

Joonas Kujala

Purjeveneen vetolaitteen nostomekanismin suunnittelu

Metropolia Ammattikorkeakoulu
Insinööri (AMK)
Kone- ja tuotantotekniikka
Insinöörityö
16.4.2012

| | |
|--|--|
| Tekijä Otsikko | Joonas Kujala Purjeveneen vetolaitteen nostomekanismin suunnittelu |
| Sivumäärä Aika | 33 sivua + 2 liitettä 16.4.2012 |
| Tutkinto | Insinööri (AMK) |
| Koulutusohjelma | Kone- ja tuotantotekniikka |
| Suuntautumisvaihtoehto | Tuotesuunnittelu |
| Ohjaajat | Technical Director Richard Lax Lehtori Heikki Paavilainen Yliopettaja Jyrki Kullaa |
| <p>Tässä insinööryössä suunniteltiin mekanismi, jolla voitiin nostaa purjeveneen vetolaite veneen rungon sisään, sekä selvittää tähän mekanismiin kohdistuvat rasitukset erilaisissa käytännön tilanteissa.</p> <p>Työ tehtiin Oceanvolt Oy:lle, joka halusi jatkokehittää tuotteistamisvaiheessa ollutta purjeveneen sähköpropulsioratkaisuaan kilpapurjehduksen suuntaan lisäämällä siihen mekanismin, jolla vetolaite saadaan nostettua veneen rungon sisään, mikä pienentää tällä tavoin veneeseen kohdistuvaa veden vastusta.</p> <p>Tavoitekriteereinä oli itselukkiutuva, yksinkertainen, toimintavarma, mahdollisimman kevyt sekä mahdollisimman vähän tilaa vievä rakenne.</p> <p>Mekanismista syntyi suunnittelun aikana neljä erilaista ratkaisua, joista kahdesta viimeisestä selvitettiin niihin kohdistuvia rasituksia sekä niiden toimilaitteilta vaadittuja voimia.</p> <p>Lopullisen mekanismin rasitusten ja toimilaitteiden voimien tulokset olivat erittäin järkeviä ja niiden pohjalta mitoitettavat rakenteet tulevat täyttämään kaikki edellä mainitut kriteerit.</p> | |
| Avainsanat | vetolaite, saildrive, nostomekanismi, tuotesuunnittelu |

| | |
|---|--|
| Author Title | Joona Kujala Design of a Retracting Mechanism for a Saildrive |
| Number of Pages Date | 33 pages + 2 appendices 16 April 2012 |
| Degree | Bachelor of Engineering |
| Degree Programme | Mechanical Engineering |
| Specialisation option | Product Design |
| Instructors | Richard Lax, Technical Director Heikki Paavilainen, Lecturer Jyrki Kullaa, Senior Lecturer |
| <p>This Bachelor's thesis deals with the process for designing a retracting mechanism for a saildrive unit and examining the distribution of loads within the mechanism in different kind of operating scenarios.</p> <p>The project was commissioned by Oceanvolt Ltd which had an electric propulsion unit in the productization phase and the company wanted to develop it further for the needs of competition sailing by adding a retracting mechanism to it. By retracting the propulsion unit inside a boat's hull, the drag force acting against the forward movement of a boat using sails, can be reduced significantly.</p> <p>The main criteria for the mechanism were as follows: it had to be self-locking, simple, reliable, as lightweight as possible and it had to take as little space inside a boat as possible.</p> <p>During the designing process four different kinds of solutions were found, from which the two most recent ones were conducted studies for the reaction forces through-out the mechanism and determined the forces needed for the input devices.</p> <p>The reaction forces and the required input forces in the final design were very reasonable and the structures to be designed, considering these forces, will fulfill all the criteria.</p> | |
| Keywords | saildrive, retracting, mechanism, product design |

Sisällys

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | Johdanto | 1 |
| 2 | Rajaus | 3 |
| 3 | Lähtötilanne | 4 |
| 3.1 | Alustava luonnos ja kriteerit | 5 |
| 3.2 | Resurssit | 6 |
| 3.2.1 | Aikamääreet | 6 |
| 3.2.2 | Työvälineet ja tilat | 7 |
| 4 | Suunnittelu ja sen vaiheet | 8 |
| 4.1 | Vaihe I: 3D-malli | 8 |
| 4.2 | Vaihe II: Toimilaiteselvitys | 9 |
| 4.3 | Vaihe III: Liukupintojen eliminointi nivelsauvoilla | 10 |
| 4.4 | Vaihe IV: Kattonivel | 12 |
| 4.5 | Vaihe V: Prototyyppi | 15 |
| 4.6 | Vaihe VI: Rasiukset | 16 |
| 4.7 | Vaihe VII: Rakenteen yksinkertaistaminen | 17 |
| 5 | Rasiukset | 19 |
| 5.1 | Alkuarvot | 19 |
| 5.1.1 | Laskentatavan valinta | 19 |
| 5.1.2 | Ulkoiset voimat | 20 |
| 5.2 | Mathcad-laskenta | 20 |
| 5.2.1 | Rakenteen asema ajan funktiona | 21 |
| 5.2.2 | Ulkoisten voimien vaikutukset | 22 |
| 5.2.3 | Toimilaitteelta vaadittava voima | 23 |
| 5.2.4 | Toimilaitteen voima vetolaitteen laskussa | 24 |
| 5.2.5 | Toimilaitteen voima vetolaitteen nostossa | 25 |
| 5.2.6 | Kääntölevyn saranapisteen rasiukset | 25 |
| 5.2.7 | Rakenteen rasiukset käytön aikana | 26 |

| | | |
|-------|---------------------------------------|----|
| 5.3 | Tulosten verifionti | 27 |
| 5.3.1 | Tiedonsiirto ja mekanismin malli | 27 |
| 5.3.2 | Tulosten vertailu | 30 |
| 5.3.3 | Johtopäätelmät | 31 |
| 6 | Yhteenveto | 31 |
| | Lähteet | 34 |
| | Liitteet | |
| | Liite 1. Mathcad-laskut | |
| | Liite 2. SAMista tuodut voimien arvot | |

1 Johdanto

Metropoliassa käynnistyivät vuonna 2007, osana Tekesin Vene-ohjelmaa, nelivuotiset iBoats- ja ePropulsion-projektit, joissa oli pääasiallisena tarkoituksena tutkia muun muassa erilaisia älykkäitä propulsioratkaisuja erilaisiin huvi- ja työveneisiin. Propulsio tulee englannin kielen sanasta *propulsion* ja se tarkoittaa käyttövoimaa, työntövoimaa ja voimanlähdettä. Työntövoiman tuottamista sähköisesti voidaan siis kutsua sähköpropulsioksi.

Purjeveneissä käytetään purjeiden avulla tuulesta saatavan työntövoiman lisäksi sähköllä tai polttomootorilla toimivaa vetolaitetta, joka voidaan sijoittaa veneen perään rungon ulkopuolelle tai rungon sisään. Rungon sisällä olevalta moottorilta voidaan tuoda potkuria pyörittävä akseli rungon ulkopuolelle saildrive-typisellä ratkaisulla.



Kuvio 1. Saildrive-vetolaite taittuvalapaisella kolmilapaisella potkurilla.

Purjeveneissä vetolaitetta voidaan käyttää tilanteissa, joissa sen avulla liikkuminen on purjeilla liikkumista helpompaa. Tällaisia tilanteita voi esiintyä satamissa tai tyynellä kelillä liikuttaessa.

Yhtenä osana mainituista tutkimushankkeista oli suunnitella Oceanvoltille heidän purjeveneeseen sähköpropulsioratkaisuunsa kilpapurjehtijoille suunnattu mekanismi, minkä avulla voidaan nostaa vetolaite rungon sisään ja näin pienentää veneeseen kohdistuvaa veden vastusta.

Oceanvolt Oy (entinen Electric Ocean Oy) on perustettu vuonna 2004. Päätoimena yrityksellä on kehittää, valmistaa ja markkinoida sähköpropulsiojärjestelmiä huviveneisiin. Päämarkkina-alue on tällä hetkellä Keski-Eurooppa ja jatkossa myös USA. Yritys työllistää kaksi henkeä sekä laajan alihankintaverkoston Suomessa ja Keski-Euroopassa.

Yrityksen tuote on Oceanvolt SD8.6 (saildrive-vetolaite 8.6 kW:n moottorilla, *kuvio 2*) ja SD15 julkistetaan vuonna 2012. Tuote sopii uusiin sekä käytettyihin (purje)veneisiin, ja sen vahvuuksia on muun muassa pitkälle tuotteistettu järjestelmä, käyttäjä- ja asennusystävällisyys, edistysellinen regenerointi-toiminto (akkujen potkurilataus), kompakti koko, tyylikäs design sekä hyvä hyötysuhde. Oceanvolt Oy:n tavoitteena on olla markkinajohtaja sähköpropulsiossa vuoteen 2014 mennessä.



Kuvio 2. Kiinteästi asennettava Oceanvolt SD 8.6 taittolapapotkurilla [4].

Tarkoituksena oli siis suunnitella SD8.6-vetolaitteelle itselukkiutuva ja toimintavarma nostomekanismi. Samalla mietittiin myös keinoa sulkea vetolaitteelle runkoon tehtävä reikä kun vetolaite on käytössä, sekä sen ollessa rungon sisään nostettuna. Jälkimmäinen osuus on rajattu tämän insinööriyön ulkopuolelle.

Tätä työtä tehtäessä Oceanvolt SD8.6:n tuotteistamisen aiheuttamasta kiireestä Oceanvoltilla johtuen päätettiin tehdä nostomekanismista yleiset toimintaperiaatteelliset piirustukset ja laskea niiden mukaiset rakenteisiin kohdistuvat rasitukset sekä toimilaitteilta (/toimilaitteelta) vaaditut voimat. Tämän työn tarkoituksena on tarjota selkeä ja hyvä pohja, jonka avulla on helppoa jatkaa nostomekanismin lopullista suunnittelua, kun aika on siihen kypsä.

2 Rajaus

Kyseistä työtä oli tekemässä useampikin henkilö, mutta työn edetessä nostomekanismista muodostui tämän insinööriyön tekijän vastuualue muutamien mekanismiratkaisujen myötä, joista yhdestä muodostui lopullinen ratkaisu. Näin ollen kaikki tässä työssä esitellyt menetelmät ja tulokset, ellei erikseen mainittu, ovat työn tekijän käsialaa.

Näistä syistä työ on rajattu koskemaan vain ja ainoastaan vetolaittekokonaisuuden nostomekanismia, sen suunnittelun vaiheita sekä siihen kohdistuvien rasitusten selvitystä.

3 Lähtötilanne

Oceanvoltilta saatujen tietojen mukaan heidän käyttämänsä kestopagneetilla varustettu sähkömoottori voidaan moottorin ohjauksen avulla asemoida erittäin tarkasti, joten vetolaitteessa käytettävä kaksilapainen potkuri voidaan asettaa tarkasti pystyasentoon ennen vetolaitteen nostamista rungon sisään. Näin voidaan minimoida operaation vaatima tila, sekä rungossa olevan reiän koko.

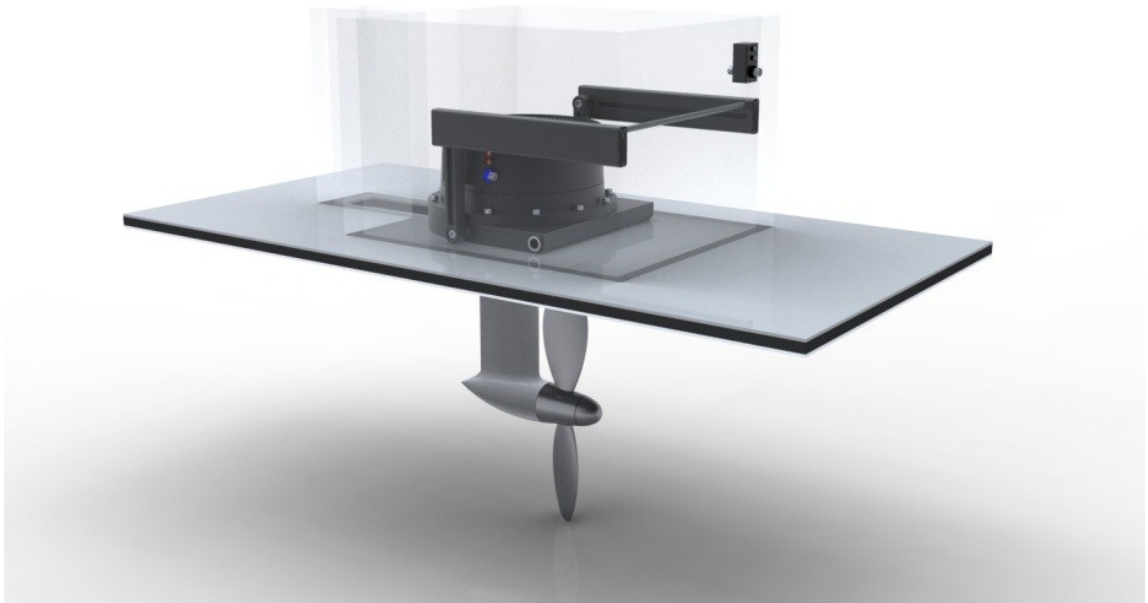
Potkurin vaatima tila ei millään tavalla vaikuta nostomekanismiin tai sen suunnitteluun, joten potkurista riittää valmistajalta saadut tiedot sen työntövoimista sekä vastusvoimasta, eikä sen asentoon tarvitse kiinnittää huomiota.

Rungon sisään nostettavassa vetolaitteessa käytetään kiinteälapaista potkuria taittolapaisen sijaan, sillä potkurin aiheuttama vastus poistetaan nostamalla potkuri pois vedestä. Taittolapainen potkuri taittuu nimensä mukaisesti kokoon veneen liikkeessä kun sitä ei käytetä (*kuvion 2* mukainen tilanne). Taittolapaisella saavutettava hyöty poistuu kun se nostetaan rungon sisään, joten ei olisi tarkoituksenmukaista käyttää sellaista tässä sovelluksessa.

