



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

**TEEMU LÄHTEENMÄKI**  
**DIGITAALIHYDRAULINEN 3-TIEPAINENALENNUSVENTTIILI**  
Diplomityö

Tarkastajat: professori Matti Vilenius  
ja vanhempi tutkija Esa Mäkinen  
Tarkastajat ja aihe hyväksytty  
Automaatio-, kone- ja  
materiaalitekniikan  
tiedekuntaneuvoston  
kokouksessa 9. joulukuuta 2009

# TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Automaatiotekniikan koulutusohjelma

**LÄHTEENMÄKI, TEEMU:** Digitaalihydraulinen 3-tiepaineenalennusventtiili

Diplomityö, 79 sivua, 3 liitesivua

Maaliskuu 2010

Pääaine: Koneautomaatio

Tarkastajat: professori Matti Vilenius ja vanhempi tutkija Esa Mäkinen

Avainsanat: digitaalihydrauliikka, digitaaliventtiili, DFCU, paineenalennusventtiili, paineensäätö

Digitaalihydrauliikan kehitys on ollut viime aikoina erittäin nopeaa. Suurimmat ponnistukset on suunnattu nopeampiin venttiileihin, energiatehokkaisiin järjestelmiin ja digitaalihydraulisiin toimilaitteisiin. Digitaalihydraulinen paineensäätö on kuitenkin eräs alue, joka on jäänyt melko vähälle huomiolle.

Tämän työn tavoitteena oli kehittää digitaalihydraulinen 3-tiepaineenalennusventtiili sekä mitata ja verrata sen ominaisuuksia hyvälaatuiseen analogiseen venttiiliin. Toisena tavoitteena oli esittää digitaalihydrauliikkaan liittyvää aineistoa mahdollisimman yleistajuisesti yksiin kansiin koottuna.

Työssä käytetty digitaaliventtiilijärjestelmä koostuu kahdesta kuusiventtiilisestä DFCU:sta (Digital Flow Control Unit), ohjausyksiköstä ja ulkoisesta, kontrollitulavuuden painetta mittaavasta anturista. Venttiileinä käytettiin helposti saatavilla olevia ja melko hitaita patruunaventtiileitä, joiden nimellitulavuusvirta mitoitettiin erillisten kuristuslaattojen avulla noudattelemaan binääristä sarjaa. Ohjausjärjestelmän pohjaksi valittiin PID-säätäjä sen yksinkertaisen viritettävyyden ja pienen laskentatehon tarpeen vuoksi. Ohjaus toteutettiin dSPACE-reaaliaikajärjestelmällä. Lisäksi kehitettiin simulointimalli helpottamaan venttiilijärjestelmän parametrien testaamista ja ohjausuudistusten merkitysten arvioimista.

Työssä esitellään muutamia tapoja parantaa venttiilin toimintaa. Viiveiden kompensoimisella pyrittiin vähentämään paineiskuja tilojen vaihtotilanteissa, antiwindup-toiminnolla pyrittiin vähentämään ohjauksen ajautumista venttiilijärjestelmän saturaatiotilanteissa ja nopeutuskytkennällä nopeuttamaan venttiilien asentojen vaihtumista. Mitattuja tuloksia esitellään ja verrataan analogiseen venttiiliin sekä järjestelmässä esiintyviä ongelmia ja tulevaisuuden tutkimuskohteita arvioidaan loppupohdinnassa.

# ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Automation Technology

**LÄHTEENMÄKI, TEEMU:** Digital hydraulic three-way pressure reducing valve

Master of Science Thesis, 79 pages, 3 Appendix pages

March 2010

Major: Machine automation

Examiner: Professor Matti Vilenius and senior researcher Esa Mäkinen

Keywords: Digital hydraulics, digital valve, DFCU, pressure reducing valve, pressure control

Development in the field of digital hydraulics has been rapid lately. Some of the main focuses of the research have been in developing faster acting valves, more energy efficient systems and developing digital actuators. However the area of digital hydraulic pressure control is still relatively unknown.

In this study the goal was to develop a digital hydraulic three-way pressure reducing valve system and to measure and compare its characteristics to a high-quality analog pressure reducing valve. The other goal is to gather the main information of this area in easily understandable form to one place.

The studied digital hydraulic pressure reducing valve system consists of two six-valve DFCUs (Digital Flow Control Unit) and a controller with a separate pressure feedback sensor of the control volume. Common, rather slow, on/off –cartridge valves were used with a separate fixed orifice plates to get binary coded nominal flow rates. For controller a basic PID–controller was chosen in order to make it easy to tune and with low demand for computing power. The controller was realized with a dSPACE real-time system. In addition, a simulation model was developed for easier testing of different parameters and to find ways to further enhance the performance of the valve system.

The study introduces a few ways to improve the performance of the digital hydraulic pressure reducing valve system. Delay compensation was used to reduce pressure peaks in state changing situations, antiwindup –system was adopted to ease problems in flow saturation situations and booster circuits was used for faster valve actuation. Measured results are shown and some still remaining problems and the need for the future research are discussed.

## ALKUSANAT

Tämä työ on tehty Tampereen teknillisen yliopiston Hydrauliiikan ja automatiikan laitoksella Rauman yksikössä osana projektia, jonka tarkoituksena oli selvittää digitaalihuylrauliikan käyttöä meriteknologian sovelluksissa (MERIDIGI). MERIDIGI on Tekesin rahoittama EAKR-projekti. Tämän työn tarkoituksena oli koota yhteen digitaalihuylrauliikan tietoutta ja tutkia miten digitaalihuylrauliikka soveltuu paineen säätöön. Paineensäätöä varten rakennettiin testijärjestelmä toiminnan testaamista ja mittaamista varten sekä rakennettiin siitä simulointimalli.

Käytän tämän tilaisuuden kiittääkseni työn tarkastamisesta vanhempaa tutkijaa Esa Mäkistä ja professori Matti Vileniusta. Esa Mäkiselle kuuluu myös kiitos mahdollisuudesta saada toimia osana tätä pientä, mutta sangen värikästä työyhteisöä näin mielenkiintoisen aiheen parissa. Erittäin suuri kiitos työstä lankeaa Mika Ijakselle, sillä työ pohjautuu hänen rakentamaansa venttiiliin ja siitä tekemäänsä simulointimalliin. Haluan kiittää myös Marko Ylä-Outista rikkaista keskusteluista työn lomassa, aiheesta ja vähän sen ulkopuoleltakin, sekä Markon suorittamista mittauksista vertailukohtana käytetylle Bosch Rexrothin venttiilille. Kiitos kuuluu myös Suvi Petäjäjärvelle nopeutuskytkentäpiirien kokoonpanosta ja Markku Luomarannalle niiden suunnittelemisesta. Eikä sovi unohtaa kiittää myöskään digitaalihuylrauliikan vahvaa puolestapuhujaa Matti Linjamaa, jonka julkaisuihin perustuu niin moni työni teorioista.

Työporukan ulkopuolelta haluan ehdottomasti kiittää veljeäni Jannea, joka ansiokkaasti auttoi minua näkemään oleellisen työn edetessä ja tarjosi tietoteknistä näkemystään ohjauksjärjestelmää ja simulointimallia tutkittaessa. Ystäviäni haluan kiittää mahtavista vuosista ja tsemppaamisesta niin opiskelun, urheilun kuin työelämäni parissa. Työn etenemistä ovat avustaneet myös aina niin tärkeät kotijoukot kannustuksellaan ja tuellaan. Ensimmäisenä heistä, haluan kiittää avopuolisoani Tiinaa tämän työn tekemiseen kuluneena aikana saamastani avusta ja tuesta. Suuri kiitos tukemisesta kuuluu myös isälle ja äidille sekä Helille ja myös Tiinan vanhemmille. Viimeisenä kiitän työn kirjoittamisen aikana syntyntyttä kummityttöä, joka hymyllään toi valoa moneen tuuliseen työpäivään tänne rannikolle.

13.2.2010

Teemu Lähtenmäki

## SISÄLLYS

1.	Johdanto.....	1
2.	Digitaalihydrauliikan taustaa .....	2
2.1.	Käsitteen määrittelyä .....	2
2.2.	Perinteisen tekniikan tarjoamat ratkaisut .....	3
2.3.	Ratkaisuvaihtoehtona digitaalihydrauliikka.....	4
2.4.	On/off-venttiili.....	5
2.4.1.	Venttiilityypit .....	5
2.4.2.	On/off-venttiilien ominaisuuksia .....	6
2.4.3.	On/off-venttiilien tutkimus .....	6
2.5.	Yksittäisen tai sarjaan kytkettyjen venttiilien ohjaustavat.....	8
2.6.	Rinnakkaisiin venttiileihin perustuvat ohjaustavat.....	10
2.6.1.	PNM-ohjaus .....	12
2.6.2.	PCM-ohjaus .....	12
2.7.	Digitaaliventtiilin rakennevaihtoehdot .....	15
2.8.	Digitaaliventtiilien haasteita.....	16
2.8.1.	Ohjausalgoritmit.....	17
2.8.2.	Paineiskut.....	17
2.8.3.	Öljyn lämpötilan vaikutus venttiilin toimintaan .....	19
2.9.	On/off-venttiilin nopeutuskytkentäpiirit .....	20
2.10.	Tutkimuksia digitaalihydrauliikasta.....	21
2.11.	Yhteenvedo digitaalihydrauliikasta .....	23
3.	Paineensäätö.....	25
3.1.	Paineenalennusventtiili .....	25
3.1.1.	Paineenalennusventtiilin rakenne ja toimintaperiaate .....	25
3.1.2.	Paineenalennusventtiilien ominaisuuksia .....	26
3.1.3.	Suoraan ohjattu ja esiohjattu paineenalennusventtiili .....	26
3.1.4.	Paine-eroventtiili ja painesuhdeventtiili .....	27
3.2.	Paineensäädön sovelluksia .....	27
3.2.1.	Perinteisiä paineensäädön sovelluksia.....	27
3.2.2.	Digitaalihydraulisen paineensäädön sovelluksia.....	29
3.3.	Yhteenvedo paineensäädöstä .....	30
4.	Järjestelmän kuvaus.....	31
4.1.	Testijärjestelmä .....	32
4.2.	Järjestelmän simulointimalli .....	34
4.2.1.	Venttiilien mallintaminen .....	36
4.2.2.	Tilavuuden ja sen sisältämän öljyn mallintaminen .....	37
4.3.	Venttiilin ohjausyksikön rakenne .....	38
4.3.1.	Hydraulisten toimilaitteiden säädön haasteet.....	38
4.3.2.	Säätimen tyyppin valinta .....	39

4.3.3.	Muuttuvan puristuskertoimen huomioiminen ohjauksessa ....	40
4.3.4.	Paine-eron funktiona vaihtelevan läpäisyn huomioiminen.....	41
4.3.5.	Antiwindup-toiminto .....	42
4.3.6.	Venttiilien viiveiden kompensoiminen.....	43
5.	Tulokset ja niiden tarkastelu .....	44
5.1.	Venttiilien tilavuusvirtakapasiteetit .....	44
5.2.	Venttiilien viivemittaukset ilman nopeutuskytkentää .....	45
5.3.	Vuotojen mallintaminen simulointimalliin .....	48
5.4.	Kokemuksia PID-säätimen virityksestä.....	50
5.5.	Mittaukset nopeutuskytkennän ollessa kytkettynä .....	52
5.6.	Vertailua analogiseen venttiiliin.....	57
5.7.	Antiwindup-toiminto .....	66
5.8.	Mallin verifiointi .....	68
5.9.	Tulosten yhteenveto.....	71
6.	Kehitysehdotukset .....	73
6.1.	Simulointimalli.....	73
6.2.	Ohjausjärjestelmä .....	74
7.	Yhteenveto .....	76
	Lähteet.....	77
	LIITE 1: Standardin ISO 10770-3 mukainen mittausjärjestelmä .....	80
	LIITE 2: Mittausjärjestelmän komponentit .....	81

## TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

<b>Antiwindup</b>	Toiminto, jonka tarkoitus on estää PID-säätimen ohjauksen ajautumista ohjattavan toimilaitteen saturaatiotilanteissa.
<b>DFCU</b>	Digital Flow Control Unit, rinnakkaisista on/off-venttiileistä muodostuva digitaalisesti säädettävä tilavuusvirran kuristin.
<b>IHA</b>	Institute of Hydraulics and Automation on Tampereen teknillisen yliopiston hydrauliiikan ja automatiikan laitos
<b>LS</b>	Load Sensing eli kuorman tunteva tekniikka. Mahdollistaa tilanteeseen sopivan tilavuusvirran tuoton ja painetason, mutta vaatii enemmän viritysparametreja ja monimutkaisempaa tekniikkaa. Eli parempi hyötysuhde, mutta kalliimpi ja hankalammin viritettävä tekniikka.
<b>MERIDIGI</b>	Digitaalihuyluoliikan käyttö meriteknologian sovelluksissa -projektin lyhyempi kutsumanimi. Se on EAKR-rahoitteinen Tekes-projekti, jonka tarkoituksena on selvittää digitaalihuyluoliikan soveltuvuutta meriteknologiaan
<b>PAV</b>	Paineenalennusventtiili on venttiili, jonka tehtävä on alentaa syöttöpaineesta osajärjestelmälle paremmin soveltuva paine.
<b>PCM</b>	Pulse Code Modulation, mitoitukseltaan eri suuriin rinnakkaisiin on/off-venttiileihin perustuva venttiilien mitoitus- ja ohjaustapa.
<b>PID-säädin</b>	Perussäädin, jonka ohjaus koostuu erosuureen vahvistuksen P, integroinnin I ja derivoinnin D summasta.
<b>PNM</b>	Pulse Number Modulation, mitoitukseltaan yhtä suuriin rinnakkaisiin on/off-venttiileihin perustuva venttiilien mitoitus- ja ohjaustapa.
<b>PWM</b>	Pulse Width Modulation, on/off-venttiilin auki- ja kiinnioloaikojen suhteeseen perustuva digitaalinen tilavuusvirran kuristustapa.
<b>SMISMO</b>	Separate Meter In – Separate Meter Out, sisään tulevaa ja ulos lähtevää suuretta voidaan säätää toisistaan riippumatta.

## LYHENTEET JA MERKINNÄT

Merkintä	SI-yksikkö	Selitys
<b>A</b>	[m <sup>2</sup> ]	pinta-ala
<b>b</b>	[-]	antiwindup-toiminnon viritysparametri
<b>B</b>	[N/m <sup>2</sup> ]	kokonaispuristuskerroin, yleisesti käytössä MPa
<b>B<sub>eff</sub></b>	[N/m <sup>2</sup> ]	tehollinen puristuskerroin, yleisesti käytössä MPa
<b>B<sub>l</sub></b>	[N/m <sup>2</sup> ]	letkun puristuskerroin, yleisesti käytössä MPa
<b>B<sub>p</sub></b>	[N/m <sup>2</sup> ]	putken puristuskerroin, yleisesti käytössä MPa
<b>B<sub>öljy</sub></b>	[N/m <sup>2</sup> ]	öljyn puristuskerroin, yleisesti käytössä MPa
<b>C<sub>h</sub></b>	[m <sup>3</sup> /Pa]	hydraulinen kapasitanssi
<b>H</b>	[-]	antiwindup-toiminnon viritysparametri
<b>K</b>	[-]	P-säätimen viritysparametri
<b>n</b>	[-]	venttiilien lukumäärä
<b>p</b>	[N/m <sup>2</sup> ]	paine, yleisesti käytössä bar ja MPa, 10 bar = 1 MPa
<b>p<sub>1</sub></b>	[N/m <sup>2</sup> ]	paine kuristusta ennen, yleisesti käytössä bar ja MPa
<b>p<sub>2</sub></b>	[N/m <sup>2</sup> ]	paine kuristuksen jälkeen, yleisesti käytössä bar ja MPa
<b>p<sub>tr</sub></b>	[N/m <sup>2</sup> ]	paine, jossa virtaus muuttuu laminaarisesta turbulenttiseksi, yleisesti käytössä bar ja MPa
<b>Δp</b>	[N/m <sup>2</sup> ]	paine-ero, yleisesti käytössä bar ja MPa
<b>Δp<sub>n</sub></b>	[N/m <sup>2</sup> ]	nimellispaine-ero, yleisesti käytössä bar ja MPa
<b>T<sub>i</sub></b>	[s]	I-säätimen viritysparametrina toimiva aikavakio
<b>T<sub>d</sub></b>	[s]	D-säätimen viritysparametrina toimiva aikavakio
<b>Q</b>	[m <sup>3</sup> /s]	tilavuusvirta, yleisesti käytössä l/min
<b>Q<sub>max</sub></b>	[m <sup>3</sup> /s]	maksimitilavuusvirta, yleisesti käytössä l/min
<b>Q<sub>n</sub></b>	[m <sup>3</sup> /s]	venttiilin nimellispaine-erolla läpäisemä tilavuusvirta, yleisesti käytössä l/min
<b>Q<sub>n1</sub></b>	[m <sup>3</sup> /s]	venttiilin yksi läpäisemä tilavuusvirta, yleisesti käytössä l/min
<b>t</b>	[s]	venttiilin aukioloaika, yleisesti käytössä ms
<b>V<sub>l</sub></b>	[m <sup>3</sup> ]	letkun tilavuus, yleisesti käytössä l
<b>V<sub>p</sub></b>	[m <sup>3</sup> ]	putken tilavuus, yleisesti käytössä l
<b>ΔV</b>	[m <sup>3</sup> ]	tilavuuden muutos, yleisesti käytössä l
<b>μ</b>	[-]	purkauskerroin
<b>ρ</b>	[kg/m <sup>3</sup> ]	tiheys
<b>Φ</b>	[-]	kultainen leikkaus



# 1. JOHDANTO

Binäärisen järjestelmän tunnetuin käyttökohde on tietokone. Transistorin sähkönjohtavuuden määrittely silloin, kun se johtaa tai nollassa silloin, kun se ei johda on tietokoneen ohjaamisen matemaattinen perusta ja sen tilan esitystapa. Samaa analogiaa on käytetty myös muissa järjestelmissä, kuten pneumatiikassa, prosessiteollisuudessa ja hydraulikassa. (Laamanen et al. 2003)

Transistori aikanaan mullisti tietotekniikan ja samanlaista läpimurtoa etsittäessä on digitaalihydraulikkaa tutkittu jo laajalti. Digitaalisten venttiilien suunnittelu on kokenut uuden tulemisen 2000-luvulla lähinnä johtuen tarpeesta kehittää halvempi vesihydraulisen proportionaali- tai servoventtiilin korvaava ratkaisu. Muita digitaalisten venttiilien tulemiselle ratkaisevia tekijöitä ovat olleet ohjauselektronikan nopea kehittyminen, vaatimukset paremmasta energiatehokkuudesta ja tekniikan tuomat uudet ohjausmahdollisuudet.

Digitaalihydraulikka käytetään jo autoteollisuudessa (Linjama et al. 2005b, Linjama & Vilenius 2004) ja teollisuudessa vesihydraulikan (Linjama et al. 2003) ja pneumatiikan muodossa (Linjama et al. 2003). Kuitenkin se suurin läpimurto proportionaali- ja servoventtiilien korvaajaksi odottaa vielä tuloaan.

Seuraavat venttiilien kehityssukupolvet lupaavat merkittävää parannusta venttiilien kokoon, energian kulutukseen ja nopeuteen (Winkler et al. 2004, Lauttamus et al. 2006). Näiden venttiilien kaupallistumista odotellessa saattaa kuitenkin kestää vielä hetken.

Työn lähtökohtana oli tutkia, miten nykyisiin yleisesti saatavilla oleviin rinnakkaisiin venttiileihin perustuva digitaaliventtiilin soveltuisi meriteollisuuden tarkoituksiin. Muutenkin digitaalihydraulikan tutkimuksessa paineensäätö näyttää jääneen vähemmälle huomiolle. Sovelluskohteena työn paineensäätöventtiilille pidettiin meritekniologiaa. Tavoitteeksi asetettiin saavuttaa vastaavia tai jopa parempia suoritusarvoja verrattuna laadukkaaseen analogiseen 3-tiepaineenalennusventtiiliin. Lisäksi digitaaliselta venttiililtä odotetaan uusia ominaisuuksia ja helppoa ohjelmoitavuutta soveltumaan erilaisiin tilanteisiin ja olosuhteisiin.

## 2. DIGITAALIHYDRAULIIKAN TAUSTAA

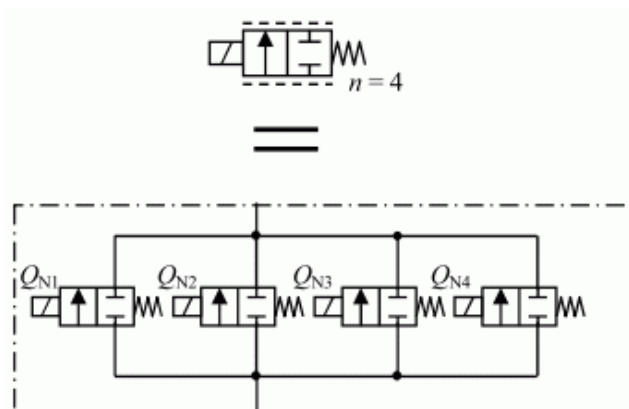
Usein yhtä ideaa voidaan yrittää toteuttaa monella eri tavalla. Näin on myös digitaalihydrauliikan kohdalla. Tässä kappaleessa esitellään näitä erilaisia toteutustapoja sekä katsotaan niiden osia ja rakenteita. Ensin kuitenkin esitellään millaisia ratkaisuja perinteisesti on käytetty ja millaisissa toimintaympäristöissä niiden on toimittava. Tämän jälkeen tarkastellaan kunkin rakenteen mukanaan tuomia hyviä ja huonoja puolia. Lisäksi nostetaan esiin alan tutkimuksissa esitettyjä parannuksia ja tuloksia. Lopuksi kootaan yhteen digitaaliventtiilien haasteet ja keskeisimmät ongelmat. Tarkoituksena on ollut tarjota mahdollisimman kattava ja helppokäyttöinen katsaus digitaalihydrauliikan yleisiin tekniikoihin ja perusteisiin.

### 2.1. Käsitteen määrittelyä

Digitaalihydrauliikalla tarkoitetaan hydraulisia komponentteja tai järjestelmiä, joissa tarkasteltava komponentti kykenee jatkuvan ulostulon sijasta tuottamaan vain äärellisen määrän diskreettejä ulostulon arvoja. Näihin ulostuloihin johtavia ohjauksia kutsutaan tiloiksi. Tiloilla ei siis viitata ohjauselektronikan tiloihin ja digitaalisuuteen, vaan järjestelmän fyysisten asentojen diskreetteihin arvoihin. Tekniikka on jossain määrin verrattavissa elektroniikan A/D-muuntimeen, joka muuntaa sisään tulevan signaalin lähimpään laitteiston kykenemään ulostuloon. Muunnoksen tarkkuus verrattuna alkuperäiseen signaaliin riippuu muun muassa käytettävissä olevien tilojen määrästä ja päivitystaajuudesta. (Seppälä 2008)

Digitaalihydrauliikkaa voidaan soveltaa monissa laitteissa, kuten pumpuissa ja sylintereissä, mutta ehkä pisimmälle kehityksessä ovat ehtineet digitaaliset venttiilit. Venttiilien tapauksessa ulostulona toimii tilavuusvirta. Pääsääntöisesti digitaaliset venttiilit muodostuvat on/off-venttiileistä, joissa venttiilin tila muodostuu aukinaisten venttiilien kombinaatiosta. Venttiilin tila voidaan siis ilmaista ykkösten ja nollien sarjana, mistä johtuu nimi digitaalihydrauliikka. (Seppälä 2008)

Viimeaikoina digitaalihydrauliikan tutkimus on IHA:ssa Linjaman johdolla suuntautunut voimakkaasti rinnakkain kytketyistä venttiileistä muodostuviin järjestelmiin. Toisinaan digitaaliventtiilillä viitataankin ainoastaan rinnan kytkettyihin venttiileihin perustuviin järjestelmiin. Myös tässä työssä rakennettu venttiilijärjestelmä perustuu rinnakkaisiin venttiileihin, joiden tarkasteluun keskitytään, vaikka muunkinlaisia ratkaisuja esitellään.



Kuva 1. Rinnan kytketyistä on/off-venttiileistä rakentuvan DFCU:n piirrosmerkki (Linjama et al. 2003)

Useammasta rinnan kytketyistä on/off-venttiileistä muodostuvaa venttiiliryhmää kutsutaan nimellä Digital Flow Control Unit (DFCU). Sen piirrosmerkiksi on vakiintunut proportionaaliventtiilin piirrosmerkki, jonka tunnusomaiset venttiililohkojen molemmiin puoliin kulkevat yhtenäiset viivat on korvattu katkoviivoilla merkiksi diskreetille ulostulon arvolle (Kuva 1). Laamanen et al. määrittelevätkin, että järjestelmässä tulee olla enemmän kuin kaksi venttiiliä rinnan ollakseen digitaalihydraulinen yksikkö (DFCU) (Laamanen et al. 2003).

## 2.2. Perinteisen tekniikan tarjoamat ratkaisut

Koska liikkuvien työkoneiden kirjo on laaja ja niiden kohtaamat olosuhteet erittäin vaihtelevia, on niille mahdotonta muodostaa tarkkoja yhtenäisiä vaatimuksia. Kuitenkin on olemassa joitain yleisiä vaatimuksia, jotka ovat samansuuntaisia useimmille liikkuville järjestelmille. Esimerkkeinä Laamanen mainitsee hyvän ohjattavuuden, mahdollisimman pienet tehohäviöt ja luotettavuuden. Lisäksi luonnollisesti järjestelmän tulee olla stabiili ja täyttää kaikki turvallisuusvaatimukset sekä -standardit. (Laamanen 2004a)

On/off-suuntaventtiilit muodostivat valtaosan liikkuvien koneiden hydraulijärjestelmissä vielä 1970- ja 1980-lukujen taitteessa. Ne ovat erittäin robusteja ja halpoja. Haluttiin kuitenkin parempaa ohjattavuutta, jolloin on/off-venttiilien tarjoamat kaksi asentoa eivät enää riittäneet ja venttiilejä alettiin korvaamaan proportionaaliventtiileillä. Proportionaaliventtiilit antavat on/off-suuntaventtiiliä paremman ohjattavuuden, halvemmalla ja luotettavammin kuin servoventtiilit. Juuri hinnan ja puhtausvaatimusten vuoksi servoventtiilejä käytetäänkin liikkuvissa työkoneissa vain erikoistarkoituksissa. (Laamanen 2004a)

Erilaisia Load Sensing -järjestelmiä käytetään nykyään laajalti vähentämään liikkuvien koneiden hydraulikassa tapahtuvia tehohäviöitä. Tehohäviöiden minimointi on liikkuvissa koneissa erityisen tärkeää, johtuen rajallisista jäähdytys- ja polttoainekapasiteeteista. Suuri hukateho hydraulijärjestelmässä lämmittää

hydrauliöljyn nopeasti, jolloin tarvitaan riittävää jäähdytystehoa öljyn lämpötilan pitämiseksi oikealla käyttöalueella. Koska liikkuvissa koneissa pyritään ulkomitat ja massa pitämään mahdollisimman pienenä, ei useinkaan voida öljysäiliötä kasvattaa, jolloin pitää kasvattaa jäähdytystehoa muuten, esimerkiksi lauhduttimella tai sähkötuulettimella. Tämä ratkaisu kasvattaa taas koneen kokoa ja painoa sekä syö tehoa ja kasvattaa hintaa. Toisaalta hukkatehon ja jäähdyttämiseen kuluvan tehon tuottaminen kuluttaa turhaan polttoainetta, jolloin toimintasäde pienenee tai tankkia joudutaan kasvattamaan. (Laamanen 2004a)

Kavitaatiota on pyritty välttämään valitsemalla epäsymmetrinen, sylinterin pinta-alojen mukaan mitoitettu luisti. Yksiluistiset venttiilit ovat kuitenkin aina kompromisseja kavitaation ja tehohäviöiden välillä. Ne eivät myöskään kykene huomioimaan kuormituksen muutoksia. (Laamanen 2004a)

Tilannetta voidaan parantaa käyttämällä kahta venttiiliä toimilaitetta kohden, jolloin on mahdollista asettaa toisistaan riippumattomat avaukset sekä toimilaitteelle tulevalle virtaukselle, että siltä lähtevälle virtaukselle. Tekniikkaa kutsutaan englanninkielisellä termillä Separate Meter In – Separate Meter Out (SMISMO). Tekniikka mahdollistaa useampia ohjauksohjausjärjestelmiä ja niiden hyödyntäminen jää ohjausjärjestelmän älykkyyden harteille. Tutkimuksessaan Eriksson et al. (2006) ovat havainneet jopa 25 % energian säästön perinteiseen kauhakuormaajan järjestelmään verrattuna. Ratkaisu vie kuitenkin kahden venttiilin tilan ja on tavallista proportionaaliventtiiliä tuplasti kalliimpi. Ratkaisu ei olekaan yleisesti käytössä. (Laamanen 2004a, Eriksson et al. 2006)

Toinen ratkaisu on käyttämällä kaksiluistista venttiiliä. Sitä on tutkittu paljon ja tulokset ovat lupaavia: ohjattavuus on erinomainen ja hinta kuitenkin matalampi kuin servoventtiilillä. Tämä johtuu yksinkertaisemmasta rakenteesta ja pienemmistä valmistustarkkuusvaatimuksista. Kaksiluistinen venttiili on myös turvallisempi käyttää, koska kummalla tahansa luistilla voidaan estää virtaus toisen luistin vikatilanteessa. (Laamanen 2004a, Linjama & Vilenius 2004)

Liikkuvia laitteita koskevilla turvallisuuteen liittyvissä standardeissa määritetään miten vikatilanteet tulee ottaa huomioon laitetta suunniteltaessa. Esimerkiksi laitteen puomin sallitaan liikkuvan vain alle 0,5 % liikeradasta minuutissa vikatilanteen sattuessa. Vastaavien tilanteiden varalta tulee hydraulijärjestelmä varustaa toimilaitteen liikkeen estävällä tai vikatilanteessa sitä hidastavalla venttiilillä standardissa mainitulla tavalla. Tätä tarkoitusta varten on olemassa erilaisia venttiilejä, jotka kuitenkin aiheuttavat rakenteesta riippuen enemmän tai vähemmän häiriötä laitteen toimintaan. Kaikki niistä kuitenkin nostavat laitteen kustannuksia sekä aiheuttavat lisää vaivaa laitetta suunniteltaessa ja huollettaessa. (Laamanen 2004a, Linjama & Vilenius 2004)

### **2.3. Ratkaisuvaihtoehtona digitaalihydrauliikka**

Jatkuva kehitys ja vaatimustason nousu ovat johtaneet korvaavien ohjaustapojen kehittämiseen. Digitaalihydrauliikka on yksi lupaava suuntaus. Tutkimukset ovat

osoittaneet sen kykenevän monissa tapauksissa korvaamaan proportionaaliventtiiliin. (Laamanen 2004b) On/off-venttiileillä on useita etuja verrattuna perinteisesti käytettyihin servo- ja proportionaaliventtiileihin: ne ovat halpoja, luotettavia, eivät ole herkkiä öljyn epäpuhtauksille ja mahdollistavat vuodottoman toiminnan. Niiden ohjausjärjestelmät on myös helpompi sovittaa tietokoneella ohjattaviksi. (Linjama et al. 2003)

Digitaalihydrauliikasta hyödyttäisiin myös alemman suoritusvaatimustason sovelluksissa. Esimerkiksi tilanteissa, joissa nykyään käytetään proportionaaliventtiiliä muodostamaan rampmainen ohjaus toimilaitteen rasiuksien vähentämiseksi, voitaisiin venttiili korvata varmatoimisella ja halvemmalla digitaalihydraulisella venttiilillä (Laamanen 2004a). Lisäsäästöjä saavutettaisiin siitä, että vuodottomia on/off-venttiilejä käytettäessä ei tarvitse käyttää erillistä turventiiliä (Laamanen 2004a).

On/off-venttiileillä ohjaamiseen liitetään monia ongelmia, kuten melu, paineiskut, nykivä toiminta ja huono ohjattavuus (Linjama et al. 2003). Kuitenkin myös ohjausnäkökulmasta on mahdollista saavuttaa etuja, koska digitaaliventtiileissä ei esiinny hystereesiä tai nollapisteen siirtymää. Nykyisin pieni hystereesi, epälineaarisuus ja nollapisteen siirtymä eivät useinkaan haittaa, koska venttiilejä käytetään käsiohjaimilla ja takaisinkytkentänä on ihminen, joka kykenee kompensoimaan näitä virheitä. Kuitenkin ohjauksen siirtyessä yhä enenevässä määrin tietokoneelle tai etäohjaukseen on tärkeää, että venttiilien toiminta on mahdollisimman ideaalista. (Linjama & Vilenius 2004)

Digitaaliventtiileissä on luontevaa käyttää ulostulevan ja sisään menevän virtauksen ohjaamiseen toisistaan riippumattomia venttiilejä. Ulostulevien ja sisään menevien virtausteiden poikkipinta-alojen suhteen säätäminen jopa kesken liikkeen mahdollistaa energian säästämisen ja estää kavitaation syntymistä. (Laamanen 2004a&b, Linjama & Vilenius 2004)

## **2.4. On/off-venttiili**

Digitaaliventtiili muodostuu yhdestä tai useista kaksiasentoisista on/off-venttiileistä. Yksittäisten venttiilien ominaisuudet vaikuttavat siis suuresti kokonaisuuden toimintaan. Tämän vuoksi on tärkeää saada käsitys siitä, minkälaisia on/off-venttiileitä on olemassa ja mihin ne pystyvät.

### **2.4.1. Venttiilityypit**

Tässä työssä puhutaan on/off-venttiilistä, joko auki tai kiinni olevan rakenteensa mukaan. Samaa venttiiliä kutsutaan virrallisemmalla nimeltään myös 2/2-venttiiliksi. Merkinnässä ensimmäinen luku ilmaisee venttiilin asentojen määrän ja toinen siihen kytkettävien porttien lukumäärän. Digitaalihydrauliikan määritelmä ei kuitenkaan varsinaisesti määritä, moniko porttista tai minkä tyyppistä venttiiliä tulee käyttää, kunhan asentoja vain on kaksi.

Tässä, kuten monissa muissakin töissä, on termin digitaalihydrauliikka kanssa käytetty vain 2/2-suuntaventtiilejä. Tällaisia venttiilejä on sekä istukka-, että luistiventtiileinä, mutta näistä istukkatyyppinen venttiili vuotaa huomattavasti vähemmän. (Linjama et al. 2005b) Rakenteensa vuoksi istukka-tyyppinen venttiili sietää myös likaa paremmin, eikä näin aiheuta yhtä helposti karan jumiutumista. Juuri karan jumiutumisen ollessa tavallisten venttiilien yleisimpiä vikoja, voidaan todeta digitaaliventtiilien olevan hieman vikasietoisempia. (Siivonen et al. 2005b, Lauttamus et al. 2006)

#### **2.4.2. On/off-venttiilien ominaisuuksia**

On/off-venttiilien ongelmakohtana voidaan pitää sen tasapainottamatonta rakennetta, jolloin venttiilin ohjaussolenoidi joutuu työskentelemään jatkuvasti pitääkseen virtaustien auki. Jousesta ja virtauksesta aiheutuvien voimien johdosta venttiilin auki pitämiseksi tarvittava voima on huomattava, joten sen tuottamiseen tarvitaan voimakas solenoidi. Jatkuvasti virrallisena solenoidi tuottaa paljon lämpöä, jonka pois johtamiseksi tulee solenoidin jäähdyttävän pinta-alan olla suuri. Tämä osaltaan johtaa suureen ja painavaan venttiiliin. Toisaalta koska solenoidi mitoitetaan käsittelemään jatkuvasta virrasta aiheutuva lämpö, rajoittaa se käytettävää maksimivirtaa, mikä puolestaan johtaa hitaaseen venttiilin avautumiseen. (Lauttamus et al. 2006)

Juuri tähän tietoon perustuen on kehitetty niin sanottuja nopeutuskytkentä- eli booster-piirejä. Niiden tehtävä on ohjauksen muutostilanteessa hetkellisesti mahdollistaa suurempi virta solenoidille, mutta staattisessa tilanteessa rajoittaa virta matalammalle tasolle. Näin venttiili vaihtaa asemaansa nopeammin, mutta ei kuumene tavallista ohjausta vähemmän. Nopeutuskytkentä tehdään venttiilin ohjauselektronikkaan mekaanisen osan pysyessä samana.

#### **2.4.3. On/off-venttiilien tutkimus**

Seuraavaksi mainitaan esimerkinomaisesti muutamia digitaalihydrauliikan sovelluksia ajatellen on/off-venttiileihin liittyviä tutkimuksia sekä esitellään niiden tuloksia ja johtopäätöksiä. Linjama et al. tutkivat neljää venttiiliä FloControl, Jaksa, Rexroth ja erästä venttiiliä Citroenin Hydractive 3 kaasunestejousituksesta. Citroenin venttiilin todettiin olevan suunniteltu vain pienille paineille, sillä sen viive kasvoi jopa yli sekuntiin paine-eron kasvaessa 20 MPa:iin. Rexrothin venttiilin valmistuksen tiedettiin loppuneen jo vuonna 1991 ja sitä käytettiin lukkiutumattomissa ABS-jarrujärjestelmissä. Testattujen venttiilien virtaustie oli halkaisijaltaan noin yhden millimetrin kokoluokkaa. Testejä jatkettiin 20 MPa paineeseen asti ja venttiilien todettiin toimivan hyvin, vaikka pientä vuotoa havaittiinkin. (Linjama et al. 2005b) Venttiilien viiveet on esitetty taulukossa 1.

**Taulukko 1. Linjama et al. (2005a) mitaamat venttiilien viiveet**

Venttiilin nimi	Avautumisviive [ms]	Sulkeutumisviive [ms]
FloControl	10–15	7–10
Jaksa	8–18	13–24
Rexroth	4–5	1–3

Autoteollisuuden kehitys osoittaa, että on mahdollista kehittää nykyistä paljon parempia on/off-venttiileitä, mutta näitä venttiileitä ei vielä ole saapunut kaikkien saataville. (Linjama & Vilenius 2004)

Winkler et al. (2004) tutkivat nopean ja suureen tilavuusvirtaan kykenevän venttiilin rakentamista servoventtiilin korvaajaksi. Tavoitteeksi asetettiin alle 100 € hinta suurissa erissä tuotettuna, 100 l/min tilavuusvirran läpäisykyky viiden bar paine-erolla ja 1 ms vasteaika. Hintarajan johdosta päädyttiin solenoidikäyttöön, jonka liikerataa kolminkertaistettiin mekaanisella välityksellä. Venttiilin karan ympärille muotoiltiin useita rinnakkaisia virtausteitä, jolloin maksimitilavuusvirtaa voidaan kasvattaa karaa pidentämällä. Tällöin venttiilin läpäisykyky kasvaa suorassa suhteessa karan massaan, eikä neliöllisesti, kuten karan halkaisijaa kasvattavissa ratkaisuisa kävisi. Venttiiliä ohjattiin PWM-ohjauksella. (Winkler et al. 2004)

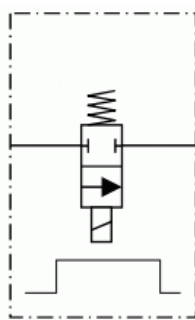
Suunnittelun venttiilin ominaisuudet mitattiin. Venttiilin vasteen värähtely vähenee järjestelmän paineen kasvaessa ja kaikilla painetasoilla vasteaika alitti 1 ms. Venttiilin läpäisykyvyksi viiden barin paine-erolla mitattiin 75 l/min. Venttiilin vuodoksi mitattiin 250 bar paineella kaupallisiin venttiileihin verrattuna kohtuulliset 0,03 l/min. (Winkler et al. 2004) Venttiiliä ei ole kuitenkaan suunniteltu patruunaventtiiliksi, eikä siten vastaa tällä hetkellä vallalla olevaa käsitystä digitaaliventtiilistä.

