



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

ANTTI TUPPURAINEN
PNEUMAATTISEN DIGITAALIVENTTIILIJÄRJESTELMÄN
MALLINNUSMENETELMIEN VERTAILU
Diplomityö

Tarkastaja: professori Kari T.
Koskinen
Tarkastaja ja aihe hyväksytty
Automaatio-, kone- ja
materiaalitekniikan
tiedekuntaneuvoston kokouksessa
6. huhtikuuta 2011

TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Konetekniikan koulutusohjelma

TUPPURAINEN, ANTTI: Pneumaattisen digitaaliventtiilijärjestelmän

mallinnusmenetelmien vertailu

Diplomityö, 78 sivua, 3 liitesivua

Marraskuu 2011

Pääaine: Hydrauliiikka ja automatiikka, hydraulitekniiikka

Tarkastaja: Kari T. Koskinen

Avainsanat: digitaalipneumatiikka, digitaaliventtiili, mallintaminen, simulointi

Perinteisesti pneumaattisen järjestelmän asemasäätö on toteutettu proportionaali- ja servoventtiileillä. Uutena vaihtoehtona perinteisille säätötavoille on nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmä, joka sisältää neljä digitaalista tilavuusvirransäätöyksikköä. Nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmä on monipuolisesti ohjelmoitavissa, joten sillä voidaan vaikuttaa huomattavasti koko järjestelmän toimintaan. Jotta digitaaliventtiilijärjestelmän kaikkia ominaisuuksia voitaisiin hyödyntää, voidaan digitaaliventtiilijärjestelmän toimivimpana säätötapana pitää mallipohjaista säätöä, joka sisältää järjestelmän simulointimallin.

Tässä työssä tarkastellaan erilaisia mallinnusmenetelmiä pneumaattiselle järjestelmälle, joka sisältää nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmän. Tavoitteena oli selvittää kuinka tarkasti järjestelmän toimintaa on mahdollista mallintaa. Kyseinen järjestelmä sisältää 20 itsenäisesti ohjattua venttiiliä, joten simulointimallista muodostuu melko raskas. Tämän takia tarkastelussa on mukana myös simulointimallin yksinkertaistusten vaikutus tarkkuuteen ja simuloinnin suoritusajaan.

Työssä tarkasteltavaan järjestelmään sisältyy testipenkki ja tässä liikkuva kuorma, kuormaa liikuttava pneumaattinen sylinteri sekä sylinteriin yhteydessä olevan nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmä. Simulointimallissa on alimalleina mukana nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmä, kuristusmallit, putkimallit, sylinterimalli sekä sylinterimalliin liittyvät kitkamalli ja päätymalli. Todellisella järjestelmällä suoritettiin mittauksia, joita käytettiin simulointimallin arvioinnissa. Näihin mittauksiin kuuluivat nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmän käyttäminen suoraan ilman säädintä sekä säätimen avulla toteutetut askel- ja siniaaltovasteet. Säätimenä järjestelmässä käytettiin tilasäädintä nopeusmyötäkennällä varustettuna. Simulointiajoja ajettiin erilaisilla alimallien yhdistelmillä ja näistä etsittiin tarkin sekä optimaalisin mallien yhdistelmä.

Tarkimman mallin tulokset olivat hyvin yhteneväisiä mittausten kanssa. Optimaalisimman mallin tarkkuus ei tästä eronnut juurikaan, mutta simuloinnin suoritusajaksi väheni huomattavasti. Suurin vaikutus simuloinnin suoritusajaan, nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmää simuloitaessa, oli venttiili- ja kuristusmalleilla. Simulointien avulla selvisi myös, että yksinkertaistukset simulointimallissa eivät välttämättä heikennä merkittävästi tarkkuutta. Tässä työssä käsiteltyä simulointimallia voidaan hyödyntää tulevaisuudessa testauksen lisäksi myös mallipohjaisessa säädössä.

ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Machine Technology

TUPPURAINEN, ANTTI: Comparison of Modeling Methods for Pneumatic Digital Valve System

Master of Science Thesis, 78 pages, 3 Appendix pages

November 2011

Major: Hydraulics and automation, hydraulic technology

Examiner: Kari T. Koskinen

Keywords: digital pneumatics, digital valve, modeling, simulation

Traditionally pneumatic servo control has been implemented with proportional and servo valves. Four-way digital valve system, which consists of four digital flow control units, is the new alternative for traditional control systems. Four-way digital valve system is versatilely programmable so it has considerable effect on systems behavior. In order to utilize all the advantages of the digital valve system, a model based control, which includes systems simulation model, can be considered the best control method.

Different modeling methods for pneumatic system, which consists of digital valve system, are examined in this thesis. The objective was to determine how accurately behavior of the system can be modeled. The digital valve system in question consists of 20 independently controlled valves so the simulation model will be computationally quite heavy. Therefore it is also examined how simplifying of simulation model will effect on simulation accuracy.

The pneumatic system in this study consists of a test bench with a load, a pneumatic cylinder which moves the load and four-way digital valve system which is attached to the cylinder. Submodels which were included in the simulation model were four-way digital valve system, restriction models, pipe models, cylinder models and also friction and end model for the cylinder. Measurements from the real system were utilized for verification of the simulation model. Real system was tested with controlling valves both directly and with controller. State-feedback control with velocity feed-forward was used as the control method of the system. Position references for the controller were step and sine wave. Simulation runs were executed with different submodel combinations and the aim was to find both the most accurate and the most optimal combination of submodels.

The results of the most accurate simulation model were very close to the measurements from the real system. The accuracy of the most optimal model did not differ significantly from this but computation time used for the simulation was considerably lower. Valve and restriction models had the most significant effects for computation time when simulating a pneumatic system with four-way digital valve system. Simulations also revealed that simplifications in the simulation model do not necessarily weaken the accuracy significantly. The simulation model which was examined in this thesis can be utilized in testing and in model based control in the future.

ALKUSANAT

Tämä työ on tehty Tampereen teknillisen yliopiston hydraulikan ja automatiikan laitoksella. Työn tavoitteena oli tutkia erilaisten mallinnusmenetelmien vaikutusta pneumaattisen järjestelmän simulointimallin tarkkuuteen ja suoritusaikaan. Tarkasteltavasta pneumaattisesta järjestelmästä teki erityisen sen sisältämä nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmä.

Haluan kiittää professori Kari T. Koskista mielenkiintoisesta diplomityöaiheesta sekä työn tarkastuksesta. Haluan myös kiittää työn ohjaajana toiminutta Vänni Alarotua työhön liittyvistä hyvistä neuvoista ja avusta sekä mahdollisuudesta tehdä mittauksia hänen toteuttamalla digitaaliventtiilijärjestelmällä. Hänelle kuuluu myös kiitos avusta mittausjärjestelyjen toteutuksessa.

Lopuksi haluan osoittaa suuret kiitokset isälleni ja äidilleni, jotka ovat olleet tukenani koko opiskelujeni ajan. Tämän lisäksi kiitän myös ystäviäni hienoista opiskeluvuosista, joita olemme yhdessä viettäneet.

Tampereella 14.10.2011

Antti Tuppurainen

SISÄLLYS

1.	Johdanto	1
2.	Pneumatiikan ja digitaaliventtiilijärjestelmien teoriaa	2
2.1.	Pneumatiikan ominaispiirteitä	2
2.2.	Digitaalisuuden määritelmä	3
2.3.	Pneumatiikan on/off-venttiilit	3
2.3.1.	Venttiilityypit	3
2.3.2.	Venttiilin asennustavat	4
2.3.3.	On/off-venttiilin vasteaikojen nopeuttaminen	5
2.4.	Digitaaliventtiilijärjestelmän toteutustapoja	7
2.4.1.	Binäärikoodattu DFCU	7
2.4.2.	PNM-koodattu DFCU	10
2.4.3.	DFCU:n yhdistetty koodaus	10
2.4.4.	Nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmä	11
2.5.	Digitaaliventtiilijärjestelmän ohjaus	12
3.	Pneumaattisen digitaaliventtiilijärjestelmän mallinnusmenetelmät	15
3.1.	Ilman virtauksen mallintaminen	16
3.2.	Digitaaliventtiilijärjestelmän mallintaminen	20
3.3.	Tilavuuksien mallintaminen	21
3.3.1.	Ideaalikaasun tilanyhtälön mukainen malli	23
3.3.2.	Tilavuuden lämpötilanmuutokset huomioiva tilavuusmalli	23
3.3.3.	Lämpötilan muutokset ja johtumisen huomioiva tilavuusmalli	24
3.4.	Sylinterin päätyjen mallintaminen	25
3.5.	Sylinterin tiivisteiden mallintaminen	26
3.6.	Sylinterin mallintaminen	29
3.7.	Kuorman mallintaminen	30
3.8.	Putkien mallintaminen	31
3.9.	Kuristusten mallintaminen	33
3.9.1.	Erillisen kuristuksen mallinnus	33
3.9.2.	Kahden peräkkäisen kuristuksen yhdistetty malli	33
4.	Todellisen järjestelmän testaus ja mittaukset	36
4.1.	Testijärjestelmän rakenne	36
4.2.	Testijärjestelmän ohjaus- ja mittauslaitteisto	40
4.3.	Ohjauksen toteutus	42
4.4.	Mittausten toteutus	44
4.5.	Mittaustulokset testijärjestelmällä	47
4.5.1.	Mittaustulokset venttiilin suoraohjauksella	47
4.5.2.	Säätimellä toteutetun paikoituksen mittaustulokset	51
5.	Simulointimallien verifiointi ja vertailu	54
5.1.	Simulointimallin verifiointi	55
5.1.1.	Hidas liike	56

5.1.2. Nopea liike.....	57
5.2. Simulointimallien vertailu.....	60
5.2.1. Simulointimallin tarkkuus	61
5.2.2. Simulointimallin suoritus aika.....	64
5.3. Optimaalisimman ja tarkimman simulointimallin vertailu	65
5.4. Askel- ja siniaaltovasteet simulointimalleilla	66
5.4.1. Askelvasteen simulointitulokset	67
5.4.2. Siniaaltovasteen simulointitulokset	69
5.4.3. Säätimellä varustetun tarkimman ja optimaalisimman simulointimallin suoritus aika.....	72
6. Yhteenveto	73
Lähteet.....	76

TERMIT JA NIIDEN MÄÄRITELMÄT

AD-muunnin	Analog to Digital Converter, eli analogia-digitaalimuunnin. Muuttaa analogisen signaalin digitaaliseksi signaaliksi.
DA-muunnin	Digital to Analog Converter, eli digitaali-analogia-muunnin. Muuntaa digitaalisen signaalin analogiseksi signaaliksi.
DFCU	Digital Flow Control Unit, eli digitaalinen tilavuusvirran säätöyksikkö. Kahdella tai useammalla rinnakkain kytketyllä venttiilillä toteutettu digitaaliventtiili, jolla säädetään tilavuusvirtaa.
MSE	Mean Squared Error, keskimääräinen neliövirhe. Lasketaan estimaatin ja todellisen arvon erotuksen neliön odotusarvo
PCM	Pulse Code Modulation, digitaalisen tilavuusvirran säätöyksikön toteutustapa, jossa rinnakkain kytkettyjen venttiilien nimelliset tilavuusvirrat valitaan binäärikoodauksen mukaisesti.
PNM	Pulse Number Modulation, digitaalisen tilavuusvirran säätöyksikön toteutustapa, jossa kaikki rinnakkain kytketyt venttiilit ovat nimelliseltä tilavuusvirraltaan samankokoisia