Oceanvoltilla oli olemassa kaikista teettämistään komponenteista tarkat 3D-kuvat, moottorivaihtoehdot elivät hiukan projektin edetessä ja aluksi niistä tehtiin itse äärimittojen mukaiset mallit mutta lopullisen moottorivalinnan löytyessä myös siitä saatiin tarkka 3D-malli. Mainittu moottorien eläminen on havaittavissa myös tulevista kuvioista.

3.1 Alustava luonnos ja kriteerit

Kolmannen osapuolen Oceanvoltille alustavasti hahmottelema nostomekanismin luonnos on esitetty *kuviossa 3*.



Kuvio 3. Alustava kolmannen osapuolen luonnos mekaniismista.

Kuvion 3 luonnoksessa moottori on saranoitu runkoon eräänlaisella kääntölevyllä. Kääntölevyyn on saranoitu moottorin molemmin puolin kaksi nivelsauvaa. Nivelsauvat on laakeroitu yläpäistään veneen runkoon kiinnitettyihin kiskoisiin. Kun nivelsauvoja liikutetaan kiskoja pitkin, kääntölevy kääntyy ja moottori nousee. Moottorin alasennessa nivelsauvat ovat kohtisuorassa pohjaa ja kiskoja vastaan, jolloin mekaniismi on niin sanotusti lukossa. Moottori siis pysyy paikallaan ilman ulkoista apua.

Yksi mekaniismin merkittävimmistä kriteereistä oli itselukittuvuus, jolloin toteutus ei vaadi erillisiä lukitussalpoja tai vastaavia ja rakenteesta saadaan yksinkertaisempi ja kevyempi.

Veneissä ei ole koskaan liikaa tilaa, joten toinen merkittävä kriteeri oli tilan tarve. Koko laitos tuli saada niin pieneen tilaan kuin vain mahdollista.

Koska vetolaitetekonaisuus tulee olemaan veneessä vesirajan alapuolella, voidaan olettaa sen olevan täysin veden alla ainakin ajoittain. Mekaniikan pitää siis kestää suolavettä ja vedessä olevat kaiken kokoiset irtopartikkelit eivät saa haitata tai estää mekaniikan toimintaa.

Muita merkittäviä kriteereitä oli jo mainittu yksinkertaisuus, jonka mukana tulee osittain keveys ja ennen kaikkea toimintavarmuus sekä käytön vaivattomuus tilanteesta riippumatta.

Hinnan ei katsottu olevan niin merkittävä tekijä että sen tulisi vaikuttaa toteutukseen millään tapaa, vaan ensisijaisesti pyritään korkeaan laatuun.

3.2 Resurssit

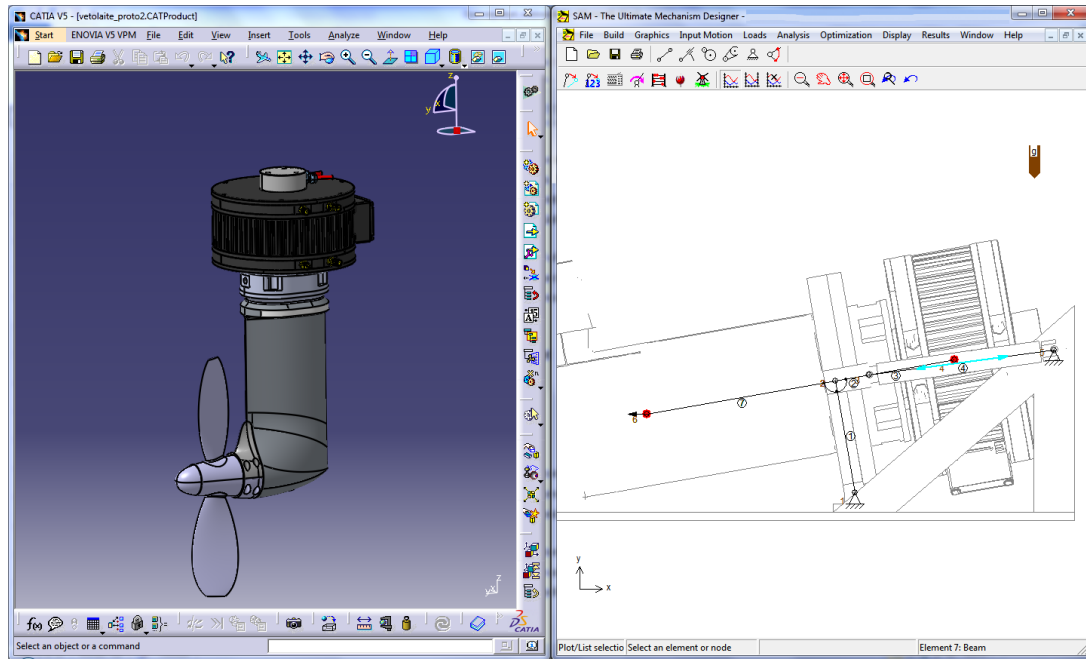
3.2.1 Aikamääreet

Ajallisesti työllä ei ollut kiire varsinaisen vetolaitetekonpanon tuotteistamisvaiheen johdosta, joten ainoa takaraja oli 31.12.2011 eli ajankohta, jolloin virallisesti sekä iBoats- että ePropulsion-projektit päättyvät.

Työtä tehtiinkin muiden projektitöiden ohella aikavälillä huhtikuu 2010 – joulukuu 2011.

3.2.2 Työvälineet ja tilat

Kyseen ollessa tutkimushankkeesta voitiin työskentelyn tukena käyttää kaikkia Metropolialle lisensoituja CAD-ohjelmistoja. Näistä pääasiallisesti käytetyt ohjelmistot olivat 2D- ja 3D-mallinnukseen sekä -suunnitteluun keskittyvä Catia sekä mekaniikan simulointiin ja suunnitteluun tarkoitettu SAM (*kuvio 4*). Mekanismiin kohdistuvien rasitusten laskennassa käytettiin myös apuna Mathcad-matematiikkaohjelmistoa.



Kuvio 4. Vasemmalla Oceanvoltilta saatu 3D-malli Catiassa ja oikealla mekaniikan simulointia SAMissa.

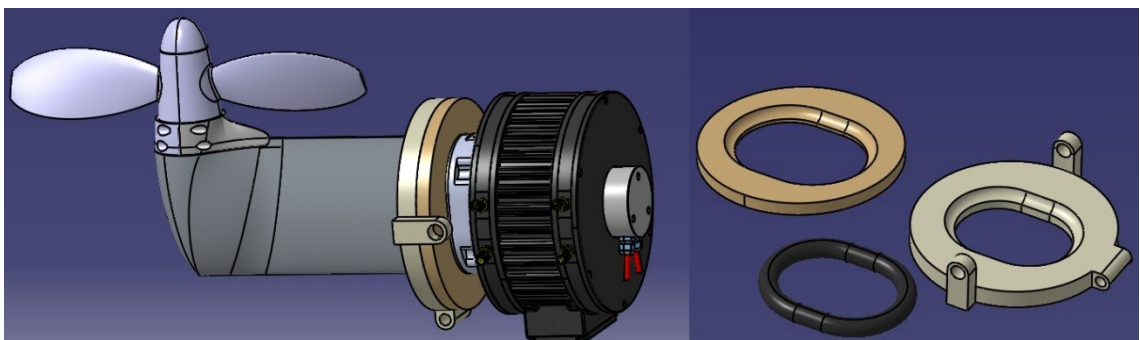
Mahdollisia prototyyppisiä ja proof of concept -malleja voitiin rakentaa Metropolian Helsingissä Kalevankadulla sijaitsevan toimipisteen Konepajatekniikan-, Hitsaustekniikan- sekä Automaatiotekniikan-laboratorioissa.

4 Suunnittelu ja sen vaiheet

4.1 Vaihe I: 3D-malli

Vetolaitetekoonpanosta ja sen yksittäisistä komponenteista saatiin Oceanvoltilta tarkat 3D-mallit, joiden pohjalta voitiin aloittaa suunnittelu Catiassa. Kokoonpanon lisäksi piti suunnitella kiinnitys, jonka varassa vetolaite liikkuu runkoon nähden.

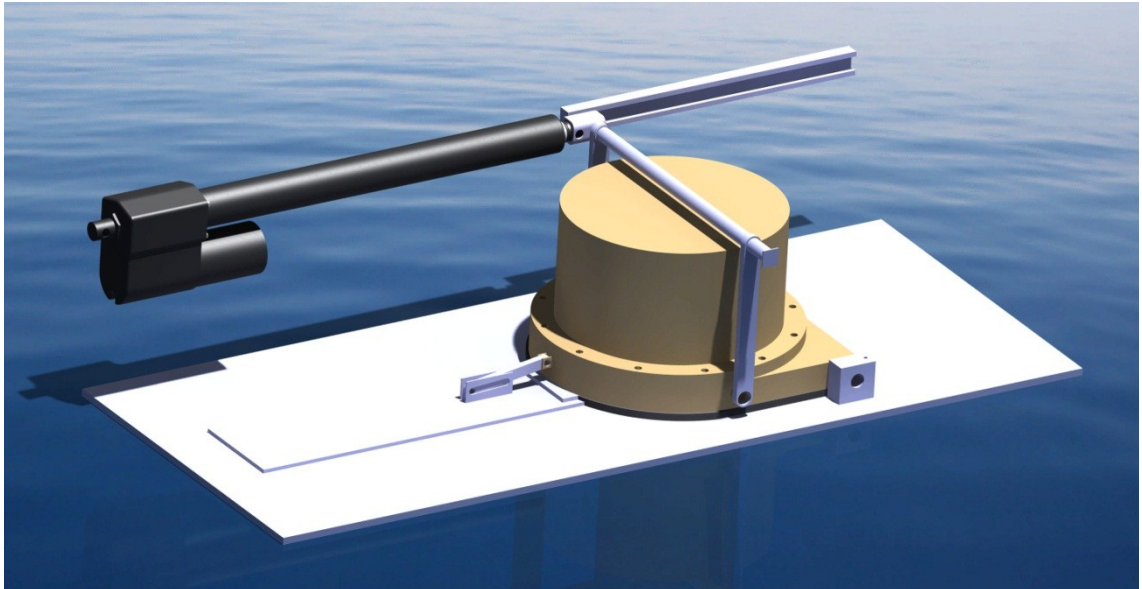
Päädettiin tekemään kiinteää asennusta muistuttava kääntölevy, jolloin itse vetolaitetekoonpanoa ei tarvitse muuttaa millään tapaa (kuvio 5).



Kuvio 5. Kääntölevy.

Kääntölevyn lisäksi mallinnettiin veneen pohjan roolia näyttelevä levy, sekä ensimmäisessä luonnoksessa olevat kiskot ja nivelsauvat.

Kuviossa 6 ensimmäinen versio kääntölevystä, kiskosysteemistä (toinen kisko piilotettu kuvasta) ja aukon sulkevasta levystä. Kuviossa mallailtu myös Thomsonin karamoottoria kokoonpanoon. Toimintaperiaate on edelleen kolmannen osapuolen tekemän alustavan luonnoksen mukainen ja mekanismia liikuttaa karamoottorista ulostyöntävä sauva.



Kuvio 6. Ensimmäisiä luonnoksia.

Kun ensimmäinen luonnos oli saatu valmiiksi, ryhdyttiin kartoittamaan mahdollisia toimilaitteita kokoonpanolle.

4.2 Vaihe II: Toimilaiteselvitys

Ensimmäiseksi päätettiin kartoittaa toimilaitteivaihtoehtoja, joita voitaisiin käyttää alustavan luonnoksen mukaisessa kisko-konstruktiossa. Koska kyseinen rakenne on itselukittuva, ei toimilaitteelta vaadittu kyseistä ominaisuutta.

Tässä vaiheessa todettiin kaksi vaihtoehtoa järkeviksi (*kuvio 7*); joko pneumaattinen, eli paineilmalla toimiva sylinteri tai sähköinen karamoottori (suora työntöliike sähkömoottorin ja hammas-/ruuvivälityksen kautta). Hydraulisia toimilaitteita ei pidetty vaihtoehtona öljyvuoto-riskin takia.



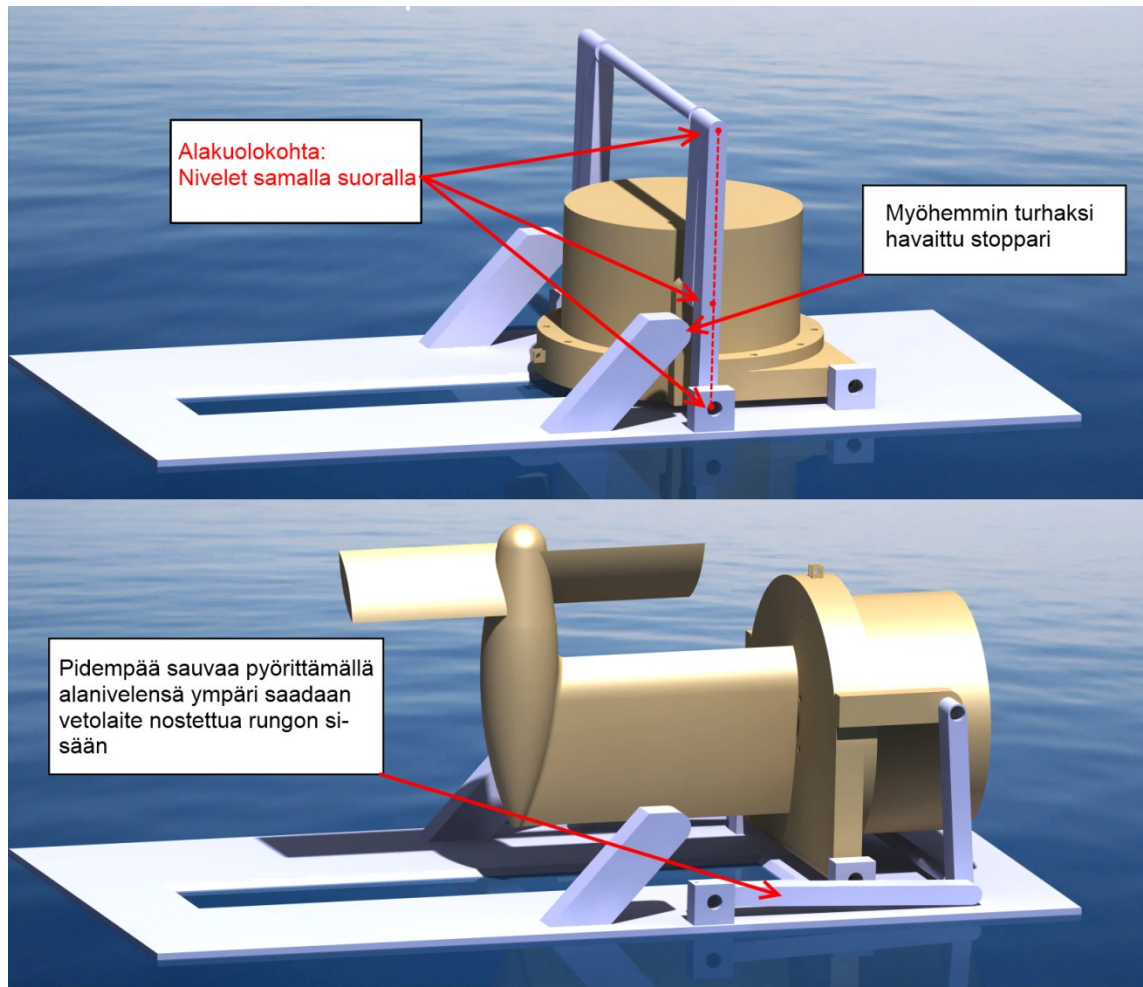
Kuvio 7. Vasemmalla Feston pneumaattinen sylinteri [1] ja oikealla Thomsonin karamoottori [2].