Lauttamus et al. (2006) esittelivät tutkimuksessaan uudenlaista on/off-venttiiliä, jossa tiivistys ja kuristus suoritettiin kolmen venttiilipesän reunan avulla. Tutkimuksen tavoitteena oli etsiä venttiilille rakenne, joka ei vaatisi solenoidilta ohjausta jatkuvuustilassa. Näin solenoidin kokoa voitiin pienentää, eikä se kuumentunut staattisessakaan tilassa. Toisaalta ohjausvirrat voivat olla hetkellisesti huomattavasti suurempia ilman vaaraa ylikuumentumisesta. Tätä tarkoitusta varten venttiili oli mitoitettu siten, että karan ylä- ja alapintoihin vaikuttavat paineet pitivät venttiilin auki. Sulkeutuessaan pintojen alojen suhde muuttui siten, että venttiili tiivistyi tiukasti ja pysyi kiinni. Tulokset osoittivat, että venttiilin avaamiseksi tarvittava voima pieneni kaikilla venttiilin yli olevilla paine-eroilla ja syöttöpaineilla merkittävästi eikä venttiilin auki pitämiseksi enää tarvittu ulkoista voimanlähdettä (Lauttamus et al. 2006).

## 2.5. Yksittäisen tai sarjaan kytkettyjen venttiilien ohjaustavat

Vaikka 2/2 on/off-suuntaventtiili on venttiileistä yksinkertaisin ja halvin, voidaan sillä rakentaa hyvinkin erilaisia ohjausjärjestelmiä, joilla voitaisiin korvata perinteiset ohjausmenetelmät. Seuraavaksi esitellään lyhyesti digitaalihydraulisina ohjaustapoina PWM-ohjausta, bang-bang-ohjausta ja digitaalista annostelijaa (digital small stepping method) sekä rinnakkain kytkettyihin venttiileihin perustuvaa PNM- ja PCM-ohjaustapaa.

Yksinkertaisin on/off-venttiilillä toteutettava ohjausmenetelmän on niin sanottu bang-bang-ohjaus (Kuva 2). Tässä ohjaustavassa käytetään vain yhtä venttiiliä toimilaitetta kohden, joka suljetaan juuri ennen tavoiteaseman saavuttamista. Venttiilin sulkeutumisaikajankohdasta määritettäessä pyritään ottamaan huomioon ja kompensoimaan ohjauskäskystä venttiilin sulkeutumiseen kuluva aika. (Linjama et al. 2003)



*Kuva 2. Bang-bang-ohjauksen hydraulikaavio. Venttiilin alapuolella on graafisesti esitetty tyypillinen ohjaus. (Linjama et al. 2003)*

Bang-bang-ohjausmenetelmällä saatava tarkkuus riippuu käytettävän venttiilin viiveestä ja ei useinkaan sellaisenaan riitä sovelluksiin, joissa vaaditaan tarkkuutta. Myöskään sillä saavutettu suurin nopeus ei yllä muiden ohjaustapojen tasolle eivätkä ohjauksen aiheuttamat painepiikit ole hyväksyttävissä sovelluksissa, joissa sallitaan vain pieni ylitys ja värähtely. Venttiilin sulkeutumisen ja toimilaitteen suunnanvaihtojen yhteydessä ilmenee myös merkittävää kavitaatiota. Bang-bang-ohjauksen hyvinä puolina pidettiin, ettei venttiilin tarvitse kyetä nopeaan sulkeutumiseen ja siten ohjaus voidaan toteuttaa halvalla venttiilillä. Lisäksi venttiilin tarvitsee sulkeutua vain kerran ohjausliikkeen aikana, jolloin venttiilin kuluminen on mahdollisimman vähäistä. (Linjama et al. 2003, Laamanen 2009)

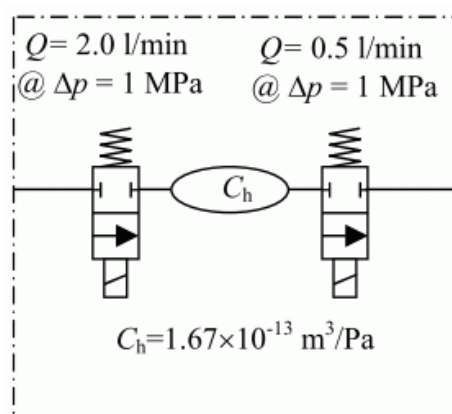
Bang-bang-ohjausta on tutkittu paljon ja sen ohjausominaisuuksia voidaan suurestikin parantaa ja paineiskuja vähentää. Tämä edellyttää kuitenkin venttiilien lisäämistä, muita lisäosien asentamista linjaan tai useampia venttiilin sulkuelimen liikkeitä, sekä monimutkaisempaa ohjausta. (Linjama et al. 2003)

Linjama et al. kertovat vesihydrauliikan tutkimuksissaan mitanneensa yksinkertaisella bang-bang-ohjatulla sylinterillä huippunopeudeksi 70 mm/s ja paikoitustarkkuudeksi 0,4 mm. Kehittyneemmällä viiden venttiilin järjestelmällä he



saivat huippunopeuden nousemaan 400 mm/s, paikoitustarkkuuden ollessa 0,3 mm. Molemmat testit suoritettiin vesihydraulisella sylinterillä, useissa eri sylinterin asemissa, erilaisilla kuormilla ja eri iskun pituuksilla. Näitä arvoja voidaan pitää hyvinä, mutta niiden saavuttamiseksi on järjestelmä monimutkaistunut ja venttiilien lukumäärää jouduttu kasvattamaan. (Linjama et al. 2003)

Uudempi ja tuntemattomampi on ohjaustapa, jossa kaksi 2/2 on/off-venttiiliä on kytketty peräkkäin sarjaan. Näiden väliin on asennettu letku tai jokin muu hydraulinen kapasitanssi (Kuva 3). Tilavuusvirta aiheutetaan ensin ”lataamalla” letku korkeaan paineeseen avaamalla ensimmäinen venttiili. Kun tämä on suoritettu ja ensimmäinen venttiili on suljettu, voidaan avata toinen venttiili, jolloin hydraulisen kapasitanssin ”lataus” purkautuu pienenä, mutta tarkasti arvioitavana tilavuusvirtana toimilaitteelle. Järjestelmää voidaan jokseenkin verrata askelmoottoriin. (Linjama et al. 2003, Laamanen 2009)

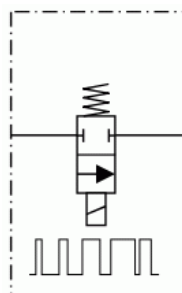


Kuva 3. Digitaalisen annostelijan hydraulikaavio ja erään sovelluksen tärkeimmät arvot (Linjama et al. 2003)

Tekniikan nimi vapaasti suomennettuna on digitaalinen annostelija (digital small stepping method). Linjama et al. toteavat, että digitaalinen annostelija ei sovellu pitkiin liikkeisiin sykkivän ja alhaiseksi jäävän keskinopeutensa johdosta. Keskinopeuden kasvattaminen hydraulista kapasitanssia kasvattamalla johtaa väistämättä sykkeisyyden kasvamiseen. Digitaalinen annostelija kykeni tarkkaan asemointiin eikä tuottanut yhtään ylitystä tai värähtelyä. Se ei myöskään vaadi venttiililtä nopeaa vastetta tai edes pientä ja tunnettua viivettä, joten se voidaan toteuttaa erittäin halvoilla venttiileillä. (Linjama et al. 2003)

Linjama et al. jatkokehittivät Katon ja Oshiman tutkimaa bang-bang-ohjausta ja digitaalisen annostelijan yhdistävää ohjausjärjestelmää lupaavin tuloksin. Yhdistelmässä bang-bang-ohjauksella hoidetaan nopeat siirrot ja karkea paikoitus, jonka jälkeen tarkempi paikoitus voidaan hakea digitaalisella annostelijalla. Näin saatiin paikoitustarkkuutta kasvatettua 0,1 mm:iin nopeuden kärsimättä, ilman kohtuuttoman monimutkaista ja kallista venttiilijärjestelmää. (Linjama et al. 2003)

PWM-ohjauksella (Pulse Width Modulation) tarkoitetaan sitä, että venttiilin aukioloajan ja kiinnioloajan suhteena määräytyy tarkastelujakson keskimääräinen tilavuusvirtauksen arvo. Toisin sanoen, mitä suuremman osan ajasta venttiili on auki, sitä suurempi on tarkastelujakson keskimääräinen tilavuusvirta. Mitä nopeammin venttiili vaihtaa tilaansa, sitä lyhyemmällä tarkastelujaksolla tilavuusvirtaus muodostuu keskimääräiseksi. Venttiilin nopeus onkin PWM-ohjauksessa sulavan toiminnan kannalta tärkein ominaisuus. (Linjama et al. 2003, Laamanen 2009) PWM-ohjauksessa käytetään vain yhtä on/off venttiiliä suorittamaan tilavuusvirran säätöä (Kuva 4).



Kuva 4. PWM-ohjauksen hydraulikaavio ja sen tyypillinen ohjaus (Linjama et al. 2003)

Linjaman et al. (2003) tutkimuksissa PWM-ohjaus nykyisillä kaupallisilla venttiileillä osoittautui soveltuvaksi moniin säätötarpeisiin. Lisäksi hän toteaa, että venttiilin suurella taajuudella vaihtuvasta tilasta johtuen, venttiilin kuluu nopeasti ja lämpenee muita ohjaustapoja enemmän. Jos valittu venttiili on hidas, se aiheuttaa järjestelmään merkittävää nykimistä ja paineiskuja, jotka osaltaan nopeuttavat osien kulumista. (Linjama et al. 2003) Suurin tutkimuspanos kohdistetaan juuri paineiskujen ja niistä aiheutuvien ongelmien vähentämiseen. (Laamanen 2009)

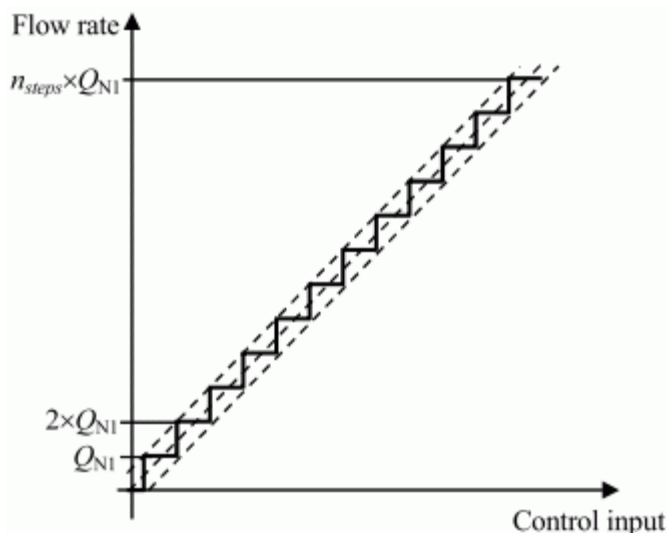
Riittävä nopeus saavutetaan vain pienillä venttiileillä ja pienillä paineilla. Tekniikkaa soveltuu kuitenkin hyvin esimerkiksi proportionaaliventtiilin esiohjaukseen (Linjama et al. 2003). PWM-ohjauksesta on esitelty myös useita kaupallisia sovelluksia, kuten autojen ABS-jarrut (Laamanen 2009).

## 2.6. Rinnakkaisiin venttiileihin perustuvat ohjaustavat

Vanha idea on parantaa bang-bang-ohjausta, kytkemällä useita on/off-venttiileitä rinnakkain. Rinnakkaisilla venttiileillä saavutetaan suurempi maksimitilavuusvirta, pienemmät paineen vaihtelut tilojen välille ja suurempi paikoitustarkkuus. (Linjama et al. 2003) Joissain yhteyksissä digitaalihydrauliikalla saatetaan viitata nimenomaan rinnakkaisia venttiilejä käyttäviin ohjausmenetelmiin.

Rinnakkaisiin venttiileihin perustuvissa ohjaustavoissa erilaisten tilavuusvirtojen muodostamisessa luotetaan venttiilien avauskombinaatioihin. Koska yksittäisellä on/off-venttiilillä on vain kaksi asentoa (kiinni ja auki), voidaan venttiilien mahdollistamien asentokombinaatioiden määrä laskea kaavalla 1, missä  $n$  on rinnakkaisten venttiilien lukumäärä. Näitä asentokombinaatioita kutsutaan venttiilin tiloiksi. (Laamanen et al. 2003)

$$2^n \quad (1)$$



*Kuva 5. Rinnakkaisiin venttiileihin perustuvissa ratkaisussa tilavuusvirtavaste on porrastunut (Linjama et al. 2003)*

Rinnakkain asennettuihin venttiileihin perustuvilla ohjaustavoilla tilavuusvirta lisääntyy askelmaisesti ohjauksen kasvaessa ja venttiilien avautuessa (Kuva 5). On huomattavaa, ettei näillä ohjaustavoilla ole hystereesiä tai nollapisteen ajautumaa. Ohjaukset ovat niissä toistettavia ja ohjausjärjestelmän vasteaika vastaa yhden venttiilin vasteaikaa halutusta ohjauksen muutoksesta riippumatta. (Linjama et al. 2003)

Useiden rinnakkain asetettujen venttiilien etu on myös siinä, että ne mahdollistavat toiminnan yksittäisen venttiilin vikatilanteissakin. Vikaantuneella venttiilillä voidaan työskentelyä jatkaa ehkä jopa seuraavaan huoltoon saakka, mutta tällöin on varauduttava toiminnan laadun heikkenemiseen ja pienempään maksiminopeuteen. (Linjama & Vilenius 2004, Siivonen et al. 2005b)

Venttiilit voidaan mitoittaa eri tavoin, joten venttiiliasetelman läpi kulkevat maksimitilavuusvirtaukset ovat erisuuria. Eri mitoitusavoilla on omat hyvät puolensa ja kaikki ne vaativat omanlaisensa ohjauksen. (Laamanen et al. 2003) Linjama et al. (2003) esittävät, että mitoittavat voidaan karkeasti jakaa kolmeen ryhmään:

- a) Pulse Number Modulationiksi (PNM) on ohjaustapa, jossa kaikilla venttiileillä on sama läpäisykyky.
- b) Pulse Code Modulationiksi (PCM) on ohjaustapa, jossa venttiilien läpäisykyky on valittu noudattamaan binääristä sarjaa (1,2,4,8,...)

- c) Ohjaustavat, joissa venttiilien läpäisykyky on valittu noudattamaan jotain muuta sarjaa, kuten Fibonaccin sarjaa.

### 2.6.1. PNM-ohjaus

PNM-ohjauksessa kaikki rinnakkain kytketyt venttiilit ovat tilavuusvirtakapasiteetiltaan samansuuruisia. Yksitellen venttiilejä avaamalla voidaan muodostaa yhtä monta erisuurta tilavuusvirtausta, kuin on rinnakkaisia venttiileitä. Venttiilien viiveillä tai niiden hajonnalla ei ole suurta merkitystä, koska venttiilien ei tarvitse kyetä tarkasti samanaikaiseen toimintaan. (Linjama et al. 2003)

Koska venttiilit ovat keskenään identtisiä, voidaan kunkin venttiilin toiminta korvata millä tahansa muulla venttiilillä. Siten PNM-ohjauksessa on mahdollista jatkaa toimintaa osakapasiteetilla venttiilien vikaantuessa ilman vaikutusta suorituskykyyn, mikäli ohjausjärjestelmä osaa huomioida tilanteen. Maksimitilavuusvirtaus kuitenkin väistämättä pienenee hieman.

### 2.6.2. PCM-ohjaus

PCM-ohjauksesta puhutaan, kun rinnakkain asetetut venttiilit eivät ole keskenään yhtä suuria. Avauskombinaatiota muuttamalla voidaan tällöin saavuttaa useampia tilavuusvirtauksen arvoja kuin keskenään samankokoisilla venttiileillä. Venttiilien mitoituksena on perinteisesti käytetty binääristä mitoitusta, mutta viime vuosina on tutkittu ahkerasti myös muiden mitoitustapojen käyttöä. Joissain tapauksissa PCM-ohjauksella tarkoitetaan juuri binäärisesti mitoitettua digitaaliventtiiliä. Tässä kappaleessa esitellään lyhyesti tärkeimmät rinnakkaisiin venttiileihin perustuvien digitaaliventtiilien mitoitustavat.

#### ***Binäärinen mitoitustapa***

Binäärisessä mitoitustavassa venttiilit mitoitetaan siten, että jokainen venttiili on tilavuusvirtauskapasiteetiltaan aina kaksinkertainen verrattuna edelliseen venttiiliin. Tämä mahdollistaa samalla määrällä venttiileitä suuremman tilavuusvirtauksen kuin PNM-ohjaus, resoluution ja tarkkuuden kärsimättä. Jos  $n$  merkitsee rinnakkaisten venttiilien määrää, on binäärisellä mitoituksella mahdollista muodostaa  $2^n$  eri tilavuusvirtausta. Esimerkiksi kuuden venttiilin lohkolle on siis mahdollista muodostaa  $2^6=64$  tilavuusvirtausta. (Laamanen et al. 2003, Linjama et al. 2003)

Nyrkkisääntönä binäärisessä mitoituksessa voidaan pitää, että DFCU:n läpäisemä kokonaistilavuusvirta on kaksinkertainen suurimman venttiilin samalla paine-erolla läpäisemään tilavuusvirtaan. (Linjama et al. 2005b) Kokonaisen DFCU:n läpäisemä maksimitilavuusvirta voidaan laskea kaavalla 2. (Siivonen et al. 2005b)

$$Q_{max} = (2^n - 1) * Q_{n1} \quad (2)$$

Linjama et al. testeissä PWM-ohjaus mahdollisti lähes yhtä nopean ja tarkan vasteen kuin binäärisesti mitoitettu PCM-ohjaus, mutta paine ja nopeus värähtelivät enemmän.

Binäärisesti mitoitetulla venttiilillä saatiin kuitenkin jokaisella käytetyllä kriteerillä parempia tuloksia, mikäli voidaan hyväksyä suurempi venttiilien lukumäärä ja siten venttiilien viemä isompi tila. Binäärisesti mitoitettu venttiili ei myöskään tarvitse vasteeltaan nopeita venttiilejä, joten vaikka niitä tarvitaan kappalemääräisesti enemmän, voivat ne olla hitaampia ja siten halvempia. Viivettä tärkeämpää onkin viiveiden mahdollisimman pieni hajonta, sillä tilojen vaihdon yhteydessä venttiilien tulisi toimia yhdenaikaisesti painepiikkien välttämiseksi. (Linjama et al. 2003)

2000-luvulla on ollut useita projekteja, joissa PCM-ohjausta on sovellettu ja kehitetty. Laamanen et al. (2003) vertailivat tutkimuksessaan seitsemän rinnakkaisen venttiilin digitaaliventtiiliä ja perinteistä proportionaaliventtiiliä hydraulimoottorin nopeuden säädössä. Lopputuloksena todettiin, että binäärisesti mitoitettu PCM-ohjattu digitaaliventtiili oli stabiilimpi ja tarkempi. Linjama et al. käyttivät tutkimuksessaan viiden venttiilin DFCU:ta asennettuna vesihydraulisen sylinterin sisään menevään ja ulos tulevaan linjaan. Tämä kytkentä mahdollistaa toisistaan riippumattoman sisään menevän ja poistuvan virtauksen kuristuksen säädön sekä samanaikaisen nopeuden ja kammioiden paineensäädön. Tulokset osoittavat digitaaliventtiilin kykenevän lähes servoventtiiliin verrattaviin suoritusarvoihin. (Linjama et al. 2003)

Ferraresi on kehittänyt myös PCM- ja PWM-tekniikoita yhdistelevän ohjaustavan, jossa karkea tilavuusvirtaus määritetään kuten PCM-ohjauksessa, mutta pienintä venttiiliä käytetään kuten PWM -ohjauksessa. Tällä tavalla on mahdollista saavuttaa PWM-ohjauksella pieni tilavuusvirtaus ja silti saavuttaa PCM-ohjauksella suuri maksimitilavuusvirta. Näin voidaan PWM-ohjattu venttiili pitää pienenä, jolloin se kykenee suureen liiketaajuuteen ja kuluu vähemmän. (Linjama et al. 2003)

PCM-ohjausta on käytetty hydraulikkaa enemmän pneumatiikassa, jossa onkin ainakin yksi kaupallinen venttiili olemassa. Se koostuu vaihtoehtoisesti kuudesta tai kahdeksasta binäärisesti mitoitetusta venttiilistä. Valmistajan mukaan venttiili kykenee alle 1 ms vasteaikoihin kaikilla amplitudeilla, maksimi tilavuusvirtauksen jäädessä kuitenkin melko pieneksi. (Linjama et al. 2003)

### 2.6.2.1 Fibonaccin lukuihin perustuva mitoitustapa

Fibonaccin lukuihin perustuvassa venttiilien mitoituksessa, venttiilit mitoitetaan siten, että kaksi ensimmäistä venttiiliä ovat keskenään samankokoiset ja seuraava venttiili on aina tilavuusvirtakapasiteetiltaan kahden edellisen venttiilin kapasiteettien summa. Jos siis kaksi ensimmäistä venttiiliä ovat kooltaan  $1xQ$ , niin kuuden venttiilin asetelmassa loput venttiilit ovat kooltaan  $2xQ$ ,  $3xQ$ ,  $5xQ$  ja  $8xQ$ . (Linjama et al. 2003)

Fibonaccin lukuja noudattelevan venttiiliasetelman erisuurien tilavuusvirtausten määrä voidaan laskea perustuen kultaiseen leikkaukseen:

$$Q_n = \frac{[\Phi^n - (-\Phi)^{-n}]}{\sqrt{5}}, \text{ missä } \Phi \text{ on kultainen leikkaus} \quad (3)$$

$$\Phi = \frac{\sqrt{5}+1}{2} \quad (4)$$

Yksittäisen tilan tuottama tilavuusvirta voidaan laskea kaavalla:

$$Q_n = Q_{n-2} + Q_{n-1} \quad (5)$$

Fibonaccin lukuihin perustuvalla venttiilien mitoituksella ei ehkä saavuteta yhtä suurta tilavuusvirtaa, kuin binäärisellä mitoituksella, mutta sillä osa tilavuusvirtauksista voidaan muodostaa kahdella eri ohjauksella. Tämä lisää toimintavarmuutta ja mahdollistaa älykkäämmän ohjauksen. Esimerkiksi venttiilien tilanvaihtojen lukumäärä voidaan minimoida valitsemalla aina tarvittavaa tilavuusvirtaa vastaavista kombinaatioista se, mikä saavutetaan pienimmällä määrällä tilojen vaihdoksia. Ominaisuus vaatii tietenkin tarpeeksi älykkään ohjauslogiikan. (Laamanen et al. 2003, Linjama 2003)

Fibonaccin lukuihin perustuvassa mitoituksessa on myös mahdollista saavuttaa suurempi tarkkuus ja useampi tilavuusvirtaustaso, mikäli otetaan huomioon venttiilien todellinen koko. Todellisten venttiilien tilavuusvirtauskapasiteettien eroista ideaaliseen Fibonaccin lukusarjaan verrattuna johtuu, että tarkalleen samaa tilavuusvirtausta ei voida saavuttaa usealla eri tavalla, vaan tilavuusvirtaukset eroavat hieman toisistaan. Kun asia tiedostetaan ja otetaan huomioon myös ohjauksessa, voidaan tilavuusvirtausta hienosäätää. Venttiilien mitoituksen onnistumisesta riippuen, on kuitenkin tarjolla useita lähekkäisiä tilavuusvirtaustasoja, jolloin vikatilanteessa voidaan käyttää lähimmäksi haluttua tilavuusvirtausta osuvaa venttiilikombinaatiota. Toimintavarmuus pysyy siis ohjausmuutoksesta huolimatta hyvänä. (Laamanen et al. 2003)

Suurempaa tilavuusvirtausaluetta haluttaessa on aina mahdollista kasvattaa venttiilien lukumäärää. Tämä ei ole useinkaan hyvä ratkaisu, sillä venttiiliasetelman koko, paino ja hinta kasvavat. Mikäli Fibonaccin lukuihin perustuvaan mitoitusta muokataan siten, että toinen pienimmistä venttiileistä ( $1 \times Q$ ) korvataan isommalla venttiilillä, on mahdollista saavuttaa suurempi tilavuusvirtausalue tarkkuuden kärsimättä. Kuuden venttiilin asetelmassa läpäisykyvyt ovat siis  $1 \times Q$ ,  $2 \times Q$ ,  $3 \times Q$ ,  $5 \times Q$ ,  $8 \times Q$  ja  $13 \times Q$ . Tällöin menetetään osa ideaalisessa tilanteessa saman tilavuusvirtauksen antavista tiloista, jolloin vikatilanteiden käyttövarmuus hieman kärsii. Kuitenkin iso osa tilavuusvirtauksista on edelleen mahdollista toteuttaa ainakin kahdella erilaisella venttiilien avauskombinaatiolla, joten yhden venttiilin vioittuessa voidaan sovellusta käyttää vain pienin tarkkuus ja maksimitilavuusvirta menetyksin. (Laamanen et al. 2003)

### 2.6.2.2 Tribonaccin lukuihin perustuva mitoitustapa

Eräs Fibonaccin lukujonoon perustuvaa mitoitusta muistuttava tapa on mitoittaa venttiilit tribonaccin lukujen mukaan. Tämä lukusarja muodostuu siten, että seuraava luku on aina kolmen edeltävän luvun summa. Sarjan ensimmäisiksi luvuiksi on sovittu 1 ja 1. Säännön mukaan sarja jatkuu seuraavasti: 2, 4, 7, 13, 24, 44 ja niin edelleen. (Laamanen et al. 2003)

$$Q_n = Q_{n-3} + Q_{n-2} + Q_{n-1} \quad (6)$$

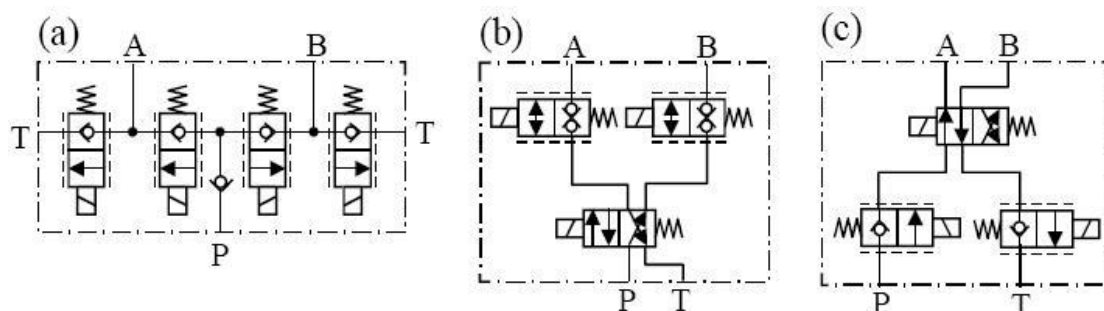
Tribonaccin luvut kasvavat siis huomattavasti nopeammin kuin Fibonaccin luvut, joten sillä on mahdollista saavuttaa samalla venttiilimäärällä suurempi tilavuusvirtaus. Tribonaccin lukujonoon perustuvalla mitoituksella on myös mahdollista muodostaa lähes kaikki tilavuusvirtaukset kahdella eri venttiilien avauskombinaatiolla. Poikkeuksen muodostavat luonnollisesti vain tila, jossa kaikki venttiilit ovat suljettuina, jolloin tilavuusvirtaus on nolla ja tila, jossa kaikki venttiilit ovat auki ja saadaan maksimitilavuusvirtaus. (Laamanen et al. 2003)

## 2.7. Digitaaliventtiilin rakennevaihtoehdot

Digitaaliventtiili voidaan rakentaa usealla tavalla. Voidaan käyttää yksisuuntaisia on/off-venttiilejä, jolloin joudutaan käyttämään neljää DFCU:ta (Kuva 6, vaihtoehto a). Oma DFCU toimilaitteen A-kammion ja B-kammion sekä tankkilinjan välille ja oma DFCU molempien kammioiden ja painelinjan välille. (Laamanen 2004a, Linjama et al. 2003)

Toisessa tavassa (Kuva 6, vaihtoehto b) käytetään vain kahta DFCU:ta, toinen painelinjalle ja toinen paluulinjalle. Tässä tavassa DFCU:t on rakennettu kaksisuuntaisista on/off-venttiileistä. Lisäksi käytetään yhtä 4/2-suuntaiventtiiliä määräämään kumpi toimilaitteen portti on kytkettynä painelinjaan ja kumpi paluulinjaan. Tämän ratkaisun huono puoli on 4/2-suuntaiventtiililtä vaadittava suuri koko, mutta hyvä puoli on vaadittavien DFCU lukumäärän puolittuminen. (Laamanen 2004a, Linjama et al. 2003)

Kolmannessa rakenteessa (Kuva 6, vaihtoehto c) venttiilien järjestys on päinvastainen vaihtoehtoon b nähden. Tämä rakenne on mahdollista toteuttaa yksisuuntaisilla 2/2-venttiileillä, mutta vuodottomuus saatetaan menettää. (Linjama et al. 2003)



Kuva 6. DFCU:n rakennevaihtoehdot (Linjama et al. 2003)

Järjestelmään tarvittavien on/off-venttiilien määrä riippuu vaadittavasta maksimitilavuusvirtauksesta sekä ohjauksen tarkkuudesta. Kohtuullisen ohjattavuuden saavuttamiseksi on käytännössä kytkettävä vähintään kolme venttiiliä. Ohjattavuutta ja toiminta-aluetta voidaan parantaa venttiilien määrää kasvattamalla, mutta venttiiliasetelman koko, massa ja hinta kasvavat samassa suhteessa. (Laamanen 2004a)

Tällaisessa järjestelmässä, jossa ulos tulevaa ja sisään menevää virtausta voidaan kuristaa toisistaan riippumatta (SMISMO) ja jonka toimilaitteena on esimerkiksi sylinteri, voidaan saavuttaa tietty nopeus usealla ohjauskombinaatiolla kammionpaineiden ollessa eri suuria. Ohjausjärjestelmän niin salliessa, on siis mahdollista valita ohjauksista se, jolla saavutetaan halutut kammionpaineet. Näin voidaan jollain tarkkuudella säätää kammionpaineita riippumatta nopeustavoitteesta. (Laamanen et al. 2005, Linjama et al. 2003)

Digitaalitekniikkaa voidaan myös käyttää jonkin laitteen osana, jolloin tavoitteena on tietysti hyödyntää digitaalitekniikan parhaat puolet ja välttää sen ongelmakohtia. Tällaista lähestymistapaa on käytetty muun muassa valvistoritukkimuksessa (Linjama et al. 2005b), jossa esiasteeksi on valittu binäärikoodattu digitaaliventtiili. Saavutettuihin etuihin kuuluvat muun muassa vuodottomuus, hystereesittömyys ja nopeus, mutta samalla joudutaan hyväksymään venttiilin koon kasvu. Toimintavarmuus kasvaa kuitenkin vain digitaalisen esiasteen osalta ja varsinainen pääkara on perinteisenä analogisen venttiilinä yhtä arka lialle ja muille toimintahäiriön lähteille kuin ennenkin. (Linjama et al. 2005b)

## 2.8. Digitaaliventtiilien haasteita

Tähän kappaleeseen on kerätty digitaaliventtiilien huomioitavia ominaisuuksia ja sen kohtaamia haasteita. Osaan haasteista esitetään myös löydettyjä ratkaisuvaihtoehtoja ja niillä saavutettuja tuloksia.

Nykyisillä tekniikoilla kahden DFCU:n digitaaliventtiilin rungosta tulee vielä 2–3 kertaa suurempi, kuin vastaavasta proportionaali tai servoventtiilistä (Linjama et al. 2003, 2005a) Yleisesti käytössä on patruunaventtiilitekniikka, jossa venttiilit voidaan asentaa lähekkäin samaan runkoon.

Vesihydrauliikassa hinta on digitaalihydrauliikalle suotuinen, koska monimutkaiset vesihydrauliset komponentit ovat hyvin kalliita. Öljyä väliaineenaan käyttävässä hydrauliikassa vastaavaa hintaetua ei ole. Digitaalihydraulisen venttiilin hinta tulee riippumaan suuresti massatuotannon aloittamisesta ja sen hintavaikutuksista. (Linjama et al. 2003)

Useinkaan ei pystytä toteuttamaan mitoitukseltaan tarkalleen haluttua sarjaa noudattavaa digitaaliventtiiliä, vaan kuristukset valitaan vaihtoehdoista joita valmistustekniikka mahdollistaa. Tästä johtuen joudutaan käyttämään epäideaalisia digitaaliventtiileitä. (Laamanen et al. 2003)

Eräs ongelma on on/off-venttiileistä syntyvä melu. Nopeiden venttiilien sulkeutuessa tai auetessa venttiilin kara liikkuu nopeasti päätyä vasten. Melua syntyy kuitenkin vain tilojen vaihtojen yhteydessä, joten haitta on PWM-ohjausta vähäisempi. Meluongelma tulee kuitenkin vain kasvamaan yhä nopeampien venttiilien myötä. Valitulla venttiilien mitoistavalla on myös merkitystä: PNM aiheuttaa vähiten ja binäärinen koodaus eniten melua ja paineiskuja. Muut mitoistavat sijoittuvat sille välille. (Linjama et al. 2003)



Digitaaliventtiilien yleistymistä hidastaa myös soveltuvien venttiilien puute. Kaupalliset patruunaventtiilit ovat yksi vaihtoehto, mutta ne eivät sellaisenaan ole tarpeeksi nopeita kaikkiin sovelluksiin. Joitain nopeita ja halpoja venttiilejä on esitelty, mutta ne eivät ole vielä kaikkien saatavilla. (Linjama et al. 2003, Linjama & Vilenius 2004)

Suuria tilavuusvirtauksia haluttaessa, suurimman venttiilin koko ja siten myös vasteaika kasvavat helposti suuriksi. Tällöin sen suuri vasteaika hidastaa koko venttiilin ohjausta. (Laamanen 2004b) Tällaisessa tapauksessa voidaan suurimman venttiilin tilavuusvirtaus jakaa usean pienemmän venttiilin hoidettavaksi, jolloin vasteaika nopeutuu. Haittapuolena on venttiilijärjestelmän koon ja hinnan kasvaminen. (Linjama et al. 2005b)

Ohjausjärjestelmän näytteenottoväli tulee asettaa hieman yksittäisten venttiilien suurinta mitattua asettumisaikaa suuremmaksi (Laamanen et al. 2003). Tällä vältytään siltä, että venttiiliä ei yritetä ohjata uuteen tilaan ennen kuin vanha on saavutettu (Laamanen et al. 2003). Hyvin asetettuna pidempi näytteenottoväli saattaa jopa lyhentää venttiilin todellista tilanvaihtoon kuluvaan aikaa.