Lyhenteet ja merkinnät

Merkintä	SI-yksikkö	Selitys
A	[m ²]	Pinta-ala
A _A	[m ²]	Sylinterin A-kammion männän pinta-ala
A _B	[m ²]	Sylinterin B-kammion männän pinta-ala
A _q	[m ²]	Tilavuutta ympäröivä pinta-ala
a _k	[m/s ²]	Kuorman kiihtyvyys
α	[°]	Kuorman kulkeman radan kaltevuus
α _k	[–]	Kuristuksen virtausominaisuuksien suhde
b ₁	[–]	Ensimmäisen kuristuksen kriittinen painesuhde
b ₂	[–]	jälkimmäisen kuristuksen kriittinen painesuhde
b _{1,2}	[–]	Kahden kuristuksen yhdistetty kriittinen painesuhde
b _{end}	[N·s/m]	Sylinterin päädyn vaimennustermi
b _k	[–]	kuristuksen kriittinen painesuhde
b _p	[–]	Putken kriittinen painesuhde
b _t	[N·s/m]	Tiivisteen viskoosikitkakerroin
b _{ve}	[–]	Venttiilin kriittinen painesuhde
C	[m ³ /(s·Pa)]	Tilavuusvirta-paine kerroin
C ₁	[m ³ /(s·Pa)]	Ensimmäisen kuristuksen tilavuusvirta-paine kerroin
C ₂	[m ³ /(s·Pa)]	Jälkimmäisen kuristuksen tilavuusvirta-paine kerroin
C _{1,2}	[m ³ /(s·Pa)]	Kahden kuristuksen yhdistetty tilavuusvirta-paine kerroin
C _k	[m ³ /(s·Pa)]	Kuristuksen tilavuusvirta-paine kerroin
C _p	[m ³ /(s·Pa)]	Putken tilavuusvirta-paine kerroin
C _{ve}	[m ³ /(s·Pa)]	Venttiilin tilavuusvirta-paine kerroin
D _k	[m]	kanavan sisähalkaisija ennen kuristusta
D _p	[m]	Putken halkaisija
d _k	[m]	Kuristuksen sisähalkaisija
er	[m]	Asemavirhe
F _C	[N]	Liikekitka
F _g	[N]	Sylinterin suuntainen gravitaatiovoima
F _S	[N]	Staattinen kitka
F _{sk}	[N]	Sylinterimallin tuottama kokonaisvoima
F _{syl}	[N]	Sylinterimallin tuottama voima
F _{end}	[N]	Sylinterin päätymallin tuottama voima
F _{kok}	[N]	Sylinterimallin tuottama kokonaisvoima
F _{max}	[N]	Sylinterin tuottama maksimivoima

F_{μ}	[N]	Tiivisteiden kitkavoima
F_{μ}^*	[N]	Sylinterin tiivisteiden kitkavoiman nopeusriippuvuus ilman viskoosikitkaa
g	[m/s ²]	Putoamiskiihtyvyys
γ	[-]	Adiabaattivakio
k_0	[W/K]	Lämmönläpäisykerroin
K	[-]	Kitkavoiman muutokseen nollan lähellä vaikuttava kerroin
K_{end}	[N/m]	Sylinterin päädyn jousivakio
κ	[-]	Polytrooppivakio
KA	[-]	Kiihtyvyydestä kytken vauhdin vahvistus
KP	[-]	Asematakkaiskytkennän vahvistus
KV	[-]	Nopeustakaiskytkennän vahvistus
KVV	[-]	Nopeusmyötäkytkennän vahvistus
L_p	[m]	Putken pituus
λ_0	[W/ m ² ·K]	Lämmönsiirtymiskerroin
m	[kg]	Massa
m_k	[kg]	Kuorman massa
\dot{m}	[kg/s]	Massavirta
\dot{m}_1	[kg/s]	Massavirta sisään
\dot{m}_2	[kg/s]	Massavirta ulos
\dot{m}_a	[kg/s]	Alikriittinen massavirta
\dot{m}_l	[kg/s]	Laminaarinen massavirta
\dot{m}_{p1}	[kg/s]	Massavirta putkimallin sisään
\dot{m}_{p2}	[kg/s]	Massavirta putkimallista ulos
\dot{m}_y	[kg/s]	Ylikriittinen massavirta
p	[Pa]	Paine
p_{max}	[Pa]	Järjestelmän maksimipaine
\dot{p}	[Pa·s]	Paineen muutos tilavuudessa
p_A	[Pa]	Sylinterin A-kammion paine
p_B	[Pa]	Sylinterin B-kammion paine
p_0	[Pa]	Ilman paine normaaliolosuhteissa
p_1	[Pa]	Tulopuolen paine
p_2	[Pa]	Lähtöpuolen paine
\dot{Q}	[W/s]	Lämpövirta
R	[J/kg·K]	Ominaiskaasuvakio
ρ	[kg/m ³]	Tiheys
ρ_i	[kg/m ³]	Ilman tiheys referenssiolosuhteissa
ref	[m]	Asemareferenssi
\dot{ref}	[m/s]	Asemareferenssin muutosnopeus
σ_0	[N/m]	Tiivisteiden jousivakio

σ_1	[N·s/m]	Tiivisteiden vaimennuskerroin
T	[K]	Lämpötila
T_0	[K]	Lämpötila referenssiolosuhteissa
T_1	[K]	Tulopuolen lämpötila
T_2	[K]	Lähtöpuolen lämpötila
T_t	[K]	Tilavuuden lämpötila
T_u	[K]	Tilavuuden ulkopuolinen lämpötila
θ	[m]	Keskimääräisen neliövirheen todellinen arvo
$\hat{\theta}$	[m]	Keskimääräisen neliövirheen estimaatti
u_n	[-]	Nopeusmyötäkytkennän ohjausarvo
u_s	[-]	Säätimen tuottama ohjaussignaali
u_t	[-]	Tilasäätimen ohjausarvo
u_{AT}	[-]	Poistoliitännän ja sylinterin A-kammion yhdistävän DFCU:n ohjaussignaali
u_{BT}	[-]	Poistoliitännän ja sylinterin B-kammion yhdistävän DFCU:n ohjaussignaali
u_{PA}	[-]	paineliitännän ja sylinterin A-kammion yhdistävän DFCU:n ohjaussignaali
u_{PB}	[-]	paineliitännän ja sylinterin B-kammion yhdistävän DFCU:n ohjaussignaali
V	[m ³]	Tilavuus
\dot{V}	[m ³ /s]	Tilavuusvirta
v_s	[m/s]	Minimikitkan nopeus
w	[m/s]	Virtausnopeus
x	[m]	Männän asema
\dot{x}	[m/s]	Männän liikenopeus
Δx_{\max}	[m]	Sylinterin päädyn maksimipainuma
z	[m]	Tiivisteiden taipuma
\dot{z}	[m/s]	Tiivisteiden taivutusnopeus
z_{\max}	[m]	Tiivisteiden maksimitaipuma

1. JOHDANTO

Pneumaattisten järjestelmien tarkkaa säätöä on yleisesti pidetty vaativana. Väliaineena käytetyn ilman kokoonpuristuvuus aiheuttaa viiveitä ja alentaa järjestelmän ominaistaajuutta. Pneumaattisen järjestelmän vaimennus on matala ja kitkat ovat myös suurempia verrattuna hydrauliseen järjestelmään. Näistä pneumatiikan ominaispiirteistä aiheutuu hankalia värähtelyjä järjestelmään ja toimivan asemasäädön toteuttaminen pneumaattisella järjestelmällä onkin ollut haastavaa. (Virvalo & Mäkinen 2003) Pneumatiikkaa on siksi pääosin käytetty vain sovelluksissa, joissa tarvitaan yksinkertaista kaksitilaista ohjausta. Perinteisesti asemasäädössä käytettävien servo- ja proportionaaliventtiilien tilalla voidaan käyttää myös digitaaliventtiilijärjestelmää, joka perustuu kaksitilaisiin venttiileihin ja älykkääseen ohjaukseen. Digitaaliventtiilijärjestelmän avulla tilavuusvirtaa voidaan säätää portaittain erittäin tarkasti ja järjestelmän toimintaa voidaan ohjelmoida monipuolisesti. Yhtenä toimivimpana digitaaliventtiilijärjestelmän säätömuotona voidaan pitää mallipohjaista säätöä. Tämä säätötapa sisältää järjestelmän simulointimallin, jonka avulla voidaan valita tilanteeseen parhaiten sopiva avaus digitaaliventtiilijärjestelmälle. (Linjama 2008a)

Tietokonesimuloinnilla mallinnetaan todellisen maailman fysikaalisia ilmiöitä matemaattisten mallien avulla. Matemaattisia malleja on kehitetty jo kauan ennen tietokoneita, mutta näitä malleja on pystytty käyttämään ainoastaan staattisessa tilassa olevien ilmiöiden tarkasteluun. Dynaaminen simulointi, jossa tarkastellaan matemaattisia malleja ajan suhteen, on mahdollistunut vasta riittävän tehokkaiden tietokoneiden kehityksen myötä. Tietokonesimuloinnin tehokkuus onkin kasvanut merkittävästi vuosien aikana alati jatkuvan tietotekniikan kehityksen ansiosta.

Tämän työn tarkoituksena on tarkastella pneumaattisen digitaaliventtiilijärjestelmän teoriaa sekä erilaisia simulointimalleja, joilla voidaan mallintaa järjestelmän käyttäytymistä. Lopuksi vertaillaan kuinka erilaiset matemaattiset mallit vaikuttavat simulointimallin tarkkuuteen sekä simuloinnin suoritusajaan. Simulointimalli verifioidaan todellisella järjestelmällä tehdyillä mittauksilla, jolloin saadaan hyvä vertailukohta simulointimallin antamille tuloksille. Tarkasteltava järjestelmä sisältää kaksitoimisilla esiohjatulla venttiileillä toteutetun digitaaliventtiilijärjestelmän, testipenkin sekä ohjausjärjestelmän. Tavoitteena on selvittää mitkä osat järjestelmästä on järkevää mallintaa tarkasti ja missä on järkevintä käyttää yksinkertaistuksia. Saavutettua optimaalista simulointimallia voidaan hyödyntää tulevaisuudessa esimerkiksi todellisen digitaaliventtiilijärjestelmän mallipohjaisessa säädössä.

2. PNEUMATIIKAN JA DIGITAALIVENTTIILIJÄRJESTELMIEN TEORIAA

Digitaalipneumatiikasta puhuttaessa voidaan helposti ymmärtää, että digitaalisuudella tarkoitetaan järjestelmän ohjausta. Digitaalisuus tarkoittaa kuitenkin tässä yhteydessä järjestelmän rakennetta, joka on toteutettu digitaalisuuden määritelmän mukaisesti. Tässä luvussa käydään läpi pneumatiikan ominaispiirteitä sekä digitaalisen venttiilijärjestelmän toimintaperiaatteita. Samalla käsitellään myös pneumatiikan venttiilitekniikkaa, jotta lukija saisi käsityksen myös käytännön tilanteesta digitaaliventtiilijärjestelmän toteutuksessa.

2.1. Pneumatiikan ominaispiirteitä

Pneumatiikan tärkeimpiin ominaispiirteisiin kuuluu ilman kokoonpuristuvuus. Tämä on suurin eroavaisuus verrattuna esimerkiksi hydraulikkaan, jossa neste oletetaan mitoituslaskuissa kokoonpuristumattomaksi. Tämän lisäksi pneumaattisten järjestelmien ominaistaajuus ja luonnollinen vaimennus ovat matalia. Nämä ominaisuudet aiheuttavat yhdessä merkittäviä värähtelyjä järjestelmään. Luonnollista vaimennusta kasvattavat kitkat, jotka ovat pneumaattisessa järjestelmässä selkeästi läsnä, sillä komponenttien liukupinnat voivat olla täysin kuivat tai niitä voitelee korkeintaan ilman seassa pieninä pisaroina kulkeva öljy. Pneumaattisen järjestelmän painetasot on myös pidettävä matalalla tasolla verrattuna hydraulikkaan, sillä ilman matalasta viskositeetista johtuen, vuotoja aiheutuu helpommin. Hyvinä puolina pneumatiikassa ovat sen siisteys ja käytön helppous. Käytettävää väliainetta ei tarvitse varastoida, eikä mahdollisista vuodoista aiheudu ympäristöongelmia tai palovaaraa, kuten käytettäessä väliaineena öljyä. Järjestelmän rakenne pysyy yksinkertaisempana, sillä ilma voidaan päästää järjestelmästä suoraan ulos, eikä paluulinjoja tarvita. Ilman dynaaminen viskositeetti, eli virtauksessa syntyvä sisäinen kitka, on matala, joten painehäviöt ovat vähäisiä suurillakin virtausnopeuksilla ja pitkillä siirtoetäisyyksillä. Pneumatiikka onkin ollut hyvin suosittu esimerkiksi kappaletavara-automaatioissa. (Hulkkonen 2005; Virvalo & Mäkinen 2003)

Painetasot pneumatiikan teollisuussovelluksissa ovat yleensä noin 5 – 10 baarin luokkaa. Korkeampia paineita käytetään lähinnä mobiilisovelluksissa, sillä korkeampia painetasoja käytettäessä ongelmaksi nousevat vuodot. Pneumatiikkaan kuuluva alipainetekniikka tarkoittaa käyttöpaineita, jotka ovat vallitsevan ilmanpaineen alapuolella.