Myöhemmin tutkittiin myös pneumaattisten lihasten käyttöä, mutta niissä sekä pituus-kokoonpuristuvuus-suhde että tilantarve osoittautuivat merkitseviksi heikkouksiksi. Pneumaattiset ja hydrauliset lihakset ovat elastisia eräänlaisia päistään kiinnitettyjä sukkia, jotka paineistettaessa toimivat samoin kuin lihaskudos supistuessaan, halkaisija kasvaa ja pituus pienenee.

4.3 Vaihe III: Liukupintojen eliminointi nivelsauvoilla

Kiskoratkaisua tarkemmin tutkittaessa huomattiin sen olevan valitettavan herkkä luonnonvesissä esiintyville epäpuhtauksille eli irtolialle ja roskille. Varsinkin kun ei ole käyttäjätajavälistä olla joka reissulla puhdistamassa mekanismia, jotta se olisi toiminta varma, päätettiin kiskoille etsiä vaihtoehtoisia ratkaisuja. Kolmannelta osapuolelta saatiin vihiä, että lentokoneiden laskutelineissä on käytetty niiden alkuajoista lähtien itsekukittuvia nivelsauvamekanismeja.

LEGO Technic -rakennuspalikoiden avulla ryhdyttiin kokeilemaan erilaisia nivelsauva-ratkaisuja ja hakemaan itselukittuvuutta. Ideoita haettiin myös internetin hakukoneiden ja videopalvelujen kautta. Päätelemällä todettiin ja kokeilemalla varmistettiin, että yksinkertaisin nivelsauvalukkiutuvuus löytyy kahdelle sauvalle *kuvion 8* mukaisesti niiden alakuolokohdasta eli kun kaikki nivelet ovat samassa linjassa ja sauvat ovat päällekkäin. Saman konstruktion toinen lukkopiste on yläkuolokohdassa, jolloin nivelet jälleen linjassa mutta sauvat peräkkäin.



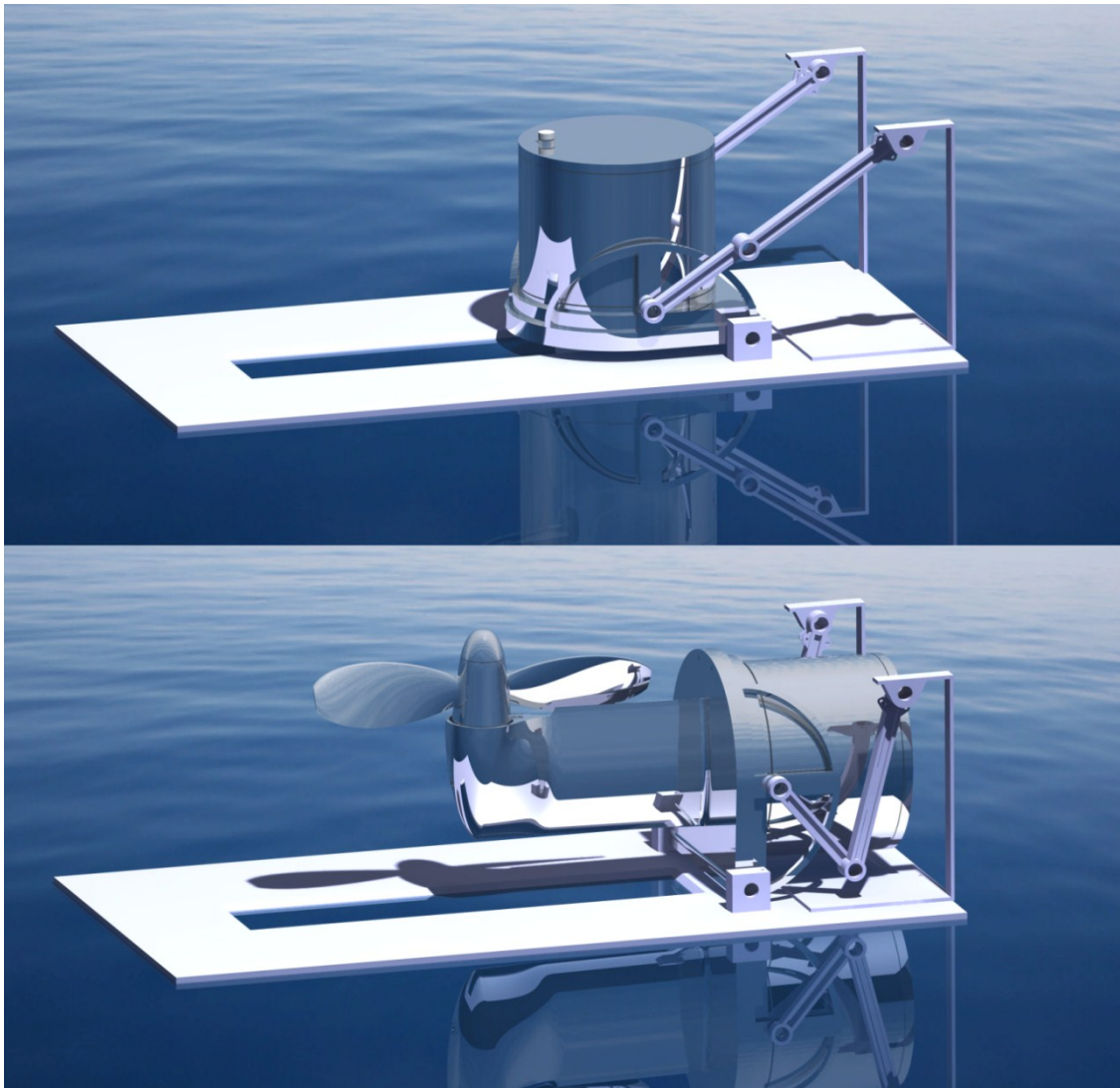
Kuvio 8. Ensimmäinen versio nivelsauvoilla toimivasta mekanismista.

Legopalikkamalli vietiin niin pitkälle, että sillä jo soviteltiin mahdollisten pneumaattisten lihasten paikkoja. Tässä vaiheessa havaittiin niiden rajoitukset ja niistä päätettiin luopua.

Tämän työn tekijä osallistui koko tämän mekanismin suunnittelun ajan myös reiän sulkemisen ongelman pohdintaan muiden sitä miettivien tahojen kanssa. Tätä ongelmaa ratkottaessa todettiin, että mekanismi on toimiva mutta toteuttaminen hankalaa. Todettiin että, luukun suunnittelu helpottuisi, jos nostomekanismin komponentit saataisiin vietyä pois pohjasta.

4.4 Vaihe IV: Kattonivel

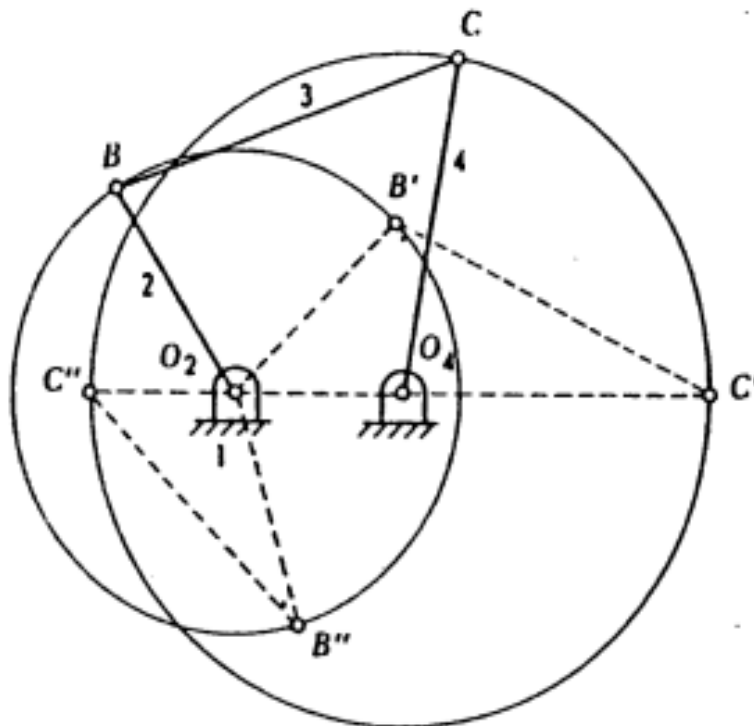
Aluksi kokeiltiin Legojen avulla siirtää pidemmän sauvan runkokiinnitys kattoon, mutta tällöin nostoliike jäi vajavaiseksi, joten se ei ollut vaihtoehto. Päätettiin tutkia yläkuolokohdan mahdollisuuksia ja pian löytyikin *kuvion 9* mukainen ratkaisu.



Kuvio 9. Yläkuolokohtanivelmekanismi, myös kiinnityslevyn muotoa hieman haettu.

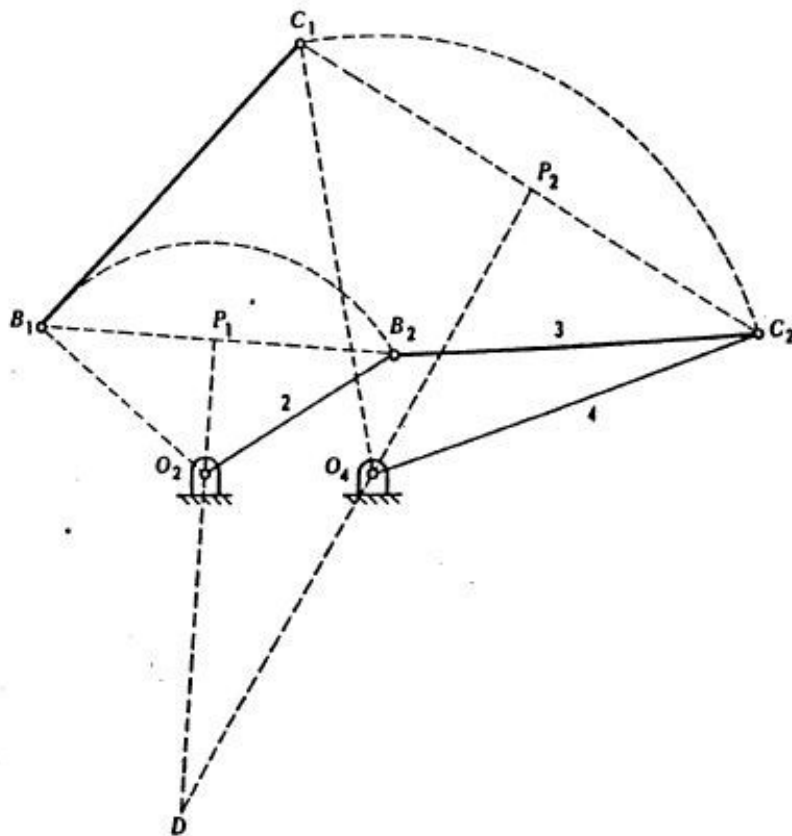
Vaikka toteutustapa löytyi kohtalaisen nopeasti, osoittautui sauvojen ja nivelpisteiden mitoitus todella työlääksi. Koska tekijän koulutus ei ollut vielä edennyt Mekanismit-opintojaksoon asti, jouduttiin mekanismin mittoja hakemaan kokeilemalla. Rakenteen mittaherkkyyttä ei voi kuvitella ennen kuin sitä on itse päässyt mitoittamaan. Lopulta kuitenkin mitat löytyivät ja päästiin tarkastelemaan yksityiskohtia ja tekemään prototyyppiä.

Myöhempien opintojen myötä selvisi, että kyseessä oli kaksoisheilurinivelnelikulmio (sekä kampi että heiluri voivat tehdä vain edestakaista liikettä voimatta kiertyä ympäri, *kuvio 10*) ja että se olisi ollut nopeasti ja helposti mitoittavissa mekanismissynteessin avulla (*kuvio 11*). Nostomekanismin kääntölevy vastaa *kuviossa 10* nivelsauvaa O_2B , runkoon kiinnitetyn nivelsauvan vastaava on O_4C ja kääntölevyn ja pidemmän nivelsauvan välinen lyhyttä sauva vastaa *kuvion 10* sauva BC .



