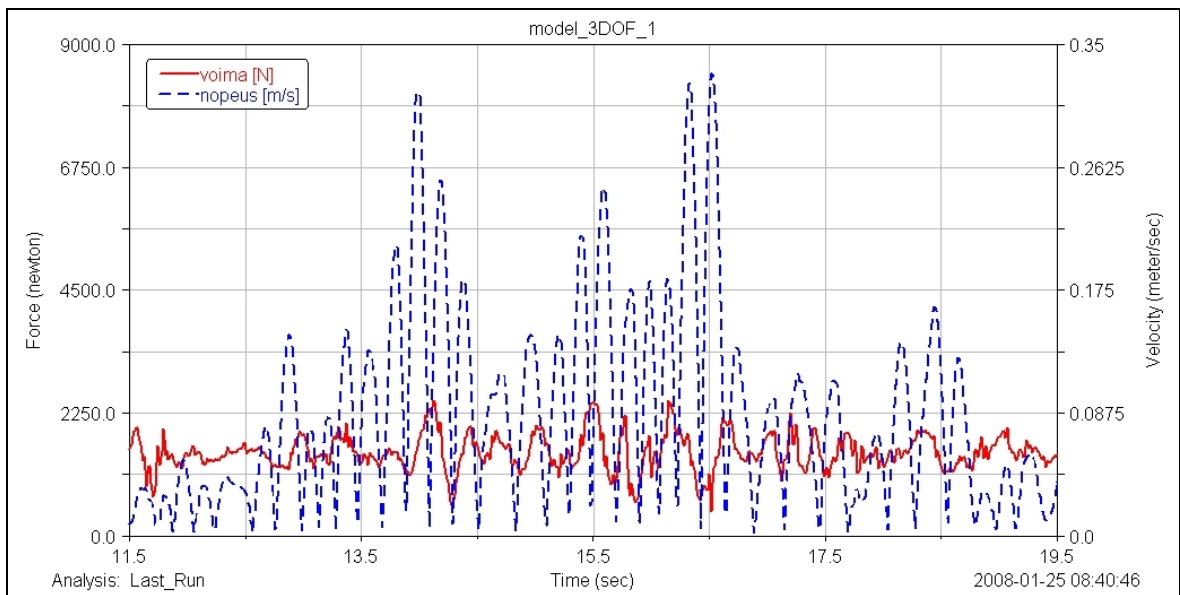
Servokäyttö valitaan moottorin perusteella. Moottorin valinnassa on tärkeää ottaa huomioon moottorin tarvitsema virta, joka vaikuttaa suoraan servovahvistimen valintaan. Vahvistimen suurentaminen kasvattaa voimakkaasti kokonaiskustannuksia. Sekä karamoottorin, että servovaihdemoottorin mitoitus on iteratiivinen prosessi, joka pitää käydä läpi monesti oikean kombinaation löytämiseksi.

#### 4.2.1 Karamoottorimalli

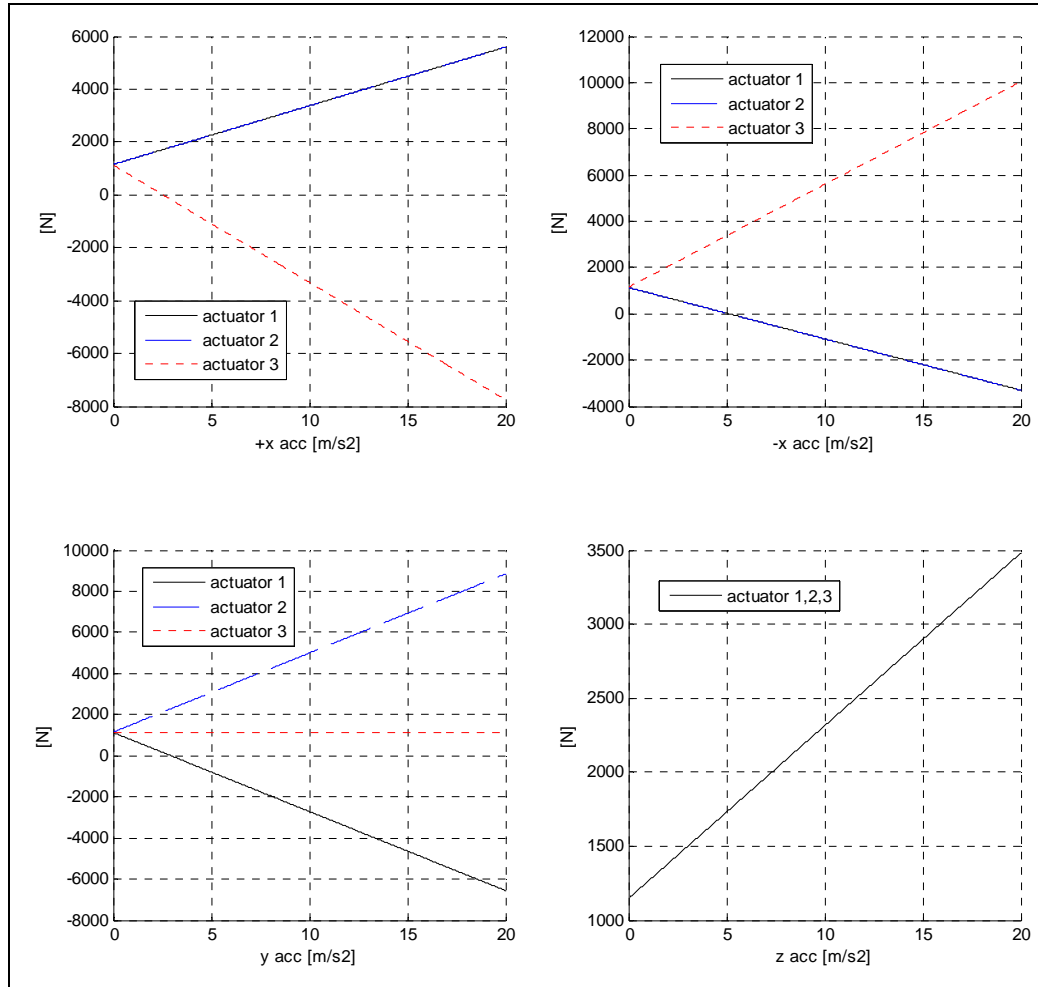
Kuvissa 4.13 ja 4.14 näkyy karamoottoreiden simuloitujen suoritusarvoahtimukset (voima ja nopeus). Maksimivoimaa tarvitaan lastauksessa (kuva 4.13) ja maksiminopeutta epätaaisella alustalla (kuva 4.14). Kuvassa 4.15 näkyy kinetostaattisen analyysin perusteella saadut voimavahtimukset kiihtyvyyden funktiona. Taulukossa 4.1 on esitetty saadut karamoottoreiden suoritusarvot taulukkomuodossa. Kinetostaattisessa analyysissä kiihtyvyyksinä käytettiin mitattuja maksimikiihtyvyyksiä.



**Kuva 4.13** Karamoottoreiden simuloidut suoritusarvoa vaatimukset lastauksessa, jossa muodostuu suurimmat vaatimukset voimalle.



**Kuva 4.14** Karamoottoreiden simuloidut suoritusarvoa vaatimukset epätasaisella alustalla, jossa muodostuu suurimmat vaatimukset nopeudelle.



**Kuva 4.15** Kinetostaattisen analyysin perusteella saadut karamoottoreiden voimavaatimukset kiihtyvyyden funktiona.

**Taulukko 4.1** Karamoottorimallin toimilaitteiden suoritusarvovaatimukset.

Toiminto	Suoritusarvo
<b>Simulointimalli</b>	
Maksiminopeus	330 mm/s
Voima keskiarvo	1500 N
Maksimivoima	8250 N (lastauksessa n. 20 kertaa minuutissa, kesto n. 0,15 s)
Maksimiteho	840 W (6290 N, 133 mm/s)
Nopeus maksimivoimalla	50 mm/s
Voima maksiminopeudella	1500 N
<b>Kinetostaattinen analyysi</b>	
Maksimivoima	7250 N

Karamoottorin mitoituksessa pitää mitoittaa seuraavat asiat: ruuvin nousu ja halkaisija, vaihteen välityssuhde, iskunpituus, servomoottori ja servokäyttö. Koska suoritusarvot ovat tässä sovelluksessa korkeat, pitää ensin selvittää mahdolliset valmistajat, joilta löytyy karamoottoreita riittävän hyvillä suoritusarvoilla ja valita edellä mainitut arvot vasta sen jälkeen.

Kuularuuvikaramoottoreissa haluttu maksiminopeus on suuri ongelma. Suurimmassa osassa eri valmistajien malleista nopeudet jäävät alhaisiksi (alle 50 mm/s) suurilla (n. 10 000 N) voimilla ja mahdollisuudet karsiutuivat nopeasti. Rullaruuvikaramoottoreissa suuret voimat ja nopeudet eivät ole ongelma, mutta niiden hinta on erittäin korkea (yli 10 000 €/toimilaite).

Sopivan tuotemallin valinnan jälkeen mitoitus aloitetaan valitsemalla sopiva nousu ja halkaisija ruuville. Ruuvin halkaisija voidaan mitoittaa maksimivoiman mukaan valitsemalla ruuvi, joka kestää riittävän suuria dynaamisia kuormituksia. Mitä suurempi halkaisija, sen pidempi on ruuvin elinikäennuste. Ruuvin nousu  $h$  mitoitetaan maksiminopeuden mukaan kaavalla:

$$h = \frac{v}{n_r} \quad [\text{mm}] \quad (4.22)$$

jossa  $v$  [mm/s] on karamoottorin lineaarinen maksiminopeus ja  $n_r$  [r/s] ruuvin pyörimisnopeus. Ruuvin pyörimisnopeus ei voi olla liian korkea, koska muuten ruuvi alkaa värähdellä. Järkevä ruuvin maksimipyörimisnopeus on 1000 rpm. Vaihteen välityssuhde  $i$  valitaan ruuvin pyörimisnopeuden ja moottorin pyörimisnopeuden perusteella:

$$i = \frac{n_m}{n_r} \quad (4.23)$$

jossa  $n_m$  [r/s] on moottorin maksimipyörimisnopeus. Tyypillisiä pyörimisnopeuksia ovat 3000-, 4500- ja 6000 rpm. Välityssuhteen avulla voidaan mitoittaa moottorin momentti kaavalla:

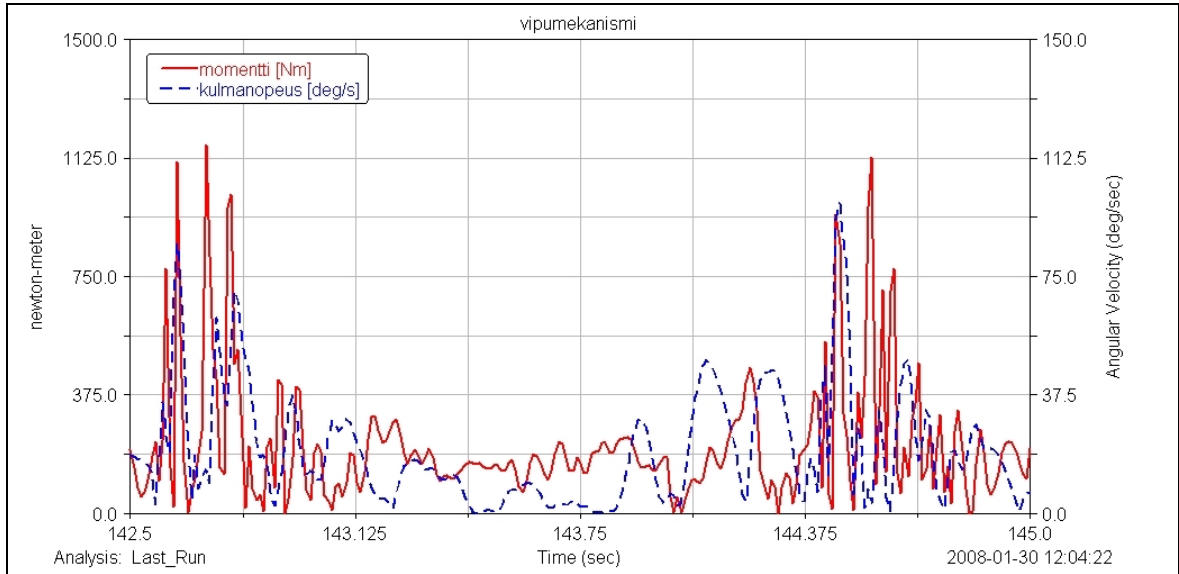
$$T = \frac{F \cdot h}{1000 \cdot 2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_r \cdot \eta_v} \cdot n_m \quad [\text{Nm}] \quad (4.24)$$

jossa  $F$  [N] on voima,  $n_m$  moottorin varmuuskerroin,  $\eta_r$  ruuvin hyötysuhde ja  $\eta_v$  vaihteen hyötysuhde. Moottorin teho lasketaan kaavalla:

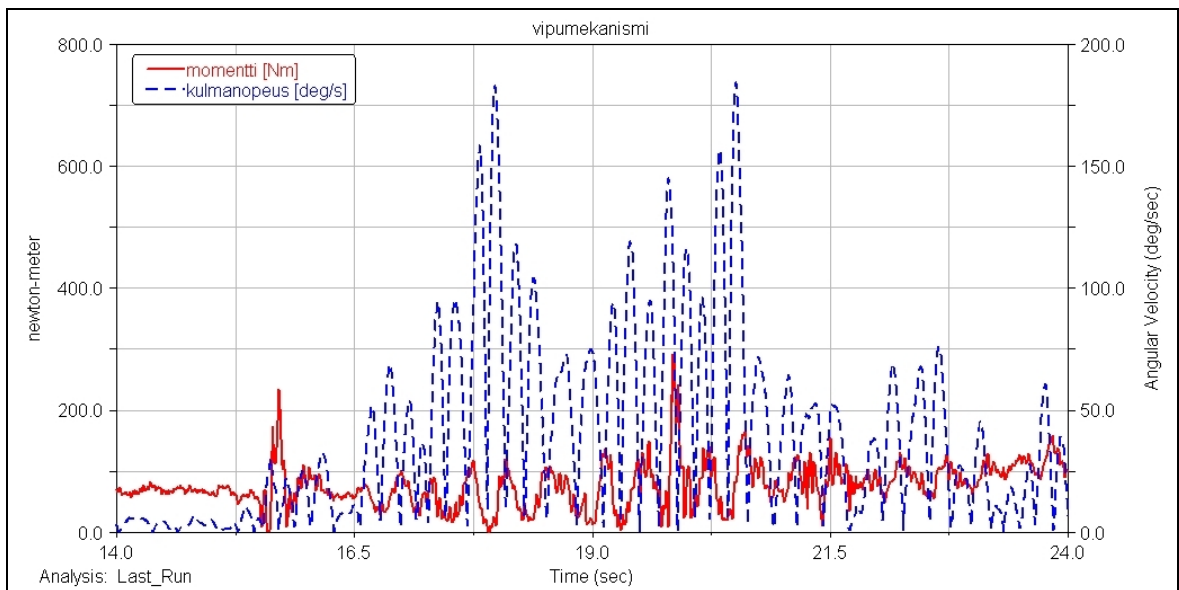
$$P = \frac{F \cdot v}{10^6 \cdot \eta_r \cdot \eta_v} \cdot n_m \quad [\text{kW}] \quad (4.25)$$

#### 4.2.2 Vipumekanismimalli

Kuvissa 4.16 ja 4.17 näkyy servovaihdemoottoreiden simuloitua suoritusarvovaatimukset (toisiomomentti ja toisiopyörimisnopeus). Maksimimomenttia tarvitaan lastauksessa (kuva 4.16) ja maksiminopeutta epätasaisella alustalla (kuva 4.17). Kuvassa 4.18 näkyy kinetostaattisen analyysin perusteella saadut momenttivaatimukset kiihtyvyyden funktiona. Taulukossa 4.2 on esitetty vaihdemoottoreiden suoritusarvovaatimukset taulukkomuodossa. Kinetostaattisessa analyysissä kiihtyvyyksinä käytettiin mitattuja maksimikiihtyvyyksiä.

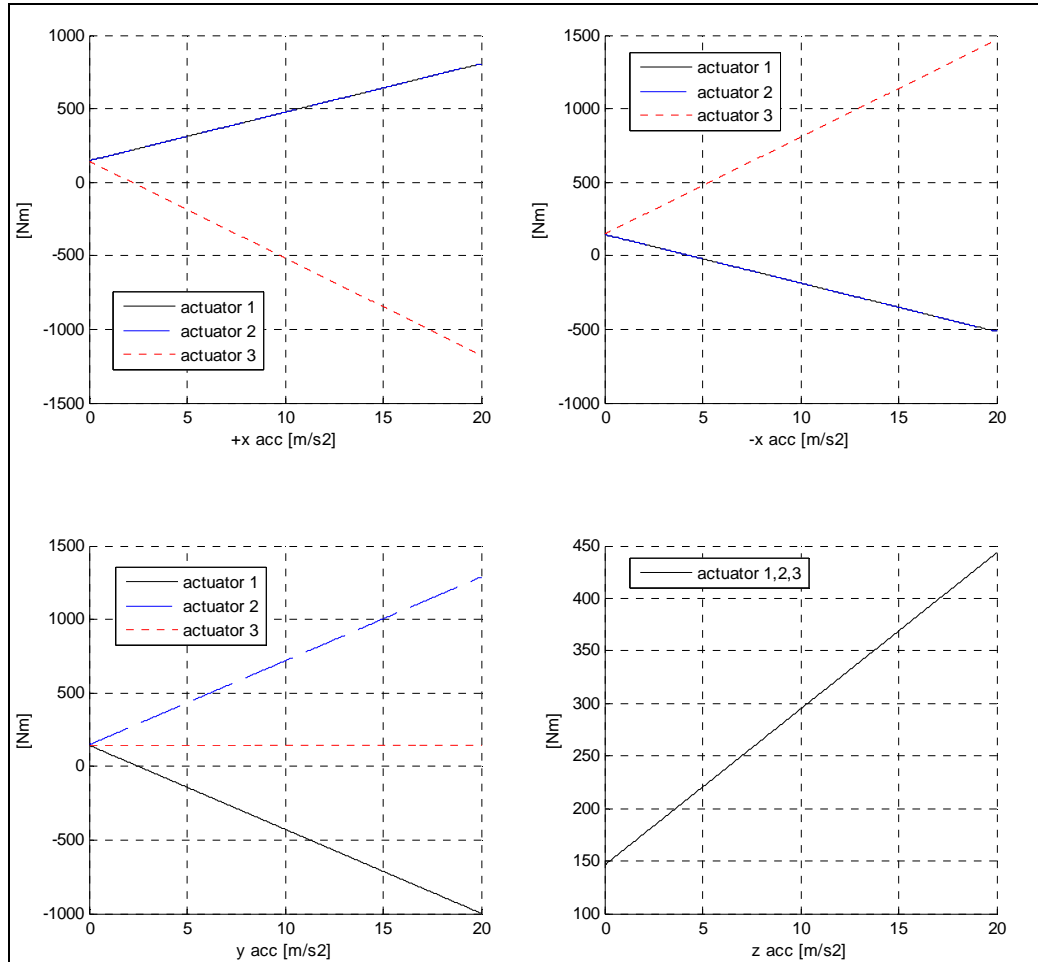


**Kuva 4.16** Servovaihdemoottorin simuloitua suoritusarvovaatimukset lastauksessa, jossa muodostuu suurimmat vaatimukset momentille.



**Kuva 4.17** Servovaihdemoottorin simuloitua suoritusarvovaatimukset epätasaisella alustalla, jossa muodostuu suurimmat vaatimukset pyörimisnopeudelle.





**Kuva 4.18** Kinetostaattisen analyysin perusteella saadut servovaihdemoottoreiden momenttivaatimukset kiihtyvyyden funktiona.

**Taulukko 4.2** Vipumekanismimallin toimilaitteiden suoritusarvovaatimukset.

Toiminto	Suoritusarvo
<b>Simulointimalli</b>	
Maksimipyörimisnopeus	31 rpm
Momentti keskiarvo	200 Nm
Maksimimomentti	1165 Nm (lastauksessa n. 20 kertaa minuutissa, kesto n. 0,15 s)
Maksimiteho (ei häviöitä)	2 kW (18,3 rpm, 1030 Nm)
Nopeus maksimimomentilla	14 rpm
Momentti maksiminopeudella	80 Nm
<b>Kinetostaattinen analyysi</b>	
Maksimimomentti	1050 Nm

Servovaihdemoottoreissa on enemmän vaihtoehtoja kuin karamoottoreissa näillä suoritusarvoilla. Tässä sovelluksessa kuorman kesto edestakaisessa ajossa on tärkeämpää kuin suuri paikoitustarkkuus, joten vaihteen ei tarvitse olla välyksetön, mikä alentaa vaihteen hintaa. Vaihteen välityssuhteeksi kannattaa valita mahdollisimman suuri, jolloin tarvitaan pienempi servomoottori. Isompi vaihde (isompi välityssuhde) on edullisempi keino hankkia suuri momentti kuin suuri moottori ja käyttö.