### **2.8.1. Ohjausalgoritmit**

Binäärikoodatun kahdeksan venttiilin DFCU:n vastetta voidaan pitää jatkuvana, jolloin sitä voidaan käyttää ohjaamiseen tavallisen servoventtiilin asemesta. Älykkäät ja uudet ohjausalgoritmit mahdollistavat kuitenkin pienemmälläkin venttiilien määrällä hyviä tuloksia. Monissa tutkimuksissa kustannusfunktioihin perustuvaa monimuuttujasäätöä pidetään parhaana vaihtoehtona, vaikka niiden vasteet eivät olekaan helposti ennalta arvattavia ja vaativat toimiakseen paljon parametreja. Monimuuttujasäätäjän avulla voidaan säädössä ottaa huomioon useita muuttujia, jolloin kyetään vähentämään digitaalisen venttiilin haittavaikutuksia ja tuomaan uusia ominaisuuksia. Esimerkiksi yhdessä Fibonaccin lukuihin perustuvan mitoituksen kanssa monimuuttujasäätäjä mahdollistaa merkittävän paineiskujen mahdollisuuden vähentämisen. Suuri osa tutkimuksesta kohdistetaan juuri ohjausmenetelmiin. (Linjama et al. 2003, Linjama & Vilenius 2004, Laamanen et al. 2005)

### **2.8.2. Paineiskut**

Ohjaustavoista suurimmat paineiskut aiheuttavat PWM- ja bang-bang-ohjatustavat, koska näissä koko virtaustie suljetaan. Myös rinnakkaisiin on/off-venttiileihin perustuville digitaaliventtiilille luontaisesta portaittaisesta tilavuusvirtavasteesta johtuen, aiheutuu toimilaitteen liikenopeutta muutettaessa nesteeseen suuri hetkellinen kiihtyvyys. Tällaiset tilanteet ilmenevät paineiskuina järjestelmässä ja ne aiheuttavat melua, nykivää liikettä ja komponenttien nopeampaa kulumista. (Laamanen et al. 2005)

Rinnakkaisissa venttiilijärjestelmissä suurimmat paineiskut syntyvät silloin, kun halutaan yhdenaikaista toisten venttiilien sulkeutumista ja toisten avautumista, mutta näin ei venttiilien yksilöllisten viiveiden johdosta tapahdukaan. Tällöin saattaa aiheutua

hetkellisesti haluttua huomattavastikin suurempia tai pienempiä tilavuusvirtauksia johtuen siitä, että osa venttiileistä ei ole vielä vaihtanut tilaansa. Tilanne on hyvin yleinen. (Laamanen et al. 2003, Laamanen et al. 2005)

Binäärimitotetuissa venttiilissä riski on suurimmillaan ohjauksen keskivaiheilla, isointa venttiiliä avattaessa. Tällöin pahimmassa tapauksessa saattavat kaikki venttiilit olla hetkellisesti auki tai kiinni, jolloin virhe on noin puolet maksimitilavuusvirtauksesta. Fibonaccin lukuihin perustuvassa mitoituksessa on useita saman tilavuusvirtauksen mahdollistavia tiloja, jolloin näistä voidaan valita paineiskun kannalta edullisin tila. Tämä vähentää paineiskujen määrää ja pienentää niiden suuruutta. Ominaisuuden hyödyntäminen edellyttää kuitenkin ohjausalgoritmilta asian huomioon ottamista ja siksi ominaisuuden tehokkuus riippuukin ohjauksen toteutuksesta. PNM-ohjauksessa vastaavia paineiskuja ei pääse syntymään, sillä siinä ei ole tarvetta venttiilien samanaikaiseen aukaisemiseen ja sulkemiseen. (Laamanen et al. 2005)

Hetkellisesti väärässä tilassa olevan DFCU:n sijainti järjestelmässä vaikuttaa ongelman seurauksiin. Esimerkiksi jos toimilaitteen paluupuolta kuristavan digitaaliventtiilin asento on hetkellisesti kiinni, paine toimilaitteella nousee. Paineen nousu on sitä nopeampaa, mitä pienempi painepuolen tilavuus on, joten esimerkiksi toimilaitteena toimivan sylinterin asennolla on vaikutusta virhetoiminnan seurauksiin. Jos syöttöpuolen DFCU on hetken virheellisesti kiinni, toimilaitteella paine laskee ja kuorman hitaudesta riippuen saattaa seurata kavitaatiota. Ongelma vain korostuu usean DFCU:n järjestelmissä, joissa on huolehdittava myös venttiilien keskinäisestä ajoituksesta. (Laamanen et al. 2005)

Paineiskuja voidaan yrittää vähentää paineenrajoitusventtiilein ja akuin. Yksi käytetty tapa on käyttää painelinjassa letkuakkuja, joiden sisällä on iskua vaimentava kuristus. Nämä kuitenkin nostavat järjestelmän hintaa, lisäävät hystereesiä ja alentavat sen jäykkyyttä, joten parempi ratkaisu on pyrkiä vähentämään paineiskujen syntyä. (Laamanen et al. 2005)

Keinoja paineiskujen syntymisen estämiseen ovat mitoitustavan valinta, viiveiltään mahdollisimman vähän eroavat venttiilit sekä loppujen viive-erojen huolellinen kompensoiminen ohjauselektroniikalla. Kompensoimisen tekee vaikeaksi viiveiden voimakas riippuvuus venttiilin yli olevasta paine-erosta ja öljyn viskositeetista sekä venttiileiden yksilöllisyys. On huomattava myös, että venttiilin sulkeutumis- ja avautumisviiveet ovat keskenään erisuuria. Venttiileiden lisäksi, viivettä saattaa aiheuttaa myös ohjauselektroniikan komponentit. Viive-erojen minimoimiseksi voidaan jokaisen venttiilin aukeamis- ja sulkeutumisviiveitä yhtenäistää viivästyttämällä nopeampien venttiilien ohjausta hitaampien venttiilien tasolle. (Laamanen et al. 2005)

Nopeita venttiileitä (alle 10 ms) käytettäessä voidaan olettaa viiveiden olevan jo niin pieniä, että ne voidaan jättää huomiotta ilman, että syntyy suuria paineiskuja. Nopeiden venttiilien kehittyminen ja tulo laajalti saataville ratkaisisivat siis suurilta osin ongelman. Vaikka tutkimuksissa onkin esiintynyt jo muutama näin nopea venttiili, ei niitä vielä ole laajalti kaupallisesti saatavilla.

### 2.8.3. Öljyn lämpötilan vaikutus venttiilin toimintaan

Venttiileissä öljyn tilavuusvirtausta vastustetaan kuristuksien avulla. Kuristuksen yli syntyy paine-ero, joka merkitsee sitä, että osa pumpun öljyyn siirtämästä energiasta muuntuu hukkatehoksi ja sitoutuu öljyyn lämpöenergiaksi. Öljyn lämpeneminen vaikuttaa sen viskositeettia laskevasti ja siten kasvattaa venttiilin tilavuusvirran läpäisykykyä. Tätä taustaa vasten on pyrittävä tarkkailemaan öljyn lämpötilaa ja pitämään se mahdollisimman lähellä toimintapistettä läpi mittausten. Muuten viskositeetin muutos saattaa tehdä mittaukset vertailukelvottomiksi keskenään. (Linjama et al. 2005b)

Arktisissa oloissakin liikkuvista koneista puhuttaessa on otettava myös huomioon venttiilin toiminta öljyn lämpötilan ollessa huomattavan alhainen. Monissa koneissa öljyn lämpötila käynnistyshetkellä saattaa olla laskenut alle kahdenkymmenen pakkasasteen ja pysytellä siellä pitkäänkin ennen koneen lämpenemistä. Yleisesti voidaan sanoa, että eniten ongelmia kylmä öljy aiheuttaa pienissä virtausteissa, jolloin sekä voitelu, että tehonsiirto saattavat estyä. Tavallisessa proportionaali venttiilissä tilavuusvirtauksen väheneminen kylmissä olosuhteissa saattaa olla noin 15–25 % ilman takaisinkytkentää ja takaisinkytketyssä venttiilissä noin 10 %. Lisäksi venttiilin hystereesi lisääntyy kylmissä olosuhteissa suuremman kitkan johdosta. (Siivonen et al. 2005a)

Siivonen et al. (2005) vertailivat tutkimuksessaan tyypillisen proportionaaliventtiilin ja mitoitukseltaan vastaavaan binääriseen digitaaliventtiilin toimintaa kylmissä olosuhteissa. Kaikki mittaukset suoritettiin sekä 50 asteen käyttölämpötilassa, nollassa että kahdenkymmenen asteen pakkasessa. Vaikka on/off-venttiilin hystereesi onkin mitätöntä, voivat venttiilin lohko ja kuristuslevy aiheuttaa sitä. Tutkimuksessa havaittiin, että digitaalisen venttiilin hystereesi on tavallista proportionaaliventtiiliä jopa puolet pienempää. Kylmissä olosuhteissa hystereesi kuitenkin lisääntyi nopeasti ja ero proportionaaliventtiiliin kapeni. (Siivonen et al. 2005a)

Lämpötilan laskiessa digitaaliventtiilin maksimitilavuusvirtaus pienenee huomattavasti proportionaaliventtiiliä nopeammin. Toisaalta myös pienin saatava tilavuusvirtaus pienenee proportionaaliventtiiliä nopeammin olosuhteiden kylmetessä, mutta silti tilavuusvirtausalue kapenee digitaalisella venttiilillä proportionaaliventtiiliä nopeammin. (Siivonen et al. 2005a) Syyksi tälle ilmiölle Siivonen esittää yksittäisten venttiilien esiohjausosan käyttäytymistä. Yksi selitys saattaisi olla, että digitaaliventtiilissä tilavuusvirtaus kulkee monesta pienestä virtaustiestä verrattuna proportionaaliventtiilin yhteen virtaustiehen, jolloin öljyn viskositeetin kasvu vaikuttaa voimakkaammin digitaaliventtiilissä. Asian selvittämiseksi tulisi suorittaa lisää mittauksia ja mallinnusta.

Siivosen tutkimuksessa mitattiin myös venttiilien vasteaikoja ja lämpötilan vaikutusta niihin. Mittauksista havaittiin, että digitaaliventtiilin avautumisaika on pienempi ja lämpötilan kylmenemisen aiheuttama hidastuminen vähäisempää kuin

proportionaaliventtiilillä. Sitä vastoin digitaaliventtiilin sulkeutumisaika ja kylmenemisen hidastava vaikutus ovat suurempia. (Siivonen et al. 2005a)

Tuloksista nähdään, että digitaaliventtiilin vahvuuksia ovat pieni hystereesi ja nopeat vasteajat, mutta ero proportionaaliventtiilin suoritusarvoihin kapenee kylmissä olosuhteissa. On huomattavaa, että digitaaliventtiilin avausnopeus pysyy hyvänä sulkeutumisaajan kasvaessa, kun taas proportionaaliventtiilissä käy päinvastoin. Johtopäätöksenä voidaan kuitenkin sanoa, että kylmänä hydraulijärjestelmän ominaisuudet heikkenevät ja järjestelmän lämmittäminen ennen käyttöä on tärkeää. Digitaalihydrauliikassa järjestelmän toimintalämpötilaan saattamisen merkitys vain korostuu. (Siivonen et al. 2005a)

## 2.9. On/off-venttiilin nopeutuskytkentäpiirit

On/of-venttiilin ohjaus tarkoittaa perinteisesti sitä, että venttiilin karaan vaikuttavan kelan yli joko kohdistetaan syöttöjännite tai ei. Kun kelan yli asetetaan jännite eli ohjauksessa tapahtuu askelmainen jännitteen nousu, kelan induktanssi hidastaa sen läpi kulkevan virran nousua. Venttiilin karaan kohdistuvaan voimaan vaikuttaa rakenteellisten tekijöiden lisäksi vain virran suuruus ja kara lähtee liikkeelle, kun tuo voima voittaa karaa paikallaan pitävät voimat, kuten lepokitkan, painevoiman ja jousen aiheuttaman voiman. Karan saamiseksi liikkeelle tarvitaan siis tietty virta. (Mäkinen et al. 1994)

On kuitenkin olemassa elektronisia laitteita, joilla voidaan nopeuttaa virran nousua. Näitä kutsutaan nopeutuskytkentäpiireiksi tai boostereiksi. Niiden rakenteellinen toteutus saattaa erota toisistaan, mutta toiminnan tarkoitus on hyvin samankaltainen. Tarkoituksena on saada virta nousemaan mahdollisimman nopeasti karaan liikuttamiseen vaaditun rajan yli. Tämä suoritetaan asettamalla ohjauksen muutoshetkellä venttiilin kelan yli ylijännite. Kela on mitoitettu kestäämään jatkuvaa nimellisjännitteellä kulkevaa virtaa ja sen aiheuttama kuumenemista, mutta hetkellisesti nimellisjännite voidaan ylittää. Ylijännitteen tulee siksi kestää vain hetken siten, että venttiilin kara on saatu liikkeelle. Virta kasvaa tänä aikana hetkellisesti suureksi, jolloin puhutaankin virtapiikistä. Karan liikkeestä aiheutuu kelaan vastasähkömotorinen voima, joka vastustaa virran kasvua. (Mäkinen et al. 1994)

Virtapiikin jälkeen on tarpeen nopeasti laskea virtaa kelan suojelemiseksi. Koska nimellisjännite on mitoitettu venttiilin nopeaan aukaisuun vaadittavan voiman mukaan, pysyy venttiili auki jo paljon nimellisjännitteen aiheuttamaa virtaa pienemmällä virralla. Kun jännite lasketaan alun ylijännitteen jälkeen matalammalle tasolle, energiaa säästyy ja kela kuumenee vähemmän. Induktanssi vastustaa myös virran pienentymistä ohjauksen loppuessa, joten venttiilin kara lähtee myös sulkeutumaan tarpeeksi matalan virran tason saavutettuaan. Ohjausjännite laskettaessa nimellisjännitettä matalammaksi, saavutetaan siis nopeampi venttiilin sulkeutuminen. Optimaalinen venttiiliä auki pitävä virta eli pitovirta on vain hieman suurempi, kuin venttiilin auki pitämiseen tarvitaan. Tämän lisäksi voidaan käyttää venttiilin ohjauksen loppuhetkellä lyhyttä negatiivista

jännitettä, mikä nopeuttaa virran laskemista ennestään. Negatiivisen jännitepiikinkään ei sovi olla liian pitkä, ettei virta suunnan vaihdon jälkeen lähde jälleen nousemaan ja avaa venttiiliä uudestaan. (Mäkinen et al. 1994)

## 2.10. Tutkimuksia digitaalihydrauliikasta

Laamanen (2004a) tutki digitaalihydrauliikan soveltuvuutta liikkuviin koneisiin, joissa paine- ja tilavuusvirtauksen tuottovaatimukset ovat melko suuria. Tutkimuksessa huomattiin, että valittaessa lähelle 100 l/min tilavuusvirran läpäisyyn kykenevää kaupallista venttiiliä, kasvaa sen tilan vaihtoon kuluva aika yli 50 millisekuntiin. Suurin vielä hyväksyttävällä nopeudella tilaansa vaihtava venttiili mahdollistaa noin 70 l/min läpäisyyn, jolloin PCM-mitotusta käyttäen saavutetaan noin 150 l/min maksimitilavuusvirtaus venttiiliasetelman läpi. Tämä ei kuitenkaan kaikissa liikkuvissa koneissa vielä riitä. Silloin on venttiiliasetelmaan lisättävä useampia isoja venttiilejä. (Laamanen 2004a)

Laamanen käytti testilaitteistonaan puomia, jonka päissä olevia massoja voitiin lisäpainoilla kasvattaa aina 400 kg asti. Puomia liikuttamaan oli asennettu kaksi 63/36-200 sylinteriä ja ohjaukseen käytettiin kahden DFCU:n ja yhden 4/2-suuntaventtiilin yhdistelmää. Sopivien kaupallisten venttiilien puuttuessa käytettiin suuremman tarkkuuden antavaa venttiilien mitoitusta, joka ei seurannut aivan binääristä sarjaa. Käytetty sarja oli: 2/3, 1, 4/3, 4, 8 ja 16xQ. (Laamanen 2004a)

Sopivat kuristukset venttiileihin saatiin aikaan asettamalla kuristuslevy venttiilin rungon ja patruunaventtiilin väliin. Kolmas venttiili jätettiin ilman kuristuslevyä rungossa olevan aukon toimiessa sopivana kuristusaukkona. Kuristuksien halkaisijat järjestyksessä pienimmästä suurimpaan olivat: 0,8; 1,0; ilman; 1,6; 2,1 ja 3,1 mm. Näillä mitoituksilla venttiilin läpäisykyky jäi hieman alle 50 litran minuutissa 20 barin paine-erolla. Molemmat DFCU:t rakentuivat samaan venttiililohkoon rinnakkain, jolloin lohkon koko oli 255 mm x 170 mm x 130 mm ja massa noin 12 kg. (Laamanen 2004a)

Venttiilien avautumisviiveeksi määritettiin noin 30 ms ja sulkeutumisviiveeksi noin 40–60 ms. Ohjaimena käytettiin liikkuvissa työkoneissa käytettäväksi suunniteltua piiriä ja yksinkertaista kustannusfunktioita. Kustannusfunktio pyrki minimoimaan nopeusvirhettä ja samalla pitämään toimilaitteelta tankille menevän linjan paineen lähellä ohjearvoa. Ohjelmistolle oli annettava tuottoaine ja kuorman aiheuttama voima, jotta se voi laskea jatkuvuustilan ohjearvot. Näytteenottotaajuutena käytettiin 60 ms ja venttiilien avautumista viivästettiin 20 ms vastaamaan sulkeutumisviivettä. (Laamanen 2004a)

Tällä järjestelmällä saavutettiin maksimi männännopeudeksi 140 mm/s, joka vastaa puomin päästä mitattuna 1,4 m/s. Mittauksessa käytetty tuottoaine oli noin 140 bar ja tankkilinjan ohjepaine 70 bar. On huomionarvoista, ettei ohjain hyödyntänyt mitattuja painetietoja tai männän asematietoja, vaan vain oletetusti vakiona pysyviä tuottoainetta 140 bar ja kuormavoimaa 9 kN. (Laamanen 2004a)

Alustavat testit työkoneen puomin ohjauksessa olivat lupaavia. Tulokset osoittivat puomin nopeuden seurannan olevan hyvä ja kiihdytys- ja hidastusvaiheessa esiintyneen vain pientä paineen värähtelyä. Käytettyä ohjainta ei pidetty parhaana mahdollisena tähän sovellukseen ja sitä kehittelemällä olisi voitu saada vielä parempia tuloksia. Lupaavista tuloksista huolimatta, osoitettiin digitaalihudraulisella ohjauksella vielä olevan muutamia haasteita. Sopivia venttiilejä ei ollut saatavilla suurille paineille tai tilavuusvirroille. Vielä suurempi ongelma oli venttiilien tilan vaihtoon kuluva ajan vaihtelu. Esiohjattujen venttiilien tilan vaihtoon kuluvat ajat vaihtelevat tuottopaineen, venttiilin yli olevan paine-eron ja öljyn viskositeetin mukaan. Muutokset jossakin näistä voivat aiheuttaa paineiskuja tilanvaihdon yhteydessä. (Laamanen 2004a)

Linjama et al. (2003) kuvasivat digitaalihudraulisella venttiilillä vesihudraulikassa saatuja tuloksia. Testissä käytettiin kahta viisi venttiilistä DFCU:ta, yhtä paine- ja yhtä paluulinjassa sekä yhtä kaupallista luistityyppistä 4/2-suuntaventtiiliä. DFCU:t oli mitoitettu binääristä sarjaa mukaileviksi. On/off-venttiilien viiveiksi mitattiin aukipäin 20–30 ms ja kiinnipäin 5–15 ms. Toimilaitteena oli 32/16-500 sylinteri ja vastuksena 100 kg kuorma. Järjestelmään oli kytketty lisäksi 220 mm ”letkuakkuja” hillitsemään paineiskuja. Ohjaimena käytettiin mallipohjaista säätäjää, joka valitsee ohjauksen ottaen huomioon nopeusvirheen, tilavaihdon aiheuttaman paine-eron ja ulostulopaineen asetusarvon. Ohjaimen näytteenottoväliksi oli asetettu 30 ms. (Linjama et al. 2003)

Ohjauksena mittauksessa käytettiin viidennen asteen polynomia, jossa iskunpituus oli 200 mm ja iskuun kuluva aika 1,5 s. Paikoitusvirheeksi saatiin 2 mm ja huippunopeudeksi 250 mm/s. Venttiilien keskenään erisuuruiset viiveet aiheuttavat painepiikkejä, joista johtuen seurantatarkkuus ei aivan yllä servoventtiilin tasolle. Tuloksista voidaan kuitenkin nähdä, että halvoilla ja epäideaalisilla venttiileilläkin voidaan saavuttaa hyvä asemointitarkkuus ja samanaikainen paineensäätö. (Linjama et al. 2003)

Linjama et al. (2005a) ovat tutkineet digitaaliventtiilin ohjaukseen käytettävää kustannusfunktion minimoimiseen perustuvaa säätöä. Kustannusfunktioon perustuva ohjauksen muodostus mahdollistaa venttiilille edistyneitä ominaisuuksia, kuten vähiten venttiilien asentojen muutoksia vaativan ohjauksen valinnan sekä samanaikaisen ja toisistaan riippumattoman paineen ja tilavuusvirran säädön. Tutkimuspanosta on kohdennettu monimutkaisen ohjausalgoritmin yksinkertaistamiseen, sillä parhaan ohjauksen määrittämistapa vaatii huomattavan suuren laskentatehon ohjainyksiköltä. Linjama et al. kertovat kehittämänsä uuden ja nopeutetun laskentatavan mahdollistavan ohjauksen muodostamisen 3,7 ms 480MHz PowerPC 750 prosessorilla. (Linjama et al. 2005a)

Neljää viiden venttiilin DFCU:ta käytettäessä Linjama et al. (2005a) pääsivät asematakkaisinkytketyssä järjestelmässä hyvään paikoitus- ja nopeustarkkuuteen. Nopeilla liikkeillä paikoitustarkkuus kärsi, kun taas hitailla liikkeillä vaikeuksia tuotti oikean nopeuden pitäminen. Suurilla nopeuksilla myös paineiskut kasvoivat huomattavasti. (Linjama et al. 2005a)

Ohjausjärjestelmä pyrkii minimoimaan venttiilien asentojen vaihdot, sisään tulevaa ja ulos lähtevää virtausta kuristavien venttiilien samanaikaisen aukioloajan määrän ja paineenvaihtelut yksilöllisillä venttiilien viivekorjauksilla. Silti venttiilien viive-erot aiheuttavat paineiskuja. Linjama et al. huomauttavat myös ohjausjärjestelmän vaativan huomattavan suuren määrän parametreja toimiakseen. Tämän vuoksi se on myös hidaskäyttöinen ja monimutkainen viritettävä. Yksilöllisten viivetermien lisäksi ohjausalgoritmi tarvitsee kymmenen viritysparametria, minkä lisäksi sille on syötettävä järjestelmän tärkeimmät tiedot, kuten männän pinta-ala. (Linjama et al. 2005a)

Aikaisemmassa tutkimuksessaan Linjama & Vilenius (2004) ovat kehittäneet myös kustannusfunktioon perustuvan ohjaustavan, joka on viritettävissä yhdellä parametrilla, mutta ei ota huomioon venttiilien asentojen vaihdosten lukumäärää. Ohjausjärjestelmä tarvitsee kuitenkin edes karkean arvion kuormavoimasta laskeakseen tarvittavan ohjauksen venttiileille. (Linjama & Vilenius 2004)

Normaalitoiminnan ominaisuuksien ohella ohjauksella on suuri merkitys venttiilin toimiessa vikaantuneena. Ilman ohjauksen mukauttamista venttiilin vasteesta tulee vikatilanteessa nykivä ja epäohjelmallinen. Mikäli vikatilanne havaitaan ja ohjausta mukautetaan soveltuvasti, saadaan tilavuusvirtavasteesta edelleen melko tasainen ja ennen kaikkea jatkuvasti kasvava. Silti menetetään puolet tiloista, jolloin venttiilin tuottamien eri tilavuusvirtausten määrä laskee puoleen. Myös DFCU:n läpäisemä maksimitilavuusvirta pienenee riippuen vikaantuneen venttiilin tilavuusvirtakapasiteetista. (Siivonen et al. 2005b)

Järjestelmissä, joissa on sekä sisään tulevaa virtausta, että ulos lähtevää virtausta kuristamassa oma DFCU, voidaan vikaantunutta venttiiliä korvata avaamalla sopivasti virtausteitä molemmista venttiileistä. Tällöin osa tilavuusvirtauksesta kulkee suoraan molempien venttiilien läpi tankkilinjaan ja syntyy tehohäviöitä, mutta saavutetaan tarvittava tilavuusvirtaus. Sopivan venttiiliyhdistelmän valitseminen edellyttää kuitenkin mallipohjaista ohjausta. (Siivonen et al. 2005b)

## 2.11. Yhteenveto digitaalihydrauliikasta

Digitaalihydrauliikalla pyritään esittämään vaihtoehto proportionaali- ja servoventtiileihin perustuvilla ratkaisuille. Koska digitaaliventtiili koostuu yhdestä tai useammasta on/off-venttiilistä, pidetään ratkaisua vuodottomana ja hyvin likaa sietävänä. On/off-venttiilein toteutetulla ohjauksella ei myöskään ole hystereesiä, epälineaarisuutta tai nollapisteen siirtymää ja toistettavuus on huippuluokkaa. Nämä ovat tärkeitä ominaisuuksia ohjausvastuun siirtyessä yhä useammin etäkäyttöön tai tietokoneohjaukseen.

Digitaaliventtiilit voidaan jakaa rinnakkaisiin ja sarjaan kytkettyihin venttiilijärjestelmiin. Tässä luvussa esiteltiin myös sarjaan kytkettyjä tekniikoita, mutta koska työssä käytetty toteutus perustuu rinnankytkettyihin venttiileihin, keskitytään yhteenvedossakin niihin.

Rinnakkaisiin venttiileihin perustuvia ohjausmenetelmiä on useampia. Kaikille niille on yhteistä mahdollisuus toimia yksittäisen venttiilin vikaantumisesta huolimatta. Niiden erot perustuvat venttiilien mitoitukseen. Binääriseen mitoitukseen perustuvalla ohjauksella saavutetaan suurin tilavuusvirtausalue ja eniten tilavuusvirtauksen arvoja. Fibonaccin sarjaan perustuvalla ohjauksella saavutetaan suppein tilavuusvirtausalue, mutta kaikki tilavuusvirtaukset voidaan saavuttaa usealla erilaisella venttiilien avauskombinaatiolla. Tämä mahdollistaa toimintavarman ja ominaisuuksiltaan monipuolisemman ohjausjärjestelmän rakentamisen. Tribonaccin lukuihin perustuva ohjaus ja muokattu Fibonaccin lukuihin perustuva ohjaus toimivat eräänlaisina kompromisseina näiden kahden välillä. (Laamanen et al. 2003)

Linjaman mukaan, mikäli DFCU kykenee tuottamaan 200 tilavuusvirtauksen tasoa, se vastaa ohjattavuudellaan perinteistä servoventtiiliä. Tämä saavutetaan 200 samankokoisella venttiilillä (PNM) tai 11 Fibonaccin lukuihin perustuvalla venttiilillä tai 8 binääristä sarjaa seuraavalla venttiilillä. (Linjama et al. 2003)

Rinnakkaisiin venttiileihin perustuvilla digitaaliventtiileillä on monia haasteita voitettavanaan. Merkittävimpiä näistä on useamman venttiilin ja niiden ohjaussolenoidien viemä tila, venttiilien kesken erimittaisista viiveistä ja epäideaaleista mitoituksista johtuvat paineiskut ja melu sekä venttiilien hitaus erityisesti suuria tilavuusvirtoja läpäisemään kykenevillä venttiileillä. Näiden lisäksi digitaaliventtiilien useasta pienestä venttiilistä muodostuvasta rakenteesta johtuen, niiden suorituskyky kärsii tavallista perinteistä venttiiliä merkittävämmiin kylmistä olosuhteista ja öljyn viskositeetin muutoksista. Oma haasteensa on kehitettäessä uusia mitoitusapoja ja ohjausalgoritmeja, jotka pyrkivät parhaansa mukaan lievittämään näitä ongelmia ja samalla tuomaan käyttäjälleen uusia ominaisuuksia ja tehostamaan venttiilin vanhoja toimintoja. Ohjausalgoritmien kehittyessä on vaarana myös tarvittavan laskentatehon kasvaminen epäkäytännölliselle tasolle.

Uudet nopeammat venttiilimallit ratkaisevat ainakin osittain viiveistä johtuvat paineisku- ja meluongelmat. Venttiilin rakennetta voidaan myös muokata siten, ettei sen auki pitämiseen tarvita ohjausvirtaa, jolloin energiankulutus vähenee ja ohjaussolenoidia voidaan pienentää. Uudet ohjausjärjestelmät mahdollistavat myös viiveiden tarkan tasapäistämisen, venttiilin toiminnan vikaantuneena ja monia muita hienoja ominaisuuksia.



## 3. PAINEENSÄÄTÖ

Paineensäädöllä tarkoitetaan sitä, että järjestelmän tavoiteltavana suurena on paine, jota pyritään säätämään vastaamaan asetusrvoa. Tehtävää voidaan suorittaa monella erilaisella tavalla. Tässä kappaleessa esitellään perinteisen paineenalennusventtiilin erilaisia versioita ja niiden rakennetta. Lisäksi esitellään tutkimuksissa esiintyneitä paineensäädön sovelluksia ja niissä käytettyjä ratkaisuja.

### 3.1. Paineenalennusventtiili

Paineenalennusventtiiliä (PAV) käytetään alentamaan paine järjestelmän osassa syöttöpainetta alemmalle tasolle. Venttiilin tulisi pitää alennettu toisiopaine riippumattomana syöttö- eli ensiöpaineen vaihteluista. Venttiili ei kykene kuitenkaan nostamaan toisiopainetta ensipainetta korkeammaksi, joten halutun toisiopaineen pitää pysyä syöttöpainetta matalampana. (Kauranne et al. 2003)

#### 3.1.1. Paineenalennusventtiilin rakenne ja toimintaperiaate

Paineenalennusventtiili (PAV) on rakenteeltaan normaalisti avoin. Koska venttiilin säädettävyyden on toiminnallisuuden kannalta vuodottomuutta tärkeämpi ominaisuus, käytetään yleensä PAV:ssa sulkuelimenä luistia. Luistin asemaa ohjataan venttiiliin toisiopaineella siten, että paineen ollessa käyttäjän asettamaa asetuspainetta matalampi, venttiili pysyy auki ja virtaus käy vapaasti ensiöpuolelta toisiopuolelle. Toisiopaineen lähestyessä asetuspainetta, luisti alkaa sulkeutua kuristaen virtausta toisiopuolelle lopulta sulkien virtaustien ja estäen toisiopaineen kasvun. Tilavuusvirtausta kuristettaessa, on ensiöpiirissä oltava mahdollisuus joko supistaa tuottoa tai ohjata osa tilavuusvirrasta muualle järjestelmässä. (Kauranne et al. 2003)

Johtuen paineenalennusventtiilin normaalisti avoimesta rakenteesta, voidaan toisiopiiristä ohjata tilavuusvirtausta myös takaisin ensiöpiiriin venttiilin läpi edellyttäen, että toisiopaine pysyy asetuspainetta matalampana. Mikäli toisiopiirin paine kasvaa asetuspainetta suuremmaksi, sulkeutuu venttiili normaalisti. Usein paluuvirtaus ohjataan kuitenkin PAV:n ohitse vastaventtiilin kautta, jolloin asetuspainetta ei rajoita virtausta. Ohitusvastaventtiili voi olla sijoitettu suoraan PAV:n runkoon tai rakennettu erillisistä komponenteista. (Kauranne et al. 2003)

Paineenalennusventtiileinä on käytetty perinteisesti kahden tyyppisiä venttiilejä: kaksi- ja kolmitieventtiileitä, joista molempia on mahdollista saada suoraan tai esiohjattuna. Kolmitieventtiilissä on tulo ja lähtöliitännän lisäksi paluuliitännä, josta voidaan ohjata tilavuusvirtaa suoraan toisiopiiristä tankkiin. Molemmissa venttiilityypeissä on lisäksi ohjauksen vaatima vuotoliitännä. (Kauranne et al. 2003)

### 3.1.2. Paineenalennusventtiilien ominaisuuksia

Sulkeutuneen paineenalennusventtiilin yli vallitsee paine-ero. Tällöin luistirakenteisen venttiilin läpi syntyy vuotovirtaus suuremmasta paineesta pienempään, eli ensiöpuolelta toisiopuolelle. Tästä johtuva jatkuva toisiopaineen kasvaminen estetään suoraan ohjatussa kaksitieventtiilissä johtamalla vuotovirtaus jousikammion kautta vuotolinjaan. Esiohjatussa kaksitieventtiilissä vuotovirtaus ohjataan esiohjausosan vuotokanavan kautta. Vuotokanava on kuitenkin mitoitettu vain vuotovirtausta ajatellen, eikä siten kykene estämään ulkoisesta kuormituksesta johtuvaa toisiopaineen kasvamista. Vuotokanavan tulee olla paineistamaton, jotta se ei vaikuta jousella säädettyyn venttiilin asetuspaineeseen. (Kauranne et al. 2003)

Kolmitiepaineenalennusventtiilissä ulkoisen kuorman kasvamisen johdosta nouseva toisiopaine avaa linjan toisiopuolelta tankkiin yhdistetty paluukanavaan. Näin paineenalennusventtiili toimii siis myös toisiopiirin paineenrajoitusventtiilinä, jonka asetuspaine on hieman korkeampi, kuin paineenalennusventtiilin sulkeutumispaine. Tästä johtuen sitä kutsutaan myös toisiopaineen rajoittavaksi paineenalennusventtiiliksi. Suoraan ohjatussa kolmitiepaineenalennusventtiilissä myös vuotovirtaus ohjataan paluuliitännän kautta ja esiohjatuisissa venttiileissä sekä paluuliitännän että esiohjausosan vuotokanavan kautta. Myös paluuliitännän tulee olla paineistamaton. Vuotokanavan voi liittää paluuliitännän vain, mikäli paluuliitännän paine ei koskaan ylitä vuotoliitännän suurinta sallittua painetta. (Kauranne et al. 2003)

### 3.1.3. Suoraan ohjattu ja esiohjattu paineenalennusventtiili

Suoraan ohjatuissa venttiileissä toisiopaineen staattisen tilan suuruus riippuu suuresti sen läpi kulkevasta tilavuusvirrasta. Toisaalta lähestyttäessä asetuspainetta alkaa venttiili kuristaa virtausta hyvinkin aikaisin hidastaen usein turhaan toimilaitteiden toimintaa. (Kauranne et al. 2003)

Näistä syistä suoraan ohjattua paineenalennusventtiiliä käytetään yleensä vain järjestelmissä, joissa toisiopaineet rajoittuvat suurilla venttiileillä alle 20 MPa ja pienillä alle 30MPa. Venttiilien läpäisemät tilavuusvirrat ovat suurimmillaan noin 50 l/min. Yleisimmät nimelliskoot ovat NS6–NS10. Suuremmilla tilavuusvirroilla tai paineilla käytetään esiohjattuja venttiileitä. (Kauranne et al. 2003)

Esiohjattu paineenalennusventtiili on jatkuvuustilan ominaisuuksiltaan paljon parempi. Sen toisiopaine ei riipu läheskään niin paljon luistin asemasta ja venttiilin läpi kulkevasta tilavuusvirrasta. Toisiopaineen tarkka säätö on mahdollista myös paljon laajemmalla painealueella. Nämä ominaisuudet johtuvat pääosin siitä, että pääluistilla voidaan käyttää löysää ja siten herkkää joustaa. (Kauranne et al. 2003)

On myös huomattavaa, että esiohjatun kolmitiepaineenalennusventtiilin paineenrajoitusominaisuudet vastaavat erillistä esiohjattua paineenrajoitusventtiiliä. Parempien säätöominaisuuksien vuoksi esiohjattuja venttiilejä käytetään jo pienillä paineilla ja tilavuusvirroilla. Yleisimmät nimelliskoot ovat NS8–NS32. Suurimmat

säädettävät toisiopaineet ovat noin 35MPa ja suurimmat tilavuusvirrat 400 l/min. (Kauranne et al. 2003)

### **3.1.4. Paine-eroventtiili ja painesuhdeventtiili**

Paine-ero- ja painesuhdeventtiilit toimivat hyvin samalla tavalla, kuin suoraan ohjattu kaksitiepaineenalennusventtiilit, mutta ovat rakenteeltaan normaalisti suljettuja. Paine-eroventtiilin tehtävä eroaa paineenalennusventtiilin toiminnasta siten, että sen tehtävänä on pitää venttiilin yli oleva paine-ero vakiona. Painesuhdeventtiili taas pyrkii nimensä mukaan pitämään ensiö- ja toisiopiirin painesuhteen vakiona. Molemmissa tapauksissa siis toisiopaine riippuu suoraan ensiöpaineesta. (Kauranne et al. 2003)

Kuten paineenalennusventtiili, eivät nämäkään venttiilit kykene nostamaan toisiopainetta ensiöpainetta korkeammaksi. Tästä seuraa, että paine-eroventtiilin suurin toisiopaine on ensiöpaineen ja halutun paine-eron erotuksen suuruinen. Vastaavasti painesuhdeventtiilin toisiopaine voi olla korkeintaan halutun painesuhteen verran ensiöpaineesta. Mikäli tilavuusvirtaus estyy ulkoisen kuorman suuruudesta tai jostain muusta syystä, venttiili sulkeutuu eikä toisiopainetta voida säätää halutuksi. (Kauranne et al. 2003)

Paluuvirtauksen mahdollistamiseksi on näiden venttiileiden rinnalle kytkettävä vastaventtiili, joka mahdollistaa tilavuusvirtauksen toisiopuolelta ensiöpuolelle toisiopaineen kasvaessa ensiöpainetta suuremmaksi. Vastaavasti mikäli ensiöpaine laskee, mahdollistaa vastaventtiili myös toisiopaineen laskun, vaikka tilavuusvirtaus toimilaitteelle olisi syystä tai toisesta estetty. (Kauranne et al. 2003)

## **3.2. Paineensäädön sovelluksia**

Paineensäätöä käytetään teollisuudessa yleisesti moniin eri tarkoituksiin, kuten suojaamaan järjestelmää rikkoontumiselta, säätämään toimilaitteiden ja järjestelmän tai sen osien painetasoa, voimaa tai momenttia sekä liikkeenohjauksen toteuttamiseen. Tässä luvussa esitellään muutamia perinteisen paineensäädön sovelluksia, niissä esiintyneitä ongelmia ja niiden ratkaisuja. Perinteisen paineensäädön ominaisuudet toimivat vertailukohtana ja ongelmat asettavat haasteita myös tässä työssä kehitettävälle uudelle digitaalihydrauliselle paineensäätöventtiilille.

Lisäksi esitellään muutamia sovelluksia, joissa paineensäädössä käytetään jo digitaaliventtiiliä. Myös näistä pyritään ammentamaan tietoa mahdollisista ongelmakohdista ja käytetyistä ratkaisuista sekä niillä saavutettavista tuloksista.