Kuvio 10. Nivelnelikulmio [3, s. 30]

Kuvion 11 mukaisessa mekanismisynteessä piirretään ensiksi sauvalle BC (kuvio 10) sen haluttu lähtöasento ja -sijainti sekä halutut loppuasento ja -sijainti. Seuraavaksi piirretään suorat $B_1 - B_2$ ja $C_1 - C_2$. Piirrettyjen suorien keskipisteistä piirretyt normaalit kuvaavat paikkoja joihin voidaan sijoittaa nivelsauvan toisen pään saranapiste (mikä tahansa piste suoralta $P_1 - D$ ja $P_2 - D$), siten että suoran $B_1 - B_2$ normaalilla oleva saranapisteeseen tuleva nivelsauva (O_2B) on toisesta päästä kiinni pisteessä B ja suoran $C_1 - C_2$ normaalilla oleva saranapisteeseen tuleva nivelsauva (O_4C) on toisesta päästä kiinni pisteessä C (vertaa kuvat 10 ja 11).

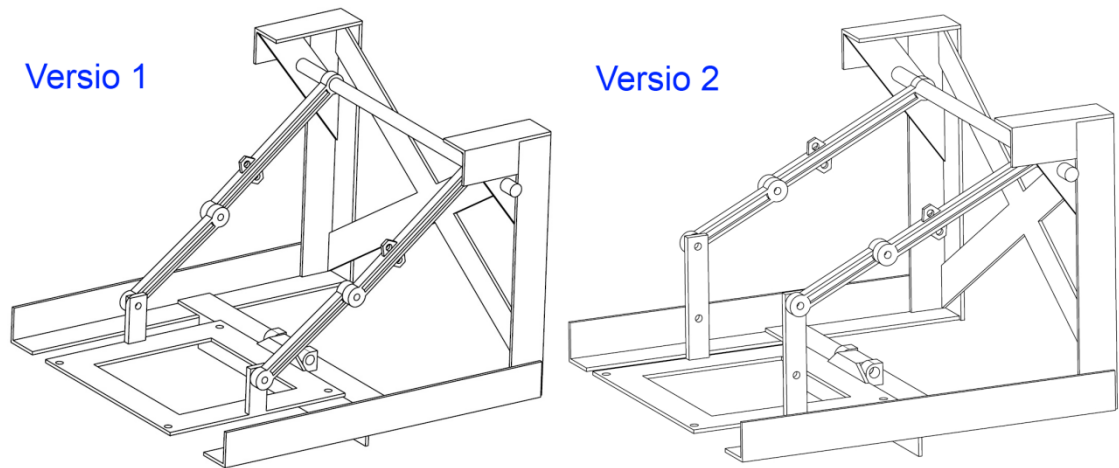


Kuvio 11. Kiertokangen kahden asennon synteesi [3, s. 38]

Mekanismisynteisillä tehtävän mitoituksen olisi pystynyt tekemään Catialla parissakymmenessä minuutissa.

4.5 Vaihe V: Prototyyppi

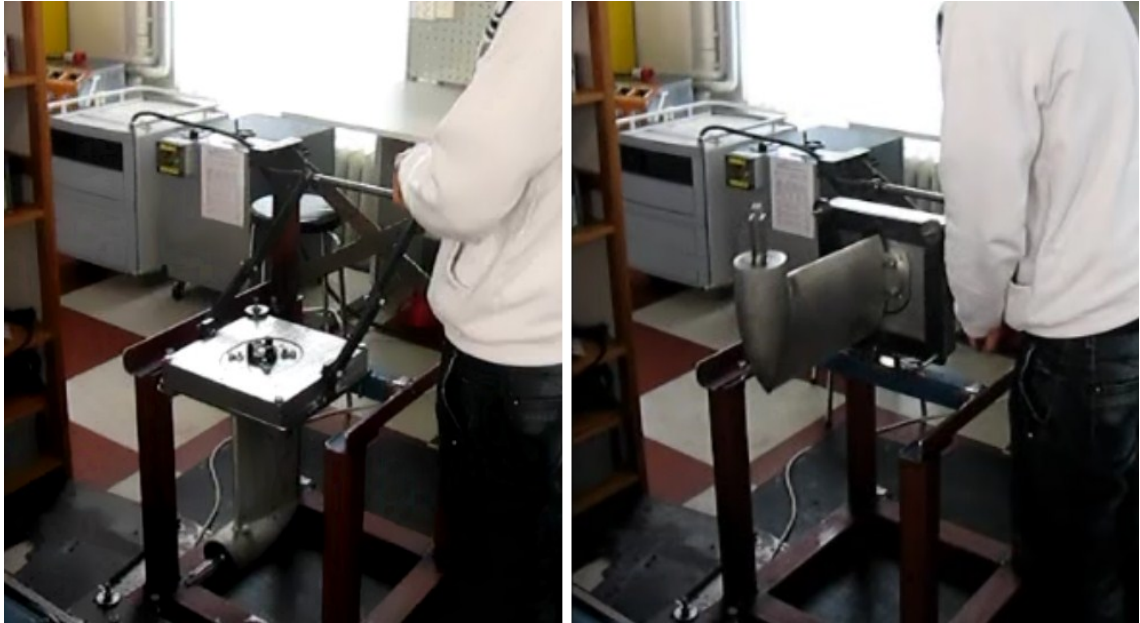
Prototyyppi päätettiin tehdä Metropolian aiemmin mainittuja resursseja hyödyntäen ja havaittiinkin Hitsaustekniikan laboratoriosta löytyvän juuri sopivia materiaaleja proton rakennukseen. *Kuviosta 12* nähdään kaikki valmistetut komponentit.



Kuvio 12. Proton piirustuskuvio

Kuviosta poiketen nivelsauvat olivat hyvin yksinkertaistetut lattarautasauvat nivelrei'illä. Kääntölevyn valmistusta ei myöskään katsottu tarpeelliseksi Oceanvoltin vetolaitteen testilaitteistosta löytyvien vetolaitteen kiinnityslevyjen ansiosta, vaan näille levyille tehtiin niin kutsuttu kehto, missä oli levyjen kiinnitystä varten reiät ja nivelille asianmukaiset kiinnityspisteet.

Rungon rakennusmateriaalina toimi 5 mm paksu kulmarauta, ja se koottiin hitsaamalla. Versio 2 rakennettiin yksinkertaisesti hitsaamalla kehtoon jatkopalat ja lisäämällä nivelsauvoihin reikiä.



Kuvio 13. Prototyyppi testattavana.

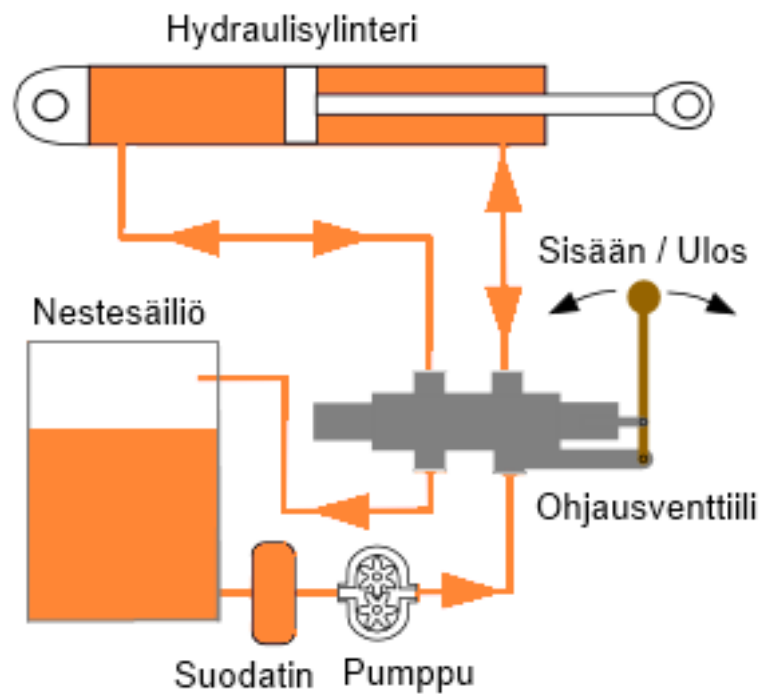
Proton mekanismia käytettiin nivelsauvoja yhdistävän akselin päähän kiinnitettyllä kammella, jonka vääntämiseen vaadittu voima yllätti. Vetolaite lähti liikkeelle alasetennastaan (ilman moottoria ja potkuria) vasta kun vaakasuoran, noin 40 cm pitkän kammien päähän lisättiin noin 80 kg puolikypsää koneinsinööriä (*kuvio 13*).

4.6 Vaihe VI: Rasitukset

Kun mekanismiin ja erityisesti nivelpisteisiin kohdistuvia rasituksia ryhdyttiin myöhemmin esitetyllä tavalla selvittämään, havaittiin niveliin kohdistuvien rasitusten kokoluokan vaihtelevan useiden kymmenien kilonewtonien alueella. Jos näiden rasitusten pohjalta olisi lähdetty mitoittamaan komponentteja, olisi niistä tullut tarpeettoman kookkaita ja mahdollisesti myös tarpeettoman raskaita.

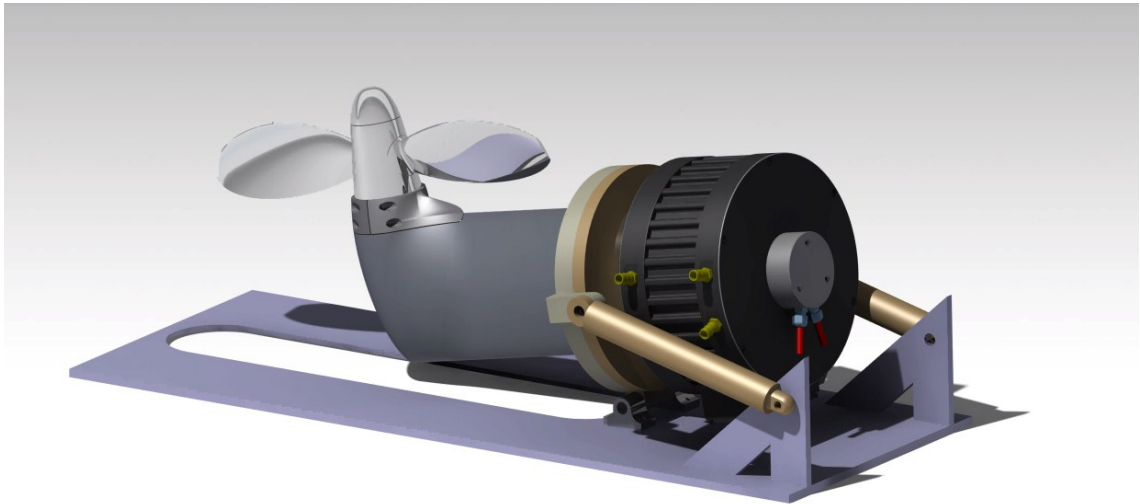
4.7 Vaihe VII: Rakenteen yksinkertaistaminen

Nivelsauvat eivät siis enää olleet niin hyvä ja suotuisa vaihtoehto kuin oli aluksi ajateltu. Sanojen itselukkiutuva ja jäykkä ympärillä tanssiessa ajatukset ajautuivat väistämättä hydraulikkaan. Hydraulisyylinteri kun on täysin jäykkä, mikäli liitokset ja/tai venttiilit eivät vuoda, ja liikahtamaton kun nesteen kulku siihen ja siitä pois estetään (kuvio 14).



Kuvio 14. Kaksitoimisen hydraulisyylinterin toimintaperiaate.

Konstruktioista poistettiin siis nivelsauvat kokonaan ja niiden tilalle laitettiin kaksi kaksitoimista hydraulisylineriä. Tässä nykyisessä ja viimeisessä versiossa (kuvio 15) mekani-
 nismista on siis kaksi toimilaitetta, mutta kuten tulevista rasituselvityksistä havaitaan, kokonaisuus toimii myös vallan hyvin yhdelläkin toimilaitteella.



Kuvio 15. Lopullinen mekani-
 nismi. Toimii myös kahden sijaan yhdellä toimilaitteella.

Tämän lopullisen mekani-
 nismien toiminta-ajatuksena siis oli, että kaksitoiminen hyd-
 raulisylineri kääntää vetolaitetta alas ja ylös portaattomasti ja mekani-
 nismi on siihen
 jatkuvasti kohdistuvasta värinästä ja vääntörasituksesta huolimatta koko ajan täysin
 jäykkä.

Toimilaitteelle taas voidaan syöttää nestettä, oli se sitten rypsiöljyä tai glykolilla höys-
 tettyä vettä, joko sähkökäyttöisellä pumpulla nappia painamalla tai käsivälinällä pyöri-
 tettävällä pumpulla. Käsikäyttöisen tapauksessa toiminta muistuttaa nykyisellään ulko-
 laitaperämootoreissa käytettävää hydraulista ohjausta, jossa ratilla pyöritetään pump-
 pua, jolloin kaksitoiminen hydraulisylineri liikkuu pyörityysuunnasta riippuen ulos tai
 sisään.

Kokonaisuutena tällainen rakenne vaatii hieman nivelratkaisua enemmän tilaa toimilait-
 teiden puolesta, mutta kyse on pituussuunnassa alle kymmenestä sentistä ja leveydes-
 sä voidaan jopa päästä kapeampaan ratkaisuun yhdellä toimilaitteella.

5 Rasiukset

Rasitusten laskemisessa käytettiin apuna Mathcad-ohjelmistoa ja tulosten oikeellisuus varmistettiin simuloimalla liikkeet ja kuormitukset SAMilla. Rasituksia laskettaessa on käytetty rakennetta, jossa on kaksi toimilaitetta. Yksi moottorin kummallakin puolella. Saadut tulokset ovat siis toimilaitteisiin yhteensä kohdistuva voima, eli tämä voima jaettuna kahdella vastaa yhdeltä toimilaitteelta vaadittua voimaa.

5.1 Alkuarvot

5.1.1 Laskentatavan valinta

Arvioitiin kohtuulliseksi liikkeen ajaksi, eli ajaksi missä vetolaite kulkee liikkeen ääripäästä toiseen, noin viisi sekuntia. Liikkeen lyhyestä matkasta ja siihen verrattain pitkähköstä ajasta johtuen liikkeellelähtö- ja pysäytyskiihtyvyyksistä johtuvien rasitusten oletettiin alustavasti olevan merkityksettömän pieniä verrattuna rasituksiin, jotka esiintyvät rakenteen ollessa paikallaan missä tahansa pisteessä liikkeen aikana. Toisin sanoen dynaamisten ja staattisten kuormitusten suhde millä tahansa ajanhetkellä liikkeen aikana oletettiin merkityksettömän pieneksi. Tämän oletuksen pohjalta valittiin käsin laskentaan yksinkertaisempi vaihtoehto; staattinen tasapainotila jokaisella ajanhetkellä.