Moottorin pyörimisnopeuden ja toisioakselin pyörimisnopeuden mukaan voidaan laskea tarvittava välityssuhde:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (4.26)$$

jossa  $n_1$  [rpm] on moottorin maksimipyörimisnopeus ja  $n_2$  [rpm] toisioakselin pyörimisnopeus. Välityssuhteen avulla voidaan laskea tarvittava moottorin momentti:

$$T_1 = \frac{T_2}{i \cdot \eta_v} \cdot n_m \quad [\text{Nm}] \quad (4.27)$$

jossa  $T_2$  [Nm] on toisioakselin momentti,  $n_m$  moottorin varmuuskerroin,  $\eta_v$  vaihteen hyötysuhde. Moottorin teho lasketaan kaavalla:

$$P = \frac{T_2 \cdot n_2 \cdot 2 \cdot \pi}{60 \cdot \eta_v} \cdot n_m \quad [\text{kW}] \quad (4.28)$$

### 4.3 Mekaaninen rakenne

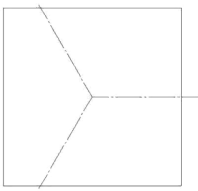
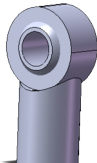
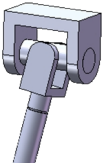
Mekaanisen rakenteen suunnittelu toteutetaan toimilaitteiden valinnan jälkeen. Taulukossa 4.3 on esitetty mekaanisen rakenteen vaatimusluettelo.

**Taulukko 4.3** Mekaanisen rakenteen vaatimusluettelo.

<b>Ominaisuus</b>	<b><u>T</u>oivomus/<u>V</u>aatimus</b>
Kiinnitys ohjaamoon	V
Rakenteen kestävyys ääritilanteissa	V
Kaatumisen estäminen ääritilanteissa	V
Matala rakenne	V
Toimilaitteet eivät saa osua rakenteeseen	V
Toteuttaa halutut vapausasteet	V
Puristumisen estäminen	V
Ylätaso mahdollisimman kevyt	T
Valmiiden profiilien käyttö	T
Yksinkertainen valmistaa	T
Edullinen	T
Valmiiden nivelten käyttö	T
Helposti siirrettävissä (kevyet osat)	T
Helppo huollettavuus	T

Taulukon perusteella on laadittu vaihtoehdomatriisi (taulukko 4.4) erilaisista rakenteellisista toiminnoista ja niiden toteuttamisvaihtoehdoista. Valitsemalla jokaisesta toiminnosta vähintään yksi vaihtoehto, saadaan erilaisia yhdistelmiä jatkokehitystä varten.

**Taulukko 4.4** Mekaanisen rakenteen vaihtoehtomatriisi.

Toiminto	Vaihtoehto 1	Vaihtoehto 2	Vaihtoehto 3	Vaihtoehto 4
Tasojen perusgeometria				
Tasojen rakenne	Levy	Ristikko		
Ristikön toteutus	Palkki	Profiili	Putki	
Materiaali	Teräs	Alumiini		
Mekaaninen vaste	Ei mitään	Tolpat ottavat vastaan alasennessa	Tolpat ottavat vastaan maksimikulmilla	
Alatason kiinnitys alustaan	Kumitassut	Taso suoraan alustalla	Ruuvikiinnitys	Kumitassut + ruuvikiinnitys
Puristumisen estäminen	Riittävästi tilaa alustan ympärillä	Turvakehikko liikealustan ympärillä	Turvakehikko ylätason päällä	Suojapalje ylä- ja alatason välissä
Keskitolpan lineaariliikkeen toteutus	Liukujuhde	Kuulajohde	Kuulaura-akseli	
Keskitolpan toiminto	Ei mitään	Lineaaritoimilaite	Jousi	Jousi + vaimennin
Toimilaitteiden nivelöinti				
Sähkökaapin sijoitus	Liikealueen ulkopuolella	Alatason päällä		

Ylätason geometriassa tärkeintä on hyvä kestävyys-paino-suhde ja ohjaamon helppo kiinnitys, joten ristikkorakenne on parempi vaihtoehto ylätason ollessa suuri. Ympyrärakenne voidaan valmistaa helposti vain levyistä, joten sen massa kasvaa nopeasti suureksi, jos kokoa kasvatetaan. Suorakaiderakenne mahdollistaa hyvän kiinnityksen ja yksinkertaisen ristikon rakenteen. Kolmiorakenteesta saadaan kaikista kevein, mutta ohjaamon kiinnitys ei ole aivan yhtä hyvä kuin suorakaiderakenteessa. Alatason kohdalla on tärkeää, ettei rakenne kaadu ääritilanteissa, joten tason pitäisi olla mahdollisimman suuri. Symmetrinen rakenne saadaan käyttämällä ympyrärakennetta tai suorakaiderakennetta. Alatason painolla ei ole vaikutusta liikealustan suorituskykyyn, mutta mahdollisimman kevyt taso on helpommin siirrettävissä.

Ristikko voidaan valmistaa erilaisista profiileista. Näistä paras ohjaamon kiinnityksen ja kestävyys-paino-suhteen kannalta on suorakaide/neliöputkipalkki, jos käytetään terästä ja rakenneprofiili, jos käytetään alumiinia. Materiaalina alumiini on kevyempi ja rakenneprofiili mahdollistaa helpon lisäosien kiinnityksen, mutta alumiini on kalliimpi ja sen työstäminen on hankalampaa kuin teräksen.

Alatasoon voidaan lisätä mekaaniset vasteet, jotka ottavat kuorman vastaan ala-asennossa tai estävät rakenteen kaatumisen. Servomootorit on varustettu jarrulla, joten virran katketessa rakenne ei pääse kaatumaan. Kuitenkin ala-asennossa ylätason olisi hyvä nojata vasteeseen, jolloin jarrut eivät joutuisi niin suurelle rasitukselle.

Kiinnitys lattiaan on järkevin toteuttaa ruuvikiinnityksellä, jolloin alustan kaatuminen estetään parhaiten. Riippuen alustasta, voidaan alatason ja alustan väliin laittaa kumivaimentimet.

Puristuminen voidaan estää varaamalla liikealustalle riittävästi tilaa ja asettamalla suoja-palje ylä- ja alatason väliin. Lisäksi liikealusta voidaan asettaa turvakehikon sisään, jonka pitää olla suljettuna liikealustan liikkeessä, muutoin liike pysäytetään. Liikealustan ylätason päälle voidaan asettaa turvakehikko kuljettajan putoamisen estämiseksi.

Sähkökaapin sijoitukseen vaikuttaa sähkökaapin koko ja alatason rakenne. Jos sähkökaappi on mahdollista mahduttaa alatason päälle, saataisiin liikealustasta mahdollisimman kompakti kokonaisuus ja moottorin kaapeleiden pituus lyhenisi huomattavasti.

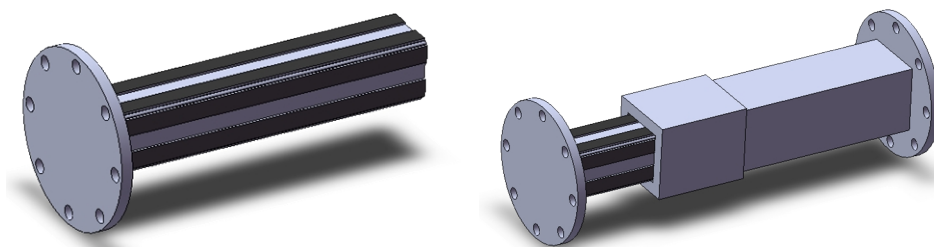
Toimilaitteiden nivelöinnissä tarvitaan ristiniveliä (vaihtoehdot 1 ja 2) ja palloniveliä (vaihtoehdot 3 ja 4). Ensimmäinen vaihtoehto on kaupallinen laipallinen neulalaakereilla laakeroitu ristinivel, joka on helppo kiinnittää ruuviliitoksella. Sillä saadaan suuret kiertymät (n.  $40^\circ$ ) ja suuret kuorman kestot. Toinen vaihtoehto on tapauskohtaisesti suunniteltava ristinivel, joka voidaan nivelöidä liuku- tai vierintälaakereilla. Sillä saadaan halutut kiertymät ja kuorman kestot. Kolmas vaihtoehto on kaupallinen pallonivel. Sen etuna on sen helppo asennettavuus ja hyvä kuorman kesto, mutta sen kiertymät ovat suhteellisen pieniä (alle  $20^\circ$ ). Neljäs vaihtoehto on samanlainen kuin toinen, mutta siihen on lisätty kiertymä pituusakselin ympäri. Kaupallisten nivelten etu on niiden helppo saatavuus. Tapauskohtaisesti suunniteltavat nivelet pitää erikseen teettää ja se saattaa aiheuttaa ongelmia esimerkiksi varaosia hankittaessa.

Keskitolpan kokonaispituus vaikuttaa merkittävästi kokonaiskorkeuteen, joten tolpa pitäisi saada mahdollisimman lyhyt. Lisäksi keskitolppa on hyvä varustaa laippakiinnityksellä kummastakin päästä, jolloin liikealustan siirtäminen onnistuu mahdollisimman helposti. Lineaariliike voidaan toteuttaa liuku- tai vierintäjohteilla. Liukujohteilla saadaan suuremmat kuorman kestot, mutta vierintäjohteilla kitka on pienempi ja kestoikä pidempi. Keskitolppaan kohdistuu samat voimat ja vääntömomentti ylä- ja alapäässä, mutta taivutusmomentti muuttuu suuremmaksi mitä kauempana ollaan alanivelestä. Tästä johtuen kuorman keskitolpan yläosalta alaosalle välittävä osa (esim. kelkka) kannattaa sijoittaa yläosaan, jolloin taivutusmomentti nivelessä saadaan pienemmäksi. Ristiniveleksi paras vaihtoehto on kaupallinen laipallinen ristinivel, joka on helppo kiinnittää, on helposti saatavilla ja sillä saadaan riittävän suuret kiertymät. Seuraavaksi on esitetty erilaisia keskitolpan lineaariliikkeen toteutusvaihtoehtoja.

### 1. Liukujohde

Koostuu kahdesta sisäkkäisestä palkista, joiden välissä on liukujohde (esimerkiksi teflon) joka kulmalla kuten kuvassa 4.19 on esitetty. Kiinnittämistä varten asennetaan laipat kum-

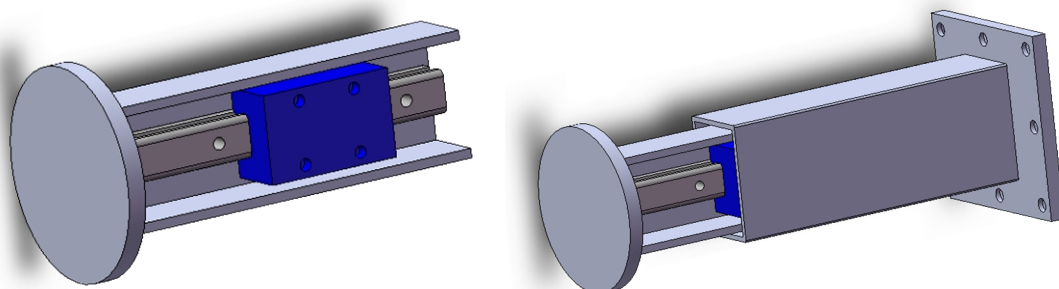
paankin päähän. Liukujohteella saadaan hyvin kuormaa kantava, kompakti ja tyylikäs rakenne, mutta rakenne pitää erikseen valmistaa. Valmistustarkkuuden pitää olla hyvä ja palkkien tulee olla koneistetut.