### **3.2.1. Perinteisiä paineensäädön sovelluksia**

Paineen säätöä perinteisin venttiilein on tutkittu laajasti. Yksi hyvä esimerkki on Virvalon tekemä tutkimus, jossa hän vertailee ominaisuuksiltaan kaksitiepaineensäätöventtiiliä painetakaisinkytkennällä ja ilman sekä kolmitiepainensäätöventtiiliä. On monia kohteita, joissa voiman säätö on toteutettu

paineen säädöllä, kuten jarrut, prässit, muottikoneet ja tarttujat. Sama asia voidaan toteuttaa käyttäen esimerkiksi säädettävää pumppua, jonka paras puoli on hyvä hyötysuhde ja huonoina puolina ongelmat useamman toimilaitteen järjestelmässä, hidas dynamiikka ja korkeat kustannukset. (Virvalo 2003)

Perinteisillä paineensäätötavoilla ongelmia aiheuttavat tilavuuden muutoksesta johtuvat dynamiikan muutokset ja tilavuusvirran suunnanvaihtolanteet. Järjestelmän ominaisuuksien mukaan viritetyn venttiilin jatkuvuustilan ominaisuuksia pidetään kuitenkin hyvinä. Tutkimuksessa tarkasteltiin venttiilien ominaisuuksia suhteessa raskaan ajoneuvon jarrulaitteiden asettamiin vaatimuksiin. Venttiilin oli tarpeen toimia eri ympäristöissä, koska jarrunesteen välittämiseen voitiin käyttää erimittaisia putkia tai letkuja. Sovelluskohde asetti vaatimukseksi venttiileille melko nopean vasteen molempiin suuntiin, hyvän lineaarisuuden ja kohtuullisen tarkkuuden. Järjestelmän paine oli 10 MPa, paineen säätöalue oli rajattu välille 4–8 MPa, hystereesin tuli olla alle 0,1 MPa ja askelvasteen asettumisaajan säätövirhemarginaalin sisälle alle 0,4 sekuntia mitattuna molempiin suuntiin. Kaikki venttiilit olivat nimelliskokoa 10 ja putket sekä letkut halkaisijaltaan 20 mm. (Virvalo 2003)

Tutkittuja asioita olivat, miten tarkasti paine pysyy asetetussa arvossaan tilavuusvirran muuttuessa, jatkuvuustilan tarkkuus, askelvasteen asettumisaika painetta kasvatettaessa ja laskettaessa, asettumisaika, kun tilavuusvirta muuttuu askelmaisesti ja miten dynaaminen käytös muuttuu järjestelmän putkia ja letkuja vaihdettaessa samoilla virityksillä. (Virvalo 2003)

Askelvaste mitattiin askeleella 0,4 MPa:sta 0,8 MPa:han. Kaksitiepaineensäätöventtiiliä käytettäessä ilman takaisinkytkentää, mitattiin hystereesiksi 0,25 MPa ja asettumisaika oli noin 0,2 sekuntia. Asettumisaika painetta vastaavasti askelmaisesti laskettaessa oli noin 0,3 sekuntia. Lisäksi virtaussuunnan vaihdos aiheutti noin 0,1 MPa:n piikin paineessa. Takaisinkytkennällä jatkuvuustilan virheet saatiin vasteesta pois, jolloin lineaarisuus ja myös hystereesi paranivat. Askelvasteen asettumisaika oli kuitenkin liian hidaskin, 0,4 sekuntia ilman ylitystä. Kolmitieventtiili saavutti mittauksissa erinomaisen alle 0,8 % lineaarisuuden ja säädetty paine pysyi lähes vakiona kuormasta riippumatta, eikä painepiikkiä ilmennyt tilavuusvirran vaihtaessa suuntaansa. Asettumisajaksi pienellä ylityksellä saatiin 0,05 sekuntia. (Virvalo 2003)

Vaihdettaessa metrin putkesta metrin letkuun, pysyttiin samoissa virityksissä, sillä venttiilejä oli melko vaikea virittää. Kaksitieventtiilin ilman takaisinkytkentää askelvasteeseen tuli ylitystä ja asettumisaika kasvoi 0,6 sekuntiin. Takaisinkytketyn venttiilin dynamiikka heikkeni dramaattisemmin, sillä sen asettumisaika kasvoi yli sekuntiin ja myös ylitys lisääntyi. Kolmitieventtiilissä sen sijaan askelvaste pysyi yhä hyvänä. Asettumisaika oli 0,2 sekuntia ja ylitys pysyi hyvin pienenä. Se pystyi ainoana edelleen täyttämään asetetut vaatimukset. (Virvalo 2003)

Vaihdettaessa letku viiden metrin mittaiseksi, muuttui järjestelmän puristuskerroin jo huomattavammin. Ilman takaisinkytkentää kaksitiepaineensäätöventtiilin asettumisaika kasvoi 1,4 sekuntiin ja ylitykset olivat jopa

1 MPa luokkaa. Takaisinkytketty venttiili meni letkun vaihtamisen myötä epästabiiliksi, koska sen viritys oli suoritettu putken puristuskertoimen mukaan. Silti sen jatkuvuustilan tarkkuus oli hyvä, mutta pienikin häiriö aiheutti värähtelyä. Kolmitieventtiilin vasteet olivat vielä melko hyviä. Ylitystä syntyi vain 0,5 MPa:ta ja asettumisaika oli 0,45 sekuntia. Vaikka se ei enää alkuperäisellä virityksellä täyttäneenkään vaatimuksia, pienellä ja helpolla virittämisellä vasteet olisi saatu asetettujen vaatimusten mukaisiksi. (Virvalo 2003)

Johtopäätöksenä tutkimuksesta saatiin, että kaikkien venttiilien jatkuvuustilan ominaisuudet olivat riittävän hyviä, mutta vain kolmitieventtiili takaisinkytkennällä ja PI-säätäjällä varustettuna täyttää sovelluksen asettamat vaatimukset. Perinteinen hydromekaaninen paineensäätöventtiili on herkkä järjestelmän ominaisuuksien muutoksille. Sen jatkuvuustilan toimintaa voidaan parantaa asentamalla takaisinkytkentä ja PI-säädin. Takaisinkytkentä ja säätimen viritys lisäävät kuitenkin herkkyyttä värähtelylle. (Virvalo 2003)

Tutkimus asettaa suuntaviivoja siihen mihin perinteiset tekniikat pystyvät ja toisaalta mihin ne eivät pysty. Tutkimuksen sovellus ja sille asetetut vaatimukset toimivat yhtenä mittarina digitaaliselle paineensäätöventtiilille.

### **3.2.2. Digitaalihudraulisen paineensäädön sovelluksia**

Figliolini esittää tutkimuksessaan miten PWM-ohjaukseen perustuvaa digitaalista paineensäätöä voidaan käyttää pneumaattisessa robottitarttujan tarttumisvoiman säätelyssä. Järjestelmässä tarttujan voimaa säätelevän sylinterin painetta pyrittiin säätämään kahden PWM-ohjatun digitaaliventtiilin avulla. Näistä toinen säätää painetilasta poistuvaa virtausta ja toinen sisään tulevaa virtausta. Painetta mitattiin painetilassa sijaitsevalla anturilla ja säädettiin järjestelmää varten suunnitellulla PID-säätimellä. Tutkimuksessa havaittiin, että ohjauksien ollessa nopeasti muuttuvia (0,5Hz), vasteet vaikuttivat hyviltä. Hitaammilla ohjauksen muutoksilla (0,1Hz) järjestelmä kohtasi ongelmia venttiilien kuolleiden alueiden kanssa ja vasteista tuli kulmikkaita. (Figliolini 2004)

Darlac puolestaan on tutkinut sähköhydraulisia jarruja ja todennut tulevaisuuden suuntauksen olevan sähköllä ohjatuissa hydraulisissa tai mekaanisissa jarrujärjestelmissä. Tämä mahdollistaisi moninaisten turvallisuutta kasvattavien ominaisuuksien rakentamisen osaksi jarrujen ohjausjärjestelmää. Esimerkiksi hätäjarrutus assistentin, joka jarrupolkimen painamisnopeudesta voi päätellä onko kyseessä hätäjarrutus ja antaa silloin mahdollisimman nopeasti täyden jarrutusvoiman. Samalla järjestelmästä tulee helpompi ja halvempi sovittaa useampiin automalleihin. Järjestelmä voidaan myös sijoittaa ohjaamoon vapaammin ja siten parantaa ergonomiaa sekä poistaa lukkiutumattomista jarruista tuleva sykkivä poljin vaste. Järjestelmä olisi lisäksi helposti lisättävissä lukkiutumattomien jarrujen, luistonestojärjestelmän, ajovakaudenhallintajärjestelmän, jarruvoimanjakojärjestelmän ja mukautuvan vakionopeussäätimen kanssa toimivaksi. (Darlac 2004)

### 3.3. Yhteenveto paineensäädöstä

Perinteisessä hydraulikan paineen-, voiman- ja momentinsäädössä käytetään tavallisesti kaksi- tai kolmitiepaineenalennusventtiileitä. Kolmitiepaineenalennusventtiilissä on ensiö- ja toisiopuolen paineliitännöjen lisäksi tankkiliitäntä, joka mahdollistaa toisiopuolen paineen pitämisen säädetyssä arvossa toimilaitteen kasvattaessa järjestelmän kuormitusta. Kaksitiepaineenalennusventtiili ei tähän kykene, koska toisiopuolen painetta ei saada purettua ohjaamalla tilavuusvirtaa toisiopuolelta tankkiin. Molemmista paineenalennusventtiilityypeistä on sekä esiohjattuja, että suoraan ohjattuja versioita. Esiohjattu versio ei ole herkkä ensiöpuolen painenvaihtelulle ja on siksi suositeltava suuremmilla paineilla ja vaadittaessa tarkkaa painetasoa olosuhteista riippumatta. Painesuhde- ja paine-eroventtiilit ovat paineenalennusventtiilien kanssa rakenteeltaan samankaltaisia venttiilejä, joissa hieman erilaisella mitoituksella pystytään määräämään venttiilin yli vallitseva paine-ero.

Virvalon tutkimus osoitti, että analogisilla venttiileillä on ongelmia tilavuusvirtauksen vaihtaessa suuntaa, eivätkä ne kykene säilyttämään suorituskykyään järjestelmän tilavuuden ja puristuskertoimen muuttuessa. Ongelma on merkityksellinen, sillä esimerkiksi käytettäessä toimilaitteen sylinteriä, näin käy jatkuvasti. Testattu perinteinen 2-tieventtiili kykeni saavuttamaan annetut suorituskykyvaatimukset vasta takaisinkytkennän avulla, mutta takaisinkytkentä lisäsi virityksen herkkyyttä järjestelmän muutoksille. 3-tiepaineenalennusventtiili täytti annetut vaatimukset, paitsi selkeästi isomman tilavuuden järjestelmässä.

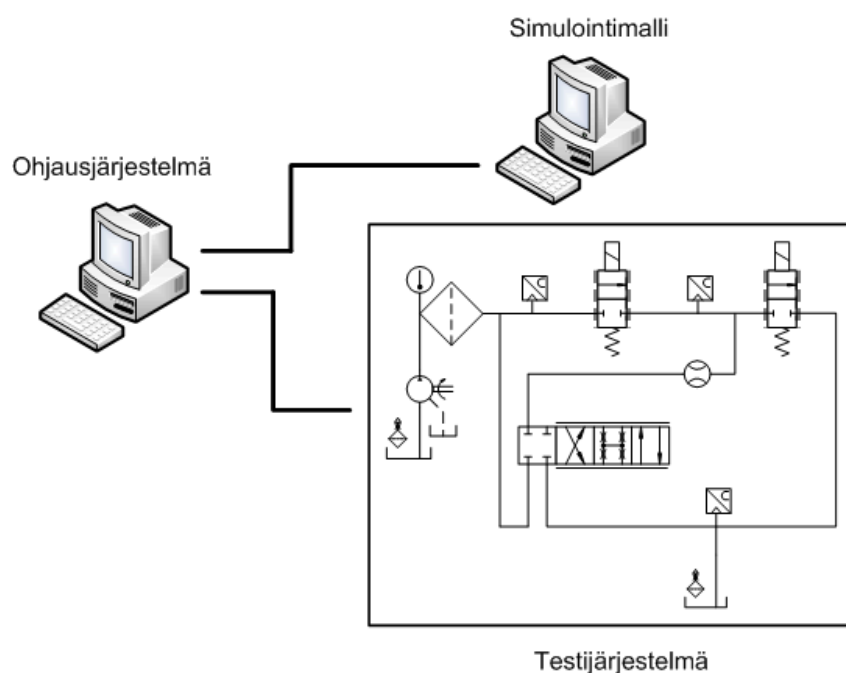
Suunniteltavan digitaalihudraulisen venttiilin tulisi vastata perinteisten venttiilien asettamiin vaatimuksiin ja mahdollisuuksien mukaan jopa ylittää ne. On luonnollista lähteä liikkeelle siitä, mihin uudella tekniikalla voidaan parhaimmillaan päästä ja verrata sitä parhaaseen perinteiseen venttiiliin.

Koska digitaalisen venttiilin toiminnallisuudesta suuri osa on siirretty sitä ohjaavan ohjelman huolehdittavaksi, on samasta venttiilistä mahdollista vain pienellä muutoksella saada myös paine-eroventtiilin ja painesuhdeventtiilin ominaisuudet. Tässä on selkeä ero perinteisiin venttiileihin, joissa toiminta on päätetty jo tuotantovaiheessa karaa valmistettaessa.

## 4. JÄRJESTELMÄN KUVAUS

Varsinaisen venttiiliasetelman lisäksi toinen suuri osa venttiilin toimintaa on sitä hallitseva ohjauslogiikka. Digitaaliventtiilin ohjaukseen voidaan kehittää uusia ominaisuuksia, joiden avulla se kykenee suoriutumaan paremmin vanhoista tehtävistään tai kokonaan uusista tehtävistä, pelkällä ohjelman muutoksella. Tämä tekee siitä perinteisiä analogiventtiilejä joustavamman tekniikan.

Ohjauksen ja koko venttiilin toiminnan testaamiseksi laboratorioon rakennettiin testijärjestelmä, jolla voitiin mitata järjestelmän toimintaa ja havaita siitä puutteita. Jokaisen ohjauksen tai järjestelmän muutoksen toimivuuden testaaminen todellisella järjestelmällä on erittäin työlästä, joten ohjausjärjestelmän kehittämistä ja testaamista nopeuttamaan rakennettiin testijärjestelmästä simulointimalli. Myöhemmässä vaiheessa tarpeeksi tarkalla mallilla voidaan nopeuttaa ja helpottaa myös viritysparametrien hakemista.



*Kuva 7. Ohjausjärjestelmää voidaan käyttää joko testijärjestelmän venttiilin tai sen simulaatiomallin ohjaamiseen*

Ohjausmoduuli on sellaisenaan soveltuva sekä laboratoriossa sijaitsevan venttiilin ohjaukseen, että tietokoneella ajettavan simulointimallin ohjaukseen (Kuva 7). Näin ohjausta on helppo ensin testata simulointimallilla ja sitten lopulta siirtää se vastaamaan testijärjestelmän venttiilin ohjauksesta.

## 4.1. Testijärjestelmä

Testijärjestelmä perustuu ISO 10770-3-standardiin (ISO 10770-3, Liite 1), mutta sitä on muokattu paremmin soveltuvaksi digitaaliventtiilin mittauksia ajatellen. Samaa järjestelmää käytetään tässä työssä vertailukohtana toimivan analogisen venttiilin mittauksissa.

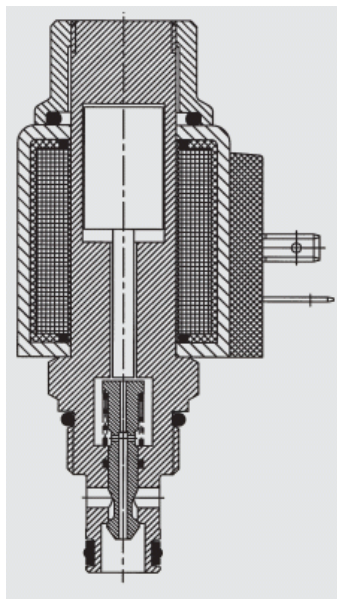
Testeissä käytetty venttiilirunko (Kuva 8) sisältää kaksi kuuden rinnakkaisen venttiilin lohkoa. Yhden lohkon kontrolloituun tilavuuteen sisään tulevalle virtaukselle ja toisen sieltä ulos lähtevälle virtaukselle. Lohko mahdollistaa erilliset ja toisistaan riippumattomat sisään menevän ja ulos lähtevän virtausten ohjaukset, jolloin painetaso on mahdollista säilyttää kuorman vaihteluista riippumatta.



*Kuva 8. Työssä käytetty digitaaliventtiili*

Venttiilijärjestelmäksi valittiin PCM-tyyppinen binäärimitoitus. Varsinainen mitoitus suoritettiin sijoittamalla venttiilin sulkuelimen ja rungon väliin kuristuslevy, johon porattiin sopivan kuristuksen mukaan mitoitettu reikä. Reikien halkaisijat olivat: 0,3 mm, 0,4 mm, 0,6 mm, 0,9 mm, 1,3 mm ja 1,8 mm. Järjestelmä haluttiin varustaa tavallisilla ja edullisilla on/off-patruunaventtiileillä. Venttiileiksi valittiin Hydacin valmistamat suoraan ohjatut 2/2-patruunaventtiilit (Kuva 9), joiden suositeltu maksimipaine on 250 bar (Hydac).



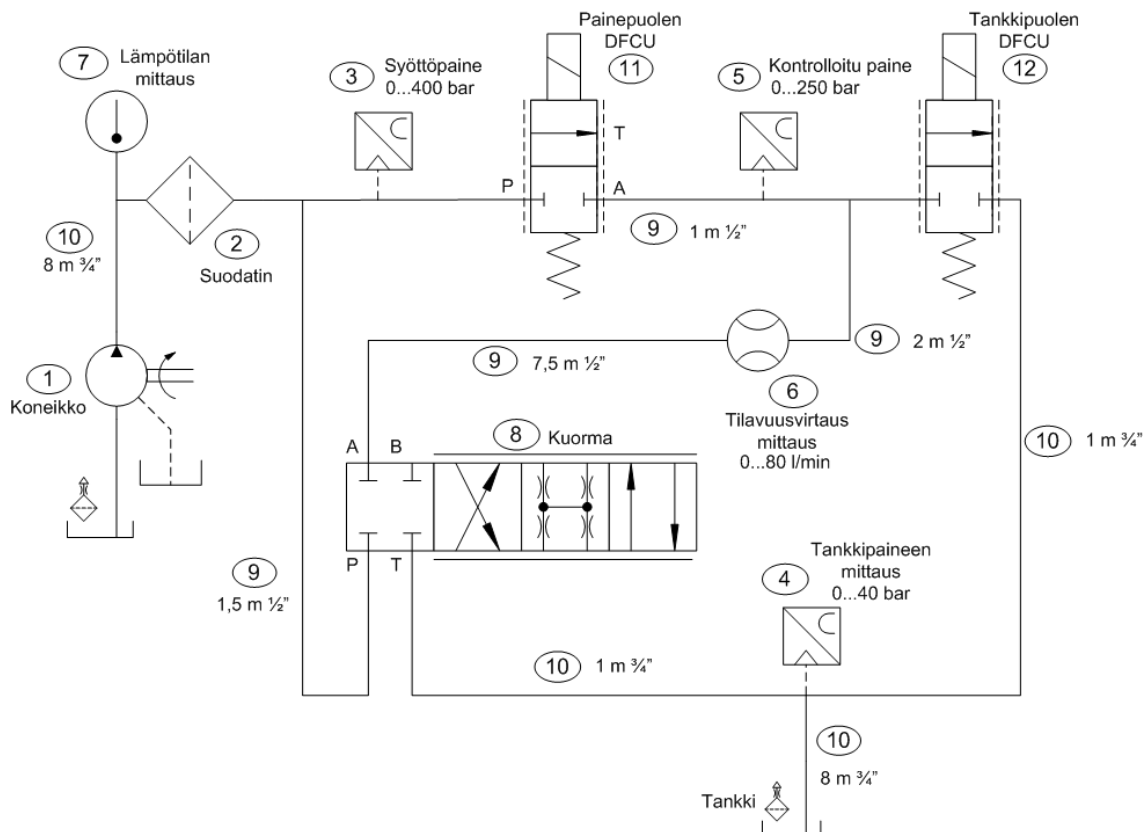


*Kuva 9. Työssä käytetyn Hydac WS08W-01 patruunaventtiilin halkileikkaus (Hydac)*

Tilavuusvirran tuottavana yksikkönä käytettiin hydraulikoneikkoa, joka muodostuu kahdesta 75kW sähkömoottorin ja Parker PV-140 -pumpun käsittävästä yksiköstä. Kumpikin yksikkö kykenee tuottamaan pääpiiriin 232 l/min tilavuusvirran ja suurimmillaan 280 barin paineen. Paine- ja paluu suodattimien tarkkuus on 10  $\mu\text{m}$  ja hienosuodattimen 1  $\mu\text{m}$ . Koneikon ominaisuuksien katsottiin riittävät hyvin tarkoituksiimme.

Hydrauliöljynä käytettiin Castrol Hyspin AWS-46-hydrauliöljyä, jonka ominaisuudet tunnetaan hyvin (Karjalainen et al. 2005). Kontrolloitu öljytilavuus muodostuu letkuista ja sen vetoisuus on noin 1,3 litraa. Suodattimelle tulevan öljyn lämpötilaa mittaamaan valittiin Nokeval PT 100 (RTF) (Kuva 10, numero 7), joka on tarrakiinnitteinen. Sen lämpötila-alueeksi ilmoitetaan  $-60\dots+250^{\circ}\text{C}$  ja poikkeamaksi  $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$ . Suodattimeksi (2) otettiin Parkerin painesuodatin, jonka maksimipaine on 414 bar. Paineantureina käytettiin Trafagin antureita, joiden virheeksi ilmoitetaan 0,07 % mittausalueesta. Syöttöpainetta (3) mitattiin 400 bar anturilla, tankkipainetta (4) 40 bar ja toimilaitteen painetta (5) 250 bar anturilla. Tilavuusvirran mittaamiseen käytettiin Kracht hammaspyöräanturia (6).

Kuormaa simuloitiin testeissä Bosch Rexroth 4/4-proportionaaliventtiilillä (8). Sen tilavuusvirran läpäisykyky 70 barin paine-erolla on 100 l/min. Tarkempi osaluettelo on esitettyä liitteessä 2.



Kuva 10. Testijärjestelmän hydraulikaavio

Kontrollitulavuudesta saatavaa painesignaalia suodatettiin alipäästösuodattimella (Nokeval viestimuunnin, 641-4/20-0/10V-24VDC), jonka jakotaajuudeksi asetettiin 1kHz. Tämän lisäksi mittausta suodatettiin vielä ohjelmallisesti siten, että viidestä peräkkäisestä paineen arvosta sekä suurin että pienin hylätään ja jäljelle jääneistä lasketaan keskiarvo. Näin pyrittiin mahdollisimman hyvin suodattamaan häiriöt mitattavasta painesignaalista.

Ohjausjärjestelmän pohjaksi valittiin teollisuudessa erittäin yleinen PID-säädin. Sen virittämisestä on olemassa paljon kokemusta ja yleisesti saatavilla olevia ohjeita. Säädintä muokattiin paremmin tarkoitukseen sopivaksi muutamilla luvussa 4.3. esiteltävillä lisäominaisuuksilla. Osaltaan PID-säätimen valitsemiseen johti myös pyrkimys kohtuullisen vähäisellä laskentateholla toimivaan ohjausalgoritmiin. Työssä käytetty ohjausjärjestelmä kykenee tuottamaan vain 64 erisuuruista avautusta, kummallakin DFCU:lla. Näistä avauksista yksi on tila, jossa kaikki venttiilit ovat suljettuina.

## 4.2. Järjestelmän simulointimalli

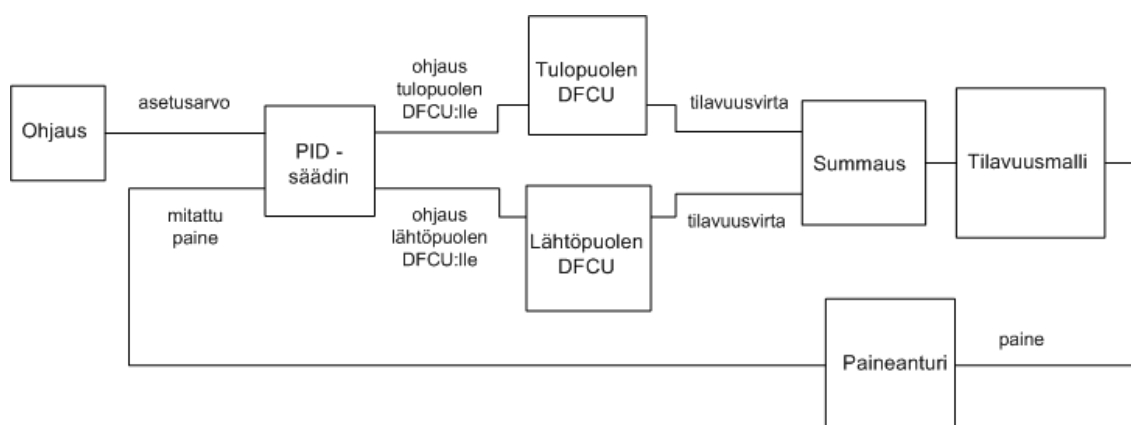
Venttiilin käyttäytymisen ja ominaisuuksien selvittämiseksi pyrittiin venttiilistä ja sen toimintaympäristöstä rakentamaan mahdollisimman tarkka simulointimalli. Simulointimallin avulla on mahdollista testata ohjaukseen kehitettyjä uusia

ominaisuuksia ja havaita tekniikan järjestelmään aiheuttamia ongelmia ja häiriöitä toiminnassa.

Malli mahdollistaa myös erilaisten toimilaitteiden toimivuuden testaamisen venttiilijärjestelmän kanssa. Virvalo tutkimuksessaan (Virvalo 2003) toteaa pelkän venttiilin ja toimilaitteen välisen letkun pituuden ja materiaalin vaikuttavat järjestelmän ominaisuuksiin niin merkittävästi, että järjestelmälle asetettuja tavoitteita ei saavuteta ilman venttiilien työstä uudelleen virittämistä. Tilanne on hyvin yleinen, koska samaa jarrujärjestelmään sovitetaan kustannussyistä mahdollisimman moneen erilaiseen koneeseen. Tarpeeksi tarkalla mallilla on mahdollista testata ohjausjärjestelmän soveltuvuutta järjestelmän ominaisuuksia muuttaessa ja etsiä uusia viritysparametreja.

Tässä esittelemäni simulointimalli (Kuva 11) perustuu Mika Ijaksen MatLab:n Simulink-laajennoksella rakentamaan malliin, jota on jatkokehitetty vastaamaan tarkemmin testilaitteiston käyttäytymistä.

Simuloinnissa oletettiin käytettyjen anturien olevan ideaalisia.



Kuva 11. Järjestelmän simulointimallin yksinkertaistettu kaaviokuva

Mittauksen näytteenottoväli on 1ms ja säätimen ulostulon päivitysvälinä käytettiin aluksi 40ms, kuten käyttämässämme testijärjestelmässäkkin. PID-säätimeltä tuleva ohjaus skaalataan siten, että pienin arvo on -63 ja suurin 63, jonka jälkeen saatu ohjaus pyöristetään kokonaisluvuksi. Nyt jokaista kokonaislukuohjausta vastaa yksi tila, jonka venttiilien asennot voidaan helposti taulukoida.

Edellä mainitut skaalaukset ja yksittäisten venttiilien ohjauksien muodostaminen ovat aikaisemmin mallin selkeyden vuoksi sijainneet venttiilimallissa. Tällöin kuitenkin myöhemmin tarkemmin selostettavat venttiilien viiveiden kompensoimistoimenpiteet (ks. luku 4.3.) voitiin suorittaa vasta siellä, eikä viiveiden kompensointia olisi kyetty suorittamaan ohjausjärjestelmää testijärjestelmän kanssa käytettäessä. Oli siis loogista siirtää nämä toiminnallisuudet ohjausmoduulin vastuulle ja pois venttiilimallista. Näin saadaan kaikki ohjelmallisesti suoritettavat ominaisuudet yhteen moduuliin ja ohjelmaa päivitettäessä tarvitsee muokata vain sitä.

#### 4.2.1. Venttiilien mallintaminen

DFCU:n sisältämät yksittäiset venttiilit on mallinnettu yksinkertaisella kuristuksella. Usein oletetaan virtauksen kuristuksessa olevan turbulენტtista ja sen läpäisevän tilavuusvirran laskemiseen käytetään kaavaa 7. (Linjama 2008)

$$Q = \mu A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (7)$$

Tämä kaava ei kuitenkaan aivan vastaa todellisuutta pienillä paine-eroilla tai hyvin kapeilla virtausgeometrioilla, jolloin osa virtauksesta saattaa olla laminaarista. Lisäksi kaava on matemaattisesti ongelmallinen tilanteessa, jossa venttiilin yli oleva paine-ero menee negatiiviseksi. Tällöin ratkaisu on imaginäärinen. Ongelmia aiheuttaa myös neliöjuurilausekkeen ääretön derivaattaa nollakohdassa. (Linjama 2008)

Aikaisemmista kokemuksista on tiedossa, että kuristusgeometriasta riippuen vaihtelee purkauskerroin  $\mu$  yleensä välillä 0,6–0,8. Kertoimen määrittäminen vaatii siis mittausta. Joissain tapauksissa päästään myös tarkempaan lopputulokseen valitsemalla neliöjuurilausekkeen eksponentti väliltä 0,5–0,7, tavallisen 0,5 sijaan. Laskennallisiin ongelmiin esittää ratkaisun Ellmanin ja Pichen esittämä kaava 8 (Ellman & Piche 1996), jossa pienillä paine-eroilla siirrytään käyttämään yhtälöä, jossa neliöjuurilauseke on korvattu polynomilla. Tätä kaavaa käyttämällä ei myöskään synny ongelmaa negatiivisilla paine-eroilla. (Linjama 2008)

$$Q = \begin{cases} K_v * \operatorname{sgn}(p_1 - p_2) * \sqrt{|p_1 - p_2|} , & |p_1 - p_2| > p_{tr} \\ \frac{K_v(p_1 - p_2)}{2\sqrt{p_{tr}}} \left( 3 - \frac{|p_1 - p_2|}{p_{tr}} \right) , & |p_1 - p_2| \leq p_{tr} \end{cases} \quad (8)$$

$$\text{missä } K_v = \mu A * \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (9)$$

$K_v$  voidaan joissain tapauksissa ilmaista myös venttiilin tietyllä paine-erolla  $\Delta p_n$  läpäisemän tilavuusvirran  $Q_n$  avulla. Tämä tapa on erityisen hyvä silloin, kun venttiilin läpäisy tietyllä paine-erolla tiedetään vaikkapa venttiilin valmistajan antamien tietojen perusteella.

$$K_v = \frac{Q_n}{\sqrt{\Delta p_n}} \quad (10)$$

Venttiilin karan dynamiikkaa on mallinnettu siten, että sen kiihtyvyys oletetaan vakioksi. Ohjauksen saatuaan kara siis kiihtyy vakiokiihtyvyydellä, kunnes maksiminopeus on saavutettu ja jatkaa sitä, kunnes ohjaus muuttuu tai pääty tulee vastaan. Avautuneen virtauspoikkipinta-alan oletetaan kasvavan samassa suhteessa, kuin karan asemankin.

Venttiilin oletettiin myös vuotavan hieman istukkarakenteestaan huolimatta. Vuotovirtausta mallinnettiin vakiokuristuksella. Lopuksi molempien DFCU:n läpi kulkemat tilavuusvirrat sekä vuotovirtaus lasketaan yhteen, jolloin saadaan laskettua kontrolloituun öljytilavuuteen virtaava nettotilavuusvirta. Venttiilin paineenrajoitusominaisuutta testattaessa tähän tilavuuteen ohjataan myös kuvitteelliselta toimilaitteelta tuleva kuorman aiheuttama tilavuusvirta, jolloin voidaan simuloida, miten järjestelmä toimii kuorman vaihdeltaessa tai toimilaitteiden liikuessa.

Venttiilien viiveitä mallinnetaan venttiilille yksilöllisillä vakio aukaisu- ja sulkuviiveiden avulla. Viiveet määritettiin alkuvaiheessa jokaiselle venttiilille tehdyillä askelvastekokeen painevasteesta. Viiveisiin kuitenkin vaikuttavat monet tekijät, kuten venttiilin yli oleva paine-ero, sen läpäisevä tilavuusvirta. Näiden ilmiöiden vaikutusta pyrittiin selvittämään myöhemmin esitetyissä mittaustuloksissa.

Viiveiden muuttuminen eri paine-eroilla ja tilavuusvirroilla voidaan todentaa mittaamalla useampia askelvasteita eri toimintapisteissä, mutta tämä moninkertaistaa tehtävien mittausten määrän. Lisäksi jokaisella venttiilillä on yksilölliset viiveet, joten mittaukset pitäisi toistaa jokaisen mallinnettavan venttiilin kohdalla. Tässä työssä tyydyttiin siis venttiilikohtaisiin vakio aukaisu- ja sulkuviiveisiin.

Mittaamalla ja vertaamalla karan asemaa ja tilavuusvirran muutosta kyettäisiin myös tarkastelemaan itse nesteen hitautta, jota nykyisessä mallissa ei oleteta olevan

#### 4.2.2. Tilavuuden ja sen sisältämän öljyn mallintaminen

Kontrolloituna öljytilavuutena toimivaa letkua mallinnetaan yksinkertaisella tilavuusmallilla, jonka tilavuuden oletetaan pysyvän vakiona. Tilavuusmallin tehollinen puristuserroin voidaan laskea kaavalla 11. Laskelmissa käytetään Karjalainen et al. (2005) mittaustuloksissa esiintyvää tietoa öljyn puristuskertoimesta paineen funktiona. Letkujen puristuskertoimena käytetään Fonselius et al. (1997) oppikirjassaan esittämiä arvoja. Siinä letkun puristuserroin kasvaa jyrkästi paineen kasvaessa, kunnes suurilla paineilla rakenteellisen jouston raja saavutetaan ja puristuserroin saturoituu. Putkien ja muiden metallisten komponenttien puristuserroin oletettiin äärettömän suureksi. (Linjama 2008)

$$\frac{1}{B_{eff}} = \frac{1}{B_{öljy}} + \frac{V_p}{V} \frac{1}{B_p} + \frac{V_l}{V} \frac{1}{B_l} \quad (11)$$

Näistä tiedoista voidaan laskea tilavuudessa vallitseva paine kaavalla 12.

$$\Delta p = \frac{B_{eff}}{V} (\sum Q - \Delta V) \quad (12)$$

Järjestelmän teholliseen puristuskertoimeen vaikuttaa vielä paljon öljyn ja letkujen puristuskertoimia enemmän öljytilavuudessa olevan vapaan kaasun määrä. Jo prosentin ilmamäärä öljytilavuudesta saattaa pienentää öljyn puristuskertoimen neljäsosaan! Vapaan kaasun määrän vaikutus on kuitenkin merkittävä vain pienillä, alle 50 bar, paineilla. (Kela & Vähäoja 2009) Lisäksi on huomattava, että öljyyn liuenneella ilmalla ei ole merkittävää vaikutusta puristuskertoimeen (Kauranne et al. 2003). Vapaan kaasun määrä voi todellisessa sovelluksessa kuitenkin vaihdella ja aiheuttaa siten epäyhteneviä tuloksia simulointimalliin verrattuna. Mallissa vapaan kaasun määrän oletettiin olevan vakio ja pysyvän pienenä. Tämä saattaa aiheuttaa malliin epätarkkuutta varsinkin alle 50 barin paineilla.

Myös lämpötila vaikuttaa merkittävästi öljyn puristuskertoimeen, sillä lämpötilan nousu 20 asteesta 40 asteeseen pudottaa puristuserrointa liki kymmenen prosenttia (Howells & Norton 1984). Myös toimintalämpötilan oletettiin pysyvän vakiona, kuten testijärjestelmässä.

Järjestelmän tankkipaineen havaittiin kuormittamattomassa tilanteessa olevan lähellä 0,7 bar painetta ja kasvavan siitä hetkellisesti jopa yli 16 bariin tilavuusvirtauksen kasvaessa tankkilinjassa. Ilmiötä pyrittiin mallintamaan taulukoimalla mittauksista saatuja arvoja kuvaamaan tätä riippuvuutta. Simuloitu tankkipaine tuskin vastaa tarkasti todellisen tilanteen vastaavaa, mutta on kuitenkin parempi arvio, kuin perinteisesti käytetty vakioarvo 0. Tankkipaine on joka tapauksessa niin pieni, että sen vaikutus järjestelmän toimintaan arvioitiin vähäiseksi.

### 4.3. Venttiilin ohjauksikön rakenne

Hydrauliset toimilaitteet ovat tunnetusti hankalia ohjattavia. Tämä johtuu pääasiassa neljästä seikasta: huono vaimennus, epälineaarisuudet, epävarmuudet ja järjestelmien monimuuttujaluonne. (Linjama & Virvalo 2005)

Työssä käytettyä ohjausjärjestelmää ajetaan PC-ympäristössä MatLab-ohjelmassa. Ohjausjärjestelmän käyttäjärajapintana toimii dSPACE-ohjelma, jossa on helppoa ohjata järjestelmää ja seurata sen toimintaa numeerisina ja graafisina esityksinä. dSPACE:n kautta saadaan myös tallennettua halutut muuttujat vektorimuotoisina tiedostoon, josta niitä voidaan MatLab:lla myöhemmin käsitellä ja esittää havainnollisina kuvaajina.

#### 4.3.1. Hydraulisten toimilaitteiden säädön haasteet

Vaikka sylinterin kitkat ovat merkittäviä, eivät ne riitä vaimentamaan järjestelmää. Rakenteiden joustot heikentävät myös järjestelmän ja toimilaitteen välistä vuorovaikutusta. Männän asema sylinterissä vaikuttaa suuresti järjestelmän jäykkyyteen. (Linjama & Virvalo 2005)

Epälineaarisuutta aiheuttavat paitsi toimilaitteet itse, myös hyvin yleinen kaarevan liikkeen toteuttaminen lineaaritoimilaitteilla. Epälineaarisuudet aiheuttavat muun muassa järjestelmän ominaistajuuden riippuvuutta toimilaitteen asemasta. (Linjama & Virvalo 2005)

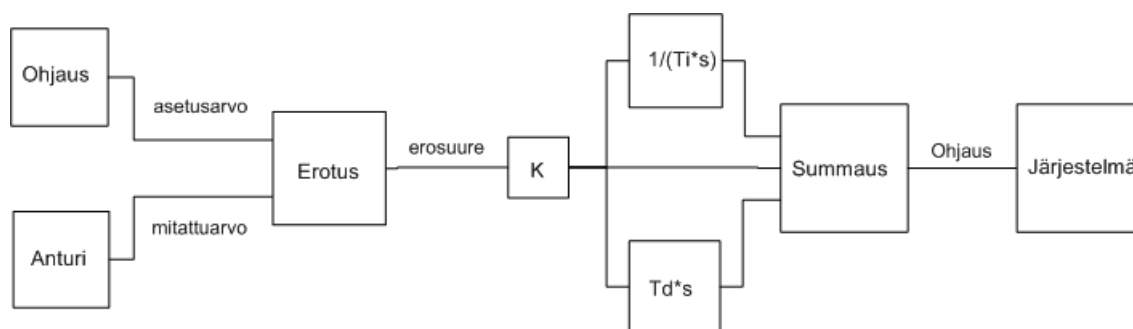
Tyypillisiä epätarkkuuksia hydraulijärjestelmien suunnittelussa ja mallinnuksessa ovat öljytilavuuksien tuntemattomat puristuskertoimet, öljytilavuuden sisältämän ilman määrä, liikuteltavan mekanismin hitausmomentti ja jäykkyys ja tuntematon kuorman massa. Lisäksi järjestelmään vaikuttaa useita ilmiöitä, jotka harvoin otetaan huomioon, kuten putkiston dynamiikka, korkeataajuiset värähtelyt ja kuorman sekä toimilaitteen asennusalustan liikkeet. (Linjama & Virvalo 2005)

Lisäksi järjestelmän muut komponentit saattavat vaikuttaa odottamattomasti tarkastellun laitteen toimintaan, jolloin puhutaan laitteilla olevan ristikkäisvaikutuksia. Esimerkiksi mikäli yhtä toimilaitetta aletaan liikuttamaan kesken toisen toimilaitteen liikkeen, saattaa äkisti avautuva venttiili aiheuttaa järjestelmään nopeita painenvaihteluita. Tällöin myöhemmin liikkeelle lähtenyt toimilaite aiheuttaa nesteen välityksellä värähtelyä myös toiseen toimilaitteeseen täysin tämän omasta toiminnasta riippumatta. (Linjama & Virvalo 2005)

### 4.3.2. Säätimen tyypin valinta

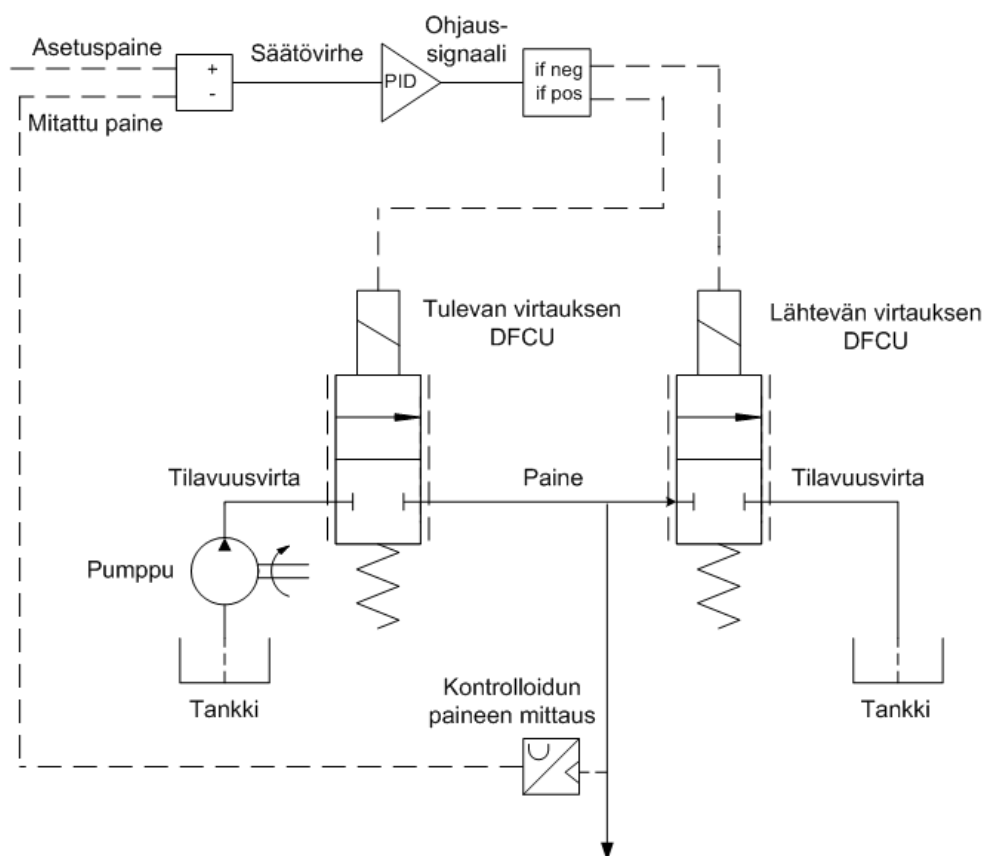
Venttiilin säätötavan perustaksi valittiin tuttu ja turvallinen PID-säädin. Se on yleisesti käytössä monissa teollisuuden sovelluksissa ja siksi sen käyttöön löytyy sekä ammattitaitoa, että -kirjallisuutta laajalti. Lisäksi sitä on helppo muokata yksinkertaisuutensa ansiosta ja se vaatii vähäisestä laskentatehoa.

