



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

**SAMI KUKKONEN**

**VESIJETIN HYDRAULINEN OHJAUSJÄRJESTELMÄ**

Diplomityö

Tarkastajat: prof. Jouni Mattila ja  
TkT Esa Mäkinen

Tarkastajat ja aihe hyväksytty  
Automaatio-, kone- ja materiaalitek-  
niikan tiedekuntaneuvoston kokouk-  
sessa 9. marraskuuta 2011

## TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Automaatiotekniikan koulutusohjelma

**KUKKONEN, SAMI:** Vesijetin hydraulinen ohjausjärjestelmä

Diplomityö, 61 sivua, 7 liitesivua

Tammikuu 2012

Pääaine: Koneautomaatio

Tarkastajat: Prof. Jouni Mattila ja TkT Esa Mäkinen

Avainsanat: vesijetin ohjaus, digitaalihydrauliikka, mallipohjainen säätö, nelireunasäätö, DFCU, hybridiohjain, CAN

Vesijetin ohjausjärjestelmä on aluksissa esiintyvien hydraulikäyttöjen sovellus, jossa vesisuihkujen ohjauksessa käytetään hydraulisia toimilaitteita. Tyypillisessä ohjausjärjestelmässä on proportionaalihydrauliikalla ja sylintereillä toteutettu asemasäätö, jolle digitaalihydrauliikka voi tarjota yksinkertaisemman ja luotettavamman järjestelmävaihtoehdon. Tässä työssä tutkitaan digitaalihydrauliikan soveltamista vesisuihkujen ohjaukseen mallipohjaista säätömenetelmää käyttämällä. Työn tavoitteena on toteuttaa CAN-väylältä ohjattava järjestelmäkokonaisuus ja selvittää, millaisia parannuksia vesisuihkujen ohjauksessa saavutetaan digitaalihydrauliikalla luotettavuuden ja energiatehokkuuden osalta.

Työn taustoja käsittelevässä osuudessa käydään läpi vesijetin ja peräsimen ohjausjärjestelmien toteutustapoja aluksissa, tarkastellaan digitaalihydraulisten ja proportionaalihydraulisten asemasäätöjen eroja sekä esitellään ohjausjärjestelmään liittyvää standardisointia hydrauliikan ja väylätekniikan osalta. Mallinnus ja mitoitus -osuudessa rakennetaan hydrauliikkaa kuvaava simulointimalli, johon suunnitellaan ja lisätään mallipohjainen säädin. Lisäksi esitellään testilaitteisto ja käydään läpi säätimen realisointiin liittyviä vaiheita. Työn tuloksia esittelevässä osuudessa käydään läpi sekä dSPACE-laitteistolla että hybridiohjaimella tehdyt asemasäädön mittaukset, venttiilien vikaantumisen vaikutus ja vikojen etsintädiagnostiikka. Lisäksi vertaillaan tutkittua järjestelmää aikaisemman tutkimuksen meter-out-säädön kanssa sekä tutkitaan energiatehokkuuden parannusmahdollisuuksia simuloitulla järjestelmällä.

3-bittisellä binäärikoodatulla nelireunasäädöllä voidaan saavuttaa vesisuihkujen ohjaukselle riittävä asemointitarkkuus ja resoluutio pienillä nopeuksilla ristivirtauksia hyödyntämällä. Myös 2-bittisessä toteutuksessa on potentiaalia suihkujen ohjaukselle, jos kulmanopeusvaatimus ei ole suuri. Analyyttisiin steady-state-ratkaisuihin perustuva mallipohjainen säädin vaatii virheellisiä ratkaisuja tuottavien tilakombinaatioiden eliminointia ja ratkaisujen huolellista analysointia. Kavitoinnin eliminointi on tarpeellinen osa suihkujen ohjauksessa käytettävää mallipohjaista asemasäätöä. Mallipohjaisen säätimen realisointi onnistuu edullisella CANopen-yhteensopivalla ohjaimella rajoitetusta lukutarkkuudesta huolimatta. CiA408-laiteprofiili soveltuu käytettäväksi digitaalihydrauliikalle ja mallipohjaiselle säädölle pienin muutoksin. Lisäämällä yhdysventtiili kammioinjien väliin voidaan suihkujen asemasäädön energiatehokkuutta parantaa sopivalla ohjelmoinnilla.

## ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Automation Technology

**KUKKONEN, SAMI:** Water jet hydraulic control system

Master of Science Thesis, 61 pages, 7 Appendix pages

January 2012

Major: Machine automation

Examiner: Professor Jouni Mattila and Dr.Tech Esa Mäkinen

Keywords: water jet control, digital hydraulics, model predictive control, four edge control, DFCU, hybrid controller, CAN

The water jet control system is an application among hydraulic systems used in vessels and it utilizes hydraulic actuators in water jet control. Typical control system is a position control which uses proportional hydraulics and cylinders. Digital hydraulics has the potential to offer a more simplified and reliable solution for water jet control. This thesis examines the use of digital hydraulics in water jet control using a model predictive controller. The goal is to research how the reliability and energy efficiency of the water jet control can be improved and how the system can be implemented with a CAN-controller.

The first part of the work presents different ways to implement water jet or rudder control systems in vessels and examines the differences of digital hydraulic and proportional hydraulic position control systems. It also presents some standardization concerning hydraulics and bus usage in boats. The modeling and sizing part illustrates modeling of the water jet control system and the design and implementation process of a model predictive controller. It also demonstrates how the test equipment works and how the control system can be implemented with a hybrid controller. The simulation and laboratory tests part presents the results of both tests made with dSPACE- and hybrid controllers and examines the valve fault impact on the system and fault diagnostics. The control system is also compared with meter-out-control and the possibilities to improve energy efficiency with the simulated system are examined.

Sufficient position accuracy and resolution for water jet control can be achieved by using 3-bit binary coded on/off-valves and crossflow mode in four edge control. The 2-bit implementation also has potential for water jet control application if the maximum angle speed demand is moderate. Model predictive analytical steady-state-equations have faulty solutions. Therefore the model based controller needs careful elimination of state combinations that produce those solutions. The elimination of cavitation is also an important part of the model predictive position control used in water jet control system. The implementation of the model predictive controller is possible using a low-cost CAN-open compatible hybrid controller despite the limited numeric accuracy of the controller. The CiA408-device profile can be used with digital hydraulics and model predictive control with small changes. By adding an on/off-valve between the cylinder chambers, the energy efficiency of the water jet control can be improved with appropriate programming of the controller.

## ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Tampereen teknillisen yliopiston hydraulikan ja automatiikan laitokselle. Diplomityön tutkimus on osa Metropolian koordinoimia ja Tekesin rahoittamia iBoat- ja ePropulsion-projekteja, joissa myös hydraulikan ja automatiikan laitoksen Rauman yksikkö on ollut osallisena. Työn aloitusajankohta oli maaliskuussa 2011 ja työn kirjallinen osuus valmistui tammikuussa 2012.

Haluan kiittää työn ohjaajaa yliopistotutkija Esa Mäkistä työtä koskevien ongelmien neuvonnassa. Lisäksi haluan kiittää tutkija Janne Honkakorpea mikrokontrolleiden ohjelmointiin liittyneistä neuvoista ja tyttöystävääni Jenniä, jolta ei loppunut ymmärrys tai kärsivällisyys pitkiksi venyneiden työpäivien aikana.

Tampereella 19.12.2011

Sami Kukkonen

# SISÄLLYS

1	Johdanto.....	1
2	Tutkimuksen taustoista.....	3
	2.1 Vesijetin ohjaus.....	3
	2.1.1 Ohjausjärjestelmien toteutustapoja aluksissa.....	4
	2.1.2 Kaupallisia ohjausjärjestelmiä.....	6
	2.2 Digitaalihydrauliikka.....	8
	2.3 Asemasäätö analogisessa ja digitaalisessa hydrauliikassa.....	9
	2.3.1 Mallipohjaisesta säädöstä.....	10
	2.3.2 Sakkofunktio säädössä.....	11
	2.4 Standardit pienalusten ohjaushydrauliikassa.....	12
	2.5 Väyläteknikat laivoissa ja veneissä.....	13
	2.5.1 NMEA2000.....	13
	2.5.2 CiA408-laiteprofiili.....	14
	2.6 Metropolian testilaitteiston esittely.....	15
3	Järjestelmän mallinnus ja mitoitus.....	17
	3.1 Ohjaukseen kohdistuvat kuormavoimat.....	17
	3.2 Ohjausjärjestelmän simulointimalli.....	18
	3.3 Testilaitteisto.....	19
	3.3.1 Venttiilistön mitoitus.....	20
	3.3.2 Mittausanturit.....	21
	3.3.3 Ohjauselektroniikka.....	23
	3.4 Säätimen suunnittelu.....	24
	3.4.1 Mallipohjainen säädin.....	24
	3.4.2 dSPACE-järjestelmästä.....	26
	3.4.3 Hybridiohjain ja ohjelmointiprosessi.....	27
4	Simuloinnit ja laboratoriotestit.....	29
	4.1 Säätimen viritys simuloitussa järjestelmässä.....	29
	4.2 dSPACE- asemasäädön mittaukset.....	32
	4.2.1 Asemasäätö eri sakotuksen painoarvoilla.....	33
	4.2.2 Kavitoiongelma ja ajomoodien muuttaminen.....	34
	4.2.3 Asemasäätö 2-bittisillä ohjausreunoilla.....	37
	4.3 Hybridiohjaimen asemasäädön mittaukset.....	39
	4.3.1 Sakotettavat parametrit, vasteet ja asemointitarkkuudet.....	39
	4.3.2 Ristivirtauskytkennän analyttisen ratkaisun kompensointi.....	41
	4.4 Kavitoiongelman ratkaisu.....	43
	4.5 Vikasietoisuuden tarkastelu dSPACE-laitteistolla.....	45
	4.5.1 Viat ja vaikutukset.....	45
	4.5.2 Esimerkki vikadiagnostiikan toteutuksesta.....	47

4.6	DSP56800E Simulator ja Simulink .....	49
4.7	Meter-out-säätö ja nelireunasäätö .....	49
4.7.1	Steady-state-ratkaisut, laskentakapasiteetti ja muisti .....	49
4.7.2	Energiätehokkuus ja toiminnallisuus .....	50
4.7.3	Venttiilien elinikä tarkastelu .....	51
4.8	Energiätehokkuuden parantaminen Wheatstoneen kytkentää käyttämällä .....	52
4.9	Digitaalihydrauliikka ja hajautetut järjestelmät .....	58
5	Päätelmät .....	59
	Lähteet .....	62

Liite 1: Vikadiagnostiikan kaavio

Liite 2: Steady-state-ratkaisun korjauksen vaikutus A-kammion paineeseen simuloitussa järjestelmässä Cf+ -moodilla

Liite 3: Steady-state-yhtälöiden ratkaisuja eri ajomoodeilla positiivisen liikesuunnan osalta

Liite 4: Simulaattoreiden laskemia tiloja eri kuormavoimilla ja nopeuspyynnillä

## TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

$\delta$	Suuttimen poikkeutuskulma, [°]
$\delta_h$	Suhteellinen vaimennuskerroin
$\rho$	Veden tiheys, [kg/m <sup>3</sup> ]
$\omega_h$	Hydraulinen ominaiskulmanopeus, [rad/s]
$A_A$	Sylinterin männän puoleinen pinta-ala, [m <sup>2</sup> ]
$A_B$	Sylinterin männänvarren puoleinen pinta-ala, [m <sup>2</sup> ]
$A_j$	Suuttimen poikkipinta-ala, [m <sup>2</sup> ]
$A_{VAT}$	A-T-ohjausreunan läpäisykerroin tietyllä ohjausreunan tilalla, [m <sup>3</sup> /sPa]
$A_{VBT}$	B-T-ohjausreunan läpäisykerroin tietyllä ohjausreunan tilalla, [m <sup>3</sup> /sPa]
$A_{VPA}$	P-A-ohjausreunan läpäisykerroin tietyllä ohjausreunan tilalla, [m <sup>3</sup> /sPa]
$A_{VPB}$	P-B-ohjausreunan läpäisykerroin tietyllä ohjausreunan tilalla, [m <sup>3</sup> /sPa]
CAN	Controller Area Network, automaatiöväylä
Cf+	Crossflow+, nelireunakytkennän ajomoodi
Cf-	Crossflow-, nelireunakytkennän ajomoodi
CFO	Constant Flow Open Center, avoimen keskiasennon ympäripumppausjärjestelmä
CiA301	CANopen-sovellus- ja kommunikaatioprofiili
CiA303-2	CANopen-spesifikaatio SI-yksiköille
CiA408	CAN in Automation -yhteisön luoma laiteprofiili hydraulikäyttöille
ControlDesk	dSPACE:n graafinen käyttöliittymä
Device control word	CiA408-laiteprofiilin määrittelemä parametri, jolla laite-tilakone käsketään haluttuun tilaan

Device status word	CiA408-laiteprofiilin määrittelemä parametri, jolla laite-tilakone ilmoittaa tilansa
DFCU	Digital Flow Control Unit, digitaalinen virtauksensäätöyksikkö
Dif	Differential flow, nelireunakytkennän ajomoodi
Drive open loop	CiA408-laiteprofiilin määrittelemä ohjausmoodi, avoimen piirin nopeusohjaus
Drive position control axis	CiA408-laiteprofiilin määrittelemä ohjausmoodi, asemasäätö
dSPACE	Reaaliaikaisten säätö- ja ohjausjärjestelmien toteutukseen ja testaukseen tarkoitettu ohjaus- ja mittauslaitteisto
E	Ajomoodi, jossa nelireunakytkentä on täydennetty kammioinjat yhdistävällä on/off-venttiilillä
$F_{load}$	Kuormavoima, [N]
$F_{loadlim-}$	Cf- -moodin kuormavoiman raja-arvo tietyllä tilakombinaatiolla, jolla A-kammion paineeksi tulee nolla, [N]
$F_{loadlim+}$	Cf+ -moodin kuormavoiman raja-arvo tietyllä tilakombinaatiolla, jolla A-kammion paineeksi tulee nolla, [N]
FPU	Floating Point Unit, liukulukuoperaatiot suorittava yksikkö mikroprosessorissa
Heartbeat	CANopen-protokolla, jolla CAN-väylälle liitetty laite tuottaa tilatietoa muille väylään liitetuille laitteille.
If-Of+	Inflow-Outflow+, nelireunakytkennän ajomoodi
If-Of-	Inflow-Outflow-, nelireunakytkennän ajomoodi
ISO 10592+A1	Pienalusten ohjaushydrauliikkaa säätelevä standardi
JTAG	Joint Test Action Group. Mikropiireissä käytetty liityntä, jota käytetään ohjelmistojen ja laitteistojen testauksessa.
k	Tulo- ja poistovirtausreunojen läpäisykertoimien suhde
$K_{cr}$	Avoimen piirin siirtofunktion kriittinen kokonaisvahvistus
Matlab	Numeerisen laskennan ohjelmisto
Meter-Out	Sylinterin poistovirtauksen kuristus
MPC	Model Predictive Control, mallipohjainen säätö



NMEA0183	National Maritime Electronics Associationin spesifikaatio kommunikaatorajapinnalle aluksen dataverkossa
NMEA2000	National Maritime Electronics Associationin spesifikaatio laivaelektronikalle ja sähköiselle kommunikaatiolle aluksen dataverkossa
NMT	Network Management. CANopen-protokolla, jolla voidaan käynnistää ja sammuttaa väylään kytketyt laitteet.
Operational	Tila, jossa CANopen-laite toimii normaalisti verkossa
$p_A$	Sylinterin A-kammion paine, [Pa]
$p_B$	Sylinterin B-kammion paine, [Pa]
PDO	Process Data Object, CANopen-kommunikaatio-objekti
PID	Proportional Integral Derivative, yleinen säädinratkaisu
Pre-operational	Tila, johon CANopen-laite asettuu käynnistämisen jälkeen
$p_s$	Syöttölinjan paine, [Pa]
$p_T$	Tankkilinjan paine, [Pa]
PWM	Pulse Width Modulation, pulssinleveysmodulaatio
$Q_A$	A-kammion tilavuusvirta, [m <sup>3</sup> /s]
$Q_{A-B}$	Kammioinjat yhdistävän venttiilin tilavuusvirta, [m <sup>3</sup> /s]
$Q_{A-T}$	A-T-ohjausreunan tilavuusvirta, [m <sup>3</sup> /s]
$Q_B$	B-kammion tilavuusvirta, [m <sup>3</sup> /s]
RRS	Rudder Roll Stabilization, laivan kallistuksenvakausjärjestelmä
SFAC	State Feedback Assisted Classical, tilatakaisinkytkentää hyödyntävä säätöpiiri
Simulink	Matlabin graafinen työkalu järjestelmien mallinnukseen, simulointiin ja analysointiin
Spool position open loop	CiA408-laiteprofiilin määrittelemä ohjausmoodi, venttiilin luistin suoraohjaus

$T_G$	Vesijetin kokonaistyöntövoima, [N]
$U_j$	Veden virtausnopeus suuttimessa, [m/s]
$v$	Sylinterin männän nopeus, [m/s]
VDMA	Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau, saksalainen insinöörien keskusjärjestö
$y$	Sylinterin pinta-alasuhde $A_A/A_B$
$X_T$	Aluksen pitkittäisakselin suuntaisen voiman muutos, [N]
$Y_T$	Aluksen poikittäisakselin suuntaisen voiman muutos, [N]
ZOH	Zero-Order-Hold, nollannen kertaluvun pitopiiri

# 1 JOHDANTO

Veneiden ja laivojen ohjauksessa apulaitteiden käytölle on tarvetta jo pienistä konete-hoista lähtien. Tyypillisessä ohjausjärjestelmässä käyttöteho saadaan hydraulikalta. Sähkömoottorit ovat alkaneet nousta varteenotettaviksi kilpailijoiksi hydraulikalta pa-remman hyötysuhteensa vuoksi. Digitaalihuylraulikan pyrkimys on tuottaa energiate-hokkaampia ja vikasietoisempia hydraulijärjestelmiä, joilla saataisiin parannettua hyd-raulikan kilpailukykyä eri sovellusalueilla. Tässä diplomityössä on tutkittu digitaali-hydraulikan käyttöä veneen vesisuihkujen ohjauksessa. Työn tavoitteet ovat osana iBo-at- ja ePropulsion-projektien tutkimustavoitteita, joita ovat olleet muun muassa kompak-tin digitaalihuylraulisen sovelluksen kehittäminen veneen ohjaukseen ja sen käyttövar-muuden arviointi, energiatehokkaiden propulsiokäyttöjen kehittäminen sekä CAN-väylään liitettävän ohjausjärjestelmän kehittäminen.

Digitaalihuylraulikan tutkimuksen painopiste on ollut viime vuosina energiate-hokkuuden parantamisessa, jota on tutkinut muun muassa Linjama (2009a). Digitaali-hydraulisen venttiilistön ohjauksen edellyttämä ohjelmointi asettaa vaatimuksia käytet-tävän ohjaimen suorituskyvyille mutta lisää samalla järjestelmän älyä, energiatehokkuut-ta ja varsinkin vikasietoisuutta, jota ovat tutkineet muun muassa Siivonen et al. (2007). Mallipohjainen säätömenetelmä on osoittautunut hyväksi digitaalihuylraulikan asema-ja nopeussäädöissä. Perinteisen ja digitaalihuylraulisen mallipohjaisista säätöä hyödyntä-vän asemaservon suorituskykyjä ovat vertailleet Linjama et al. (2008). Älykkäiden jär-jestelmien liittäminen yhteen väylien avulla helpottaa informaation jakamista. CAN-väylän käyttö veneissä on lisääntynyt ja sen johdosta myös laitteiston standardisoinnin tarve. Laiva- ja venekäyttöön tarkoitettun NMEA2000-standardin ominaisuuksia ja vaa-timuksia ovat esitelleet Anderson ja Luft (2002), Luft et al. (2002) sekä Spitzer et al. (2009).

Työssä tarkastellaan suihkujen ohjauksen vaatimustasoa asemasäädössä ja pyri-tään toteuttamaan digitaalihuylraulinen kompakti kokonaisuus, jossa venttiilimäärä pide-tään pienenä. Suihkujen ohjausjärjestelmää tutkitaan aluksi simuloimalla ja etsitään so-piva alustava viritys mallipohjaiselle säätimelle, minkä jälkeen säädin toteutetaan labo-ratoriojärjestelmässä ja testataan hydraulisella testipenkillä. Säätimen lisäksi suunnitel-laan ja testataan laboratoriossa venttiilistölle vikadiagnostiikka, jonka on tarkoitus hel-pottaa on/off-venttiileissä esiintyvien vikojen löytymistä. Säätimen testauksen jälkeen se realisoidaan edullisella hybridiohjaimella ja toteutetaan CAN-väylältä ohjattava sää-tösovellus, jossa hyödynnetään CANopen-laiteprofiilia. Lopuksi vertaillaan aiemman tutkimuksen toteutusta tämän työn järjestelmävalintaan ja tutkitaan simuloimalla, mil-

laisia energiansäästömahdollisuuksia valitulla järjestelmätyypillä voidaan saavuttaa ohjelmoinnin ja komponenttien lisäyksen avulla.

## 2 TUTKIMUKSEN TAUSTOISTA

Intelligent Boats-projektin tarkoituksena on ollut selvittää laajasti veneiden ohjaukseen, väyliin ja elektroniikkaan liittyviä tarpeita ja vaatimuksia. Projektin osa-alueita ovat olleet standardien, markkinoiden ja teknologiatilanteen selvitys sekä teknisten tarpeiden ja vaatimusten määrittely, joista teknologiaselvitys kuuluu tämän työn aihepiiriin. EPropulsion-projektin päätavoitteena on ollut energiatehokkaiden propulsiokäyttöjen kehittäminen. Vaikka projekti on keskittynyt sähköiseen propulsioon, ovat tutkimuksen kohteena olleet myös veneiden hydraulikäytöt, niiden muuttamismahdollisuudet digitaalihydraulisiksi ja CAN-väylän hyödyntäminen hydraulikäyttöjen ohjauksessa. Tässä työssä pyritään tutkimaan molempiin projekteihin liittyen digitaalihydrauliikan käyttöä suihkujen ohjauksessa älykkäänä järjestelmänä ja sen toteuttamista CAN-väylällä.

Tässä luvussa luodaan katsaus ohjausjärjestelmien toteutukseen perinteisellä hydrauliikalla laivoissa ja työveneissä ja tarkastellaan veneiden hydraulisten ohjausjärjestelmien suunnittelua säätelevän standardin sisältöä. Lisäksi pohjustetaan digitaalihydrauliikan käyttöä asemasäädöissä sekä esitellään lyhyesti veneissä ja laivoissa käytettävää väylätekniikkaa ja sen standardisointia.

### 2.1 Vesijetin ohjaus

Aluksen ohjauksessa on kyse mekaanisesta järjestelmästä, joka koostuu aluksen työntövoiman toteuttavasta teho-osasta sekä työntövoiman suuntaamisesta. Veneissä ja laivoissa ohjaus toteutetaan usein potkuri-peräsin-yhdistelmällä tai radiaalisella siipipyörällä ja suuttimella, jolloin puhutaan myös suihkuohjauksesta. Suihkuohjaus eroaa perinteisestä ohjauksesta siten, että vesisuihku imetään erilliseen kanavaan aluksen alta tai sivulta ja ohjataan suuttimen kautta aluksen perään. Suihkun poikkeutus tapahtuu siis suutinta ohjaamalla peräsimen sijaan. Suihkuohjauksen käytössä esiintyy muun muassa vähemmän kavitaatiota ja tehohäviöitä siipipyörällä suurilla nopeuksilla kuin potkurilla (Naujoks et al. 2006, s. 1). Kuvassa 2.1. on esitetty esimerkki hydraulisesta suihkuohjauksesta.



*Kuva 2.1. Vesijetin hydraulinen ohjaus. (Alamarin 2011)*

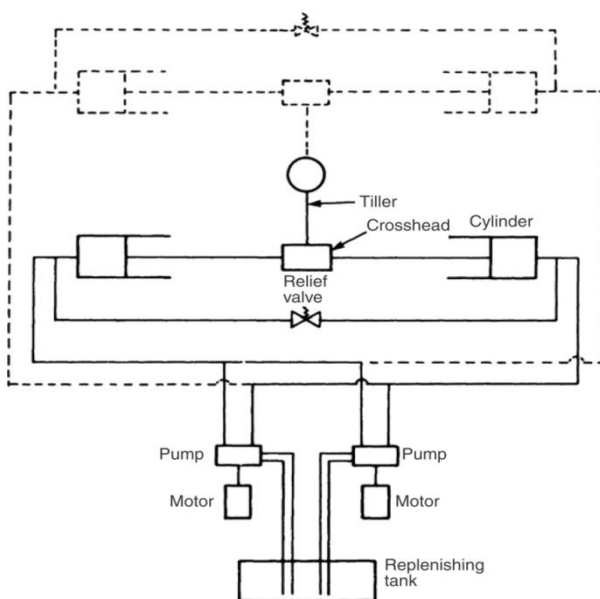
Suihkuohjauksessa täytyy pystyä ohjaamaan suuttimen kulmaa sekä suihkun suunnanvaihtoa. Suihkun suunnanvaihtoon on olemassa erilaisia ratkaisuja. Eräs niistä on kuppimainen suutin, joka kääntää vesisuihkun suunnan taaksepäin. Tällaista ratkaisua on käytetty kuvan 2.1. esimerkkilaitteistossa.

### 2.1.1 Ohjausjärjestelmien toteutustapoja aluksissa

Riippumatta siitä, käytetäänkö vesisuihkun poikkeutukseen peräsimä vai suutinta, on selvää, että aluksen massan ja konetehon kasvaessa myös ohjauksen voiman tarve kasvaa. Suuttimen tapauksessa voimat riippuvat muun muassa läpäisevän veden massavirrasta ja suuttimen kulmasta. Tehojen kasvaessa pienelle moottoriveneelle tyypillinen ohjaus mekaanisella välityksellä tulee mahdottomaksi ja joudutaan turvautumaan apulaitteisiin. Näitä ovat yleensä sähköhydrauliset järjestelmät.

Aluksen ohjausjärjestelmän voidaan katsoa koostuvan hallintalaitteistosta, tehoyksiköstä sekä tehon välityksestä (Molland 2008, s. 446). Suurilla aluksilla eräs tärkeimmistä ohjausjärjestelmän vaatimuksista on, että aluksen kääntöön on oltava kaksi itsenäistä järjestelmää. Kahden erillisen tehoyksikön käyttö riittää täyttämään tämän ehdon. Vaihto järjestelmien välillä täytyy myös onnistua nopeasti ja ohjaussillalta käsin. (Molland 2008, s. 448.)

Tehoyksikön ja tehon välityksen toteutukseen on käytetty sähköisiä ja hydraulisia kokoonpanoja. Perinteisessä hydraulisessa tehoyksikössä vaaditaan pumpulta nopea reagointi tilavuusvirran tarpeisiin, jolloin pumpun on/off-käyttö ei ole sallittua, vaan vaaditaan jatkuvakäyttöinen säätötilavuuksinen pumppu. (Molland 2008, s. 448.) Tehon välitykselle on olemassa ainakin kaksi erilaista vaihtoehtoa, vipuvarrellinen sekä siipipyörällinen toteutus. Vipuvarrellisessa toteutuksessa peräsimen tai suuttimen ohjausakseliin on kiinnitetty yksi tai useampia vipuvarsia, joihin sylinterit kiinnittyvät. (Molland 2008, s. 453.) Vipuvarsien ja sylinterien määrä riippuu väännön tarpeesta. Kuvassa 2.2. on esimerkki vipuvarrellisesta ohjaustavasta.

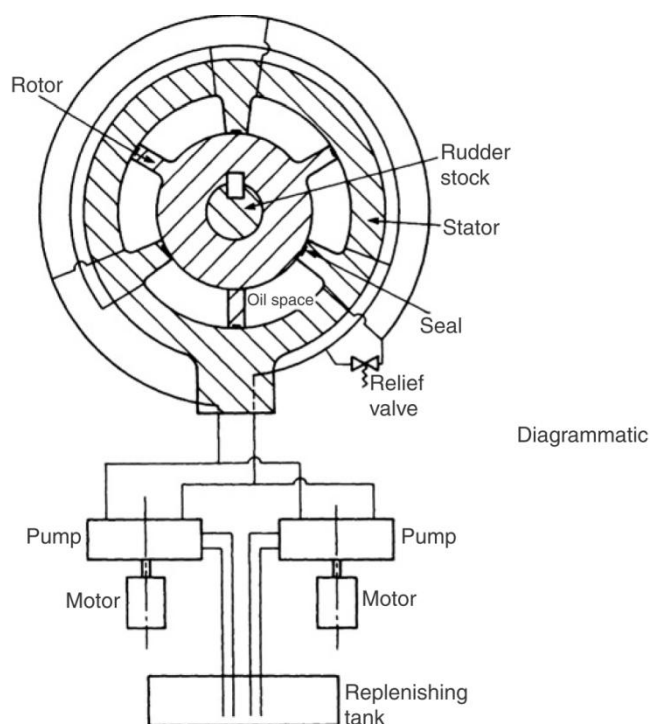


**Kuva 2.2.** Vipuvarrellinen järjestely laivan peräsimen ohjauksessa. (Molland 2008)

Kuvan 2.2. järjestelmässä yksitoimiset sylinterit ovat kytkettynä säätävälaitteisiin pumppuihin, jotka joko imevät tai syöttävät nestettä sylintereille. Täydennys-tankista otetaan nestettä kompensoimaan mahdollisia vuotoja. Normaalisti vain yhtä pumppua ohjataan, mutta jos hyvin nopeita vasteita vaaditaan, kytketään myös toinen pumppu käyttöön. (Molland 2008, s. 453.) Katkoviivoilla on kuvattu tilanne neljän sylinterin vipuvarrellisesta ohjauksesta, jossa pumppu imee nestettä diagonaalisesti sijoituneilta sylintereiltä ja syöttää näiden vastakkaisilla puolilla oleville sylintereille nestettä.

Pumppujen ohjauksen toteutuksessa on käytetty hydraulista kauko-ohjausta. Ruoriin on kytketty sylinterit, jotka lähettävät ja vastaanottavat nestettä hydrauliselta ohjausyksiköltä. Ruorin liike saa aikaan nesteen siirtymisen ohjausyksikölle, jossa neste vaikuttaa sylinteriin ja välityksien kautta edelleen varteen, joka on kytketty pumppujen kulman ohjaukseen. Ohjausyksikkö on varustettu myös manuaalisella ohituksella, jolloin pumpun kulmaa voidaan säätää suoraan erillisellä ohjauspyörällä. (Molland 2008, s. 450.) Sähköisessä ohjauksessa ruorin kääntö saa aikaan sähkövirran ohjausyksikössä sijaitsevalle moottorille, joka kääntää välitysten kautta pumppujen kulmaa ohjaavaa akselia. (Molland 2008, s. 452.)

Kuvassa 2.3. on esitetty siipipyörällinen toteutus peräsimen ohjaukselle. Sylinterien sijaan kääntövoima tuotetaan roottorin lavoilla, joita vasten neste ohjataan. Suunnanvaihto toteutetaan syöttämällä nestettä lapojen vastakkaisille puolille. Muutoin pumppujen kytkentä ja järjestelmän toimintaperiaate on samanlainen kuin kuvassa 2.2. (Molland 2008, s. 456.)



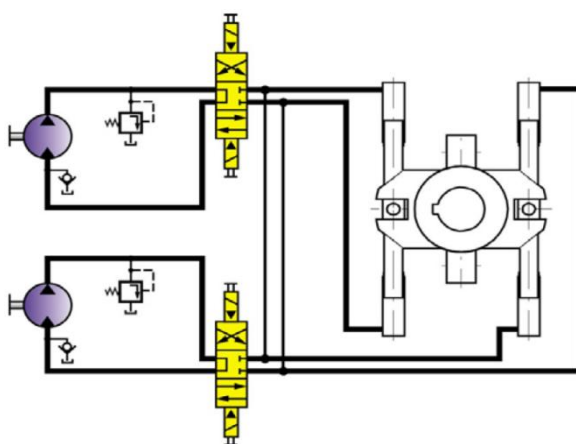
**Kuva 2.3.** Siipipyörällinen järjestely laivan peräsimen ohjauksessa. (Molland 2008)

Täysin sähköiseen ohjaukseen on esitetty kaksi järjestelmää, Ward-Leonard-kytkennällä varustettu sekä suora yhden moottorin ohjaus. Ward-Leonardissa ruori on kytketty säätövastukseen, joka saa ruorin liikkeen myötä aikaan jännitteen generaattorilla, joka on kytketty peräsintä ohjaavaan moottoriin. Peräsimen asettuminen haluttuun pisteeseen saa aikaan peräsimen oman säätövastuksen asettumisen ruorin säätövastusta vastaavaan asemaan, jolloin tasapaino palautuu ja jännite nolautuu. Suorassa moottorin ohjauksessa moottoria ohjataan kontaktorien kautta, jolloin moottorin tila on joko 'täysillä' tai 'pois päältä'. Suora ohjaus muistuttaa siis digitaalista järjestelmää. Tällainen ohjaustapa edellyttää jarrutuksen käyttöä, jotta peräsin saadaan ajoissa pysähtymään. (Molland 2008, s. 458.)

### 2.1.2 Kaupallisia ohjausjärjestelmiä

Bosch-Rexroth (2006) esittelee hydraulisia ohjausjärjestelmävaihtoehtoja peräsimen ohjaukselle. Edellisessä luvussa mainittujen sylinteri- ja siipipyörätyyppien lisäksi toimilaittepuolelta löytyy myös siipipyörän ratkaisua muistuttava rakenne, jossa männät on muotoiltu rengasmaisiksi ja ne kaareutuvat puoliympyrän muotoon kammioihinsa akselin ympärille. Pumpuina käytetään vakiotilavuuksisia tai säätötilavuuksisia pumppuja riippuen siitä, onko järjestelmä puoliavoin vai suljettu. (Bosch-Rexroth 2006.)

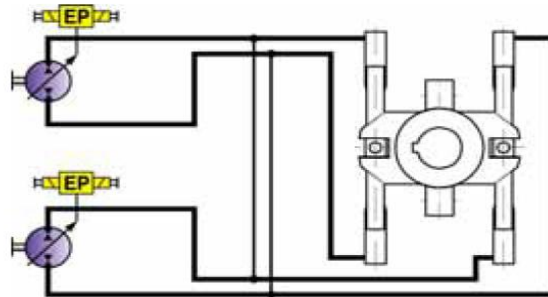
Puoliavoimessa järjestelmässä vakiotilavuuspumpun tuottoa säädetään proportionaaliventtiilillä, joka on kytketty sylintereihin. Sylinteriltä palaava neste syötetään suoraan pumpun imulinjaan, johon on myös kytketty tankilta täydennyslinja kompensoimaan vuotoja. Työpaine on rajoitettu paineenrajoitusventtiilillä ja passiivisessa ohjaustilassa proportionaaliventtiili asettuu vapaakierrolle. Kuvassa 2.4. on esitetty peräsimen ohjauksen puoliavoin hydraulijärjestelmä diagonaalaisella sylinteriasettelulla. (Bosch-Rexroth 2006.)



**Kuva 2.4.** Peräsimen ohjaus puoliavoimella hydraulijärjestelmällä. (Bosch-Rexroth 2006)



Suljetussa järjestelmässä pumppu tai pumput toimivat myös moottoreina riippuen sylinterin ajosuunnasta ja ohjausventtiileitä ei siis käytetä. Peräsimen liikettä hallitaan ohjaamalla pumppujen kulmaa sähköisesti. Kuvassa 2.5. on esitetty peräsimen ohjauksen suljettu hydraulijärjestelmä diagonaalaisella sylinteriasettelulla. (Bosch-Rexroth 2006.)