**Kuva 4.19** Keskitolppa toteutettuna liukujohteella.

## 2. Kuulajohde

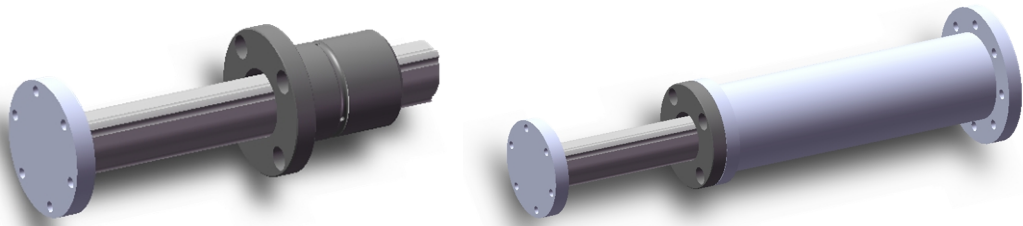
Kuulajohteen kisko kiinnitetään ruuviliitoksella U-palkkiin ja kelkka suorakaideputkipalkkiin. Kumpaankin päähän kiinnitetään laippa. Kiinnittämällä kisko U-palkkiin, saadaan kiskoon kohdistuvat rasitukset pienemmiksi. Kuulajohteet ovat yleisiä, joten niiden saataavuus on hyvä ja hinta edullinen. Kuulajohteella on melko suuret kuormankestot ja se mahdollistaa erittäin suuret nopeudet.



**Kuva 4.20** Keskitolppa toteutettuna kuulajohteella.

## 3. Kuulaura-akseli

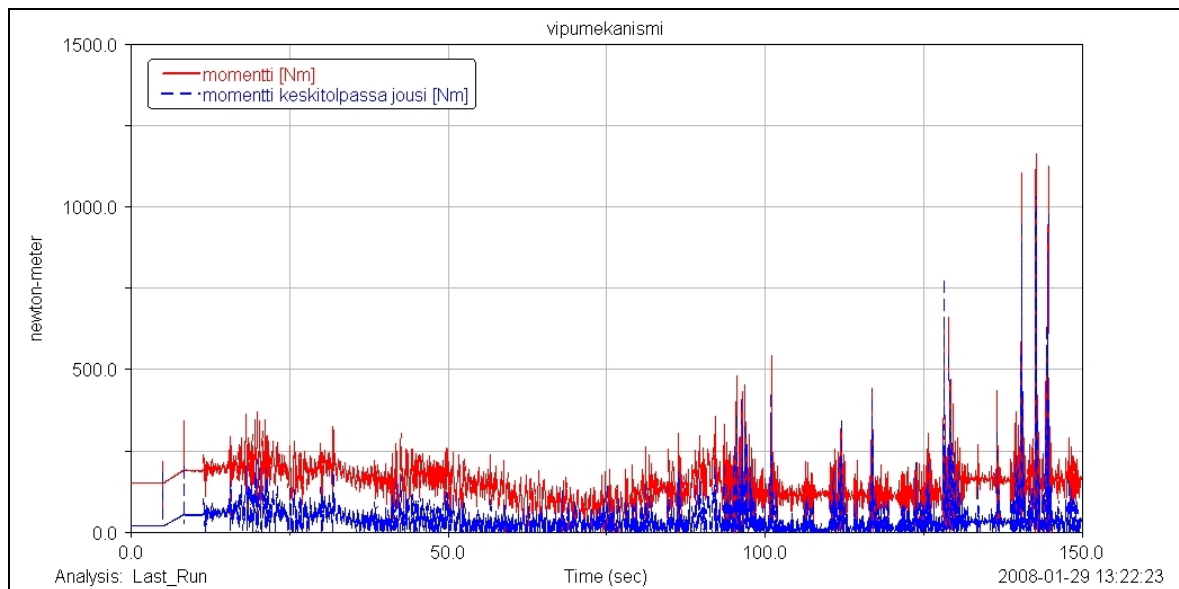
Koostuu harjallisesta akselista, holkista ja siihen kiinnitetystä putkesta. Kumpaankin päähän kiinnitetään laippa. Putki voidaan kiinnittää holkkiin eri tavoilla. Kuvassa 4.21 näkyy yksi periaate, jossa holkkiin on lisätty laippa, johon putki liitetään ruuvikiinnityksellä. Kuulaura-akselit ovat kalliimpia kuin kuulajohteet ja taivutusmomentti saattaa aiheuttaa ongelmia akselin suhteen.



**Kuva 4.21** Keskitolppa toteutettuna kuulaura-akselilla.

Lineaariliikkeen toteuttamiseksi tässä sovelluksessa paras vaihtoehto on toinen vaihtoehto eli kuulajohde. Niveleksi valitaan laipallinen ristinivel.

Keskitolppaan voidaan myös lisätä toiminto kuten jousi, jousi ja vaimennin tai lineaaritoimilaite. Kaikilla saataisiin enemmän voimaa Z-suuntaan ja toimilaitteiden kuormituksia pienemmiksi paikallaan pitäessä tai hitaissa liikkeissä. Kuitenkin suurimmat voimat tarvitaan kiertymien toteuttamisessa ja silloin kyseisistä toiminnoista ei ole paljon hyötyä. Kuvassa 4.22 näkyy jousen merkitys toimilaitteiden kuormituksiin. Simulointi tehtiin vipumekanismimallille, mutta karamoottorimallissa tulos on vastaavanlainen. Jousen jousivakio asetettiin siten, että liikealueen keskiasennossa jousi kantaa kuorman kokonaan.



**Kuva 4.22** Keskitolppaan lisätyn jousen merkitys toimilaitteiden kuormituksiin.

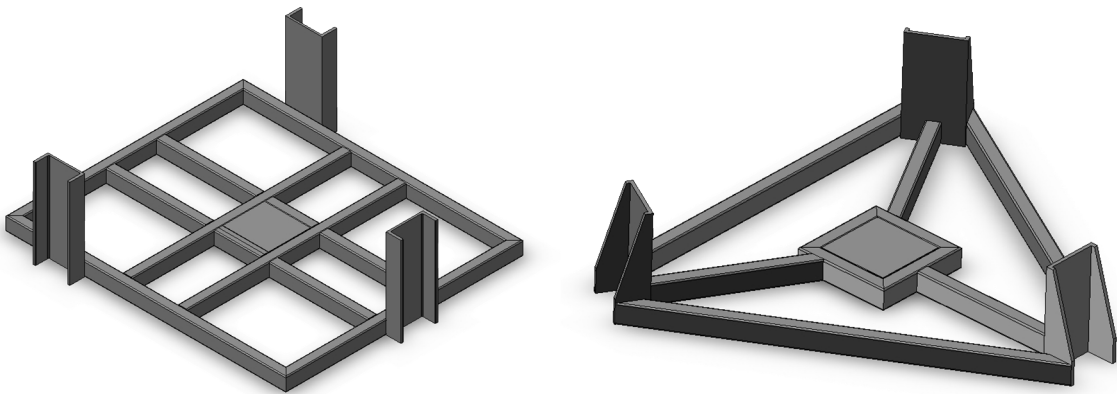


Kuvasta nähdään, että jousi pienentää keskiarvokuormitusta merkittävästi, mutta maksimikuormitukset pysyvät lähes samoina. Näin ollen toimilaitteiden koko ei pienene, mutta kuormaa voidaan kasvattaa, ilman että toimilaitteet kuormittuvat liikaa tasaisessa ajossa. Jousen ongelma on toimilaitteen lepoasento, eli asento kun alustalla ei ajeta. Jos jousivakio on suuri, ilman toimilaitteiden vaikutusta ylätaso nousee ylärajalle, jolloin mekaanisen vasteen rakentaminen on hankalampaa. Jos ylätaso halutaan ala-asentoon, pitää se vetää alas toimilaitteilla ja lukita toimilaitteen jarrulla. Käyttämällä lineaaritoimilaitetta ongelma poistuu, mutta tällöin tarvitaan ylimääräinen toimilaitte ja se lisää kokonaiskustannuksia ja monimutkaistaa liikealustan rakennetta.

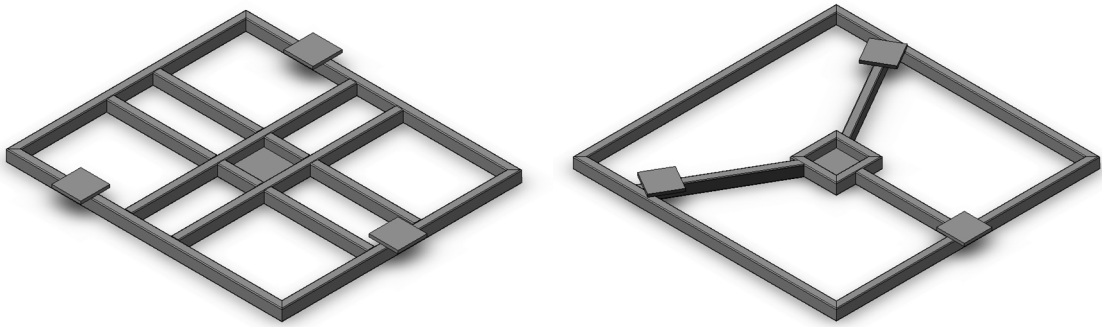
#### 4.3.1 Karamoottorimalli

##### Ylä- ja alataso

Kuvassa 4.23 näkyy kaksi karamoottorimallin ylätason toteutusvaihtoehtoa. Ensimmäinen on perusgeometrialtaan suorakaiteen ja toinen kolmion muotoinen. Kuvassa 4.23 on alataso kaksi toteutusvaihtoehtoa. Ensimmäinen vaihtoehto on suorakaiteen muotoinen, jolloin nivelpisteet osuvat ulkoreunan kohdalle, toinen on neliön muotoinen. Kaikki vaihtoehdot on toteutettu ristikkorakenteena. Taulukossa 4.5 on vertailtu vaihtoehtojen etuja ja heikkuuksia.