Tasapainoyhtälön avulla saadaan suoraan toimilaitteelta vaadittu voima kullakin hetkellä, jotta kappale liikkuu haluttuun suuntaan.

5.1.2 Ulkoiset voimat

Ulkoisia voimia aiheutuu osien massoista yhdessä maan vetovoiman aiheuttaman pu-
toamiskiihtyvyyden kanssa. Newtonin II lain mukaan saadaan laskettua kunkin kom-
ponentin massan aiheuttama raskaus, voima F , kyseisen komponentin painopisteessä.

$$F = mg$$

Moottorin massa valmistajan mukaan on noin 20 kg ja sen painopiste on moottorin
keskellä. Vetolaitteen (kulmavaihte, potkuri, akselit, hammasrattaat, laakerit) massa
on arviolta noin 19 kg ja sen painopiste on arviolta 3/4 vetolaitteen koko pituudesta
mentäessä moottorista potkuriakselia kohti.

Rasitukset lasketaan tilanteessa, jossa vene liikkuu kahdeksan solmun nopeudella
eteenpäin ja vetolaite lasketaan tästä vauhdista potkuri lukittuna veteen. Oceanvoltilta
saatujen tietojen perusteella (*liite 1: Mathcad-laskut, sivu 1*) veden vastus arvioitiin
vetolaitteen ollessa ala-asennossaan 533 N.

Kappaleen muodosta ja massasta johtuen veden aiheuttaman nosteen arvioidaan ole-
van vähäpätöisen pieni ja se on jätetty huomioimatta laskuissa.

5.2 Mathcad-laskenta

Kaikki tarkat yksityiskohdat ja laskutoimitukset on kokonaisuudessaan esitetty *liitteessä
1: Mathcad-laskut*. Seuraavana on esitelty laskumenetelmät ja käytetyt arvot pääpiir-
teittäin.

5.2.1 Rakenteen asema ajan funktiona

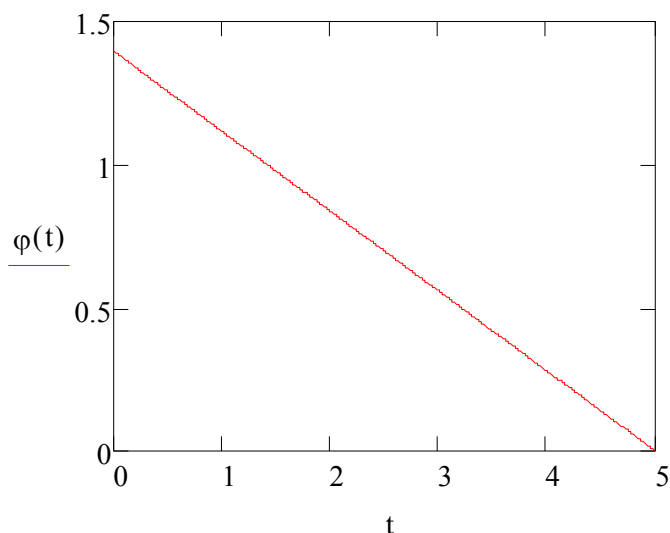
Jotta voitaisiin tarkastella jouhevasti rasituksia millä tahansa ajan hetkellä, pitää tietää jokaisen rakenteeseen vaikuttavan voiman vaikutuspisteen sijainti jokaisella ajanhetkellä.

Rakenteen 3D-mallista on helposti mitattavissa kääntölevyn ja veneen pohjan välinen kulma vetolaitteen ylä- ja ala-asennoissa. Samoin voidaan mitata kääntölevyn saranan keskipisteestä suorat etäisyydet jokaisen ulkoisen voiman vaikutuspisteeseen sekä näiden suorien (oikeammin vektorien) sekä veneen pohjan väliset kulmat.

Kun tiedetään näiden avulla, montako astetta tai radiaania kääntölevy kääntyy liikkeen aikana, viidessä sekunnissa, voidaan laskea kääntölevyn kulmanopeus. Kulmanopeuden avulla taas voidaan laskea kääntölevyn tarkka kulma millä tahansa ajan hetkellä valitulla alueella 0 – 5 s seuraavilla kaavoilla.

$$\omega = \frac{\theta}{t} \quad \varphi(t) = \omega * t$$

Missä ω on kääntölevyn kulmanopeus, θ on kääntölevyn ääriasentojen välinen kulmaero, t on aika, jossa kääntölevy kääntyy θ :n ilmaiseman määrän radiaaneja ja $\varphi(t)$ on kääntölevyn ja pohjan välinen kulma ajan hetkellä t .



Kuvio 16. Kääntölevyn ja pohjan välinen kulma radiaaneina (π rad = 180° , $\pi = 3.14\dots$) jokaisella ajanhetkellä t välillä 0 s – 5 s.

Kun kääntölevyn kulma tiedetään jokaisella ajanhetkellä (*kuvio 16*), voidaan sen avulla trigonometriaan perustuen myös lausua jokaisen vektorin kulma kaikilla ajan hetkillä t .

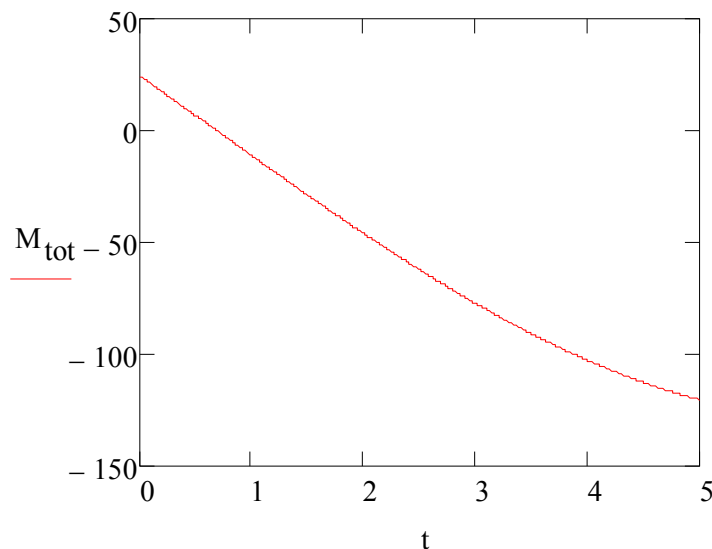
Mathcadilla laskettaessa voitiin varmistua jokaisen laskun oikeellisuudesta vertaamalla saatuja kulmien arvoja 3D-mallista mitattuihin.

5.2.2 Ulkoisten voimien vaikutukset

Ensiksi selvitettiin ulkoisten voimien kääntölevyn saranapisteeseen aiheuttamat vääntövaikutukset eli momentit. Vaikutuspisteiden sijainnit olivat tiedossa, joten trigonometri-an ja momentin lausekkeen avulla saatiin jokaisen kappaleen massan saranapisteeseen aiheuttama momentti laskettua.

$$M = r * F$$

Missä M on momentti, F on ulkoinen voima ja r on voimavektorin F kohtisuora etäisyys momentin vaikutuspisteestä. Lopuksi laskettiin momenttiumma eli kuinka suuren momentin ulkoiset voimat yhteensä aiheuttavat kääntölevyn saranapisteeseen.

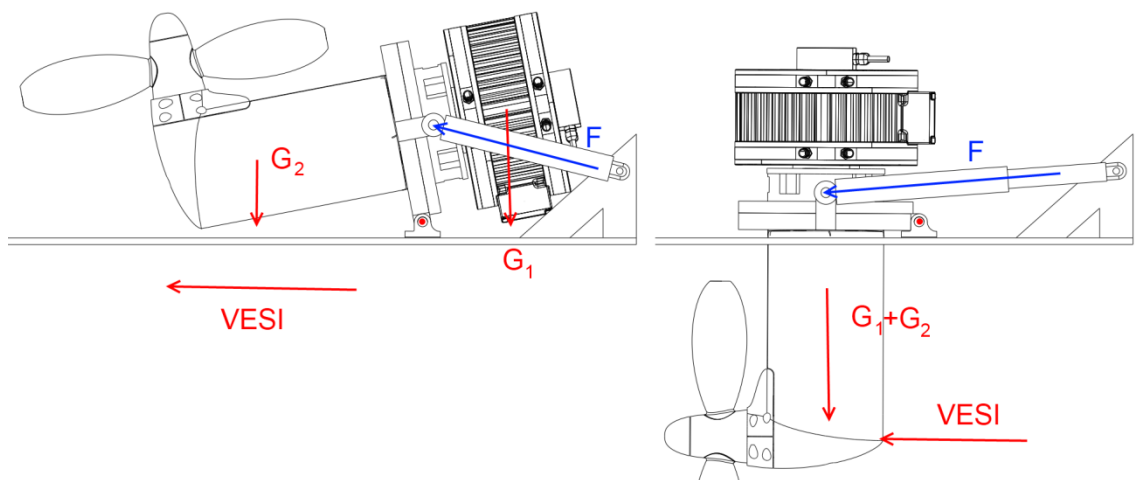


Kuvio 17. Kääntölevyn saranapisteeseen kohdistuva kokonaismomentti kaikilla ajanhetkillä 0 s – 5 s.

Jos verrataan momentin kuvaajaa (*kuvio 17*) mielikuvaan siitä, kun vetolaite lasketaan veteen, voidaan olettaa momentin kasvavan juuri kuvaajan kuvaamalla tavalla ja todeta laskujen tähänastinen oikeellisuus.

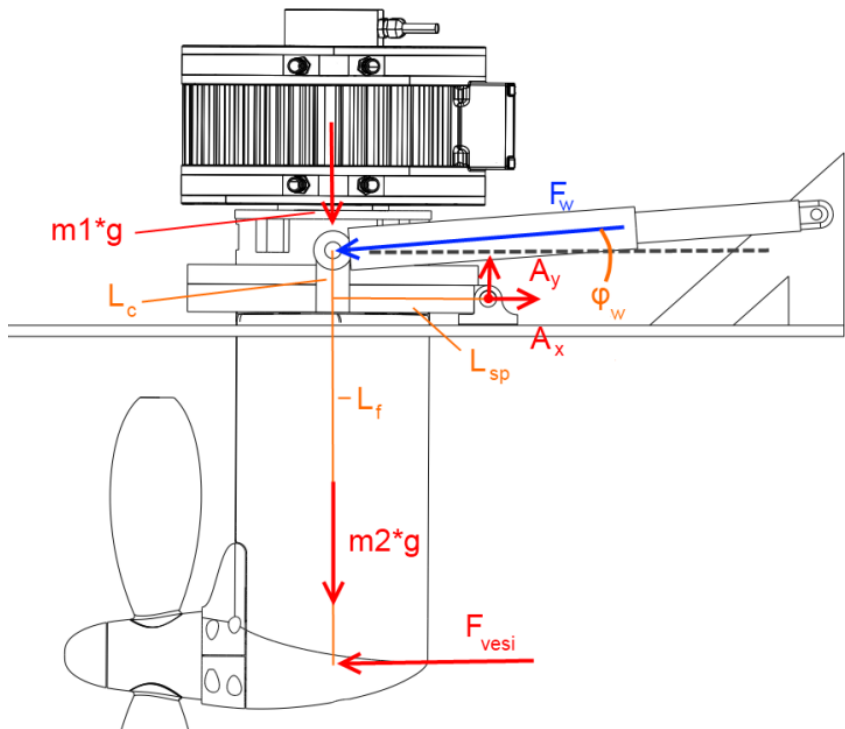
5.2.3 Toimilaitteelta vaadittava voima

Kun tutkittiin momenttikäyrää ja verrattiin sitä toimilaitteen vaikutuspisteen sijaintiin saranaan nähden, voitiin päätellä toimilaitteelta vaadittavan voiman lähestyvän maksimiarvoaan, kun momentti lähestyy maksimiaan (*kuvio 18*).



Kuvio 18. Voimien vaikutuspisteet ääriasennoissa.

Laskutoimituksen vaatima tasapainoyhtälö saatiin helposti *kuvion 19* mukaisen vapaa-kappalekuvan avulla.



Kuvio 19. Vapaakappalekuva vetolaitteen ala-asennossa.

Vapaakappalekuvan pohjalta tehtiin voimatasapainoyhtälöt ja niistä saatiin ratkaistuksi sekä toimilaitteelta vähintään vaadittava voima että tukireaktiot saranapisteessä.

5.2.4 Toimilaitteen voima vetolaitteen laskussa

Vetolaitteen laskussa kokonaismomentti, mikä toimilaitteen tulee kumota, koostuu osien massasta ja veden vastuksesta. Kuten todettu, tämä momentti saavuttaa suurimman arvonsa vetolaitteen ollessa ala-asennossa.

Itseisarvoltaan suurin voima laskussa oli noin **2 200 N**, mikä tuntuu täysin järkevältä.

5.2.5 Toimilaitteen voima vetolaitteen nostossa

Vetolaitetta nostettaessa vauhdissa virtaavan veden rakenteeseen kohdistama voima pyrkii nostamaan vetolaitetta rungon sisään, joten nostotapausta tuli tarkastella tilanteessa, jossa vene on paikallaan. Tällöin toimilaitteelta vaaditaan eniten voimaa vetolaitteen nostamiseen.

Kokonaismomenttien summa ilman toimilaitetta koostui siis ainoastaan komponenttien massojen aiheuttamista momenteista.

Itseisarvoltaan suurin voima nostossa oli noin **1 000 N**, mikä tuntuu myös täysin järkevältä.

5.2.6 Kääntölevyn saranapisteen rasitukset

Koska toimilaitteelle lasketut voimat saavuttavat itseisarvoiltaan suurimmat arvot vetolaitteen ollessa ala-asennossaan, tarkasteltiin kääntölevyn saranapisteeseen kohdistuvia tukivoimia myös ala-asennossa.