2.2. Digitaalisuuden määritelmä

Digitaalisuus merkitsee menetelmää, jolla käsitellään tietoa erillisinä paloina, joita on rajallinen määrä. Vastakohtana voidaan pitää analogista järjestelmää, jossa arvoja on ääretön määrä. Useimmiten digitaaliset järjestelmät perustuvat binäärisiin osiin. Binäärikoodi perustuu kantalukuun 2, joten osilla on vain täsmälleen kaksi arvoa, jotka ovat 1 ja 0 tai esimerkiksi päällä ja pois. Binääristen osien avulla toteutetaan binäärikoodi, joka merkitsee jotain tiettyä lukuarvoa. (Tomayko 2002) Binäärikoodi voidaan kääntää kymmenjärjestelmään, jolloin esimerkiksi neljäbittinen koodi 1110 merkitsee kymmenjärjestelmän lukua 14 ($1 \cdot 2^3 + 1 \cdot 2^2 + 1 \cdot 2^1 + 0 \cdot 2^0 = 1 \cdot 10^1 + 4 \cdot 10^0$). Binäärikoodin sisältämä erilaisten arvojen määrä riippuu koodin pituudesta eli bittien määrästä. Arvojen määrä on 2^N , missä N on bittien määrä, joten esimerkiksi viisibittisellä binäärikoodilla on 32 erilaista arvoa. Digitaalisuuden ja analogisuuden ero tulee selkeästi esiin vertailtaessa esimerkiksi digitaalista ja analogista säätöä. Digitaalisessa säädössä jokin tietty säätöalue on jaettu tiettyyn määrään osia, joiden määrä riippuu bittien määrästä. Säätöalue on käytettävissä portaittaisesti, kun taas analogisessa säädössä sama alue on käytössä portaattomasti. Digitaalisella säädöllä on helpompi toteuttaa erittäin tarkka säätö, sillä jokainen askel on teoriassa täsmälleen halutun kokoinen.

2.3. Pneumatiikan on/off-venttiilit

Digitaaliventtiiliin parhaiten soveltuvat on/off-venttiilit kuuluvat rakenteeltaan yksinkertaisimpiin tarjolla oleviin venttiileihin. Ihanteellisin käytettävä venttiili olisi 2/2-venttiili, eli venttiili, joka sisältää tulo- ja lähtökanavan sekä pelkästään auki- ja kiinni asennon. Markkinoilla on kuitenkin myös paljon kolme liitäntää sisältäviä on/off-venttiileitä, eli 3/2-venttiileitä. Nämä venttiilit soveltuvat hyvin myös digitaaliventtiiliin, mikäli niissä oleva ylimääräinen kanava on mahdollista tukkia. Pneumatiikan venttiilien sulkuelimen asemaa muutetaan yleisimmin joko suoraan solenoidin avulla tai pneumaattisesti, jolloin solenoidi käyttää esiohjausventtiiliä.

2.3.1. Venttiilityypit

Kaksiasentoinen venttiili pystytään toteuttamaan usealla eri tavalla, joilla jokaisella on omat vahvuutensa. Venttiilien rakenne on pääasiassa joko aksiaaliluisti- tai istukkarakenne. Venttiilin rakenne vaikuttaa hyvin paljon venttiilin ominaisuuksiin.

Luistiventtiilissä virtausta rajoitetaan aksiaalisesti liikkuvalla luistilla. Luisti liikkuu yleisimmin venttiilin pesään asennetun holkin sisällä. Holkin ja luistin välissä on aina tietyn kokoinen välys, joten luistiventtiili vaatii hyvät tiivisteet vuotojen estämiseksi. Tiivistys voidaan toteuttaa dynaamisilla tiivisteillä, jolloin tiivisteet ovat luistissa kiinni ja liikkuvat sen mukana. Staattisista tiivisteistä puhutaan, kun tiivisteet ovat kiinni holkissa ja pysyvät paikallaan. Tiivisteiden käyttö lisää luistiin kohdistuvia kitkavoimia, mikä huonontaa vasteaikoja. Erilliset tiivisteet on voitu jättää tämän takia

holkin ja luistin väliltä myös kokonaan pois. Tällöin luisti ja holkki on koneistettu ja sovitettu toisiinsa erittäin tarkasti. Luistin ja holkin välillä voidaan sallia myös vähäinen vuoto, jolloin saadaan aikaiseksi ilmalaakeri. Luistiventtiilin luisti on rakenteestaan johtuen hyvin tasapainossa, joten virtausvoimat eivät vaikuta siihen merkittävästi. Ongelmaksi voivat muodostua vuodot, jotka kasvavat venttiilin kulumisen myötä. Luistiventtiili on myös herkempi lialle, sillä luistin liukupinta on suoraan yhteydessä virtaavan ilman kanssa. (Mäkinen 2006a; Kauranne et al. 2004, 165)

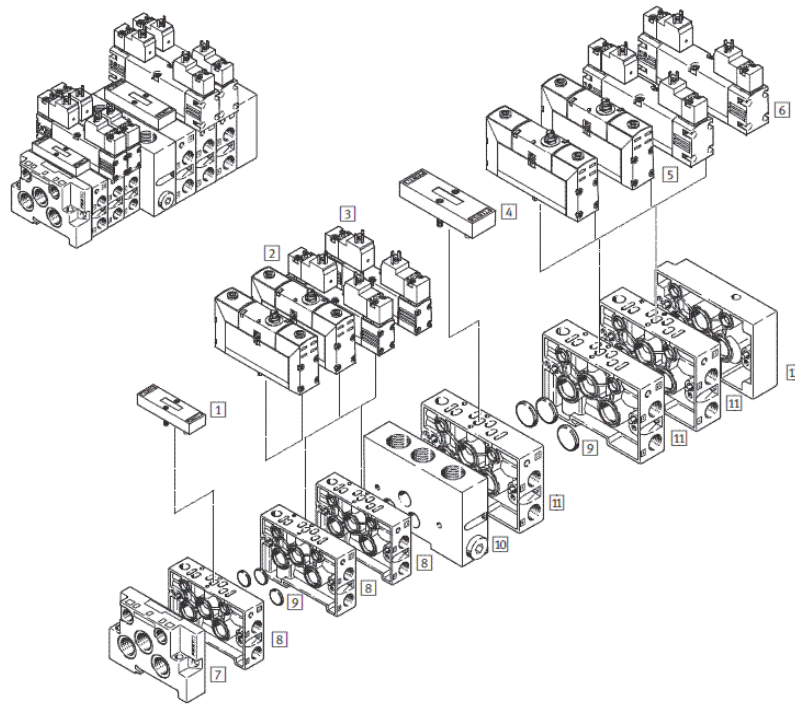
Istukkarakenteinen venttiili on hyvin yksinkertainen venttiilityyppi. Siinä kaksi eri virtauskanavaa joko erotetaan tai yhdistetään. Virtausaukon sulkeminen voi tapahtua esimerkiksi lautasen, kuulan tai kartion muotoisella sulkukappaleella. Istukkarakenteen ansiosta vuodot ovat vähäisiä ja tiivistys voidaan toteuttaa yksinkertaisesti. Tämän ansiosta istukkarakenteisen venttiilin toimielimeen vaikuttavat kitkavoimat ovat matalia. Toimielimen liikematka on yleensä erittäin lyhyt, joten tällä venttiilityypillä saavutetaan erittäin nopeat vasteajat. Istukkaventtiilirakenne sietää hyvin myös likaa, sillä liukupinnat ovat pinta-alaltaan pieniä, eivätkä ne ole suoraan kosketuksissa virtaavan ilman kanssa. Huonona puolena istukkaventtiilissä on sen toimielimen vastakkaisilla puolilla vaikuttavat erisuuruiset paineet. Tämän takia toimielin ei ole tasapainossa, vaan siihen vaikuttavat erisuuruiset voimat liikesuunnassa (Kauranne et al. 2004, 164). Normaalit istukkaventtiilit ovat tämän takia yleensä tarkoitettu vain yhdelle virtaussuunnalle. Kaksisuuntainen istukkaventtiili voidaan kuitenkin toteuttaa oikeanlaisella sulkuelimen muotoilulla, joka kompensoi virtausvoimia. (Mäkinen 2006a)

2.3.2. Venttiilin asennustavat

Venttiilin asennustavat voidaan jakaa seuraavasti: Putkistoasenteiset, lohko-asenteiset sekä venttiiliterminaalit (Ellman et al. 2002, 80). Asennustavan valinta määräytyy pitkälti asennettavien venttiilien lukumäärän mukaan. Putkistoasenteiset on tarkoitettu vähäisille venttiilimäärille, kun taas lohkoasenteiset ja venttiiliterminaalit soveltuvat myös erittäin suurille venttiilimäärille.

Putkistoasenteisuus on asennustavoista perinteisin, sillä jokainen venttiilin liitäntä liitetään erikseen putkella tai letkulla. Tämä asennustapa ei sovellu hyvin useiden venttiilien yhtäaikaiselle asennukselle, sillä se vie asennusratkaisuista eniten tilaa. Toisaalta tämä asennustapa on rakenteeltaan yksinkertaisin ja sitä on helpoin muunnella.

Lohkoasenteiset venttiilit asennetaan nimensä mukaisesti yhtenäiselle tai erillisille lohkoille. Venttiili voi myös itsessään muodostaa lohkon. Lohko sisältää jokaiselle venttiilille yhteisen painekanavan sekä poistokanavan. Näiden lisäksi se voi sisältää myös työliitännät jokaiselle venttiilille. Lohkoasenteiset venttiilit voidaan asentaa hyvin pieneen tilaan, sillä ylimääräisiä letkuja tai putkia ei tarvita. Lohkoja voidaan asentaa vierekkäin haluttu määrä, jolloin venttiilien lukumäärää voidaan muunnella hyvin vapaasti, kuten kuvassa 1 nähdään.



Kuva 1. Festo VSVA-venttiili erillisille lohkoille asennettuna (Festo 2008)

Venttiilien ei välttämättä tarvitse tällöin olla samanlaisia tai samankokoisia ja samaan ryhmään voidaan liittää myös muitakin pneumatiikan komponentteja. Lohkojen ja komponenttien välisten rajapintojen tulee ainoastaan olla toistensa kanssa yhteensopivia.

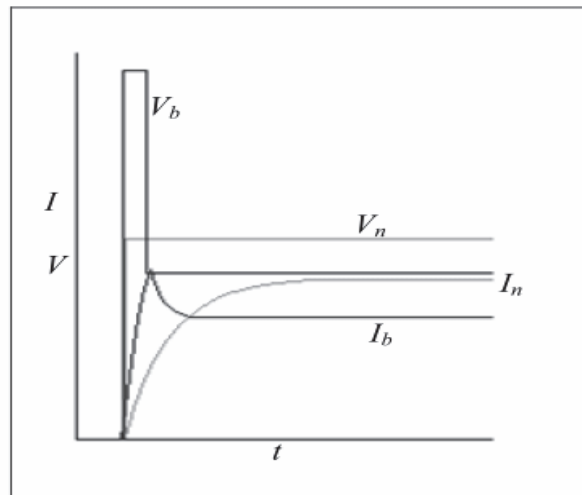
Venttiiliterminaaleissa käytetään lohkoasenteista asennustapaa. Normaalisti lohkoasennuksesta venttiiliterminaali eroaa kuitenkin venttiilien sähköliitäntöjen osalta. Samaan pakettiin voi lisäksi kuulua elektronisia moduuleja, joiden avulla voidaan tarkkailla ja ohjata venttiilejä. Sähköinen ohjaus tuodaan venttiiliterminaalille joko yhdellä väyläkaapelilla tai multipin-kaapelilla. Väyläohjauksessa ohjaussignaali tuodaan venttiiliterminaaliin sarjamuotoisena digitaaliviestinä, joka sisältää tiedon jokaisen venttiilin ohjaustilasta ja sijainnista lohkoissa. Multipin-ohjauksessa jokaista venttiiliä ohjataan erikseen omalla analogisella ohjaussignaalilla, joka tuodaan omaa kaapelia pitkin. (Ellman et al. 2002) Venttiiliterminaali on kaikista asennustavoista kompaktein ja älykkäin, mutta samalla myös rakenteeltaan monimutkaisin ja kallein.