**Kuva 4.23** Karamoottorimallin ylätason vaihtoehdot.



**Kuva 4.24** Karamoottorimallin alatason vaihtoehdot.

**Taulukko 4.5** Karamoottorimallin ylä- ja alatason vaihtoehtojen vertailu.

Vaihtoehto	Edut (+)	Heikkoudet (-)
Ylätason vaihtoehto 1	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Yksinkertainen rakenne</li> <li>– Ohjaamon kiinnitys</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Leveämpi toiseen suuntaan</li> <li>– Melko painava</li> <li>– Paljon osia</li> </ul>
Ylätason vaihtoehto 2	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Kevyt</li> <li>– Vahva rakenne</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Pienempi tila ohjaamon kiinnitystä varten</li> <li>– Vinoja leikkauksia</li> </ul>
Alatason vaihtoehto 1	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Yksinkertainen rakenne</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Leveämpi toiseen suuntaan</li> <li>– Melko painava</li> <li>– Paljon osia</li> </ul>
Alatason vaihtoehto 2	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Sama leveys kumpaankin suuntaan</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Rakenne ei yhtä luja joka suuntaan</li> <li>– Vinoja leikkauksia</li> </ul>

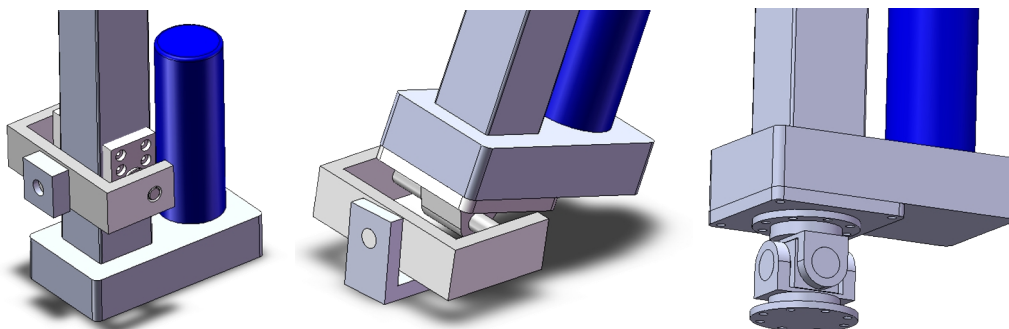
### Keskitolpan kuormitukset

Keskitolppaan kohdistui karamoottorimallissa seuraavat maksimikuormitukset simuloinnissa:

- vääntömomentti: 65 Nm
- taivutusmomentti yläpäässä: 3690 Nm
- taivutusmomentti translaationivelessä: 615 Nm.

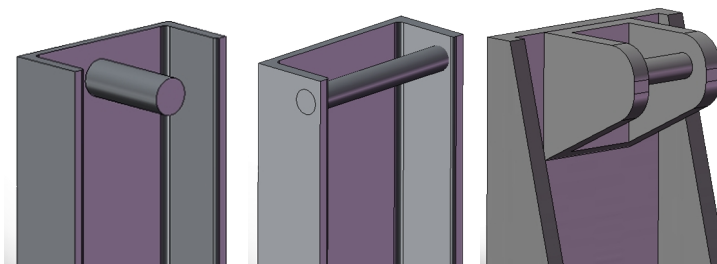
### Toimilaitteiden nivelöinti

Nivelöinti toimilaitteen ja alatason välillä voidaan toteuttaa ainakin kolmella eri tavalla, jotka on esitetty kuvassa 4.25. Toimilaitteen mukana on mahdollista saada joko kylkiin kiinnitettävät tapit tai vaihteen koteloon kiinnitettävä sarananivel. Kummassakin tapauksessa voidaan käyttää liuku- tai vierintälaakeroitua kehikkoa. Kolmas vaihtoehto on käyttää kaupallisia ristiniveliä ruuvikiinnityksellä, jolloin varaosien saaminen on helpompaa.



**Kuva 4.25** Karamoottorimallin toimilaitteiden alapään nivelöinti.

Toimilaitteen yläpähän tarvitaan pallonivel. Se voidaan ainakin kahdella tavalla taulukon 4.4 mukaan. Tässä tapauksessa kiertymät ovat pieniä, joten kaupallinen pallonivel käy parhaiten sylinterinvarren päähän. Kiinnityksessä ylätasoon on kolme vaihtoehtoa, jotka on esitetty kuvassa 4.26.



**Kuva 4.26** Karamoottorimallin toimilaitteiden yläpään nivelten kiinnitys ylätasoon.

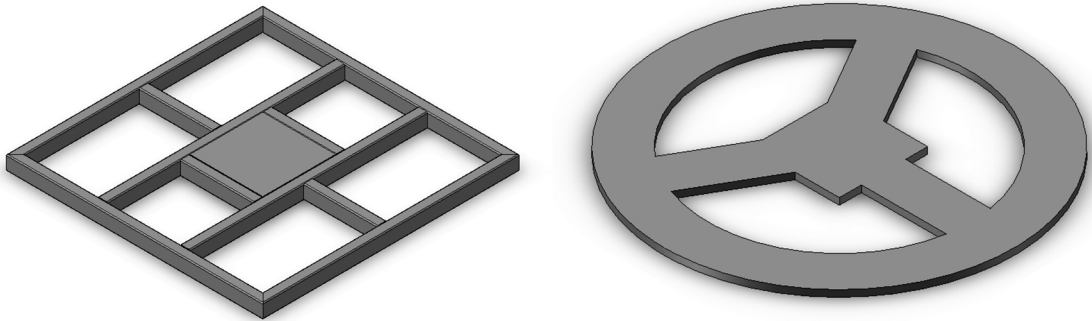
Niveliin kohdistuvat maksimikuormitukset ja kulmavaatimukset:

- aksiaalivoima: 13 000 N
- ylänivelen kiertymät: 5°
- alanivelen kiertymät: 21°.

### 4.3.2 Vipumekanismimalli

#### Ylä- ja alataso

Kuvassa 4.27 näkyy vipumekanismimallin ylä- ja alatason kaksi perusrakenteen toteutusvaihtoehtoa. Ensimmäinen on neliön muotoinen ja toteutettu ristikkorakenteena. Nivelipisteet sijaitsevat poikittaistukien kohdalla. Toinen on ympyrän muotoinen ja toteutettu levyrakenteena. Kumpaakin rakennetta joudutaan hieman muuttamaan alatason kohdalla, riippuen vaihdemoottoreiden mitoista ja mahdollisesta vaihteen akselin tuennasta. Vaihtoehtoja on vertailtu taulukossa 4.6.



**Kuva 4.27** Vipumekanismimallin ylä- ja alatason vaihtoehdot.

**Taulukko 4.6** Vipumekanismimallin ylä- ja alatason vaihtoehtojen vertailu.

Vaihtoehto	Edut (+)	Heikkoudet (-)
Vaihtoehto 1	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Yksinkertainen rakenne</li> <li>– Ohjaamon kiinnitys</li> <li>– Vahva rakenne</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Paljon osia</li> </ul>
Vaihtoehto 2	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Ei tarvita hitsausta</li> <li>– vähemmän muodonmuutoksia</li> <li>– Ohjaamon kiinnitys</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Jäykkyys heikompi</li> <li>– Massa kasvaa nopeasti halkaisijaa suurentaessa</li> <li>– Mahdolliset hukkapalat valmistuksessa</li> </ul>

### Keskitolpan kuormitukset

Keskitolppaan kohdistui vipumekanismimallissa seuraavat maksimikuormitukset simuloinnissa:

- vääntömomentti: 340 Nm
- taivutusmomentti yläpäässä: 410 Nm
- taivutusmomentti translaationivelessä: 105 Nm.

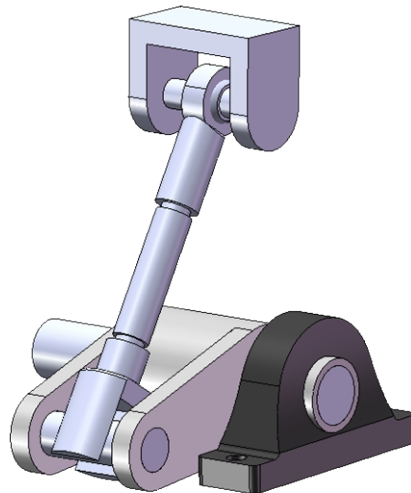
### Vipumekanismin rakenne

Vipumekanismissa kiertokangen liikkeet ovat melko suuret ja se vaikeuttaa nivelöinnin toteutusta. Niveliin kohdistuvat maksimikuormitukset ja kulmavaatimukset:

- aksiaalivoima: 13 000 N
- ylänivelen kiertymät: 16°
- alanivelen kiertymät: 27°.

Kiertokangen nivelöinnissä käytetään ristiniveltä toisessa päässä ja toisessa palloniveltä. Nyt ylänivelen kohdistuu pienemmät kiertymät, joten kiertokangen ja ylätasen välissä voidaan käyttää kaupallista palloniveltä. Alanivelen kiertymät ovat melko suuret ja nivel voidaan toteuttaa liukuholkkien tai valmiin neulalaakeroidun ristin avulla, jolle koneistetaan vastakappaleet kampeen ja kiertokankeen. Kuulalaakerointi voi aiheuttaa ongelmia, koska koko on rajattu.

Vaihteen akseliin kohdistuu suuria radiaalikuormia, joten akselin toinen pää on hyvä tukea. Se voidaan tehdä valitsemalla holkkiakselilla varustettu vaihdemoottori. Vaihteeseen kiinnitetään akseli johon voidaan kiinnittää kampi ja kammen perään laakeri, joka ottaa kuormitusta vastaan. Esimerkki vipumekanismin toteutuksesta on esitetty seuraavassa kuvassa.



**Kuva 4.28** Vipumekanismin rakenne.

#### 4.4 Ohjaus

Kuvassa 2.3 näkyy liikealustan ohjauksen periaate. Ohjauksessa pitää suunnitella rajapinta dynamiikkamallin ja ohjausjärjestelmän välille, signaalin suodatus, käänteiskinematikka, säätöpiiri ja rajapinta ohjausjärjestelmän ja liikealustan välille.

Dynamiikkamallilta voidaan saada kiihtyvyystieto sekä kappaleiden asema ja orientaatio. Käyttämällä mallilta saatavia translaatiokiihtyvyyksiä voidaan signaalin suodatus toteuttaa kohdassa 4.1.1 esitetyllä tavalla. Lisäksi voidaan käyttää dynamiikkamallilta saatavaa koneen orientaatiota tai kulmakiihtyvyyttä ohjauksessa. Rajapinnassa pitää huomioida myös koordinaatistojen suunta ja kulmaesitystapa. Suodatuksessa pitää huomioida käänteiskinematikan toteutus, joka voidaan toteuttaa kohdassa 4.1.2 esitetyllä tavalla.

Säätöpiirin toteutuksessa on tärkeää säätimen tyyppi ja parametrien hakeminen sekä kommunikointi liikealustan toimilaitteiden kanssa. Säätimen parametrien valinta voidaan tehdä simulointimallin avulla tai kokeilemalla fyysisellä prototyypillä. Simulointimallin avulla parametrien haku on turvallisempaa, mutta siitä saatavat arvot ovat luultavasti vain suuntaa antavia ja lopullinen virittäminen pitää tehdä fyysisellä prototyypillä.