Kääntölevyn saranapisteeseen kohdistuvat voimat voitiin laskea *kuvion 19* mukaisen vapaakappalekuvan pohjalta muodostetuilla tasapainoyhtälöillä.

Saranapisteen tukivoimien resultantiksi saatiin noin **2 800 N**. Tämä on kuitenkin saranapisteeseen kohdistuva voima hetkellä, jolloin moottori saavuttaa ala-asentonsa ja potkuri on vielä lukittu paikalleen.

5.2.7 Rakenteen rasitukset käytön aikana

Koska mekanismin osat pysyvät paikallaan ajettaessa eteen tai taaksepäin, voitiin rakenteeseen käytön aikana kohdistuvia rasituksia myös laskea staattisella mallilla. Laskeissa ei otettu huomioon sitä, että todellisuudessa vetolaitte osuu tietyiltä osin runkoon ja rasitukset jakautuvat hieman sitä kautta pois mekanismilta. Nyt mekanismi siis otti vastaan kaikki rasitukset. Näin laskettaessa itse mekanismi ei ole ainakaan alimitoitettu.

Oceanvoltilta saatujen tietojen mukaan vetolaitteessa käytettävä potkuri pystyy tuottamaan peruuttamiseen tarvittavaa työntövoimaa noin 3 000 N, mikä vastaa 70 - 80 prosenttia sen maksimityöntövoimasta eteenpäin.

Taaksepäin suuntautuvassa liikkeessä laskettiin arvoilla, jotka vastaavat tilannetta, kun potkuria pyöritetään täydellä teholla taaksepäin samalla, kun vene liikkuu kahdeksaa solmua eteenpäin. Näin ollen summattiin siis veden vastusvoima sekä potkurin maksimityöntövoima peruutuksessa. Toimilaitteeseen kohdistuvaksi voimaksi saatiin noin **20 kN** ja saranapisteeseen kohdistuvaksi voimaksi noin **24 kN**. Tarkemmat arvot löytyvät *taulukosta 1*.

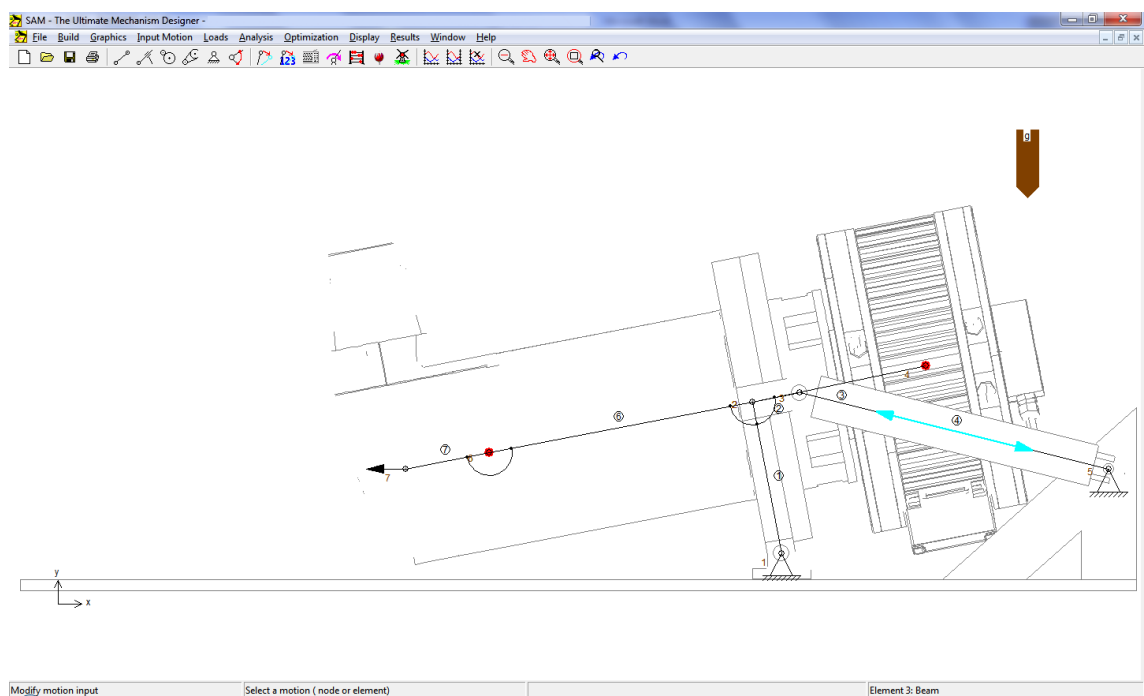
Eteenpäin suuntautuvassa liikkeessä potkurin työntövoima kohdistuu sen sijaan päinvastaiseen suuntaan kuin veden vastus, joten veden vastus vähennettiin potkurin maksimityöntövoimasta eteenpäin. Toimilaitteeseen kohdistuvaksi voimaksi saatiin noin **20 kN** ja saranapisteeseen kohdistuvaksi voimaksi noin **22 kN**. Tarkemmat arvot löytyvät *taulukosta 1* sivu 30.

5.3 Tulosten verifionti

Tulosten verifiointissa eli niiden oikeellisuuden tarkistamisessa käytettiin mekanismien suunnitteluun ja simulointiin tarkoitettua SAM-tietokoneohjelmaa.

5.3.1 Tiedonsiirto ja mekanismin malli

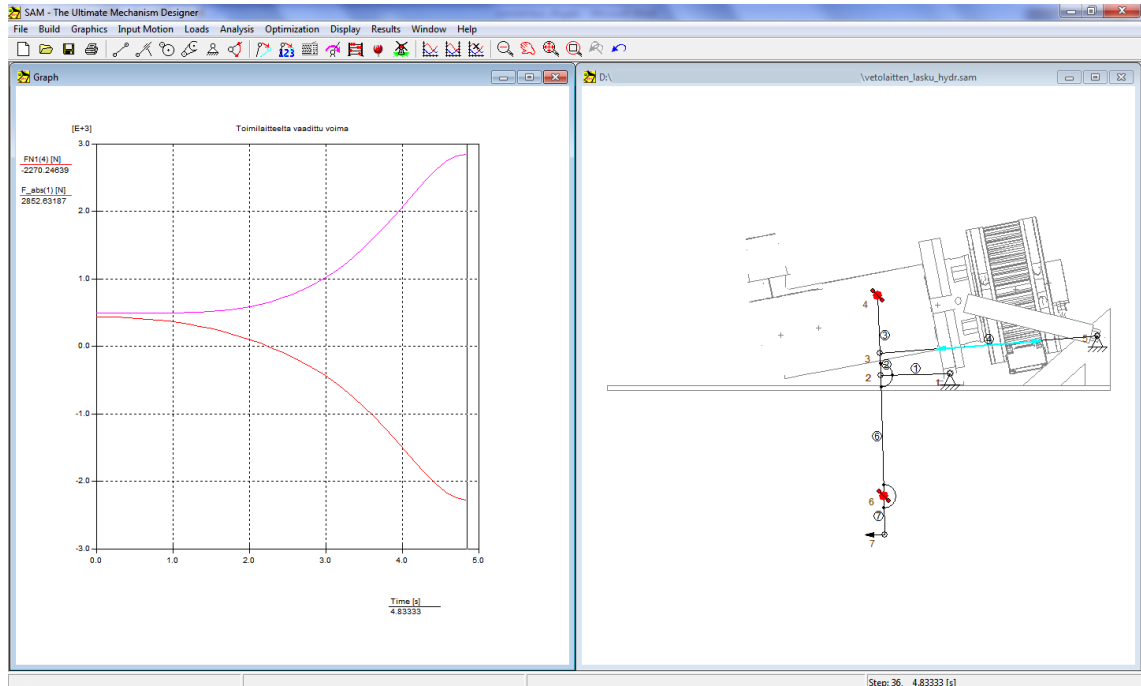
Ensin 3D-mallista tehtiin sivusta kuvattu työpiirustus ja se tallennettiin DXF-muodossa. Tallennettu DXF-tiedosto avattiin SAMilla ja ohjelman tunnistessa piirustuksen viivat, oli mekanismin simulointi ohjelman nivelsauva-työkalulla helppoa (kuvio 20).



Kuvio 20. Mekanismi mallinnettuna SAM-ohjelmalla.

Ohjelmassa rakennettiin ensin yksinkertaistettu versio mekanismin rakenteesta, sitten siihen lisättiin jäykkien nivelten kiinnitykset, osien massat ja hitausmomentit niiden painopisteisiin, maan vetovoiman aiheuttama putoamiskiihtyvyys, sekä toimilaitteen liikkeet ja kiihtyvyydet.

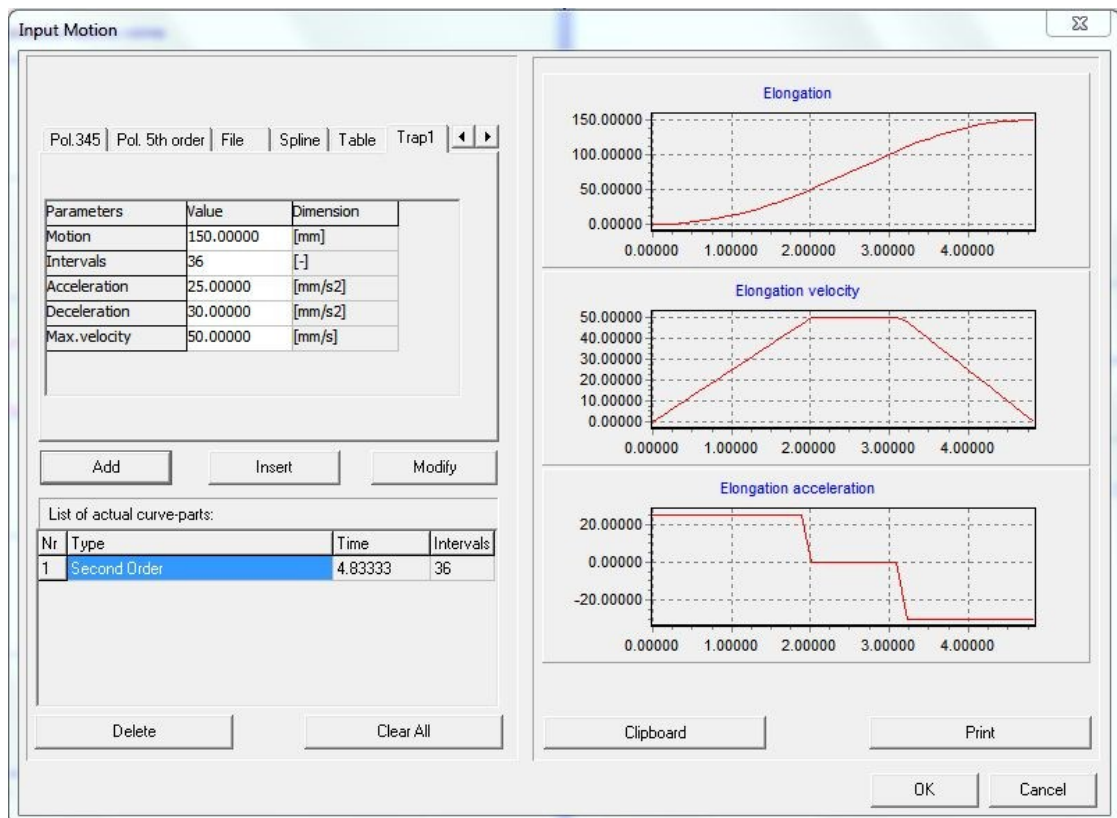
SAMia käytettäessä ei voitu tarkkaan määrittää, millä ajanhetkellä vetolaite ja potkuri osuvat veteen, joten vettä kuvaava voima määriteltiin läsnä olevaksi heti liikkeen alusta. Tästä johtuvat *kuviossa 21* olevan punaisen, toimilaitteen voimaa kuvaavan, kuvaajan suurehkot arvot välillä 0 s – 2 s. Todellisuudessa arvon pitäisi olla lähes nolla, kunnes vetolaite osuu veteen.



Kuvio 21. Voimat ala-asennossa. Lila/pinkki kuvaaja on saranan tukivoima ja punainen kuvaaja on toimilaitteelta vaadittu voima.

Toisin kuin Mathcadilla käsin laskettaessa, nyt voitiin simuloida tilannetta dynaamisesti, eli laskentaan voitiin tuoda mukaan kiihtyvyyksistä aiheutuvat voimat ja osien hitausmomentit.

Kuviosta 22 selviää SAM-ohjelmaan syötetyt toimilaitteen toimintaa kuvaavat tiedot, missä "Motion" on iskun pituus, "Intervals" kertoo kuinka monta laskentapistettä iskun aikana on, "Acceleration" on toimilaitteen iskun liikkeellelähtökiiihtyvyyys, "Deceleration" on iskun hidastuvuus liikkeen lopussa, "Max. velocity" on iskun maksiminopeus. *Kuviossa 22* olevat kuvaajat kuvaavat iskun etenemistä (Elongation), iskun nopeutta (Elongation velocity) sekä iskun kiihtyvyyttä ja hidastuvuutta (Elongation acceleration) aikavälillä 0 s - 5 s.



Kuvio 22. Ohjelmaan syötetyt toimilaitteen toimintaa kuvaavat parametrit.

Simuloitu data vietiin ohjelmasta Excel-taulukkoon, josta nähtiin *kuvion 19* mukaisten voimien arvot kolmellakymmenelläkuudella eri ajanhetkellä välillä 0 s - 4,833 s. Kaikki arvot ovat luettavissa *liitteestä 2: SAMista tuodut voimien arvot*.

5.3.2 Tulosten vertailu

Molemmilla ohjelmilla saadut tulokset sekä niiden erot kirjattiin *taulukkoon 1* tulosten vertailun helpottamiseksi. Koska SAM on tarkoitettu mekanismien simulointiin ja suunnitteluun, sillä ei voitu tehdä staattisia analyysyjä. Näin ollen voimia peruutuksessa ja eteenpäin ajossa jouduttiin simuloimaan edelleen koko liikkeen matkalta muuttamalla ainoastaan potkuriakselin päähän kohdistuvan voiman suuruutta ja suuntaa tilanteen mukaan. Voimien arvot oli aikaisemmin laskettu Mathcadilla.