2.3.3. On/off-venttiilin vasteaikojen nopeuttaminen

Tällä hetkellä markkinoilta on vaikea löytää hinnaltaan edullisia nopean vasteajan venttiileitä. Venttiilivalmistajat eivät ole yleisesti kiinnittäneet huomiota massatuotanto-venttiiliensä vasteaikoihin ja niiden hajontaan. Nopean vasteajan venttiileille ei ole ollut suurta kysyntää, sillä normaalissa teollisuuskäytössä tarjolla olleiden venttiilien vasteajat ovat olleet riittäviä. Markkinoilla olevien venttiilien vasteajat voivatkin olla liian hitaita tiettyihin digitaalipneumatiikan tarpeisiin. Hitaampien venttiilien

vasteaikoja voidaan kuitenkin parantaa melko yksinkertaisesti, jotta ne täyttäisivät paremmin niille asetetut vaatimukset.

Eniten venttiilissä esiintyviin viiveisiin vaikuttaa sulkuelintä käyttävä solenoidi. Solenoidin antamaan voimaan vaikuttaa suoraan syötettävän virran suuruus sekä virran kasvunopeus. Normaalisissa venttiilissä solenoidille syötetään koko ajan vakiona pysyvä jännite, kun sulkuelimen asemaa halutaan muuttaa. Venttiilin toimintaa voidaan kuitenkin nopeuttaa syöttöjännitettä nostamalla. Ongelmana on virran nouseminen tietyn ajan kuluttua normaalitason yläpuolelle, jolloin solenoidi ylikuormittuu ja vaurioituu. Ylijännite ei kuitenkaan ehdi aiheuttamaan solenoidille vaurioita, mikäli sitä käytetään niin vähän ajan, että virta ei ehdi kasvamaan liian suureksi. Virran kasvaessa tarpeeksi suureksi, alennetaan jännitettä, jotta virta asettuu normaalitasolle. Kuvassa 2 nähdään sekä normaalin, että ylijännitettä käyttävän solenoidin jännite ja virtakuvaajat. Kuvaajista huomataan, että käytettäessä normaalia jännitettä V_n virta I_n kasvaa hitaasti verrattuna ylijännitteen V_b avulla saavutettuun virtaan I_b .

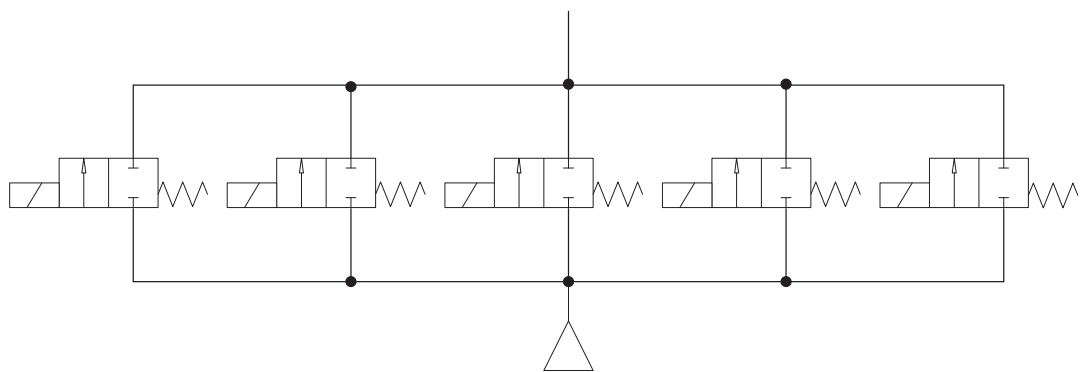


Kuva 2. Ylijännitteen vaikutus solenoidiin vaikuttavaan virtaan (Mikkola 2007)

Myös venttiilin sulkeutumisesta voidaan nopeuttaa jännitettä muuttamalla. Solenoidille syötetään suljettaessa negatiivinen jännite, jolloin solenoidiin vaikuttava virta laskee nopeammin ja sulkeutumisaika nopeutuu. (Mikkola 2007) Näillä menetelmillä venttiilin toimintaa voidaan nopeuttaa jo melko paljon, eikä itse venttiiliin tarvitse tehdä fyysisiä muutoksia. Jännitteen säätöön tarvitaan tosin erillinen ohjaus, mikä monimutkaistaa järjestelmää. Tiedetyt nopeat venttiilit sisältävät jo valmiiksi sisäänrakennetun jänniteensäätöpiirin, jolla venttiilin vasteaikoja nopeutetaan. Normaalit venttiilit taas sisältävät yleensä suojavirtapiirin, jolla estetään ylijännitteen syntyminen. Tällöin ylijännitettä säätelevän ohjauselektronikan käyttöönotto voi olla hankalaa ja venttiilin sisältämä virtapiiri joudutaan poistamaan.

2.4. Digitaaliventtiilijärjestelmän toteutustapoja

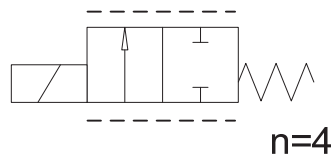
Digitaaliventtiilijärjestelmän rakenne voidaan jakaa kahteen erilaiseen toteutukseen. Hakkuritekniikalla toteutettu digitaaliventtiilijärjestelmä tarvitsee toimiakseen vain yhden venttiilin, jota avataan ja suljetaan suurella taajuudella. Kun taajuus on riittävän suuri, ei tilavuusvirran vaihtelu enää häiritse toimilaitteen tarkkuutta. Toinen tapa toteuttaa digitaaliventtiili, johon myös tässä työssä keskitytään, on asentaa kaksi tai useampia venttiilejä rinnan. Tällöin puhutaan niin sanotusta digitaalisesta tilavuusvirran säätöyksiköstä eli DFCU:sta (Digital Flow Control Unit). DFCU:ssa haluttu tilavuusvirta riippuu siitä, mikä venttiileiden avauskombinaatio on käytössä. (Linjama 2007) Kuvassa 3 on nähtävissä rinnakkain asennetuilla venttiileillä toteutetun digitaaliventtiilin kaavio.



Kuva 3. Viisibittisen DFCU:n toteutus on/off-venttiileillä

DFCU:n venttiilikoot valitaan tietyn koodaustavan mukaan, joista tässä työssä keskitytään binäärikoodaukseen sekä PNM-koodaukseen.

DFCU:ta on hankala kuvata perinteisillä piirrossymboleilla, koska venttiileitä on usein käytössä suuri määrä. Tämän takia Linjama et al. (2003) ovat ehdottaneet kuvan 4 mukaista yksinkertaistettua piirrossymbolia DFCU:lle.



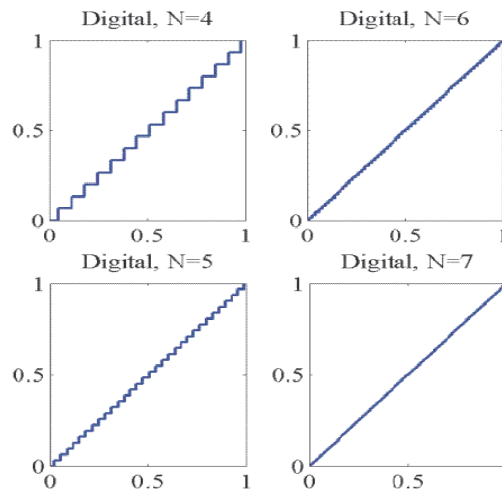
Kuva 4. DFCU:n piirrossymboli

Symbolin reunoiilla oleva katkoviiva kuvaa miltei proportionaalista tilavuusvirran säätöä ja n-kirjain merkitsee DFCU:ssa käytettyjen rinnankytkettyjen venttiilien lukumäärää.

2.4.1. Binäärikoodattu DFCU

Kuten aikaisemmin todettiin, DFCU toteutetaan rinnakkain kytketyillä kaksiasentoisilla venttiileillä ja erilaiset tilavuusvirtatasot muodostuvat erilaisista avauskombinaatioista.

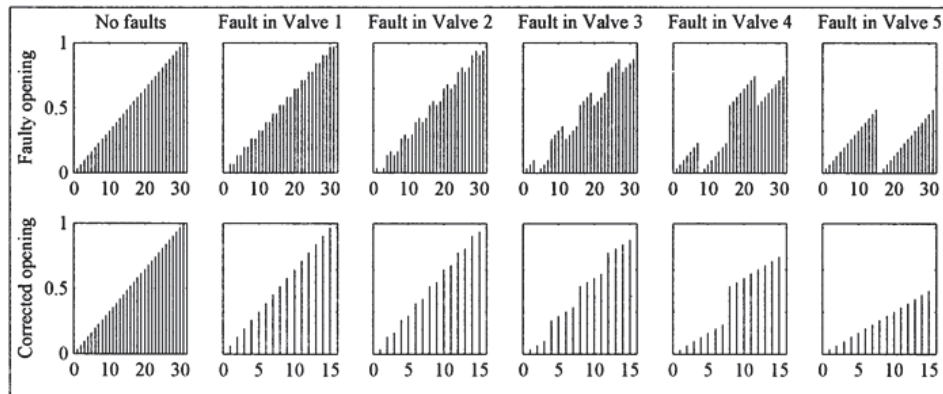
Ideaalisessa binäärikoodatussa DFCU:ssa, josta käytetään myös nimitystä PCM-koodaus (Pulse-code modulation), seuraavan rinnan kytketyn venttiilin nimellinen tilavuusvirta on kaksi kertaa edellistä suurempi, eli $[1\ 2\ 4\ 8\ 16] \cdot Q_n$. Tällä järjestelyllä muodostuu $(2^N - 1)$ -kappaletta nolasta poikkeavia avauskombinaatioita, joilla saadaan toteutettua yhtä suurin askelein kasvava tilavuusvirtakuvaaja. Potenssi N merkitsee tässä rinnakkain kytkettyjen venttiilien lukumäärää. Avauskombinaation avattujen venttiilien yhteenlaskettu tilavuusvirta vastaa haluttua tilavuusvirtaa. Koska jokainen venttiili aukeaa teoriassa joka kerta saman verran, on digitaaliventtiilin tilavuusvirtakuvaaja portaittain nouseva, eikä hystereesiä esiinny. Portaittaisesta avauksesta seuraa tietyn suuruinen kvantisointivirhe, eli digitaalisen resoluution aiheuttama suurin virhe, joka riippuu askelkoosta. (Linjama & Vilenius 2007) Askelten määrää säätöalueella voidaan kasvattaa rinnakkain kytkettyjä venttiilejä, eli bittejä lisäämällä, kuten kuvassa 5 nähdään. Kuvan 5 pystyakselilla on DFCU:n kokonaisavautuma ja vaaka-akselilla ohjaussignaali.