Kommunikoinnissa liikealustan toimilaitteisiin pitää tietokoneeseen liittää tarvittavat I/O-kortit. Servomootoreiden ohjaus onärkevin ja edullisin toteuttaa nopeusohjeen ( $\pm 10$  V)

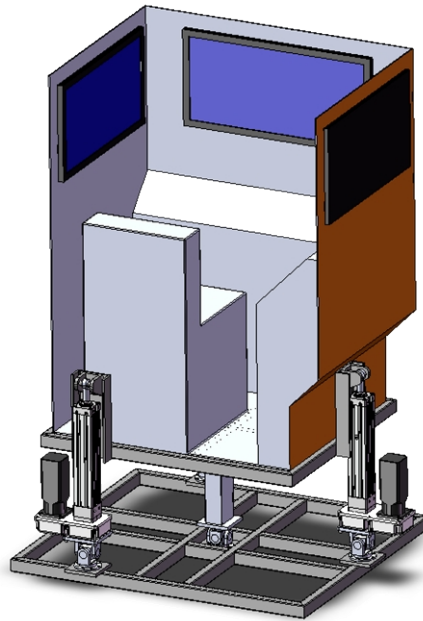
avulla. Servokäytön oma säätöpiiri huolehtii momentin säädöstä niin, että haluttu nopeus saavutetaan. Takaisinkytkentänä voidaan käyttää moottorilta saatavia pulsseja tai erillistä absoluuttianturia. Lisäksi voidaan käyttää liikealueen rajoilla raja-antureita. Pulssitiedon ongelmana on puuttuva tieto alkutilasta, joten liikealusta pitää alussa käyttää liikealueen rajalla ja nollata asematieto. Lisäksi pulssilaskurin pitää olla riittävän nopea, ettei osa pulsseista jää laskematta. Tällöin asemaan syntyisi virhettä, joka kumuloituisi toiminnan jatkussa. Analogisen absoluuttianturin ongelmana on kohina. Jos kohina on suuri, pitää se suodattaa pois stabiilin säädön aikaansaamiseksi, mutta tällöin järjestelmään syntyy viivettä.

#### **4.5 Visualisointi**

Simulaattorin visualisointi voidaan toteuttaa ainakin kahdella eri tavalla, käyttämällä ohjaamon ikkunoiden tilalla litteitä näyttöjä tai käyttämällä dataprojektoreita. Kummassakin ratkaisussa ohjaamon takaseinä voidaan jättää auki, jolloin kouluttaja voi tarkkailla koulutettavan toimintaa. Toimintaa voidaan myös tarkkailla erillisiltä näytöiltä simulaattorin ulkopuolella. Kuvissa 4.29 ja 4.30 ohjaamon katto on jätetty pois kuvien selkeyttämiseksi, mutta lopullisessa rakenteessa katto olisi hyvä olla paikallaan, jolloin simulaattorista saadaan realistisempi ja rakenteesta jäykempi.

#### 4.5.1 Litteät näytöt

Kuvassa 4.29 näkyy näyttöjen sijoittelu. Näytöt kiinnitetään ohjaamon seiniin ikkunoiden tilalle. Näyttöjen pitää olla mahdollisimman kevyitä, ettei ohjaamon massa kasva liikaa.



**Kuva 4.29** Visualisointi toteutettuna litteillä näytöillä.

Edut:

- säästää tilaa
- kompakti rakenne, helppo siirtää paikasta toiseen.

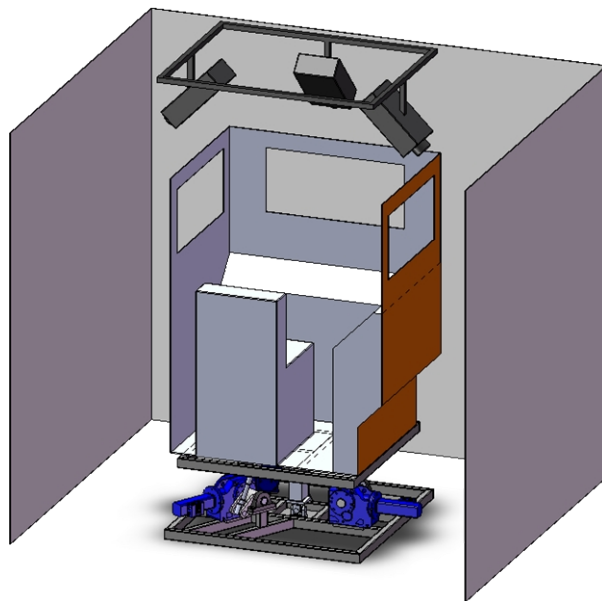
Heikkoudet:

- kovasti ajettaessa näyttöjen kiinnitys ja niiden värinän kesto joutuvat koetukselle
- ikkunoiden koko ei ole vakionäyttöjen koko
- näytöt lisäävät ohjaamon massaa
- ei huomioi kuljettajan pään liikkeitä, näkymä pysyy samana.



#### 4.5.2 Dataprojektorit

Kuvassa 4.30 näkyy kankaiden sijoittelu. Dataprojektorit voivat sijaita kankaan ulkopuolella tai liikealustan yläpuolella. Sijoittamalla projektorit liikealustan yläpuolelle, säästetään tilaa sekä saadaan projektorit liikealustan turva-alueen sisäpuolelle, jolloin projektorit ei tarvitse erikseen suojata. Ohjaamo voidaan jättää täysin avoimeksi, mutta realistisemmän tuntuman tavoittelemiseksi voidaan tehdä lastauskoneen ohjaamo muistuttava rakenne, jolloin näkymä saadaan rajoitettua kuten todellisessa koneessa.



**Kuva 4.30** Visualisointi toteutettuna dataprojektoreilla.

#### Edut:

- ohjaamo kevyempi kuin näyttöjen kanssa
- realistisempi näkymä  $\Rightarrow$  päätä liikuttamalla näkymä muuttuu automaattisesti
- kouluttajalle ja muille katsojille havainnollisempi.

#### Heikkoudet:

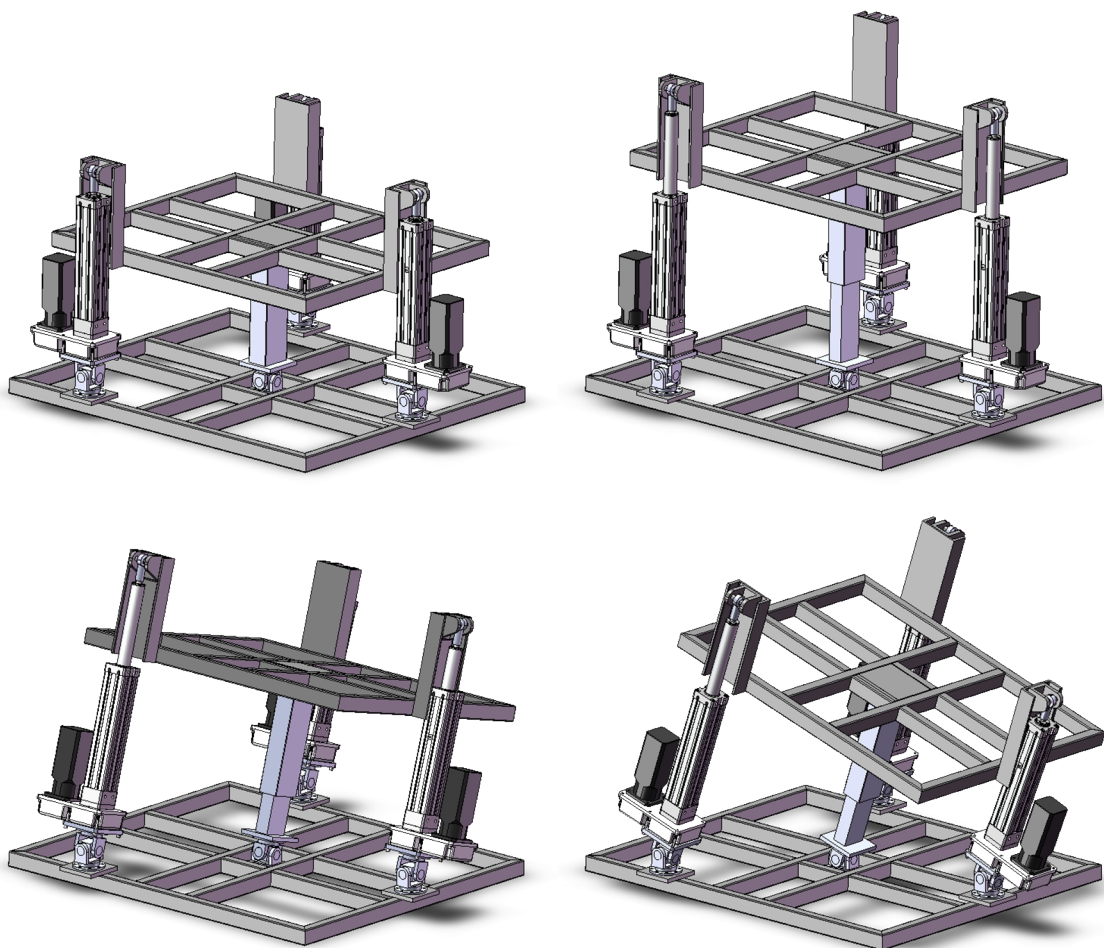
- vie tilaa jonkin verran enemmän kuin näyttöjä käyttämällä, kuitenkin kankaat voidaan sijoittaa liikealustan turva-alueen rajojen läheisyyteen  $\Rightarrow$  tilantarve lähes sama kuin näyttöjen kanssa
- paikkaa vaihtaessa enemmän siirrettävää.

## 5 TULOKSET JA NIIDEN TARKASTELU

Tuloksissa esitellään kaksi liikealustan mallia, joista toinen on toteutettu karamoottoreilla ja toinen servovaihdemoottoreilla ja vipumekanismeilla. Malleista esitellään kuvasarjat, valitut toimilaitteet ja liikealue. Lisäksi malleja vertaillaan keskenään.

### 5.1 Karamoottorimalli

Karamoottorimallin liikealueen ääriasentoja on esitelty kuvassa 5.1. Asentojen järjestys: ala-asento, yläasento, maksimi kiertymä X-akselin ympäri ja maksimi kiertymä Y-akselin ympäri.