**Kuva 2.5.** Peräsimen ohjaus suljetulla hydraulijärjestelmällä. (Bosch-Rexroth 2006)

Rolls-Roycelta löytyy myös vastaavanlaisia ratkaisuja hydrauliiikan toteutukselle ja soveltuvuusluokituksia järjestelmätyypin ja aluskoon välillä. Esimerkiksi aiemmin mainittu kiertomäntätyyppinen ratkaisu esitetään sopivaksi rahtialusten lisäksi myös pienaluksiin, kuten kalastusaluksiin, jahteihin tai työveneisiin. Kiertomäntäohjauksessa käytetään pumppu-moottoriyhdistelmää, joka on asennettu suoraan mäntien päälle vähentämään letkujen määrää laitteistossa. Pumppu-moottori saa käyttövoimansa taajuusmuuttajaohjatulta sähkömoottorilta, jolla saadaan aikaan portaaton nopeudensäätö ja suunnanvaihto. (Rolls-Royce 2011, s. 5.) Suuremmille alustypeille on tarjolla siipipyörällä tai sylintereillä toteutettuja ratkaisuja. Siipipyörällä toteutettu ratkaisu pyrkii vastaamaan laivastolle tyypillisiin vaatimuksiin, joita ovat muun muassa alhaiset ääni-, värähtely- tai iskuominaisuudet. Sylintereillä toteutettu ratkaisu taas on esimerkiksi vähemmän toleranssikriittinen asennukselle, koska sen ankkurointikannattimet voidaan hitsata suoraan laivan runkoon. (Rolls-Royce 2011.)

Nykyisin laivoissa on monenlaisia kehittyneitä stabilointijärjestelmiä, jotka käyttävät peräsintä ja laivan kylkiin asennettuja evän kaltaisia vakaimia vähentämään epätoivottuja ilmiöitä, kuten huojuntaa aallokossa. Rudder Roll Stabilization, RRS, on eräs järjestelmä, joka pyrkii kompensoimaan aaltojen aiheuttamaa laivan kallistusta peräsimen poikkeutuksen aiheuttamalla kallistusliikkeillä. Haasteena näissä järjestelmissä on saada aikaan peräsimen nopea toiminta, joka edellyttää hyvää suorituskykyä toimilaitteilta. Käytännössä tämä voi tarkoittaa peräsimen maksimikulmanopeuden nostamista normaalista kuudesta asteesta sekunnissa kahteentoista tai jopa kahdeksaentoista asteeseen sekunnissa. (Roberts 2008, s. 265.) Stabilointijärjestelmien varustelussa kilpailijaksi nousevatkin sähköiset toimilaitteet, joilla luvataan olevan muun muassa parempi luotettavuus, huoltovapaus sekä helpompi kokonaisuuden toteutus kuin hydraulikalla. (Roberts 2008, s. 266.) Digitaalihuylakilla voisi olla potentiaalia tämän tyyppisiin-

kin järjestelmiin, koska digitaalihydraulisen venttiilistön avauksen vasteaika ei riipu ohjauksen suuruudesta toisin kuin proportionaaliventtiileillä.

## 2.2 Digitaalihydrauliikka

Digitaalihydrauliikkaa on tutkittu 2000-luvun alusta lähtien Tampereen teknillisessä yliopistossa ja alkuaskeleet hydrauliikan digitalisoimiseksi otti Artemis-yhtiö jo vuonna 1994. Tutkimus on lähtenyt liikkeelle ajatuksesta perinteisellä hydrauliikalla toteutettujen toimintojen aikaansaamiseksi digitaalisilla komponenteilla. Yhtenä tärkeänä tutkimuksen alueena ovat olleet rinnankytketyt on/off-venttiilit ja niiden muodostamat kokonaisuudet. Uusia tutkimusalueita ovat muodostaneet myös pumppujen, muuntimien sekä toimilaitteiden digitalisointi. (Linjama 2009a.)

Digitaalisten hydraulijärjestelmien etuja ovat ainakin komponenttien yksinkertaiset tilat, toistettavuus, ohjelmoitavuus sekä vikasietoisuus. Yhden proportionaaliventtiilin korvaaminen usealla rinnankytketyllä on/off-venttiilillä saa aikaan venttiilipaketin, jonka toimintakyky säilyy, vaikka osa venttiileistä rikkoontuisi. Rinnankytkettyjä on/off-venttiilikokonaisuuksia kutsutaan DFCU:iksi (Digital Flow Control Unit).

Proportionaaliventtiilin vikaantuminen voi tarkoittaa järjestelmän täydellistä pysähtymistä. Digitaalihydrauliikalla vikaantumistilanteessa ohjelmoitavuus mahdollistaa uuden kytkentäkombinaation käyttämisen, jolloin vikaantunut venttiili jätetään ohjauksen ulkopuolelle. Joskus useankaan venttiilin vikaantuminen ei aiheuta suurta vajetta toimintakyvyssä, vaikka ne jätettäisiin kompensoimatta. Lisäksi ohjaimella voidaan käyttää monenlaisia eri koodauksia riippuen käytettyjen venttiilien keskinäisestä koosta, esimerkiksi binääri- tai fibonaccikoodausta. Yksi tärkeimmistä digitaalihydrauliikan eduista on kuitenkin energiatehokkuus, jonka puute vaivaa montaa hydraulista sovellusta esimerkiksi työkoneiden hydrauliikassa. Digitaalisilla komponenteilla saadaan aikaan muun muassa turhien vastapaineiden poisto, energian talteenotto, sekä erilliset syöttöpaineet toimilaitteille käyttämällä pumppu-moottorimuunninta (Linjama 2009b).

Haasteina digitaalihydrauliikassa ovat muun muassa monimutkaisempi ohjaus, komponenttien suuri määrä ja hinta ilman massatuotantoa, sekä rajoitettu tarkkuus verrattuna analogisiin järjestelmiin. Tarkkuuden lisääminen onnistuu toki lisäämällä resoluutiota mutta tämä tarkoittaa venttiilimäärän kasvua. Tämän hetken kaupallisilla komponenteilla voi ongelmaksi muodostua myös venttiilien suurehko koko. Miniaturisoidulla pyritään korvaamaan isot venttiilit usealla pienellä, jolloin niiden koon, energiankulutuksen, vasteajan sekä tilavuuden pitäisi pienentyä huomattavasti. Ongelmia miniaturisoinnissa ovat ainakin virtausominaisuuksien muuttuminen sekä komponenttien pakkaaminen. (Linjama 2009b.)

## 2.3 Aemasäätö analogisessa ja digitaalisessa hydraulii- kassa

Perinteisissä asemaservoissa toimilaitteen asemaa säädetään proportionaali- tai servoventtiilillä. Asemaa säädettyä luistin ohjaus muuttuu verrannollisena asemavirheeseen. Luisti rajoittaa yhtä paljon toimilaitteen syöttö- ja paluuvirtausta, jolloin venttiilillä syntyy paljon tehohäviöitä ja kammiopaineet nousevat tarpeettoman korkeiksi. Differentiaalisylinteriä käytettäessä liikesuuntien nopeudet ovat epäsymmetriset pinta-alasuhteen vuoksi. DFCU:illa voidaan toteuttaa itsenäiset ohjausreunat, jolloin kammiopainetasoihin ja nopeuseroihin voidaan vaikuttaa valitsemalla erisuuret avaukset syöttö- ja poistoreunalle. DFCU:n avauksen viive riippuu vain on/off-venttiilin viiveestä ja on vakio riippumatta avauksen muutoksesta. Proportionaali- ja servoventtiileillä viiveeseen vaikuttaa avauksen muutoksen suuruus. Tästä esimerkkinä voidaan tarkastella avauksen muutosta nolasta maksimiin DFCU:lla ja luistiventtiilillä.

Proportionaali- tai servoventtiilillä ohjatussa järjestelmässä käytetään tyypillisesti asemasäädössä yksinkertaista P-säätöä, jos suoritusvaatimukset ovat vaatimattomat. Myös PD-säätö sekä tilasäätö ovat käytettyjä ratkaisuja mahdollisine paine- tai kiihtyvyytakaisinkytkentöineen (Fonselius et al. 2006). Tällaisten säätörakenteiden käyttö ei aseta suuria haasteita tai rajoituksia niiden realisoinnille. DFCU:issa aktiivisten venttiilien määrä on verrannollinen haluttuun tilavuusvirtaan. Aemaservo voidaan toteuttaa korvaamalla analoginen suuntaventtiili neljällä DFCU:lla, jolloin eroelimen signaali jaetaan DFCU:ille liikesuunnan mukaan ja vahvistetaan ohjausreunakohtaisesti. Suurentamalla poistopuolen reunan signaalin vahvistusta voidaan vähentää vastapaineen muodostumista. Käyttämällä erisuuria vahvistuksen arvoja signaaleilla DFCU:iden ollessa identtiset ja sylinterin ollessa differentiaalinen, ongelmaksi voi muodostua kavitointi esimerkiksi sellaisessa tilanteessa, että kuorma on karkaava ja syöttöpuolen suhteellinen avaus liian pieni männän liikkeessä positiiviseen liikesuuntaan.

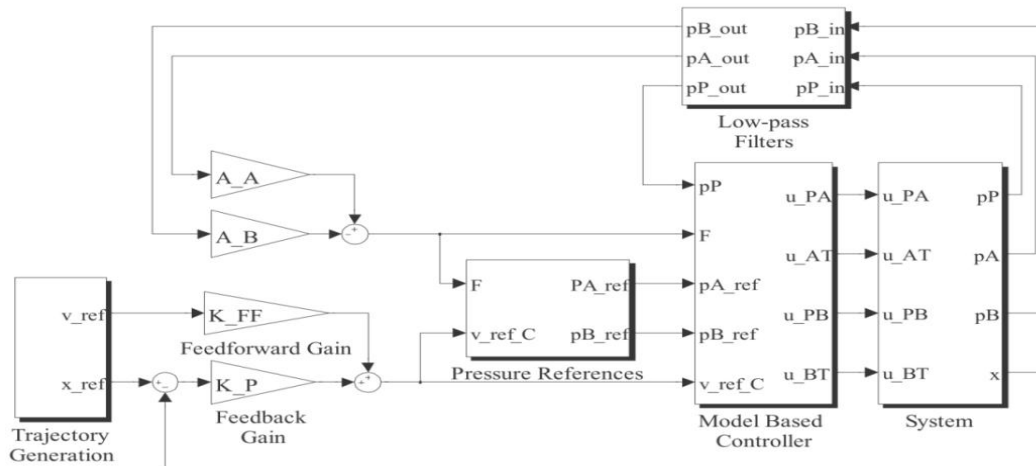
P-säädettyjen asemaservojen dynamiikka määräytyy lähinnä hydraulijärjestelmän ominaiskulmanopeuden ja vaimennuksen mukaan. Hydraulijärjestelmien luonnollinen vaimennuskerroin on hyvin pieni, noin 0.01-0.1 (Fonselius et al. 2006, s. 97). Hydraulisen ominaiskulmanopeuden tyypillinen arvoalue asemaservoissa on 10..300 rad/s. Aemaservoissa käytettyjen servoventtiilien rajataajuudet ovat luokkaa 60...200 Hz (400...1200 rad/s). Proportionaaliventtiileiden rajataajuuksissa jäädään yleensä alle 70 Hz:iin (~440 rad/s). Proportionaaliventtiiliä, jossa on sisäinen karan takaisinkytkentä ja nolapeitto, kutsutaan Regel-venttiiliksi ja sillä päästään noin 150 Hz (900 rad/s) rajataajuuksiin. (Fonselius et al. 2006, s. 62.) Regel- ja servoventtiileitä käytetään säätöjärjestelmissä niiden korkeahkon rajataajuuden vuoksi. Aemaservon siirtofunktiossa tämä tarkoittaa sitä, että venttiilin siirtofunktion navat ovat taajuustasossa kauempana negatiivisella reaaliakselilla kuin hydrauliset navat. Aemaservon dynamiikka määräytyy niiden avoimen järjestelmän napojen perusteella, jotka ovat lähimpänä origoa, eli yleensä hydraulisten napojen. Useimmiten Regel- tai servoventtiilin dynamiikka voidaan jättää huomioimatta asemaservon siirtofunktiossa.

### 2.3.1 Mallipohjaisesta säädöstä

Mallipohjaisessa säätöratkaisussa lasketaan, millaisia paineiden, nopeuden tai vaikkapa tehonkulutuksen arvoja tietty avauskombinaatio saisi säädössä aikaan. Tämä edellyttää tiettyjen suureiden, kuten kammiopaineiden ja syöttöpaineen mittausta järjestelmästä. Kammiopaineista saadaan laskettua sylinterin kuormavoima, kun tiedetään sylinterin pinta-alat. Säätimen tehtävä on laskea avauskombinaatioille ne arvot, joista ollaan kiinnostuneita, ja verrata näitä tavoitearvoihin. Arvojen laskennassa oletetaan virtaus turbulenteiksi, jolloin kuristuksen tilavuusvirta on verrannollinen paine-eron neliöjuureen. Lasketuille arvoille voidaan määrätä painokertoimet ja laskea yhteen näistä muodostuva summa. Tätä summaa kutsutaan sakkofunktion summaksi. Sakkofunktiolla määritellään tietyn ominaisuuden pahuus määräämällä sen kertoimen suuruus, esimerkiksi negatiivisten paineiden painotus äärettömällä. Tärkeintä tai tärkeimpiä ominaisuuksia painotetaan kaikkein suurimmilla arvoilla, ja se avauskombinaatio, joka minimoii sakkofunktion summan, valitaan. (Linjama 2009b.)

Eräs tapa käyttää mallipohjaista säädintä on muodostaa asemavirheestä suoraan nopeusreferenssi, jota verrataan laskettuihin nopeuksiin. Säädin säätää laskennallista avausta, ei todellista. Tällöin laskennassa käytettyjen parametrien täytyy vastata mahdollisimman hyvin todellisen järjestelmän parametreja. Turhien tilanvaihtojen kannalta laskennassa käytettyjen mittausten täytyy olla laadukkaita. Suodatukseen täytyy siis kiinnittää huomiota. Riittävän näytevälän valinnasta on myös huolehdittava, jotta jokainen venttiili ehtii asettua ohjattuun tilaansa. Venttiilien vasteajat voivat vaihdella hieman keskenään, mistä seuraa epävarmuutta tilanvaihdossa. Toisin sanoen venttiilit voivat olla hetken aikaa kiinni yhtä aikaa tilanteessa, jossa suljetaan ja avataan venttiilejä. Tällöin puhutaan pahoista tilanvaihdosta. Tästä voi aiheutua paineiskuja järjestelmään. Paineiskujen esiintymistä digitaalihydrauliikassa ovat tutkineet kattavasti muun muassa Laamanen et al. (2005). Paineiskujen kokoon vaikuttavat ajoitusvirheen suuruus tilanvaihdossa, missä DFCU:ssa epäonnistunut tilanvaihto tapahtuu ja millä venttiileillä, ja mikä on sylinteritoimilaitteen männän nopeus ja asema tilanvaihdon epäonnistuessa (Linjama 2009b).

Mallipohjaisen säätimen kanssa voidaan käyttää perinteisten säätimien ratkaisuja yhtä aikaa. Digitaalihydraulisella venttiilistöllä ja servoventtiilillä ohjatun puomin asemasäädön suorituskykyä ovat tutkineet ja vertailleet Linjama et al. (2008). Kuvassa 2.6. on esitetty lohkoakaavio tutkitusta järjestelmästä.



**Kuva 2.6.** Eräs digitaalihydraulisen säätöjärjestelmän lohko-kaavio (Linjama et al. 2008)

Järjestelmän toimilaitteet on mallinnettu System-lohkoissa. Lohkolta tulevat painemittaukset, jotka suodatetaan alipäästösuotimella ennen tilalaskentaa. Säätöpiirin ulommaisena osana on P-säädetty asemaservo yhdistettynä nopeuden myötäkytkentään, jonka ulostulo puolestaan toimii mallipohjaisen säädinlohkon nopeusreferenssinä. Säädin laskee venttiilien ohjaukset referenssipaineiden, syöttöpaineen, kuormavoiman ja nopeuden mukaan ja syöttää ohjaukset edelleen System-lohkkoon venttiilistöille.

### 2.3.2 Sakkofunktio säädössä

Sakkofunktion käyttöä on tutkittu monissa teollisissa säätösovelluksissa. Mallipohjaisen säädön lisäksi sakotusperiaatetta on käytetty muun muassa neurosäätimissä ja tilasäädössä. Arab-Alibeik ja Setayeshi (2002) ovat tutkineet simuloimalla adaptiivista tilatakaisinkytkentää ydinvoimalan säätöpiirien toiminnan ja reaktorin lämpötilan hallinnan parantamiseksi. Käytetty ratkaisu on nimeltään SFAC-säätö (State Feedback Assisted Classical). Siinä prosessin tilatakaisinkytkennässä ja tilaestimoinnissa käytetään adaptiivisia sakkofunktioita, joiden painoarvoilla pyritään vähentämään tilaestimointien virheitä ja parantamaan reaktorin lämpötilavasteita. Menetelmää on esitetty käytettäväksi, koska reaktorin dynamiikassa esiintyy muutoksia eri tehoalueilla. (Arab-Alibeik & Setayeshi 2002.)

Sakkofunktio on ollut osallisena myös marinepuolen sovellusten tutkimustyössä. Fang et al. (2010) ovat vertailleet adaptiivista PID-säätöä laivan kallistuksen vähentämiseksi evien ja peräsimen avulla. Käytetyt säätöratkaisut ovat neuraaliverkkoon pohjautuva itse virittyvä PID-säädin ja geneettiseen algoritmiin perustuva PID-säädin. Viritysarvojen valintaan vaikuttavat sakkomuuttujat ovat suuntimavirhe, peräsimen kulma, evän kulma ja laivan kallistuskulma. Menetelmien erona on, että neuraaliverkkoon pohjautuva säädin opettelee optimaaliset viritysparametrit, kun taas geneettiseen algoritmiin perustuva säädin laskee parhaat viritysten (ohjauksen) arvot. (Fang et al. 2010.)

Neurosäätimissä sakkofunktion painoarvot muuttuvat prosessin oppimisen seurauksena. Mallipohjaisessa säädössä lasketaan eri ohjausten arvoilla prosessin muuttujien arvoja, joita painotetaan sitä suuremmalla kertoimella, mitä pahempi muuttujan vaikutus prosessiin on. Mallipohjaista säätöä kutsutaan alan kirjallisuudessa nimellä Model Predictive Control (MPC) (Åkesson & Toivonen 2006). Sen tarkoitus on siis ennustaa prosessin ulostuloa eri ohjauksilla ja ennaltaehkäistä ongelmat eliminoimalla huonot ohjaukset. Neurosäätimissä, jotka oppivat reaaliajassa, sakan minimointi tapahtuu vasta tulevaisuudessa. Åkesson ja Toivonen (2006) ovat tutkineet neurosäätöä ja MPC:tä eri neuraaliverkon opetusmenetelmillä. Eräs tapa on ollut, että verkko opetetaan off-line-tilassa approksimoimaan MPC-menetelmää. Toinen tutkittu keino on, että verkko opetetaan off-line-tilassa suoraan minimoimaan sakkofunktio ilman, että mallipohjaisia säätöratkaisuja lasketaan. Off-line-opetuksella pyritään vähentämään tarvittavaa laskentakapasiteettia säätimellä. (Åkesson & Toivonen 2006.) Digitaalihuyluoliikassa on tutkittu paljon MPC-menetelmää ilman neuraaliverkkoa, jolloin sakoitusten painoarvot muuttuvat vain käyttäjän valintojen mukaan. Tämän tyyppistä säätöratkaisua käytetään myös tässä työssä.

## 2.4 Standardit pienalusten ohjaushydrauliikassa

Pienalusten ohjaushydrauliikan käyttöä ohjaa ISO 10592+A1 -standardi, jota sovelletaan alle 24 metriä pitkille aluksille. Sen sisältö on määritelty pitkälti standardin ISO 10240, Small Craft – Owners Manual, mukaan. (ISO 10592+A1 2001.) Lisäksi VTT:lla (Valtion teknillinen tutkimuskeskus) on työveneohjeisto vakavuudelle, kelluvuudelle, propulsiolle ja ohjaukselle, sekä muun muassa sähköjärjestelmille, mutta se ei ota kantaa hydraulisten ohjausjärjestelmien suunnitteluun. Työveneohjeisto pohjautuu myös kansainvälisiin standardeihin. Standardin ISO 10592+A1 mukaisia vaatimuksia ohjaushydrauliikalle ovat muun muassa:

- peräsimen (tai suuttimen) kääntökulma molemmille sivuille keskiasennosta katsoen on oltava vähintään 30 astetta
- veneillä, joiden pituus on yli 12,5 m, peräsimelle tuotettava momentti on oltava riittävän suuri kääntämään peräsimen ääriasennosta toiseen alle 30 sekunnissa
- komponenttien oltava yhteensopivia käytettäväksi täydellisenä järjestelmänä
- komponenttiosat tuettava itsenäisesti, erilleen yhdysputkista
- liitoksien, helojen, öljyn täyttö- ja ilmauskohtien on oltava luokse päästäviä
- komponenttien oltava ulkoisesti korroosiosuojattuja
- hydrauliohjausjärjestelmän, jossa on toimimaton autopilotti, on kyettävä toimimaan lämpötiloissa -10...+60 °C ja kestettävä säilytystä lämpötiloissa -30...+60 °C
- järjestelmän materiaalien on kestettävä niiden yhdisteiden ja nesteiden vaikutus, joiden kanssa järjestelmä on kosketuksessa normaalin käytön aikana
- hydraulinesteen vaatimuksia ovat nesteen palamattomuus tai että sen leimahduspiste on vähintään 157 °C

- mikäli paineenrajoitusventtiili ei aukea ajoissa, on hydrauliohjausjärjestelmän kestettävä ohjauskyvyn heikkenemättä sylinteritangon liitäntäkohtaan, sylinteritangon suuntaisesti, molempiin suuntiin tuotettu 3 300 N staattinen voima
- hydraulisynteritangon on kestettävä osien irtoamatta ja häiriöittä 1670 N suuruisen jaksottainen voima, joka tuotetaan 50 000 suunnanvaihdolla

ISO 10592+A1 -standardissa määritellään myös paljon eri vaatimuksia ohjauspyörälle, komponenttien merkinnöille sekä järjestelmän mukana toimitettaville dokumenteille, joita ei työn sisällön vuoksi tässä tapauksessa esitellä.

## 2.5 Väylätekniikat laivoissa ja veneissä

Moderneissa aluksissa esiintyvä elektroniikan määrä voi olla huomattava ja aluksen käyttäjälle tarpeellinen informaatio voi sisältää niin aikakriittisiä kuin turvallisuuskriittisiä viestejä. Kaiken informaation yhteensaattaminen vaatii standardoidun verkkoratkaisun, jolla saavutetaan kustannustehokkuus ja yksinkertainen rakenne. Aluksen ohjausjärjestelmien toteuttaminen CAN-väylän avulla mahdollistaa kokonaisuuden, johon myös digitaalihydrauliikka voidaan sisällyttää.

Suihkujen ohjaus voidaan toteuttaa CAN-väylällä esimerkiksi CANopen-protokollan avulla. Tällöin hyödynnetään CANopen-laiteprofiilia, joka määrittelee hydraulisen asemasäädön käytölle tarpeelliset toiminnot ja säädön käyttämän ohjaimen ja CAN-väylän välisen rajapinnan. CANopen-protokollalla toteutettu asemasäätö voidaan liittää osaksi suurempaa elektronisten ja hydraulisten järjestelmien kokonaisuutta, jonka NMEA2000-standardi määrittelee. Seuraavaksi esitellään lyhyesti laivoissa ja veneissä käytettyä NMEA2000-standardia sekä tarkastellaan työssä käytettyä CANopen-laiteprofiilia.

### 2.5.1 NMEA2000

NMEA2000-standardin kehitys aloitettiin vuonna 1994 ja virallisesti standardi julkaistiin vuonna 2001 (Anderson & Luft 2002, s. 1). Sen kehitys lähti tarpeesta integroida laivojen ja veneiden erityyppiset elektroniset laitteet ja näiden tarjoama informaatio sekä tarjota samanaikaisesti reaaliaikainen tiedonsiirto laitteiden välillä. NMEA2000 on verkkokokonaisuus, joka pohjautuu CAN-väylän käyttöön tiedonsiirrossa. Standardi määrittelee minimivaatimukset sarjaliikenneverkolle, joka yhdistää toisiinsa veneen väyläliitännäiset laitteet. NMEA2000-standardi määrittelee dataformaatit, verkkoprotokollan sekä fyysisen kerroksen vaatimukset laitteiden liitännälle. NMEA2000-verkon osia ovat fyysinen kerros, datayhteyskerros, verkon hallinta sekä sovelluskerros, joista suurin osa on määritelty ISO-standardien mukaan (Luft et al. 2002, s. 3).

Ennen NMEA2000-standardia tunnetuksi tullut NMEA0183 on sarjaliikenne-rapinta, kun taas NMEA2000 määrittelee koko sarjaliikenneverkon toiminnallisuuden. Sekä NMEA2000 että NMEA0183 määrittelevät käytetyt dataformaatit. NMEA2000

sisältää lisäksi verkon hallintaan sekä datan lähettämiseen ja vastaanottamiseen liittyviä sääntöjä, jotka ovat tarpeellisia monimutkaisemman verkon toiminnassa. NMEA2000 hoitaa datan siirron yhdellä kaapeliparilla CAN-väylälle tyypilliseen tapaan, kun taas NMEA0183-rajapintaa käytettäessä voi erillisten johtojen määrä kasvaa viiteenkymmeneen. Lisäksi datankäsittelynopeus NMEA2000-verkolla on moninkertainen verrattuna NMEA0183:een. (Anderson & Luft 2002.)

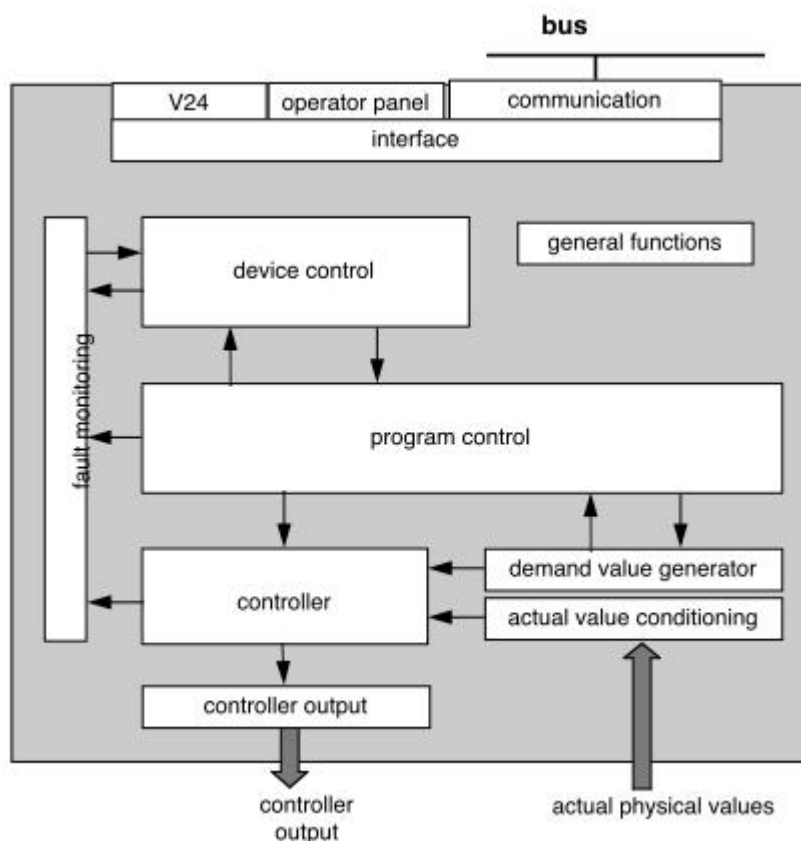
NMEA2000-verkon pohjautuminen CAN-väylään, eikä esimerkiksi Ethernettiin, selittyy alhaisilla komponenttikustannuksilla ja paremmalla tiedonvälitystekniikalla (Spitzer et al. 2009, s. 3). Ethernet-verkossa kahden laitteen joutuessa kilpailutilanteeseen väylällä esiintyy datan ”törmäystä” ja molemmat laitteet lopettavat datan lähettämisen ja yrittävät myöhemmin uudelleen, mistä seuraa viivettä datan siirtoon. CAN-väylällä kilpailutilanteet hoituvat siten, että korkeimman prioriteetin laite jatkaa lähetyttä alemman odottaessa. Tällöin ei synny ylimääräistä viivettä. Ethernet-verkoissa keskitimien korvaaminen kytkimillä on tuonut ratkaisun datatörmäyksille. Priorisoinnin tarjoavat kytkimet voivat kuitenkin olla kalliita ja monimutkaisia eikä niille ole omaa standardia. Tämä johtaa kalliiseen ja monimutkaiseen verkkoratkaisuun verrattuna CAN:iin. (Spitzer et al. 2009, s. 4.)

### 2.5.2 CiA408-laiteprofiili

CiA408 on CANopen-protokollan määrittelemä laiteprofiili, joka on ensisijaisesti tarkoitettu käytettäväksi proportionaaliventtiilien, pumppujen ja näiden toimilaitteiden kanssa, ja sitä voidaan yhtä hyvin soveltaa myös pneumaattisille laitteille. Laitteiden kommunikointi pohjautuu CiA301-sovellusprofiiliin ja parametrien SI-yksikköjen käyttö puolestaan CiA303-2-spesifikaatioon. Koko laiteprofiilin pohjana toimii VDMA:n (VDMA Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau) profiili ”Fluid Power Technology”. (CiA 2005.)

Kuvassa 2.7. on esitetty CiA408-laiteprofiilin mukainen laitearkkitehtuuri, josta nähdään eri toimintojen väliset yhteydet. Device control -lohko sisältää kommunikaatiotilakoneen ja laitetilakoneen. Nämä toimivat keskenään siten, että kommunikaatiotilakoneen huonot tilan muutokset ohjaavat laitetilakoneen haluttuun ja turvalliseen tilaan silloin, kun laitetilakone on lähtötilanteessa (ennen kommunikaatiotilakoneen muutoksia) aktiivisessa tilassa. Huonoja tilanmuutoksia ei pidä sekoittaa tekstissä esiintyviin pahoihin tilanvaihtoihin. Controller-lohkossa määritellään säätöalgoritmi. Controller output -lohko sisältää säätimen laskeman ohjauksen ja signaalien jaon. Program control -lohko antaa säätimelle halutun laiteohjausmoodin. Actual value conditioning- ja demand value generator -lohkot muokkaavat mitattuja fyysisiä suureita ja muodostavat näistä edelleen pyyntiarvot säätimelle riippuen siitä, mitä suuretta ollaan säätämässä. (CiA 2005, s. 20.)



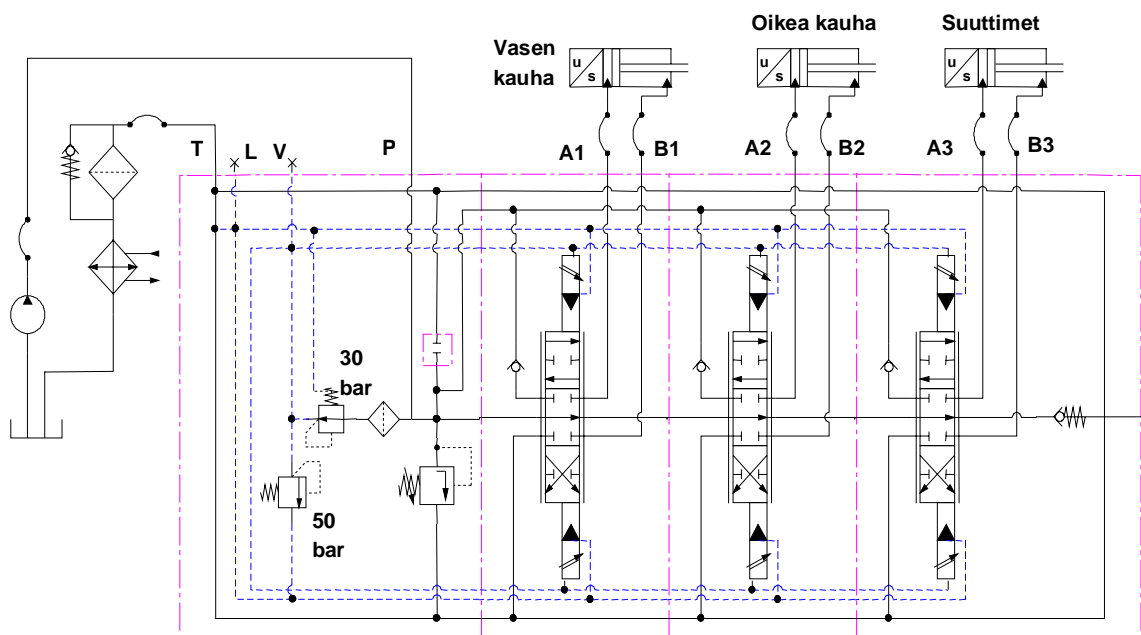


*Kuva 2.7. CiA408-laiteprofiilin arkkitehtuuri (CiA 2005).*

Käytettävien CANopen-objektien määrä ja kartoitus PDO-viesteiksi riippuvat laitteen ohjausmoodista. Laiteprofiili sisältää seitsemän kartoitusta lähetettävälle viesteille ja kahdeksan kartoitusta vastaanotettaville. Sovellusobjekteja profiili määrittelee reilusti yli sata, joista pakollisia on ainoastaan neljä. Valmiita ohjausmoodeja on määriteltä kymmenen, joista testeissä käytetty venttiiliohjain tukee kolmea: Spool position open loop, Drive open loop movement ja Drive position control axis. Jälkimmäisen asemasäätöön soveltuvan moodin määrittelemät objektit sisältävät monipuolisesti eri säätöratkaisuihin liittyviä parametreja muun muassa PID-säätimen integrointi- ja derivointiajoille sekä mahdollisille takaisinkytkennöille. (CiA 2005.)

## 2.6 Metropolian testilaitteiston esittely

Metropolia ammattikorkeakoululla oli iBoat-projektissa tutkimuskäytössä vene, joka oli varustettu proportionaalitekniikalla toteutetulla hydraulisella suihkujen ohjausjärjestelmällä. Laitteiston hydraulijärjestelmä toimii esimerkkinä suihkujen hydraulisesta ohjauksesta ja sen komponenttimitoitukset ja suoritusarvot ovat olleet pohjana tämän työn digitaalihuylisen ohjausjärjestelmän mitoituksessa. Järjestelmää kuvaava hydraulikaavio on esitetty kuvassa 2.8.



**Kuva 2.8.** Metropolian testiveneen ohjaushydrauliikka.

Kuvan järjestelmässä vakiokierrostitilavuuspumpulla tuotetaan tilavuusvirta proportionaaliventtiileille, jotka ovat sarjaankytkettyinä painelinjassa ja ohjaavat kukin omaa sylinteriään. Järjestelmässä on tuplasuuttimet suihkun ohjaukselle ja molemmille omat kääntökauhansa. Käytetty järjestelmä on CFO-järjestelmä, Constant Flow Open Center, avoimen keskiasennon ympärumpausjärjestelmä. Pumpussa on sisäänrakennettu painekompensoitu 3-tievirransäätö, joten sen toiminta matkii painekompensoidun säätötilavuuksisen pumpun toimintaa. Neutraalissa tilanteessa neste kiertää proportionaaliventtiilien vapaavirtauskanavien läpi. Paineennousu syöttölinjassa aiheutuu vapaavirtauskanavan supistumisesta venttiilin ohjauksen siirtyessä aktiiviseen tilaan. Painelinjasta otetaan myös paineenalennusventtiilillä sopiva esiohjauspaine venttiileiden karoille. Nesteen syöttö toimilaitteelta painelinjaan on estetty vastaventtiileillä tilanteessa, jossa kuormanpaine ylittää syöttöpaineen. (Metropolia 2011.)

Järjestelmän etuna on sen komponenttien edullinen hinta. Huonoja puolia on muun muassa se, että ohjattaessa montaa sylinteriä yhtä aikaa syöttöpaine määräytyy suurimman kuormanpaineen mukaan. Käytettyjen venttiileiden ohjausominaisuudet ovat huonohkot muun muassa suurien peittojen vuoksi, jotka voivat olla peräti 30 % karan liikealueesta. Tästä johtuen vapaakierron keskiasennon löytäminen venttiileissä vaikeutuu. Lisäksi kuormavoiman vaihtelusta johtuvaa nopeuden muutosta ei pystytä kompensoimaan automaattisesti. (Metropolia 2011.)