Kuva 5. Binäärikoodatun DFCU:n askelkoot erilaisilla venttiilimäärillä (Linjama 2008b)

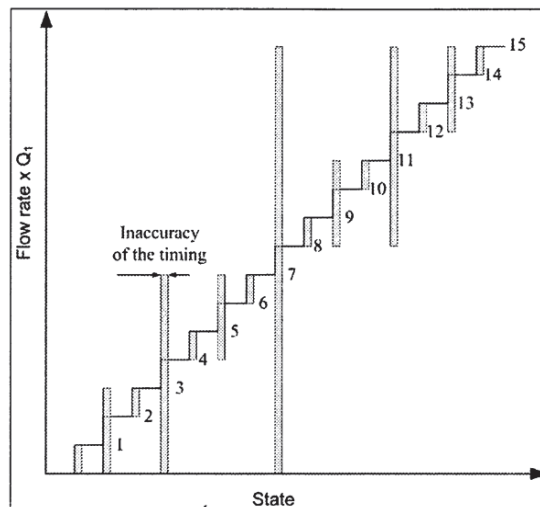
Käytännössä ideaalinen binäärikoodattu DFCU on miltei mahdotonta toteuttaa. Yleensä saatavilla on ainoastaan tietyn kokoisia venttiilejä ja kuristuksia, eikä näillä pystytä toteuttamaan tarkalleen binäärikoodauksen mukaisia tilavuusvirtoja. Erikokoisilla venttiileillä on myös toisistaan eroavat vasteajat, mikä on binäärikoodatun DFCU:n toiminnan kannalta huono asia. Tämän takia onkin järkevämpää käyttää 1–2 venttiilikokoa ja säätää tilavuusvirtakapasiteetit halutuiksi kuristusten avulla. Koska venttiilien läpäisyä ei ole mahdollista toteuttaa täysin binäärikoodauksen mukaisesti, vaihtelee askelkoko säätöalueella. Tästä ei ole suurta haittaa, mikäli askelkoko on tarpeeksi pieni. Seuraavaksi suuremman venttiilin tilavuusvirran ei tulisi mielellään olla yli kaksinkertainen vaan alle, jotta DFCU:n resoluutio ei alenisi liikaa. (Linjama 2008b)

Binäärikoodatun DFCU:n hyviin puoliin lukeutuu sen hyvä vikasetoisuus. Yhden venttiilin toimimattomuus ei vielä aiheuta koko järjestelmän pysähtymistä, vaan toimintaa voidaan jatkaa jäljellä olevilla venttiileillä. Muutoksena on tietyillä avauskombinaatioilla vääränlainen tilavuusvirta, jonka virheen suuruus riippuu toimimattoman venttiilin koosta, kuten kuvan 6 ylemmässä rivissä nähdään. Tämä vääränlainen tilavuusvirta voidaan kompensoida avaamalla toisia venttiileitä toimimattoman venttiilin sijasta, kuten kuvan 6 alaosassa nähdään. (Linjama & Vilenius 2007)



Kuva 6. Venttiilin vikaantumisen aiheuttama virhe binäärikoodatussa DFCU:ssa sekä virheen korjaus (Linjama & Vilenius 2007)

Binäärikoodatun DFCU:n toiminnassa korostuu vaatimus venttiilien viiveiden samankaltaisuudesta. Jos venttiilien viiveet eroavat toisistaan liikaa, voi tilavuusvirran suuruus poiketa asetusarvosta huomattavasti vaihdettaessa avauskombinaatiota. Tämä on seurausta venttiilien yhtäaikaisesta avaamisesta ja sulkemisesta. (Linjama & Vilenius 2007) Kuvassa 7 nähdään, mitä venttiilien vasteaikojen eroavaisuudet aiheuttavat DFCU:n läpäisyssä.



Kuva 7. Yksittäisten venttiileiden viiveiden aiheuttamat virheet binäärikoodatun digitaaliventtiilin avauksessa (Linjama & Vilenius 2007)

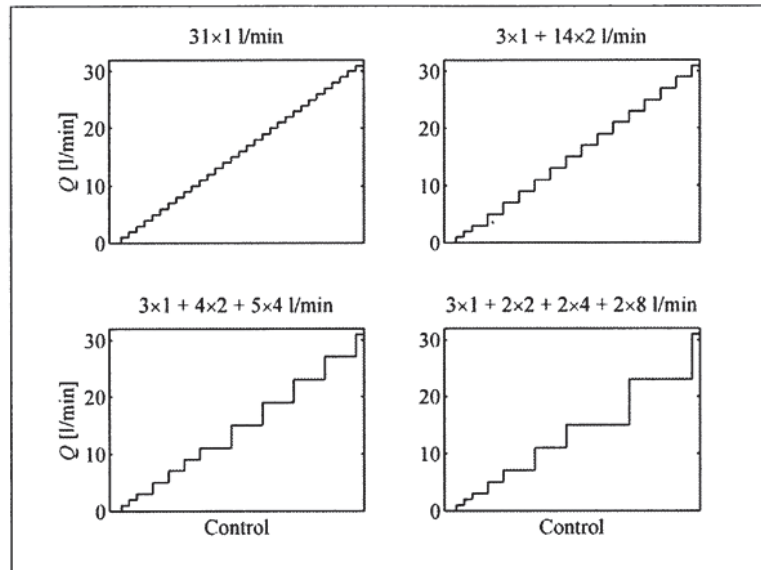
Huonoin tilanvaihto tapahtuu vaihdettaessa tilasta 7, eli tilasta, jossa kolme pienintä venttiiliä ovat auki, tilaan 8, jossa ainoastaan suurin venttiili on auki. Jos venttiilien viiveet eroavat tarpeeksi, voivat kaikki kolme pienintä venttiiliä sulkeutua ennen kuin suurin venttiili on ehtinyt avautua, jolloin kaikki venttiilit ovat samaan aikaan suljettuina. Suurin venttiili voi myös avautua ennen kuin pienimmät venttiilit ovat ehtineet sulkeutua, jolloin kaikki venttiilit ovat samaan aikaan avoinna.

2.4.2. PNM-koodattu DFCU

PNM-koodauksessa (Pulse Number Modulation) käytetään myös rinnakkain kytkettyjä venttiileitä, mutta binäärikoodauksesta poiketen kaikkien venttiilien nimellinen tilavuusvirta on samanlainen. Jokainen avattu venttiili kasvattaa yhdistettyä tilavuusvirtaa yhden samankokoisen askeleen verran. Tämän kaltaisessa toteutuksessa ei koskaan avata ja suljeta venttiilejä samaan aikaan. Huonoja tilanvaihtoja ei siksi esiinny ja ohjauksen arvoa muutettaessa ei ole vaaraa yhteenlasketun tilavuusvirran suuruuden epävarmuudesta. Koska jokaiselle avaustasolle vaaditaan oma venttiili, nostaa se venttiilien lukumäärää huomattavasti. Jos halutaan esimerkiksi toteuttaa sama resoluutio kuin viisibittisessä binäärikoodatussa digitaaliventtiilissä, joudutaan käyttämään 31 venttiiliä. (Linjama & Vilenius 2007) Hyvänä puolena PNM-koodauksessa on sen vikasietoisuus, joka on venttiilien suuresta lukumäärästä johtuen huomattavasti binäärikoodausta parempi. Venttiilien vikaantuminen ei vaikuta askelkoko, vaan ainoastaan DFCU:n venttiilien suurimpaan yhteenlaskettuun läpäisyyn. Venttiilien läpäisyn suuruuteen ei myöskään tarvitse kiinnittää niin suurta huomiota kuin binäärikoodatussa DFCU:ssa.

2.4.3. DFCU:n yhdistetty koodaus

Yhdistetyssä koodauksessa on yhdistetty aikaisemmin esiteltyjen digitaaliventtiilin toteutustapojen parhaita puolia. Normaalisti esimerkiksi pneumaattista sylinteriä käytettäessä, tehdään tarkimmat paikoitukset matalilla nopeuksilla ja suurilla nopeuksilla askelkoon merkitys vähenee. Yhdistetyssä koodauksessa DFCU:n toiminta on toteutettu normaaliolosuhteissa PNM-koodauksen tavoin, mutta kaikki venttiilit eivät ole samankokoisia. Tämä johtaa siihen, että askelkoko on pienillä ohjauksen arvoilla huomattavasti pienempi kuin suurilla ohjauksen arvoilla. Tällä tavalla voidaan poistaa suuremmista ohjauksen arvoista niin sanottua turhaa tarkkuutta ja venttiilien määrää voidaan vähentää huomattavasti PNM-koodaukseen verrattuna. Kuvasta 8 nähdään tämän rakenteen vaikutukset DFCU:n askelkoko. Venttiilin vikaantuessa voidaan hyödyntää binäärikoodausta, eli vikaantunut venttiili voidaan kompensoida oikealla avauskombinaatiolla.



Kuva 8. PNM- ja yhdistetyn koodauksen askelkoot (Linjama & Vilenius 2007)

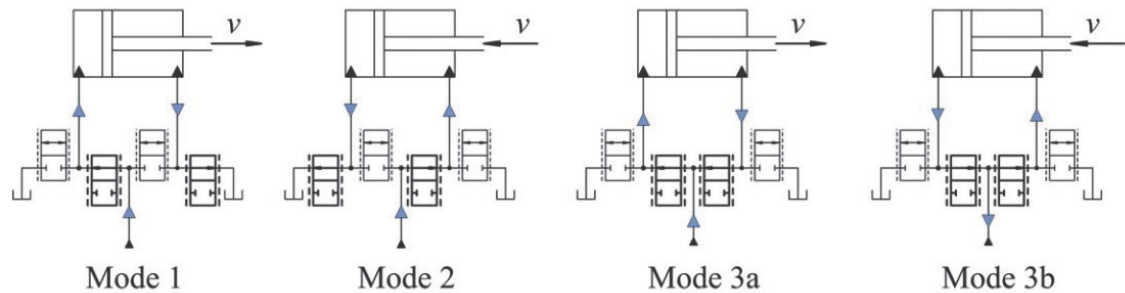
Vikasetoisuus pysyy yhdistetyssä koodauksessa parempana kuin binäärikoodauksessa venttiilien melko suuren määrän ansiosta. (Linjama & Vilenius 2007)

2.4.4. Nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmä

Nelitieventtiili sisältää neljä liitäntää, jotka voidaan yhdistää halutulla tavalla. Normaalisti tämä on toteutettu luistilla, joka peittää tietyt liitännät verrattuna asemaansa. Rakenteestaan johtuen, luistitoimisella venttiilillä ei pystytä säätämään itsenäisesti jokaisen portin avautumaa, vaan avautuma on suoraan verrannollinen luistin asemaan.

Nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmä voidaan toteuttaa yhdistämällä neljä DFCU:ta. Jokainen DFCU vastaa tällöin yhtä luistin ohjausreunaa, jolla säädetään liitännän avausta. Nämä liitännät ovat nelitieventtiilin tapauksessa $P \rightarrow A$, $P \rightarrow B$, $A \rightarrow T$, $B \rightarrow T$, missä P on paineliitäntä, A on sylinterin kammion A liitäntä, B on sylinterin kammion B liitäntä ja T on poistoliitäntä. Tämän rakenteen etuna on jokaisen ohjausreunan itsenäinen säätö, minkä ansiosta järjestelmällä on mahdollista toteuttaa hyvin paljon erilaisia toimintoja. (Linjama 2008a) Tulo- ja poistoreunojen suhteella voidaan säätää toimilaitteen kammioissa olevaa vastapainetta, jolloin toimilaitteen nopeutta voidaan säätää entistä tarkemmin. Vastapaineen säädön avulla voidaan vaikuttaa järjestelmän vaimennukseen, värähtelyihin ja joustoihin. Nelitie-digitaaliventtiilillä on mahdollista toteuttaa myös sylinterin differentiaalikytkentä, jolloin sylinterin molemmat kammiot on yhdistetty painelinjaan. Kuvassa 9 nähdään hydraulisesti toteutettu nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmä. Pneumaattisessa toteutuksessa rakenteen ainoana erotuksena on tankkiliitännän tilalla oleva poistoliitäntä. Kuvassa nähtävissä tiloissa 1 ja 2 on käytössä normaali suuntaventtiilikytkentä, kun taas tilassa 3 on käytössä molemmat kammiot yhdistävä

differentiaalikytkentä. Tila 3a kuvaa differentiaalikytkentää, jossa B-kammioista tuleva tilavuusvirta käytetään hyväksi A-kammiossa sylinterin plus-liikkeen aikana. Tila 3b kuvaa tilannetta, jossa sylinteriä ajetaan miinus-suuntaan ja ylimääräinen tilavuusvirta ohjataan takaisin järjestelmään.