Taulukko 1. Mathcadilla ja SAMilla saatujen tulosten vertailutaulukko

| | Mathcad | SAM | ero |
|--|-----------------|-----------------|----------------|
| F_{\max} toimilaite laskuliike | 2 202 N | 2 270 N | 68 N |
| F_{\max} sarana laskuliike | 2 783 N | 2 853 N | 70 N |
| F_{\max} toimilaite peruutus | 20 187 N | 21 091 N | 904 N |
| F_{\max} sarana peruutus | 23 739 N | 24 643 N | 904 N |
| F_{\max} toimilaite eteenpäin ajettaessa | 20 187 N | 21 255 N | 1 068 N |
| F_{\max} sarana eteenpäin ajettaessa | 21 525 N | 24 439 N | 2 914 N |

Tuloksista havaittavat eroavaisuudet johtuvat juurikin rakenteeseen kohdistuvista kiihtyvyyksistä ja hidastuvuuksista sen lähtiessä liikkeelle ja tullessa liikkeensä loppuun, sekä aiemmin mainitusta peruutuksen ja eteenpäin ajon hieman sovelletusta simulointitavasta SAMissa. Kuten *taulukosta 1* havaitaan, kiihtyvyyksien, massahitausmomenttien sekä laskentatavan merkitykset kasvavat hitaissakin liikkeissä voimien kasvaessa.

5.3.3 Johtopäätelmät

Tulosvertailun perusteella voitiin todeta oikeaksi alkuperäinen olettamus staattisella ja dynaamisella laskentatavoilla saatavien tulosten marginaalisesta eroavaisuudesta. Tämän johtopäätelmään nojaten ei katsottu tarpeelliseksi enää varmistaa Mathcadilla laskettua tulosta vetolaitteen nostamiseen tarvittavasta voimasta SAMilla.

6 Yhteenveto

Saatujen tulosten valossa voitiin todeta mekanismin toimintaperiaatteen suunnittelun onnistuneen mallikkaasti. Toimilaitteilta vaadittavat voimat ovat hydraulisylintereistä puhuttaessa melko pieniä (voidaan saavuttaa alle 60 mm halkaisijaltaan olevalla hydraulisylinterillä alle 200 barin paineella), joten niiden ei tarvitse olla kookkaita eikä raskaita.

Rakenteisiin kohdistuvat rasitukset ovat myös kevyemmästä päästä, joten nekin täyttävät kriteerit pieneen tilaan mahtuvina ja kevyinä. Tämä voidaan varmistaa nopealla laskulla. Leikkausjännityksen kaava on:

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

Missä τ on leikkausjännitys, F on leikkausvoima ja A on leikkausvoimaa kohtisuorassa oleva poikkipinta-ala (tässä esimerkissä kääntölevyn saranan akselin poikkileikkausala katsottaessa akselia sen päädystä). Suurin sallittu leikkausjännitys on myötöraja jaettu neliöjuuri kolmella. Jos käytettäisiin vaikka S355-rakenneterästä, jonka myötöraja on 355 MPa, sallittu leikkausjännitys olisi noin 205 MPa. Käytetään myös *taulukosta 1* löytyvää suurinta voimaa, 24 439 N, voiman F arvona ja järjestetään kaava uudestaan:

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

Toisaalta taas ympyrän (akselin poikkileikkauksen) pinta-alan kaava voidaan sijoittaa yllä olevaan kaavaan, jolloin saadaan seuraavanlainen lauseke:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \rightarrow \quad d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \tau}}$$

Missä d on akselin halkaisija. Tällä kaavalla saadaan akselin halkaisijaksi noin **12,5 mm**. Tämä arvo on rakenneteräkselle, joka ei kestä vaadittuja olosuhteita. Käytettäessä olosuhdekriteerit täyttävää materiaalia (muun muassa haponkestävällä teräksellä on suurempi myötöraja), voidaan käyttää vielä ohuempaa akselia.

Kuten aina mitä tahansa mitoittaessa, tulee tätäkin rakennetta mitoittaessa käyttää ehdottomasti varmuuskerrointa, millä kerrotaan kaikki saadut arvot. Esimerkiksi jos varmuuskerroin olisi 2 (voisi olla myös vaikka 1,3), akselin paksuudeksi saataisiin 25 mm. Koska vedenalaisista virtauksista ja vaihtelevista tuuliolosuhteista sekä mahdollisesti potkurin pyörimisestä aiheutuu rakenteisiin satunnaisia värähtelyjä, suositeltavaa olisi selvittää, mitä varmuuskerrointa yleensä käytetään veneiden suunnittelussa ja käyttää samaa kerrointa mekanismin mitoituksessa.

Mekanismi itse on perusajatukseltaan hyvin yksinkertainen; liikkuvia osia on vain muutama ja rakenteesta voidaan tehdä helposti ja edullisesti, laadusta tinkimättä, niin sanotusti idioottivarma.

Kuten jo aikaisemmin mainittu, kyseiset tulokset on laskettu rakenteelle, jossa on kaksi toimilaitetta. Samat voimat pätevät myös käytettäessä yhtä toimilaitetta, mutta niiden lisäksi saranapisteeseen kohdistuu myös vääntävä voima, mikä tulee selvittää ja huomioida rakennetta mitoittaessa.

Kokonaisuudessaan työ oli erittäin onnistunut ja asiakas oli tyytyväinen.

Suunnittelua voisi jatkaa selvittämällä eri materiaalivaihtoehtoja mekanismin komponenteille ja tehdä näin vertailua mikä, materiaali ja työstötapa olisi paras mahdollinen huomioiden siihen kohdistuvat rasitukset kaikissa tilanteissa.

Prototyyppi olisi myös hyvä valmistaa (vaikkapa siitä haponkestävästä teräksestä), koska sillä pystytään varmistumaan konseptin toimivuudesta ja houkuttelemaan sijoittajia. Samaan protoon voisi yhdistää myös tämän työn rajaukseen kuulumattoman luukusysteemin.

Sopivan materiaalin löytyttyä olisi hyvä miettiä moottorin kääntölevyn toteutusta ja sen yhteensopivuutta veneen rungon kanssa. Samoin voisi runkoon tuleville nivelpisteille kehittää jonkinlaisen yhdistävän tukirakenteen, jolloin veneen runkoa ei tarvitse vahvistaa nivelien kohdalta niin paljon. Tässäkin kyse on siitä, mikä on kannattavin ratkaisu painon ja toiminnallisuuden kannalta.

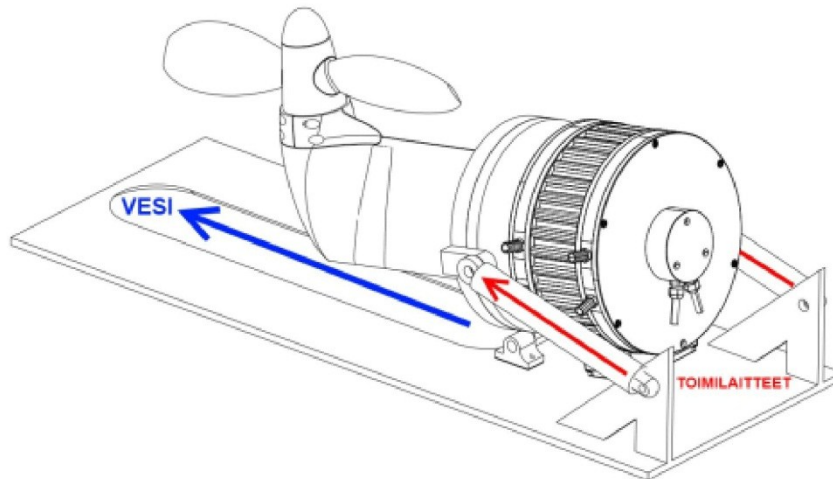
Lähteet

1. DSNU pneumatic cylinder. 2012. Verkkodokumentti. Festo Oy. <www.festo.com/pnf/nl-be_be/products/catalog?action=search&key=dsnu>. Luettu 31.3.2012.
2. ElecTrak Pro linear actuator. 2012. Verkkodokumentti. Thomson Industries, Inc. <www.thomsonlinear.com/...>. Luettu 26.2.2012.
3. Leinonen, Tatu. Mekanismioppi. Raportti n:o 20. Oulun yliopisto.
4. Oceanvolt SD8.6. 2011. Oceanvolt Oy. <www.oceanvolt.com/products/sd86>. Päivitetty 5.12.2011. Luettu 26.2.2012.

Mathcad-laskut

Nostomekanismin rasitukset laskussa

Joona Kujala



Peräisin saksalaisesta potkurivertailusta:

16 tuuman kaksilapainen purjevereen potkuri (halkaisija n.400mm) tekee vastusta 6 solmun nopeudessa noin 200 N sen ollessa lukittuna.

Oletetaan vetolaitteen lisäävän vastusta 50 %.

Oletetaan vastuksen olevan suurimmillaan moottorin ollessa alas laskettuna ja potkuri ollessa lukittuna, sekä oletetaan vastuksen olevan tässä kohtaa 300N.

Selvitetään vetolaitteeseen kohdistuva voima kun nopeus on 8 solmua

Vetolaitteeseen ja potkuriin vaikuttavan vastusvoiman F_D suuruus saadaan vastuskertoimen C_D lausekkeesta:

$$C_D = \frac{2 \cdot F_D}{\rho A v^2} \quad F_D = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot A \cdot \rho \cdot v^2 \quad \begin{array}{l} C = \text{coefficient} \\ D = \text{drag} \end{array}$$

Pinta-alan, veden tiheyden sekä vastuskertoimen ollessa vakioita saadaan niille vakioarvo seuraavalla tavalla

Vastusvoima 6kn

$$F_{D6} := 300 \cdot \text{N}$$

mitattu arvo

Vetolaitteen nopeus

$$v_1 := 6 \cdot \text{knot}$$

määritelty arvo

Vakio

$$\rho A C_D := \frac{2 \cdot F_{D6}}{v_1^2} = 62.976 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Vetolaitteen nopeus

$$v_2 := 8 \cdot \text{knot}$$

Vastusvoima 8kn

$$F_{D8} := \frac{1}{2} \cdot \rho A C_D \cdot v_2^2 = 533 \text{ N}$$

$$F_{\text{vesi}} := F_{D8}$$

Moottorin paino valmistajan luettelosta

$$m_1 := 23.6 \text{ kg}$$

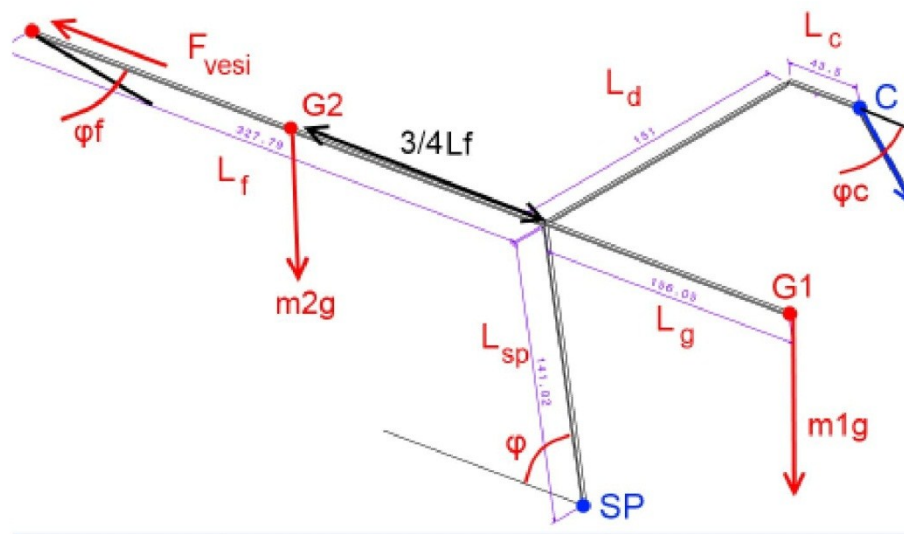
Vetolaitteen ja potkurin massa pyöristettynä ylöspäin

$$m_2 := (39 \text{ kg} - m_1) = 15.4 \text{ kg}$$

Vetolaitteen mitat, kulmat ja siihen vaikuttavat ulkoiset voimat

$$L_f := 322.455 \text{ mm} \quad L_{sp} := 140.019 \text{ mm} \quad L_{g1} := 156.05 \text{ mm} \quad L_d := 151 \text{ mm} \quad L_c := 43.5 \text{ mm}$$

$$L_b := 150 \text{ mm} \quad L_a := 288.87 \text{ mm} \quad L_{g2} := 243 \text{ mm}$$



Kulma ϕ vaihtuu arvosta 100deg -> 180deg 5 sekunnissa

$$t_n := 5 \text{ s}$$

Enter starting number of range:

$$\text{start} := 0.01 \cdot \text{s}$$

Enter ending number of range:

$$\text{end} := t_n$$

Enter spacing between points:

$$\text{incr} := 0.01 \cdot \text{s}$$

$$N := \text{ceil}\left(\frac{\text{end} - \text{start}}{\text{incr}}\right)$$

$$N = 499$$

$$i := 0..N$$

$$t_i := (\text{start} + i \cdot \text{incr})$$

Kääntölevyn kulma yläasennossa

$$\theta := 79.178 \text{ deg}$$

Rakenteen kulmanopeus

$$\omega_1 := \frac{\theta}{t_n} = 0.276 \frac{1}{\text{s}}$$

Rakenteen kulma ajan funktiona

$$\varphi(t) := \theta - (\omega_1 \cdot t)$$

Suora etäisyys SP -> G1

$$L_{spg1} := \sqrt{L_{sp}^2 + L_{g1}^2} = 0.21 \text{ m}$$

Tämän suoran kulma ajan funktiona

$$\varphi_{spg1}(t) := 180\text{deg} - \varphi(t) - \text{atan}\left(\frac{L_{g1}}{L_{sp}}\right)$$