### 3 JÄRJESTELMÄN MALLINNUS JA MITOITUS

Suunnitteluohjelmistot tarjoavat tärkeän työkalun järjestelmämallinnukseen ja mitoitukseen. Hydraulijärjestelmistä voidaan rakentaa ensin simulointimalli, jonka toimintaa tutkimalla voidaan ennaltaehkäistä väärästä mitoituksesta tai konfiguraatiosta johtuvia ongelmia ja virittää alustavasti säädinparametrit siten, että järjestelmä käyttäytyy toivotulla tavalla. Mallin hyvä pätevyys edellyttää fyysisten parametrien (pinta-alat, kuristusten virtausarvot, puristuskerroin, venttiilien vasteajat ja niin edelleen) huolellista määrittämistä.

Tässä luvussa esitellään ohjausjärjestelmän simulointimalli, siihen liitettävä säädin ja sen suunnitteluprosessi, sekä laboratorioissa sijaitsevan testilaitteiston toiminta. Lisäksi käydään läpi hybridiohjaimen toiminta ja sen ohjelmointiin liittyneitä vaihteita.

#### 3.1 Ohjaukseen kohdistuvat kuormavoimat

Vesisuihkun suutinohjauksessa suuttimeen kohdistuvat voimat riippuvat muun muassa suuttimen geometriasta ja kiinnitystavasta. Suutin voi olla esimerkiksi upotettuna vesisuihkulinjan sisään tai ripustettuna sen ulkopuolelle. Voimien suuruuteen vaikuttavat lisäksi painejakauma suuttimen sisäpinoilla sekä läpäisevän vesimassan liikemäärän muutokset. (Carlton 2007, s. 364.) Upotetun suuttimen reunat painautuvat suihkuputken sisäpintoja vasten painejakaumasta aiheutuvalla resultanttivoimalla, jolloin myös kitkavoimat voivat nousta suuriksi. Yhtälöissä (1), (2) ja (3) on esitetty suuttimen ripustuksen kautta alukseen kohdistuvien voimien yhtälöitä (Lewandowski 2004, s. 97).

$$T_G = \rho * A_j * U_j^2 \quad (1)$$

$$X_T = T_G * (1 - \cos \delta) \quad (2)$$

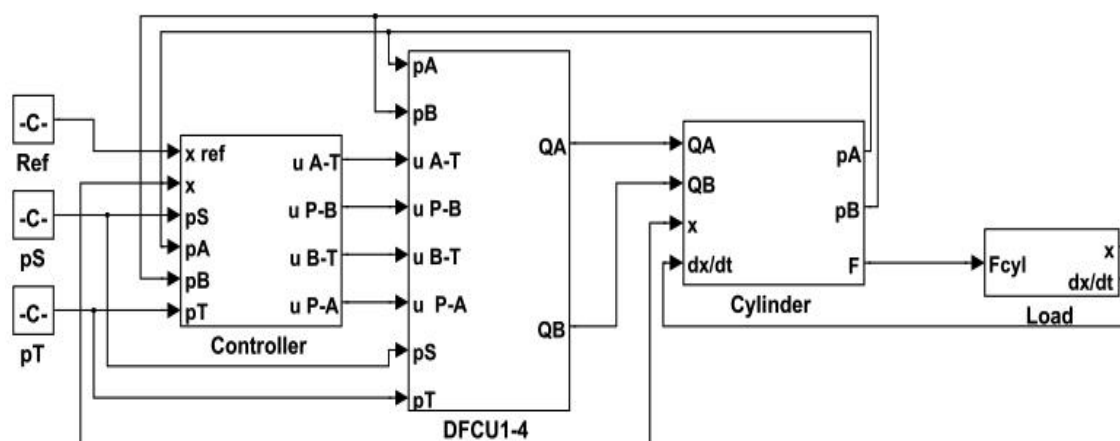
$$Y_T = T_G * \sin \delta \quad (3)$$

Yhtälössä (1) on vesisuihkun aikaansaama kokonaistyöntövoima, joka riippuu veden tiheydestä  $\rho$ , suuttimen poikkipinta-alasta  $A_j$  sekä virtausnopeuden neliöstä  $U_j^2$ . Yhtälöissä (2) ja (3) on kuvattu pitkittäis- ja sivuttaisvoimien muutoksen riippuvuus suuttimen poikkeutuskulmasta  $\delta$  sekä kokonaistyöntövoimasta  $T_G$ . Voimien muutokset ovat nollia kulman ollessa nolla, jolloin vesisuihkua ei poikkeuteta ollenkaan. Nämä yhtälöt eivät suoraan kerro, millainen vääntömomentti tarvitaan kääntämään suutinta tiettyyn kulmaan. Niiden perusteella voidaan kuitenkin päätellä, että suuttimen tarvitsema vääntömomentti on keskiasennossa nolla ja ääriasennoissa maksimissaan. Suuttimen poikkeutus keskiasennosta saa aikaan veden painejakauman siirtymisen vastakkai-

selta reunalta toiselle, jolloin myös kääntämiseen tarvittava vääntömomentti kasvaa. Suihkun ohjauksessa suuttimen kääntöön tarvittava voima on huomattavasti suurempi verrattuna peräsimeen, koska se riippuu jetin kokonaistyöntövoimasta. Peräsimen ohjauksessa voima riippuu veden virtausnopeuden neliöstä. (Lewandowski 2004.)

### 3.2 Ohjausjärjestelmän simulointimalli

Säätimen testausta varten vesijetin ohjausjärjestelmästä tehtiin simulointimalli Matlabin Simulinkillä, jonka avulla voitiin hakea alustavia arvoja säätimen viritysparameetreille ja tarkastella ohjauksen käytöstä. Lopulta mallista voitiin ottaa pelkkä säädin ja käyttää sitä suoraan dSPACE-laitteistolla todellisen hydrauliiikan testauksessa. Simulointimallin ylin taso on esitetty kuvassa 3.1.

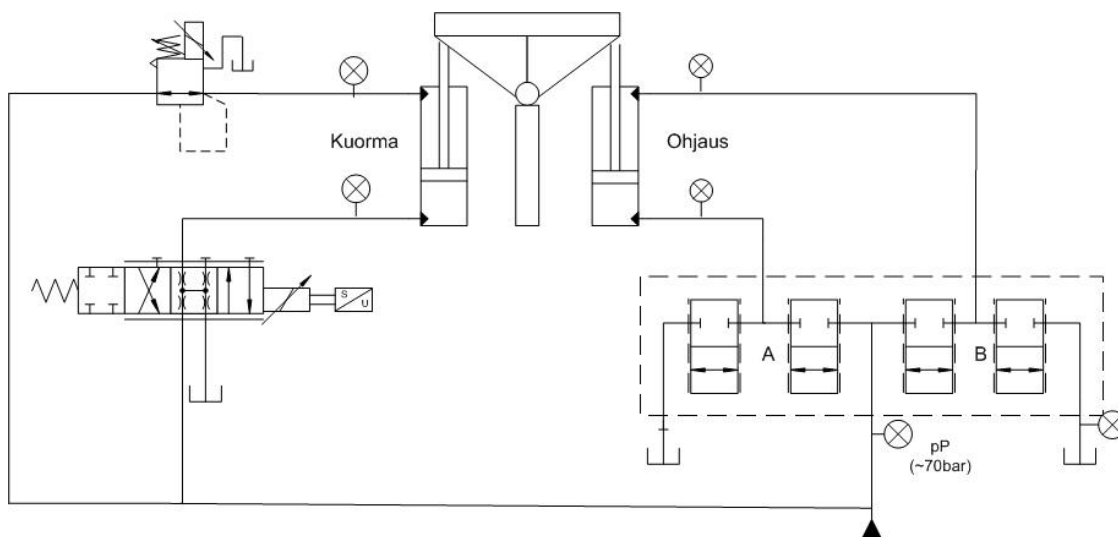


*Kuva 3.1. Suihkunohjausjärjestelmän simulointimalli.*

Järjestelmän malli rakennettiin ajatuksella, että suuttimen/suuttimien ohjaus tapahtuu yhdellä sylinterillä vipuvartta käyttämällä. Veneen kulkusuunnan vaihtoon liittyvät toiminnot jätettiin mallintamatta ja tutkimatta, koska säädettävyyden kannalta ne ovat toisarvoisia. Controller-lohko käsittää säädinratkaisun, joka kuvan tapauksessa on mallipohjainen säädin. Dynamiikan kannalta olennaisia osia mallissa ovat DFCU1–4-lohkon sisältämät on/off-venttiilien virtausmallit, Cylinder-lohkon sisältämä kitkamalli sekä Load-lohko, jolla voidaan toteuttaa haluttu kuormavoiman käytös. Venttiilien parametrien määrittämistä varten mitattiin todellisten venttiilien läpäisykertoimet ennen venttiililohkon kytkemistä järjestelmään. Kitkaparametrit määritettiin mittaamalla ohjaussylinterin kammiopaineet eri nopeuksilla, kun kuormasynteri oli irti. Kitkavoima voitiin määrittää kammiopaineista lasketun kuormavoiman avulla, kun tiedettiin että kuorma on pieni. Kuormavoima mallinnettiin asemasta riippuvaksi lineaariseksi voimaksi, jolloin voitiin approksimoida jetin ohjaukseen kohdistuvia voimia. Syöttöpaine oletettiin vakioksi ja tankkipaine nolaksi.

### 3.3 Testilaitteisto

Koska ohjaussylinterin liikematka oletettiin pieneksi, voitiin hyödyntää laboratoriosta löytyvää kiikkumekanismia, jonka toiselle puolelle kiinnitettiin ohjaussylinteri ja toiselle kuormasylinteri. Kun ohjaussylinterin liikematka oli 10 cm ja sylinterien kiinnityskorkeudet sopivat, ei kiikun välityssuhde muuttunut suuresti liikkeen aikana, vaan pysyi lähellä ykköstä. Testilaitteistossa käytetyn hydraulijärjestelmän kaavio on esitetty kuvassa 3.2.



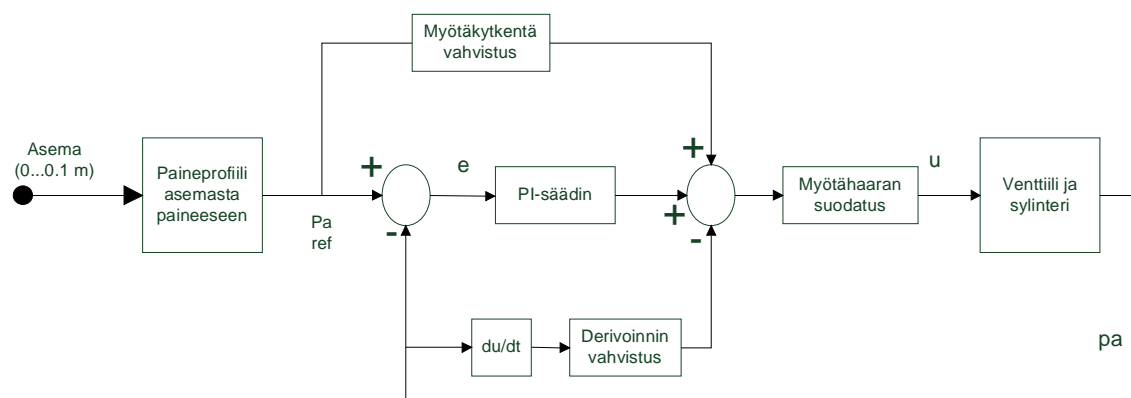
**Kuva 3.2.** Testilaitteiston hydraulikka.

Ohjaussylinteriin oli kytketty neljästä ohjausreunasta koostuva digitaalinen venttiililohko. Jokainen ohjausreuna koostui kolmesta erikokoisesta venttiilistä ja reunat olivat keskenään identtiset. Syöttöpaine, tankkilinjan paine sekä molempien sylinterien kammionpaineet mitattiin. Aseman mittaus suoritettiin ohjaussylinteriltä.

Kuormavoimien generoinnissa lähdettiin liikkeelle ajatuksesta, että ohjaussylinteriin kohdistuvat voimat ovat verrannollisia suuttimen asentoon. Kuormapuolen sylinterin ohjaus toteutettiin paineensäätönä, joka riippuu ohjaussylinterin männän asemasta. Kiikun alkuperäinen kuormasylinteri oli liikematkaltaan vain 50 mm, joten se päätettiin korvata pidempi-iskuisella sylinterillä, jotta ohjaussylinterin koko liikealue saadaan käyttöön.

Kuorman säädössä pyrittiin käyttämään varastosta löytyviä komponentteja, jolloin päädyttiin kuvan 3.2. mukaiseen järjestelyyn. Kuormasylinterin A-kammioon kytkettiin Regel-venttiili ja B-kammioon kaksitiepaineenalennusventtiili. Regel-venttiilin B-portti tulpattiin. Paineenalennusventtiilille syötettiin vakiojännite, jolloin se pyrki pitämään paineen asetusarvossa. Sekä kuormapuoli että ohjauspuoli saivat syöttöpaineensa samasta painelinjasta. Koska ohjauspuolen mitoitettu syöttöpaine oli noin 70 baaria ja sylinterien mäntien pinta-alat samat, oli paineenalennus kuormapuolella tarpeellinen. Regel-venttiilin ohjausta varten toteutettiin dSPACE-laitteistolla PID-säädin, jolla säädettiin paine asemasta riippuvaan arvoon. Käytetty paineprofiili oli lineaarinen

ja arvot laskettiin siten, että ohjaussylinterin keskiasennossa kokonaisvoima on nolla. Käytetyn Regel-venttiilin painevahvistus nolasta maksimiin oli 0...3 % luistin liikealueesta ja venttiilin peitot olivat erittäin pienet. Venttiilin kuvassa näkyvä neljäs asento vasemmassa reunassa tarkoittaa vikaturvallista asentoa, johon luisti asettuu, kun venttiilin ohjaus häviää. Kuvassa 3.3. on kuormasynterin A-puolen paineensäädön lohkokaavio.

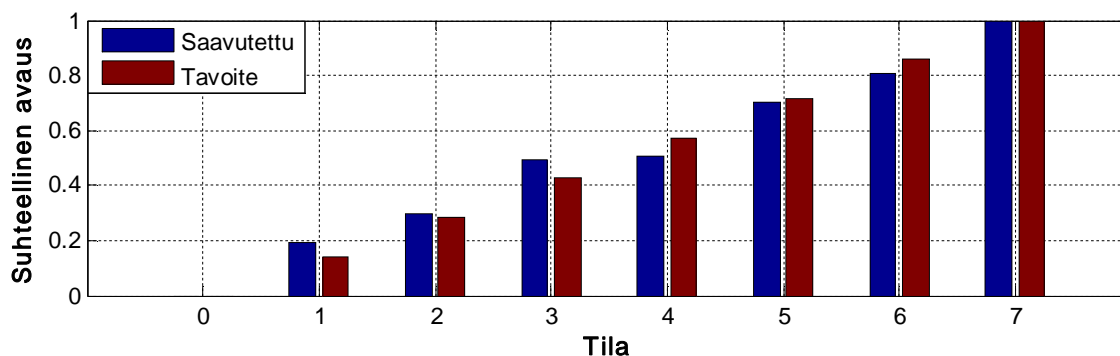


**Kuva 3.3.** Paineensäädön lohkokaavio kuormapuolella.

Kuvassa 3.3. PID-säätimen derivointi otettiin suoraan säädettävästä suureesta eikä eroisuuresta. Tällä yritettiin välttää esimerkiksi nopeiden askelten aiheuttamat ohjauksen negatiiviset heilahtelut askelten alussa. Lisäksi käytettiin myötäkkyntää nopeuttamaan säädön reagointia ja myötähaaran suodatusta vähentämään derivaattorin vahvistusta korkeilla taajuuksilla.

### 3.3.1 Venttiilistön mitoitus

Testilaitteiston digiventtiililohko oli varustettu porauksilla, joihin voitiin laittaa kuristuksia on/off-venttiilien eteen. Kuristusten mitoituksessa pyrittiin mahdollisimman hyvään resoluutioon kaupallisilla kuristimilla ilman kuristusten muokkausta. Standardin ISO 10592+A1 määrittelemät nopeusvaatimukset veneen ohjaushydrauliikalle ovat väljät. Eräänä vaatimuksena on, että peräsin täytyy pystyä kääntämään ääriasennosta toiseen alle 30 sekunnissa. Tämä koskee aluksia, joiden pituus on yli 12,5 metriä. Mitoituksen perusteena pidettiin, että testilaitteiston sylinterillä päästään alle neljässä sekunnissa päädyistä päätyyn kuormavoimilla -2500...+2500 N sylinterin iskun ollessa 10 cm ja syöttöpaineen ollessa 70 bar. Kuristinten valintaan saatiin osviittaa aikaisemmasta tutkimuksesta, jossa viidestä käytetystä kolme suurinta olivat kaikkein lähimpänä binäärikoodattuja kokoja. Saatavilla olevista kuristuksista valittiin halkaisijaltaan koot 0,6 mm, 0,8 mm ja 1,5 mm. Kuvassa 3.4. on esitetty saavutettu avausresoluutio ja tavoitevausresoluutio (suurimman tilan mukaan) ohjausreunaa kohden.



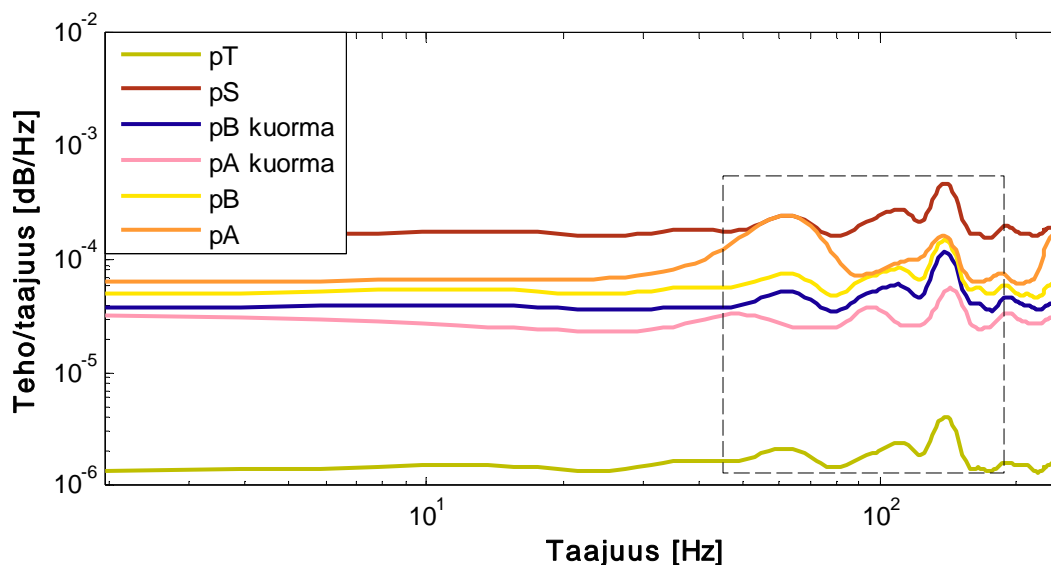
*Kuva 3.4. 3-bittisen DFCU:n saavutettu avausresoluutio ja tavoiteavausresoluutio.*

Digitaalisten venttiililohkojen koodaustapoja on useita, muun muassa PNM, Fibonacci tai tribonacci. Esimerkiksi PNM-koodauksen ja binäärikoodauksen erona on se, että PNM-venttiilien kuristukset ovat kaikki samankokoisia. Näin ollen suhteellinen avaus on suoraan verrannollinen avattujen venttiilien määrään, toisin kuin binäärikoodauksessa järjestelmässä. Huonona puolena PNM:ssä on se, että mikäli pienin haluttu nopeus on todella pieni ja tarvittava nopeusalue on laaja, tarvitaan venttiilejä paljon. Binäärikoodaukseen päädyttiin sen vuoksi, että riittävä nopeusalue saavutettaisiin mahdollisimman pienellä venttiilimäärällä.

### 3.3.2 Mittausanturit

Käytetyt paineanturit olivat Trafagin valmistamia piezoresistiivisiä antureita, joiden virtaviestialue on 4...20 mA ja painealue 0...250 bar, tankkilinjan anturilla 0...25 bar. Signaalin tyypilliseksi nousuajaksi (10...90 % oletusmittausalueesta) ilmoitetaan 1 ms (Trafag 2011, s. 3). Anturille voidaan olettaa vähintään 1 kilohertsin rajataajuus. Koska koko testilaitteiston dynamiikkaa dominoi hydraulinen ominaiskulmanopeus, jonka arvo on vähintään kertaluokkaa pienempi, ei anturin dynamiikka rajoita järjestelmän rajataajuutta. Anturin dynamiikalla olisi muutenkin enemmän merkitystä sellaisessa sovelluksessa, jossa painesignaaleja käytettäisiin vaimennusta lisäävinä takaisinkytkentöinä, esimerkiksi dynaamisessa voimatakaisinkytkennässä.

Sopivan suodatuksen mitoitusta varten tallennettiin kaikkien paineanturien suodattamaton skaalattu signaali tilanteessa, jossa paineet olivat nolliä. Kaikista signaaleista muodostettiin tehospektrit Matlabin System Identification Toolboxilla. Ennen spektrin laskemista signaaleista tehtiin nollakeskiarvoisia. Painesignaalien tehospektrit on esitetty kuvassa 3.5.



*Kuva 3.5. Painesignaalien tehospektrit.*

Kaikista spektreistä on erotettavissa ainakin kaksi piikkiä, jotka osuvat noin 50–60 Hz ja 140–150 Hz taajuuksille. Muuten matalammilla taajuuksilla spektrit ovat tasaisia ja mittauskohina lienee lämpökohinaa. Häiriöpiikkien puolesta suodatuksen alipäästötaajuudeksi sopisi 20–30 Hz. Se, kuinka alas suodatuksen rajataajuus täytyy ja voidaan saada, riippuu vaiheensiirron aiheuttamasta virheestä laskettuun kuormavoimaan ja syöttöpaineeseen.

Käytetty asema-anturi oli analoginen resistiivinen lineaarianturi. Asemasignaalin häiriöt osuivat samoille taajuusalueille. Kaikkien signaalien suodatuksessa päädyttiin käyttämään 2. kertaluvun Butterworth-suodatinta. Sopiva suodatuksen rajataajuus on noin 5–30 Hz alueella. Järjestelmän toimintaa testattiin ajamalla sinimäistä referenssiajossa eri suodatuksen arvoilla. Käytetyt arvot olivat 30, 15, 10 ja 5 Hz. Normaalisuodatuksen lisäksi käytettiin tutkija Matti Linjaman kehittämää kill peaks -lohkoa, jonka tarkoitus oli poistaa suodattamattomasta datasta suurimmat piikit. Kuormansäädön alustava viritys tehtiin 10 Hz suodatuksella sekä kill peaks -lohkolla. Kokeiltaessa eri suodatuksen raja-arvoja kuormanpainesignaaleilla huomattiin, että 5 Hz rajataajuudella säädöstä tulee epästabiili liiallisen vaiheensiirron vuoksi ja vahvistusta joudutaan pudottamaan reagointinopeuden samalla kärsiessä. 30 Hz rajataajuutta käyttäessä paineensäätö ei myöskään toiminut kunnolla johtuen takaisinkytkennän liiallisista häiriöistä. Kuormansäädössä paineen suodatuksen rajataajuudeksi valittiin 10 Hz.

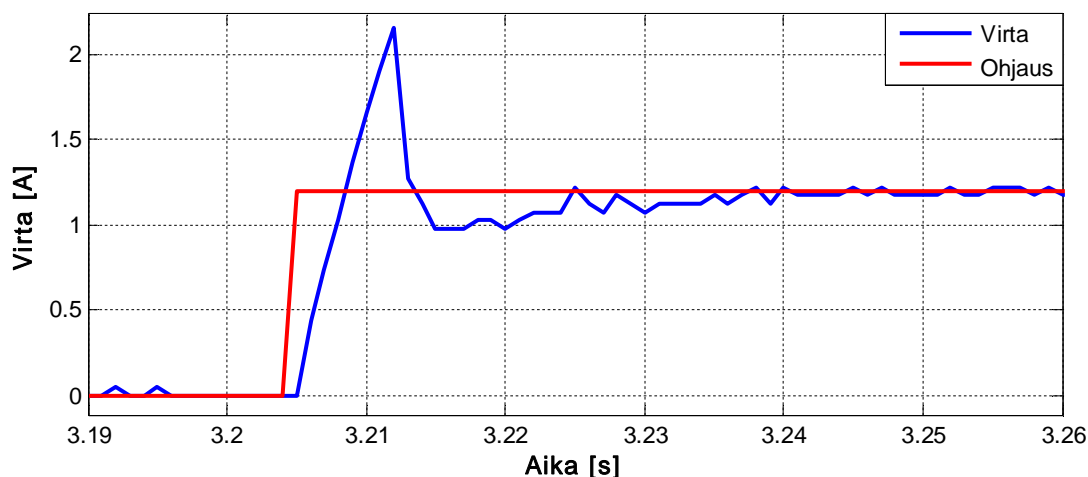
Suodattimien valinnan kannalta kriittisimmäksi muodostui odotetusti asemasignaalin suodatuksen taajuus. 5 Hz rajataajuus aiheutti jo askelmaisessa referenssiajossa värähtelyä vasteeseen huomattavasti muita käytettyjä taajuuksia herkemmin. Mallipohjaisen säätimen vahvistus oli asetettu siten, että vasteet ovat värähtelemättömiä 10 Hz suodatusta käytettäessä. Myös aseman suodatukseen päädyttiin käyttämään 10 Hz suodatusta ja kill peaks -lohkoa.



### 3.3.3 Ohjauselektronikka

Venttiilien ohjauksessa käytettiin boosterielektronikkaa, jolla pyrittiin nopeuttamaan venttiilien vasteaikoja. Boosteri toimii siten, että venttiilin kelalle kytketään liipaisun alkuvaiheessa ylijännite, minkä jälkeen jännitettä säädetään PWM-menetelmällä. Näin saadaan kelan virta kasvamaan aluksi nopeasti, jolloin myös kelan aikaansaama voima kasvaa nopeammin.

Boosteri viritettiin ennen järjestelmän testausta mittaamalla venttiilien virtakäyrät pihtivirtamittarilla, joka oli kytketty dSPACE-laitteiston mittauskanavaan. Käyrämuotoja tutkittiin aluksi 24 voltin käyttöjännitteellä. Lopullinen viritys tehtiin 40 voltilla. Vasteajan arviointi virtakäyrästä perustui siihen olettamukseen, että venttiilin karan osuminen päätyyn aiheuttaa kelan virtaan takavirtapiikin, joka näkyy virran alenemana. Pitovirtojen asettumisajat saatiin puolittumaan vaihtamalla käyttöjännite korkeampaan ja säätämällä pitovirran arvo oikeaksi. Kuvassa 3.6. on esitetty yhden venttiilin virtakäyrä, kun boosterin käyttöjännite on 40 V.



**Kuva 3.6.** Erään venttiilin virtakäyrä liipaisussa, kun käyttöjännite on 40 V.

Kuvassa 3.6. piikkivirran arvo on noin kaksinkertainen verrattuna pitovirran arvoon. Pitovirran arvona hieman reilu ampeeri ei ole liikaa kelan lämpenemisen kannalta ja se on riittävä pitämään karan paikallaan. Vasteaikoja arvioitaessa karan päätyyn osumisen määrittäminen ei kuitenkaan ole kovin helppoa, koska ei tiedetä varmaksi, tapahtuuko se esimerkiksi jo piikkivirran nousevalla osuudella. Mittaamalla virta-askeleen alkukohdan ja pitovirran alhaisimman arvon välistä aikaa saadaan arvoksi 10–15 ms kaikilla venttiileillä. Tämä on realistinen arvo vasteajalle ottaen huomioon, että valmistajan ilmoittama vasteaika (ilman boostausta) venttiilille on vähemmän tai yhtä suuri kuin 60 ms.

### 3.4 Säätimen suunnittelu

Ehkä kaikkein yksinkertaisin ja myöhempää vaihetta, controllerin ohjelmointia, ajattelun mieluisin vaihtoehto säätimelle olisi tavallinen vertosäädin, eli P-säädin. Digitaalihuudrauliikalla asemaservo voidaan toteuttaa näytteistämällä erosuure ja jakamalla vahvistettu ohjaussignaali venttiilistön ohjausreunoille sopivia merkkisääntöjä käyttäen. Digitaalisella P-säädöllä pystytään jonkin verran vaikuttamaan painetasoihin antamalla eri suuria vahvistuksia eri ohjausreunoille, jolloin esimerkiksi differentiaalisylinterin tapauksessa voidaan kompensoida tilavuusvirtojen erisuuruuksia ja nopeuseroa ajosuuntien välillä. Kuitenkin tässäkin tapauksessa reunojen avaus riippuu suoraan verrannollisesti erosuureesta, eikä tilanvaihdossa mahdollisesti esiintyviin paineiskuihin pystytä vaikuttamaan. Järjestelmässä voi esiintyä kavitointia ohjausreunojen huonon avaussuhteen vuoksi, eikä tilanvaihtojen määrään, energiatehokkuuteen saati ohjausresoluutioon pystytä vaikuttamaan, koska ainoat ajomoodit ovat If-Of+ ja If-Of-. Tällöin esimerkiksi ristivirtausten tuoma säädettävyyden parannus jää kokonaan toteuttamatta. Muun muassa näistä syistä vesijetin ohjauksessa päädyttiin tutkimaan mallipohjaista säätöä.

#### 3.4.1 Mallipohjainen säädin

Säätimen suunnittelussa lähdettiin liikkeelle valitsemalla alustavat ajomoodit ja muodostamalla näitä vastaavat jatkuvuusyhtälöt. Alustavia ajomoodeja olivat kahden ohjausreunan suoravirtaukset (If-Of+, If-Of-), kolmen ohjausreunan ristivirtaukset (Cf+, Cf-), sekä differentiaalikytkentä (Dif). Moodeihin liittyvät jatkuvuusyhtälöt on esitetty yhtälöissä (4), (5), (6), (7) ja (8).

$$\text{If-Of+}: A_A * Av_{BT} * \sqrt{p_B} = A_B * Av_{PA} * \sqrt{p_S - p_A} \quad (4)$$

$$\text{If-Of-}: A_A * Av_{PB} * \sqrt{p_S - p_B} = A_B * Av_{AT} * \sqrt{p_A} \quad (5)$$

$$\text{Cf+}: A_A * Av_{BT} * \sqrt{p_B} = A_B * Av_{PA} * \sqrt{p_S - p_A} - A_B * Av_{AT} * \sqrt{p_A} \quad (6)$$

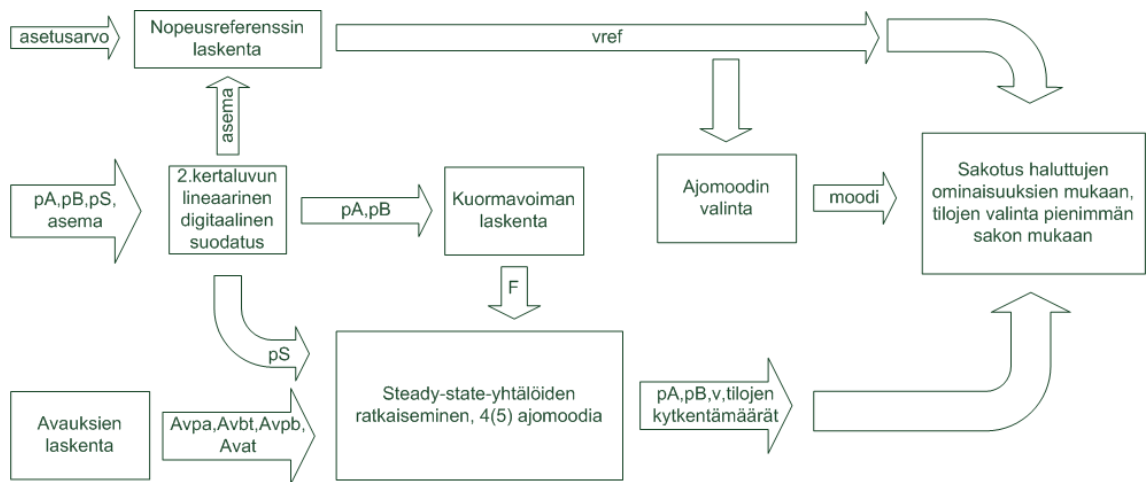
$$\text{Cf-}: A_B * Av_{AT} * \sqrt{p_A} = A_A * Av_{PB} * \sqrt{p_S - p_B} - A_A * Av_{BT} * \sqrt{p_B} \quad (7)$$

$$\text{Dif}: A_A * Av_{PB} * \sqrt{p_B - p_S} = A_B * Av_{PA} * \sqrt{p_S - p_A} \quad (8)$$

Yhtälöissä  $A_A$  tarkoittaa sylinterin männän puoleista pinta-alaa,  $A_B$  sylinterin männänvarren puoleista pinta-alaa,  $p_A$  ja  $p_B$  kammiopaineita,  $p_S$  syöttölinjan painetta, ja  $Av_{PA, PB, AT, BT}$  ohjausreunojen läpäisykertoimia tietyllä tilalla. Jatkuvuusyhtälöistä ratkaistiin kammiopaineet vuorotellen sijoittamalla niihin yhtälöstä (9) ratkaistu  $p_A$ :n tai  $p_B$ :n lauseke. Tämän jälkeen voitiin ratkaista nopeus jatkuvuusyhtälön jommalta kummalta puolelta.

$$F_L = A_A * p_A - A_B * p_B \quad (9)$$

Kuvassa 3.7. on mallipohjaisen säätimen lohkokaavio. Säädin laskee asetusravosta ja mitatusta asemasta erosuureen, joka kerrotaan P-säädön vahvistuskertoimella. Saatuu arvo voidaan ajatella nopeusreferenssinä. Riippuen nopeusreferenssin merkistä ja suuruudesta säädin valitsee oikean ajomoodin. Kammiopaineet suodatetaan ja niistä lasketaan kuormavoima. Steady-state-yhtälöistä ratkaistaan kammiopaineet ja nopeusvaluilla avauksien arvoilla ja lisäksi lasketaan aktiivisten tilojen määrä per avaus. Sakokofunktiossa sakotetaan termejä halutun nopeusvirheen, aktiivisten tilojen määrän tai esimerkiksi pahojen tilanvaihtojen mukaan.



**Kuva 3.7.** Mallipohjaisen säätimen lohkokaavio.

Ajomooideihin liittyvistä käsitteistä positiivisella liikesuunnalla tarkoitetaan männän liikettä sylinteristä ulospäin ja negatiivisella liikesuunnalla päinvastoin. Kuormavoima on positiivinen, kun se kohdistuu männänvartta vasten ja negatiivinen kun männänvartta vedetään. Negatiivisesta kuormavoimasta käytetään myös nimitystä karkaava kuorma. Ohjausreunoista käytetään nimityksiä primääri- ja sekundäärireuna sen mukaan, mikä ajomoodi on kyseessä. Primääri- ja sekundäärireunat eri ajomooideilla on esitetty taulukossa 3.1. Vahvennetulla fontilla on esitetty ne ohjausreunat, joita säädin käyttää kussakin ajomoodissa. Taulukon mukaista primääri- ja sekundäärireunojen määrittelyä on käyttänyt Linjama (2009b).

Ajomoodi	If-Of+	If-Of-	Cf+	Cf-	Dif
Primäärireunat	<b>P-A, B-T</b>	<b>P-B, A-T</b>	<b>P-A, B-T</b>	<b>P-B, A-T</b>	<b>P-A, P-B</b>
Sekundäärireunat	(P-B, A-T)	(P-A, B-T)	<b>A-T, (P-B)</b>	<b>B-T, (P-A)</b>	(A-T, B-T)

**Taulukko 3.1.** Primääri- ja sekundäärireunat eri ajomooideilla.

Ohjausreunojen avauksille muodostettiin vektorit venttiilien mitatuista läpäisy-arvoista. Riippuen ajomoodista avausvektoreista muodostettiin joko 2- tai 3-ulotteinen matriisi, jossa rivin numero tarkoittaa tulovirtausreunan tilaa, sarakkeen numero poistovirtausreunan tilaa ja syvyysvektorin numero sekundäärireunan (tulovirtauspuolen tankkireunan) tilaa ristivirtauskytkennässä. Laskentaa varten ohjausreunojen avausmatriisit muodostettiin avausvektoreista monistamalla ne kulloinkin käytetyn tila-avaruuden edellyttämään kokoon. Esimerkiksi tulovirtausreunan tapauksessa ristivirtauskytkennän laskentaan kelpaava avausmatriisi saatiin kopioimalla avausvektori pystysarakkeittain haluttuun vaakadimensioon ja lopuksi syntynyt 2-ulotteinen matriisi kopioitiin syvyys-suunnassa sekundäärireunan tilojen määrän mukaan.