Kuva 9. Nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmän ajomoodit (Linjama 2008a)

Differentiaalikytkentää käytettäessä syötettävän tilavuusvirran tarve vähenee ajettaessa sylinteriä plus-suuntaan, koska B-kammioista poistuva tilavuusvirta siirtyy käytettäväksi A-kammiossa. Jos sylinteriin vaikuttava kuormavoima on tarpeeksi suuri, on differentiaalikytkennällä mahdollista toteuttaa myös sylinterin miinus-liike, jolloin energiaa voidaan ottaa talteen järjestelmään. Tämä tietenkin vaatii järjestelmästä menetelmää talteenotetun energian varastoimiselle tai käyttämiselle muissa toimilaitteissa.

2.5. Digitaaliventtiilijärjestelmän ohjaus

Digitaaliventtiilijärjestelmän ohjaus voidaan toteuttaa yksinkertaisimmillaan samalla tavalla takaisinkytkettynä kuin servo- tai proportionaaliventtiilin ohjaus. Säätimeltä tuleva ohjaussignaali vain muutetaan digitaalseksi signaaliksi, joka sisältää tiedon aktivoitavista venttiileistä. Tämä tapa ei kuitenkaan hyödynnä digitaaliventtiilijärjestelmän todellista potentiaalia. Digitaaliventtiilijärjestelmästä pystytään avaamaan jokaista neljää ohjausreunaa halutun määrän, kun normaaleissa servo- ja proportionaaliventtiileissä pystytään avaamaan samaan aikaan vain kahta ohjausreunaa.

Toimivaksi digitaaliventtiilijärjestelmän säätötavaksi on osoittautunut niin sanottu mallipohjainen säätö, joka sisältää järjestelmän matemaattisen mallin. Tämän mallin avulla arvioidaan vaikeasti mitattavia suureita, kuten toimilaitteen nopeus ja kiihtyvyys, helposti mitattavilla suureilla, kuten toimilaitteen kammiopaineet ja asema. Mallin avulla saatuja tuloksia verrataan referenssiarvoon ja tämän perusteella valitaan tilanteeseen parhaiten soveltuva avauskombinaatio. Mallipohjaisen säädön suurimpana ongelmana on sen vaatima suuri laskentateho, mikä johtuu DFCU:n erilaisten avauskombinaatioiden suuresta määrästä. Yhden DFCU:n avauskombinaatioiden määrä ei vielä kasva erityisen suureksi, mutta nelitiesuuntaventtiilin toteutukseen tarvittavan

jälkeen avauskombinaatioiden määrää vähennetään esimerkiksi yksinkertaistetun tilavuusvirta-analyysin avulla. Joukosta karsitaan ne avauskombinaatiot, jotka ylittävät selkeästi asetetut virhemarginaalit. Avauskombinaatioita on yleensä tämän jälkeen vielä suuri määrä, joten niistä tulisi vielä valita sen hetkiseen tilanteeseen parhaiten sopiva. (Linjama 2008a)

Kolmannessa askeleessa hyödynnetään järjestelmän simulointimallia. Simulointimallin avulla selvitetään miten kukin avauskombinaatio vaikuttaa järjestelmän senhetkiseen käyttöön. Tuloksena saadaan esimerkiksi kammiopaineet ja toimilaitteen nopeus jokaiselle jäljellä olevalle avauskombinaatiolle. Simulointimallissa käytetään todellisesta järjestelmästä saatuja mittauksia, jotta tulokset olisivat mahdollisimman tarkkoja. Tässä vaiheessa ei vielä karsita jäljellä olevia avauskombinaatioita. (Linjama 2008a)

Aikaisemmin todettiin, että binäärikoodatun digitaaliventtiilin suurimpia ongelmia ovat tilanvaihtojen aikana tapahtuvat paineiskut, jotka johtuvat venttiilien avautumisen ja sulkeutumisen vasteaikojen eroavaisuuksista. Säätimen tulisikin etsiä lopuksi jäljelle jääneistä avauskombinaatioista se, jonka tilanvaihdossa tapahtuu mahdollisimman vähän venttiilien samanaikaista avaamista ja sulkemista. Tämä tapahtuu niin sanotun sakkofunktion avulla, joka ottaa huomioon avauskombinaation virheen verrattuna asetusarvoon sekä tilanvaihdon hyvyyden. Näillä ehdoilla avauskombinaatiolle saadaan tietty sakkofunktion arvo ja lopulliseksi avauskombinaatioksi valitaan se, jonka sakkofunktion arvo on pienin. Kun avauskombinaatio on valittu, lähetetään venttiileille avauskombinaation mukainen ohjausjännite ja tämän jälkeen aloitetaan avauskombinaation valinta uudestaan. (Linjama et al. 2007) Säädön näyteväli tulisi valita siten, että se on suurempi kuin venttiilin vasteaika. Mittausten näytevälin taas tulisi olla huomattavasti venttiilien vasteaikaa pienempi. (Linjama 2008a)

3. PNEUMAATTISEN DIGITAALIVENTTIILIJÄRJESTELMÄN MALLINNUSMENETELMÄT

Tässä luvussa tarkastellaan menetelmiä, joilla pystytään mallintamaan pneumaattisen järjestelmän eri osia. Fysikaalisia ilmiöitä on kuvattu jo kauan matemaattisilla malleilla. Matemaattiset mallit ovat voineet olla hyvinkin tarkkoja, mutta niitä on pystytty käyttämään ainoastaan staattisessa tarkastelussa. Tietokoneiden laskentatehon kasvaessa näitä malleja ryhdyttiin hyödyntämään myös dynaamisessa simuloinnissa. Dynaamisessa simuloinnissa malleissa huomioidaan myös ajan suhteen muuttuvat ilmiöt. Näitä kuvataan differentiaaliyhtälöillä, joille lasketaan ratkaisu numeerisesti integroimalla. Dynaamisessa simuloinnissa simuloitavalle matemaattiselle mallille lasketaan tulos tiettyjen ajallisten askeleiden välein ja edellisen askeleen tulosta käytetään seuraavan ratkaisun lähtöarvona.

Simulointimallissa on tärkeää ottaa tiettyjä asioita huomioon. Ensinnäkin mallin tulee olla tarpeeksi tarkka, jotta siitä saatavia tuloksia voitaisiin pitää luotettavina. Toisaalta malli ei myöskään saa olla liian raskas. Ylimääräinen tarkkuus hidastaa esimerkiksi mallipohjaisessa säädössä tarpeettomasti simulointia, eikä tuo toivottavaa parannusta tarkkuuteen. Simulointimalli onkin usein kompromissi suorituskyvyn ja tarkkuuden välillä. Oman hankaluutensa tuo myös parametrien saatavuus, sillä komponenttivalmistajat ilmoittavat vain harvoin täydellisiä tietoja valmistamistaan tuotteista. Vaikka simulointimalli olisi muuten erittäin tarkka, voidaan virheellisillä parametrien arvoilla pilata tarkkuus. Tällöin simuloinnin tulokset voivat poiketa huomattavasti todellisella järjestelmällä tehdyistä mittauksista.

Tässä työssä käsitellyn järjestelmän mallinnus ja simulointi toteutettiin Matlab-ohjelmiston Simulink-lisäosalla, jota käytetään dynaamisessa simuloinnissa. Simulinkissä mallintaminen tapahtuu graafisesti lohkojen avulla ja lohkot yhdistetään toisiinsa yhteen suuntaan kulkevilla signaaliviivoilla. Simulink sisältää useita lohkokirjastoja, joilla pystytään toteuttamaan monipuolisesti esimerkiksi erilaisia matemaattisia operaatioita. Koska kokonaisesta järjestelmästä tulee melko monimutkainen, on simulointimalli jaettu alimalleihin, jotta kokonaisuuden hahmottaminen helpottuisi. Jokainen simulointimallin osa sekä mallissa käytetyt matemaattiset mallit on selitetty seuraavissa luvuissa. Alimallien toimintaa on myös havainnollistettu yksinkertaistettujen lohkoavioiden avulla.

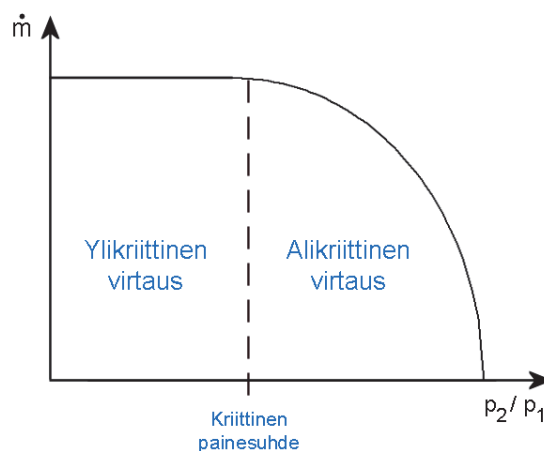
3.1. Ilman virtauksen mallintaminen

Kaasun virtausta virtauskanavan läpi kuvataan sekä tilavuus-, että massavirran avulla. Näistä kahdesta tilavuusvirta soveltuu hyvin käytännön mitoituukseen, kuten sylinterin ilmankulutuksen arviointiin. Venttiilivalmistajat ilmoittavatkin tämän takia venttiiliensä läpäisyn yleisimmin normaalina tilavuusvirtana. Vaikka tilavuusvirta olisi täysin tasainen, voi kaasun tiheys kuitenkin vaihdella ilman kokoonpuristumisen takia. Tämän takia teoreettisiin tarkasteluihin soveltuu paremmin massavirta, joka huomioi tiheyden vaihtelut. Massavirta määritellään yhtälöllä (1). (Ellman & al. 2002)

$$\dot{m} = A \cdot w \cdot \rho \quad (1)$$

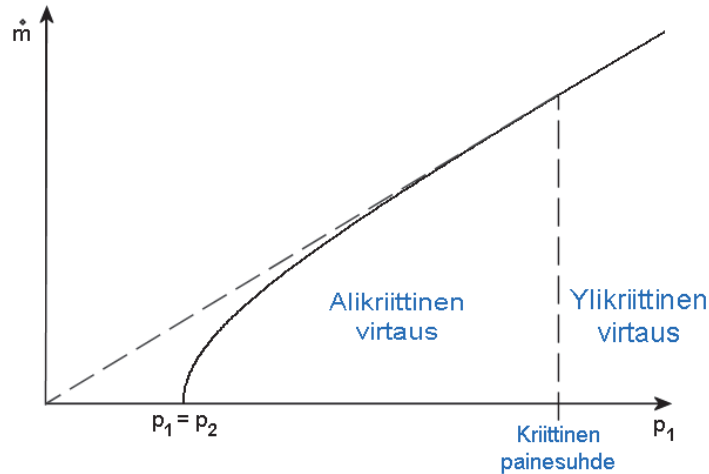
missä \dot{m} = massavirta (kg/s)
 A = virtauspinta-ala (m²)
 w = virtausnopeus (m/s)
 ρ = kaasun tiheys (kg/m³)

Ilman virtaus kuristuksessa voi olla ylikriittistä tai alikriittistä riippuen kuristuksen tulo- ja lähtöpuolen paineista. Kuvassa 11 nähdään virtauksen käyttäytyminen painesuhteen muuttuessa ja tulo puolen paineen p_1 pysyessä vakiona. Virtauksen ollessa ylikriittistä, on sen nopeus ääntä nopeampaa. Tällöin lähtöpuolen paineen p_2 muutokset eivät vaikuta massavirran suuruuteen. Kun lähtöpuolen painetta kasvatetaan tarpeeksi, saavutetaan jokaiselle kuristukselle ominainen kriittinen painesuhde. Tämän jälkeen, kun lähtöpuolen painetta kasvatetaan lisää, muuttuu virtaus alikriittiseksi ja sen nopeus laskee alle äänennopeuden. Alikriittisen virtauksen alueella painesuhteen muutos ei vaikuta virtaukseen lineaarisesti, vaan muutos mukaillee puolikasta paraabelia.



Kuva 11. Ilman virtauksen käyttäytyminen kuristuksen lähtöpuolen painetta kasvatettaessa ja tulo puolen paineen pysyessä vakiona.

Kuvassa 12 nähdään virtauksen käyttäytyminen, kun lähtöpuolen paine pidetään vakiona ja tulopuolen painetta kasvatetaan. Tämän kuvan avulla on helpompi hahmottaa mitä virtaukselle tapahtuu nostettaessa kuristuksen yli vaikuttavaa paine-eroa.