**Kuva 5.1** Karamoottoreilla toteutetun liikealustan liikealueen ääriasennot.

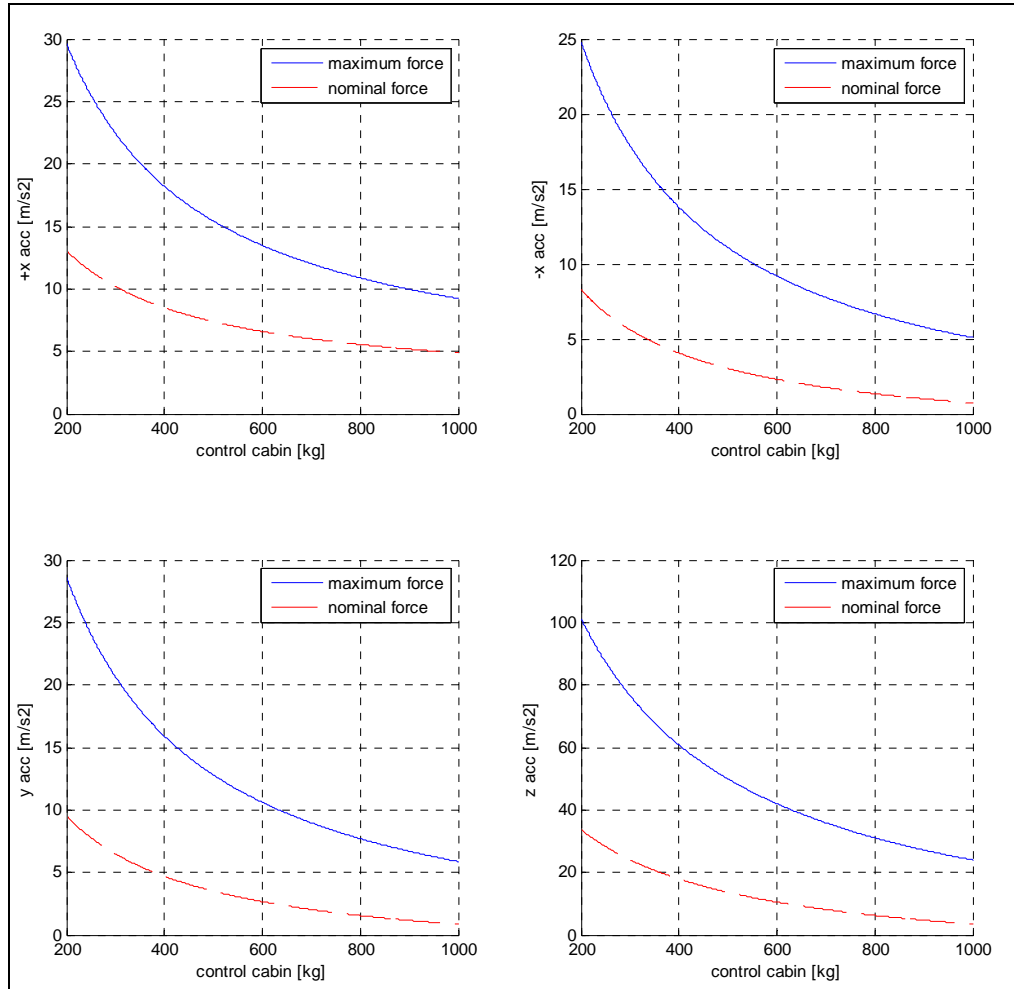
Karamoottorimallin liikealue:

- Z-translaatio 300 mm (ala-asennossa ylätasen korkeus 620 mm)
- kiertymä X-akselin ympäri  $\pm 14,5^\circ$  (roll)
- kiertymä Y-akselin ympäri  $\pm 17^\circ$  (pitch).

Valitut toimilaitteet:

- karamoottori:
  - ruuvi: Thomson T90-3220, iskunpituus 300 mm, ruuvin halkaisija 32 mm ja nousu 20 mm
  - hihnavaihde: Thomson BGM 41, välityssuhde 3
- AC-servomoottori jarrulla: Jetter JL4-0750-96, nimellismomentti 7,5 Nm ja pyörimisnopeus 3000 rpm
- servokäyttö: Kollmorgen Servostar 606, nimellisvirta 6 A.

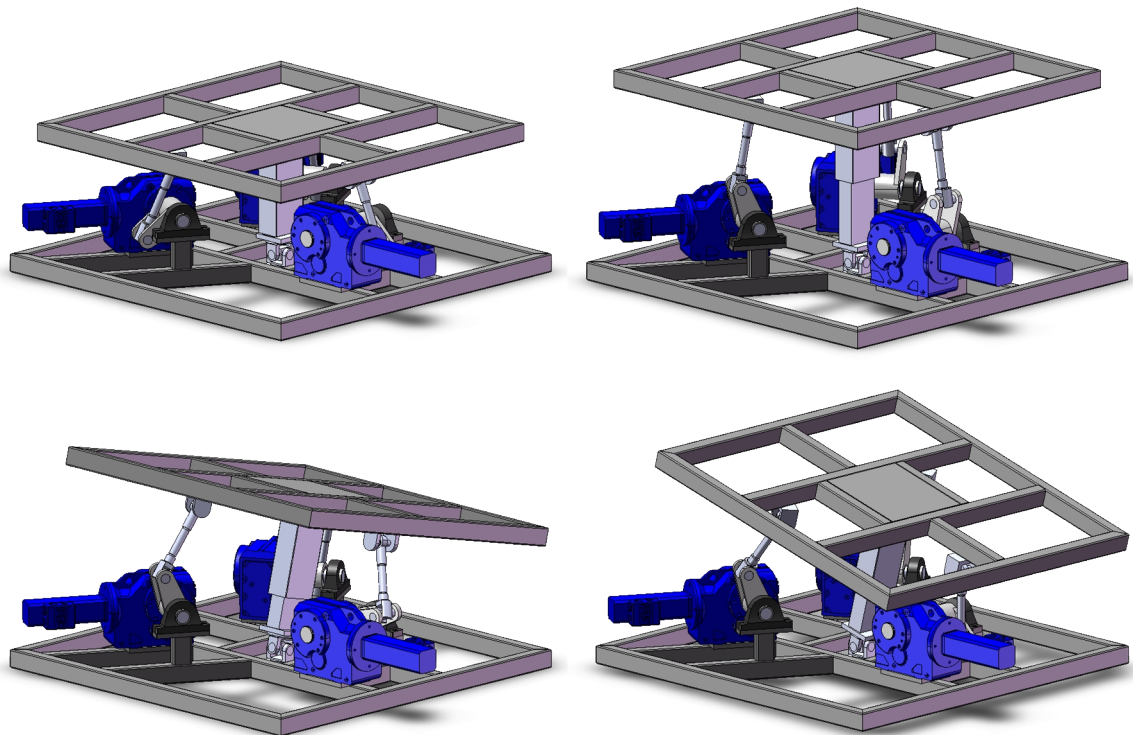
Valituilla toimilaitteilla saavutetaan kuvassa 5.2 näkyvät kiihtyvyydet ohjepisteessä ohjaamon massan funktiona. Tulokset on saatu kinetostaattisen analyysin perusteella. Kuvissa näkyvät kiihtyvyydet nimellisvoimalla (punainen katkoviiva) ja maksimivoimalla (sininen yhtenäinen viiva).



**Kuva 5.2** Karamoottorimallin saavuttamat kiihtyvyydet ohjaamon massan funktiona.

## 5.2 Vipumekanismimalli

Vipumekanismimallin liikealueen ääriasentoja on esitelty kuvassa 5.3. Asentojen järjestys: ala-asento, yläasento, maksimi kiertymä  $X$ -akselin ympäri ja maksimi kiertymä  $Y$ -akselin ympäri.



**Kuva 5.3** Servovaihdemoottoreilla ja vipumekanismeilla toteutetun liikealustan liikealueen ääriasetnot.

Vipumekanismin mallin liikealue:

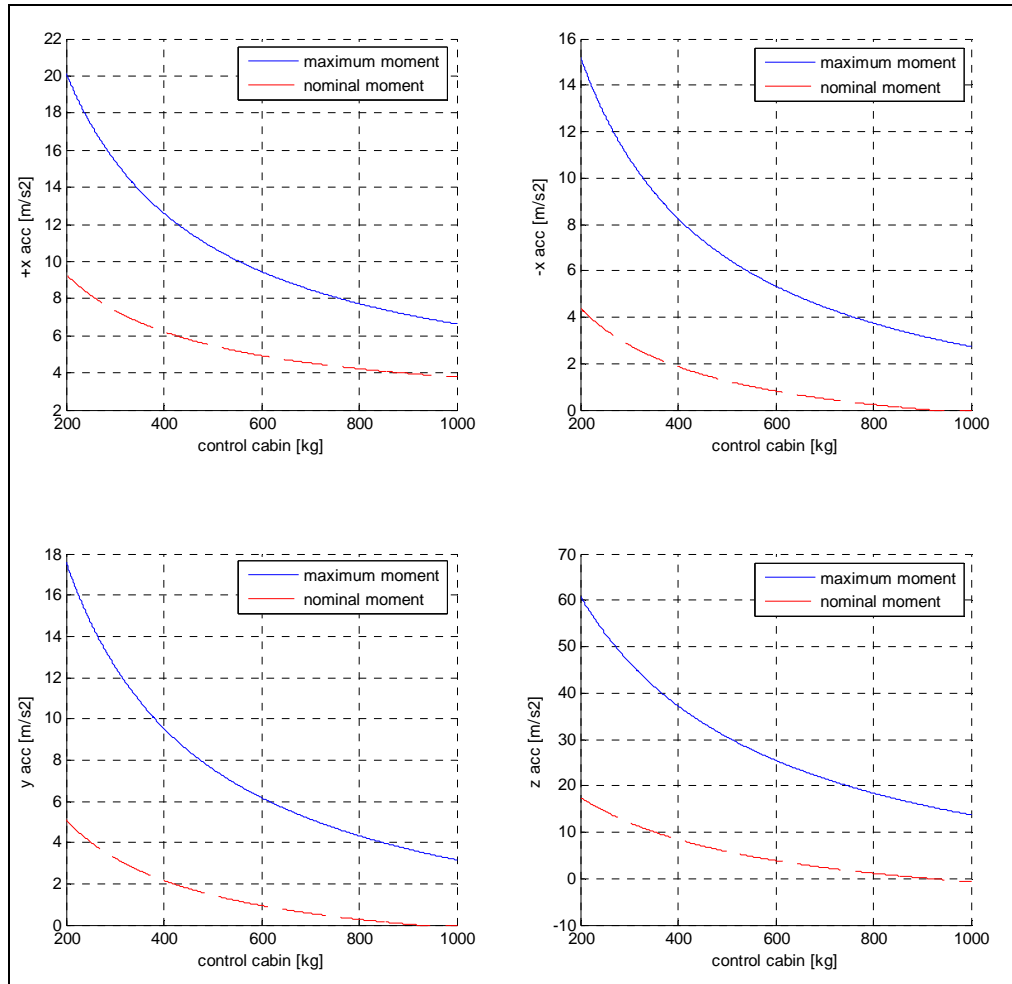
- Z-translaatio 200 mm (ala-asennossa ylätasen korkeus 480 mm)
- kiertymä X-akselin ympäri  $\pm 14,5^\circ$  (roll)
- kiertymä Y-akselin ympäri  $\pm 15^\circ$  (pitch).

Valitut toimilaitteet:

- servovaihdemoottori:
  - kartiopyörävaihte: Sew KA67, välityssuhde 123,54
  - synkroniservomoottori jarrulla: Sew DS56H, nimellismomentti 4 Nm, pyörimisnopeus 4500 rpm
- servokäyttö: Sew Movidrive B 0030, nimellisvirta 7 A.