Koska säätö haluttiin toteuttaa pienellä venttiilimäärällä, käytettiin myös ristivirtauksia parantamaan pienten nopeuksien resoluutiota ja asemointitarkkuutta. Ristivirtauksilla tila-avaruus kasvaa kahdeksankertaiseksi (3 bittiä/ohjausreuna) verrattuna kahteen ohjausreunaan. Lisäksi kaikki tilat eivät ole järkeviä, koska sekundäärireunaa ei haluta turhaan aukaista suurilla primäärireunojen avauksilla. Näin ollen ristivirtauskytkennän primäärireunojen tilat rajoitettiin arvoon viisi ja sekundäärireunan tilat arvoon kaksi. Tällöin tila-avaruuden koko on ristivirtauskytkennöillä 75 ja suoravirtauskytkennöillä 64.

Simulink-säätimen rakenteeseen piti tehdä tiettyjä muutoksia, jotta varmistettiin säätimen häiriötön toiminta. Muutokset johtuivat matriisien ominaisuuksista ja siitä, etteivät analyttiset steady-state-ratkaisut olleet käyttökelpoisia sellaisenaan. Otetaan esimerkkinä tilanne, jossa kuormavoima on karkaava ja haluttu liikesuunta positiivinen. A-kammion paineen steady-state-ratkaisu antaa If-Of+ -moodilla tilakombinaatiolle [0,0] negatiivisen paineen, jolloin B-kammion paineeksi tulee kuormavoiman yhtälöstä nolla. Tämä johtaa ongelmiin säätimen sakkofunktiossa, jos kavitointia sakotetaan → nollatiloja ei voitaisi valita. Nollatiloja vastaava ratkaisu muutettiin sellaiseksi, että se riippuu kuormavoiman merkistä. Jos kuormavoiman suuruus on negatiivinen, on A-kammion paine nolla ja näin ollen B-kammion paine positiivinen. Samaa periaatetta sovellettiin muihinkin ajomoodeihin. Tilanteen voisi hoitaa tietysti myös jättämällä kyseessä olevan tilakombinaation sakotus huomioimatta.

Cf+- ja Cf- -moodien kammiopaineiden steady-state-ratkaisusta tulee kaksinkertainen, joten oikean ratkaisun valinta täytyi tehdä laskettuja arvoja analysoimalla. Lisäksi valittu ratkaisu ei anna oikeita tuloksia sellaisille tiloille, jotka käyttävät pelkkiä tankkireunoja. Ratkaisuissa esiintyy yhtä aikaa positiivisia kammiopaineita, vaikka tämä ei ole mahdollista, oli kuormavoima kumman merkkinen tahansa. Pelkkiä tankkireunoja käyttävät tilat ovat muutenkin epäkäytännöllisiä, joten niiden eliminointi kannatti hoitaa kertomalla niiden tuottamat paineet negatiivisella luvulla, jolloin kavitoinnin eliminointi hoitaa myös näiden tilojen eliminoinnin.

### 3.4.2 dSPACE-järjestelmästä

dSPACE on mittaus- ja ohjausjärjestelmä, joka on suunniteltu reaaliaikaiseen säätöjärjestelmien testaukseen ja analysointiin. Mittaus- ja ohjauskanavien määrä on runsas ja

perinteisten sarjaliitântöjen lisäksi laitteistosta löytyy myös CAN-väylä. Järjestelmä on kytketty PC:hen ISA-väylän kautta. Tietokoneeseen asennetulla Matlabin Simulinkillä voidaan toteuttaa säätömalleja ja lisätä tarvittavat reaaliaikakirjaston sisältämät lohkot, joilla muodostetaan fyysinen yhteys mallista dSPACE-laitteiston mittaus- ja ohjausliitântöihin. ControlDesk-käyttöliittymällä voidaan käynnistää ja sammuttaa reaaliaikaohjelma ja muuttaa mallin sisältämiä parametreja ohjelman käydessä. ControlDesk sisältää myös tarvittavat työkalut datan tallettamiseen ja mitattavien signaalien tutkimiseen.

Säätimen lisäksi simulointimalliin lisättiin mittauslohkot paineille ja asemalle sekä I-O-lohko venttiilien ohjauksia varten. Säätimen rinnalle tehtiin manuaalisen ajon kytkentä ja referenssiä varten tehtiin erilaisia sekvenssejä, joita vaihdettiin ControlDeskissä reaaliajassa. Sääto-, mittaus- ja ohjauslohkosten lisäksi malliin lisättiin aiemmin esitelty kuormavoimien säätöalgoritmi, joka säätöi kuormasyylinterin A-kammion painetta ohjaussylinterin asemasta riippuen.

### 3.4.3 Hybridiohjain ja ohjelmointiprosessi

dSPACE-säätimen testauksen jälkeen vuorossa oli hybridiohjaimella toteutetun säätöjärjestelmän toteutus ja testaus. Käytetyn hybridiohjaimen on suunnitellut tutkija Otso Karhu ja se käyttää samaa boosteripiiriä kuin dSPACE-säädin. Boosteripiiri vaihdettiin koteloon, joka sisälsi liittynät CANia ja painemittauksia varten ja hybridiohjainkortti kytkettiin boosteripiirin sisäänmenoihin. Ohjainkorttia varten tarvittiin vielä erikseen jännitteensyöttö, josta otettiin myös antureille käyttöjännite. Testaaminen suoritettiin siten, että ohjainboksi liitettiin dSPACE-laitteiston CAN-väylään ja tarvittavat parametrit ja mittaus-tieto syötettiin ja luettiin väylältä Simulinkin RTI-CAN-kirjaston sisältämillä työkaluilla. Aseman mittaus saatiin edellisen toteutuksen mukaan dSPACE-laitteiston mittauskortilta ja se lähetettiin edelleen väylälle.

Ohjainkortin 16-bittinen mikrokontrolleri on merkiltään ja malliltaan Motorolan MCF568323. Kontrolleri noudattaa Harvard-arkkitehtuuria, jossa ohjelmamuisti ja datamuisti ovat erillisiä ja liittyvät suorittimeen omalla erillisellä väylällään (Lipping 2011). CAN-väylään liittyminen tapahtuu kontrollerin FlexCAN-modulin kautta ja venttiilien ohjaukset on otettu mikrokontrollerin I-O-pinneistä, jotka ovat yhteydessä boosteriboksin sisäänmenoihin. Analogisia mittauksia varten ohjaimessa on neljä kanavaa. Mikrokontrollerin ohjelmointi tapahtui JTAG-liittynän kautta. Säätoalgoritmin koodaus ja testaus tehtiin CodeWarrior-ohjelmistolla, joka on tarkoitettu pääasiassa kyseisen kontrollerin tuoteperheen ohjelmointiin.

Koska ohjain tarvitsi huomattavan määrän C-koodia kaiken toiminnallisuuden toteuttamiseksi (CANopen-viestien käsittely, painemittaukset ja suodatus, CiA408-laitteprofiilin mukaiset toiminnot ja niin edelleen), olisi koko ohjelmointiprojektin aloittaminen puhtaalta pöydältä ollut turhan työlästä. Marko Perukangas oli toteuttanut projektien alkuvaiheessa Codewarrior-ohjelman meter-out-säädön tutkimista varten, ja tämän ohjelman runkoa käytettiin apuna uuden säätimen toteutuksessa. Projektin koodi sisälsi tarvittavat CANopen-viestien määrittelyt ja niiden toteutuksesta on vastannut tutkija Janne Honkakorpi. Koodiin tehtiin tarvittavat muutokset venttiilien ohjauksen

asetuksiin (I-O-konfiguraatio), CANopen-viestien sisältöihin ja tietysti säätöalgoritmiin. Lisäksi objektikirjastoa päivitettiin ja yksi uusi parametri lisättiin.

Ohjaimen sisältämän mikroprosessorin ollessa niin sanottu kiinteän pilkun prosessori, ei liukulukulaskenta ollut suoraan mahdollista, eli kontrollerista puuttui FPU (Floating Point Unit). Prosessori tukee 32-bittisiä kokonaislukuja etumerkillisinä tai ilman, joten suurin positiivinen esitettävä luku on  $2^{32}$  (noin 4,3 miljardia). Codewarriorilla on mahdollista ottaa liukuluvut käyttöön ohjelmakirjastoilla, mutta tätä vaihtoehtoa ei voitu käyttää, koska tarvittava muistin määrä olisi moninkertaistunut. Koska analyttisissä ratkaisuisa esiintyi korkeita potensseja kaikilla parametreilla etenkin Cf-moodeilla, olisivat ratkaisujen väliarvot menneet ylivuodoiksi suurimmallakin esitystarkkuudella. Lisäksi etumerkitöntä lukualuetta ei voitu käyttää paineiden laskennassa, koska muuten negatiivisia paineita ei voitaisi esittää ja kavitoinnin ehkäisy ei toimisi. Näin ollen itseisarvoltaan suurin luku sai olla  $2^{31}$  (noin 2,14 miljardia).

M. Perukankaan tekemä projekti sisälsi CiA408-laiteprofiilin mukaisen toiminnallisuuden digitaalihydrauliikalle soveltuvin osin. Hybridiohjaimen sisältämät toiminnot käsittävät pääasiassa kommunikaatiotilakoneen, venttiilitilakoneen, Spool position open loop (ohjausreunojen suoraohjaus) -moodin, Drive open loop (avoimen piirin nopeusohjaus) -moodin sekä Drive position control axis (asemasäätö) -moodin. Profiilin mukaisista moodien parametreista on käytössä vain olennaisimmat, esimerkiksi Control monitoring-osuus jäi pois, koska sitä ei tueta sovelluksessa. Valinnaiset objektit käsittivät muun muassa digitaalisen venttiilistön koodausmuodon, venttiilien läpäisyarvot, sylinteriparametrit, säätimen viritysparametrit sekä paineiden mittaukseen liittyviä parametreja, kuten skaalauskerroimet ja offsetit.

Ohjaimen objektikirjastoon oli tallennettu oletusarvoisena ohjausmoodina 9, eli Drive position control axis. Kun ohjaimen kytketään virrat, se asettuu kommunikaatiotilakoneen mukaiseen pre-operational-tilaan ja alkaa lähettää väylälle omaa solmunumeroaan (Heartbeat). Ensiksi ohjain käsketään NMT-viestillä operational-tilaan, minkä jälkeen se alkaa lähettää väylälle painemittausten, venttiilireunojen ohjausten ja kuormavoiman arvoja ja on valmis vastaanottamaan PDO-viestejä. Ohjaimelta lähtevien PDO-viestien kartoituksia oli yhteensä kolme. Kahdesta PDO:sta toinen sisälsi venttiilireunojen ohjauksien arvot ja moodin ja toinen paineiden arvot sekä lasketun kuormavoiman. Kolmas kartoitus sisälsi device status wordin ja mitatun aseman arvon, ja tämä viesti lähetettiin väylälle ainoastaan, jos ohjain vastaanotti asematietoa ja referenssiä. Ohjaimelle lähetettävien viestien kartoituksia oli kaksi, joista toinen sisälsi asematiedon ja toinen referenssin. Asemasäätö asetettiin toimintakuntoon siten, että ohjaimelle lähetettiin PDO-viestit, joista toinen sisälsi device control wordin ja referenssin, ja toinen aseman arvon. Device control wordin arvolla 15 asetettiin ohjaimen laitetilakone aktiiviseen tilaan, minkä jälkeen ohjaimen pääohjelma asetti ohjausmoodin 9 mukaisen asemasäätöalgoritmin toimintaan.

## 4 SIMULOINNIT JA LABORATORIOTESTIT

Ohjausjärjestelmän testaus erityyppisillä laitteistoilla asetti haasteita säätimen toteutukselle, mutta tarjosi myös mahdollisuuden testata muitakin toimintoja kuin asemasäätö. Matlabilla säätimen virittäminen oli hidasta, koska ohjausjärjestelmän mallin simulointi kulutti paljon laskentatehoa. dSPACE-laitteistolla reaaliaikainen säätöalgoritmi toimi kuitenkin moitteetta ja hybridiohjaimelle realisoitava algoritmi aiheutti ongelmia lähinnä lukutarkkuuden kanssa. Venttiilistön kunnonvalvontaan soveltuva vikadiagnostiikkaa voitiin tutkia simuloimalla ja testata myöhemmin dSPACE-laitteistolla.

Tässä luvussa käsitellään simuloitua ohjausjärjestelmän ja molempien säätölaitteistojen asemasäädön tuloksia sekä tarkastellaan laboratoriossa toteutetun vikadiagnostiikan toimivuutta. Lisäksi vertaillaan aikaisemman tutkimuksen säätöjärjestelmää tässä työssä toteutettuun ja tutkitaan simuloimalla energiatehokkuuden parantamismahdollisuuksia Wheatstonen siltaa muistuttavalla kytkennällä.

### 4.1 Säätimen viritys simuloitussa järjestelmässä

Suihkujen ohjausjärjestelmää voidaan tarkastella monen eri ominaisuuden kannalta. Asemointitarkkuus, säädön stabiilius, järjestelmän yksinkertaisuus, kompaktius, kestoikä ja energiatehokkuus ovat esimerkkejä halutuista ominaisuuksista. Mallipohjaisella säätimellä voidaan vaikuttaa säädön tarkkuuteen ja stabiiliuteen mutta myös komponenttien kestoikään ja energiatehokkuuteen. Säätimelle valittiin sakotettaviksi ominaisuuksiksi nopeusvirhe, tilanvaihtojen määrä, pahat tilanvaihdot sekä kavitaatio. Kavitoinnin eliminointi on tarpeellinen, koska haluttuja nopeuspyyntejä saavutetaan niin pienillä kuin suurilla ohjausreunojen avaussuhteilla ja ohjaukseen kohdistuvat kuormavoimat vaihtelevat paljon aseman funktiona.

Edellisessä luvussa kerrottiin, että P-säädetyt asemaservon stabiiliuteen vaikuttavat hydraulinen ominaiskulmanopeus ja suhteellinen vaimennus. Kun käytetään mallipohjaisen säädön ja P-säädön yhdistelmää, tulee säätösilmukkaan lisäksi näyteväli. Se toteutetaan nollannen kertaluvun pitopiirillä ZOH (Zero-Order-Hold). ZOH aiheuttaa säätösilmukkaan viiveen, jonka arvo on noin puolet näytteenottovälistä (Virvalo 2008). Lisää viivettä säätösilmukkaan aiheuttaa myös venttiilistön viive. Viive pienentää säätöjärjestelmän vaihevaraa, jolloin saavutettava taajuuskaista pienenee ja silmukan vahvistusta joudutaan pienentämään (Dorf & Bishop 2005, s. 534). Asematakaisinkytkennän suodatus aiheuttaa myös saavutettavan taajuuskaistan pienenemisen. Takaisinkytkennän suodatuksen käyttöä pitäisi aina välttää valitsemalla esimerkiksi pulssiantureita aseman mittaukseen, jolloin signaalissa ei esiinny häiriöitä.

Kun testilaitteiston parametrit olivat tiedossa, ohjausjärjestelmä linearisoitiin keskiasennon toimintapisteeseen. Linearisointia varten järjestelmää kuvattiin jatkuvuusyhtälöillä, joissa sama ohjaus vaikuttaa tulo- ja poistovirtausten kuristuksiin, eli ohjaus vastaa käytökseltään proportionaaliventtiilin ohjausta. Lisäksi muodostettiin differentiaaliyhtälöt kammiopaineiden muutoksille ja liikkeen kiihtyvyydelle. Tilamuuttujiksi valittiin asema, nopeus, sekä kammiopaineet. Linearisoidusta tilamallista muodostettiin Laplace-muuntamalla siirtofunktio (ohjauksesta asemaan), jonka napoja tutkivalta voitiin arvioida avoimen järjestelmän ominaiskulmanopeutta ja vaimennusta. Linearisoidun järjestelmän ominaiskulmanopeudeksi tuli noin 480 rad/s ja suhteelliseksi vaimennukseksi 0.033 positiivisella liikesuunnalla. Negatiivisella liikesuunnalla arvot olivat noin 490 rad/s ja 0.041. P-säädetyin asemaservon kriittinen kokonaisvahvistus voidaan arvioida yhtälöstä (10) (Fonselius et al. 2006, s. 94).

$$K_{cr} < 2 * \delta_h * \omega_h \quad (10)$$

Yhtälössä  $\delta_h$  tarkoittaa suhteellista vaimennuskerrointa ja  $\omega_h$  hydraulista ominaiskulmanopeutta. Yhtälön perusteella molempien liikesuuntien tapauksessa kokonaisvahvistuksen raja-arvoksi saadaan 32 ja 40. Koska linearisoidun järjestelmän nopeusvahvistus täydellä ohjauksella molempiin suuntiin on noin 0.05 m/s, tulee P-säädön kriittisen vahvistuskertoimen arvoksi noin 600 1/s (pienemmän raja-arvon mukaan). Vahvistuskertoimen arvo on kuitenkin vain suuntaa antava ja pätee ainoastaan proportionaali- tai servoventtiiliä käyttävässä asemaservossa toimintapisteen läheisyydessä. Linearisointi ei huomioi venttiilistön ohjauksen saturoitumista, kuormavoiman muutoksia tai vaimennukseen vaikuttavia tekijöitä, kuten kitkat ja vuodot. Yhdistämällä linearisoidun järjestelmän siirtofunktio takaisinkytkennän siirtofunktion ja viiveiden kanssa arvioitiin saavutettavaksi taajuuskaistaksi noin 20 rad/s.

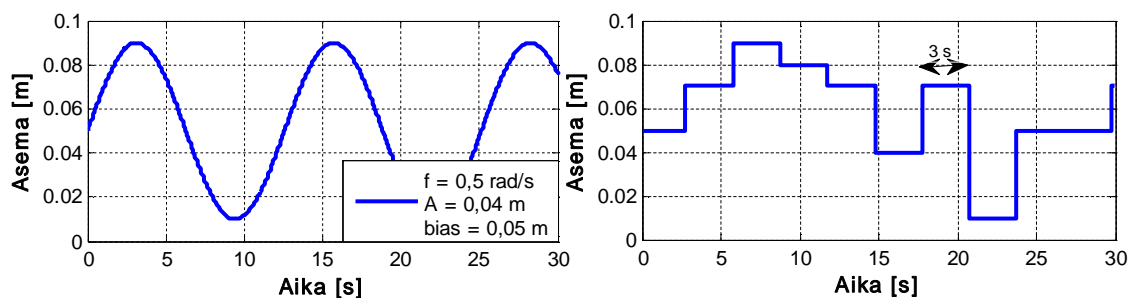
Näytteistyksen ja takaisinkytkennän suodatuksen lisäämisen jälkeen P-säädön viritys epälinearisessa simulointimallissa suoritettiin siten, että nopeusvirhettä lukuun ottamatta kaikki sakotukset asetettiin nolliksi, vahvistusta kasvatettiin ja tarkkailtiin askelvasteiden käytöstä eri toimintapisteissä. Marginaalinen stabiilius saavutettiin vahvistuskertoimella 17 1/s, jolloin resonanssikulmanopeudeksi määritettiin noin 18 rad/s. Taajuuskaista pieneni siis huomattavasti viiveen ja asematakaisinkytkennän suodatuksen vuoksi. Ziegler-Nichols-menetelmän mukaan alustavaksi P-säädön vahvistuskertoimeksi kannattaa valita puolet kriittisestä vahvistuksesta. Lopulta vahvistuskertoimen arvoksi valittiin 5 1/s.

Sakotusparametrien viritykseen ei ole mitään valmista kaavaa. Sakotusarvojen suuruus pitää valita sen mukaan miten hyväksi aseman käytös halutaan ja miten paljon tästä ollaan valmiita tinkimään tilanvaihtojen määrää rajoittamalla tai pahojen tilanvaihtojen sakotuksella. Alustavan virityksen perusteella sakotuskertoimien suuruuksiksi tulivat nopeusvirheelte 1000, tilanvaihtojen määrälle 1 ja pahoille tilanvaihdolle 2000. Tällöin sakotusten summien suhteelliset arvot olivat noin 100:1:1000 (nopeus: tilan-



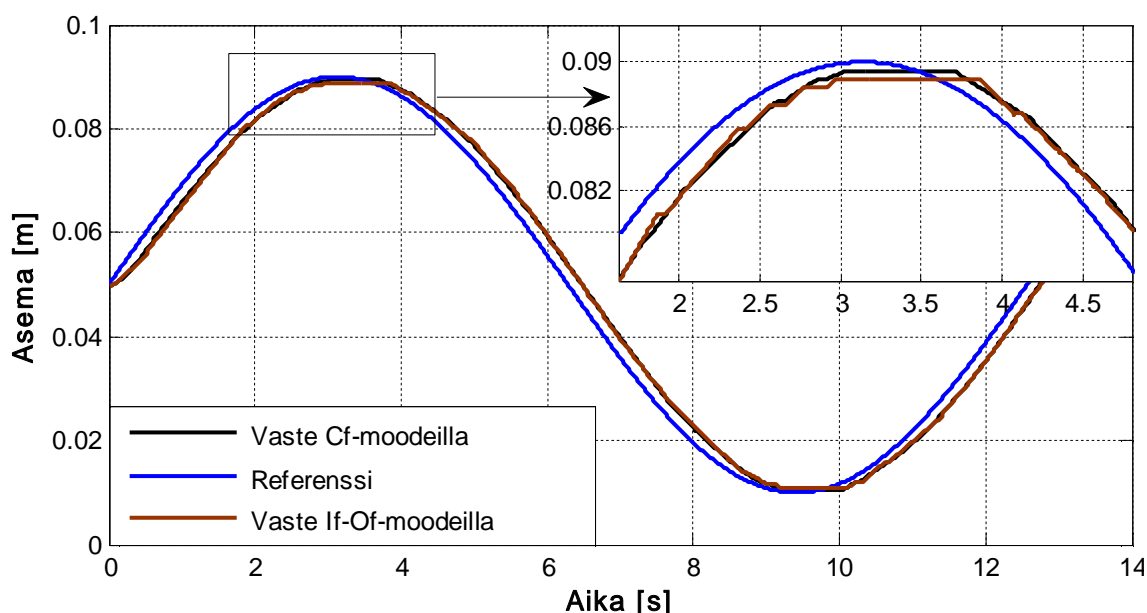
vaihtojen määrä: pahat tilat). Kavitoivien tilojen painotuskerroin oli ääretön. Käytetyt moodit olivat If-Of+, If-Of-, Cf+ ja Cf-.

Testeissä käytettyjen asemareferenssien kuvaajat ja tiedot on esitetty kuvassa 4.1. Jatkossa puhuttaessa sinireferenssistä tai askelajosta tarkoitetaan näitä referenssikäyriä, jollei muuta ole mainittu.



*Kuva 4.1. Referenssikäyrät.*

Kuvassa 4.2. on esitetty simuloitu sinireferenssiajon vaste yhden jakson ajalta alustavilla viritysparametreilla Cf-moodeilla ja ilman. Kuvassa ristivirtausten rajanopeus oli asetettu siten, että koko referenssin alueella käytettiin pelkästään ristivirtauksia. Nopeusraja oli 20 mm/s. Simuloitu kuormavoima saavuttaa maksiminsa 0.1 m:n kohdalla ja minimin nollassa. Kuvaajan rajatulla alueella on havainnollistettu vasteiden eroja hitailla nopeuksilla.



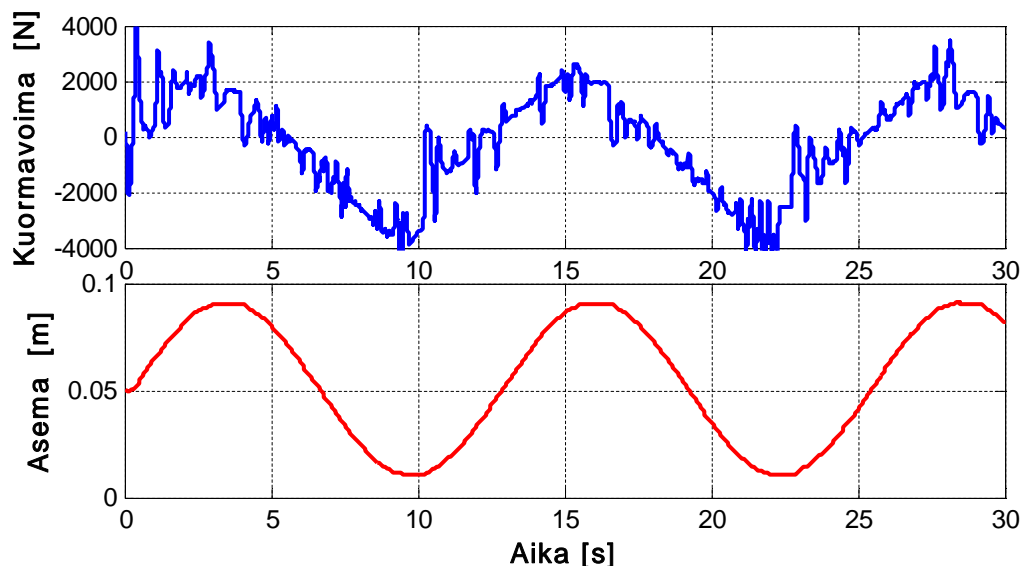
*Kuva 4.2. Simuloitu sinireferenssin asemavaste If-Of-moodeilla ja Cf-moodeilla.*

Ajomoodin valintaan vaikuttaa P-säädön vahvistuskerroin, jolloin vahvistusta muutettaessa voi myös joutua muuttamaan moodien rajanopeuksien arvoja. Moodien valinta perustuu siihen, mihin nopeusvaatimukseen tietyllä ajomoodilla pystytään. Mo-

lempien ajosuuntien moodeilla saavutetaan samoja nopeuksia suurehkoilla nopeusalueella, esimerkiksi Dif-moodilla saavutetaan noin 66 % If-Of+ -moodin nopeusalueesta. Tämä antaa liukumavaraa rajanopeuksien sijoittelulle, mikäli halutaan parantaa resoluutiota myös suuremmilla nopeuksilla. Ajomoodin valinta voisi siis perustua myös siihen, että se valitaan parhaan tilakombinaatiokandidaatin mukaan. Tällöin säätö voisi valita esimerkiksi Dif-moodin ja If-Of+ -moodin tilakombinaatioita riippumatta rajanopeuksista. Järjestelmän käytöksessä saattaa kuitenkin esiintyä epätoivottuja ilmiöitä, kuten kammio painetasojen suuria vaihteluja, mikäli esimerkiksi Dif- ja If-Of+- moodeja käytetään vuorotellen nopealla tahdilla. Lisäksi tällöin ei hyödynnetä kuin osa Dif-moodin energiansäästömahdollisuudesta. Säätimen täytyisi myös laskea useamman ajomoodin sisältämiä ratkaisuja yhtä aikaa, mikä johtaisi raskaaseen laskentaan. Tästä syystä on järkevämpää määrätä kiinteät nopeusraajat moodien vaihdoille ja varmistaa niiden sopivuus testaamalla.

## 4.2 dSPACE- asemasäädön mittaukset

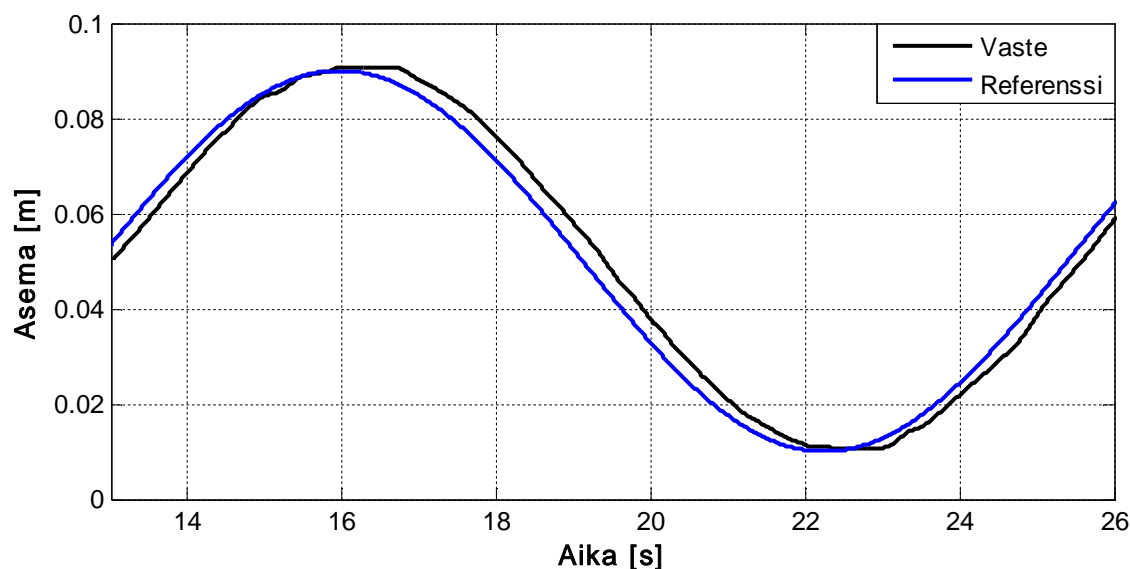
Ennen mallipohjaisen asemasäädön testausta dSPACE-laitteistolla piti kuormapuolen säätö virittää toimivaksi. Toimivan virityksen aikaansaaminen osoittautui yllättävän työlääksi ja säädön reagointi varsinkin nopeisiin askeleisiin oli huono. Kuvassa 4.3. on esitetty kuormavoima ja asema erään testiajon yhteydessä. Voimakäyrällä ei saavuteta ideaalista tulosta, mutta testaaminen täysin häiriöttömällä kuormituksella ei liene edes mielekästä ajatellen reaali maailman sovellusta. Voima-alueen pieni heitto tavoitealueesta johtuu kuormasyylinterin B-kammion paineen hieman liian suuresta asetusravosta.



*Kuva 4.3. Kuormavoima ja männän asema sinireferenssiajossa.*

#### 4.2.1 Aemasäätö eri sakotuksen painoarvoilla

Aemasäädön toimintaa testattiin alustavalla vurityksellä ja tutkittiin, millainen vaikutus sakotuksen eri painoarvoilla on asemavasteisiin. Simuloitua järjestelmää vastaavat vuritysparametrit tuottivat testilaitteistolla kuvan 4.4. mukaisen asemavasteen sinireferenssillä.



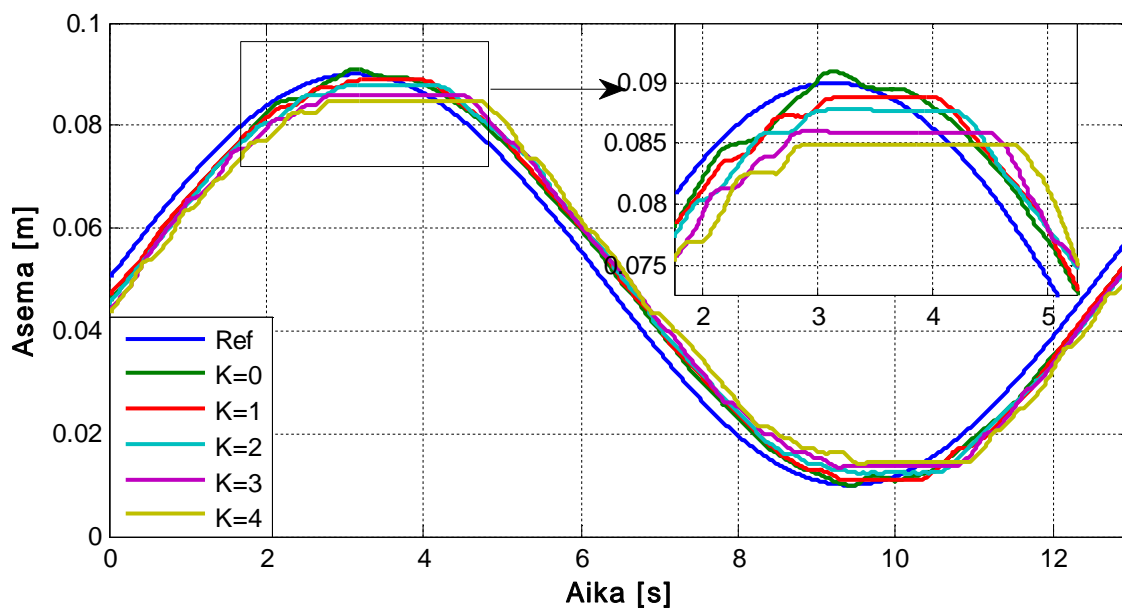
**Kuva 4.4.** Sinireferenssin asemavaste.

Vaste on kohtalaisen hyvä eikä eroa simuloituun vasteeseen ole paljon lukuun ottamatta hieman suurempaa seurantavirhettä. Käytetyn vurityksen sakotusten painopiste on sellainen, että käytännössä kaikki pahat tilat tulevat eliminoiduiksi. Pajojen tilojen sakotuksen painoarvon nostaminen ei siis enää tuo muutosta vasteisiin, jos muut painotukset pidetään ennallaan. Seuraavaksi tutkittiin tilanvaihtojen määrän vaikutusta vasteisiin. Simuloidut tulokset ennustivat, että sakotuksen painokertoimella neljä männän asema käyttäytyy jo erittäin huonosti sinimäistä referenssiä ajettaessa. Taulukossa 4.1. on esitetty tilanvaihtojen määrät 30 sekunnin sinireferenssiajossa eri painokertoimilla, kun nopeuden ja pajojen tilanvaihtojen sakotusta ei muuteta.

	K = 0	K = 1	K = 2	K = 3	K = 4
P-A	27	15	13	37	45
B-T	95	13	11	37	45
P-B	60	9	23	36	35
A-T	114	32	30	36	35
yht.	296	69	77	146	160

**Taulukko 4.1.** Tilanvaihtojen määriä sinireferenssiajossa eri sakotuksen painokertoimilla.

Taulukon arvoista nähdään, että ilman tilanvaihtojen määrien sakoista tapahtuu tarpeettoman monta tilanvaihtoa ja sakottamalla liikaa säädin joutuu käyttämään useaan kertaan tiloja, joiden aktiivisten kytkentöjen määrä on pieni. Tällöin asema ryntää ja pysähtyy vuorotellen. Esimerkiksi painokertoimella neljä kaikki reunat käyttävät ainoastaan tiloja 0, 1, 2 ja 4. Kun painotusta lisätään yli neljän, liike muuttuu erittäin nykiväksi ja painotuksen arvolla kuusi ainoa sallittu tila on nolla, jolloin asema pysyy paikallaan. Kuvassa 4.5. ovat sinireferenssin asemavasteet aktiivisten tilojen painotuksen arvoilla.



**Kuva 4.5.** Sinireferenssin vasteet eri tilanvaihtojen määrien sakoituksilla.

Kuvan 4.5. ja taulukon 4.1. perusteella voidaan sanoa, että tilanvaihtojen sakoituksen pois jättäminen aiheuttaa yli nelinkertaisen tilanvaihtojen määrän verrattuna sakoituksen arvoon 1, muttei silti tuota merkittävästi parempaa asemavastetta. Suuremmilla sakoituksen arvoilla asemavirhe kasvaa jo liian suureksi ja aseman käytös muuttuu nykiväksi. Sopiva arvo painotukselle on yksi, jos tyydytään hieman askelmaiseen vasteeseen. Jos asemavirhettä ja askelmaisuuutta halutaan vähentää välittämättä tilanvaihtojen kasvavasta määrästä, löytyy sopiva painotuksen arvo nollan ja yhden väliltä.

#### 4.2.2 Kavitointi-ongelma ja ajomoodien muuttaminen

Ajettaessa sinireferenssiä simuloitulla järjestelmällä huomattiin, että varsinkin A-kammion paineet käyvät lähellä nollaa, kun paluuliike A-kammion päädyssä keskikohottaa päin alkaa. B-puolella ongelmaa ei näyttänyt esiintyvän toisessa päädyssä. Testilaitteiston datassa ilmeni kavitointia A-päädyssä hitailla nopeuksilla. Säätimessä oli kuitenkin alusta asti ollut kavitoinnin huomioiva lohko, jonka pitäisi ehkäistä tällainen tilanne. Koska ongelma ilmeni sekä simuloitussa että todellisessa järjestelmässä, lähdettiin syytä etsimään aluksi simulointimallista.