PID -säätimen toimintatapa on seuraava (Kuva 12): P-säätö muodostaa ohjauksen yksinkertaisesti asetusarvon ja mittauksen erotusta kertomalla jollakin vakion  $K$  arvolla. Pelkkä P-säätö on robusti mallinnusvirheitä kohtaan ja äärimmäisen helppo virittää (Linjama & Virvalo 2005). I-säätö on integroiva säätö ja D-säätö puolestaan derivoiva säätö. I- ja D-säädön voimakkuuteen vaikutetaan muuttamalla parametrien  $T_i$  ja  $T_d$  arvolla. Parametrien  $K$  ja  $T_d$  arvosta poiketen, parametrien  $T_i$  kasvattaminen pienentää I-säätimen ohjausta. Parametrien  $T_i$  ja  $T_d$  kohdalla usein puhutaan integrointi- ja derivointiajoista. PID-säädin muodostuu siis kolmesta toisistaan erillisestä säädöstä, joiden keskinäistä suhdetta voidaan säätää parametrien arvoilla.



Kuva 12. PID-säätimen rakenne

PID-säätimen parametrien arvot sopivasti asettelemalla, on mahdollista valita P-säädön seuraksi I-säätö, D-säätö tai molemmat. Ehkä yleisimmin teollisuudessa on käytetty PI-säätöä. Derivaattatermi säätimessä vaikuttaakin vain nopeissa virheen muutoksissa ohjausta nopeuttaen. Tällä on mahdollista saavuttaa vasteeseen lisää nopeutta ja vähemmän ylitystä äkillisissä muutostilanteissa, mutta säätimestä tulee samalla herkempi värähtelylle ja siten jo pienikin muutos olosuhteissa saattaa saada sen värähtelemään.



Kuva 13. PID-säätimen sijoittuminen ja toimintaperiaate Ijaksen mukaan (2009)

PID-säädin määrittää ohjauksen asetuspaineen ja kontrolloidusta tilavuudesta mitatun paineen erotuksesta. Säätimen ohjaussignaali johdetaan toiselle DFCU-yksiköistä riippuen ohjauksen etumerkistä. Positiivinen ohjaussignaali johdetaan sisään tulevan virtauksen kuristusta säätelevälle DFCU:lle ja negatiivinen ohjaus johdetaan lähtevän virtauksen kuristusta säätelevälle DFCU:lle (Kuva 13). Näin siis toiselle DFCU:lle ohjaus on koko ajan nolla eikä molempia venttiilejä voida ohjata samaan aikaan. Ratkaisu on siis melko yksinkertainen ja selkeä, mutta se rajoittaa erilaisten ohjaukskombinaatioiden määrää ja järjestelmän ominaisuuksia.

#### 4.3.3. Muuttuvan puristuskertoimen huomioiminen ohjauksessa

Akkaya (2006) osoittaa tutkimuksessaan, että sumeaan logiikkaan pohjautuvat ohjaimet kykenevät PID-säädintä paremmin ottamaan huomioon muuttuvan puristuskertoimen ja siten kykenevät saavuttamaan tarkemman vasteen ja ohjaamaan järjestelmää korkeammilla taajuuksilla. Mallipohjaisissa säätäjissäkin ilmiö voidaan ottaa huomioon, mutta tämä edellyttää järjestelmän tarkkaa tuntemusta ja järjestelmän sen hetkisen vapaan ilmamäärän määrittämistä.

PID-säädintä käytettäessä säätimen parametrit ovat parhaimmillaan vain tietyssä toimintapisteessä. Tällöin on hyvä suunnitteluvaiheessa huomioida parametrien toimivuus myös olosuhteiden muuttuessa. Useissa sovelluksissa riittää kun järjestelmän toimii tarkasti lämmettyään, jolloin viritys voidaan optimoida käyttölämpötilaa

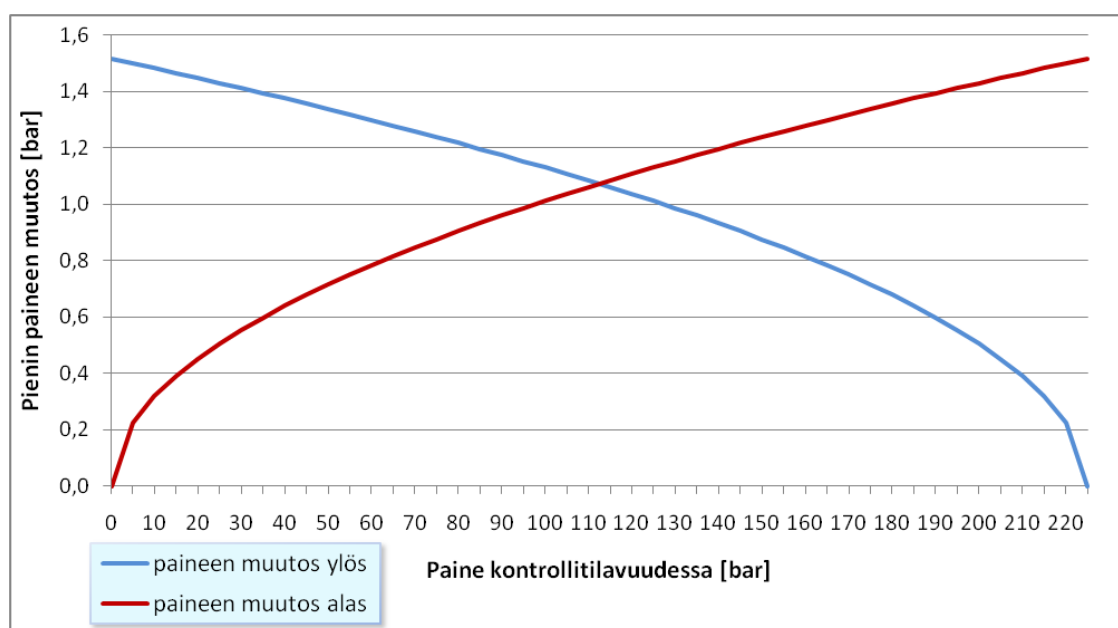


ajatellen. Lisäksi voidaan huomata, että öljyn seassa olevan ilman vaikutus puristuskertoimeen on pientä yli 50 barin paineilla (Kela & Vähöja 2009).

Tässä työssä käytetty PID-säätimeen perustuva ohjaus ei kykene huomioimaan järjestelmän muuttuvaa tehollista puristuskerrointa. Järjestelmän pääasiallisen käytön kuitenkin rajoituessa ainakin toimintalämpötilaltaan tasaisiin olosuhteisiin, voidaan olettaa sillä saavutettavan hyvät ominaisuudet. Varsinkin liikkuvien koneiden sovelluksissa tämä on selkeä kehityskohde, koska ne joutuvat usein toimimaan vaihtelevissa olosuhteissa.

#### 4.3.4. Paine-eron funktiona vaihtelevan läpäisyn huomioiminen

Venttiilin läpäisemä pienin tilavuusvirtaus voidaan laskea, kun tiedetään venttiilin lyhin aukioloaika, venttiilin viiveet sekä paine-ero venttiilin yli. Venttiilin lyhin aukioloaika määräytyy ohjelmallisesti asetetun säätimen ulostulon päivitystaajuuden sekä venttiilin yksilöllisten viiveiden mukaan. Lyhimmän aukioloajan pysyessä likimain vakiona, venttiilin läpi kulkeva tilavuusvirta riippuu voimakkaasti venttiilin yli olevasta paine-erosta. Paine-eron vaihdellessa vaihtelee siis myös pienin mahdollinen venttiilin läpäisemä öljymäärä. Pienin mahdollinen paineenlisäys tai -vähennys toimilaitteella voidaan puolestaan laskea pienimmästä kulkeutuneesta öljytilavuudesta ja kontrolloidun öljytilavuuden suuruudesta (Kuva 14, Kaava 13). Sama pätee tietysti myös suurimpaan mahdolliseen tilavuusvirtaukseen ja paineen lisäykseen tai vähennykseen.



Kuva 14. Järjestelmän paineresoluution muutos venttiilien yli olevan paine-eron funktiona

Kuvaajan laskennallisena pohjana on käytetty järjestelmän todellisia parametreja venttiilille 1. Kaava Ijaksen mukaan (2009).

$$\Delta p = \frac{B \cdot t \cdot \mu \cdot A_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}}}{V} \quad (13)$$

, jossa venttiilin halkaisija  $d = 0,3 \text{ mm}$

syöttöpaine  $p_1 = 225 \text{ bar}$

paine kontrollitilavuudessa  $p_2$

öljyn tiheys  $\rho = 875 \text{ kg/m}^3$

järjestelmän tilavuus  $V = 1,35 \text{ l}$

purkauskerroin  $\mu = 0,639$

venttiilin aukioloaika  $t = 25 \text{ ms}$

kokonaispuristuskerroin  $B = 800 \text{ MPa}$

Toisin kuin mallipohjaisessa säätäjässä, tätä tietoa ei yleensä mitenkään hyödynnetä PID-säätimessä. PID-säädin toimii vain virhettä minimoiden käyttäjän antamien parametrien määrätessä sen säätäjän ominaisuuksista. Näiden parametrien asettamista optimaaliseksi kutsutaan säätimen virittämiseksi. Säätäjän parametrit hiotaan toimimaan mahdollisimman hyvin tietyssä, järjestelmän toiminnan kannalta hyvin yleisessä, tilassa. Tätä järjestelmän ja siihen vaikuttavan ympäristön tilaa kutsutaan toimintapisteeksi. Väistämättä säädin toimii toimintapisteen ulkopuolella hieman huonommin.

Suurimman osan ajasta sisään tulevaa virtausta ja ulos lähtevää virtausta kuristavan venttiilin yli vaikuttavat keskenään erisuuret paine-erot. Koska molempia digitaaliventtiilejä ohjataan yhdellä PID-säätimellä, toimii säädin toista venttiiliä ohjattaessaan lähempänä toimintapistettä kuin toista venttiiliä ohjattaessaan. Ongelma kärjistyy ohjauksen ollessa lähellä nollaan ja kontrolloidun paineen ollessa lähellä painealueen ylä- tai alarajaa. Alarajalla paine-ero sisään tulevaa tilavuusvirtaa kuristavan venttiilin yli on suuri ja ulos lähtevää tilavuusvirtaa kuristavalla venttiilillä pieni. Tällöin ollaan tilanteessa, jossa pienikin avaus painepuolella johtaa suureen tilavuusvirtaukseen, mutta vastaava avaus tankin puolella saa aikaan vain pienen tilavuusvirtauksen. Ylärajalla tilanne on päinvastainen.

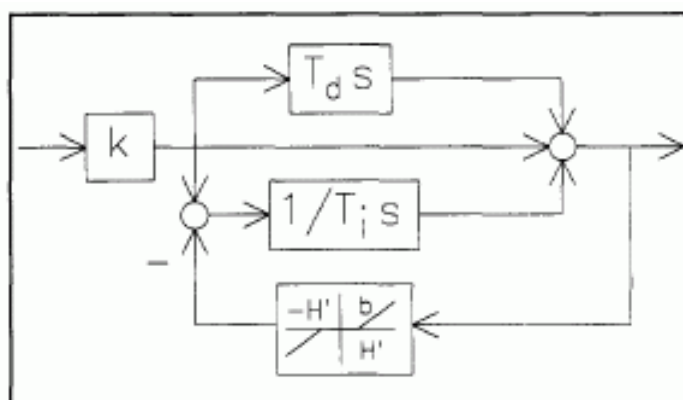
Säädin joutuu ohjaamaan venttiileitä siis hyvin erilaisissa olosuhteissa, jolloin vakioparametrit eivät ole kaikissa tilanteissa optimaaliset. Tässä tilanteessa suoraan paine-eron mukaan säätyvään ohjaukseen aiheutuu epäjatkuvuuskohta, sillä toista venttiiliä tulisi ohjata normaalia selvästi suuremmalla ohjauksella ja toista selvästi pienemmällä. Tilanne on lisäksi erittäin yleinen ohjattaessa kontrolloitua painetta lähellä tankkipainetta. Parempiin tuloksiin päästäisiin, jos kyettäisiin säätämään venttiilin parametreja kulloinkin säädettävänä olevan venttiilin yli olevan paine-eron funktiona.

#### 4.3.5. Antiwindup-toiminto

Kontrolloidun paineen laskeminen lähelle tankkipainetta saattaa muutenkin olla ongelmallista. Pienestä tankkipuolen venttiilin yli olevasta paine-erosta johtuen, joutuu

PID-säädin kasvattamaan I-termin arvoa hyvinkin suureksi tavoittaakseen asetetun tavoitepaineen. Kun asetusarvo tällöin nostetaan äkillisesti korkeammaksi, kestää säätimellä jonkin aikaa, että pitkältä ajalta integroitu I-säätimen ohjaus nousee taas positiiviseksi. Mikäli venttiilin normaali toimintapiste ei ole lähellä tankkipainetta, on tilannetta mahdollista helpottaa ohjauksen I-säätimen ohjausta rajoittamalla. Tämä voidaan toteuttaa niin sanotun antiwindup-toiminnon avulla (Kuva 15).

Antiwindup-toiminto on tarkoitettu estämään ohjausta kasvavasta turhan isoksi, mikäli järjestelmä ei kykene fyysisten rajoitteidensa vuoksi asetusarvoa saavuttamaan tai siihen päästään liian hitaasti. Tyypillisesti tarkoitetaan siis tilannetta, jossa venttiilin tilavuusvirta tai toimilaitteen liikenopeus saturoituu ja ohjausta kasvattamalla ei saavuteta enää muutosta järjestelmän ulostuloon. Tällaisessa tilanteessa PID-säädin normaalisti kasvattaa I-termiä hyvin suureksi eikä sitten tarvittaessa kykene nopeaan ulostulon pienentämiseen.



Kuva 15. PID-säätimen antiwindup-toiminnon toteutustapa (Bohn & Atherton 1995)

#### 4.3.6. Venttiilien viiveiden kompensoiminen

Venttiilien viiveiden kompensoimiseksi on ensin tiedettävä kunkin venttiilin yksilölliset sulkua- ja aukaisuviiveet. Suurimman viiveen perusteella valitaan sopiva ohjauksen päivitystaajuus ja kullekin venttiilille asetetaan lisäviiveet siten, että yhteenlaskettu kokonaisviive on päivitysvälin mittainen. Käytännössä mittauserpävarmuuden johdosta on parempi asettaa päivitysväli hieman suuremmaksi, kuin venttiilien kokonaisviiveet. Venttiileille pyrittiin määrittämään aukaisu- ja sulkuviiveet erikseen, sillä ne eivät välttämättä ole identtisiä. Näin pyrittiin tarkemmin poistamaan tilanvaihtojen epäyhdenaikaisuutta ja siitä syntyvää paineen värähtelyä. On myös huomattavaa, että venttiilin yli oleva paine-ero vaikuttaa venttiilin viiveisiin. Mittauksia tehtäessä oli tarkoitus selvittää myös tämän ilmiön vaikutus ja sen merkittävyys ohjauksen kannalta.

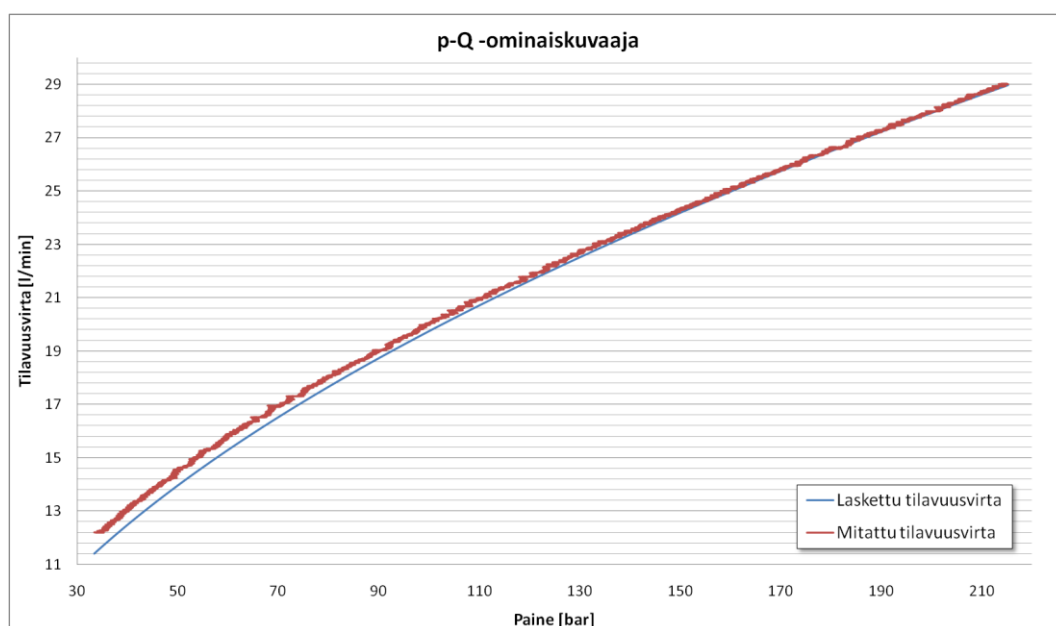
## 5. TULOKSET JA NIIDEN TARKASTELO

Tässä osassa esitellään, mitä havaintoja tehtiin mittauksien edetessä sekä miten niitä voitaisiin mahdollisesti hyödyntää simulointimallia ja ohjausta kehiteltäessä edelleen. Osa parannuksista ehdittiin tekemään tämä työn aikana ja osa jäi ajan rajallisuuden vuoksi tekemättä.

### 5.1. Venttiilien tilavuusvirtakapasiteetit

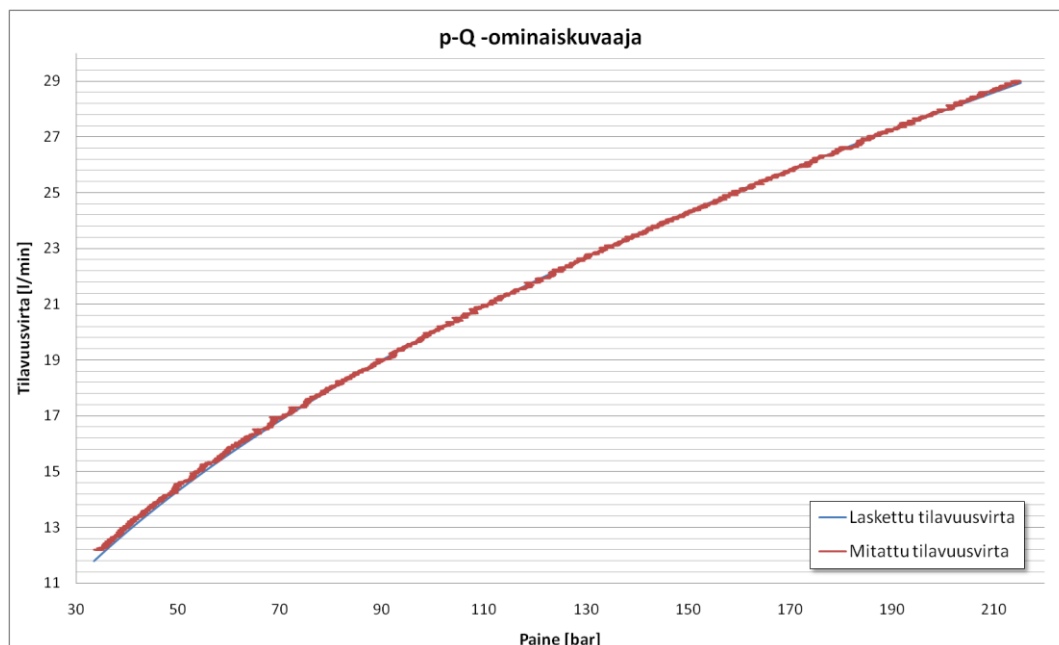
Venttiilin yli olevan paine-eron ja sen läpäisemän tilavuusvirran välistä suhdetta kuvaamaan on kehitetty monta matemaattista kaavaa. Venttiilien simulointimallien yhteydessä usein käytetään kuitenkin kaavoja, jotka ovat teoreettisia ja olettavat muun muassa virtauksen turbulenttiseksi sekä kuristuksen teräväreunaiseksi. Kuristuksen muodon aiheuttamaa vaikutusta kuvaamaan käytetään aikaisemmin esitellyissä kaavoissa 8 ja 9 niin sanottua purkaukerrointa  $\mu$ . Purkaukerroimen asettuessa välille 0,5–0,7 saadaan usein tarpeeksi tarkkoja tuloksia.

Venttiilien pQ-käyrät mitattiin heti työn alussa. Tällöin huomattiin, että pienimpien venttiilien kohdalla tilavuusvirta-anturi ei kykene erottelemaan pieniä virtauksen muutoksia tarpeeksi tarkasti, jotta voitaisiin muodostaa sulava käyrä. Anturin resoluutioksi mitattiin noin 0,08 l/min. Kaikille venttiileille saatiin kuitenkin arvioitua tilavuusvirtaus 100 barin ja 50 barin paine-eroilla. Näiden avulla voitiin ratkaista kunkin venttiilin yksilöllinen purkaukerroin kaavasta 7. Näin määritetyt purkaukerroimen arvot asettuivat välille 0,64–0,87 siten, että pienimmät arvot saatiin pienimmille venttiileille. Myös mielenkiintoinen alue tilavuusvirtaskaalan alapäässä jäi mittaamatta, pumpun paineventtiilin säätöalueen rajallisuuden vuoksi.



Kuva 16. Perinteisellä kaavalla laskettu tilavuusvirta

Suurimman venttiilin mittaustuloksiin tehty vertaus osoittaa kuitenkin edellä selitetyllä tavalla lasketut tilavuusvirrat vain suuntaa-antaviksi. Kuvassa 16 on esitetty sekä laskemalla saatu, että mitattu tilavuusvirtakäyrä. Laskukaavan purkauskerroin on valittu siten, että painealueen yläpää vastaisi mahdollisimman tarkasti mitattua. Virhettä mittausalueen alapäässä syntyy noin 0,8 l/min.



*Kuva 17. Muokatulla kaavalla laskettu tilavuusvirta*

Kuvassa 17 on esitetty tarkempiin tuloksiin johtavalla muokatulla kaavalla laskettu ja mitattu tilavuusvirta. Tähän tulokseen päästiin vaihtamalla paine-erosta otettava neliöjuurilauseke eksponenttiin 0,482 ja purkaukertoimeksi 1,04 aiemmin määritetyn 0,87 sijaan.

Perinteisellä neliöjuurella lasketut tilavuusvirrat on huolellisella purkaukertoimen asettelulla mahdollista saada vastaamaan todellista venttiilin läpäisemää tilavuusvirtaa pienellä painealueella. Muokatulla kaavalla on mahdollista saada tarkkoja tuloksia paljon laajemmalla painealueella. Tässä työssä käytettiin kuitenkin puutteellisen mittaustiedon johdosta perinteistä kaavaa.

Käytettyjen venttiilien läpäisemät maksimitilavuusvirroiksi mitattiin noin 225 barin syöttöpaineella isoimmasta venttiilistä pienimpään lueteltuna: 29,7; 15,1; 6,3; 2,8; 1,2 ja 0,7 litraa minuutissa. Paineen alennusventtiilin läpäisemä kokonaistilavuusvirta, 55,8 litraa minuutissa, saadaan näiden summana. Maksimitilavuusvirtoja mitattaessa pyrittiin DFCU:lta poistuvalla öljylle järjestämään mahdollisimman esteetön kulku, jolloin mitattavan DFCU:n yli oleva paine-ero oli liki syöttöpaineen suuruinen.

## 5.2. Venttiilien viivemittaukset ilman nopeutuskytkentää

Venttiilien viiveiden kompensoimiseksi on ensin tiedettävä kunkin venttiilin yksilölliset sulku- ja aukaisuviiveet. Viiveiden kompensoimisella pyrittiin poistamaan

tilanvaihtojen yhteydessä syntyvää paineen värähtelyä. On tunnettua, että venttiilin yli oleva paine-ero vaikuttaa venttiilin viiveisiin. Mittauksia tehtäessä oli tarkoitus selvittää tämän ilmiön vaikutus ja sen merkittävyys ohjauksen kannalta. Paine-eron lisäksi, myös venttiilin läpi kulkevalla tilavuusvirralla on vaikutusta venttiilin sulkuviiveeseen sekä karan liikenoiteen auki ja kiinnipäin.

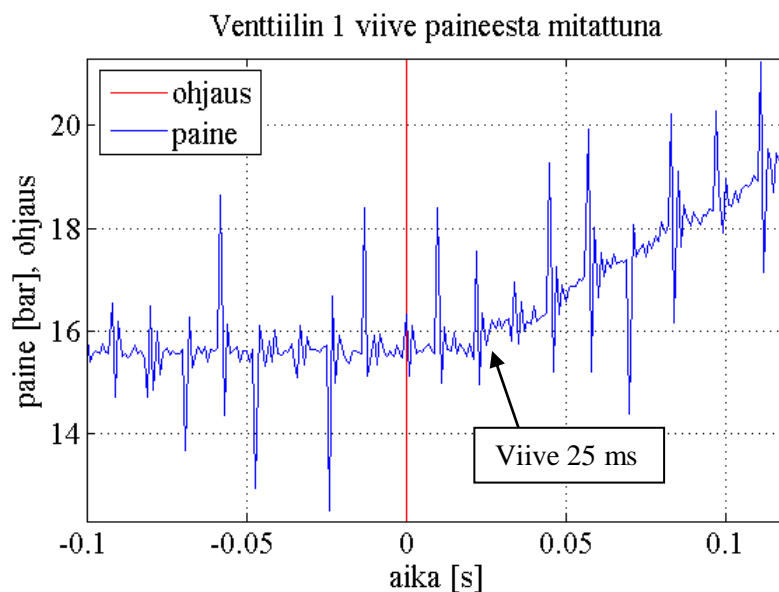
Venttiilin viive voitaisiin mitata karan asemaa ja ohjauksen muutosta vertaamalla. Vertaamalla karan asemaa ja tilavuusvirran muutosta voitaisiin myös tarkastella itse nesteen hitautta. Tilavuusvirta-anturi aiheuttaa kuitenkin mittaukseen merkittävää hitautta ja öljyn kokoonpuristuvuudesta johtuen sen ja venttiilin välinen öljytilavuus tulisi pitää mahdollisimman pienenä. Venttiilin karan asemaa voidaan approksimoida kelan läpäisemän virran avulla.

Tässä työssä viiveitä arvioitiin ohjauksen muutoksen ja paineen muutoksen välisinä aikoina. Tällä tavalla kyettiin kuitenkin määrittämään vain hetki, jolloin kara lähtee liikkeelle. Viiveen määrittämistä vaikeuttaa painemittauksessa esiintyvä kohina. Myöhemmässä vaiheessa venttiilien viiveitä yritettiin määrittää myös virtamittauksien avulla, jolloin on mahdollista määrittää myös karan liikkeeseen kuluva aika.

Ensimmäiset mittaukset suoritettiin ilman nopeutuskytkentää neljässä osassa siten, että painepuolen DFCU:sta avattiin yhtä venttiiliä kerrallaan ja tankkipuolen venttiilit pidettiin kiinni. Venttiilin arvioitiin lähteneen avautumaan, kun paine kontrollitilavuudessa lähtee nousuun. Hetken kuluttua paine saturoitui ja avattu painepuolen venttiili suljettiin. Venttiilin kara lähtee pienen viiveen jälkeen sulkeutumaan ja paine kontrollitilavuudessa lähtee pienen vuotovirtauksen johdosta laskemaan. Sulkuviive on tällä mittauksella kuitenkin hyvin pienen vuotovirtauksen vuoksi hankala määrittää tarkasti. Mittauksen aikana tilavuusvirta venttiilin läpi on erittäin pieni suljettujen tankkipuolen venttiilien johdosta, joten tilavuusvirran vaikutus karan liikkeeseen on minimaalinen. Syöttöpaineeksi oli asetettu pumpulta vakioaine.

Tankkipuolen DFCU:n venttiilien viiveitä mitattaessa pidettiin sopiva määrä painepuolen venttiilejä auki ja avattiin sekä suljettiin vuorotellen tankkipuolen venttiilit. Sopiva painepuolen avaus oli määriteltävä testaamalla, sillä pienen tankkipuolen avauksen havaitseminen ei ole mahdollista, jos painepuolen avaus on liian suuri.

Viiveitä mitattaessa, venttiilin karan oletettiin lähteneen liikkeelle heti, kun taustakohinasta poikkeavaa muutosta aikaisempaan oli havaittavissa (Kuva 18). Mittauksia suoritettiin useita etenkin sulkuviiveiden osalta. Mittaussarjoista jätettiin huomiotta epäyhtenäisimmät mittaukset, sillä niiden kohdalla arvioitiin tapahtuneen satunnainen tai mittaustavasta johtuva virhe. Koska painesignaalin häiriöt usein peittävän todellisen venttiilin liikkeen alkamisajan, arvioidut viiveet ovat mahdollisesti hieman yläkanttiin. Lisäksi suoritettu suodatus hidastaa painesignaalin nopeita muutoksia, koska siinä suurin ja pienin näyte poistetaan. Siksi jäljelle jääneistä mittauksista valittiin nopeimmat edustamaan mitattua viivettä.



*Kuva 18. Viiveen määrittäminen paineesta*

Tärkeintä on kuitenkin arvioida viiveet systemaattisesti satunnaiset virheet poistaen, sillä pieni systemaattinen virhe viiveiden arvioinnissa ei ohjauksen kannalta haittaa. Tärkeintä ei siis ole, miten pitkät todelliset viiveet ovat vaan se, että ne saadaan kompensoitua mahdollisimman samanmittaisiksi. Ongelma muodostuu vasta, mikäli todellinen viive ylittää ohjauksen päivitysvälin.

Mittauksissa havaittiin, että painepuolen DFCU:n venttiilien aukaisu kestää noin 25–27 ms paine-eron ollessa 65–75 bar ja sulkeutuminen 15–22 ms paine-eron vaihdellessa välillä 35–75 bar. Tankkipuolen DFCU:n venttiilien aukaisu kestää noin 21–23 ms paine-erolla 70–75 bar ja sulkeutuminen noin 14–22 ms paine-erolla 30–75 bar.

Mittauksista voidaan havaita, että sekä tankki- että painepuolen venttiilien avausviiveissä on hämmästyttävän vähän hajontaa. Venttiilien yksilölliset erot ovat vain millisekuntien luokkaa venttiilin yli olevan paine-eron pysyessä lähes vakiona. Siten yksilöllisten erojen voidaan olettaa häviävän käytetyn mittausmenetelmän epätarkkuuteen. Johdonmukaiset ja yhtenevät tulokset vankistavat myös mittausmenetelmän ja saatujen tulosten uskottavuutta.

Sulkuviiveissä on paljon enemmän hajontaa, mutta näissä mittauksissa myös venttiilien yli olevat paine-erot ja venttiilejä läpäisevät tilavuusvirrat vaihtelevat enemmän. Havainto voi selittyä teorialla venttiilin läpäisemän tilavuusvirran ja sen yli olevan paine-eron vaikutuksesta venttiilin viiveeseen. Paine-eron vaikutusta tai edes sen suuntaa on ilman mittauksia hankala arvioida venttiiliin tätä ilmiötä lieventämään tehtyjen porausten ansiosta.

Ohjauksen päivitysväli valittiin 30 millisekunniksi, joka on varmuuden vuoksi hieman suurempi, kuin pisin määritetty viive. Tällöin jokainen venttiili on ehtinyt vaihtaa tilaansa, vaikka viiveiden määrittämisessä olisikin pientä virhettä. Tarkemmilla mittauksilla saattaa olla mahdollista hieman kiristää päivitysväliä, jolloin ohjaus

saataisiin vastaamaan tarkemmin hetkelliseen tarpeeseen. Kiristyspotentiaali arvioitiin kuitenkin pieneksi.

Mittausten ansiosta päivitysväliä voitiin laskea turvallisesti aikaisemmin käytetystä 40 ms 30 millisekuntiin. Pieneltä kuulostavan muutoksen vaikutusta voidaan arvioida seuraavasti. Mittaukset osoittavat keskimääräisen painepuolen venttiilin avautuvan noin 25 ms viiveellä ja sulkeutuvan noin 20 ms viiveellä. Täten venttiili ehtii olemaan uudella päivitysvälillä lyhyimmillään auki 25 ms verrattuna vanhan päivitysvälin 35 ms. Pienin mahdollinen annosteltu öljymäärä pienenee samassa suhteessa noin 28 % ja venttiilin paineresoluutio paranee vastaavasti.

Mainitusta ajasta osa kuluu venttiilin avautumiseen ja sulkeutumiseen, jolloin venttiili on vain osittain auki. Uudella päivitysvälillä aika, jonka venttiili on raollaan, on suhteessa suurempi. Venttiilien aukeamiseen kuluva aikaa on hankala määrittää painesignaalista.

Viiveiden riippuvuutta paine-erosta venttiilin yli selvitettiin toistamalla samat viivemittaukset muutamalla syöttöpaineen tasolla. Painetasot valittiin 40 barin välein alkaen ensimmäisissä mittauksissa käytetystä noin 80 barista ja päättyen noin 200 bariin. Mittauksista havaittiin, että paineen kasvaessa, saattavat viiveet kasvaa joillain millisekunneilla. Silti viiveiden uskottiin jäävän noin 30 ms tuntumaan ja siis pienemmäksi kuin ohjauksen päivitystaajuus. Siten suuria ongelmia ei pitäisi esiintyä, vaikka käytettäisiin viiveen kompensoimiseen vakioarvoja.

Hetkellistä yliohtausta venttiilien solenoideille antavan nopeutuskytkennän arvioidaan lyhentävän venttiilien avautumiseen ja sulkeutumiseen kuluva aikaa merkittävästi. Kun venttiilien viiveet nopeutuskytkentää käytettäessä tiedetään, voidaan ohjauksen päivitysväliä edelleen lyhentää. Nopeutuskytkennän merkitystä venttiilin paineresoluutioon voidaan arvioida samoilla kaavoilla. Voidaan olettaa, että nopeutuskytkentä lyhentää myös viiveitä ja venttiilin karan liikkeeseen kuluva aikaa lähes samassa suhteessa. Nopeutuskytkennän käyttäminen saattaa siten pienentää ohjausjärjestelmässä tapahtuvan viiveiden kompensoinnin merkitystä tai jopa tehdä sen tarpeettomaksi.

Edellä esitettyjen tulosten voidaan ajatella kertovan siitä, mitä kohtuullisen edullisilla ja yksinkertaisilla nykyisillä komponenteilla voidaan tehdä. Tulokset voivat myös toimia vertailukohtana nopeutuskytkennällä tehtyihin mittauksiin. Vaikka nopeutuskytkennän edut olisivat kiistattomat, saattaa silti vielä pitkään olla sovelluksia, joissa niitä ei ole mahdollista tai tarkoituksenmukaista käyttää.

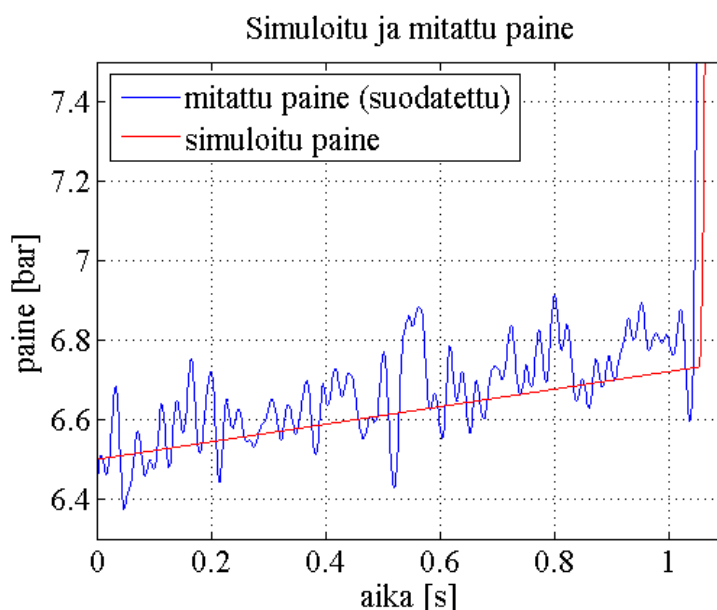
### **5.3. Vuotojen mallintaminen simulointimalliin**

Venttiileille mitatuista painekäyristä havaittiin, että kontrollitilavuuden paineen ollessa pieni pyrkii paine pikkuhiljaa kasvamaan, vaikka kaikki venttiilit ovat suljettuina. Vastaavasti kontrollitilavuuteen suljettu korkea paine pyrkii laskemaan. Tämän uskottiin johtuvan venttiilin pienistä vuodoista.