Moottorin massan aiheuttama momentti saranapisteessä

$$M_{spg1} := -m_1 \cdot g \cdot L_{spg1} \cdot \cos(\varphi_{spg1}(t))$$

Suora etäisyys SP -> G2

$$L_{spg2} := \sqrt{L_{sp}^2 + L_{g2}^2} = 0.28 \text{ m}$$

Tämän suoran kulma ajan funktiona

$$\varphi_{spg2}(t) := \varphi(t) - \text{asin}\left(\frac{L_{g2}}{L_{spg2}}\right)$$

Vetolaitteen ja potkurin massan aiheuttama momentti saranapisteessä

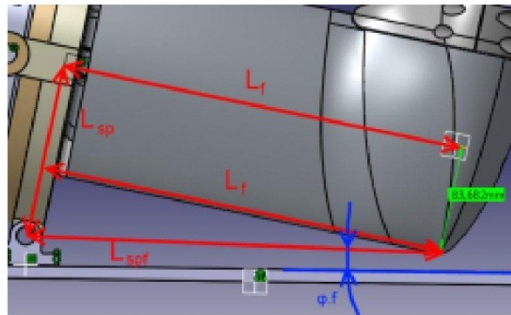
$$M_{spg2} := m_2 \cdot g \cdot L_{spg2} \cdot \cos(\varphi_{spg2}(t))$$

Suora etäisyys SP -> F_{vesi}

$$L_{spf} := 332 \text{ mm}$$

Suoran L_{spf} ja vetolaitteen välinen kulma

$$\varphi_{spf} := \text{atan}\left(\frac{L_{sp} - 80 \text{ mm}}{L_f}\right) = 10.544 \cdot \text{deg}$$



80mm on noin puolet vetolaitteen leveydestä

F_{vesi} ja vetolaitteen välinen kulma ajan funktiona

$$\varphi_{vetoF}(t) := \varphi_{spf} + \omega_1 \cdot t$$

L_{spf} vektorin kulma vaakatasoon nähden

$$\varphi_f := \varphi_{vetoF}(t) - \varphi_{spf}$$

Veden vastuksen aiheuttama momentti saranapisteessä

$$M_{spf} := -F_{vesi} \cdot L_{spf} \cdot \sin(\varphi_f)$$

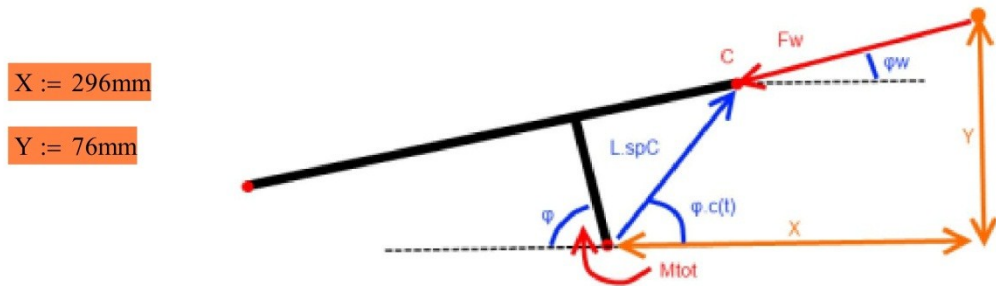
Saranapisteeseen kohdistuva kokonaismomentti

$$M_{\text{tot}} := M_{\text{spg1}} + M_{\text{spg2}} + M_{\text{spf}}$$

$$\min(M_{\text{tot}}) = -120.4 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$\max(M_{\text{tot}}) = 10.3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Symmetrian perusteella voidaan todeta ettei sylinterivoima F_w aiheuta saranapisteeseen kuin tason xy suuntaista momenttia. **HUOM!** lopullinen F_w -voima jaetaan kahdella



Suora etäisyys SP -> C

$$L_{\text{spc}} := \sqrt{L_c^2 + L_{\text{sp}}^2} = 0.147 \text{ m}$$

Tämän suoran kulma ajan funktiona

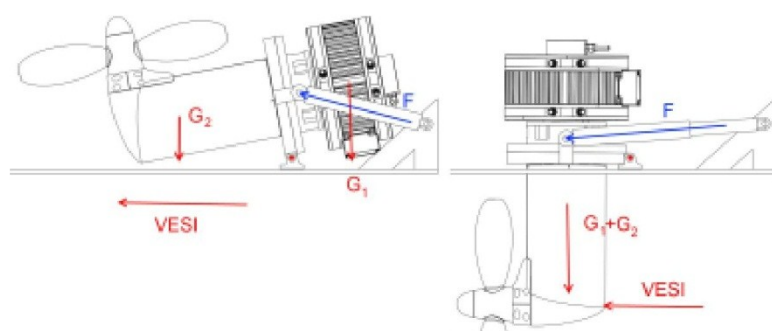
$$\varphi_c(t) := 180\text{deg} - \varphi(t) - \text{atan}\left(\frac{L_c}{L_{\text{sp}}}\right)$$

Työsylinterin kulma

$$\varphi_w(t) := \text{atan}\left(\frac{Y - \sin(\varphi_c(t)) \cdot L_{\text{spc}}}{X - \cos(\varphi_c(t)) \cdot L_{\text{spc}}}\right)$$

Alla olevien kuvien perusteella voidaan päätellä toimilaitteelta vaadittavan voiman lähestyvän **maksimiavoansa** vetolaitteen lähestyessä **ala-asentoa**.

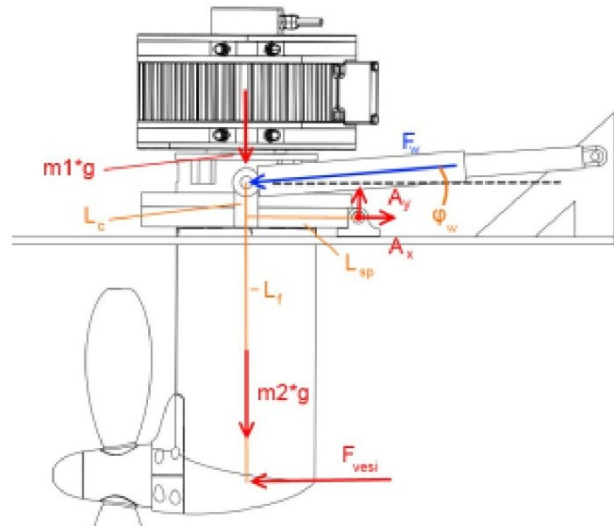
Kokonaismomentin myös samalla kasvaessa maksimiinsa voidaan todeta että on riittävää tarkastella rasiituksia ja vaadittuja voimia **vain liikkeen lopussa**.



$$\max(M_{\text{tot}}) = 10 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$\min(M_{\text{tot}}) = -120 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Ala-asennon vapaakappalekuva



Tasapainoyhtälö vaakatasossa

$$-F_{\text{vesi}} + A_x - F_w \cdot \cos(\varphi_w(t)) = 0$$

Tasapainoyhtälö vaakatasossa

$$-(m_1 + m_2) \cdot g + A_y - F_w \cdot \sin(\varphi_w(t)) = 0$$

Momenttiyhtälö saranapisteen ympäri

$$-F_{\text{vesi}} \cdot L_f + (m_1 + m_2) \cdot g \cdot L_{\text{sp}} + F_w \cdot \sin(\varphi_w(t)) \cdot L_{\text{sp}} + F_w \cdot \cos(\varphi_w(t)) \cdot L_c = 0$$

Ratkaistaan tasapainoyhtälöistä tukireaktiot A_x ja A_y sekä voima F_w

$$F_w := \frac{F_{\text{vesi}} \cdot L_f - (m_1 + m_2) \cdot g \cdot L_{\text{sp}}}{\sin(\varphi_w(t)) \cdot L_{\text{sp}} + \cos(\varphi_w(t)) \cdot L_c}$$

$$A_x := F_w \cdot \cos(\varphi_w(t)) + F_{\text{vesi}}$$

$$A_y := F_w \cdot \sin(\varphi_w(t)) + (m_1 + m_2) \cdot g$$

Tomilaitteilta vaadittu voima **VÄHINTÄÄN**

$$F_w = 2202 \text{ N}$$

Saranapisteeseen kohdistuva tukivoima

$$A := \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = 2783 \text{ N}$$

Vetolaitteen nostoon vaadittu voima

$$F_{\text{ww}} := \frac{(m_1 + m_2) \cdot g \cdot L_{\text{sp}}}{\sin(\varphi_w(t)) \cdot L_{\text{sp}} + \cos(\varphi_w(t)) \cdot L_c} = 996 \text{ N}$$

Tarkstellaan vielä rakenteeseen kohdistuvia voimia hetkellä, jolloin vetolaite on ala-asennossa, veneen nopeus on 8 solmu eteenpäni ja kytketään moottori peruutus-asentoon täydellä teholla.

Potkurin maksimityöntövoima peruutuksessa on kiinteäläpäisellä yleensä noin 70-80% maksimityöntövoimasta eteenpäin. Tässä tapauksessa voiman on arvioitu olevan noin **3000 N**.

Taaksepäin kohdistuvan työntövoiman aiheuttaa rakenteeseen veden vastuksen F_{vesi} kanssa saman suuntaisia voimia.

$$F_{\text{peruutus}} := 3000 \frac{\text{kg}\cdot\text{m}}{\text{s}^2} \quad F_{\text{vesi}} = 533 \text{ N} \quad F_{\text{total}} := F_{\text{vesi}} + F_{\text{peruutus}} = 3533 \text{ N}$$

Ratkaistaan tasapainoyhtälöistä tukireaktiot $A_{x,\text{max}}$ ja $A_{y,\text{max}}$ sekä toimilaitteeseen kohdistuva voima F_{max}

$$F_{\text{max}} := \frac{F_{\text{total}} \cdot L_f - (m_1 + m_2) \cdot g \cdot L_{\text{sp}}}{\sin(\varphi_w(t)) \cdot L_{\text{sp}} + \cos(\varphi_w(t)) \cdot L_c}$$

$$A_{x\text{max}} := F_{\text{max}} \cdot \cos(\varphi_w(t)) + F_{\text{total}}$$

$$A_{y\text{max}} := F_{\text{max}} \cdot \sin(\varphi_w(t)) + (m_1 + m_2) \cdot g$$

Tomilaitteisiin kohdistuva voima

$$F_{\text{max}} = 20.187 \cdot \text{kN}$$

Saranapisteeseen kohdistuva tukivoima

$$A_{\text{max}} := \sqrt{A_{x\text{max}}^2 + A_{y\text{max}}^2} = 23739 \text{ N}$$

Eteenpäin ajettaessa työntövoima on vastakkaisuuntainen veden vastukseen nähden.

$$F_{\text{eteen}} := \frac{\left(3000 \frac{\text{kg}\cdot\text{m}}{\text{s}^2}\right)}{80} \cdot 100 = 3.75 \times 10^3 \text{ N} \quad F_{\text{total2}} := -F_{\text{vesi}} + F_{\text{eteen}} = 3217 \text{ N}$$

Ratkaistaan tasapainoyhtälöistä tukireaktiot $A_{x,\text{max}}$ ja $A_{y,\text{max}}$ sekä toimilaitteeseen kohdistuva voima F_{max}

$$F_{\text{max2}} := \frac{F_{\text{total2}} \cdot L_f - (m_1 + m_2) \cdot g \cdot L_{\text{sp}}}{\sin(\varphi_w(t)) \cdot L_{\text{sp}} + \cos(\varphi_w(t)) \cdot L_c}$$

$$A_{x\text{max2}} := F_{\text{max2}} \cdot \cos(\varphi_w(t)) + F_{\text{total2}}$$

$$A_{y\text{max2}} := F_{\text{max2}} \cdot \sin(\varphi_w(t)) + (m_1 + m_2) \cdot g$$

Tomilaitteisiin kohdistuva voima

$$F_{\text{max}} = 20.187 \cdot \text{kN}$$

Saranapisteeseen kohdistuva tukivoima

$$A_{\text{max2}} := \sqrt{A_{x\text{max2}}^2 + A_{y\text{max2}}^2} = 21525 \text{ N}$$

SAMista tuodut voimien arvot

| Time | F _{toimilaite} | F _{tukivoima} |
|-------|-------------------------|------------------------|
| [s] | [N] | [N] |
| 0 | 441,39 | 499,105 |
| 0,134 | 440,065 | 499,013 |
| 0,269 | 436,085 | 498,758 |
| 0,403 | 429,431 | 498,399 |
| 0,537 | 420,069 | 498,041 |
| 0,671 | 407,949 | 497,834 |
| 0,806 | 392,997 | 497,986 |
| 0,94 | 375,113 | 498,766 |
| 1,074 | 354,164 | 500,521 |
| 1,208 | 329,972 | 503,686 |
| 1,343 | 302,307 | 508,802 |
| 1,477 | 270,871 | 516,53 |
| 1,611 | 235,281 | 527,672 |
| 1,745 | 195,045 | 543,187 |
| 1,88 | 149,529 | 564,211 |
| 2,014 | 102,359 | 590,532 |
| 2,148 | 46,311 | 624,775 |
| 2,282 | -13,671 | 665,599 |
| 2,417 | -78,27 | 713,558 |
| 2,551 | -148,331 | 769,351 |
| 2,685 | -224,925 | 833,891 |
| 2,819 | -309,44 | 908,409 |
| 2,954 | -403,723 | 994,606 |
| 3,088 | -510,307 | 1094,887 |
| 3,222 | -621,654 | 1203,106 |
| 3,356 | -751,173 | 1329,5 |
| 3,491 | -889,662 | 1466,238 |
| 3,625 | -1037,561 | 1613,438 |
| 3,759 | -1194,876 | 1770,833 |
| 3,894 | -1360,811 | 1937,396 |
| 4,028 | -1533,219 | 2110,78 |
| 4,162 | -1707,879 | 2286,584 |
| 4,296 | -1877,696 | 2457,557 |
| 4,431 | -2032,212 | 2613,106 |
| 4,565 | -2158,068 | 2739,77 |
| 4,699 | -2241,131 | 2823,343 |
| 4,833 | -2270,246 | 2852,632 |