Simuloidun säätimen toimintaa tutkittaessa tallennettiin säätimen sakkofunktion arvoja ajon aikana. Kavitoinnin huomioivan lohkon on tarkoitus vertailla laskettuja steady-state-kammiopaineita kaikilla etsintäavaruuden kytkentäkombinaatioilla ja painottaa äärettömällä kertoimella negatiivisia paineita. Taulukossa 4.2. on simuloituja sakkofunktion summan arvoja ennen minimointilohkoa sinireferenssiajossa, kun asema on kääntymässä A-kammion päädystä kohti keskikohtaa.

Moodi: Cf+	B-T-reunan avaus kasvaa $\longrightarrow$								
	Tila	0	1	2	3	4	5	6	7
P-A-reunan avaus kas- vaa  $\downarrow$	0	10.7745	Inf	Inf	Inf	Inf	-	-	-
	1	11.7745	2.7782	Inf	Inf	Inf	-	-	-
	2	12.7745	7.7937	10.7845	Inf	Inf	-	-	-
	3	12.7745	12.2613	18.1592	22.3372	22.5558	-	-	-
	4	12.7745	12.5356	18.6939	23.1984	23.4371	-	-	-
	5	-	-	-	-	-	-	-	-
	6	-	-	-	-	-	-	-	-
	7	-	-	-	-	-	-	-	-

**Taulukko 4.2.** Sakkofunktion summan arvoja simuloidussa sinireferenssiajossa.

Taulukon arvot edustavat tilannetta, jossa käytetään ristivirtauskytkentää. Käytössä on siis vain rajattu määrä tiloja molempien reunojen kahdeksasta mahdollisesta. Nähtävillä ovat vain ne taulukon arvot, joilla sekundäärireunan arvo on nolla. Taulukosta nähdään, että äärettömät arvot muodostavat yläkolmiomatriisin sille alueelle, jolla P-A-reunan avaus on liian pieni suhteessa B-T-reunan avaukseen ja kavitointia voisi esiintyä. Pienentämällä kuormavoimaa entisestään matriisi lähtisi levittymään diagonaalisesti alaspäin. Taulukosta nähtiin siis, että säädin toimii oikein kavitoinnin huomioinnin suhteen.

Mahdollisia syitä kavitointiin voivat olla esimerkiksi liian pitkä näyteväli säätimellä, säädön laskennan raskaus tai venttiilien vasteajat. Valitettavasti nämä eivät ole toisensa poissulkevia asioita, koska näytevälin lyhentäminen vaatii nopeampaa laskentaa ja edellyttää lyhyitä venttiilien vasteaikoja. Näytevälin ollessa liian pitkä säätö ei ehdi vaihtamaan tiloja riittävän nopeasti. Myös säätimen virheelliset venttiilien läpäisykertoimet voivat olla syynä kavitointiin.

Kavitoinnin poistamiseen etsittiin ratkaisua läpäisykertoimien muokkaamisesta. Eräs tapa olisi, että P-A-reunan pienimmän venttiilin läpäisykerrointa pienennettäisiin säätimen parametrina, jolloin reunojen laskennallinen avaussuhde pienenesi pienillä avauksilla ja B-T-reunalle valittaisiin pienempi avaus. Testilaitteistolla P-A1-venttiilin läpäisykerrointa muutettiin parametrina pienemmäksi ja tutkittiin paineen arvoa säädön ollessa toiminnassa. Kavitaatio poistui käytännössä kokonaan, mutta läpäisykertoimen

arvoa piti laskea yli puolella, jolloin myös asemavaste alkoi kärsiä ja asemointitarkkuus heikentyä.

Myös kavitointilohkon parametreilla voidaan vaikuttaa kavitoinnin ehkäisytehoon. Suurentamalla raja-arvoa paineen sakotukselle siten, että sakotetaankin hieman alle nollan arvoisten paineiden sijaan hieman yli nollan arvoisia paineita, voidaan parantaa painekäytöstä. Tällöin reunojen avaussuhde muuttuu halutulla tavalla, mutta lohko ei toimi oikealla tavalla referenssin vakioarvolla. Tämä johtuu siitä, että vaikka asemavirhe olisi nolla tai lähellä sitä askeleen lopussa, kavitointilohko voi painottaa myös nollatiloja äärettömällä lukuarvolla. Tällöin asema jää ajalehtimaan halutun pisteen molemmin puolin tai jokin venttiileistä on päällä jatkuvasti aseman pysyessä paikallaan. Tästä syystä sakotettavien paineiden arvon täytyy olla hieman alle nollan.

Testeissä kokeiltiin myös mikä on lopputulos, jos säätimen kavitointilohko kytketään pois käytöstä kokonaan, eli kavitointia ei huomioida millään tavalla. Referenssijona käytettiin samaa sinireferenssiä kuin aikaisemmin. Simuloimalla oli havaittavissa huomattava kavitointi molemmissa kammioissa, eli myös B-puolen päädyistä lähdettäessä. Tilanne on huono riippumatta siitä, onko sakotuksen painopiste nopeudessa vai pahoissa tilanvaihdossa. Myös testilaitteistossa kavitoinnin määrä kasvoi hieman. Painet eivät kuitenkaan käyneet yhtä alhaalla kuin simuloitussa järjestelmässä, koska kuormavoimat poikkesivat hieman simuloituista voimista ja simulointi ei huomioi kavitoinnin aikana esiintyvää kokoonpuristuvuuden romahtamista. Todelliset suihkujen ohjaukseen kohdistuvat voimat ovat jossain simuloitun ja testilaitteiston tuottamien voimien välillä, eli eivät siis lineaarisia eivätkä ideaalisia. Näin ollen voidaan viimeistään sanoa, että kavitoinnin huomioonottaminen on erittäin tarpeellista ainakin käytetyllä laitteistomitoituksella.

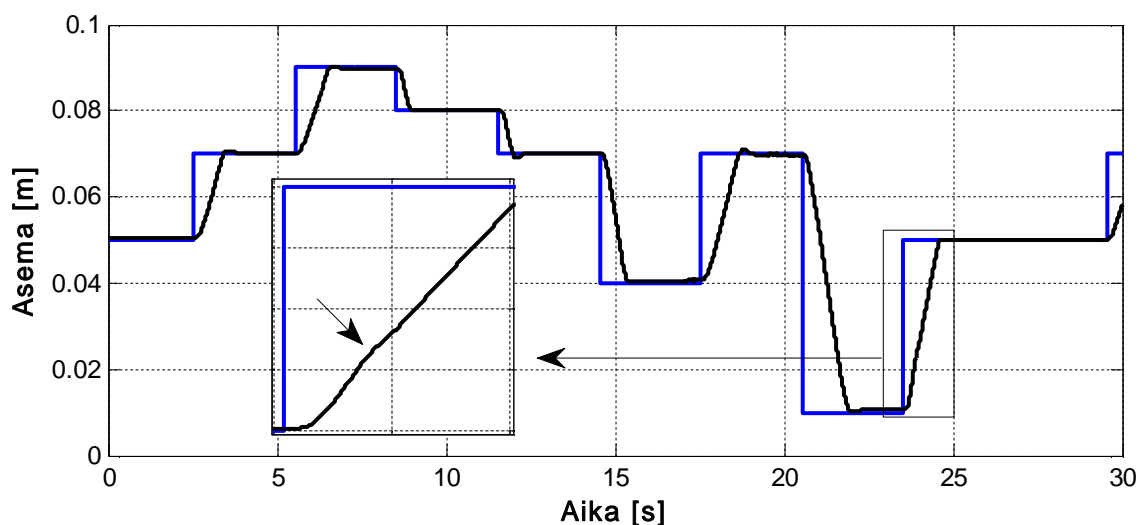
Lopputuloksena todettiin, ettei yksikään kavitoinnin poistolle käytettävissä olevista keinoista tuota tyydyttävää lopputulosta asemavastetta ajatellen. Jos kyse on nimenomaan positiivisen ajosuunnan ongelmasta, voidaan se korjata differentiaalikytkentää käyttämällä, koska tällöin kavitointi on käytännössä mahdotonta ja kytkennällä voidaan ajaa mäntää myös hitailla nopeuksilla. Differentiaalikytkennän käytön staattinen vaatimus on, että yhtälö (11) toteutuu.

$$p_S * A_A - p_S * A_B < F_{Load} \quad (11)$$

Syöttöpaineen arvolla 70 bar saadaan staattiseksi maksimivoimaksi noin 4950 N. Koska kuormavoima vaihtelee -2500...+2500 N, täytyy staattisen voiman vaatimus koko liikealueella. Näin ollen differentiaalikytkentää voidaan teoriassa käyttää koko liikealueella silloin, kun liikesuunta on positiivinen. Reunaehdon käytettävyydelle asetavat tarvittavat nopeudet. Mittaamalla ja simuloimalla differentiaalikytkennän reunojen maksimiavauksilla nolla-asemasta päätyyn on saavutettava maksiminopeus noin 40 mm/s, joka saavutetaan männän lähtiessä nolla-asemasta vetävän voiman ollessa suurimmillaan. Tämä on noin 66 % If-Of+ -moodilla saavutettavasta maksiminopeudesta.

Differentiaalikytkentää käytettäessä kammiopaineiden taso nousee ja A-kammio ei pääse kavitoimaan missään tilanteessa, oli tilakombinaatio mikä tahansa. Differentiaalikytkentä on myös parempi säädön stabiiliuden kannalta. Differentiaalikytkennästä aiheutuvat korkeammat kammiopainetasot nostavat järjestelmän tehollista puristuskerrointa ja nostavat näin ollen myös säädön vahvistusvaraa, koska hydraulinen ominaiskulmanopeus kasvaa.

Säätimen rakennetta muutettiin siten, että positiivisen ajosuunnan ristivirtauskytkentä korvattiin differentiaalikytkennällä. Nopeus, jolla vaihto moodien välillä tapahtuu, piti valita siten, että vaihto suoritetaan riittävän pehmeästi ja että miniminopeusvaatimus differentiaalikytkennällä täyttyy. Järjestelmää lähdettiin testaamaan erilaisilla virityksillä sekä sinireferenssillä että askelajoilla. Keskimääräiseksi asemointitarkkuudeksi askelajossa saatiin 0,26 mm, huonoimman ollessa 0,6 mm ja parhaimman 0,04 mm. Askelvasteissa esiintyi hieman ylitystä, mutta ylityksen maksimiarvo oli noin 3 %. Sinireferenssin asemavasteessa positiivisen liikesuunnan pienillä nopeuksilla askelmaisuus jäi pieneksi ottaen huomioon, ettei korjaavia ristivirtauksia käytetty. Koska nopeusreferenssi oli maksimissaan 20 mm/s, ei If-Of+ -moodia käytetty positiivisen liikesuunnan ajossa ollenkaan. Kuvassa 4.6. on esitetty askelajon referenssi ja vaste moodin vaihdoksen jälkeen.



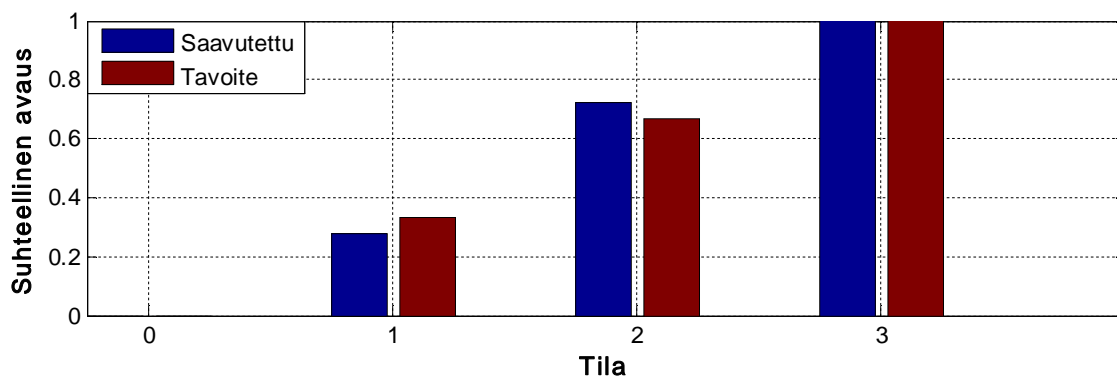
**Kuva 4.6.** Askelajon vaste differentiaalikytkennän lisäyksen jälkeen.

Kuvaajasta on osoitettuna kohta, jossa säädin vaihtaa If-Of+ -moodista Dif-moodiin. Asemavasteessa on nähtävissä pieni notkahdus, jota voidaan vielä tarvittaessa parantaa muuttamalla Dif-moodin vaihtonopeutta.

#### 4.2.3 Aemasäätö 2-bittisillä ohjausreunoilla

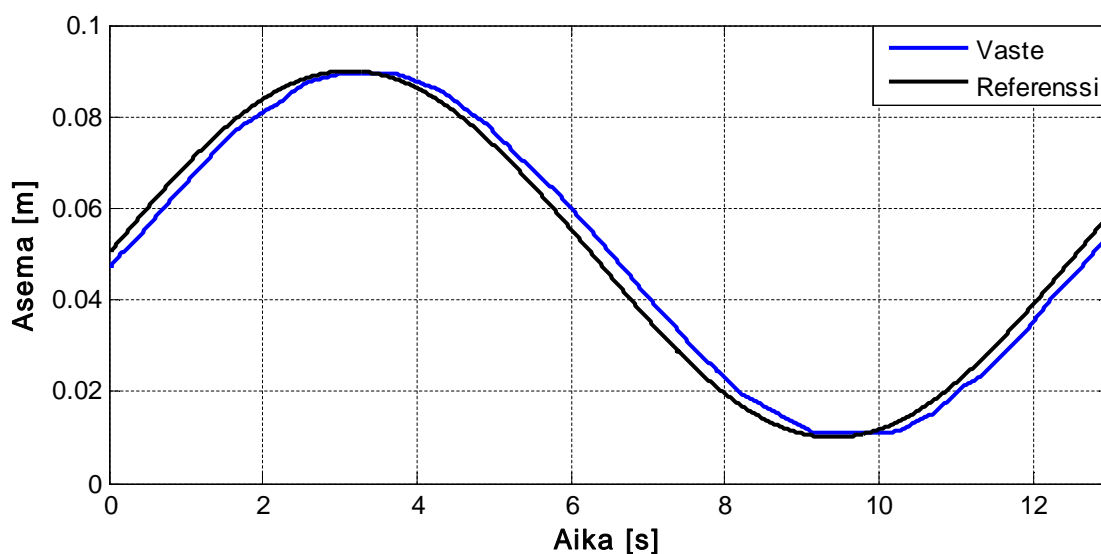
Koska laitteistolla pyritään kustannustehokkuuteen, kokeiltiin asemasäädön suorituskykyä myös vähennetyllä venttiilimäärällä. Kokoonpanoa ei lähdetty muuttamaan, vaan olemassa olevista venttiileistä käytettiin pienintä ja suurinta, jolloin maksiminopeus

samalla syöttöpaineella on vielä tyydyttävä (noin 75 % verrattuna kolmeen venttiiliin) ja pienin mahdollinen nopeus sama kuin aiemmin. Koodausmuoto pidettiin samana ja differentiaalikytkentää käytettiin. Kuvassa 4.7. on esitetty saavutettu avausresoluutio ja tavoiteavausresoluutio ohjausreunaa kohden.



**Kuva 4.7.** 2-bittisen DFCU:n saavutettu avausresoluutio ja tavoiteavausresoluutio.

Virityksparametreista tilanvaihtojen määrän sakotusta pienennettiin ja pahojen tilanvaihtojen sakotus pidettiin ennallaan. Kuvassa 4.8. on esitetty sinireferenssin vaste 2-bittisillä ohjausreunoilla.



**Kuva 4.8.** Sinireferenssi ja vaste 2-bittisellä toteutuksella.

Merkittävää pudotusta asemavasteen laadukkuudessa verrattuna 3-bittiseen järjestelmään ei ole havaittavissa. Myös askelvasteen asemointitarkkuudet olivat samaa luokkaa ja vasteen muoto hyvä lukuun ottamatta pieniä ylityksiä. Tilanvaihtojen määrän sakotus puolitettiin, jolloin 30 sekunnin sinireferenssin aikana tapahtuneiden tilanvaihtojen määrä kasvoi 79:stä 194:ään.

2-bittisen järjestelmän ajossa huomattiin, että kavitointia alkoi esiintyä nyt B-kammion päädyssä ajettaessa sinireferenssiä, minkä vuoksi nopeusvirheen sakotusta



jouduttiin pudottamaan. Molempien järjestelmien testit tuottivat siis ongelman, johon ei tässä vaiheessa tutkimusta löydetty selvää ratkaisua tai syytä.

### 4.3 Hybridiohjaimen asemasäädön mittaukset

Ohjaimen ohjelmoinnin alkuvaiheessa oli tiedossa, että algoritmien laskentatuloksien ylivuoto voi muodostua ongelmaksi säädössä. Säätoalgoritmi toteutettiin aluksi kuitenkin samoilla moodeilla, kuin dSPACE-säädinkin. Tarkoituksena oli kokeilla, suoriutuko ohjain laskennasta ylivuodosta huolimatta ja millainen on säätötulos, jos suoriutuu. Ohjainta testattiin sen ollessa ohjelmointikoneessa kiinni, jolloin voitiin seurata ohjelman reaaliaikaisia toimenpiteitä ja virheilmoituksia. Kun ohjain käskettiin closed loop -moodiin ja venttiilitilakone ohjattiin aktiiviseen tilaan, meni säätoalgoritmi kuitenkin tukkoon välittömästi Cf+ -moodin steady-state-paineiden laskennassa, minkä seurauksena ohjain uudelleenkäynnisti itsensä pre-operational-tilaan. Cf-moodien käytöstä oli siis luovuttava ainakin toistaiseksi ja kahden ohjausreunan mooditkin tarvitsivat parametrien arvojen muokkausta, jotta ylivuoto ei aiheuttaisi ongelmia.

Steady-state-yhtälöiden ratkaisuisa kammio-paineiden ratkaisut olivat ainoita, joissa esiintyi korkeita potensseja. Yhtälöiden jakaminen osatekijöihin yhteisen nimittäjän ansiosta oli ensimmäinen asia, jolla voitiin ehkäistä väliratkaisuisa esiintyvää ylivuotoa. Seuraava vaihe oli tarkistaa, millaiset arvoalueet osoittajat ja nimittäjä saavat eri pyöristyksillä, eli miten paljon arvoja joudutaan pyöristämään, jotta laskenta onnistuu. Lopputuloksena ratkaisuyhtälöissä esiintyviä termejä jouduttiin pyöristämään siten, että mäntien pinta-alat pyöristyivät neliösenteiksi, virtausarvot pyöristyivät miljardikertaiseen arvoon ( $9,5e-9 \rightarrow 9$ ) ja paineiden arvot laskettiin baareina. Kuormavoima voitiin esittää Newtonina. Tämän lisäksi jokaiselle yhtälön osaratkaisulle piti määrittää jokin skaalauskerroin, joka riippui osaratkaisussa käytettävistä parametreista ja potenssien suuruusluokasta.

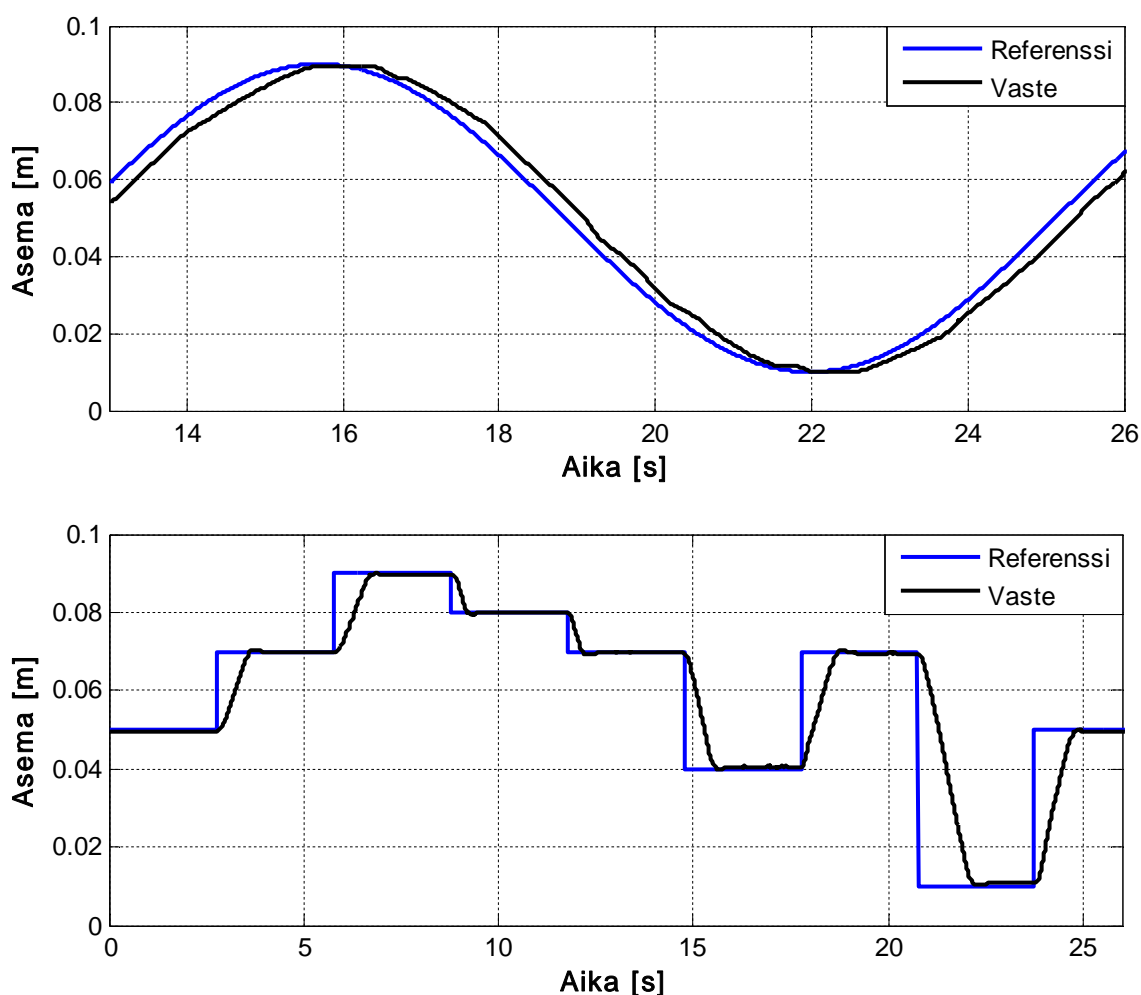
Säätimen algoritmiin saatiin siis alustavasti kolme ajomoodia, If-Of-, If-Of+ ja Dif. Dif-moodin ja If-Of+ -moodin välinen rajanopeus lisättiin parametriksi objektikirjastoon ja säätoalgoritmissa sitä käytettiin osoitintyyppisenä muuttujana, jotta rajanopeuden vaihtaminen väylän kautta onnistuu tarvittaessa ja muutos tulee voimaan myös säädössä.

#### 4.3.1 Sakotettavat parametrit, vasteet ja asemointitarkkuudet

Hybridiohjaimen säätimen sakkofunktiossa toteutettiin moodikohtainen sakotus. Esimerkiksi kavitaation sakottaminen ei ole tarpeellista kuin If-Of-moodeilla. Pahojen tilanvaihtojen sakotuksesta tehtiin aliohjelma, jolla oli yksinkertaistetut ehdot tiloista. Esimerkiksi jos nykyinen tila on 1, funktio asettaa tiloille 2, 4 ja 6 objektikirjastossa määritellyn sakkokertoimen, muutoin painotus on nolla. Yhteensä näitä ehtoja funktiossa on 6, koska kaikki muut tilat nollaa ja seitsemää lukuun ottamatta voivat johtaa pahoihin tilanvaihtoihin. Säätimen koodin kasvu johti siihen, että tilanvaihtojen määrän sakotus jouduttiin jättämään pois, koska muisti oli kirjaimellisesti aivan äärirajoilla.

Kokonaisluvuilla laskeminen aiheutti myös sen, että johtuen pyöristystarkkuuksista esimerkiksi B-kammion paineen laskennassa tapahtui virhettä. Tilanteessa, jossa kuormavoima on vaikkapa 2500 N ja tilojen arvo on nolla, tulee A-kammion paineeksi 13 bar määrätystä ehdosta  $p_A = F/A_a$ . Tällöin kuormavoiman lausekkeesta lasketun B-kammion paineeksi tulee negatiivinen arvo nollan sijaan. Tämä puolestaan voi aiheuttaa ongelmia kavitoinnin eliminoinnin kanssa, joten kavitoinnin sakotuksen raja-arvo muutettiin -1:een. Tämä heikensi luonnollisesti kavitoinnin poiston tehokkuutta.

Säätimen alustavat viritysparametrit valittiin seuraavasti. Nopeusvirheen sakko: 14 (vanhan projektin arvo), pahojen tilanvaihtojen sakko: 10000 ja kavitoinnin painotus  $3e5$  (ääretön tuskin toimisi). Pahojen tilanvaihtojen painotuskertoimen arvo 2000 vastasi dSPACE-säätimellä sellaista sakotusten suhdetta, jossa kaikki pahat tilanvaihdot tulivat eliminoiduiksi. Sama tilanne saavutetaan hybridiohjaimella, jos arvo on noin kertaluokkaa suurempi. P-säädön vahvistuskertoimen arvoksi valittiin 3 1/s. Kuvassa 4.9. on esitetty sinivaste ja askelvaste mainituilla virityksillä.



**Kuva 4.9.** Sinireferenssin ja askelajon asemavasteet hybridiohjaimella.

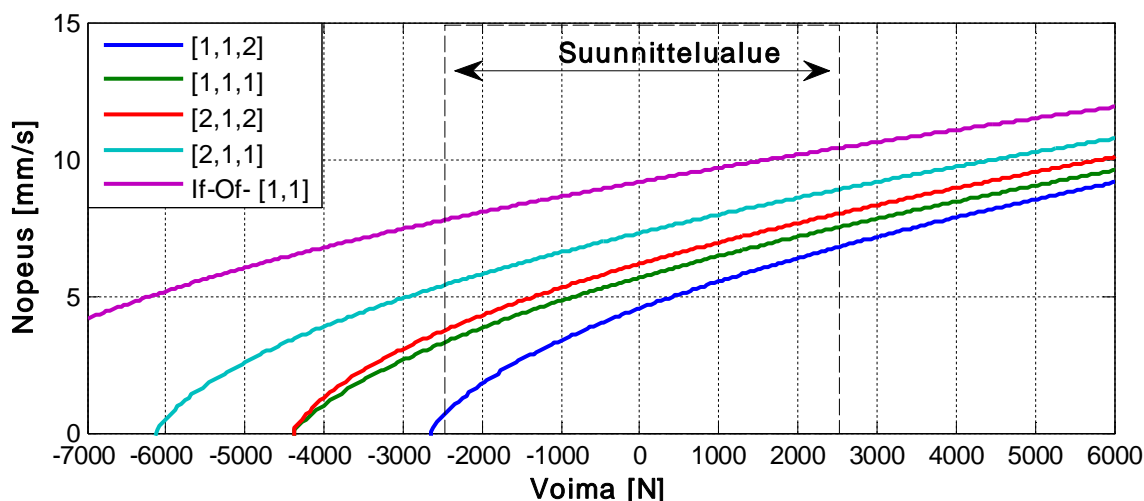
Askelajon asemointivirheen maksimi oli 0,75 mm ja maksimiylitys prosentin luokkaa. Sinivasteen seurantavirhealue oli  $\pm 6$  mm. Sinireferenssin aikana käytetyt

ajomoodit olivat Dif ja If-Of-. Sinivasteen käytös on hieman karkeampi ristivirtausmoodien puuttuessa ja pienten nopeuksien askelmaisuus tulee näkyviin herkemmin. Muuten ohjaimen säätöalgoritmin voitiin todeta toimivan moitteettomasti.

### 4.3.2 Ristivirtauskytkennän analyttisen ratkaisun kompensointi

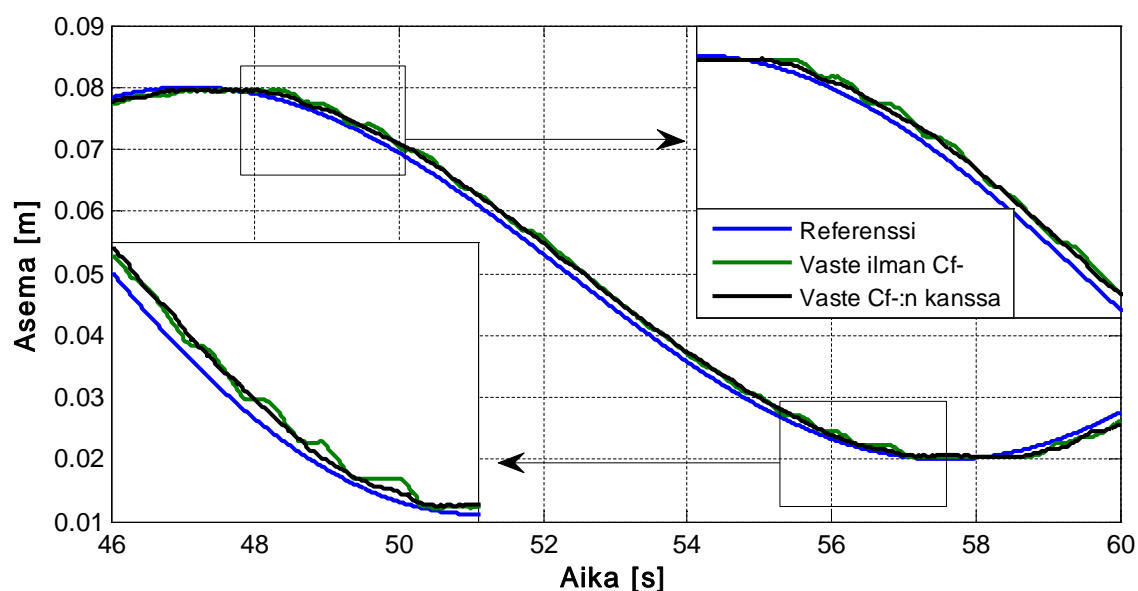
Kuten aiemmin jo todettiin, ei ristivirtausten käyttö onnistunut suoraan, koska steady-state-ratkaisut vuotivat yli. Säätötarkkuuden kannalta enemmän tarvetta lisäresoluutiolle oli negatiivisella liikesuunnalla, koska Dif-moodilla saavutettiin riittävän pieniä nopeuksia positiivisella liikesuunnalla. Koska analyttisen ratkaisun käyttö ei onnistunut, kokeiltiin pakkoehdot, jolla asetettiin primääri- ja sekundäärireunojen tilat ykkösiksi, kun oltiin nopeuspyynnin alueella 0...pienin If-Of- -moodilla saavutettava nopeus. Ongelma tällaista pakkoehdot käyttäessä on, että tilakombinaatio ei välttämättä saa aikaan toivottua nopeutta koko liikealueella, koska se ei huomioi kuormavoimaa. Ehdot ei myöskään voi käyttää koko nopeuspyyntialueella 0...pienin If-Of- -moodilla aikaansaatua nopeus, koska tällöin ohjausta käytetään kunnes erosuure on positiivisella puolella ja tämä johtaa vaimenevaan värähtelyyn vasteessa. Jos tilojen kelpoisuus oikeasti laskettaisiin, menisi ohjaus nolnaan jonkun äärellisen asemavirheen jälkeen. Tilannetta voi parantaa kasvattamalla käyttöaluetta 0...If-Of- min  $\rightarrow$  x...If-Of- min, jossa  $x > 0$  ja  $< \text{If-Of- min}$ , mutta tällöin ristivirtauksesta saavutettava resoluution parannus pienenee.

Jokaisen tilakombinaation paineen ja nopeuden steady-state-ratkaisu riippuu kuormavoimasta. Koska täydellisen steady-state-ratkaisun laskeminen ei onnistu ohjaimella suoraan, voidaan ratkaisun välivaiheita yrittää ohittaa. Koska nopeusresoluution parannus halutaan pienelle nopeusalueelle, pärjätään muutamalla sellaisella tilakombinaatiolla, jotka tuottavat If-Of- -moodia pienemmän nopeuden. Valittujen kombinaatioiden tuottamien kammio-painekäyrien ja kuormavoimien välille voitiin tehdä approksimaatio käyrän sovitustyökalulla, jolloin tuloksena saatiin n kappaletta erilaisia ratkaisuyhtälöitä. Oletuksena näiden yhtälöiden pätevyydelle on tietysti, että syöttöpaine pysyy vakiona ja että kuristusten läpäisyarvot eivät muutu. Vaihtoehtoisen Cf- -moodin algoritmia varten etsittiin neljä kappaletta tilakombinaatioita, jotka jaottuvat sopivasti nolnaan ja If-Of- -moodin miniminopeuden välille. Kuvassa 4.10. on esitetty If-Of- -moodin pienimmän tilakombinaation ja Cf- -moodin neljän eri tilakombinaation laskennalliset nopeudet kuormavoiman funktiona.



**Kuva 4.10.** Laskettuja nopeuksia  $C_f$ -moodin tilakombinaatioilla ja If-Of- -moodin pienimmällä tilakombinaatiolla kuormavoiman funktiona.

Käyrien numeromerkinnän järjestys tarkoittaa ohjausreunojen tiloja seuraavallisesti: [P-B, A-T, B-T]. Paras hyöty negatiivisen suunnan ristivirtauksesta saavutetaan sylinterin A-päädyssä, jossa eri tilakombinaatioiden tuottamat nopeudet ovat mahdollisimman hajallaan nollanopeuden ja If-Of- -moodilla saavutettavan miniminopeuden välillä. Approksimaationa käytettiin neljännen asteen polynomia, jolla voitiin suorittaa paineiden lasku pelkän kuormavoiman funktiona ohjaimella ilman ylivuotoa. Ristivirtauksen vaikutuksen havainnollistamiseksi järjestelmää ajettiin hitaalla sinireferenssillä, jonka taajuus oli 0,3 rad/s ja amplitudi 0,03 m. Alla on esitetty kuva, jossa on referenssi ja vasteet molemmissa tilanteissa.



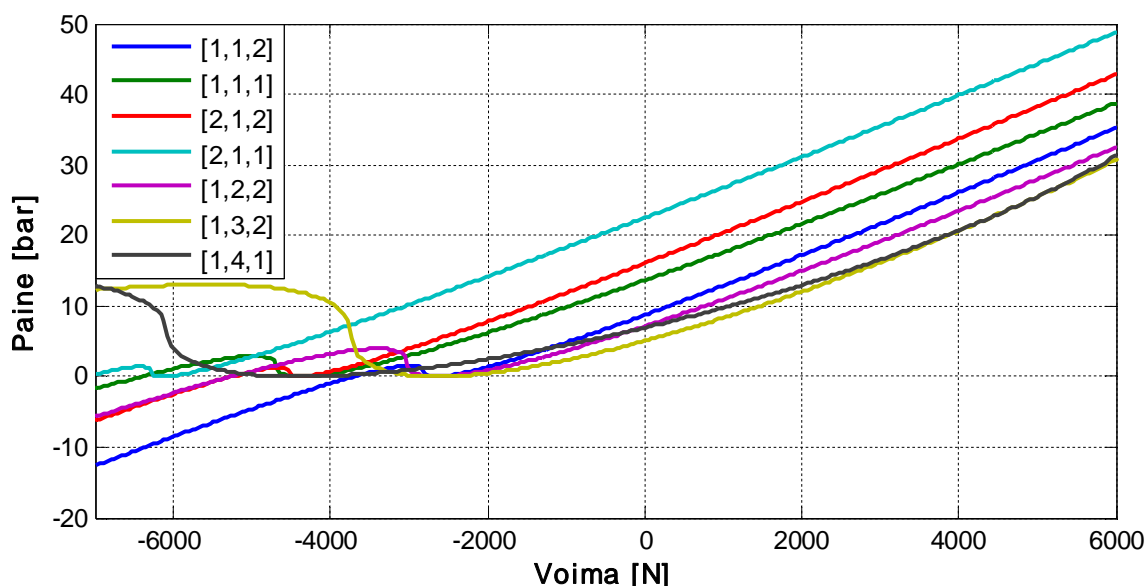
**Kuva 4.11.** Hidas sinireferenssi ja vaste approksimoituja ristivirtaustiloja käytettäessä ja ilman.