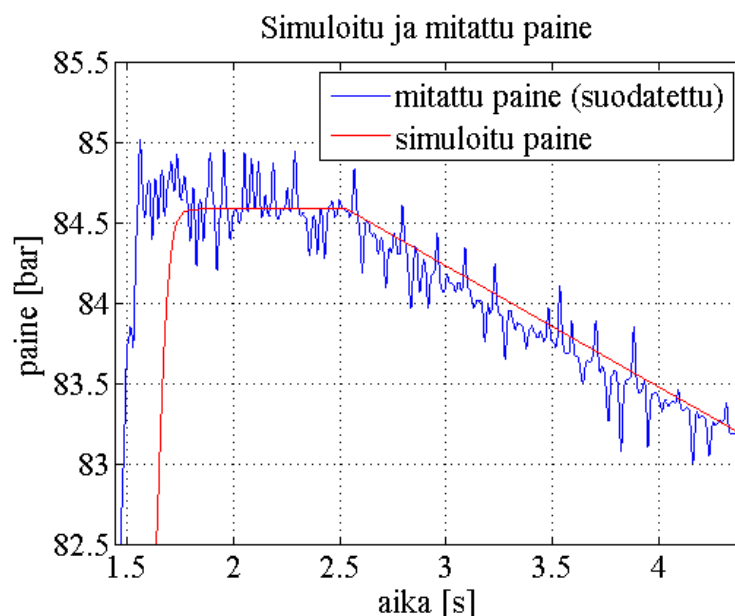
Sekä paine- että tankkipuolen DFCU-lohkoille tehtiin oma vuotomallinsa. Sopiva vuotovirtauksen määrä haettiin yhdelle venttiilille neljällä eri syöttöpaineella tehdyistä mittauksista. Tämä suoritettiin piirtämällä mitattu ja simuloitu paine samaan kuvaajaan ja sovittamalla vuotovirtauksen arvo simulointimalliin siten, että paineen kuvaajat vastasivat mahdollisimman tarkasti toisiaan. Venttiilimittauksia suoritettiin välillä 80–200 bar 40 barin välein, joten vuotovirtauksetkin voitiin sovittaa vain näillä paine-eroilla. Loput pisteet jouduttiin arvioimaan. 200 barin paine-erolla sopivaksi painepuolen DFCU:n vuotovirtauksen määräksi havaittiin 0,016 l/min ja tankkipuolen DFCU:n vuotovirraksi 0,026 l/min. Tämä on samaa tasoa, kuin Winklerin (2004) tutkimuksessaan rakentaman vastaavan kokeellisen luistiventtiilin vuotovirtaus. Vuotovirtauksen määrä vaikuttaa kasvavan suoraan verrannollisesti paine-eroon, kuten laminaarisen virtauksen kuristuksessa kuuluukin. Hydacin esittelymateriaalissa mainitaan yhden venttiilin vuodoksi alle 5 pisaraa minuutissa. On huomattavaa, että DFCU:hun kytketyt kuusi rinnakkaista venttiiliä myös vuotavat kuuden venttiilin edestä.

Kuvassa 19 nähdään miten kontrollitilavuuden paine hiljalleen kasvaa kaikkien venttiilien ollessa suljettuna. Ajan hetkellä 1,025 s painepuolen DFCU:n venttiili 3 avataan ja kontrollitilavuuden paine kasvaa askelmaisesti. Kuvaajaan on piirretty myös simulointimallin laskema paineen käyttäytyminen sovitetuilla vuodon arvoilla.



*Kuva 19. Kuvaajassa näkyy miten kontrollitilavuuden paine kasvaa kaikkien venttiilien ollessa suljettuina (noin 1,05 s asti).*

Kuvassa 20 nähdään puolestaan miten kontrollitulavuuden paine nousee lähelle syöttöpainetta pitämällä painepuolen DFCU:n venttiilin numero 3 avattuna ja tankkipuolen venttiilit suljettuina. Paine lähtee laskemaan painepuolen venttiilien sulkeuduttua. Kuvassa näkyy myös miten simuloitu paine käyttäytyy vastaavassa tilanteessa.



Kuva 20. Kuvaajassa näkyy miten kontrollitulavuuden paine laskee kaikkien venttiilien sulkeuduttua (noin 2,5 s).

#### 5.4. Kokemuksia PID-säätimen virityksestä

Rakennetussa ohjauslogiikassa yhtenä tärkeänä suunnittelulähtökohtana oli pitää viritysparametrien määrä kohtuullisena helppoa viritettävyyttä silmälläpitäen. Logiikkaan lisäämämme ominaisuudet kuitenkin väistämättä lisäävät viritysparametreja. Tässä kappaleessa selvitetään miten paljon lisäominaisuuksista on hyötyä verrattuna lisääntyneeseen työmäärään. Lisäksi tässä kappaleessa kerrotaan muita havaintoja säätimen viritykseen liittyen.

Ohjauksen viritysparametreja haettiin sadoilla mittauksilla, joissa vaihdeltiin parametrien  $K$ ,  $T_i$  ja  $T_d$  arvoja. Mittauksia suoritettiin myös pelkällä PD- ja PI-säätimellä vertailukohdan luomiseksi. Lisäksi tehtiin mittauksia, joissa säätimen edellä mainitut ohjausparametrit pidettiin vakiona ja muuteltiin antiwindup-ominaisuuteen liittyviä viritysparametreja  $b$  ja  $H$ . Näin pyrittiin selvittämään miten ne vaikuttavat venttiilin ohjaukseen kussakin tilanteessa. Säätöjä haettaessa pidettiin kuormaventtiili suljetussa asennossa, joten painetta säädettiin noin 1,35 litran suljetussa öljytilavuudessa, joka muodostui pääasiassa hydrauliletkusta. Järjestelmä on siis kovin helppo venttiilin toimintaa ja viritystä ajatellen, mutta siitä on paras lähteä liikkeelle ja lisätä haastetta entisten tullessa voitetuksi.

Heti alussa kävi selväksi, ettei simulointimalli ole kyllin tarkka, jotta sillä etsittyjä viritysparametrien arvoja voitaisiin käyttää suoraan todellisessa venttiilissä.

Simuloitujen arvojen perusteella lähdettiin siis kokeellisesti hakemaan parempia parametreja. Viritysprosessin aikana osoittautui, että parametrien suurehkosta lukumäärästä johtuen, mahdollisia viritysparametrikombinaatioita on paljon ja parhaan mahdollisen yhdistelmän löytämiseksi tarvitaan vähintäänkin kymmeniä mittauksia. Koska mittauksia suoritetaan näin paljon, on huolellinen dokumentointi erittäin tärkeää. Näin ei tehdä turhaa työtä monien samoilla parametreilla tehtyjen mittausten muodossa ja parametrien muutosten vaikutusta kyetään paremmin arvioimaan. Toisaalta havaittiin, ettei parametrien valinnan täydellinen onnistuminen ole kovin kriittistä venttiilin toiminnan suhteen.

P- ja I-säätimen virityksestä voidaan yleisesti sanoa, että K-parametrin kasvattaminen lisää säädön aggressiivisuutta, jolloin askelvasteen ylitys lisääntyy ja nousuaika pienenee. Liian suurilla K-parametrin arvoilla vaste lähtee värähtelemään. Toimiviksi parametrin arvoiksi havaittiin 0,5–1,5 väliset arvot.

I-säädin puolestaan tasoittaa ja rauhoittaa vastetta, jolloin se hieman kumoaa P-säätimen vaikutusta. Lisäksi I-säädin huolehtii virheen minimoimisesta jatkuvuustilassa, jolloin jatkuvuustilan P-säätimen ulostulo voi olla hyvin pieni. Näiden kahden parametrin optimoiminen on kiinni halutusta vasteen tyypistä, tyypillisesti käytetyistä ohjauksista ja niiden vaihtelevuudesta. Kaikista parametreista, Ti-parametria koitettiin laajimmalla skaalalla, ja melkein kaikilla arvoille säädin oli mahdollista saada toimimaan. Kuitenkin viimeisimmissä mittauksissa parhaimmiksi seuloutuivat 0,3 ja yhden väliset arvot. P- ja I-säätimen parametrien arvot kannattaa hakea ensin suuruusluokaltaan oikeaksi ja sitten lähteä työstämään säätimen muita parametreja.

Td-säätimen parametrin kasvattaminen kasvattaa ohjauksen herkkyyttä tarttua virheeseen ja siten se toimii hieman P-säätimen suuntaisesti. D-parametrin kasvattaminen lyhentää nousuaikaa, mutta ylitystä se saattaa jopa vähentää. Haittapuolena on ohjaimen merkittävästi lisääntynyt taipumus värähtelyyn. D-säädölle on luonteenomaista, että sen ohjaussignaalit ovat lyhytkestoisia, mutta hetkelliseltä arvoltaan suuria. Käytetty ohjausjärjestelmä näytteistää ohjauksen siten, että hetkellistä ohjauksen arvoa käytetään koko näytevälin ajan, jolloin sillä välin tapahtuneet ohjauksen muutokset eivät vaikuta ulostuloon. Siten D-säätimen lisäämisen ohjaukseen ei uskottu tuovan suurta lisäarvoa. Simulointimallilla tehdyt mittaukset tukivat tätä käsitystä. Käyttämämme näytteenottoväli oli 30 ms ja saattaakin olla, että nopeampien venttiilien kanssa käytettäessä D-säädöllä voidaan saavuttaa nopeampia vasteita.

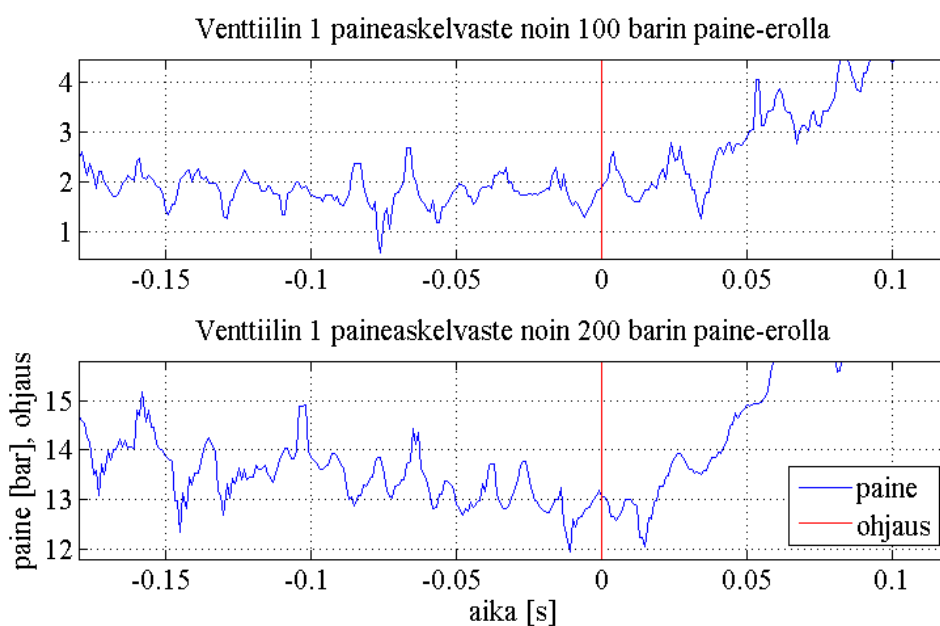
Mittauksista havaittiin D-säätimen arvoilla olevan merkitystä ohjaukseen ja sen merkitys vain kasvoi pienemmällä ohjauksen säätöväleillä. D-säätimen ohjauksen arvioitiin kuitenkin olevan merkittävältä osalta suuritaajuuden mittaushäiriön aiheuttamaa ja siten lähinnä ohjausta häiritsevää. D-säätöä käytettäessä tulee siis kiinnittää huomiota painesignaalien häiriöiden minimoimiseen ja suodattamiseen. Sekä simulointi, että mittaustulokset molemmat vahvistavat, että joka tapauksessa D-säätimen parametrin tulee olla hyvin maltillinen jos sitä käytetään. Mittauksissa parhaat tulokset antoivat viritysparimetrin arvo 0,0005.

Mittauksien yhteydessä suoritettiin myös säätimen viritys perinteisellä Ziegler & Nichols-virityseriaateella, jossa K-parametria kasvatetaan, kunnes ohjaus jää pienen askelmaisen muutoksen jälkeen värähtelemään. Värähtelystä mitataan ominaistaajuus ja sen hetkinen vahvistuksen arvo. Näistä kahdesta järjestelmän toimintaa kuvaavasta parametrasta lasketaan annettuja kertoimia hyväksi käyttäen sopivat viritysparametrien arvot. Mittaukset kuitenkin osoittivat tällä viritysmenetelmällä saadut parametrien arvot ( $K=1,8$ ,  $T_i=0,08$ ,  $T_d=0,0185$ ) ovat hieman aggressiiviset, käytettiinpä sitten PI- tai PID-säädintä. Paremman tiedon puuttuessa näistä arvoista voi kuitenkin hyvin aloittaa hakemaan parempia parametreja.

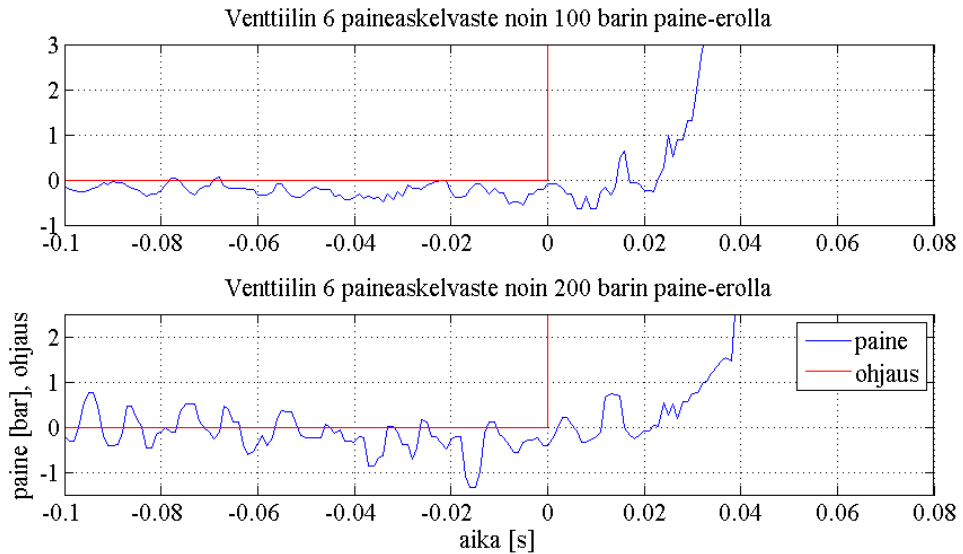
Ohjauksen päivitysvälin lyhentäminen saattaa mahdollistaa muidenkin parametrien maltillisen kasvattamisen ilman haittavaikutuksia. Antiwindup-toiminnon merkitys korostuu suurempia parametreja käytettäessä ja tällöin se saattaa leikata myös suurista P- ja D-säätimen ulostuloista johtuvia ohjauksia. Lisäksi on huomattava, että järjestelmä ja olosuhteet, jossa sitä käytetään vaikuttavat sopivien viritysparametrien arvoihin, joten tässä työssä mainitut parametrit eivät todennäköisesti ole parhaat mahdolliset muissa sovelluksissa. Ne onkin mainittu vain antamaan suuntaa viritysprosessille.

## 5.5. Mittaukset nopeutuskytkennän ollessa kytkettynä

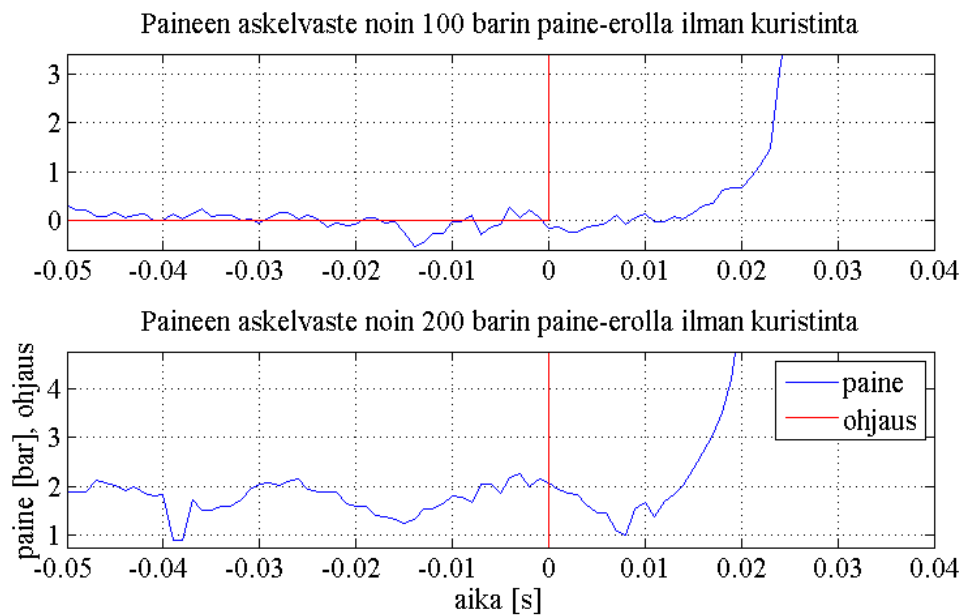
Nopeutuskytkennän tarkoitus on nopeuttaa venttiilin avautumista ja sulkeutumista. Venttiilin avautumista nopeutetaan hetkellisellä ylijännitepiikillä, jolla venttiilin kara saadaan nopeasti liikkeelle. Sulkeutumisen nopeuttamiseksi venttiiliä auki pitävä virta on pienempi, kuin normaalissa ohjauksessa. Samalla säästetään energiaa ja venttiili lämpiää vähemmän.



Kuva 21. Paineen vaikutus venttiilin 1 avausviiveeseen

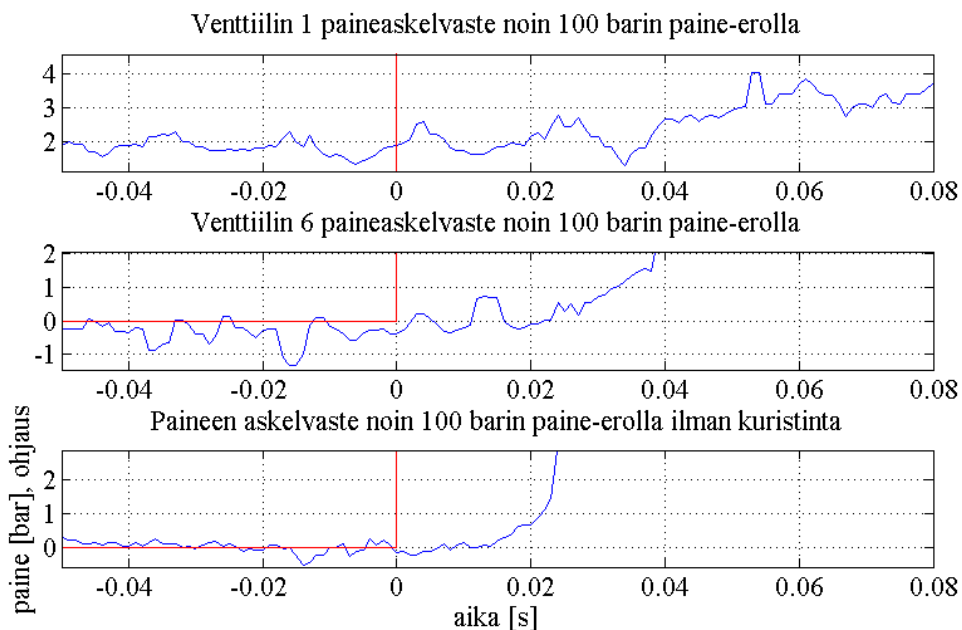


Kuva 22. Paineen vaikutus venttiilin 6 avausviiveeseen



Kuva 23. Paineen vaikutus kuristimettoman venttiilin avausviiveeseen

Kuvissa 21, 22 ja 23 esitetään syöttöpaineen vaikutusta painevasteeseen. Suuremmalla syöttöpaineella tehdyissä mittauksessa paine nousee nopeammin, kuten kuuluukin. Paineen nousun alkamiseen kuluva viive näyttää likimain yhtä suurelta painetasosta riippumatta, joten patruunaventtiilin sisäinen paineen kompensointi toimii hyvin. Painemittausten perusteella näyttäisi viive riippuvan käytetystä kuristuksesta siten, että pienemmillä venttiileillä on suurin viive. Selvimmin asia ilmenee pienellä painetasolla.



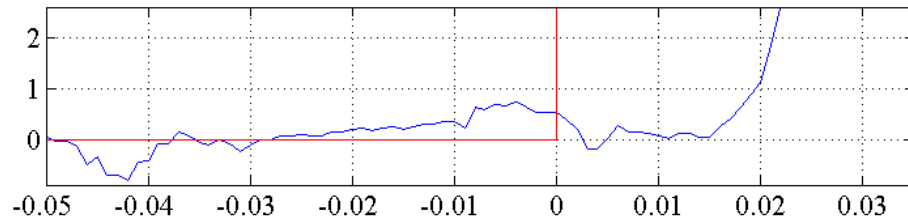
Kuva 24. Kuristuksen vaikutus painevasteeseen

Kuvassa 24 esitetään kuristuksen vaikutusta paineviiveeseen. Ylimmässä kuvaajassa on esitettyä venttiilin 1 painevaste, hetkeä ennen ja jälkeen venttiilin avauskäsken. Toisessa kuvaajassa on esitetty venttiilin 6 painevaste ja kolmannessa saman venttiilin ilman erillistä kuristinlaattaa. Koska kuristinlaatta kuristaa venttiilin avauksesta aiheutuvaa virtausta, on luonnollista, että paine kasvaa venttiilin 1 avaamisen jälkeen hitaammin, kuin venttiilin 6 tai kuristimettoman venttiilin avaamisen jälkeen. Viive venttiilin karan liikkeelle lähtemiseen pitäisi kuitenkin olla sama. Mittauksista saadut viiveen arvot ovat venttiilille 1 noin 37–42 ms, venttiilille 6 noin 23–29 ms ja kuristimettomalle venttiilille noin 14–16 ms.

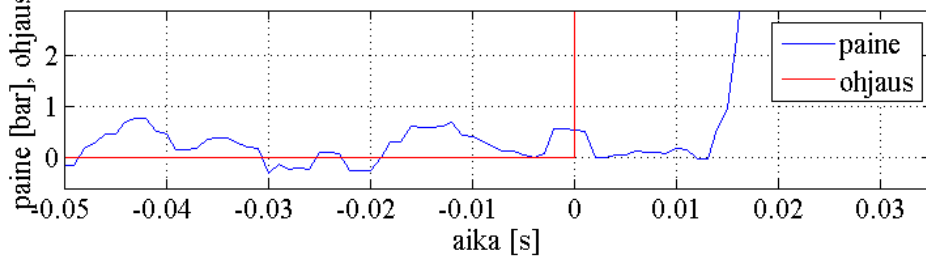
Mittauksissa syöttöpaineena käytettiin noin 100 bar ja ohjauksen muutos tapahtuu ajan hetkellä nolla. Mittauksessa käytettiin nopeutuskytkentää identtisillä asetuksilla ja 24,4V syöttöjännitteellä. Koko suorituksen ajan, tankkipuolen vastaavan kokoinen venttiili on auki, paitsi kuristimettoman mittauksen tapauksessa auki pidettiin venttiilit 5 ja 6.

Ohjauksen muutoshetkellä paine kontrollitilavuudessa vaihtelee hieman eri mittausten välillä, mutta kaikissa kuvaajissa on esitetty yhtä suuret painealueet.

Paineen askelvaste noin 100 barin paine-erolla ilman kuristinta ja 24,5V jännitteellä



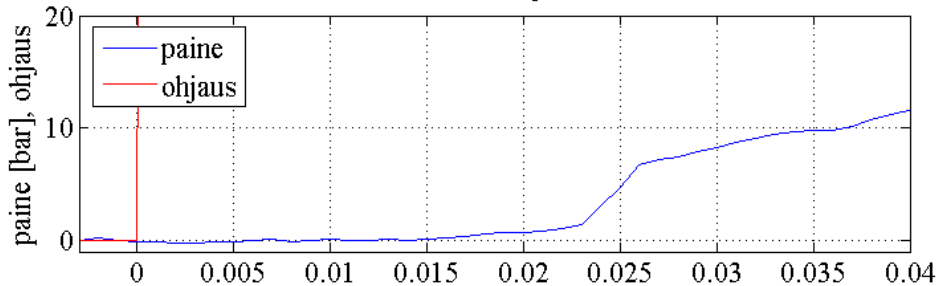
Paineen askelvaste noin 100 barin paine-erolla ilman kuristinta ja 31,7V jännitteellä



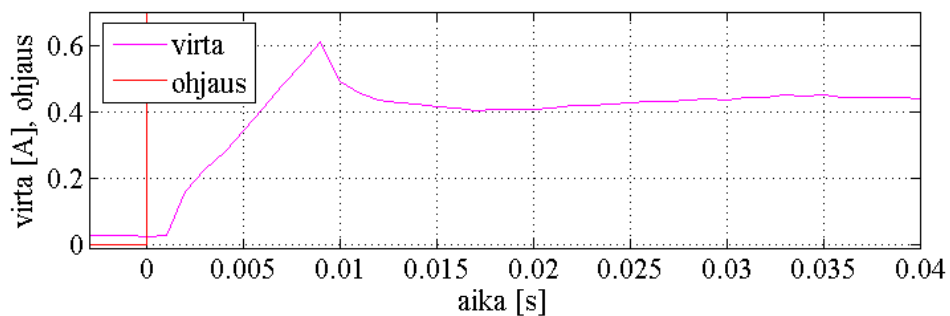
Kuva 25. Nopeuskytkennän syöttöjännitteen vaikutus painevasteeseen

Kuvassa 25 on piirretty painevasteet kahdella eri nopeuskytkennän syöttöjännitteellä mitattuna. Muutoin järjestelmät ovat identtiset. Mittaukset osoittava, että nopeuskytkennän suurempi syöttöjännite pienentää vain hieman venttiilin viivettä, mutta nopeuttaa merkittävästi karan liikkumista. Pienemmän syöttöjännitteen mittauksessa viiveeksi saatiin painevasteesta mitattua 15 ms ja suuremmalla jännitteelle 13 ms. Mittauksissa syöttöpaineena käytettiin noin 100 bar ja ohjauksen muutos tapahtuu ajan hetkellä nolla.

Paineen askelvaste noin 100 barin paine-erolla ilman kuristinta

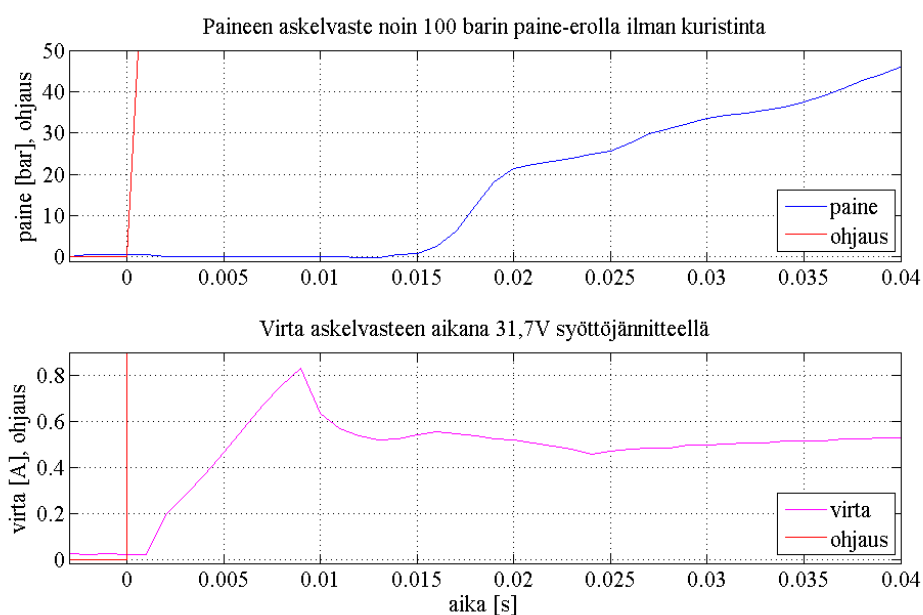


Virta askelvasteen aikana 24,5V syöttöjännitteellä



Kuva 26. Kuristamattoman venttiilin paine- ja virtavaste ohjauksen muutoshetkellä nopeuskytkennän ollessa kytkettynä 24,5V jännitteeseen

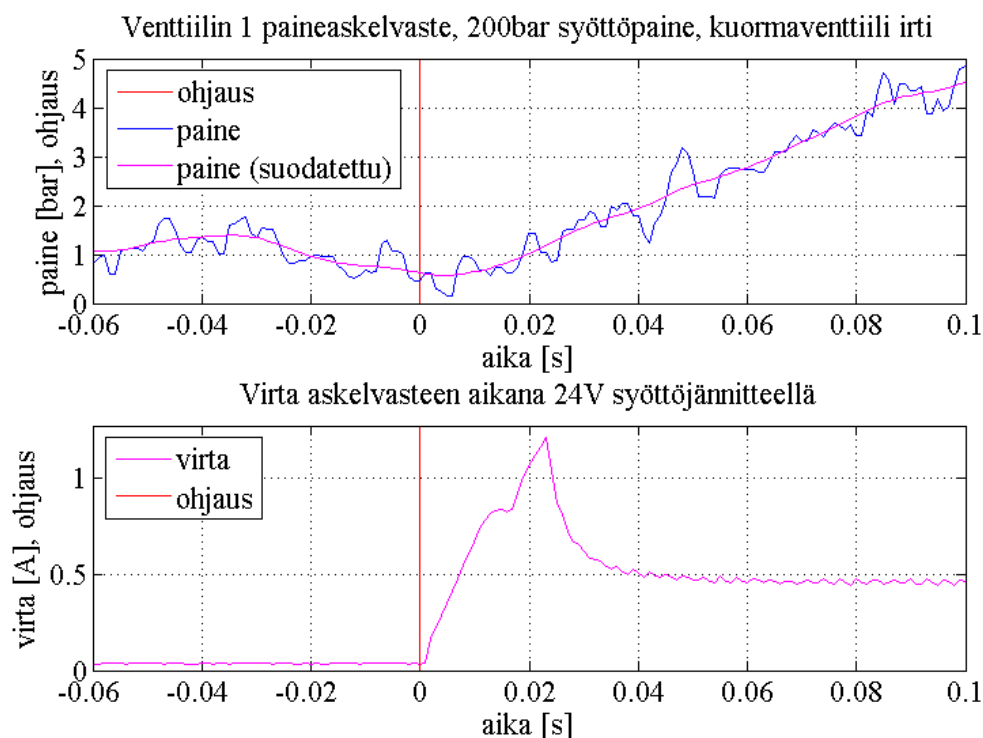
Kuvassa 26 nähdään miten kuristuslaattatoman venttiilin virta käyttäytyy ohjausta muutettaessa. Samassa kuvassa ylempänä on esitetty paineen käyttäytyminen vastaavana ajanhetkenä. Voidaan havaita, että virta kasvaa pienen (noin 1 ms) viiveen jälkeen hyvin nopeasti ja saavutettuaan ajan hetkellä 8 ms maksimivirran 0,6 A laskee se nopeasti noin 0,4 A:iin. Lopulta virta asettuu hieman yli 0,4 A:iin. Paineen voidaan havaita lähtevän kasvuun 15–17 ms kohdalla, jolloin myös virran minimiarvon saavutetaan. Paineen voidaan havaita kasvavan hyvin maltillisesti, kunnes noin 23 ms kohdalla kasvu voimistuu äkisti. Mittaustilanteessa venttiiliä ohjattiin nopeutuspiirin avulla, johon johdettiin 24,5 V syöttöjännite ja syöttöpaine oli noin 100 bar. Virta mitattiin LEM LTS 15-NP anturilla.



*Kuva 27. Kuristamattoman venttiilin paine- ja virtavaste ohjauksen muutoshetkellä nopeutuskytkennän syöttöjännitteen ollessa 31,7 V*

Kuvasta 27 nähdään miten virta ja paine käyttäytyvät, kun nopeutuskytkentään ohjataan 31,7 V syöttöjännite. Virran muoto on hyvin samankaltainen pienemmällä jännitteellä tehtyyn mittaukseen verrattuna. Viive on samanmittainen ja maksimivirta saavutetaan samalla ajan hetkellä, mutta maksimivirran arvo on suurempi, noin 0,8 A. Lisäksi virran laskettua huippuvirrasta noin 0,52 A:iin, kääntyy virta vielä hetkeksi nousuun. Virran kasvu ei kuitenkaan kestä kauaa, vaan se lähtee jälleen laskuun ja saavuttaa uuden minimin noin 0,45 A ajan hetkellä 24 ms. Minimien saavutettuaan virta kääntyy jälleen loivaan kasvuun. Paine lähtee tässäkin tapauksessa kasvamaan virran laskettua huippuarvostaan ensimmäisen kuopan pohjalle noin ajan hetkellä 13 ms ja paineen kasvu kiihtyy maksimiinsa noin 17 ms kohdalla.





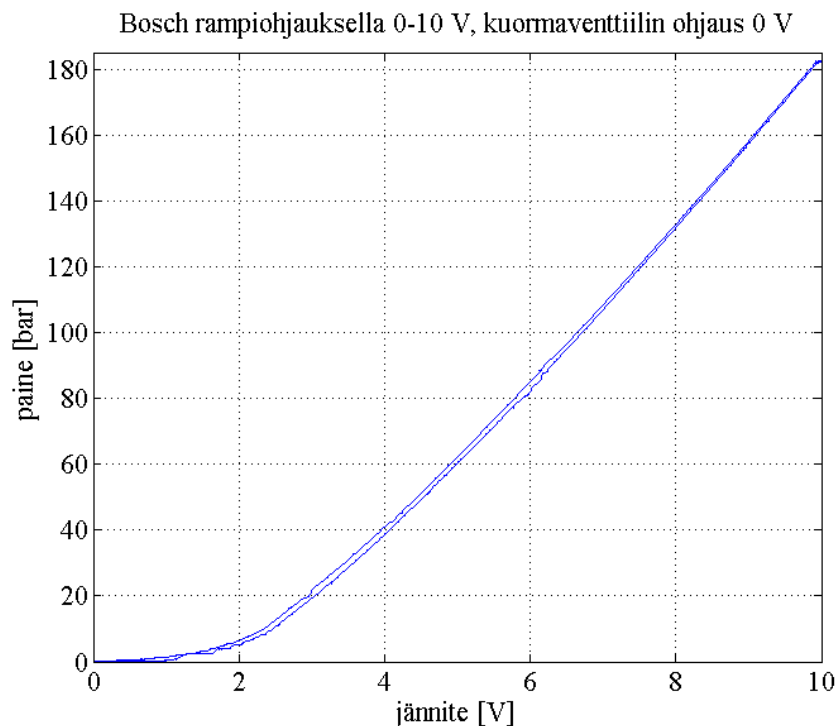
Kuva 28. Paine- ja virtavaste nopeutuskytkennän virtapiikkiä pidennettäessä

Edellä esitetyissä virtamittauksissa ei näy venttiilin karan liikkeen aiheuttamaa vastasähkömotorista voimaa ja sen seurauksena tapahtuvaa virran muutosta. Jotta virtamittauksesta voidaan nähdä venttiilin liike, pitää varmistua siitä, että virtaa ei elektroniikalla samaan aikaan muuteta. Tähän pyrittiin kaksinkertaistamalla nopeutuskytkentäpiirin kytkettyjen, jännitepiikin pituutta määrittävien, kondensaattorien kapasitanssi. Kuvassa 28 on esitetty muokatulla nopeutuskytkennällä varustetun venttiilin 1 avaushetken paine- ja virtavasteet. Kuvassa näkyy selkeästi virran notkahdus välillä 13–17 ms, jonka voidaan ajatella johtuvan karan liikkeestä. Aikaväli sopii hyvin aikaisemmin paineesta määritettyihin aukaisuviiveen arvoihin. Jos kara tosiaan liikkuu tällä aikavälillä, voidaan todeta virtapiikin alkuperäisellä kapasitanssin mitoituksella olleen liian lyhyt. Kaksinkertaisella kapasitanssilla virtapiikin huippu saavutetaan ajan hetkellä 23 ms ja silloin virran arvo on 1,2A. Kapasitanssin kaksinkertaistaminen siis kolminkertaisti virtapiikin pituuden ja kaksinkertaisti maksimivirran.

Venttiilin avauskäsky annetaan ajan hetkellä nolla ja syöttöpaineena oli noin 200 bar. Koko suorituksen ajan, tankkipuolen vastaavan kokoinen venttiili pidettiin auki.

## 5.6. Vertailua analogiseen venttiiliin

Tässä kappaleessa esitellään työn tuloksena kehitetyn venttiilin toimintaa ja ominaisuuksia verrattuna perinteiseen tekniikkaan perustuvaan erittäin hyvään venttiiliin. Vertailukohtana toimii sisäisellä ohjauselektroniikalla varustettu Bosch Rexrothin DREBE 6X OBE -venttiili.