Kuva 12. Ilman virtauksen käyttäytyminen kuristuksen tulopuolen painetta kasvatettaessa ja lähtöpuolen paineen pysyessä vakiona.

Alikriittisellä virtauksella nähdään kuristuksen lähtöpuolen paineen voimakas vaikutus massavirran suuruuteen. Ylikriittisellä virtauksella taas massavirran suuruus on suoraan verrannollinen ainoastaan tulopuolen paineen suuruuteen. (Beater 2007)

Kaasun virtauksen mallintamiseen on kehitetty useita teoreettisia sekä empiirisiä malleja. Useimmiten teoreettiset mallit eivät välttämättä anna monimutkaisuudestaan huolimatta tarkkaa kuvaa mallinnettavasta kohteesta, vaan näitä malleja täydennetään ja yksinkertaistetaan kokeellisilla kertoimilla. Merkittävin kokeellisiin kertoimiin perustuva malli on myös ISO-6358-standardissa mukana oleva Sanvillen virtausmalli. Tämä malli kuvaa virtauksen ylikriittisen ja alikriittisen käyttäytymisen kuristuksessa, kuten teoreettisetkin mallit, mutta mallia on yksinkertaistettu huomattavasti kokeellisten C- ja b-kerrointen avulla. Kerroin C on tilavuusvirta-paine kerroin ja sen avulla voidaan arvioida kuinka suuri tilavuusvirta on tietyllä painetasolla saavutettavissa. Kerroin b on kriittinen painesuhde, joka kertoo millä painesuhdella sijaitsee alikriittisen ja ylikriittisen virtauksen raja. C- ja b-kertoimet ovat mitattavia suureita ja niiden mittausjärjestelyt ja yhtälöt ovat mukana standardissa ISO-6358. (Mäkinen 2006b) Sanvillen mallissa ylikriittinen massavirta määritellään yhtälöllä (2)

$$\dot{m}_y = C_{ve} p_1 \rho_i \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \quad (2)$$

missä \dot{m}_y = ylikriittinen massavirta (kg/s)
 C_{ve} = venttiilin tilavuusvirta-paine kerroin ($m^3/(s \cdot Pa)$)
 p_1 = tulo puolen paine (Pa)
 ρ_i = ilman tiheys referenssiolosuhteissa (kg/m^3)
 T_0 = ilman lämpötila referenssiolosuhteissa (K)
 T_1 = ilman lämpötila tulo puolella (K)

Alikriittinen massavirta määritellään yhtälöllä (3)

$$\dot{m}_a = \dot{m}_y \sqrt{1 - \left(\frac{p_2 - b_{ve}}{p_1 - b_{ve}} \right)^2} \quad (3)$$

missä \dot{m}_a = alikriittinen massavirta (kg/s)
 p_1 = tulo puolen paine (Pa)
 p_2 = lähtö puolen paine (Pa)
 b_{ve} = venttiilin kriittinen painesuhde (-)

Laminaarista virtausta ei ole otettu huomioon ISO-6358-standardissa, joten malli kuvaa huonosti erittäin pieniä virtauksia. Suurempi ongelma syntyy käytettäessä kyseistä mallia simuloinnissa, kun paine-ero venttiilin yli saavuttaa nollan. Jos simulointiohjelmassa käytetään muuttuvaa askelkokoja, kasvaa massavirran muutoksen suuruus paine-eron suhteen äärettömäksi ja tämä aiheuttaa ongelmia simuloinnissa. Tilanne voidaan estää mallintamalla virtaus suurimmilla painesuhteilla laminaarisen virtauksen kaavalla. (Beater 2007)

Laminaarisen virtauksen matemaattinen malli määritellään yhtälöllä (4)

$$\dot{m}_l = k_1 p_1 \left(1 - \frac{p_2}{p_1} \right) \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \quad (4)$$

missä \dot{m}_l = laminaarinen massavirta (kg/s)
 p_1 = tulo puolen paine (Pa)
 p_2 = lähtö puolen paine (Pa)
 T_0 = ilman lämpötila referenssiolosuhteissa (K)
 T_1 = ilman lämpötila tulo puolella (K)

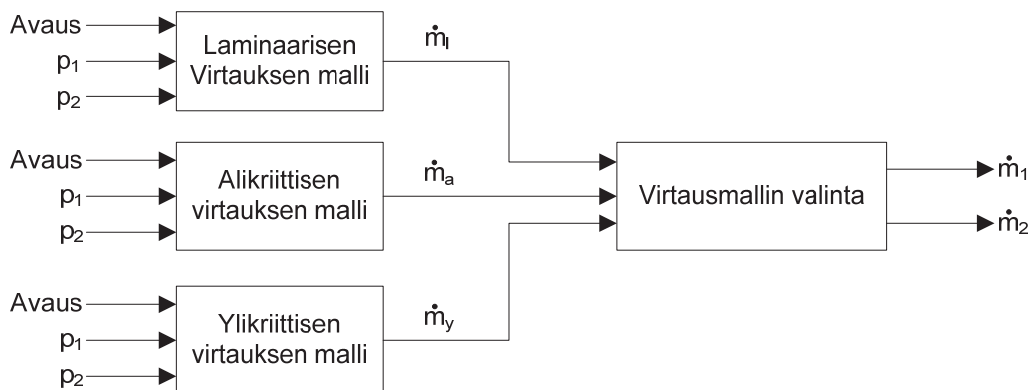
Laminaarisen virtauksen yhtälössä esiintyvä kerroin k_1 voidaan määrittellä yhtälöllä

$$k_1 = 1000C_{ve}\rho_0\sqrt{1 - \left(\frac{0,999-b_{ve}}{1-b_{ve}}\right)^2}$$

missä C_{ve} = venttiilin massavirta-painekerroin (kg/(s·Pa))
 b_{ve} = venttiilin kriittinen painesuhde (-)

Kuvassa 13 nähdään virtausmallin lohkokaavio, joka sisältää käsitellyt virtaustyyppit. Virtausmalli valitaan kolmen ehdon perusteella, joihin vaikuttaa venttiilin lähtö- ja tulolinjojen paineiden suhde sekä kriittinen painesuhde b .

Laminaarinen virtaus: $\frac{p_2}{p_1} \geq 0,999$
 Alikriittinen massavirta: $0,999 > \frac{p_2}{p_1} > b$
 Ylikriittinen massavirta: $\frac{p_2}{p_1} \leq b$



Kuva 13. Venttiilimallin sisältämät virtausmallit

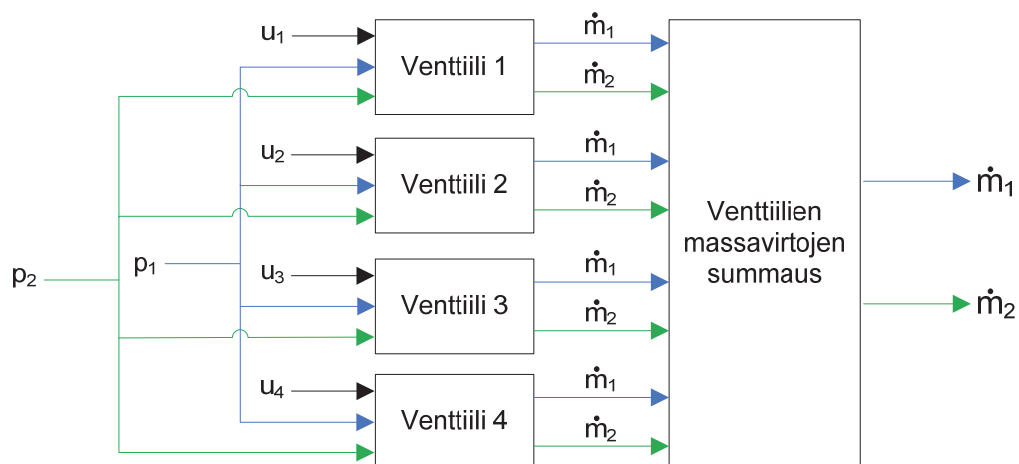
Laminaarisen virtauksen rajaksi valittu 0,999 on mielivaltainen arvio. Tieteellisempi tapa olisi valita raja virtauksen Reynoldsin luvun perusteella. Tämä vaatisi kuitenkin kuristuksen referenssihalkaisijan määrittämistä, mikä on hankalaa varsinkin venttiilien tapauksessa. (Beater 2007) Koska laminaarista virtausmallia käytetään vain pienimmillä virtauksilla, ovat tämän rajan tarkkuuden vaikutukset simuloinnin lopputulokseen häviävän pieniä.

Venttiilimalli tuottaa massavirrat 1 ja 2, jotka kuvaavat venttiiliin sisääntulevaa ja uloslähtevää virtausta. Koska ilman ei oleteta puristuvan kokoon kuristuksen kohdalla, on sisääntuleva massavirta aina yhtä suuri kuin uloslähtevä. Massavirta 1 saa negatiivisen arvon, sillä sen signaali on uloslähtevässä portissa. Sisääntuleva virtaus on huomioitu venttiilimallien yhdistämisen takia, jota tarkastellaan myöhemmin.

Venttiilimallin avausta säätelee erillinen venttiilin dynamiikkaa kuvaava malli, joka mallintaa venttiilin avausviivettä. Avautumisviive on mallinnettu viiveen jälkeen alkavalla vakiokiihtyvyydellä, joka päättyy, kun sulkuelimen asema saavuttaa arvon 1.

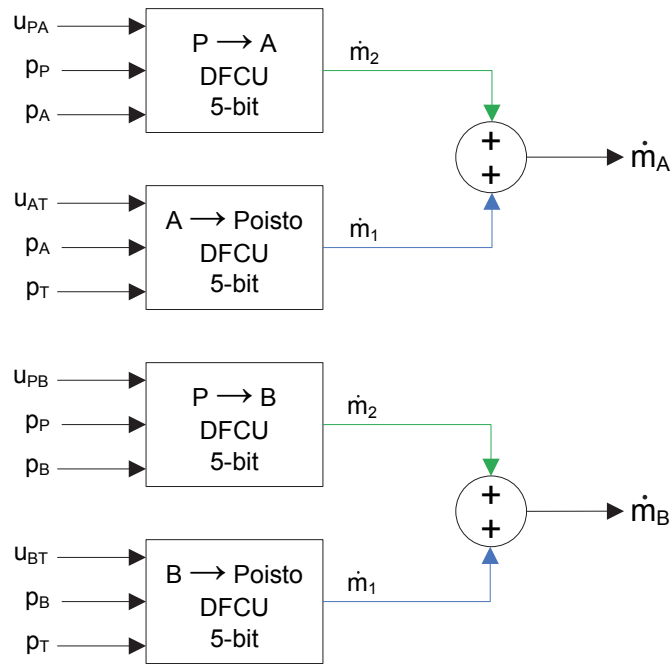
3.2. Digitaaliventtiilijärjestelmän mallintaminen

DFCU:n simulointimalli sisältää halutun määrän rinnankytkettyjä venttiilejä digitaaliventtiilin toimintaperiaatteen mukaisesti. Kuvassa 14 nähdään tässä työssä käsitellyn neljä venttiiliä sisältävän DFCU:n simulointimallin lohkokaavio. Venttiilien avaamiseen käytetään jokaiselle venttiilille yksilöllistä avaussignaalia u , joka on arvoltaan 1 tai 0. Venttiilimallien sisääntulevat ja uloslähtevät massavirrat summataan, jolloin saadaan venttiilien yhteenlaskettu tuleva ja lähtevä massavirta. Jokaiseen venttiilimalliin vaikuttaa sama tulopuolen paine p_1 ja lähtöpuolen paine p_2 . Jokainen venttiilimalli on myös täysin samanlainen muiden kanssa. Venttiilien eroavaisuudet saadaan aikaiseksi venttiilikohtaisilla parametriarvoilla, jotka ovat tilavuusvirta-paine kerroin sekä kriittinen painesuhde.