Kuvaajasta nähdään, että jo neljän tilakombinaation käyttö Cf- -moodissa lisää resoluutiota huomattavasti ja tasoittaa vasteen kulmikkautta. Koska Cf- -moodin kombinaatioiden pätevyys riippui syöttöpaineesta, haluttiin selvittää syöttöpaineen vaikutus käyriin. Kriittisempi tapaus on syöttöpaineen lasku, joka aiheuttaa kavitoinnin rajavoiman suurenemisen. Kuormavoiman suunnittelualueella 10 bar lasku syöttöpaineessa tarkoittaa ainoastaan pienimmän tilakombinaation [1,1,2] kavitoimista suunnittelualueella (noin pisteessä -2200 N). 20 bar laskun tapauksessa tilanne on sama. Pienimmän tilakombinaation kavitointiongelma pois lukien ei syöttöpaineen heilahtelu aiheuta suurta ongelmaa säädössä, jos pysytään +/-10 bar alueella. Tällöin minimi- ja maksiminopeuksien erot jäävät suurimmillaan noin 1,5 mm/s:iin.

#### 4.4 Kavitointiongelman ratkaisu

dSPACE-laitteiston laboratoriotesteissä huomattiin kavitointiongelma kuormavoimien äärialueilla, kun liikuttiin pienillä nopeuksilla. Ongelman syyksi paljastui lopulta analyttisen ratkaisuyhtälön epäpätevyys paineiden laskennassa. Vertailemalla simuloidun järjestelmän tuottamia paineita ja laskettuja paineita huomattiin, että A-kammion paineen ratkaisuyhtälö tuottaa oikeita paineen arvoja vain tietyillä kuormavoiman alueilla. Liitteessä 3 on esitetty ajomoodien steady-state-ratkaisuja.

Ratkaisujen arvot käyttäytyivät siten, että kun todellinen kavitointiraja saavutettiin jollain tilakombinaatiolla, paineen arvoksi tuli hetkellisesti nolla, mutta tämän jälkeen kuormavoimaa entisestään pienennettäessä paineen arvoksi tuli tietyllä voima-alueella positiivinen arvo. Tilannetta on havainnollistettu kuvassa 4.12.

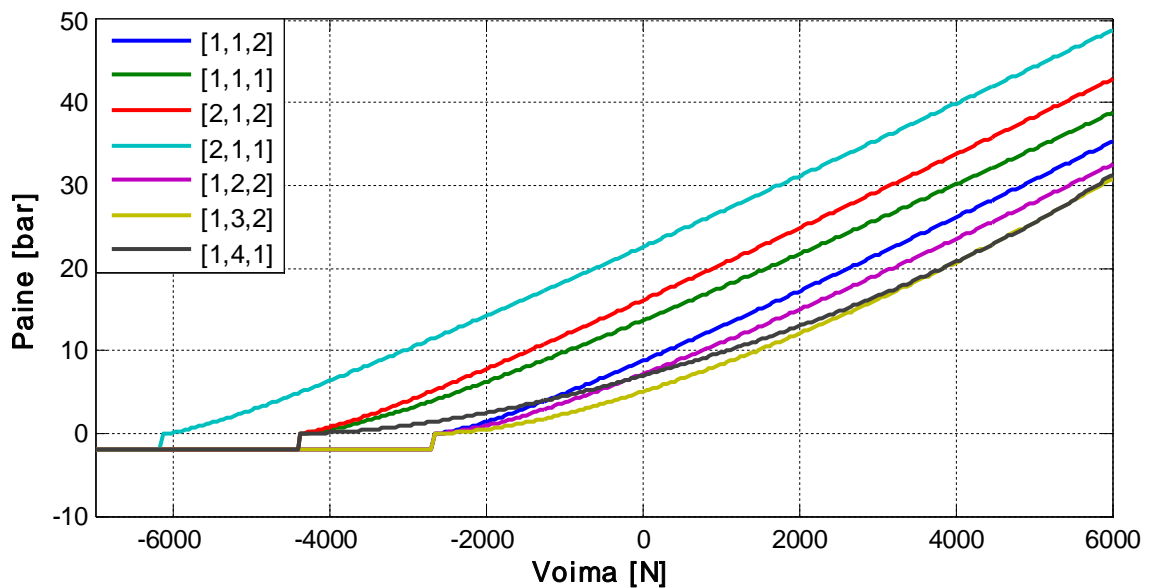


**Kuva 4.12.** Säätimen laskemia A-kammion paineita Cf- -moodin tilakombinaatioilla kuormavoiman funktiona.

Jokaisella Cf- -moodin steady-state-ratkaisulla on siis virheellinen positiivinen painealue jollakin kuormavoiman arvolla, mistä johtuen kavitoivat tilat voivat tulla valituksi. Kuvasta nähdään myös, että suurempi A-T-reunan avaus suurentaa myös virhe-alueutta ja negatiivisia paineita ei saavutettaisi näillä tiloilla kuin vasta hyvin pienillä voiman arvoilla. Pienilläkin avauksilla virhe on merkittävä. Esimerkiksi [1,1,2]-tilan kavitointiraja on kuvaajassa noin -3700 N, kun todellinen arvo on noin -2650 N. Yksiselitteisellä ratkaisuyhtälöllä ei voida laskea negatiivisia paineita oikein, koska yhtälö (7) olettaa ohjausreunojen yli olevat paine-erot positiivisiksi ja virtauksen turbulenttiseksi kaikissa tilanteissa. Kavitointiraja voidaan etsiä analyyttisesti sijoittamalla yhtälössä (7)  $p_A$ :n paikalle nolla ja  $p_B$ :n paikalle kuormavoiman lausekkeesta ratkaistu arvo. Tällöin yhtälöstä voidaan ratkaista kuormavoima ja sen ratkaisusta tulee yhtälön (12) mukainen.

$$F_{loadlim-} = \frac{-(A_B * A_v P B^2 * p_S)}{A_v B T^2 + A_v P B^2} \quad (12)$$

Yhtälöllä (12) voidaan ratkaista suoraan ohjausreunojen P-B ja B-T tilakombinaatioita vastaavat kuormavoimat, joilla  $p_A$  saa arvon nolla. Tästä lausekkeesta voitiin muodostaa alkuperäiselle ratkaisuyhtälölle ehto. Jos mitattu kuormavoima on jollain tilakombinaatiolla pienempi kuin yhtälön (12) mukainen kuormavoima, korvataan tätä tilakombinaatiota vastaava laskettu paine negatiivisella vakioarvolla. Jos kavitoinnin aikaisia paineita haluttaisiin mallintaa tarkasti, pitäisi ottaa huomioon venttiilistön kavitaatiotukehtuminen ja puristuskertoimen romahtaminen ilman lisääntyessä kammiossa. Kavitoinnin ehkäisyn kannalta on kuitenkin yhdentekevää, mikä negatiivisen paineen tarkka arvo on, kunhan sellaisen paineen tuottava tilakombinaatio tulee eliminoiduksi. Kuvassa 4.13. on esitetty kuvan 4.12. käyrät virheen eliminoinnin jälkeen.



**Kuva 4.13.** Säätimen laskemia A-kammion paineita Cf- -moodin tilakombinaatioilla kuormavoiman funktiona virheen eliminoinnin jälkeen.

Myös Cf+ -moodin steady-state-ratkaisut tutkittiin ja odotetusti suunnittelualueen sisällä kavitoivia tilakombinaatioita oli huomattavasti enemmän negatiivisen ajosuunnan moodiin verrattuna pinta-alasuhteen vuoksi. Cf+ -moodille tehtiin samanlainen ehto kuin Cf- -moodillakin. Kuormavoiman raja-arvon lauseke Cf+ -moodilla on yhtälön (13) mukainen.

$$F_{loadlim+} = \frac{-(A_B^3 * AvPA^2 * p_S)}{A_A^2 * AvBT^2} \quad (13)$$

Ajomoodeja ei tarkastella enää siinä mielessä, että niitä toteutettaisiin hybridiohjaimella, vaan tarkoituksena on tutkia simuloimalla, miten järjestelmän käytös muuttuu, kun molemmat Cf-moodit korjataan.

dSPACE-järjestelmän testiajoissa kuormavoimat olivat A-kammion päädyssä hieman tavoitearvoa pienemmät. Simulointimallin voima-aluetta laajennettiin myös, jolloin A-kammion kavitointi tuli ilmi kunnolla simuloinneissakin. Liitteessä 2 on esitetty kuvasarja, jossa simuloitua järjestelmää ajetaan sinireferenssillä ennen ja jälkeen painelaskennan korjauksen. Liitteen ensimmäisen sivun kuvaajat ovat tilanteesta ennen korjausta ja toisen sivun kuvaajat korjauksen jälkeen. Ennen korjausta säädin valitsee tilan [1,2,2] A-päädystä lähdettäessä, jolloin kavitointia esiintyy virheellisen steady-state-arvon vuoksi. Korjauksen jälkeen tilaksi valitaan [1,1,2], jolloin kavitointi poistuu. dSPACE-säätimen testeissä, joissa esiintyi kavitointia, ilmeni sama tilakombinaation [1,2,2] käyttö vastaavassa asematilanteessa.

## 4.5 Vikasietoisuuden tarkastelu dSPACE-laitteistolla

Alusta ohjaavalta hydraulikalta odotetaan luotettavuutta ja turvallisuutta, koska käytön-aikainen vikaantuminen voi johtaa vaaratilanteisiin ja joskus huollon saaminen paikalle voi viedä erittäin kauan. Perinteiseen hydraulikkaan verrattuna digitaalihydraulikka tarjoaa paremman vikasietoisuuden perustuen uudelleenohjelmoitavuuteen ja useaan yksinkertaiseen hydraulikomponenttiin.

dSPACE-laitteistolla voitiin toteuttaa vikadiagnostiikka, jolla jäljitettiin yksittäisiä vikaantuneita venttiileitä. Vikatilanteita simuloitiin siten, että venttiileille asetettiin mallissa pakko-ohjauksena auki- ja kiinni-tiloja ja tutkittiin, miten asemavasteet muuttuvat ja miten vikadiagnostiikka suoriutuu rikkinäisten venttiilien jäljittämisestä.

### 4.5.1 Viat ja vaikutukset

Digitaalihydraulikan vikaantumisen vakavuus riippuu siitä, onko vika esimerkiksi mitattavissa signaaleissa, säätimen ohjelmoinnissa vai hydraulikomponenteissa. Myös signaaleilla on oma jaottelunsa vikakriittisyyden mukaan. Esimerkiksi aseman mittaussignaalin häviäminen lamaannuttaa ohjauksen mutta painesignaalien häviäminen voidaan kompensoida tilapäisesti estimoimalla niitä. Jos tiedetään suurin piirtein riippuvuus kuormavoimien ja veneen työntövoiman ja tätä kautta kaasun välillä, voidaan säädin

ohjata estimoimaan kuormavoimia automaattisesti kaasun ja aseman funktiona painesignaalin tai signaalien hävitessä. Käytännön toteuttaminen vaatisi tiukkoja rajaeh-toja, jotta signaaleja ei hylättäisi turhaan. Asemasignaalin hävitessä järjestelmä tulisi ohjata open loop -ajolle, jolloin säilytettäisiin edes jonkin tasoinen ohjauskyky.

Seuraavassa taulukossa on tarkasteltu testilaitteiston venttiilien vikaantumisen vaikutusta ohjauksen suorituskykyyn tapauksessa, jossa venttiili on jäänyt kiinni tai auki. Vikaantumiset on esitetty ohjausreunakohtaisesti ja vikoja ei ole kompensoitu ohjelmallisesti. Differentiaalikytkentä on käytössä. Ohjattavuuden vertailuun on käytetty askelajoa.

Ohjausreuna	Venttiili kiinni	Huonoin asemointitarkkuus/mm	Venttiili auki	Huonoin asemointitarkkuus/mm
P-A	1	0,9	1	3
	2	0,55	2	4
	3	3,7	3	6,5
B-T	1	1	1	1
	2	0,4	2	1
	3	0,85	3	1,9
P-B	1	0,8	1	0,7
	2	0,9	2	0,8
	3	0,85	3	0,8
A-T	1	1,2	1	2,5
	2	0,9	2	3,4
	3	6,5	3	10,3

**Taulukko 4.3.** Yksittäisten venttiilien vikaantumisen vaikutus asemointitarkkuuteen askelajossa.

Suuri osa yksittäisten venttiileiden kiinni jäämisistä ei aiheuta juuri minkäänlaista silmännähdn havaittavaa poikkeavaa käytöstä askelajossa. Myöskään asemointitarkkuus ei heikentynyt merkittävästi, paitsi P-A- ja A-T-reunojen suurimpien venttiileiden jäädessä kiinni. Näissä tapauksissa asemavaste pysähtyy liian aikaisin, koska säädin valitsee ennen referenssin saavuttamista parhaaksi tilaksi neljän, jolloin ainoastaan kiinni jäänyttä venttiiliä yritetään ohjata. Säätimellä voidaan tarvittaessa korjata tilanne siten, että eliminoidaan rikkoontunut venttiili ja lasketaan uudet binäärikoodatut ohjaukset ehjillä venttiileillä. Pienimpien kiinni jääneiden venttiilien tapauksessa huonontunut asemointitarkkuus tulisi esille pieniä askeleita ajettaessa. Myös auki jääneiden venttiilien tapauksissa P-A- ja A-T-reunojen vikaantuminen huonontaa asemointitarkkuutta eniten. A-T-reunan kolmosventtiilin tapauksessa huonoin asemointitarkkuus on peräti 10 mm. Molempien ohjausreunojen vikaantumisissa esiintyi myös asemasignaalin resonointia, joka huomattaisiin todennäköisesti jo ajon aikana.



Lähtökohtaisesti voitiin todeta, että asemasignaalin vikaantuminen aiheuttaa ohjauksen saturoitumisen positiiviseen laitaan, jos signaalin katkeamisen jälkeen arvo on nolla. Männän asema jää tällöin ääriasentoonsa. Mikäli syöttöpaineen signaali katkeaa, ohjain lukee arvon nolla ja tällöin millään lasketulla tilalla ei saavuteta nollasta poikkeavaa nopeutta, jolloin mäntä jää signaalin katkeamista edeltäneeseen asemaan. Jos A-kammion painesignaali katkeaa, lukee ohjain nolla-arvon ja laskennallisesta kuormavoimasta tulee negatiivinen koko liikealueella ja paljon pienempi kuin todellinen kuormavoiman minimi. Tästä seuraa se, että mäntää voidaan ajaa positiiviseen liikesuuntaan mutta negatiiviseen suuntaan laskennallinen maksimivoima ei riittäisi. B-kammion painesignaalin katkeaminen ei estä kummankaan ajosuunnan käyttöä, koska tällöin laskettu kuormavoima pysyy koko ajan positiivisena ja sellaisella alueella, että molempien ajosuuntien tilat ovat mahdollisia. Molempien kammiopainesignaalien hävitessä ohjaus on täysin käyttökelpoinen, koska laskennallinen kuormavoima on tällöin nolla. Kaviointia ei huomioida oikein ja laskennalliset nopeudet eivät vastaa saavutettuja nopeuksia, mutta toisen kammiopainesignaalin hävitessä tämä tarjoaa mahdollisuuden korjata ohjaus tilapäisesti kytkemällä myös toinen kammiopainesignaali pois käytöstä.

#### 4.5.2 Esimerkki vikadiagnostiikan toteutuksesta

Vikaantuneiden venttiilien huomaaminen voi olla vaikeaa ilman erillistä diagnostiikkaa, ainakin jos vikaantuneiden venttiilien määrä on pieni. Lisäksi säätimen käytön aikainen venttiilien kunnonvalvonta voi olla raskasta ja monimutkaista. Yksinkertaisemman ratkaisun voisi tarjota silloin tällöin ennen järjestelmän käyttöönottoa suoritettava diagnostiikka-ajo, joka ei rasita säädintä asemasäädön aikana. Olennaista diagnostiikassa on, ettei vian tutkinta vaatisi erillisiä mittauksia järjestelmästä vaan se voitaisiin toteuttaa olemassa olevilla mittaussignaaleilla.

Venttiileiden vikaantumista tutkittaessa voidaan paikallistaa auki tai kiinni juutuneita venttiileitä perustuen tiettyihin paine-, asema- tai nopeusehtoihin. Perusedellytys on siis, että mittaussignaalit toimivat oikein. Ehdotettu vikadiagnostiikka ei tarjoa selvitystä siihen, johtuuko venttiilin jumiutuminen sähköisestä vai rakenteellisesta viasta virran mittauksen puuttuessa järjestelmästä. Suorittamalla diagnostiikka-ajo kuitenkin säännöllisin väliajoin sillä voidaan jäljittää yksittäisten venttiileiden ongelmia, jotka eivät välttämättä näy ajon aikana. Digitaalihydraulisten venttiilijärjestelmien paineisiin perustuvaa vikajäljitystä ovat tutkineet muun muassa Siivonen et al. (2007).

Vikaseulonnan rakenne on esitetty liitteen 1 kaaviossa. Vikaa tutkittaessa oletetaan kuormavoimat pieniksi, koska testi suoritetaan aluksen ollessa pysähdyksissä. Ennen kuin tutkitaan onko venttiileitä jäänyt auki, avataan tankkireunat hetkeksi, jotta kammioihin jääneet alkupaineet eivät aiheuttaisi virhettä analyysissä. Tämän jälkeen mitataan kammiopaineet pienen viiveen jälkeen ja mikäli esimerkiksi A-kammion paine ylittää 80 % syöttöpaineesta, voidaan päätellä P-A-reunassa olevan ainakin yhden venttiilin auki. Vastaavasti, jos B-kammion paine ylittää 80 % syöttöpaineesta samanaikaisesti kun A-kammion paine on alle 80 % syöttöpaineesta, voidaan päätellä P-B-reunassa olevan auki jääneitä venttiileitä. Painerajoina on käytetty tarkkoja raja-arvoja pienempiä

arvoja, jotta testille olisi enemmän virhetoleranssia. Tankkireunojen testausta varten molemmat kammiot paineistettiin avaamalla painereunoja vuorotellen. P-A-reunan kaikki venttiilit avataan ensin ja mitataan A-kammion paine viiveen jälkeen. Mikäli paine alittaa hieman alle syöttöpainetta olevan arvon, voidaan päätellä jonkin A-T-reunan venttiileistä olevan auki. Rajapaineena on käytetty sellaista arvoa, ettei olla liian lähellä syöttöpainetta tai suurinta mahdollista painetta vian tapauksessa, kuten esimerkiksi silloin kun kaikkein pienin venttiili A-T-reunasta on jäänyt auki. B-T-reunalle tehdään vastaavanlainen testi ja mikäli sekin osoittautuu ehjäksi, siirrytään seuraavaan vaiheeseen, eli ajetaan mäntä sisään.

Alkuasemaan ajon jälkeen suoritetaan asema-ajoja päädyistä päätyyn venttiilipari kerrallaan, eli yhteensä kuusi ajoa. Venttiiliparin vikaantumisen kriteereinä pidetään kammiopaineita, päätyjen saavuttamista sekä nopeutta. Venttiilien kytkennän jälkeen odotetaan viiveen verran ja mitataan, onko nopeus lähellä nollaa. Jos näin on ja samanaikaisesti B-kammion paine on lähellä nollaa, on venttiiliparin painepuolen venttiili juuttunut kiinni. Vastaavasti, jos nopeus on lähellä nollaa ja B-kammion paine suurempi kuin syöttöpaine, on venttiiliparin tankkipuolen venttiili juuttunut kiinni. Erikoistapauksena venttiiliparin yhtäaikainen jumiutuminen selviää, mikäli pitkän viiveen jälkeen nopeus on edelleen lähellä nollaa, päätyä ei ole saavutettu ja kumpikaan yksittäinen vika ei ole ilmennyt. Jos mikään kolmesta viasta ei ole ilmennyt ja pääty saavutetaan, on venttiilipari kunnossa.

Toteutetun sekvenssin ideana on pysähtyä ensimmäiseen kohdattuun vikaan ja ilmoittaa tämä. Näin vältetään paremmin virheellisiltä vikatulkintoilta, jos vikoja on useita. Vikadiagnostiikalla voidaan etsiä yksiselitteisesti jokainen kiinni juuttunut venttiili ja jäljittää auki jääneen venttiilin tai venttiileiden ohjausreuna. Tarkempi määrittäminen auki jääneen venttiilin paikantamisesta olemassa olevilla signaaleilla on hankalaa, sillä esimerkiksi painereunoilla kammiopaine on sama staattisessa tilanteessa, oli sitten painereunan venttiileistä mikä tahansa auki. Yksityiskohtaisemman ratkaisun voisi tarjota mallipohjainen vertailu, jossa esimerkiksi vikaantuneen painereunan tapauksessa avataan tankkilinjasta jokin venttiili ja annetaan arvio vikaantuneesta venttiilistä perustuen venttiilikombinaatioihin ja näiden laskennallisiin nopeuksiin. Auki jääneiden tankkireunojen tapauksessa voisi vika-arvio perustua laskennallisiin paineisiin, kun nopeus on nolla.

Ehdotetun vikadiagnostiikan tarkoitus on vain osoittaa viat, ei ohjelmoida säädintä uudelleen niiden mukaan. Venttiileiden vikaantuessa järjestelmän suorituskyky riittää pienille nopeuksille kotiinpaluuta varten niin kauan kun missä tahansa ohjausreunassa vikaantumisaste on 66 % tai alle. Tämä on siis tilanne silloin, kun venttiilit ovat jumiutuneet kiinni. Auki jumiutuneiden venttiileiden tapauksessa ohjattavuus heikkenee nopeammin. Vaikka kaikissa ohjausreunoissa olisi yhtä aikaa kaksi suurinta venttiiliä kiinni jumiutuneena, ohjaus toimisi silti, vaikkakin erittäin hitaasti. B-T-reunan tapauksessa erityistä on, että differentiaalikytkennän ansiosta ohjauskyky säilyy tyydyttävänä, vaikka kaikki B-T-reunan venttiilit olisivat jumiutuneet kiinni yhtä aikaa.

## 4.6 DSP56800E Simulator ja Simulink

Hybridiohjaimen ohjelmointiympäristössä voitiin myös suorittaa todellisen ohjaimen tilalaskennan simulointeja. Ohjaimen toimivuus oli todettu jo laboratoriotesteissä, mutta haluttiin nähdä, mikä vaikutus parametrien pyöristyksellä oli laskettuihin tiloihin. DSP56800-simulaattorin ja Simulink-säätimen laskettuja tiloja vertailtiin kuormavoimien reuna-alueilla ja keskellä antamalla erikokoisia nopeusreferenssejä. Sakotuksista ainoastaan nopeussakko oli käytössä ja molemmat säätimet sisälsivät If-Of+-, If-Of--, sekä Dif-moodit.

Liitteessä 4 on esitetty molempien simulointien tuottamat tilat eri kuormavoimilla ja nopeusreferensseillä. Nopeuden sakotuksen arvo ja ajomoodien raja-arvot olivat molemmilla simulaattoreilla samat. Kuvista voidaan todeta, että paria poikkeusta lukuun ottamatta lasketut nopeudet eivät poikkea suuresti toisistaan, vaikka reunojen avausuhheet vaihtelevatkin runsaasti nopeuden keski-alueilla. Nopeuksien eroja tutkittaessa katsottiin myös, mikä on Simulinkin laskema nopeus DSP:n laskemalla tilakombinaatiolla ja mikä on tämän erotus Simulinkin valitseman tilakombinaation nopeuteen. Nopeuseron arvo oli suurimmillaan 2,5 mm/s ja keskimäärin 1,34 mm/s. Kun otetaan huomioon ohjausreunojen avausresoluutiot ja steady-state-ratkaisujen virhemarginaali ovat käytettyjen pyöristyksien aiheuttamat erot tilalaskennassa merkityksettömiä.

## 4.7 Meter-out-säätö ja nelireunasäätö

IBoat-projektiin liittyneessä aikaisemmassa tutkimuksessa aiheena oli meter-out-säädön soveltuvuus suihkujen ohjaukseen. Meter-out-säädön toteutus sisälsi sekä analogista että digitaalista hydraulikkaa ja testien aikana käytetyt kuormavoimat pidettiin vakiona. Testeissä arvioitiin digitaalihuyluisten komponenttien kestoikää, säädön suorituskykyä sekä vikasietoisuutta. Tässä luvussa vertaillaan meter-out-säätöä ja nelireunasäätöä hybridiohjaimen suorituskyvyn, venttiilistön ohjelmoitavuuden ja venttiilistön käyttöiän kannalta.

### 4.7.1 Steady-state-ratkaisut, laskentakapasiteetti ja muisti

Liitteessä 3 on esitetty meter-out-säädön ja nelireunasäädön steady-state-ratkaisuja positiivisen liikesuunnan osalta. Nelireunasäädön osalta on esitetty kaikkien kolmen ajomoodin ratkaisut.

Meter-out-säädön steady-state-ratkaisut ovat kammiopaineiden osalta hyvin yksinkertaisia, koska DFUC:n, syöttölinjan ja sylinterin välissä olevan vaihtoventtiilin painehäviöt oletetaan pieniksi. Tällöin riippuen ajosuunnasta toisen kammiopaineen suuruus on aina syöttöpaine lyhyen transienttivaiheen jälkeen ja toisen kammion steady-state-paine riippuu ainoastaan syöttöpaineesta ja kuormavoimasta. Ratkaisulausekkeen kertaluku jää pieneksi ja realisointi ohjaimella ei edellytä lukuarvoalueiden muokkausta. Nelireunasäädön tapauksessahan paineiden steady-state-ratkaisut riippuivat syöttöpaineesta, kuormavoimasta sekä reunojen avauksista. Tällöin ratkaisulausekkeiden kertalu-

ku nousee korkeaksi varsinkin ristivirtauskytkentöjen tapauksessa. Säädön tilalaskennassa rajoittavaksi tekijäksi ei muodostu ohjaimen laskentateho liian suuren tilavaruuden tai monimutkaisten ratkaisulausekkeiden vuoksi, vaan ohjaimen lukutarkkuus.

Säätöalgoritmia testattiin ohjelmointiympäristössä ohjaimen simulaattorilla. Säätimen näyteväli oli 50 ms ja käytetyt ajomoodit olivat If-Of+, If-Of- sekä Dif. Yhden tilakombinaation laskentaan käytettyjen kellojaksojen määrä oli noin 200 000. Koska ohjaimen mikroprosessori kykenee 60 MHz:n virkistystaajuuteen, voidaan näytevälän aikana suorittaa 3 miljoonaa kellojaksoa. Näin ollen pelkän säätöalgoritmin aiheuttama kuormitus jää alle kymmeneen prosenttiin maksimista ja teoreettinen minimi näytevälän pituudelle on noin 4 ms, jos arvioidaan ohjaimen muu kuormitus säätöön verrattuna pieneksi. Meter-out-säädön algoritmin testauksesta ei ollut käytettyjen kellojaksojen määrää saatavilla, mutta niiden määrä voidaan arvioida joka tapauksessa nelireunasäädön kuluttamien kellojaksojen määrää pienemmäksi.

Ohjaimen fyysinen muisti käsitti vaatimattomat 32 kt ohjelmamuistia. Kun säätöalgoritmin lisäksi ohjelmoidaan CAN-väylään liittyvät toiminnot, kirjoitetaan objekti-kirjasto ja lisätään kaikki tarpeellinen koodi venttiilien ohjauksien asettamiselle, ajastimille ja niin edelleen, ollaan aivan kapasiteetin riittävyden rajoilla. Ohjelmointiprosessista mainittakoon sen verran, että muistin tullessa täyteen ohjelma saatiin kyllä ajettua ohjaimelle käyttämällä koodin optimointeja, mutta lopputuloksena oli aina ohjelma, jonka toiminta oli virheellistä tai epävarmaa. Vikojen jäljittäminen koodia tutkimalla ei koskaan tuottanut tulosta.

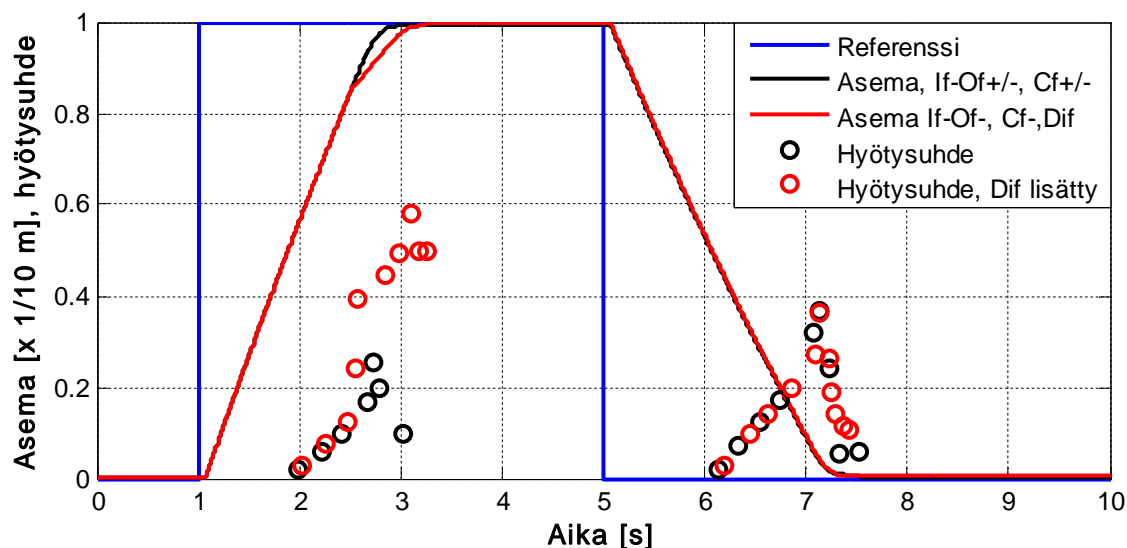
#### 4.7.2 Energiatehokkuus ja toiminnallisuus

Meter-out-säädön tapauksessa eri ajomoodien toteutus rajoittuu If-Of+-, If-Of-, Cf+- ja Cf- -moodeihin (jos sekundääri-DFCU liitettynä). Dif-moodi ei ole mahdollinen. Tilakombinaatioilla ei voida myöskään vaikuttaa kammiopainetasoihin, koska ne riippuvat ainoastaan syöttöpaineesta ja kuormavoimasta. Nelireunasäädön tapauksessa toteutettavia käyttökelpoisia ajomoodeja on viisi. Koska molemmat säätötavat pohjautuvat vakio painejärjestelmään, on Dif-moodi ainoa energiaa säästävä moodi. Meter-out-säädöllä tehohäviöt kohdistuvat poistovirtauksen kuristukseen. Nelireunasäädöllä If-Of-moodeilla voidaan saavuttaa samoja nopeuksia erilaisilla kammiopainetasoilla, mutta tämä tarkoittaa vain tehohäviöiden tasapainon siirtämistä primäärireunojen välillä.

Pelkkiä tankkilinjoja käyttävät tilakombinaatiot olisivat siinä mielessä houkutteleva vaihtoehto, että kuormavoimat kohdistuvat keskiasentoa päin, jolloin molemmilla liikesuunnilla olisi käytössä ilmaista energiaa keskiasentoon palattaessa. Tällaisten tilakombinaatioiden käyttö johtaa kuitenkin kavitointiin ja järjestelmän epäjäykkyyteen. Eräs ratkaisu olisi, että paluuliikkeiden energiaa kerättäisiin poistopuolelta paineakkuun kytkemällä esimerkiksi molemmat kammio linjat yhteiseen paineakkuun kahden on/off-venttiilin välityksellä. Olettaen on/off-venttiilien häviöt pieniksi voitaisiin ajoliikkeitä toteuttaa meter-out-säädön tapaan kuormavoiman sen salliessa. Tällainen toteutus ei vaatisi huomattavaa komponenttien lisäystä mutta säätö monimutkaistuisi, koska pai-

neakun paine täytyisi mitata, valittavien tilojen määrä lisääntyisi ja suotuisat olosuhteet akun lataukselle ja purkamiselle täytyisi määrittää.

Nelireunasäädön energiatehokkuutta voidaan arvioida työkierron aikana kulutetusta energiasta. Kuvassa 4.14. on esitetty nelireunasäädön työkiertoa vastaava simuloitu asema-ajo ja ajojen hetkellisiä hyötysuhteita erilaiset ajomoodit sisältävillä säätäjillä.



**Kuva 4.14.** Hetkelliset hyötysuhteet ja asemavaste simuloidun työkierron aikana eri ajomoodeilla.

Hyötysuhde on määritelty sellaisille tilanteille, joissa liike tekee töitä voimaa vastaan, eli puolella liikealueesta. Työkierron aikana arvioitu hyötysuhde on huono mittari määrittelemään järjestelmän energiatehokkuutta, mutta se havainnollistaa differentiaalikytkennän tuomaa hyötysuhteen parannusta positiivisen liikesuunnan liikkeellä ja varsinkin pienillä nopeuksilla.

#### 4.7.3 Venttiilien elinikä tarkastelu

Meter-out-säädön tutkimuksessa venttiileiden elinikäanalyysi suoritettiin työkierron aikana käytettyjen tilanvaihtojen perusteella. Taulukossa 4.4. on esitetty nelireunasäädön ja meter-out-säädön tilanvaihtojen määrät työkierron aikana.

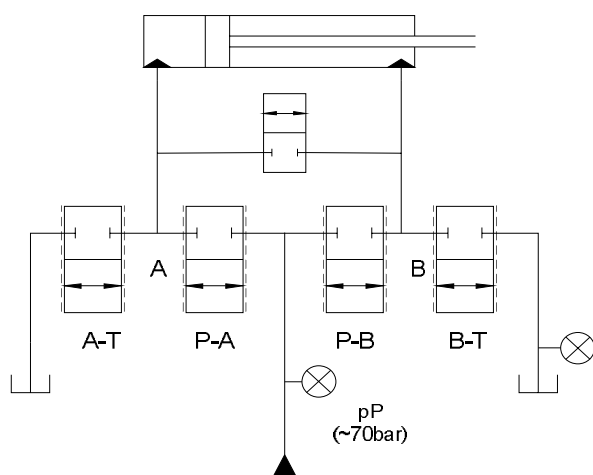
Nelireuna												
Bitti	PA1	PA2	PA3	BT1	BT2	BT3	PB1	PB2	PB3	AT1	AT2	AT3
Työsykli- en määrä	2	2	1	2	1	1	7	3	2	1	2	1
Meter-out												
Bitti	1		2		3		4		5			
Työsykli- määrä	4		4		4		3		2			

**Taulukko 4.4.** Tilanvaihtojen määrät työkierron aikana.

Taulukosta voidaan todeta differentiaalikytkennän lisäämä kuormitus P-B-reunalla. Tilanvaihtojen määrän rajoitus ei ole käytössä hybridiohjaimella, mutta työsykli määrä huomioiden se ei liene edes tarpeellista. Raskaimmin kuormitetun PB1-venttiilin mukaan mitoitettu kestoikä 10 miljoonan työsyklin perusteella on noin 1,4 miljoonaa työkiertoa. Meter-out-säädöllä luku on noin 2,5 miljoonaa (Perukangas & Mäkinen 2010, s. 165).

## 4.8 Energiatehokkuuden parantaminen Wheatstonen kytkentää käyttämällä

Laivoissa käytetyissä pumppuohjatuissa hydraulijärjestelmissä peräsimen regeneratiivinen jarrutus saadaan aikaan kuvan 2.5. mukaisessa suljetussa järjestelmässä ohjauksen ollessa moottorimoodilla (Bosch-Rexroth 2006). Tällöin olisi mahdollista säästää energiaa, kun peräsimen liike palautuu ääriasennoista keskiasentoon. Eräs mielenkiintoinen vaihtoehto kuormaenergian hyödyntämiselle vakiopainejärjestelmässä on neli-reunakytkennän täydentäminen Wheatstonen siltaa muistuttavaksi kytkennäksi, jossa kammiolinjat on yhdistetty yhdellä on/off-venttiilillä. Kuvassa 4.15. on esitetty simuloitun järjestelmän ohjaushydrauliikka muutoksen jälkeen.