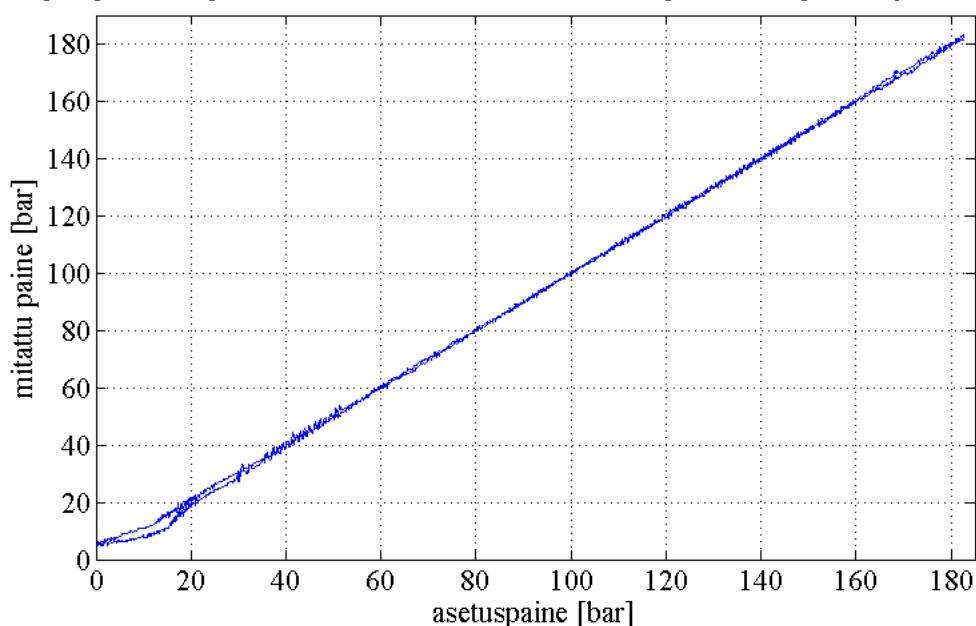


Kuva 29. Vertailukohteena olevan Boschin venttiilin  $pU$ -käyrä

Kuvassa 29 esitetystä Bosch Rexrothin venttiilin ominaiskäyrästä voidaan havaita ohjauksen lineaarisen alueen rajoittuvan noin 3 Voltin ja 10 Voltin väliin. Epälineaarisen alueen kompensoiminen ei ole hankalaa, mutta vaati toki asian huomioimisen. Venttiilin hystereesi on lähes merkityksettömän pientä. Eräs havainto on, että noin 205 barin syöttöpaineesta huolimatta maksimiohjauksella kontrolloidun tilavuuden painetta ei saatu nostettua kuin 182,5 bariin, vaikka tilavuusvirtakapasiteettia venttiilissä riittääkin. Venttiilin valmistaja tosin ei lupaa venttiilin toimivan, kuin 175 bariin asti.

Mittaus suoritettiin nostamalla venttiilin ohjausta ramppimaisesti nolasta kymmeneen volttiin 33,33 sekunnin aikana, jonka jälkeen ohjaus pidettiin maksimissa 13,33 sekuntia. Tämän jälkeen ohjausjännite laskettiin jälleen ramppimaisesti noltaan 33,33 sekunnin aikana. Kuormaventtiilin ohjaus pidettiin koko mittauksen ajan nollassa voltissa.

Ohjauspaine rampitettu 0-182,5 bar, kuormaventtiilin ohjaus 0V, nopeutuskytkentä 24,5V

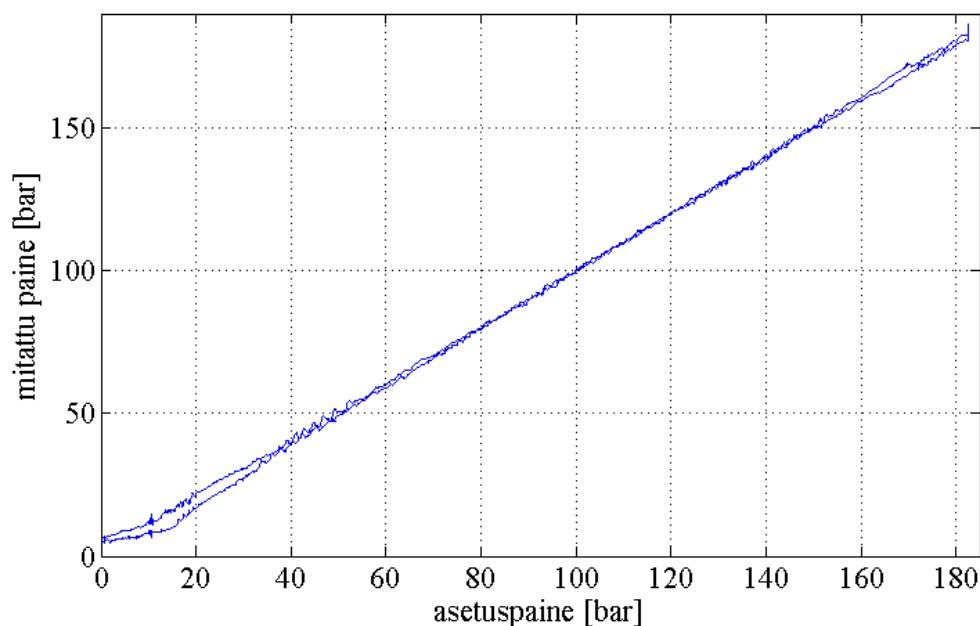


Kuva 30.  $pU$ -käyrä digitaaliventtiilille käytettäessä rampin nousuaikana 33,33 s.

Kuvassa 30 on esitetty digitaaliventtiilistä mitattu vastaava ominaiskäyrä. Se paljastaa digitaaliventtiilin hystereesin olevan lähes olematonta. Hystereesi on suurimmillaan painealueen laitamilla ja lähes olematonta sen keskivaiheilla. Venttiili ei kykene ajamaan kontrollitulavuuden painetta nolaksi, vaikka asetusarvo niin vaatisikin. Vaste on kuitenkin hyvin lineaarinen toimittaessa yli 20 barin asetusarvoilla. Vertailun helpottamiseksi käyrä on rajattu samalle painealueelle, kuin vertailuventtiili, vaikka digitaaliventtiili pystyisi tarvittaessa ohjaamaan käytännössä koko syöttöpaineen kontrollitulavuuteen.

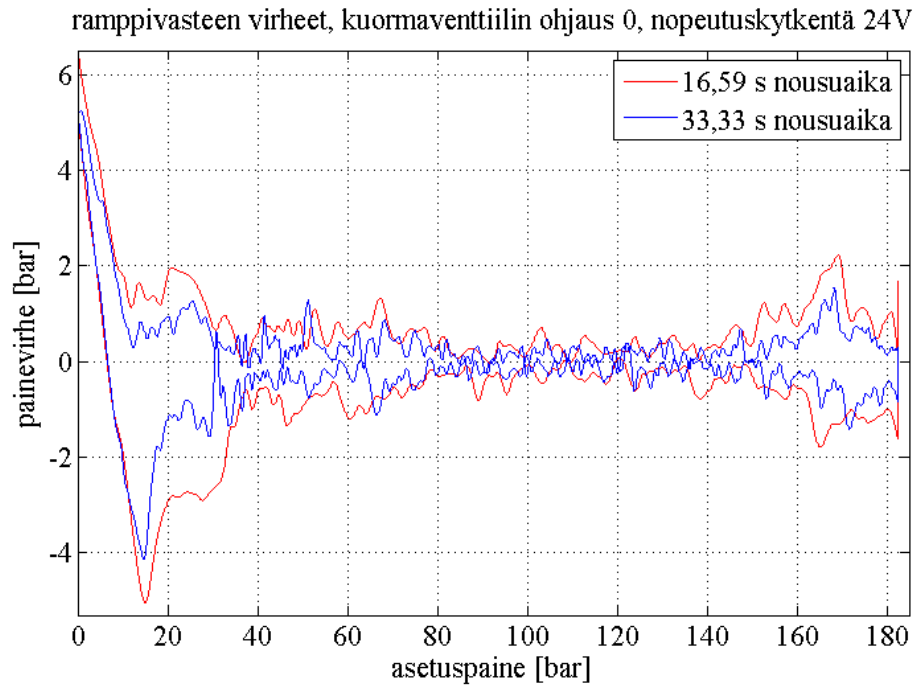
Ohjauksessa käytetyt PID-säätimen arvoja on haettu muutamilla kokeilla ja tässä esitetään niistä paras. Näin toimittiin, koska venttiili on kohtuullisen helppo virittää ja uskottiin näin toimittavan myös normaalissa venttiilin sovellustilanteessa. Lisää mittauksia suorittamalla varmasti löytyy vieläkin parempia ohjausparametrin arvoja, mutta niistä koitunut hyöty tuskin on merkittävä. Toisenlaisessa järjestelmässä kuitenkin täysin toisenlaiset parametrit voivat tuottaa paremman tuloksen. Esitetyissä mittauksissa käytetyt parametrien arvot olivat  $K=1,0$ ,  $T_i=0,5$ ,  $T_d=0,0005$ ,  $b=0,5$ ,  $H=50$ . Lisäksi mittauksia suoritettaessa nopeutuskytkennät olivat kytkettyinä venttiileihin 24,5V käyttöjännitteellä ja ohjauksen päivitysvälinä käytettiin 20 ms. Syöttöpaineena käytettiin samaa noin 205 barin painetta ja asetuspainetta ohjattiin samoin, kuin Bosch Rexrothin venttiilin mittauksessa.

Ohjauspaine rampitettu 0-182,5 bar, kuormaventtiilin ohjaus 0V, nopeutuskytkentä 24,5V



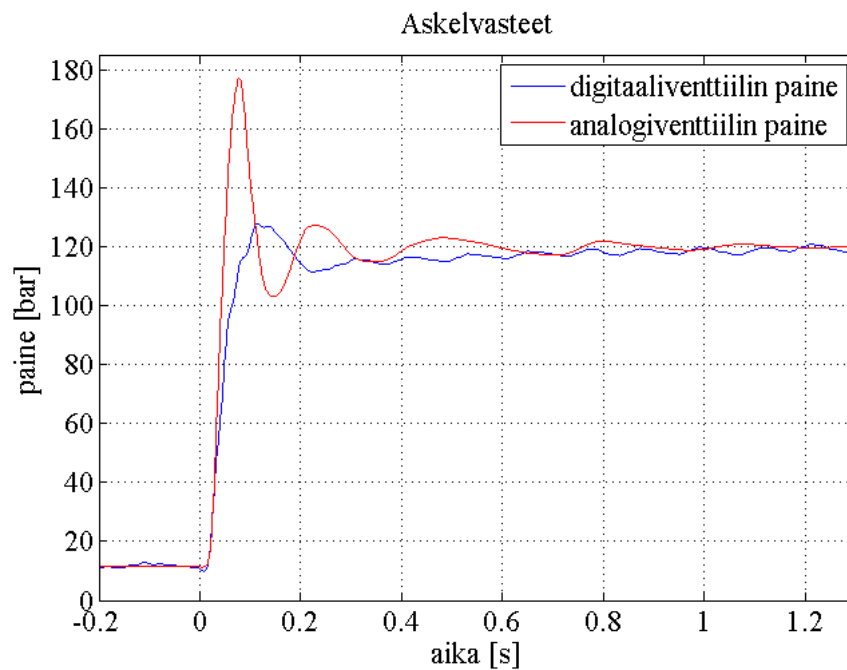
*Kuva 31. Vastaava pU-käyrä digitaaliventtiilille käytettäessä rampin nousuaikana 16,59 s*

Kuvan 31 mittauksessa käytettiin lyhyempää paineen asetusarvon nousuaikaa ja siten lisättiin venttiilille hieman haastetta. Mittauksen tarkoituksena oli selvittää miten venttiili selviytyy tämän tyyppisestä dynaamisesta ohjauksesta eikä niinkään määrittää venttiilin hystereesiä. Ominaiskäyrästä voidaan havaita painevirheen kasvaneen hieman pienillä ja suurilla paineilla. Keskialueella (noin 55–150 bar) virhe on edelleen olematonta ja vaste on käyttöalueellaan edelleen hyvin lineaarinen. Syöttöpaineena käytettiin samaa noin 205 barin painetta. Nyt paineen asetusarvoa nostettiin ramppimaisesti 16,59 sekunnin aikana 182,5 bariin ja pidettiin siellä 6,82 sekunnin ajan. Tämän jälkeen asetusarvo laskettiin ramppimaisesti 16,59 sekunnin aikana nolnaan. Rampin ajat ovat siis noin puolet pienempiä edelliseen kuvaajaan verrattuna.



Kuva 32. Nopeamman ja hitaamman rampin virheet

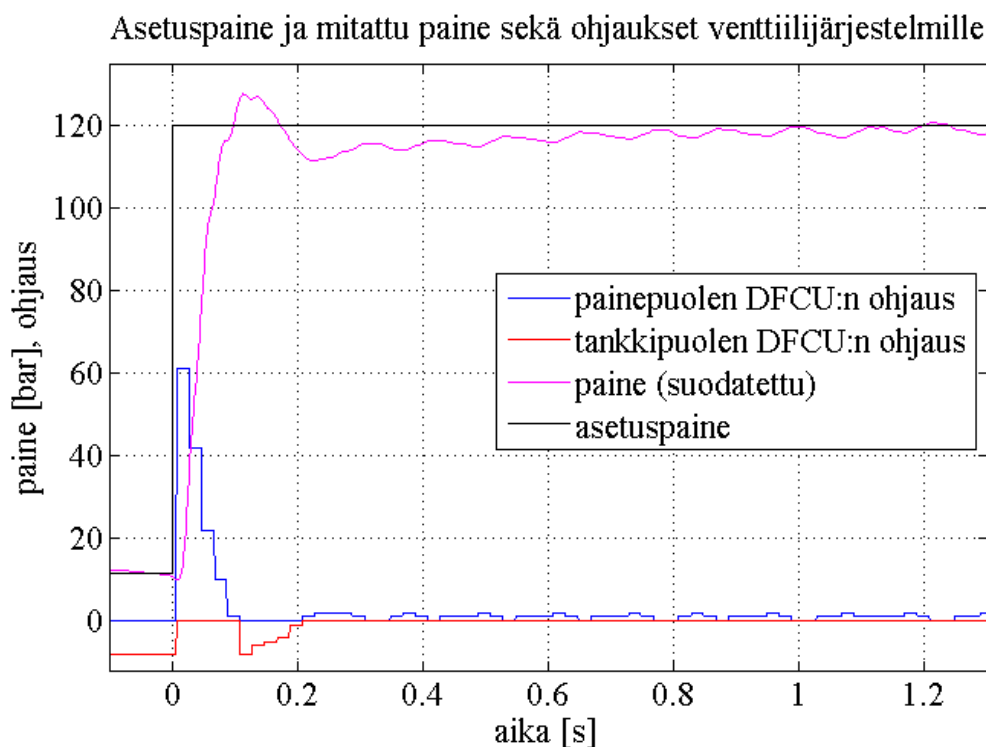
Kuvasta 32 voidaan havaita, miten asetusarvon rampin nousunopeus vaikuttaa painevirheeseen. Suurilla ja pienillä asetuspaineen arvoilla painevirhe on suurimmillaan. Välillä 35–160 bar virhe pysyy molemmilla ohjauksilla alle 1 bar tason maksimivirheen ollessa hitaammalla rampilla noin 5 bar ja nopeammalla rampilla noin 6 bar.



Kuva 33. Vertailukohtana käytetyn Bosch Rexrothin venttiilin ja digitaaliventtiilin painevasteet, kun ohjausta kasvatetaan askelmaisesti.

Kuvassa 33 on esitetty sekä Bosch Rexrothin venttiilin (pun.) että digitaaliventtiilin (sin.) paineen askelvaste, kun asetusarvo nousee 11,5 barista 120 bariin. Digitaaliventtiilillä nousunopeus asetusarvon tasolle on hitaampaa (analogisella venttiilillä 49 ms ja digitaaliventtiilillä 99 ms), mutta myös sen ylitys on paljon pienempää (analogisella venttiilillä 57,3 bar ja digitaaliventtiilillä 8,2 bar). Digitaaliventtiilin suurin värähtely vaimenee nopeammin, mutta jatkuvuustilaan jää pieni värinä. Lisäksi digitaaliventtiili saavuttaa jatkuvuustilassa asetusarvonsa vasta noin sekunnin kuluttua. Asettumisaika 5 barin tarkuuteen asetuspaineesta on digitaaliventtiilillä n. 500 ms, kun vastaava arvo analogiselle venttiilille on noin 360 ms.

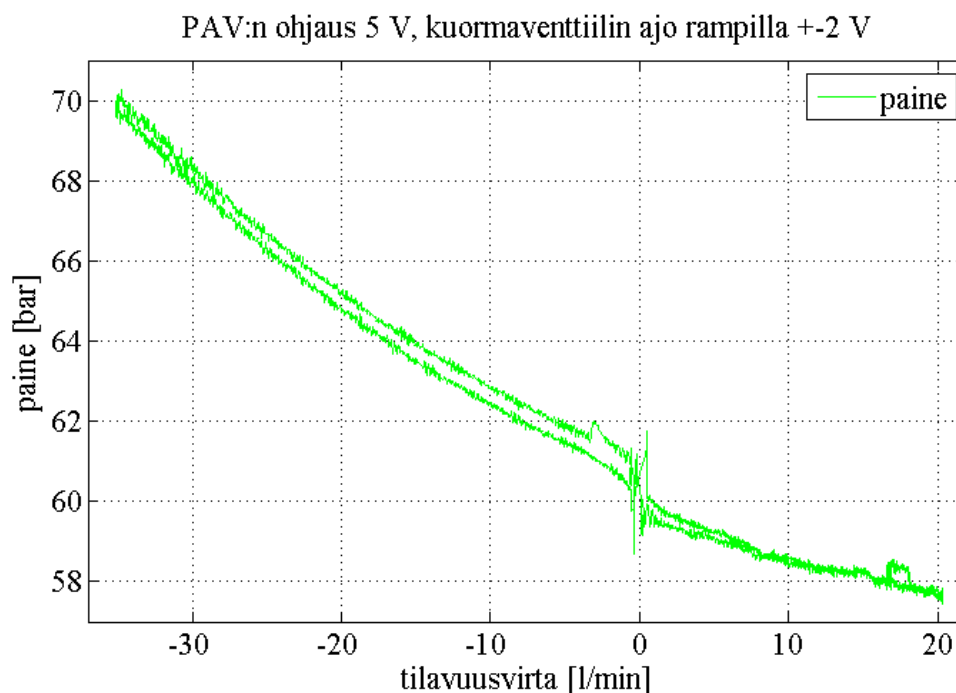
Mittauksessa Bosch Rexrothin venttiilille annettiin askel 2,5 Voltista 7,5 Volttiin. Digitaaliventtiilille annettiin mittauksissa näitä jännitteen arvoja vastanneet paineen arvot. Askel annetaan kuvaajassa kummallekin venttiilille ajan hetkellä nolla sekuntia.



*Kuva 34. Digitaaliventtiilillä ajettu paineen askelvaste. Asetusarvo annetaan ohjauslogiikalle suoraan paineen arvona, joten painevirhe kullakin hetkellä voidaan laskea asetuspaineen ja mitatun paineen erotuksena.*

Kuvassa 34 on esitetty sama digitaaliventtiilin askelvaste ja lisäksi ohjauksen arvot (punainen tankkipuolen DFCU ja sininen painepuolen DFCU) sekä asetusarvo (musta). Piirreyistä ohjauksista ilmenee, että digitaaliventtiilin ohjaus jää värähtelemään tilojen 0 ja 2 välille. Ohjauksista voidaan myös nähdä, että asetusarvon muutoshetkellä ohjaustila muuttuu pienestä tankkipuolen DFCU:n avauksesta painepuolen DFCU:n täyteen avaukseen yhden ohjauksen päivitysvälin aikana. Ohjauksen päivitysväli kuitenkin aiheuttaa hieman (maksimissaan 20 ms) viivettä venttiilin asetusarvon

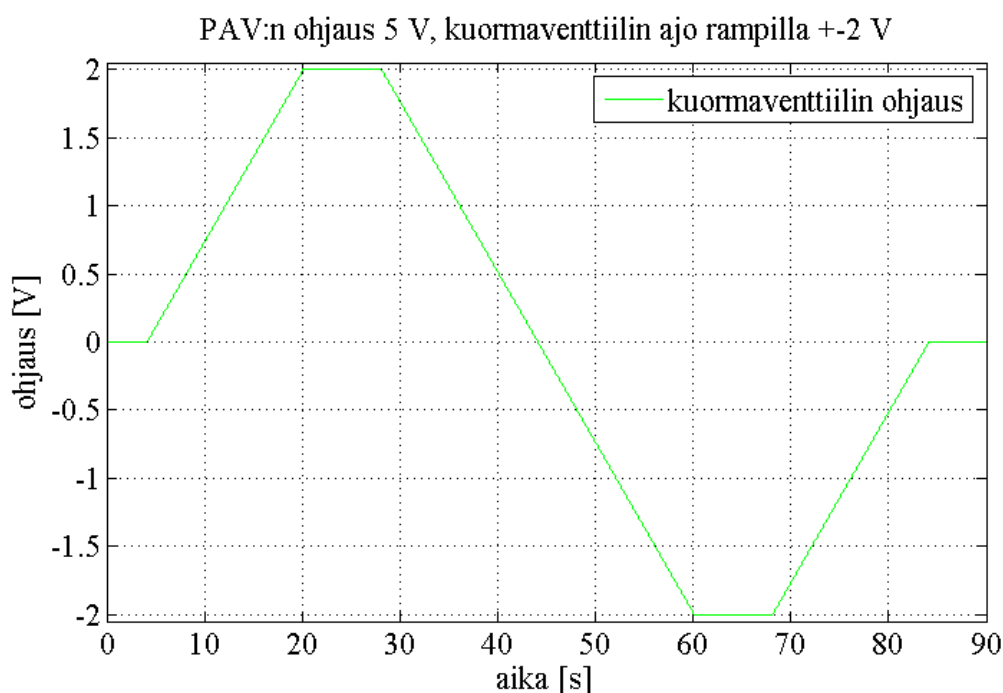
muutokseen reagoimiseen. Ohjauksen ollessa hetkellisesti täysillä paineen nousunopeutta rajoittaa vain venttiilien tilavuusvirtakapasiteetti.



*Kuva 35. Bosch Rexrothin venttiilin paineen pitokyky kuormaventtiilin ohjauksen muuttuessa*

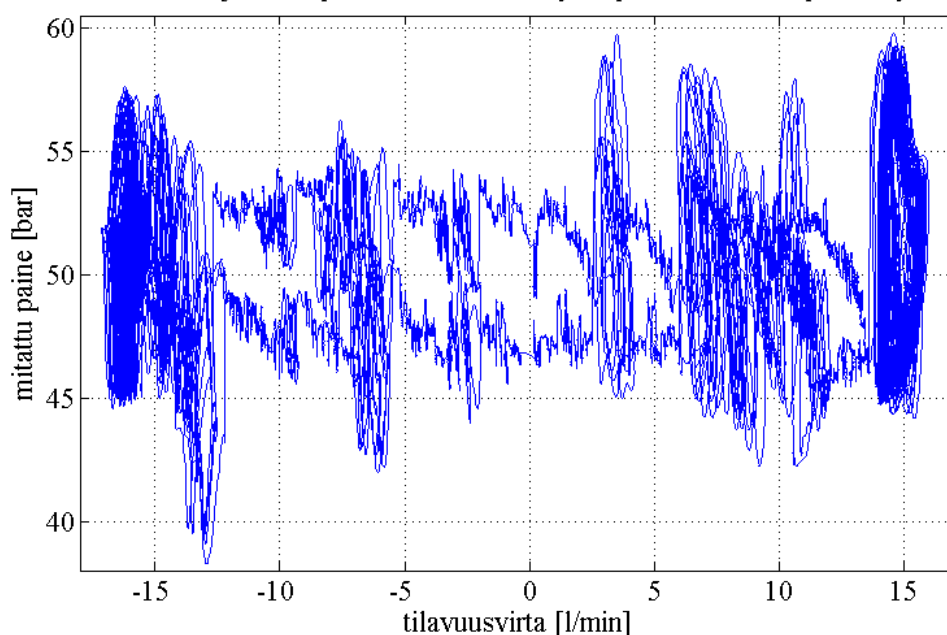
Digitaalitekniikalla toteutetun paineenalennusventtiilin paineenrajoitusominaisuus saattaa tuottaa järjestelmän mallintamiseen pohjautuville ennustaville ohjaustratkaisuille ongelmia. Päätimme testata miten perinteiseen PID-säätimeen perustuva ohjaus ja digitaaliventtiilit selviävät tästä haasteesta.

Kuva 35 esittää vertailuventtiilin kykyä pitää paine asetusarvossa, kun kontrollitilavuuteen tuotavaa ja sieltä poistettavaa tilavuusvirtaa muutetaan kuormaventtiilin avulla. Kuvaajassa tilavuusvirran suunta on määritetty siten, että kontrollitilavuuteen tuleva tilavuusvirta on negatiivista ja sieltä lähtevä positiivista. Asetuspaine on noin 60 bar. Kuvaajasta huomataan, että venttiili ei kykene pitämään painetta vakiona, kun tilavuuteen ohjataan kuormaventtiilin kautta tilavuusvirtaa. Paine kasvaa lähes lineaarisesti tilavuuteen ohjatun tilavuusvirran mukaan. Noin 35 l/min tilavuusvirralla painevirhe on maksimissaan ja sitä on noin 10 bar. Ohjattaessa kuormaventtiilillä tilavuusvirtaa pois tilavuudesta venttiili toimii paremmin ja noin 20 l/min tilavuusvirralla painevirhe on vain hieman yli kahden barin. Mittausta tehdessä syöttöpaine oli noin 205 bar. Kuormaventtiilin ohjaus on esitetty kuvassa 36.



Kuva 36. Kuormaventtiilin ohjaus

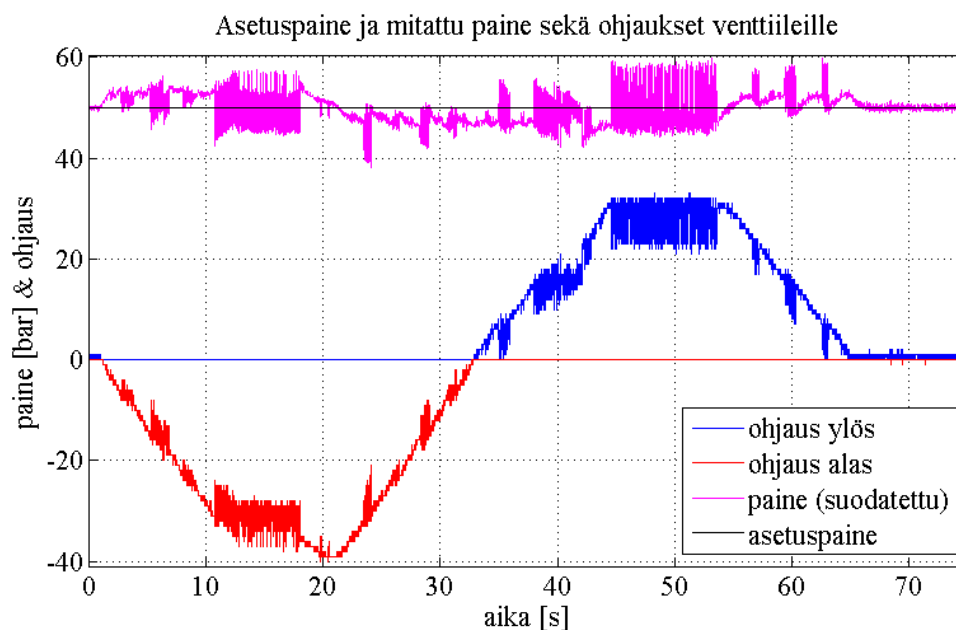
kuormaventtiilin ohjaus rampitettu -1,5...1,5 V, syöttöpaine 100bar, nopeuskytkentä 48V



Kuva 37. Digitaaliventtiilin paineen pitokyky kuormaventtiilin ohjauksen muuttuessa

Digitaaliventtiilin paineen pitokykyä testattaessa (Kuva 37) nähdään, että paine ei kasva lineaarisesti, vaan pysyy asetuspaineen tuntumassa suurillakin tilavuusvirroilla. Kuvaajasta näkyy myös selkeästi niin sanotut hankalat tilanvaihdot, jolloin paine värähtelee voimakkaasti. Virhettä syntyy maksimissaan yli 10 bar. Näiden kohtien ulkopuolellakin sitä on tasaisesti noin 5 bar. Aetuspainne oli 50 bar ja mitattu tilavuusvirta-alue oli välillä 17 l/min sisään ja 15 l/min ulos.





*Kuva 38. DFCU:den ohjaukset ja kontrollitulavuuden paine kuormaventtiilin ohjauksen rampin muuttamisen aikana*

Vastaavat ilmiöt on jopa helpommin nähtävissä kuvassa 38 jossa näkyvät DFCU:lle menevät ohjaukset sekä painesignaali kuormaventtiilin rampin aikana. Ohjaus värähtelee voimakkaasti sen saavuttaessa arvot 4, 8, 16 ja 32.

Paineenrajoitustoimintoa testattiin myös simuloimalla. Simulointimalliin lisättiin kontrollitulavuuteen tuleva ulkopuolinen ja vaihteleva tilavuusvirtaus. Ohjausjärjestelmää tai sen parametreja ei muutettu askelvasteella haetuista mitenkään.

Kohtuullisen rauhallisilla ulkopuolisesta lähteestä tulevilla tilavuusvirtauksilla, venttiili toimii hyvin pyrkien pitämään paineen asetetulla tasolla avaamalla tankkipuolen DFCU:n venttiilejä. Ulkopuolisen tilavuusvirran kasvaessa suureksi, ei venttiili kykene vakioparametrein muuttamaan ohjaustaan tarpeeksi nopeasti pitääkseen paineen sopivissa rajoissa. Uudelleenvirityksen jälkeen on mahdollista pitää kontrollipaine haluttuna kohtuullisen tarkasti suuristakin ulkopuolisista lähteistä tai toimilaitteelta tulevasta kuormituksista riippumatta. Tällöin kuitenkin varsinaiset paineenalennusominaisuudet muuttuvat usein epäedullisempaan suuntaan. Koska kaikissa tilanteissa vakiopainetta pyritään pitämään saman säätimen ja venttiilien voimin, on sen viritys luonteeltaan kompromissi. Rauhallinen viritys on tarkka, mutta ei selviydy nopeista ja suurista muutoksista. Siksi jo viritysvaiheessa onkin tärkeää selvittää sekä tyypilliset ohjauksen muutoksen että kuormituksen muutoksen aiheuttamat tilavuusvirrat.

Tätä tietoa voi myös venttiilien mitoituksessa, sillä vain näitä venttiilejä tarvitaan paineenrajoitustoimintoa käytettäessä. Jos siis toimilaitteelta tuleva tilavuusvirta huomattavasti suurempi, kuin tyypillinen ohjauksen muutoksen vaatima tilavuusvirta, voidaan ehkä painepuolen DFCU mitoittaa pienemmäksi.

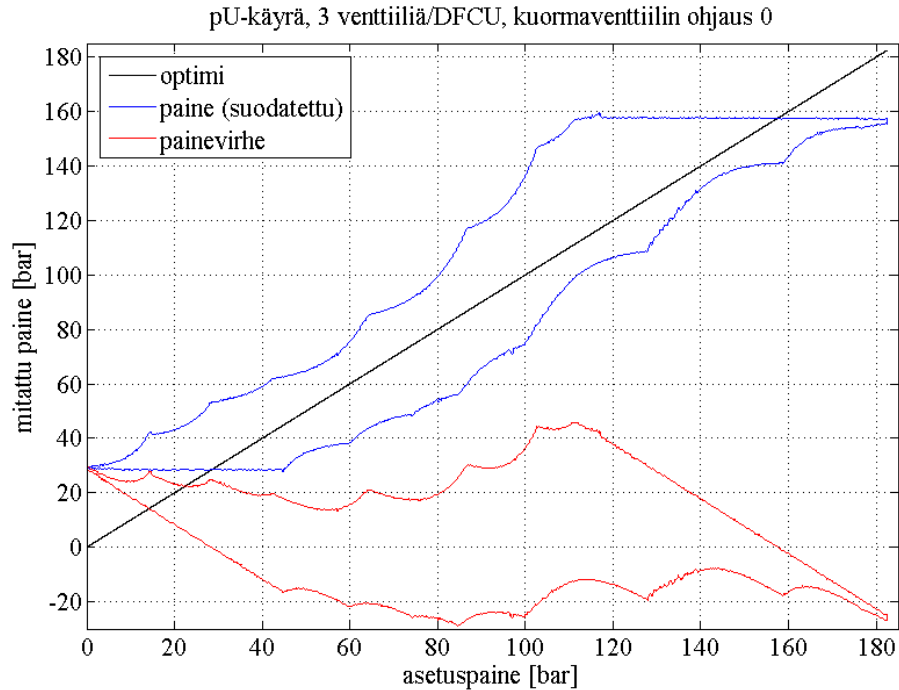
## 5.7. Antiwindup-toiminto

Antiwindup-toimintoon vaikuttavat kaksi parametria ovat siis  $H$  ja  $b$ .  $H$ -parametri määrää minkä lukuarvon ylitettyään ohjausta leikataan. Parametrin  $b$  arvo puolestaan määrää, miten paljon ohjausta leikataan. Antiwindup siis leikkaa ohjausta kertomalla  $H$ -parametrin ylimenevää ohjausta parametrin  $b$  arvolla ja vähentää sen  $I$ -säätimelle tulevasta erotuksesta. Siten antiwindup-toiminnolla on merkitystä vain  $I$ -säätimellisessä ohjausjärjestelmässä.

Antiwindup-toiminnolla on merkitystä silloin, kun venttiili saa ohjauksia, joita se ei kykene suorittamaan. Tässä sovelluksessa tarkoitettaisiin tilannetta, jossa painetta haluttaisiin säätää nopeammin, kuin venttiili siihen kykenee, jolloin  $I$ -säätimen arvo saattaisi ajautua hyvinkin suureksi tai pieneksi. Testijärjestelmän venttiilien mitoitus on niin suuri ohjattavaan tilavuuteen nähden, että ajautumisongelmaa ei juuri esiinny. Järjestelmän tehollista puristuskerrointa alentava toimilaite, kuten sylinteri, voisi myös aiheuttaa ohjauksen ajautumista. Lisäksi haluttaessa kontrollitulavuuteen nollapainetta tai syöttöpainetta korkeampia paineita, antiwindup-toiminto hidastaa ajautumista. Se ei kuitenkaan kokonaan ratkaise näitä ongelmia vaan vain pienentää hieman sen vaikutuksia.

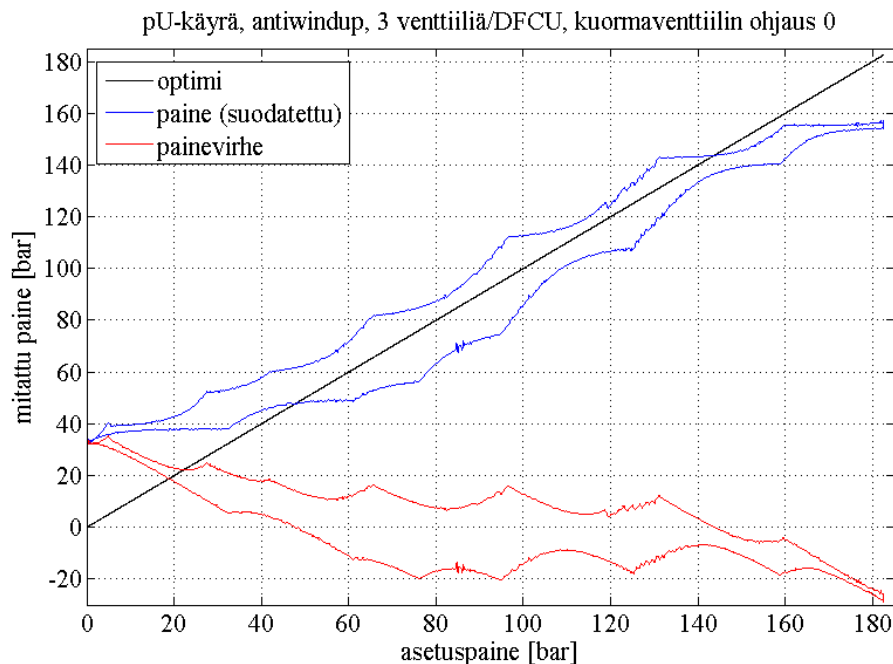
Antiwindup-toiminnon oletettiin vähentävän painevasteen ylitystä suurilla ohjauksen muutoksilla ja lisäävän siten säätimen vakautta. Tätä kautta pidettiin mahdollisena kiristää säätimen viritysparametreja ja siten nopeuttaa vastetta. Askelvastekokeet eivät kuitenkaan osoittaneet kovin merkittävää parannusta.

Ramppivasteeseen antiwindup-toiminnolla sen sijaan oli selkeämpi vaikutus. Pidempikestoinen jatkuva paineen kasvatus voi johtaa ohjauksen ajautumiseen, mikäli venttiili ei kykene asetusarvon edellyttämään virtaustien avaamiseen. Ongelma on helpommin havaittavissa tilanteessa, jossa venttiilin tilavuusvirtakapasiteetti ei riitä vaadittuun ohjaukseen, joten tilanteen havainnollistamiseksi pudotimme kummastakin DFCU:sta kolme isointa venttiiliä pois käytöstä. PID-säätimen parametreina käytettiin toimivaksi havaittuja ( $K=1$ ;  $T_i=1$  ja  $T_d=0,0001$ ), mutta mistään optimiparametreista niiden kohdalla ei voida puhua.



Kuva 39. Venttiilijärjestelmän painevaste ja virhe asetuspaineen funktiona

Kuvassa 39 nähdään miten hyvin venttiilijärjestelmä kykenee noudattamaan samaansa paineohjetta ilman antiwindup-ominaisuutta. Varsinkin asetusrvon lähtiessä laskemaan maksimiarvosta kestää kauan, ennen kuin I-säädin on taas integroinut itsensä järkevälle tasolle, jolloin virhe ehtii jo kasvaa 46 bariin. Mittauksessa paineen asetusrvoa nostettiin 13,35 sekunnin ramppimaisella ohjauksella 182,5 bariin, jossa sitä pidettiin 3,3 sekuntia. Tämän jälkeen asetusrvo jälleen laskettiin ramppimaisesti 13,35 sekunnin aikana nolnaan. Mittauksia suoritettaessa nopeutuskytkennät olivat kytkettyinä venttiileihin 24,5V käyttöjännitteellä ja ohjauksen päivitysvälinä käytettiin 20 ms.