Valituilla toimilaitteilla saavutetaan kuvassa 5.4 näkyvät kiihtyvyydet ohjepisteessä ohjaamon massan funktiona. Tulokset on saatu kinetostaattisen analyysin perusteella. Kuvis-

sa näkyy kiihtyvyydet nimellismomentilla (punainen katkoviiva) ja maksimimomentilla (sininen yhtenäinen viiva).



**Kuva 5.4** Vipumekanismimallin saavuttamat kiihtyvyydet ohjaamon massan funktiona.

### 5.3 Mallien vertailu

Taulukossa 5.1 on vertailtu karamoottori- ja vipumekanismimallin ominaisuuksia. Taulukossa on vertailtu mekaanista rakennetta, toimilaitteita, kustannuksia ja muunneltavuutta.

**Taulukko 5.1** Karamoottori- ja vipumekanismimallin ominaisuuksien vertailu

<b>Karamoottorimalli</b>	<b>Vipumekanismimalli</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>– Keskitolppaan kohdistuu suuremmat rasitukset, koska toimilaitteet eivät ota vastaan sivuttaisvoimia</li> <li>– Nivelpisteiden tuominen ylätason yläpuolelle rajoittaa päälle asetettavan ohjaamon mittoja</li> <li>– Sijoittamalla toimilaitteet kauas keskipisteestä pienennetään toimilaitteiden voimavaatimuksia, mutta samalla iskunpituus kasvaa → rakenteen korkeus kasvaa</li> <li>– Ruuvin pitomomentti helpottaa ylätason paikallaan pitämistä</li> <li>– Korkean suorituskyvyn karamoottoreiden löytäminen on hankalaa ja hinta kasvaa nopeasti suorituskyvyn noustessa</li> <li>– Ruuvi alkaa värähdellä korkeilla kierrosnopeuksilla → rajoittaa nopeutta</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Vipumekanismiin nivelöinti hankalaa</li> <li>– Monimutkaisempi rakenne ja enemmän osia</li> <li>– Saadaan n. 20 % matalampi rakenne → voidaan sijoittaa pienempään huoneeseen</li> <li>– Ei vaimennusta, moottorit kantavat lähes kaiken kuorman → voidaan lisätä jousi keskitolppaan</li> <li>– Toimilaitteet n. 30 % edullisemmat</li> <li>– Toimilaitteiden tarjonta parempi</li> <li>– Toimilaitteilta saatavaa voimaa ja nopeutta voidaan muuttaa helposti kammenn pitemmällä</li> <li>– Suuremman suorituskyvyn servovaihdemoottoreiden löytäminen ei aiheuta ongelmia</li> <li>– Kammenn liikealue on rajallinen mekaniismin osien törmäysvaaran takia</li> </ul>

Taulukossa esitettyjen ominaisuuksien perusteella valitaan vipumekanismimalli lopulliseksi rakenteeksi. Vipumekanismimallilla saavutetaan matalampi rakenne, edullisempi kokoonpano ja parempi muunneltavuus.

## 6 JOHTOPÄÄTÖKSET

Työn tavoitteena oli suunnitella realistisen liiketuntuman tuottava, kustannustehokas ja yksinkertainen liikealusta liikkuvan työkoneen simulaattoriin. Työ aloitettiin lastauskoneen mittauksilla. Mittauksissa mitattiin koneen dynaamisia ominaisuuksia ja tarkkailtiin koneen toimintaa tavallisen työkierron aikana. Lisäksi saatiin kokemusperäistä tuntumaa koneen liikkeistä kyydissä olemalla. Näiden tietojen perusteella aloitettiin mekaanisen perusrakenteen suunnittelu.

Mittausten ja kyydissä olon perusteella todettiin koneeseen kohdistuvan voimakkaita kiihtyvyyksiä joka suuntaan. Kiihtyvyyksien lisäksi kaltevan alustan ja mutkien toteuttaminen olisi vaatinut kuuden vapausasteen liikealustan. Kuitenkin miettimällä koneen toimintaa ja vertaamalla mitattuja kiihtyvyyksiä ja kulmanopeuksia, löydettiin vaaka-akselien suhteen tapahtuvien kiertymien ja kiihtyvyyksien välille yhteys. Lisäksi ottamalla huomioon visualisoinnin ja liikealustan yhteisvaikutus liiketuntuman luomisessa, saatiin vapausasteiden määrä pudottua kolmeen.

Liikealustan perusrakenteen valinnan jälkeen tapahtui toimilaitteiden mitoitus ja valinta. Toimilaitteivaihtoehtojen tutkimisen jälkeen jatkokehitykseen valittiin paineilmalihäs, karamoottori ja vipumekanismi, joka saa käyttövoimansa servovaihdemoottorilta. Tavoitteena oli kuitenkin asettaa lastauskoneen ohjaamo liikealustan päälle, joten paineilmalihasten käytöstä luovuttiin suurten voimavaatimusten takia. Lisäksi paineilmalihasten liikkeiden tarkka ohjaus osoittautui hankalaksi.

Toimilaitteisiin kohdistuvien suoritusvaatimusten tutkiminen aloitettiin muodostamalla simulointimalli, jossa mallinnettiin ohjauspiiri ja toimilaitteet Matlab/Simulink:llä ja alustan dynamiikka Adams:lla. Simulink:ssä laskettiin toimilaitteiden voimat/momentit, jotka vietiin Adams:iin, josta saatiin takaisin toimilaitteiden asematiedot. Ongelmaksi osoittautui kuitenkin puutteellinen tieto toimilaitteiden ominaisuuksista sekä säätöpiirin virittäminen. Tästä johtuen toimilaitteiden suoritusarvoja päätettiin tutkia kääntedynamiikan avulla, jossa ohjausjärjestelmältä saaduista toimilaitteiden ohjearvoista laskettiin kääntedynamiikan avulla toimilaitteilta vaadittavat voimat liikkeiden toteuttamiseksi. Tuloksia verrat-



tiin kinetostaattisen analyysin perusteella saatuihin tuloksiin ja simuloituja kiihtyvyyksiä mitattuihin kiihtyvyyksiin. Tulokset olivat hyvin lähellä toisiaan.

Toimilaitteiden suoritusarvojen perusteella aloitettiin toimilaitteiden kysely eri maahan-  
tuojilta ja valmistajilta. Kysellessä selvisi, että haluttuihin suoritusarvoihin kykeneviä ka-  
ramoottoreita oli hyvin vähän tarjolla ja monet niistä olivat erittäin kalliita. Servovaihde-  
moottoreiden löytäminen vipumekanismimalliin oli helpompaa ja tarjonta oli suurempi.  
Kyselyiden perusteella valittiin toimilaitteet liikealustalle, jonka jälkeen suunniteltiin me-  
kaaninen rakenne.

Suunnittelun tuloksena saatiin kaksi mallia, joista toinen on toteutettu karamoottoreilla ja  
toinen servovaihdemoottoreilla ja vipumekanismeilla. Malleja vertailtiin keskenään ja ver-  
tailun perusteella liikealustan rakenteeksi valittiin vipumekanismimalli, koska sillä saadaan  
matalampi rakenne ja edullisempi kokoonpano. Lisäksi sen muunneltavuus on helpompaa,  
jolloin sitä voitaisiin käyttää myös muiden laitteiden simulaattoreissa.

Työn perusteella liikealustan suunnittelussa voidaan hyödyntää simuloitavan laitteen dy-  
namiikan mittauksia sekä simulointiohjelmistoja. Kuitenkin suunnittelun onnistuminen  
voidaan todeta vasta fyysisellä prototyypillä, koska simuloinnin avulla on vaikea arvioida  
miltä ihmisestä tuntuu suunnitellun liikealustan kyydissä. Työssä suunnitellusta liikealus-  
tasta on tarkoitus rakentaa fyysinen prototyyppi ja liittää se lastauskoneen reaaliaikasimu-  
laattoriin. Ennen tätä suunnittelua pitää kuitenkin vielä tarkentaa nivelöinnin, ohjausjärjes-  
telmän, turvallisuuden ja lujuustarkastelun osalta.

## LÄHDELUETTELO

- [1] B747-400 Simulator. [Nasa Simlabs:n www-sivuilla]. [viitattu 3.3.2008]. Saatavissa: [http://www.simlabs.arc.nasa.gov/cvsrf/747\\_sim.html](http://www.simlabs.arc.nasa.gov/cvsrf/747_sim.html).
- [2] Rafael Åman. Hydraulisen kuristinmallin ja liikealustan ohjauksen kehittäminen reaaliaikasisimulointiin. Diplomityö. Lappeenrannan teknillinen yliopisto, 2007. 62 s.
- [3] Nehaoua L., Amouri A. ja Arioui H. Classic and Adaptive Washout Comparison for a Low-Cost Driving Simulator. Proceedings of the 13th Mediterranean Conference on Control and Automation, held at Limassol, Cyprus, 27-29 June, 2005.
- [4] Mikkola, A. Koneensimuloinnin työkurssi. Luentomoniste. Lappeenrannan teknillinen yliopisto, 2005.
- [5] Nikravesh Parviz E. Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems. Prentice Hall, 1988. 370 s. ISBN 0-13-164220-0.
- [6] Stoughton R. ja Arai T. A Modified Stewart Platform Manipulator With Improved Dexterity. IEEE transactions on robotics and automation, vol. 9, no. 2, April 1993.
- [7] InMotion Simulation. [yrityksen www-sivut]. [viitattu 20.2.2008]. Saatavissa: [www.inmotionsimulation.com](http://www.inmotionsimulation.com).
- [8] Huang A. ja Chen C. A Low-Cost Driving Simulator for Full Vehicle Dynamics simulation. IEEE transactions on vehicular technology, vol. 52, no. 1, January 2003.
- [9] Airila, M. Mekatroniikka. Otatieto, 1993. ISBN 951-672-173-7.
- [10] Lineaariliike. [verkkodokumentti]. [viitattu 2.3.2008]. Saatavissa: [http://www.machina.hut.fi/kurssit/41/190/formeri\\_symposium.pdf](http://www.machina.hut.fi/kurssit/41/190/formeri_symposium.pdf).

- [11] Handroos, H. Mekatroniikka. Luentomoniste. Lappeenrannan teknillinen yliopisto, 2005. 361 s.
- [12] Webjorn R. Design and Application of a Motion Platform for a High-Speed Craft Simulator. IEEE International Conference on Mechatronics, ICM, 2006.
- [13] Kauranne H., Kajaste J. ja Vilenius M. Hydrauliiikan perusteet. 2. painos. WSOY, 1999. 354 s. ISBN: 951-0-23435-4.
- [14] Festo Oy. [yrityksen www-sivut]. [viitattu 10.1.2008]. Saatavissa: [www.festo.com](http://www.festo.com).
- [15] Råde L ja Westegren B. BETA. Mathematics Handbook for Science and Engineering. Studentlitteratur, 1995. ISBN: 91-44-25053-3.
- [16] Danaher Motion. [yrityksen www-sivut]. [viitattu 5.2.2008]. Saatavissa: [www.danahermotion.com](http://www.danahermotion.com).