**Kuva 4.15.** Simuloitun järjestelmän ohjaushydrauliikka kammiolinjat yhdistävän venttiilin kanssa.

Käyttämällä venttiiliä, jossa on suuri läpäisy, voidaan molemmat kammiopaineet olettaa yhtä suuriksi steady-state-tilanteessa, ja kuormavoiman annetaan toimia energiälähteenä. Liikkeen säätö tapahtuu toista tai molempia tankkireunoja käyttäen ja laskenta on yksinkertaista verrattuna muihin ajomodeihin. Moodin toteutus jää negatiiviselle liikesuunnalle, jolloin sylinterin poisto- ja tulovirtausten suhde on sopiva ja kuormavoima on positiivinen. Moodiin liittyvät yhtälöt on esitetty yhtälöissä (14), (15), (16), (17) ja (18).

$$p_A = p_B = \frac{F_{load}}{A_A - A_B} \quad (14)$$

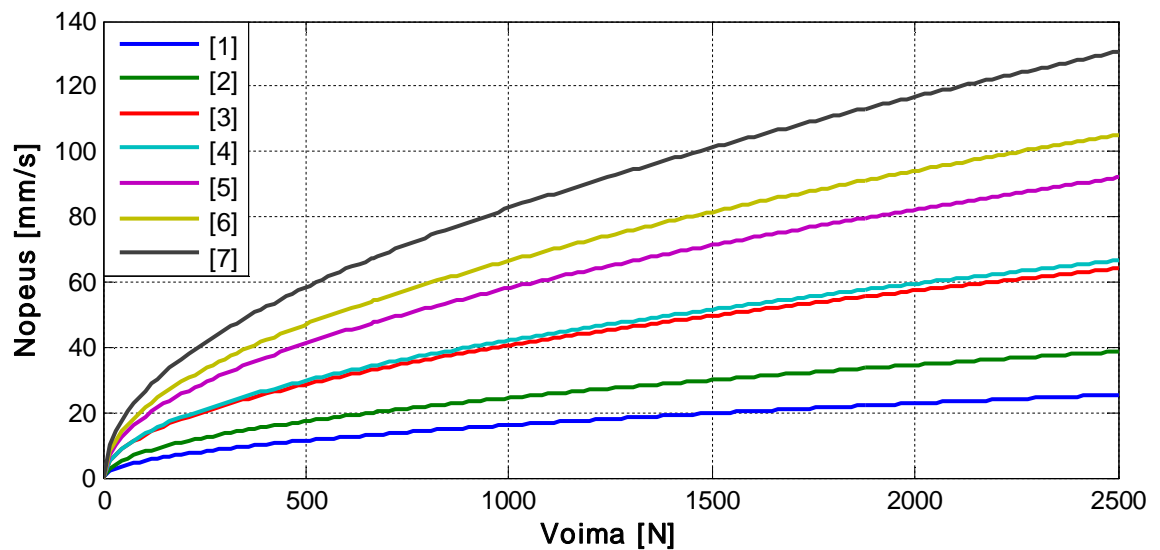
$$Q_A = Q_{A-T} + Q_B \quad (15)$$

$$Q_B = Q_{A-B} \quad (16)$$

$$Q_A - Q_B = v * (A_A - A_B) \quad (17)$$

$$Q_{A-T} = AvAT * \sqrt{p_A} \quad (18)$$

Kaavoista (14), (17) ja (18) saadaan yhdistämällä jatkuvuusyhtälö, josta voidaan ratkaista nopeus. Nyt säätötapana on pelkän A-T-reunan kuristus. Kytkenän ratkaisu-yhtälöt ovat hyvin yksinkertaisia ja sakotettavista termeistä ainoastaan nopeus on ratkaiseva. Kytkenää vastaavasta moodista käytetään tässä työssä nimitystä E-moodi. E-moodin toiminta-alueen ratkaisee kuormavoiman ja nopeuden merkki. Saavutetut nopeudet kuormavoiman positiivisella alueella kaikilla tilakombinaatioilla on esitetty kuvassa 4.16.



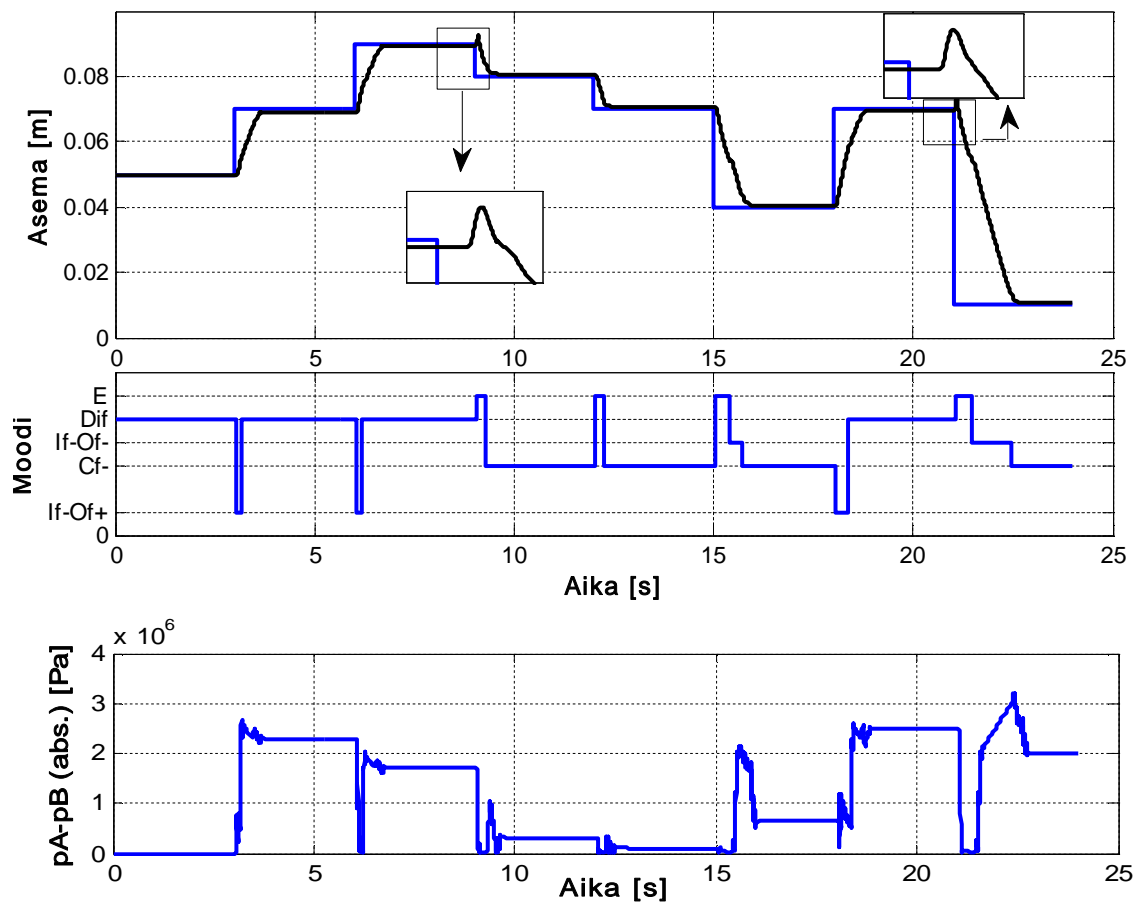
**Kuva 4.16.** A-T-reunan tuottamat nopeudet kuormavoiman funktiona Wheatstonen kytkennässä.

E-moodilla voidaan teoriassa saavuttaa hyvin suuria nopeuksia verrattuna If-Of-moodeihin. Nopeuden resoluutio on huono, koska pienimmälläkin tilalla saadaan yli 20 mm/s nopeus suunnittelualueen reunassa ja säädettävyys paranee kunnolla vasta 500 N pienemmällä kuormavoiman alueella. Tämä johtaa siihen, että E-moodin käyttöalue jouduttaisiin rajaamaan hyvin pienelle toiminta-alueelle, mikäli ei haluta säätimen etsivän parasta tilakombinaatiota kaikista kolmesta negatiivisen liikesuunnan moodista yhtä aikaa. Tällöin E-moodin hyöty voi jäädä vähäiseksi, jos sitä käytetään harvoin. Koska

suurin osa E-moodin tuottamista nopeuksista on lähes koko positiivisen kuormavoiman alueella suurempia tai yhtä suuria kuin If-Of- -moodin nopeudet ja pieniä nopeuksia ei käytännössä pystytä toteuttamaan, voisi E-moodi korvata If-Of- -moodin tietyllä positiivisen kuormavoiman alueella kokonaan, jos vain resoluutio saadaan riittäväksi.

Säädön toimintaa testattiin simuloimalla ensin sellaisella konfiguraatiolla, jossa E-moodin rajaehtoina pidettiin ristivirtauksen rajanopeutta ja tiettyä kuormavoiman positiivista arvoa, jotta moodille voitiin taata riittävä ”käyttöteho”. Mitä lähemmäksi nolaa kuormavoiman raja-arvo viedään, sitä energiatehokkaampi kokonaisratkaisu säädössä saavutetaan. Samalla kuitenkin korostuu riski siitä, kuinka tarkasti kuormavoima voidaan laskea. Mitä lähempänä nolaa voiman alueella ollaan, sitä jyrkemmin saavutettavat nopeudet putoavat. Esimerkiksi raja-arvolla 100 N sekä työkierron askelajossa että sinireferenssin vasteessa on moodia vaihdettaessa jo huomattava pykälä. 200 N arvolla saavutetaan tyydyttävä vaste.

E-moodin käyttöön liittyy ongelmia kammiolinjat yhdistävään venttiiliin liittyen. Koska venttiili tasoittaa kammiopaineet moodia vaihdettaessa, voi asemavaste reagoida aluksi väärään suuntaan. Virheen suuruus riippuu järjestelmän joustosta. Parhaiten ongelma tulee esille esimerkiksi askelajossa, jossa suunnanvaihtotilanteessa E-moodia edeltää Dif-moodi. Kammiopaineiden tasauksen johdosta sylinterin tuottama voima kasvaa hetkellisesti kuormavoimaa suuremmaksi ja asemavaste kääntyy väärään suuntaan. Tilannetta on havainnollistettu kuvassa 4.17.



Kuva 4.17. Simuloitu askelajovaste, ajomoodit ja kammiopaine-ero.



Kuvaajista voidaan todeta kammiopaine-eron vaikutus ajomoodin vaihtotilanteissa. Neljännellä ja viidennellä askeleella käytetään myös E-moodia, mutta koska edeltävä moodi on ollut Cf-, on kammiopaine-ero pieni ja tasoituksen vaikutus vasteeseen olematon. Kolmannella ja seitsemännellä askeleella kammiopaine-ero on korkea-hko Dif-moodin jäljiltä ja tämän seurauksena E-moodi toimii hetken Dif-moodin tavoin. Yhdysventtiilin avausta viivästyttämällä voidaan tilannetta hieman parantaa. Tällöin tankkireuna ehtii vaimentamaan paine-eron aiheuttaman piikin. Viiveen lisäämisestä seuraa kuitenkin nopeasti B-kammion kavitointia, jos kammiopainetasot ovat matalia. Näin käy esimerkiksi vaihdettaessa moodia negatiivisen suunnan ristivirtauksesta E-moodiin, jos venttiilin viivettä lisätään 50 ms:lla. Kun lisäviive on 20–30 ms, ei kavitointia enää esiinny käytetyllä asemareferenssillä. Koska kavitoinnin esiintymiseen vaikuttaa kuitenkin myös paljon aseman (kuormavoiman) arvo askeleen antohetkellä sekä askelta edeltänyt ajomoodi, on pelkän viiveen käyttö paineen tasauksen kompensointikeinona huono.

Jotta E-moodin resoluutiota saataisiin lisättyä suuremmalle nopeusalueelle, voidaan myös P-A-reuna ottaa käyttöön, jolloin nopeuden steady-state-ratkaisusta tulee yhtälön (19) mukainen.

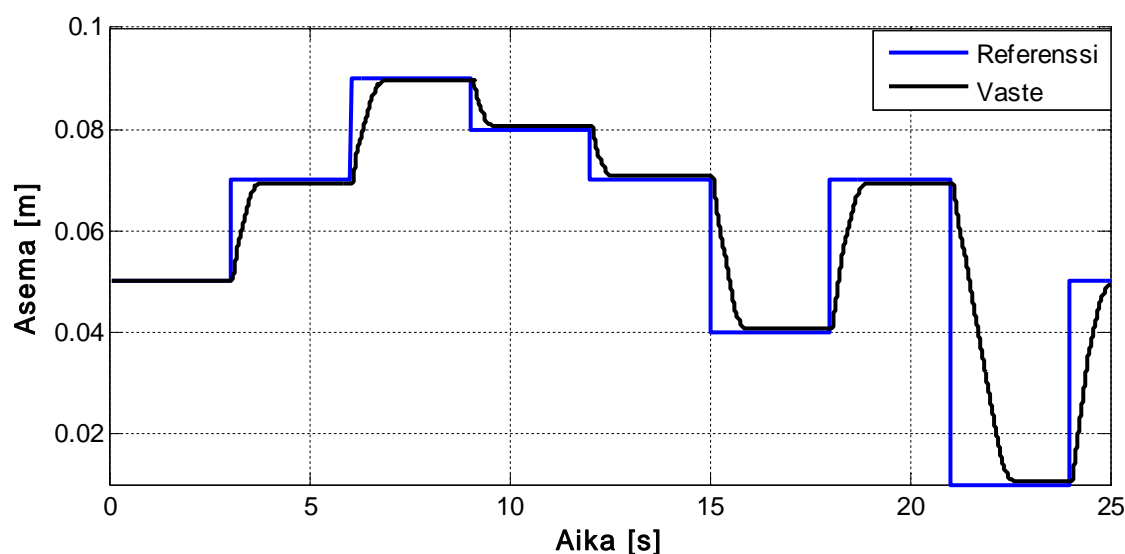
$$v = \frac{AvAT^* \sqrt{\frac{F_{load}}{A_A - A_B}} - AvPA^* \sqrt{p_S - \frac{F_{load}}{A_A - A_B}}}{A_A - A_B} \quad (19)$$

P-A-reunan käyttö lisää tehohäviöitä, joten sen avausta kuuluisi rajoittaa. Kytkenän luonteesta ja kuormavoima-alueesta johtuen ainoat tilakombinaatiot, joilla saavutetaan soveltuvia nopeuksia, ovat sellaiset, joilla A-T-reunan avaus on suurempi tai yhtä suuri kuin P-A-reunan ( $F = 2500 \text{ N} \rightarrow p_A \sim 35 \text{ bar}$ ,  $p_S = 70 \text{ bar} \rightarrow$  paine-ero molemmilla reunoilla sama). Mitä suurempi kuormavoima on, sitä enemmän käyttökelpoisia tilakombinaatioita löytyy ja päinvastoin. Huomioitavaa on se, että käyttökelpoinen tila-avaruus on jo valmiiksi rajattu korkeintaan puoleen kaikista tilakombinaatioista, joten P-A-reunan sakottaminen voi vähentää sen käytöstä saatavan hyödyn hyvin pieneksi.

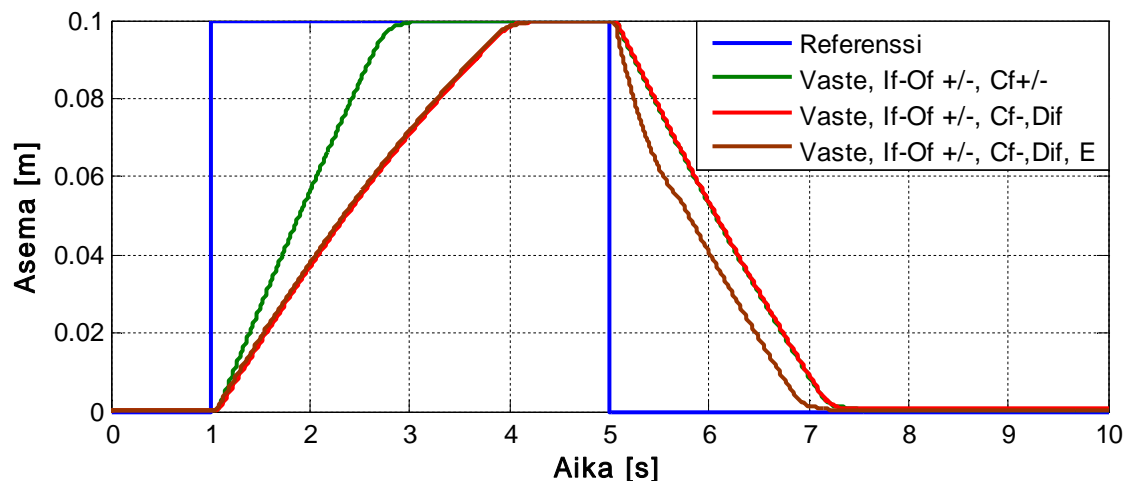
Paineen tasaukseen kokeiltiin myös algoritmia, jossa ehtona on kammiopaineiden absoluuttinen ero ja ulostulona tankkireunalle lyhyt ohjauspulssi. Algoritmin ideana oli ohjata nopea pulssi B-T-reunalle ennen yhdysventtiilin päälle kytkemistä, jolloin B-kammion painetta pienennettiin, jos kammiopaineiden ero oli yli 4 bar. Liikesuunnan kannalta huonompi tilanne on aina silloin, kun B-kammion paine on A-kammion painetta suurempi ennen yhdysventtiilin päälle kytkemistä. Ideaalinen tilanne olisi sellainen, että kammiopaineet voitaisiin asetella mahdollisimman lähelle kuormavoimaa vastaavaa painetta ennen E-moodia. Järjestelmän käytöstä simuloitiin erilaisilla yhdysventtiilin viiveillä ja B-T-reunan pulssin pituuksilla ja avauksilla. Jos yhdysventtiilin viivettä ei haluta kasvattaa liian suureksi, täytyy paineen taseus onnistua nopeasti, eli pulssin pituus täytyy pitää lyhyenä yhdysventtiilin viiveeseen nähden. Tällöin voidaan antaa suu-

rempi avaus B-T-reunalle. Jos pulssin pituus on liian suuri, voi tankkiventtiilin avaus häiritä säädön laskemia tiloja. Mäntä voi esimerkiksi ”sukeltaa”, kun yhdysventtiilin läpi menee B-kammion tilavuusvirran lisäksi myös B-T-reunan läpäissyt tilavuusvirta. Algoritmin käytön tekeekin ongelmalliseksi se, että säätimen laskemien ohjauksien pitäisi tapahtua vasta sitten, kun tasaus on suoritettu. Tällöin ohjauksia pitäisi viivästyttää alkamaan paineen tasauksen jälkeen tai säätimen pitäisi pystyä ennustamaan E-moodin käyttöä. Yhdysventtiilin kokoa muuttamalla voidaan vaikuttaa asemapiikin suuruuteen. Jos läpäisyä pienennetään, on tasoitus hitaampi ja A-T-reuna ehtii paremmin korjaamaan liikettä. Tällöin kasvaa myös paine-ero yhdysventtiilin yli ja säädön laskemat tilat eivät enää päde.

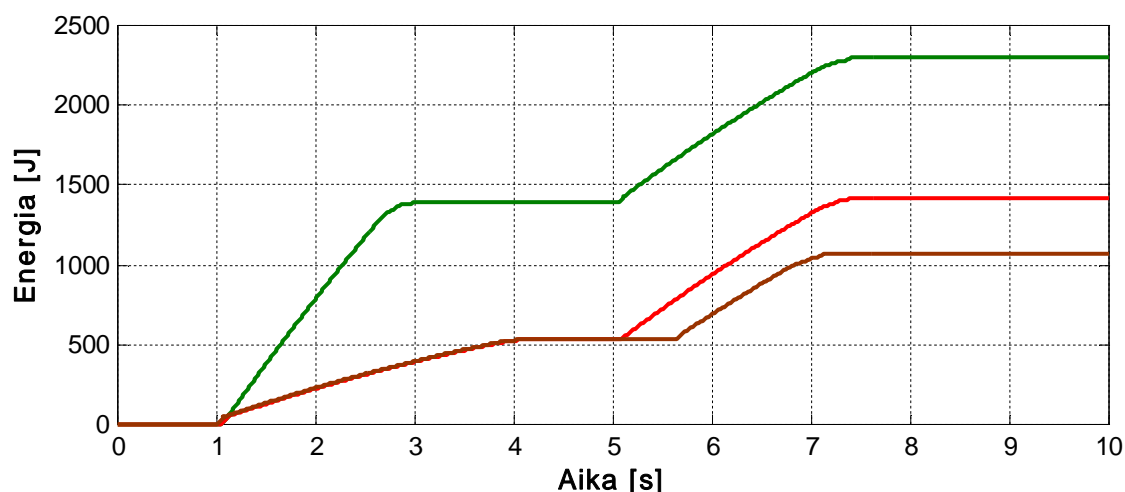
Hitaalla sinireferenssillä huomattiin, että tasauspulssin tehon (aika \* avaus) pitäminen vakiona ei tuota toivottua käytöstä tilanteissa, joissa paine-ero on pieni. Algoritmi muutettiin sellaiseksi, että avauksen suuruus riippuu lineaarisesti paine-eron suuruudesta, mutta pulssin pituus pidetään vakiona. B-T-reunan avaus vaihteli tiloina yhdestä kuuteen paine-eron ollessa 4...25 bar. Muutoksen jälkeen aseman käyttö parani myös ajomoodin vaihdoilla, joissa kammiopaineiden ero oli pienehkö. Kuvassa 4.18. on esitetty simuloitu askelajovaste paineentasausalgoritmia käytettäessä. Kuvissa 4.19. ja 4.20. on esitetty työkierron asema-ajoja ja kulutettua energiaa säätimen käyttäessä eri ajomoodeja.



**Kuva 4.18.** Simuloitu askelajo paineen tasauksen jälkeen.



*Kuva 4.19. Simuloitu referenssi ja asemavasteet työkierron aikana.*



*Kuva 4.20. Työkierron asema-ajojen energian kulutukset eri ajomoodikombinaatioilla.*

Kuvissa 4.19. ja 4.20. vihreällä käyrällä säätimellä on pelkät If-Of+-, If-Of-- ja Cf-moodit, punaisella lisäksi Dif-moodi ja ruskealla vielä näiden lisäksi E-moodi. Punaisen ja ruskean käyrän tapauksessa Dif-moodi on valittu ainoaksi positiivisen suunnan ajomoodiksi. Kuvasta 4.20. voidaan todeta, että työkierron aikana käytetty energia voidaan puolittaa energiatehokkaimmalla ratkaisulla verrattuna perusmoodit sisältävään säätöön. Positiivisen ajosuunnan suoritus aika pitenee sekunnilla, kun If-Of- -moodia ei käytetä, mutta negatiivisen suunnan suoritus aika puolestaan lyhenee E-moodin ansiosta. Ruskealla käyrällä esiintyvä pieni notkahdus johtuu moodin vaihtotilanteesta. Siihen vaikuttavat muun muassa yhdysventtiilin viive, E-moodin voimaraaja, säätimen näytevälä sekä se, kuinka paljon virhettä steady-state-paineissa on verrattuna E-moodilla lasketuihin paineisiin.

Siirryttäessä energiatehokkaampaan ratkaisuun järjestelmän maksiminopeusvasteet muuttuvat epäsymmetrisempään suuntaan. Jos tällainen muutos sallitaan, voidaan käyttäjälle antaa mahdollisuus valita energiansäästö taso, jolloin esimerkiksi vaikutte-

taan manuaalisesti Dif-moodin valintanopeuteen ja E-moodin käyttöönottoon. Älykkäämpi ratkaisu voisi olla sellainen, jossa käyttäjän antamien ohjausliikkeiden kiihtyvyyttä mitataan ja tehdään tämän mittauksen perusteella päätös maksiminopeuden arvosta. Esimerkiksi hätäohjausliike positiiviseen suuntaan aiheuttaisi välittömän If-Of+ -moodiin vaihtamisen ja niin edelleen. Karkaavan kuorman hyödyntäminen E-moodin tavoin ei onnistu sylinterin pinta-alasuhteen vuoksi. Toki P-B-reunan käyttö voitaisiin ohittaa kytkemällä jälleen yhdysventtiili päälle ja syöttämällä tarvittava tilavuusvirta P-A-reunalta, mutta joka tapauksessa ilmaista energiaa hyödyntävää moodia ei näin voida toteuttaa. Tilanne olisi kuitenkin säädön kannalta sama kuin alkuperäisellä E-moodilla: Saavutettavat nopeudet olisivat suurempia kuin nelireunan differentiaalikytkennällä, mutta resoluutio olisi huono.

Poistuttaessa E-moodista säätimen näytevälän pienentäminen auttaa liikkeen tassauteen. Voimaraaja on pidettävä myös riittävän korkeana ja venttiilin viiveen on oltava riittävän pieni. Yhdysventtiilin viiveen ja näytevälän kanssa tulisi ongelmia vain siinä tapauksessa, että moodin kesto olisi erittäin lyhyt, alle kaksi näyteväliä kun käydetään 30 ms näytteistystä. Käytännössä näin lyhyt moodin kesto ei toteudu koskaan.

## 4.9 Digitaalihuylrauliikka ja hajautetut järjestelmät

Ohjauslaitteiston suunnittelussa yhdeksi näkökulmaksi nousee myös digitaalihuylraulisen järjestelmän hajauttaminen. Teollisuuden automaation trendinä on ollut jo pitkään automaatiojärjestelmien hajauttaminen ja älykkäiden toimilaitteiden käyttäminen. Digitaalisen kenttäväylän käyttö on tuonut teollisuusventtiileiden pariin normaalin ohjauksen lisäksi älykkään kunnonvalvonnan ja vikadiagnostiikan integroitumisen venttiiliin itseensä, eli älyä on viety hierarkiassa alaspäin. Testilaitteiston venttiilien tapauksessa ainoa signaali, jota komponentille viedään, on ohjaus. Mitään mittauksia venttiililtä itseltään ei ole tarjolla. Yksittäisen venttiilin muuttaminen älykkääksi komponentiksi ja kaikkien liittämisen erikseen väylään loisi toki järjestelmälle lisää vikasietoisuutta ja vähentäisi pääohjaimella suoritettavia toimenpiteitä järjestelmän valvonnassa. Samalla myös kokonaiskustannukset nousisivat nopeasti venttiilin monimutkaistuessaa ja väyläkuorma kasvaisi. On/off-venttiilin muuttaminen älykkääksi komponentiksi sotii digitaalihuylraulikan peruseriaatetta - komponenttien pitäminen yksinkertaisina ja halpoina - vastaan. Lisäksi on/off-venttiililtä vaadittaisiin integroitu tehoelektroniikka toiminnan nopeuttamiseen. Tällainen on tilanne ainakin tämän hetken venttiilitarjonnalla.

Markkinoilta löytyy CANopen-yhteensopivia on/off-venttiilivahvistimia, joilla voitaisiin mahdollisesti korvata boosteri kokonaan, mikäli niillä pystytään säädön kannalta riittäviin vasteaikoihin. Käyttö edellyttäisi perusteellista testausta erityyppisten on/off-venttiilien kanssa. Vahvistimien lisäksi tarvittaisiin säätöä varten vain CANopen-ohjain, joka varsinkaan hintansa puolesta ei muodosta ongelmaa järjestelmän kokonaiskustannuksissa. Kysymysmerkkejä järjestelmän toiminnassa ovat venttiilien synkronoitu ohjaaminen väylän kautta, väylän kuormitus sekä CiA408-laiteprofiliin perustuvan ohjaimen ja venttiiliohjaimien yhteensopivuus.

## 5 PÄÄTELMÄT

Tämän diplomityön tutkimus on sisältänyt monia osa-alueita liittyen vesisuihkujen hydrauliseen ohjausjärjestelmään. Työ on toteutettu iBoat- ja ePropulsion-projekteihin liittyen ja sen päätavoitteina on ollut tutkia digitaalihudrauliikan käyttöä vesisuihkujen ohjauksessa ja kehittää CAN-väylään soveltuva vesisuihkujen hydraulinen ohjausjärjestelmä. Työssä on tarkasteltu myös suurempien alusten ohjausjärjestelmiä. Työn tarkoituksena ei ole ollut kehittää laitteistoa komponenttitasolla paremmin venekäyttöön soveltuvaksi. Sen sijaan testilaitteistossa on käytetty tämän hetken kaupallisia komponentteja ja laitoksella kehitettyä ohjain- ja boosterielektroniikkaa, joiden suorituskykyä on testattu digitaalihudraulikalle soveltuvan mallipohjaisen säädön algoritmeilla. Testilaitteistossa on käytetty hydraulisesti generoitua kuormaa, joka approksimoi vesijetin ja peräsimen ohjaukseen kohdistuneita kuormavoimia.

Vesijetin ohjauksessa esiintyy sekä vetäviä että työntäviä kuormavoimia vesisuihkun poikkeutuksessa. Peräsimen ja vesijetin ohjausmekaniikat ovat samankaltaisia. Ohjausten välinen ero on lähinnä kuormavoimien suhteellisissa suuruuksissa. Aluskoon kasvaessa kuormavoimat voivat nousta merkittävän suuriksi. Tästä voi seurata kavitointia ohjaussylinterissä digitaalihudraulisessa järjestelmässä. Käyttämällä mallipohjaista säätöratkaisua digitaalihudraulisten virtauksensäätöyksiköiden kanssa voidaan kavitointia ehkäistä eliminoimalla laskennallisesti kavitoivat tilakombinaatiot käytetystä tila-avaruudesta.

Analyyttiseen ratkaisuun perustuva mallipohjainen säätö mahdollistaa erityyppisten ajomoodien käytön nelireunakytkennässä ja parantaa järjestelmän energiatehokkuutta ja säädettävyyttä. Järjestelmän komponenttien kestoikään voidaan myös vaikuttaa esimerkiksi tilanvaihtojen määrää sakottamalla ilman, että asemavasteet huononevat merkittävästi. Vesijetin ohjausjärjestelmässä työkierron mukaan arvioidut venttiilien kestoiät ovat pitkiä ja täyttävät standardin asettamat vaatimukset. Binäärikoodatussa 3- tai 2-bittisessä järjestelmässä esiintyviä pahoja tilanvaihtoja voidaan vähentää tai poistaa kokonaan myös ilman, että vasteet huononevat merkittävästi.

Steady-state-yhtälöiden analyttiset ratkaisut aiheuttavat myös rajoitteita ja ongelmia säätimen toteutuksessa. Eri moodien tila-avaruudet sisältävät steady-state-ratkaisuissa virheellisiä arvoja, ja mitä monimutkaisempi säätömoodi on, sitä enemmän virheellisiä arvoja voi esiintyä. Näistä syistä laboratoriotesteissä esiintyi kavitointia, jonka syyn löytämiseksi jouduttiin tutkimaan steady-state-yhtälöiden ratkaisuja tarkasti. Analyttisten steady-state-ratkaisujen käyttö säädössä vaatii väliratkaisujen muokkaamista ja virheellisten ratkaisujen eliminointia.

Alusten ohjausjärjestelmille on olemassa niin sähköisiä kuin hydraulisia toteutusvaihtoehtoja. Suurten ja keskikokoisten alusten käyttämät järjestelmät ovat hydraulisia ja niissä vakiotilavuuksisen pumpun on/off-käyttö ei ole sallittua, koska järjestelmältä edellytetään hyvää reagoitinopeutta. Tutkimuksessa käytetty hydraulijärjestelmä oli vakio painejärjestelmä, jolla taattiin riittävä reagoitinopeus aluksen ohjaukseen. Testien aikana syöttöpaineen vaihtelut saattoivat olla noin  $\pm 15$  bar. Vaikutukset asemasäädössä olivat olemattomat, koska mallipohjainen säädin pystyy kompensoimaan syöttöpaineen vaihteluita. Tulos antaa osviittaa sille, että kaupallisessa toteutuksessa ei ole välttämättä käyttää suurta hydraulista kapasitanssia syöttöpumpun yhteydessä ja pumpuksi soveltuisi painekompensoitu säätötilavuuksinen pumppu.

Laivateollisuudessa pyritään jatkuvasti kehittämään energiatehokkaampia ratkaisuja alusten käyttämissä järjestelmissä. Pääkohtena on ollut työntövoiman tuottamiseen liittyvien järjestelmien hyötysuhteen parantaminen. Vaikka potkuri- ja suutinkäyttöjen ohjauksessa tarvittavat tehot eivät ole suuria suhteessa työntötehoon, on energiatehokkuuden tarkastelu tarpeellista niissäkin, koska laivoissa suuri osa potkurin tai suuttimen käännön toteuttavista järjestelmistä on edelleen hydraulisia. Tutkitun nelireunasäädön energiatehokkuutta suuttimen ohjauksessa voidaan parantaa differentiaalikytkennän lisäksi käyttämällä Wheatstonen siltakytkentää, joka ei vaadi suurta komponenttien lisäystä tai monimutkaista kytkentää. Kytkennällä voidaan hyödyntää kuormavoimaa ja ajaa mäntää ilman pumpun tuottamaa energiaa. Simuloidussa työkierrossa differentiaalikytkennän ja Wheatstonen kytkennän käytöllä voitiin puolittaa energiantarve.

Vesiuihkujen ohjausjärjestelmän toteuttaminen täysin digitaalisella venttiilistöllä lisää järjestelmän vikasietoisuutta. Työssä esitetyllä vikadiagnostiikalla voidaan jäljittää auki tai kiinni jääneitä venttiileitä kammiopaineiden, aseman ja nopeuden rajaehoihin perustuen. 3-bittisellä venttiilistöllä yksittäisten venttiilien vikaantumisen ei aiheuta suurta heikkenemää asemavasteissa. Diagnostiikkaa testattiin dSPACE-järjestelmällä, mutta mittaussignaaleihin perustuvan logiikan ansiosta käytetty diagnostikka voitaisiin toteuttaa myös hybridiohjaimella, jos ohjaimen muistia lisättäisiin.

Työssä toteutettiin sulautettu mallipohjainen asemasäätö edullisella CANopen-ohjaimella. Käytetyn hybridiohjaimen rajoittavia tekijöitä olivat ohjelmamuistin määrä, liukulukulaskennan puute sekä lukutarkkuus. Käyttämällä pyöristettyjä parametreja voidaan suurin osa ajomoodeista toteuttaa ohjaimella ilman ylivuotoa tai merkittävää säätötarkkuuden huononemista ja useampaa kuin kahta ohjausreunaa käyttävien moodien tapauksessa voidaan käyttää steady-state-yhtälöiden approksimoiteja tietyin rajoituksin. Approksimointimenetelmä soveltuu käytettäväksi vain pienelle tilakombinaatiomäärälle. Sulautettujen säätöjärjestelmien tulevaisuus onkin liukulukulaskentaa hyödyntävissä ohjaimissa, joissa lukujen esitystarkkuus on suurempi ja approksimoineilta ja parametripöörityksiltä voidaan välttyä.

Ohjaimessa käytettiin CANopen-protokollan CiA408-laiteprofiilia, joka muokattiin digitaalihydrauliikalle soveltuvaksi. Digitaalihydrauliikan käyttö kasvattaa ohjaimen objekti kirjaston parametrien määrää mutta laiteprofiilin päätoiminnot pysyvät ennallaan. Analogisen venttiilin ohjaukseen verrattuna muutoksia laiteprofiilissa aiheuttivat on/off-

venttiilien ohjaussignaalien ajomoodikohtainen jako ja venttiilimäärästä riippuva ohjaussignaalien bittimuunnos.

Vesisuihkun ohjauksessa käytetyn asemasäädön tarkkuuden ja pehmeiden riittävyttä on vaikea arvioida, koska vesisuihkun poikkeutusliikkeiden vaikutusta aluksen kääntöön ei voida tietää tarkasti. Työssä on testattu 3- ja 2-bittistä venttiilistöä sillä ajatuksella, että nelireunasäädön mahdollistamat ristivirtaukset parantaisivat ohjausresoluutiota riittävästi ja venttiilimäärä voitaisiin pitää pienenä. Nykyisillä kaupallisilla venttiileillä ohjausjärjestelmän kustannukset kasvavat nopeasti venttiilimäärän kasvaessa. Digitaalihydrauliikan on/off-venttilit kehittyvät jatkuvasti ja tulevat olemaan myös hinnaltaan halvempia kunhan tekniset edellytykset ja markkinoiden tarpeet on selvitetty ja massatuotanto saadaan käyntiin. Työssä käytetyn ohjainelektronikan hinta on pienenkö osa järjestelmän kokonaiskustannuksista. Pienellä laitteistopäivityksellä sen suorituskyky voitaisiin saada sille tasolle, että kaikki ohjausjärjestelmään liittyvät toiminnot voitaisiin toteuttaa. Jatkotutkimuksen aiheena voisivat olla vikadiagnostiikan ja vikojen kompensoinnin toteutustavat CANopen-ohjaimella sekä ohjaustoimintoja tukevan CANopen-yhteensopivan graafisen sovelluksen kehittäminen. Työssä toteutetun järjestelmän testaus veneessä toisi myös käytännön kokemuseräistä tietoa vesisuihkun ohjausliikkeiden tasaisuuden merkityksestä veneen käytökselle.