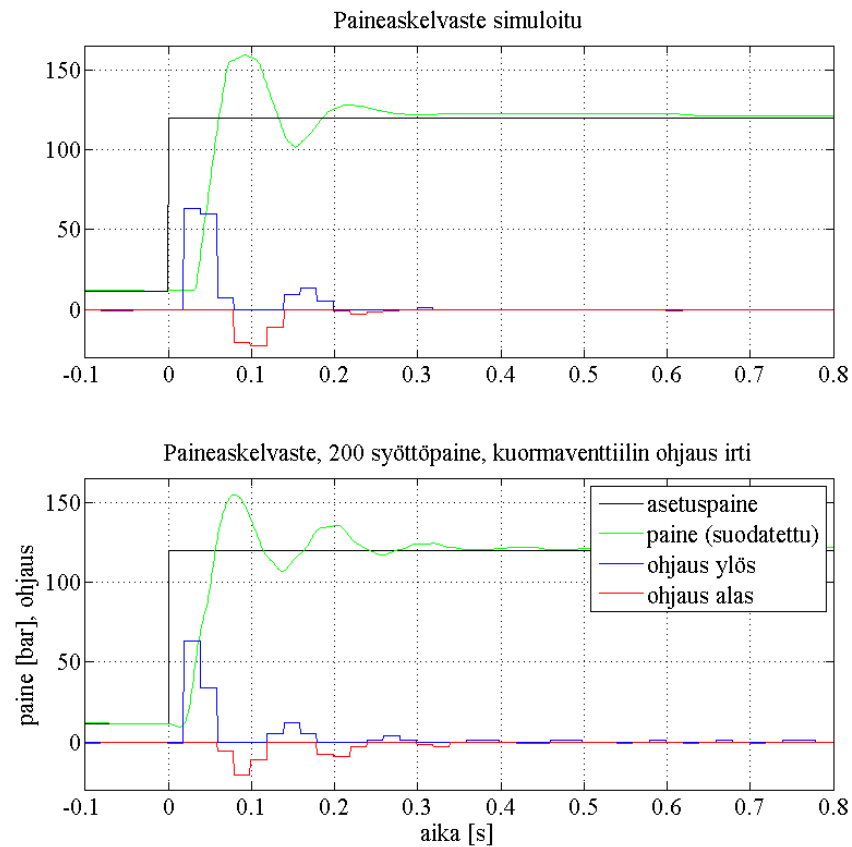


Kuva 40. Antiwindup-toiminnolla varustetun venttiilijärjestelmän painevaste ja virhe asetuspaineen funktiona

Kuvassa 40 on esitettyä muuten vastaava tilanne, mutta antiwindup-toiminto käytössä. Asetusarvon lähtiessä laskemaan maksimipaineesta laskee paine heti sen mukana. Painevirheestä voidaan havaita, että antiwindup-toiminto pienentää virhettä erityisesti toimilaitteen saturaatiotilanteissa. Siten sen käyttäminen on erityisen tärkeää järjestelmissä, joissa voidaan hetkellisesti vaatia yllättävän suuriakin paineita. Antiwindupin parametreina on käytetty nopean kokeilun perusteella hyväksi todetut  $b=0,7$  ja  $H=50$ . Myös kaikilla muilla kokeiluilla antiwindup-toiminnon arvoilla saatiin parempia tuloksia, kuin ilman sitä.

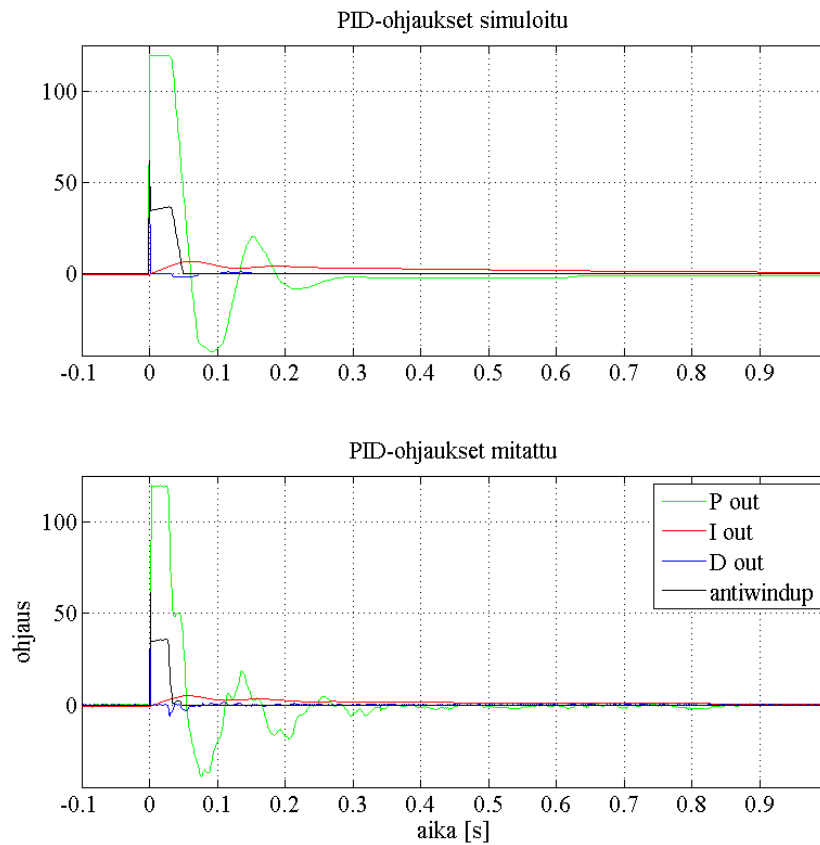
## 5.8. Mallin verifiointi

Mallia päivitettiin mittaustulosten perusteella jotta se saatiin paremmin vastaamaan todellista käyttäytymistä. Tulokset olivat aluksi huonoja, mutta paranivat selvästi letkun ja öljyn puristuskertoimen sovittamisen jälkeen. Kokonaispuristuskerroin nousi kuvien 41, 42 ja 43 askeleen aikana muutosten myötä noin 500MPa:sta noin 750 MPa:han. Mittaushetkellä kylmät öljyt voivat osaltaan selittää puristuskertoimen kasvua.



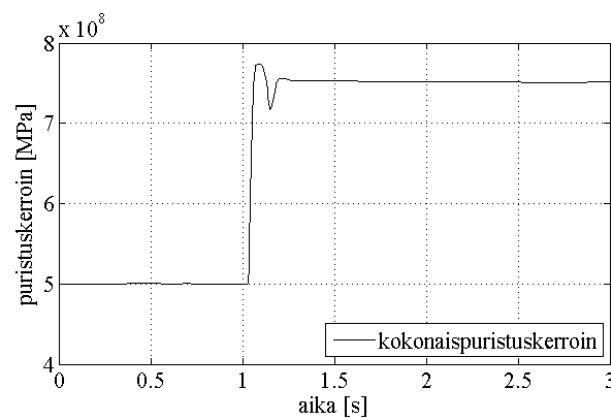
Kuva 41. Järjestelmän mitattu ja simuloitu askelvaste

Kuvassa 41 on esitettyä paineen ja ohjauksen käyttäytyminen askelvastekokeen aikana sekä oikeassa järjestelmässä, että simulointimallissa. Simulointimallin voidaan havaita vaimentavan paremmin värähtelyjä, mutta aiheuttavan enemmän ylitystä. PID-säätimen parametrit molemmissa olivat identtiset. Simuloinnissa käytettiin venttiilien sulkeutumis- ja aukaisuviiveinä 12 ms ja karan liikkumisaikana 4 ms. Viiveiden ja karan liikkumisaajan tarkempi määrittäminen parantaisivat mallin vastaavuutta mittaukseen.



Kuva 42. Venttiilin ohjaukset askelvastekokeen aikana

Kuvassa 42 on esitetty PID-säätimen ohjaukset eriteltynä askelvasteen aikana. Simuloitu ja mitattu kuvaaja vastaavat hyvin toisiaan, mutta todellisen järjestelmän ohjauksissa esiintyy enemmän värähtelyä. Osa värähtelystä johtuu painesignaalin häiriöistä.



Kuva 43. Kokonaispuristuskertoimen muutos askelvastekokeen aikana

Kuvassa 43 on esitetty tehollisen kokonaispuristuskertoimen käyttäytyminen askelevastekokeen aikana. Kuvaajasta nähdään, miten puristuskerroin kasvaa paineen kasvaessa.

## 5.9. Tulosten yhteenveto

Mittaustuloksista voidaan nähdä, että käytetty venttiilijärjestelmä ylittää noin 55 l/min tilavuusvirran läpäisyyn täydellä 225 bar paine-erolla. Yksittäisten venttiilien läpäisemä tilavuusvirta ei aivan täydellisesti vastaa kuristusyhtälöä, mutta se on pienellä sovittamisella mahdollista saada vastaamaan todellisuutta.

Venttiilien viiveiden mittaaminen painesignaalista osoittautui hieman hankalaksi. Painesignaalisissa on kohinaa, joka häiritsee varsinkin pienillä venttiileillä paineen nousuun lähtöhetken havaitsemista, minkä lisäksi erilaiset avattujen venttiilien kombinaatiot vaikuttavat nousunopeuteen. Kohinaa voidaan poistaa suodatuksella, mutta se väistämättä hukkaa informaatiota ja kasvattaa havaittua viivettä. Ilman nopeutuskytkentää tehdyt mittaukset osoittavat venttiilin sulkuviiveen olevan noin 25–27 ms tankkipuolen venttiilien ollessa suljettuina ja noin 21–23 ms joidenkin tankkipuolen venttiilien ollessa auki. Tästä nähdään, että venttiilin läpi kulkeva tilavuusvirta vaikuttaa venttiilin aukaisuviiveeseen. Painetasoja vaihdeltaessa ei venttiilien viiveessä huomattu merkittävää eroa, joten patruunaventtiilien painekompensoinnin voidaan olettaa toimivan melko hyvin.

Nopeutuskytkennällä tehdyissä mittauksissa havaittiin, miten vaikeaa on määrittää tarkkaa viivettä paineen nousunopeuden kasvaessa paineen kasvattamisen myötä. Johtopäätöksenä voidaankin sanoa, että painetasolla ei ole merkitystä venttiilin viiveeseen. Sen sijaan havaittiin, että venttiilin kuristuksella saattaa olla merkitystä paineen nousunopeuden ohella viiveeseen. Väitteen aukoton todistaminen ja ilmiön merkityksen suuruuden arvioiminen on näistä mittauksista hankalaa, joten vaaditaan uusia ja tarkempia mittauksia. Nopeutuskytkennän syöttöjännitteellä todettiin olevan myös vaikutusta viiveeseen, mutta vieläkin enemmän karan liikenoiteeseen.

Nopeutuskytkennän kanssa tehdyistä virtamittauksista voitiin havaita virran nousevan odotusten mukaisesti alussa korkealle ja laskevan sitten matalammalle pitovirralla. Karan liikkeiden määrittäminen virtamittauksesta todettiin mahdolliseksi, mutta tällöin piti alun virtapiikkiä pidentää ja jännite pitää suhteellisen matalalla tasolla. Virrasta mitattuna venttiilin viiveeksi saatiin noin 15 ms. Tämä osoittaa nopeutuskytkennän jouduttavan venttiilin avausta merkittävästi, vaikka alkuperäinen virtapiikki onkin liian lyhyeksi mitoitettu.

Verrattaessa nopeutuskytkennällä varustetun digitaaliventtiilin toimintaa analogiseen verrokkiventtiiliin, huomattiin digitaaliventtiilin vahvuudet hystereesimittauksessa. Venttiilin vaste on lähes lineaarinen ja hystereesiton. Vain painealueiden ala- ja yläpäissä havaittiin pientä virhettä, joka kasvoi hieman asetuspaineen nousunopeutta kasvatettaessa. Askelvastekokeessa digitaaliventtiili tuotti selkeästi vähemmän ylitystä, mutta jäi nousunopeudessa ja asettumisajassa hieman jälkeen. Lisäksi digitaaliventtiilin ohjaus jää värähtelemään vaihdellen jatkuvasti kahden pienimmän venttiilien asentoja.

Kuormaventtiilin asentoa ramppimaisesti muutettaessa digitaaliventtiili jäi selvästi jälkeen verrokkiventtiilin suorituskyvystä. Paine kyllä värähteli hyvin

asetuspaineen ympärillä, joten vaste ilman värähtelyä olisi lineaarinen. Suurin painevirhe värähtelyiden aikana oli hieman yli 10 bar. Virhe on vastaavan suuruinen kuin verrokkiventtiilille mitattu, mutta analogisen venttiilin virhe on lähinnä lineaarisuudessa, eikä värähtelyjä esiinny.

Antiwindup-toiminto osoitti hyödyllisyytensä tilavuusvirran saturoituessa. Se ei kuitenkaan kykene poistamaan ohjauksen ajautumisongelmaa pyrittäessä ohjaamaan asetuspaine lähelle tankkipainetta, vaikka vähentääkin sen vaikutusta. Mittauksia tehtäessä huomattiin myös, ettei venttiileitä voida pitää vuodottomina. Vuotovirtauksen määräksi mitattiin noin 200 bar paine-erolla 16–26 ml/min. PID-säätimen optimaalisia viritysparametreja haettaessa huomattiin, että venttiilin toiminta ei ole tarkka parametrien suhteen. Kuitenkin huolellisella viritämisellä saadaan merkittävästi parempia tuloksia, joten sen merkitystä ei sovi väheksyä.

Lopuksi, käytetyn mallin osoitettiin vastaavan kohtuullisella tarkkuudella todellisuutta ja todettiin, että sitä voitaisiin hyödyntää esimerkiksi tarkasteltaessa miten venttiili toimii eri järjestelmissä ja eri säätöparametrien arvoilla. Simulointimallia tulisi tarkentaa vielä tarkemmilla viiveiden ja karan liikkumiseen kuluvilla ajoilla.

Mittauksista osoittavat että, nykyisellä venttiilitekniikalla ja yksikertaisella ohjauksella kyetään rakentamaan lähes verrokkiventtiilin tasoinen paineenalennusventtiili. Tulevan kehitystyön painopisteen tulisi olla nopeutuskytkennän viritämisessä, jonka jälkeen venttiilien viiveet tulisi tarkasti määrittää. Tätä tietoa hyväksi käyttäen yksittäisten venttiilien viiveet kyettäisiin tasapäistämään, jolloin painevärähtelyt saataisiin paremmin kuriin. Ohjauksen päivitysvälin sopivuus tulee muistaa tarkistaa ohjaukseen tehtyjen lisäviiveiden jälkeen.

Tulevissa mittauksissa suurin kehityspanos tulisi suunnata painesignaalin häiriöttömyyteen. Nykyisessä järjestelmässä painesignaalia vaivasi noin yhden barin suuruinen kohina. Osaltaan tämän arveltiin johtuvan sähköverkosta tulevista häiriöistä. Suodatus vähentää häiriöitä, mutta hukkaa samalla pienimmät paineen muutokset ja tuo lisäviivettä järjestelmän painevasteeseen. Muita kehityskohteita ovat öljyn lämpötilan säilyttäminen tasaisena läpi mittausten ja pienempään erottelukykyyneen kykenevä tilavuusvirta-anturi. Nykyisessä järjestelmässä hallin lämpötila vaihtelee jonkin verran ulkolämpötilan mukaan ja mittausten kestäessä lämpötila pääsi vaihtelevaan. Tarkempi tilavuusvirran mittaus puolestaan mahdollistaisi pienten venttiilien ominaiskäyrän tarkemman määrittämisen ja tarkemman mallintamisen.



## 6. KEHITYSEHDOTUKSET

Työn suorituksen aikana nousi esiin paljon kysymyksiä ja vain osaan niistä voitiin vastata. Ohjausta ja simulointimallia sekä mittauksia tehdessä jouduttiin monesti tekemään uusi versio vanhassa olleen virheen tai puutteen takia. Silti jäi monta ideaa toteuttamatta ja ongelmaa ratkaisematta. Usein voitiin myös kyseenalaistaa ohjauksen tai mallin osan optimaalinen toiminta tai peräti koko toimivuus. Tähän kappaleeseen on kerätty ideoita ja näkemyksiä siitä, mitä vielä pitäisi venttiilin kehityksen eteen tehdä.

### 6.1. Simulointimalli

Käytetyssä mallissa viiveet on mallinnettu määrittämällä neljässä vakiopainetasossa ja erilaisilla tilavuusvirtauksilla tehdyistä askelvastekokeista aukaisu- ja sulkuviiveet. On kuitenkin tiedossa, että venttiilin viiveisiin vaikuttavat sen toimintaolosuhteet, joten tarkemman käsityksen saamiseksi on suoritettava lisää mittauksia. Näistä mittaustuloksista voitaisiin määrittää venttiilin tarkemmat viiveet ja taulukoida ne. Näin venttiilimallin toiminta vastaisi viiveiden osalta paremmin todellisen venttiilin toimintaa myös olosuhteiden vaihdellessa. Tämä mallin tarkennus on erittäin keskeisessä roolissa venttiilin aiheuttamia paineiskuja mallinnettaessa sekä viiveen kompensointilogiikkaa kehitettäessä.

Tulevaisuudessa uudet nopeammat venttiilit ja sähköiset nopeutuskytkentäpiirit saattavat tehdä venttiileistä huomattavasti nopeampia, pienentäen samalla venttiilien viiveet mitättömän pieniksi ja tehden siten niiden kompensoimisen lähes turhaksi. Samoin suuri tutkimuspanos kohdistuu nopeampiin ja digitaalihydrauliikan muut tarpeet paremmin huomioiviin venttiileihin. On epävarmaa miten kauan näiden uudistusten kaupallistuminen kestää ja miten suuren parannuksen ne tuovat tullessaan. Aihealuetta käsittelevät tutkimukset näyttävät kuitenkin lupaavilta. Näitä odotellessa voidaan turvautua kehittelemään ohjauksen kompensoitokeinoja ja joissain sovelluksissa niitä voidaan käyttää vielä kauan nopeampien venttiilien saavuttuakin.

Myös venttiilien yli olevan paine-eron ja sen läpäisemän tilavuusvirran välinen yhtälö näyttää aiheuttavan pientä virhettä. Työssä on esitetty korjattu yhtälö ja siihen sopiva purkauskerroin yhdelle käytetyistä venttiileistä, mutta käytetty mittauslaitteisto ei mahdollistanut saman korjauksen suorittamista muille venttiileille. Tarkemmalla tilavuusvirta-anturilla tehdyt mittaukset poistaisivat ongelman ja mahdollistaisivat tarkempien kuristusyhtälöiden tekemisen.

Venttiilille tehdyissä mittauksissa myös tilavuusvirta-alueen alle 10 l/min alue jäi tämän työn puitteissa mittaamatta, johtuen laitteiston paineensäätörajoitteista. Sen mittaaminen saattaa tuoda lisätietoa venttiilin käyttäytymisestä pienillä paine-eroilla ja on siksi mielenkiintoinen mittauksen kohde pientä resoluutiota tavoiteltaessa.

Öljyn tehollista puristuskerrointa mallintavan yhtälö on todettu moneen sovellukseen riittävän tarkaksi, mutta se ei ota huomioon öljyn lämpötilan vaikutusta,

eikä öljytilavuudessa olevaa vapaata ilmaa. Järjestelmän saavutettua käyttölämpötilansa, voidaan sen olettaa pysyvän kohtuullisen tarkasti vakiona. Järjestelmän toimintatarkkuuden ei myöskään välttämättä tarvitse olla huipussaan kylmänä käydessään, joten lämpötilan vaikutuksen huomiotta jättämisen voitaneen perustella. Sen sijaan vapaan ilman määrä vaikuttaa merkittävästi toimintaan varsinkin alle 50 bar paineilla. Yksi vapaan ilman vaikutuksen paremmin huomioiva kaava on esitelty Kajaste et al. tutkimuksessa vuodelta 1999 (Kajaste et al. 1999).

Toinen epävarmuustekijä simulointimallin tehollisessa puristuskertoimessa on tuntematon öljytilavuutena käytetyn letkun puristuskerroin. Työssä käytetyillä letkun ja öljyn puristuskertoimilla saadaan järjestelmän teholliseksi puristuskertoimeksi huomattavasti pienempiä arvoja, kuin usein käytetty vakioarvo 1300 MPa. Mallia verifioitaessa havaittiin, että 800–900 MPa olevilla kokonaispuristuskertoimen arvoilla saatiin simuloitu ja mitattu askelvaste parhaiten vastaamaan toisiaan.

## 6.2. Ohjausjärjestelmä

Nopeutuskytkennällä tehdyistä mittauksista päätellen sen toiminnalla on suuri merkitys venttiilin suorituskykyyn. Samalla havaittiin, että työssä käytetyillä nopeutuskytkentäpiirin komponenteilla virtapiikin mitoitus on hieman liian lyhyt ja tarkemmalla mitoituksella saataisiin vielä nopeampia liikkeitä. Myös pitovirta tulee hakea tasolle, jolla venttiili vielä juuri pysyy auki. Nyt syöttöjännitettä nostettaessa venttiili kuumenee vähemmän. Näin venttiilien viiveet saataisiin vielä pienemmiksi, jonka jälkeen tulisi arvioida uudelleen sopiva ohjauksen päivitysväli ja tehdä uudet suorituskykymittaukset.

Toinen paineiskuja poistava parannus olisi aukaisu- ja sulkuviiveiden eron tasoittamiseksi vaaditun lisäviiveen toteuttaminen. Siitä viiveiden kompensointilogiikkaa voidaan kehittää tarkemmaksi mittaamalla tarkemmin yksittäisten venttiilien viiveet ja taulukoimalla tarvittavat lisäviiveet tai muodostamalla niiden käyttäytymistä kuvaava malli. Näitä apuna käyttäen kokonaisviiveet voitaisiin yhtenäistää yksittäisten venttiilien kesken. Viiveiden tarkempaan määrittämiseen tarvittaisiin tarkempi paineanturi tai määrittäminen voitaisiin suorittaa virtamittauksista. Virtamittaus ei kuitenkaan ota huomioon varsinaisen öljyn kuristimen läpi kulkeutumiseen kuluvaa aikaa. Lisämittauksia tulisi myös suorittaa kuristuksen vaikutuksesta öljyn virtaamiseen, sillä tekemämme mittaukset näyttäisivät osoittavan kuristuksen merkityksen painevasteen viiveeseen olevan oletettua suurempi.

Ohjausjärjestelmään tulisi suunnitella myös toiminto, joka vahvistaa ohjausta silloin, kun ohjattavan venttiilin yli oleva paine-ero on pieni. Ideana on siis lisätä DFCU:n avausta silloin, kun venttiilin avauksen vaikutus paineeseen on luonnollisesti pieni ja päinvastoin. Ominaisuus voitaisiin toteuttaa suoraan venttiilin yli olevan paine-eron funktiona kasvavalla kertoimella, jolla PID-säätimeltä tulevaa ohjausta kerrottaisiin. Lisähaastetta tälle ominaisuudelle tuo tilanteet, joissa DFCU:den yli olevat

paine-erot ovat hyvin erisuuriset ja miten hoidetaan ohjauksen nollakohdan ympäristössä oleva selkeä epäjatkuvuus.

Monissa sovelluksissa lämpötila saattaa vaihdella huomattavastikin ja alussa esitetyssä tutkimuksessa (Siivonen et al. 2005a) osoitettiin tämän vaikuttavan merkittävästi digitaaliventtiilin toimintaan. Lämpötilan vaikutusta voitaisiin yrittää kompensoida ohjausjärjestelmässä. Tämä kuitenkin vaatisi lämpötilamittauksen liittämistä venttiiliin ja sen mittaustiedon johtamista ohjaukselle. Käytössä hydraulijärjestelmä kuitenkin lämpiää melko nopeasti toimintalämpötilaansa, joten sen merkitystä on arvioitava sovelluskohtaisesti.

Joissain sovelluksissa ei ehkä tarvita kaksitieventtiiliä parempaa ratkaisua ja seuraavaksi olisikin mielenkiintoista selvittää voidaanko näissä tapauksissa saavuttaa mitään vaihtamalla perinteinen venttiilin digitaaliseen venttiiliin.

## 7. YHTEENVETO

Työssä esiteltiin laajasti digitaalihydrauliikan jatkuvasti kehittyvää kenttää, mutta myös paineensäädön ominaisuuksia ja ongelmakohtia. Samassa järjestelmässä mitattu laadukas analoginen venttiili antoi rakennetulle digitaaliventtiilille hyvän vertailukohdan ja suoritetuista mittauksista käy ilmi, että jo yksikertaisella ohjauksella sekä melko halvoilla ja hitailla venttiileillä on mahdollista saavuttaa vertailukelpoisia tuloksia. Analogisten venttiilien hystereesi, epälineaarisuus, tilavuusvirran suunnan vaihtokohdan painepiikit ja suuri askelvasteen ylitys häviävät lähes olemattomiin digitaaliventtiiliä käytettäessä. Uusilla ohjauksen versioilla sekä huolellisella viritämisellä on mahdollista parantaa suorituskykyä edelleen. Ongelmia aiheuttivat venttiilin yli olevan paine-eron mukaan muuttuva tilavuusvirta, ohjauksen ajautuminen lähellä painealueen laitoja ja paineenrajoitustoiminto, jonka ominaisuuksissa on vielä hiottavaa. Mittausten suorittamisen yhteydessä todettiin useasti venttiilin selviytyvän tyydyttävästi myös vikatilanteissa. Muun muassa ristiin kytkettyjen venttiilien tapauksessa suorituskyky heikkeni, mutta mahdollisti edelleen toiminnan.

Työn suorituksen aikana huomattiin monia asioita, jotka vaativat syvällisempää paneutumista ja huomiota ohjausjärjestelmältä, mutta niitä ei annettujen aikarajojen puitteissa voitu tutkia tarvittavalla tarkkuudella. Kuitenkin voidaan todeta, että jo nykyisillä venttiileillä on mahdollista saavuttaa hyviä tuloksia paineensäädössä. Ohjaukseen lisätyt ominaisuudet parantavat venttiilin toimintaa, mutta lisäävät viritysparametreja ja viritettäessä tehtävää työtä. Nopeutuskytkennän tuoma lisänopeus venttiilien tilanvaihdossa on merkittävä ja siten sen käyttö on perusteltua.

# LÄHTEET

## **Akkaya 2006**

Akkaya, A. 2006. Effect of bulk modulus on performance of a hydrostatic transmission control system. Volume 31, No 5 / October, 2006. Springer India, in co-publication with Indian Academy of Sciences

## **Bohn & Atherton 1995**

Bohn, C. ja Atherton, D.P.. 1995. An Analysis Package Comparing PID Anti-Windup Strategies. IEEE Control Systems Magazine. Vol 15. Issue 2. s. 34-40.

## **Darlac 2004**

Dardac, L. & Vasiliu, N. 2004. Researches For Developing a New Type of Electro Hydraulic Brake. 3<sup>rd</sup> International PhD Symposium on Fluid Power. Terrassa, Espanja. 30.6.–2.7.2004.

## **Ellman & Piche 1999**

Ellman, A. & Piche, R. 1999. A Two Regime Orifice Flow Formula for Numerical Simulation. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. Vol 121 (4). s. 721–724.

## **Eriksson et al. 2006**

ERIKSSON, B., LARSSON, J. ja PALMBERG, J.-O. 2006. 4 th FPNI - PhD Symposium. Sarasota, USA. 13–17.6.2006. s. 77-100.

## **Figliolini 2004**

Figliolini, G. ja Rea, P. 2004. Actuation Force Control of Ca.U.M.Ha. Robotic Hand through PWM Modulated Pneumatic Digital Valves. 3<sup>rd</sup> International PhD Symposium on Fluid Power. Terrassa, Espanja. 30.6.–2.7.2004.

## **Howells & Norton 1984**

Howells, E. ja Norton, E.T. 1984. Parameters Affecting the Velocity of Sound in Transformer Oil. IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems. Vol PAS-103, Issue 5, May 1984. s. 1111–1115.

## **Hydac**

Anon. Hydac International. [http://www.hydac.com.au/MessageForceWebsite/Sites/97/Files/e5924-1-03-02\\_ws08w01.pdf](http://www.hydac.com.au/MessageForceWebsite/Sites/97/Files/e5924-1-03-02_ws08w01.pdf), luettu 30.11.2009

## **Fonselius et al. 1997**

Fonselius, J., Rinkinen, J. & Vilenius, M. 1997. Hydrauliteknikka II. Helsinki, Suomi. 223s.

## **Kauranne et al. 2003**

Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 2004. Hydrauliiikan perusteet. 3.-5. painos. Helsinki: WSOY. 354s.

## **Ijas 2009**

Ijas, M., Mäkinen, E. & Linjama, M. 2009. Digital Hydraulic Pressure Control. The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09. Linköping, Ruotsi. 2.–4.6.2009.

**ISO 10770-3**

International Standard. 2008. ISO-10770-3, Hydraulic Fluid Power – Electrically Modulated Hydraulic Control Valves, Part: Test Method for Pressure Control Valves. 38s.

**Kajaste et al. 1999**

Kajaste, J., Kauranne, H., Ellman, A. ja Pietola, M. 2006. 2<sup>nd</sup> International Conference on Computational Methods on Fluid Power, FPNI'06. 2.–3.8.2006. Aalborg, Denmark.

**Karjalainen et al. 2005**

Karjalainen, J-P., Karjalainen, R., Huhtala, K. & Vilenius, M. 2005. The dynamics of hydraulic fluids – significance, differences and measuring. Power Transmission and Motion Control. Bath, Iso-Britannia. s. 437–450.

**Kela & Vähöja 2009**

Kela, L., ja Vähöja, P. 2009. Measuring Pressure Wave Velocity in a Hydraulic System. Proceedings of World Academy of Science, Engineering and Technology, Vol. 37. Dubai, Yhdistyneet arabiemiirikunnat, s. 610–616.

**Laamanen et al. 2003**

Laamanen, A., Nurmi, M., Linjama, M., Koskinen, K. and Vilenius, M.. 2003. Two Different Control Methods for Digital Flow Control Unit. The 8th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09. Tampere, Suomi. 7.–9.5.2003.

**Laamanen 2004a**

Laamanen, A. 2004. PCM Control in Mobile Hydraulics. 3<sup>rd</sup> International PhD Symposium on Fluid Power. 30.6.–2.7.2004. Terrassa, Espanja.

**Laamanen et al. 2004b**

Laamanen, A., Siivonen, L., Linjama, M. & Vilenius, M. 2004. Digital flow control unit – an alternative for a proportional valve?. Power Transmission and Motion Control. Bath, Iso-Britannia. s. 297–308.

**Laamanen et al. 2005**

Laamanen, A., Linjama, M. & Vilenius, M. 2005. Pressure Peak Phenomenon in Digital Hydraulic Systems – a Theoretical study. Power Transmission and Motion Control. Bath, Iso-Britannia. s. 91–104.

**Laamanen 2009**

Laamanen, A. 2009. Väitöskirja. Minimization of State Transition Uncertainty in the Digital Valve System. Tampere, Suomi. 5.6.2009.

**Lauttamus et al. 2006**

Lauttamus, T., Linjama, M., Nurmi, M. & Vilenius, M. 2006. A novel seat valve with reduced axial forces. Power Transmission and Motion Control. University of Bath, Iso-Britannia. s.415–427

**Linjama et al. 2003**

Linjama, M. 2003. Is it Time for Digital Hydraulics?. The 8th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09. Tampere, Suomi. 7.–9.5.2003.

**Linjama & Vilenius 2004**

Linjama, M. ja Vilenius, M. 2004. Digital hydraulic control of a mobile machine joint actuator mockup. Power Transmission and Motion Control. Bath, Iso-Britannia. s. 145–158.

**Linjama et al. 2005a**

Linjama, M. ja Vilenius, M. 2005. Digital Hydraulic Tracking Control of Mobile Machine Joint Actuator Mockup. The Ninth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'05. 1.–3.6.2005, Linköping, Ruotsi.

**Linjama et al. 2005b**

Linjama, M., Tamminen, P., Andersson, B. & Vilenius, M. 2005. Performance of The Valvistor with Digital Hydraulic Pilot Control. The Ninth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'05. 1.–3.6.2005, Linköping, Ruotsi.

**Linjama & Virvalo 2005**

Linjama, M. ja Virvalo, T. 2005. Low-order Robust Controller for Flexible Hydraulic Manipulators. Power Transmission and Motion Control. Bath, Iso-Britannia. s. 29–43.

**Linjama 2008**

Linjama, M. 2008. Luentokalvot. <http://www.ih.tut.fi/education/IHA-2570/> . Luettu 24.8.2009.

**Mäkinen et al. 1994**

Mäkinen, E., Virvalo, T., Tuominen, P. & Mattila, J., 1994. The comparison of different booster circuits used to improve characteristics of on/off-valves. International Conference of Machine Automation (ICMA '94). Tampere, Suomi. 15.–18.2.1994

**Seppälä 2008**

Seppälä, J. 2008. Diplomityö. Digitaalihuhtaliikan soveltaminen fuusioaktorin huoltorobotin testausjärjestelmässä. Tammikuu 2008. Tampere, Suomi.

**Siivonen et al. 2005a**

Siivonen, L., Linjama, M. ja Vilenius, M. 2005. The Effect of Fluid Viscosity on Performance of Proportional Directional Valve and Digital Flow Control Unit. The Ninth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'05. 1.–3.6.2005, Linköping, Ruotsi.

**Siivonen et al. 2005b**

Siivonen, L., Linjama, M. & Vilenius, M. 2005. Analysis of Fault Tolerance of Digital Hydraulic Valve System. Power Transmission and Motion Control. Bath, Iso-Britannia. s.133–145

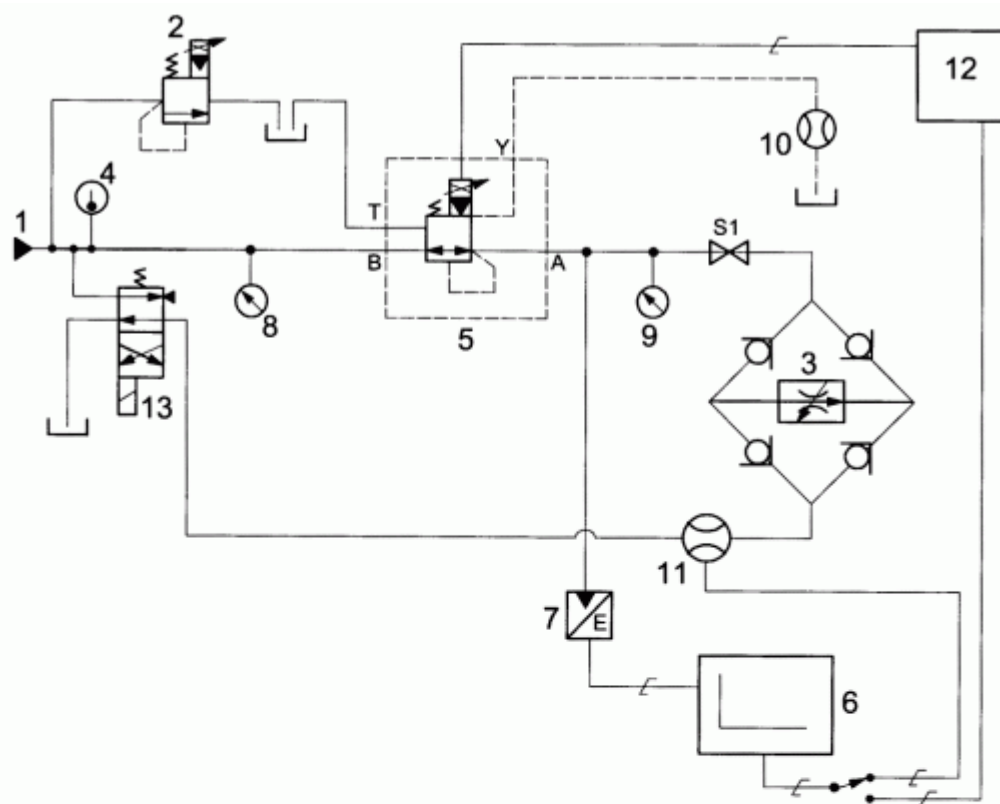
**Virvalo 2003**

Virvalo, T. 2003. Comparing pressure control methods. Proceedings of the Fourth International Symposium on Fluid Power Transmission and Control, ISFP'2003, 8.–10.4.2003, Wuhan, Kiina.

**Winkler et al. 2004**

Winkler, B. 2004. Development of a Fast Low-cost Switching Valve for Big Flow Rates. 3<sup>rd</sup> International PhD Symposium on Fluid Power. 30.6.–2.7.2004.Terrassa, Espanja.

## LIITE 1: STANDARDIN ISO 10770-3 MUKAINEN MITTAUSJÄRJESTELMÄ



### Key

- 1 flow source
- 2 system relief valve
- 3 flow control valve
- 4 temperature indicator
- 5 unit under test
- 6 data acquisition
- 7 pressure transducer
- 8 pressure gauge
- 9 pressure gauge
- 10 flow transducer
- 11 flow transducer
- 12 signal generator
- 13 directional valve
- A control pressure port
- B inlet pressure port
- S1 shut off valve
- T return pressure port
- Y pilot drain port



## LIITE 2: MITTAUSJÄRJESTELMÄN KOMPONENTIT

Hydrauliöljy:

- Castrol Hyspin AWS- 46

1. Koneikko:

- Rexrothin valmistama
- 2 kpl 75 kW sähkömoottoria (hetkellisesti 100kW)
- 2 kpl Parker PV-140 pääpumpua
  - max. 232 l/min
  - max. 280 bar
- Metarix apupumppu jäähdytyspiiriin
  - max. 25 l/min
  - max. 450 bar
- Säiliö 800 l
- Ilmajäähdytin 30 kW
- Suodattimia
  - 10 µm paine- ja paluu suodattimet
  - 5 µm jäähdytyspiirin suodatin
  - 1 µm hienosuodatin

2. Korkeapaineöljysuodin:

- Parker 0-28P-2-10Q-M2-98-C2C2-1-1
- 414 bar

3. Paineanturi: (Syöttöpaine)

- Trafag, 0...400 bar
- virhe noin 0,07 % mittausalueesta

4. Paineanturi: ( Tankkipaine)

- Trafag, 0...40 bar
- virhe noin 0,07% mittausalueesta

5. Paineanturi: (Kontrollipaine)

- Trafag, 0...250 bar
- virhe noin 0,07 % mittausalueesta

6. Tilavuusvirta-anturi:

- Kracht VC 1 F1 PS C-05
- 0,4...80 l/min

7. Lämpötila-anturi:

- Nokeval PT 100 (RTF)
- Tarrakiinnitteinen, kuminen, 4-johtiminen teflonkaapeli
- Lämpötila-alue -60...+250°C
- Tarkkuusluokka B, poikkeama  $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$  ( $0^{\circ}\text{C}$ )

8. Kuormaventtiili:

- Bosch Rexroth 4WRP E H 10 C4 B 100 L – 2X/G24 K0/A1 M (OBE)
- 4/4 proportionaalinen suuntaventtiili umpiperällä
- $Q = 100 \text{ l/min}$ ,  $\Delta p = 70 \text{ bar}$

9. ½" hydrauliletku:

- Parker Elite 461LT-8 WP 31,0 MPa, 12,5 mm (1/2") ISO11237/EN857 2SC 12

10. 3/4" hydrauliletku:

- Parker No-Skive 731-12 WP 42,0 MPa, 19 mm (3/4") x 4S EN 856-4SH/20

11. Painepuolen DFCU:
  - 6kpl, Hydac WS08W-01 2/2-suoraanohjattua patruunaventtiiliä
  - 250 bar maksimipaine
12. Tankkipuolen DFCU:
  - 6kpl, Hydac WS08W-01 2/2-suoraanohjattua patruunaventtiiliä
  - 250 bar maksimipaine

Virtamittauksissa käytettiin lisäksi LEM LTS 15-NP -mittaria ja siihen kiinteästi kytkettyä alipäästösuodinta sekä painesignaalin suodatuksessa Nokeval 641-4/20-0/10V-24VDC -viestimuunninta 1kHz jakotaajuudella.