## LÄHTEET:

Alamarin. 2011. Alamarin-Jet-tuotteet [WWW]. [viitattu 13.11.2011]. Saatavissa: <http://www.alamarin-jet.com/index.php/fi/tuotteet>

Anderson, L. & Luft, A. 2002. NMEA2000 Applied. The Radio Technical Commission for Maritime Services (RTCM) Annual Assembly Meeting and Conference. St. Pete Beach, Florida, USA, May, 2002. Arlington, VA, USA, RTCM. pp. 1-13.

Arab-Alibeik, H. & Setayeshi, S. 2002. An adaptive-cost-function optimal controller design for a PWR nuclear reactor. *Annals of Nuclear Energy* 30, 6, pp. 739–754.

Bosch-Rexroth. 2006. Hydraulic Drives for Steering Gears, Product Unit Axial Piston Units. Tuote-esite. 22p.

Carlton, J. 2007. Marine Propellers and Propulsion. Second edition. UK, MPG Books Ltd. 560 p.

CiA. 2005. CiA Draft Standard 408. Device profile fluid power technology proportional valves and hydrostatic transmissions. Version 1.5.2. Nuremberg, DE, CAN in Automation. 396 p.

Dorf, R.C. & Bishop, R.H. 2005. Modern Control Systems. Tenth edition. Upper Saddle River, New Jersey, USA, Pearson Prentice Hall. 881 p.

Fang, M-C., Zhuo, Y-Z. & Lee, Z-Y. 2010. The application of the self-tuning neural network PID controller on the ship roll reduction in random waves. *Ocean Engineering* 37, 7, pp. 529–538.

Fonselius, J., Rinkinen, J. & Vilenius, M. 1995. Hydrauliiikka II, koneautomaatio. Tampere, Tampereen Yliopistopaino Oy – Juvenes Print. 218 s.

Fonselius, J., Rinkinen, J. & Vilenius, M. 2006. Servotekniikka, koneautomaatio. Tampere, Tampereen Yliopistopaino Oy – Juvenes Print. 193 s.

ISO 10592+A1. 2001. Veneet. Hydrauliohjausjärjestelmä. Helsinki, Suomen Standardisoimisliitto SFS ry. 37 s.

Laamanen, A., Linjama, M. & Vilenius, M. 2005. Pressure Peak Phenomenon in Digital Hydraulic Systems: A Theoretical Study. Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control (PTMC 2005). Suffolk, UK, September 7-9, 2005. Burrows, C.R., Edge, K.A. & Johnston, D.N. pp. 91-104.



Lewandowski, E.M. 2004. Dynamics of Marine Craft: Maneuvering and Seakeeping. World Scientific Publishing Co, Singapore. 424 p.

Linjama, M. 2009a. Energy saving digital hydraulics. Proceedings of the Second Workshop on Digital Fluid Power, Linz, Austria, November 12-13, 2009. Austria, Austrian Center of Competence in Mechatronics. pp. 5-20.

Linjama, M. Digitaalihydrauliikka. 2009b. Tampere, Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliikan ja automatiikan laitos. Luentomateriaali. 175 s.

Linjama, M., Seppälä, J., Mattila, J. & Vilenius, M. 2008. Comparison of Digital Hydraulic and Traditional Servo System in Demanding Water Hydraulic Tracking Control. Fluid Power and Motion Control Symposium (FPMC 2008). Bath, UK, September 10-12, 2008. UK, Hadleys Ltd. pp. 393-403.

Lipping, T. Signaaliprosessorit [WWW]. [viitattu 19.9.2011]. Saatavissa: [http://www.pori.tut.fi/~tl/SGNpros\\_s09/SigPros\\_s09\\_8\\_Muistirakenteet.pdf](http://www.pori.tut.fi/~tl/SGNpros_s09/SigPros_s09_8_Muistirakenteet.pdf)

Luft, A., Anderson, L. & Cassidy, F. 2002. NMEA2000 A Digital Interface for the 21<sup>st</sup> Century. Proceedings of the 2002 National Technical Meeting of The Institute of Navigation (NTM2002). San Diego, California, USA, January 30, 2002. Manassas, VA, USA, The Institute of Navigation. pp. 796 – 807.

Metropolia. 2011. Koneautomaatio, venttiili- ja järjestelmätyypit [WWW]. [viitattu 13.5.2011]. Metropolia Ammattikorkeakoulu. Saatavissa: <http://wiki.metropolia.fi/pages/viewpage.action?pageId=12160516>

Molland, A. F., 2008. Marine engines and auxiliary machinery. The Maritime Engineering Reference Book 2008. London, UK, Butterworth-Heinemann. 902 p.

Naujoks, B., Steden, M., Müller, S-B. & Hundemer, J. 2006. Evolutionary Optimization of Ship Propulsion Systems. Power Engineering Society General Meeting, Montreal, Quebec, Canada, June 18-22, 2006. USA, Institute of Electrical and Electronics Engineers ( IEEE ). pp. 2809-2816.

Perukangas, M. & Mäkinen, E. 2010. Digital Hydraulics in Workboat Propulsion Control. The Third Workshop on Digital Fluid Power (DFP10). Tampere, Finland, October 13-14, 2010. Tampere, Tampere University of Technology. pp. 157-166.

Roberts, G.N. 2008. Trends in marine control systems. Annual Reviews in Control, 32, 2, pp. 263-269.

Rolls-Royce. 2011. Steering and stabilization brochure [WWW]. [viitattu 11.5.2011]. Saatavissa: [http://www.rolls-royce.com/Images/3029\\_steer\\_stab\\_br\\_tcm92-8656.pdf](http://www.rolls-royce.com/Images/3029_steer_stab_br_tcm92-8656.pdf)

Siivonen, L., Linjama, M., Huova, M. & Vilenius, M. 2007. Pressure Based Fault Detection and Diagnosis of a Digital Valve System. Power Transmission and Motion Control (PTMC 2007). Bath, UK, September 12-14, 2007. UK, Hadleys Ltd. pp. 62-74.

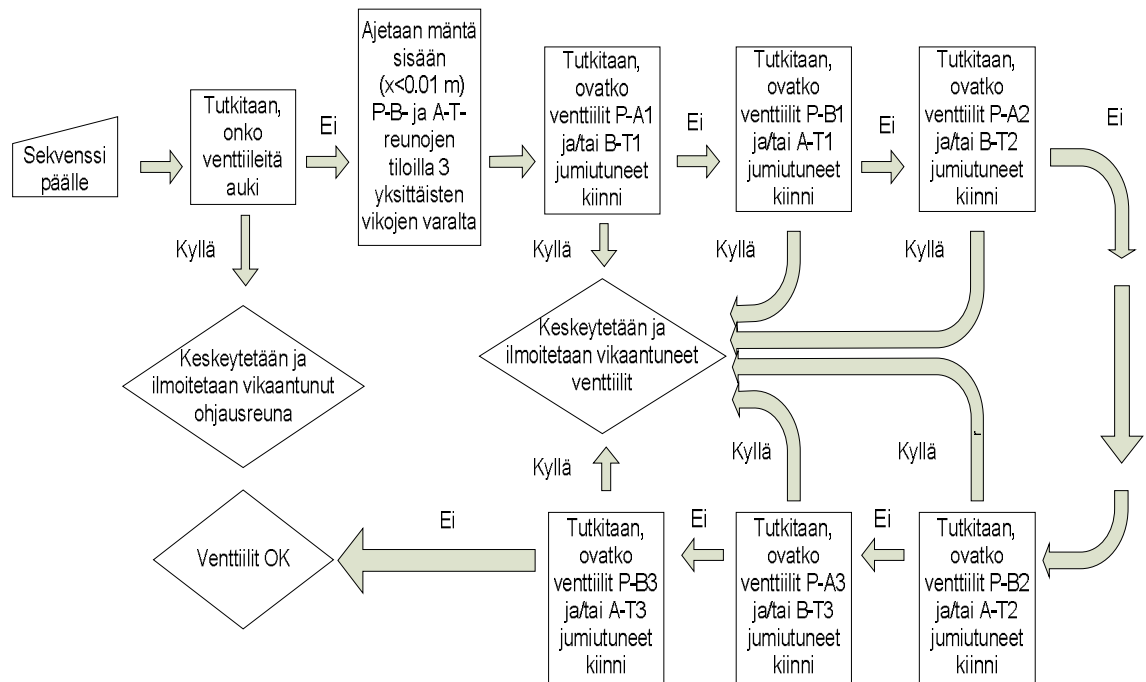
Spitzer, S., Luft, L. & Morschhauser, D. 2009. NMEA2000, Past, Present and Future. The Radio Technical Commission for Maritime Services (RTCM) Annual Assembly Meeting and Conference. St. Pete Beach, Florida, USA, May, 2009. Arlington, VA, USA, RTCM.

Trafag. 2011. Trafag Data Sheets [WWW]. [viitattu 4.7.2011]. Saatavissa: [http://www.trafag.com/pdfs/pdfdatasheets/H72227e\\_Ex\\_Pressure\\_Transmitter\\_EXNA\\_8852.pdf](http://www.trafag.com/pdfs/pdfdatasheets/H72227e_Ex_Pressure_Transmitter_EXNA_8852.pdf)

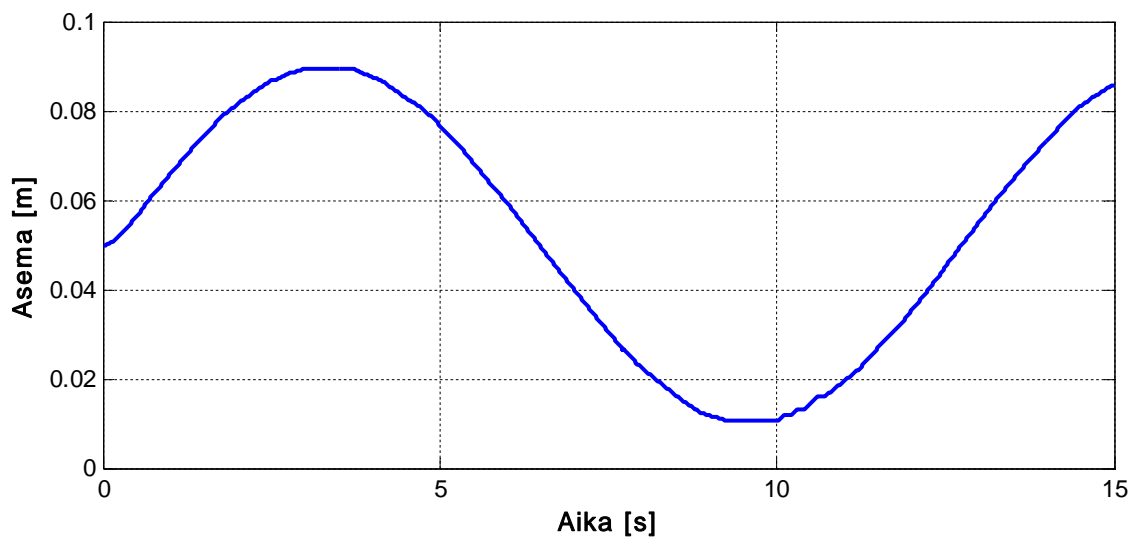
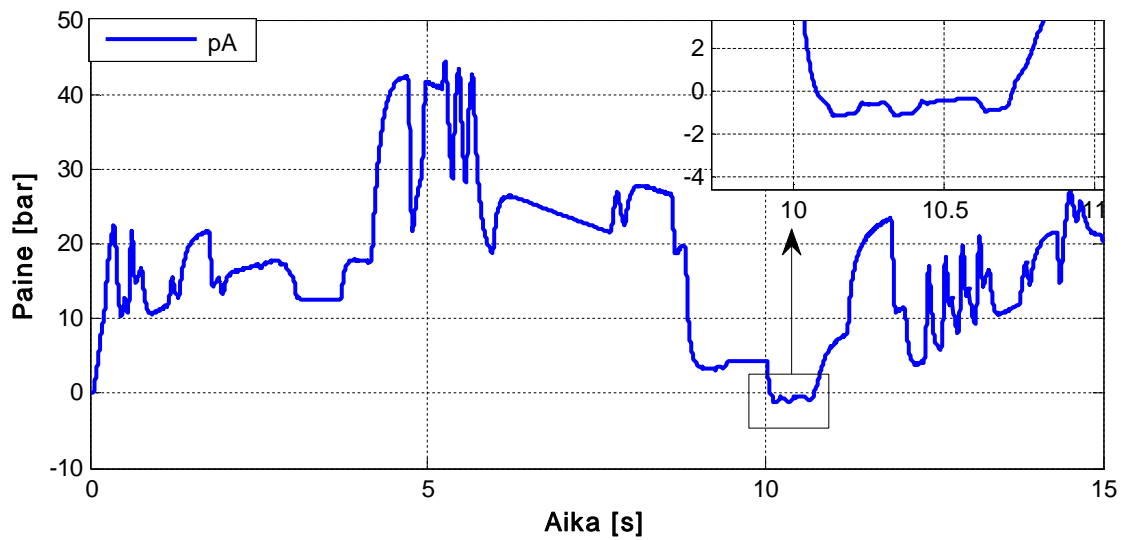
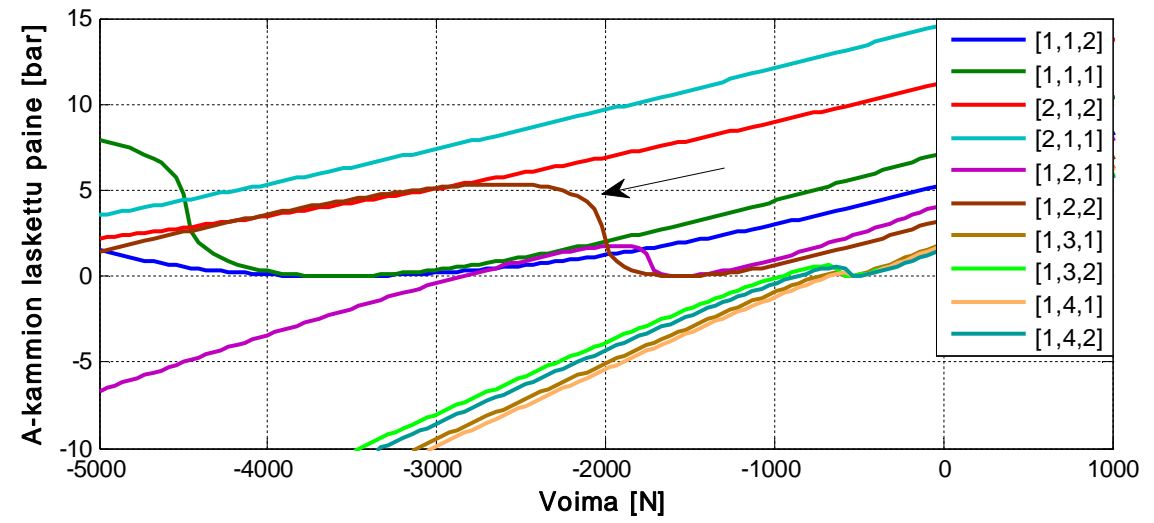
Virvalo, T. Toimilaitteiden säätö. 2008. Tampere, Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliiikan ja automatiikan laitos. Luentomateriaali. 229 s.

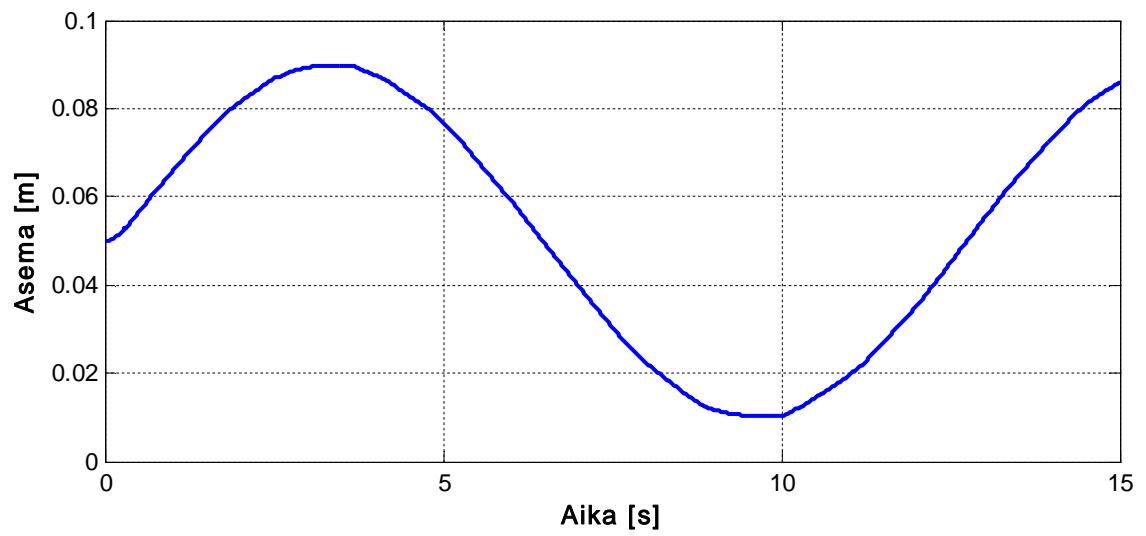
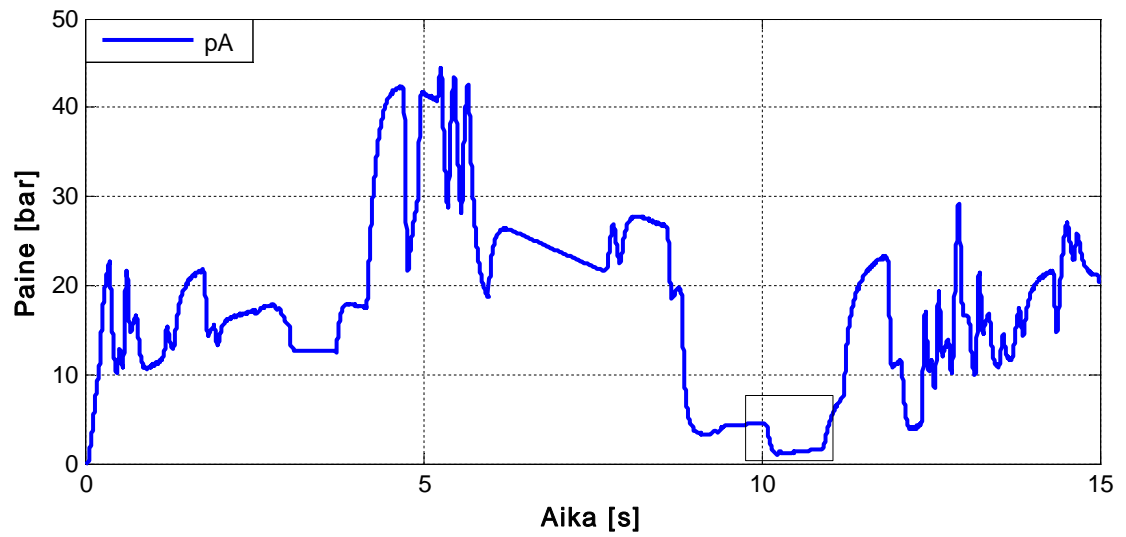
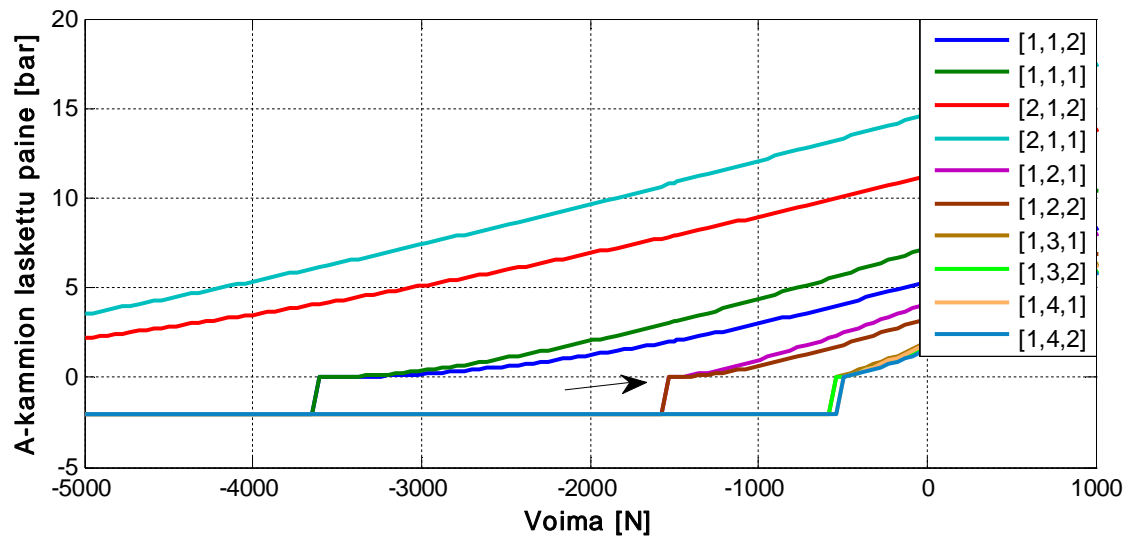
Åkesson, B.M. & Toivonen, H.T. 2006. A neural network model predictive controller. Journal of Process Control 16, 9, pp. 937–946.

## LIITE1: Vikadiagnostiikan kaavio



## LIITE 2: Steady-state-ratkaisun korjauksen vaikutus A-kammion paineeseen simuloidussa järjestelmässä Cf+ -moodilla





### LIITE3: Steady-state-yhtälöiden ratkaisuja eri ajomoodeilla positiivisen liikesuunnan osalta

#### Meter-out+:

$$p_A = p_S$$

$$p_B = \frac{A_A * p_S - F_{load}}{A_B}$$

$$v = \frac{AvBT * \sqrt{p_B - p_T}}{A_B}$$

#### Nelireunasäätö:

##### If-Of+:

$$p_A = \frac{k^2 * p_S + \frac{F_{load} * y^2}{A_B}}{k^2 + y^3}, \quad k = \frac{AvPA}{AvBT}, \quad y = \frac{A_A}{A_B}$$

$$p_B = \frac{A_A * p_A - F_{load}}{A_B}$$

$$v = \frac{AvPA}{A_B} * \sqrt{\frac{y * p_S - \frac{F_{load}}{A_B}}{k^2 + y^3}}$$

##### Dif:

$$p_A = \frac{\frac{F_{load} * y^2}{A_B} + k^2 * p_S + p_S * y^2}{k^2 + y^3}, \quad k = \frac{AvPA}{AvPB}, \quad y = \frac{A_A}{A_B}$$

$$p_B = \frac{y * k^2 * p_S - \frac{F_{load} * k^2}{A_B} + y^3 * p_S}{k^2 + y^3}$$

$$v = \frac{AvPB}{A_B} * \sqrt{p_B - p_S}$$

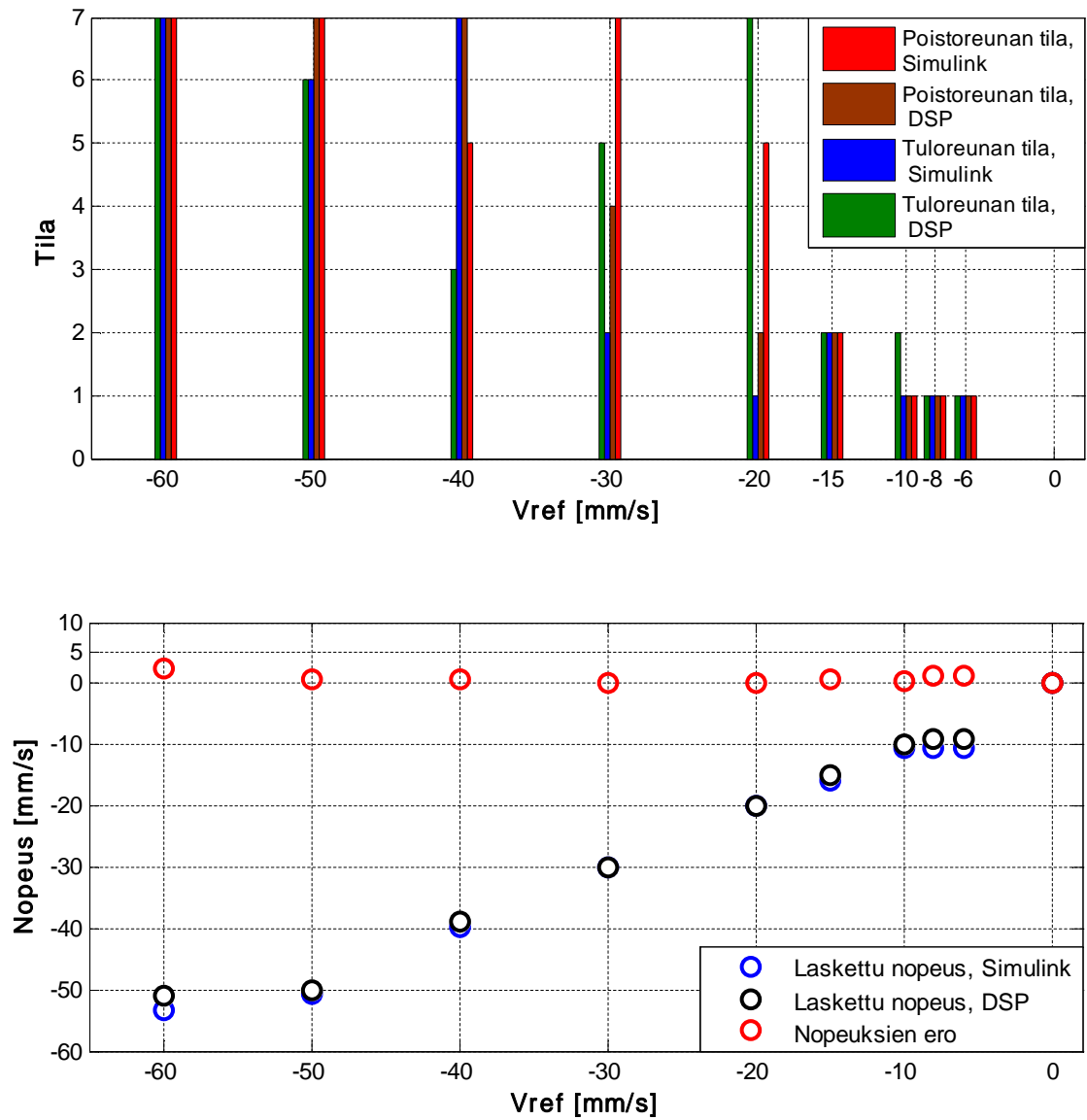
##### Cf+:

$$p_A = \frac{AvBT^4 * F_{load} * y^5 + A_B * AvPA^4 * p_S + A_B * AvAT^2 * AvPA^2 * p_S - AvAT^2 * AvBT^2 * F_{load} * y^2 + AvBT^2 * AvPA^2 * F_{load} * y^2 + A_B * AvBT^2 * AvPA^2 * p_S * y^3 - 2 * AvAT * AvBT * AvPA * y * \sqrt{A_B^2 * AvPA^2 * p_S^2 * y - A_B * AvAT^2 * F_{load} * p_S + A_B * AvBT^2 * F_{load} * p_S * y^3 - A_B * AvPA^2 * F_{load} * p_S - AvBT^2 * F_{load}^2 * y^2}}{A_B * (AvAT^4 - 2 * AvAT^2 * AvBT^2 * y^3 + 2 * AvAT^2 * AvPA^2 + AvBT^4 * y^6 + 2 * AvBT^2 * AvPA^2 * y^3 + AvPA^4)}$$

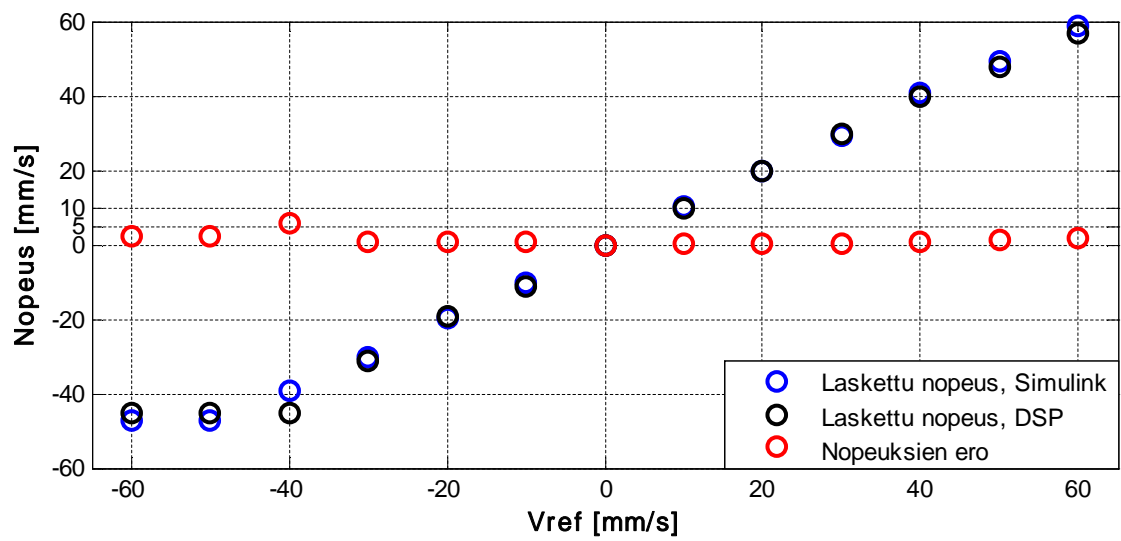
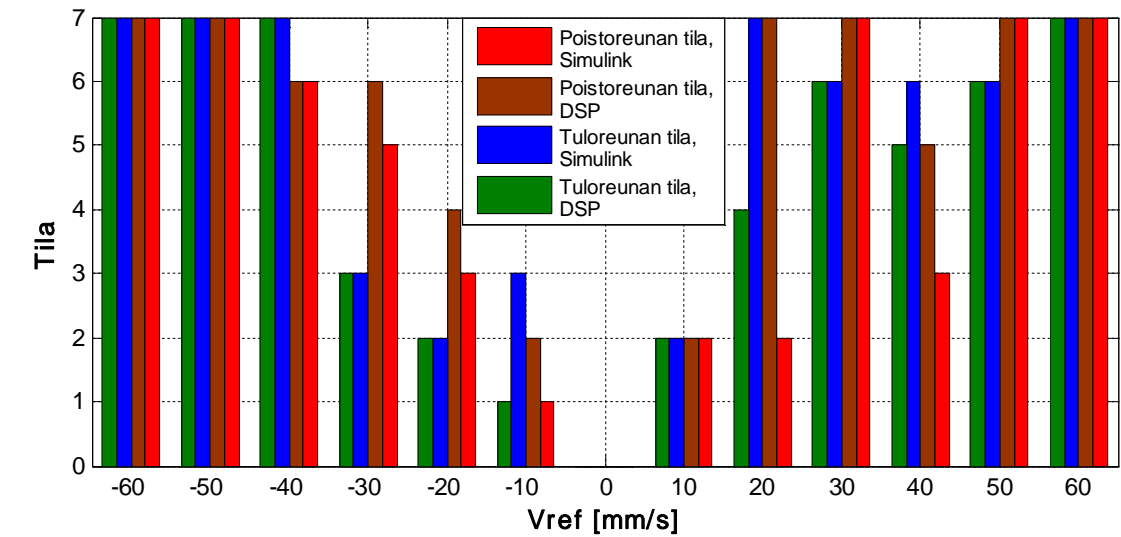
$$p_B = \frac{A_A * p_A - F_{load}}{A_B}, \quad y = \frac{A_A}{A_B}$$

$$v = \frac{AvPA * \sqrt{p_S - p_A} - AvAT * \sqrt{p_A}}{A_A}$$

## LIITE4: Simulaattoreiden laskemia tiloja eri kuormavoimilla ja nopeuspyynnellä

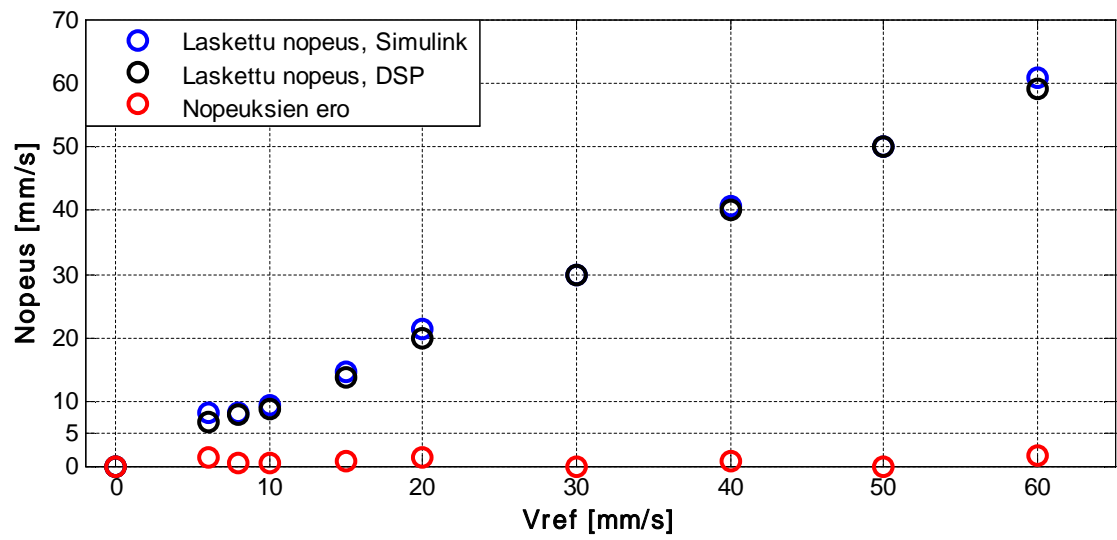
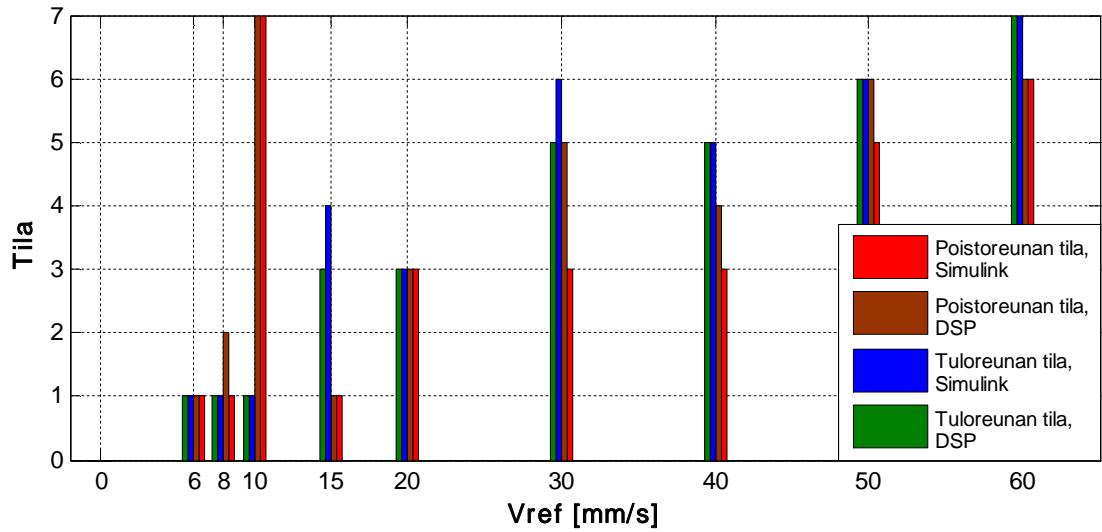


$F = 2500 \text{ N}$



$$F = 0 \text{ N}$$





$$F = -2500 \text{ N}$$