Kuva 14. 4-bittisen DFCU:n simulointimallin rakenne

Nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmä on toteutettu sijoittamalla neljä DFCU:ta siten, että sylinterin kumpikin kammio on mahdollista yhdistää painelinjaan ja poistolinjaan. Yhdellä DFCU:lla säädetään joko sylinterin kammioon menevää tai kammiosta lähtevää massavirtaa. Kuvassa 15 nähdään nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmän simulointimallin lohkokaavio. Poistolinjan yhdistävän DFCU:n tilavuusvirta \dot{m}_1 on negatiivista. Tällöin poistavan DFCU:n ollessa avoinna, sen tuloliitännän negatiivinen massavirta vähentää yhteenlasketun massavirran suuruutta. Jos sylinterin kammion malliin menevä massavirtasignaali on negatiivista, kuvastaa tämä kammiosta poistuvaa virtausta.



Kuva 15. Nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmän simulointimallin rakenne

DFCU-alimallin tarvitsemat painesignaalit riippuvat mallin sijainnista nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmässä. Tässä esitellyllä simulointimallilla ei ole mahdollista toteuttaa differentiaalikytkentää, sillä se vaatisi yhteyttä A- ja B-kammioiden massavirtasignaalien välille.

3.3. Tilavuuksien mallintaminen

Tilavuusmallia käytetään sylinterin, putkien ja kuristusten yhteydessä olevien tilavuuksien mallintamiseen. Tässä työssä tarkastellaan erilaisten matemaattisten mallien tarkkuutta, joten tarkasteltavaksi on otettu useampi tilavuusmalli. Kaikki käsitellyt mallit rakentuvat ideaalikaasun tilanyhtälön ympärille. Tämä ideaalikaasun tilanyhtälöön perustuva malli on kuitenkin yksinään hyvin epätarkka, sillä se perustuu oletuksiin ja yksinkertaistuksiin. Carneiro J. et al. (2006) ovat tutkimuksessaan listanneet erilaisia tilavuuden mallinnustapoja, sekä tutkineet miten nämä mallit eroavat toisistaan tarkkuutensa osalta. Seuraavissa luvuissa tarkastellaan näitä matemaattisia malleja sekä niistä tehtyjä simulointimalleja. Ideaalikaasun tilanyhtälöä on mahdollista tarkentaa esimerkiksi huomioimalla paineen muutoksen aiheuttama lämpötilan muutos, tilavuudessa olevan ja tilavuuteen tulevan ilman erilaiset lämpötilat sekä tilavuuden seinämän läpi johtuva lämpöenergia.

Ideaalikaasun tilanyhtälö toimii perustana kaasun puristuskäyttäytymisessä. Ideaalikaasun määrittelyssä on tehty seuraavat oletukset: molekyylit ovat täysin elastisia, niiden koko on merkityksettömän pieni verrattuna keskimääräiseen

törmäysväliin, eivätkä ne aiheuta vetovoimia toisiinsa. (Beater 2007) Näiden olettamusten perusteella on johdettu ideaalikaasun tilanyhtälö (5)

$$pV = mRT \quad (5)$$

missä p = tilavuudessa vallitseva paine (Pa)
 V = tilavuus (m^3)
 m = kaasun massa (kg)
 R = ominaiskaasuvakio (J/kg·K)
 T = olosuhteiden lämpötila (K)

Systeemin tila voi muuttua monella eri tavalla ja näitä tilanmuutoksia kutsutaan prosesseiksi. Eri prosesseja ovat isobaarinen, isoterminen, isokoorinen ja adiabaattinen prosessi. Jokaisen prosessin ominaispiirteenä on jonkin ideaalikaasun tilanyhtälössä esiintyvän suureen pysyminen vakiona, jolloin tämä suure voidaan supistaa yhtälöstä pois. (Beater 2007) Paineen pysyessä vakiona, on kyseessä isobaarinen prosessi, jolloin tilanyhtälö supistuu muotoon:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$

Lämpötilan pysyessä vakiona, on kyseessä isoterminen prosessi, jolloin tilanyhtälö supistuu muotoon:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2$$

Tilavuuden pysyessä vakiona, on kyseessä isokoorinen prosessi, jolloin tilanyhtälö supistuu muotoon:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$$

Jos lämpöä ei siirry ympäristön ja systeemin välillä, on kyseessä silloin adiabaattinen prosessi eli prosessi on häviötön. Prosessin lämpöenergian määrä on tällöin vakio. Yhtälöissä käytetään adiabaattivakiota γ , joka on kaasun vakiopaineen ja vakiotilavuuden ominaislämpöjen suhde. Ilmalle adiabaattivakion arvo on 1,4. (Beater 2007) Adiabaattisen prosessin yhtälöiksi on määritelty

$$p_1 V_1^\gamma = p_2 V_2^\gamma$$

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1}$$

Polytrooppisessa prosessissa systeemin rajapinnan läpi siirtyy lämpöä. Tällöin käytetään samaa yhtälöä kuin adiabaattisessa prosessissa. Eroavaisuutena on, että adiabaattivakio on korvattu polytrooppivakiolla κ , joka määritellään kokeellisesti. (Beater 2007)

3.3.1. Ideaalikaasun tilanyhtälön mukainen malli

Yksinkertaisemmassa ideaalikaasun tilanyhtälön mukaisessa mallissa oletetaan, että lämpötilan muutokset tilavuuden sisällä ovat häviävän pieniä ja tilavuudelle annetaan siksi vakiolämpötila. Polytrooppivakion avulla huomioidaan tilavuuden rajapinnan läpi siirtynyt lämpöenergia. Koska järjestelmä käyttäytyy dynaamisesti, täytyy mallissa ottaa huomioon tiettyjä ajan suhteen muuttuvia ilmiöitä. Nämä ovat tilavuuden muutos, joka tapahtuu esimerkiksi sylinterin männän liikkuessa sekä tilavuudessa olevan kaasun massan muutos, eli massavirta tilavuuteen. (Carneiro et al. 2006) Tilavuuden paineen muutos määritellään yhtälöllä (6)

$$\dot{p} = -\kappa \frac{p}{V} \dot{V} + \kappa \frac{R}{V} T_0 \dot{m} \quad (6)$$

missä

- \dot{p} = paineenmuutoksen nopeus (Pa·s)
- κ = polytrooppivakio
- p = paine tilavuudessa (Pa)
- V = tilavuus (m³)
- \dot{V} = tilavuudenmuutoksen nopeus (m³/s)
- R = ominaiskaasuvakio (J/kg·K)
- T_0 = Ilman lämpötila referenssiolosuhteissa (K)
- \dot{m} = massavirta tilavuuteen (kg/s)

Tämä yksinkertaistettu tilavuusmalli ei välttämättä anna kovin tarkkoja tuloksia, jos mallinnettavaan tilavuuteen kohdistuu suuria paineenmuutoksia. Mallin parhaana puolena voidaan pitää sen keveyttä, minkä ansiosta simuloinnin suoritus aika pysyy kohtuullisena.

3.3.2. Tilavuuden lämpötilanmuutokset huomioiva tilavuusmalli

Edellisessä luvussa esitelty tilavuusmalli on hyvin yksinkertainen ja jättää huomioimatta useita pneumaattisen järjestelmän käytökseen vaikuttavia tekijöitä. Näistä merkittävin on paineenmuutosten vaikutus tilavuuden lämpötilaan, joka huomioidaan seuraavassa mallissa. Lämpötilan muutoksia voidaan arvioida matemaattisella mallilla, jossa paineen muutoksia verrataan normaaliolosuhteisiin. (Carneiro et al. 2006) Tilavuuden lämpötila määritellään yhtälöllä (7)

$$T_t = T_0 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} \quad (7)$$

missä T_t = Tilavuuden lämpötila (K)
 T_0 = ilman lämpötila referenssiolosuhteissa (K)
 p = tilavuudessa vallitseva paine (Pa)
 p_0 = ilmanpaine referenssiolosuhteissa (Pa)
 κ = polytrooppivakio (-)

Normaalisti järjestelmään syötettävän ilman lämpötila pysyy vakiona, varsinkin, jos ilmaa syötetään paineilmaverkosta. Tällöin tilavuuteen tulevan ilman ja tilavuudessa olevan ilman lämpötilat ovat käytännössä koko ajan erilaiset. Tässä luvussa esiteltävässä mallissa on huomioitu myös tämä asia. Tilavuuden sisään tulevalle massavirralle annetaan vakiona pysyvä lämpötila, kun taas poistuvan ilman lämpötila riippuu painetasosta. (Carneiro et al. 2006) Kun yhtälöön (6) lisätään lämpötilariippuvuudet, saadaan tulokseksi yhtälön (8) mukainen paineen muutosta tilavuudessa kuvaava yhtälö

$$\dot{p} = -\kappa \frac{p}{V} \dot{V} + \kappa \frac{R}{V} T_1 \dot{m}_1 - \kappa \frac{R}{V} T_t \dot{m}_2 \quad (8)$$

missä \dot{p} = paineen muutos tilavuudessa (Pa·s)
 κ = polytrooppivakio (-)
 p = tilavuudessa vallitseva paine (Pa)
 V = tilavuus (m³)
 R = ominaiskaasuvakio (J/kg·K)
 T_1 = tilavuuteen tulevan ilman lämpötila (K)
 T_t = tilavuudessa olevan ilman lämpötila (K)
 \dot{m}_1 = massavirta tilavuuden sisään (kg/s)
 \dot{m}_2 = massavirta tilavuudesta ulos (kg/s)

3.3.3. Lämpötilan muutokset ja johtumisen huomioiva tilavuusmalli

Edelliset mallit eivät ole ottaneet lainkaan huomioon lämmön johtumista tilavuuden seinämien kautta. Tämä voi vaikuttaa tilavuuden sisällä olevan ilman lämpötilaan, mikäli tilavuuden sisällä ja ulkopuolella olevan ilman lämpötilojen ero on riittävän suuri ja seinämien materiaali on hyvin lämpöä johtavaa. Seuraavassa mallissa huomioidaan myös tilavuuden seinämien kautta johtuva lämpöenergia. Seinämien kautta johtuvan lämpöenergian määrittämiseksi on selvitettävä seinämien materiaalin lämmönläpäisykerroin. Lämmönläpäisykerroin riippuu lämmönsiirtymiskertoimesta sekä materiaalin pinta-alasta. Koska lämmönsiirtymiskerroin on vaikea määrittää, on tässä käytetty yksinkertaistusta, joka ei ota huomioon lämmönsiirtymiskertoimen

muutosta paineen ja lämpötilan suhteen. Näiden muutosten vaikutukset ovat toisaalta häviävän pieniä lopputuloksessa. Tilavuutta ympäröivä pinta-ala muuttuu männän aseman seurauksena, joten malli tarvitsee toimiakseen männän aseman. (Carneiro et al. 2006) Lämmönjohtuminen tilavuuden seinämien läpi määritellään yhtälöllä (9), jossa tilavuuden lämpötila on määritelty yhtälöllä (7):

$$\dot{Q} = \lambda_0 A_q(x)(T_u - T_t) \quad (9)$$

missä \dot{Q} = lämpövirta (W/s)
 λ_0 = lämmönsiirtymiskerroin (W/ m²K)
 $A_q(x)$ = tilavuutta ympäröivä pinta-ala (m²)
 T_u = tilavuuden ulkopuolinen lämpötila (K)
 T_t = tilavuudessa olevan ilman lämpötila (K)

Kun lämmönsiirtyminen liitetään osaksi yhtälöä (8), saadaan tulokseksi paineen muutosta tilavuudessa kuvaava yhtälö (10)

$$\dot{p} = -\kappa \frac{p}{V} \dot{V} + \kappa \frac{R}{V} T_1 \dot{m}_1 - \kappa \frac{R}{V} T_t \dot{m}_2 + \frac{\kappa-1}{V} \lambda_0 A_q(x)(T_u - T_t) \quad (10)$$

missä \dot{p} = paineen muutos tilavuudessa (Pa/s)
 κ = polytrooppivakio (-)
 p = paine tilavuudessa (Pa)
 V = tilavuuden suuruus (m³)
 \dot{V} = tilavuusvirta (m³/s)
 R = ominaiskaasuvakio (J / kg·K)
 T_1 = tilavuuteen tulevan ilman lämpötila (K)
 T_t = tilavuudessa olevan ilman lämpötila (K)
 T_u = tilavuuden ulkopuolella vallitseva lämpötila (K)
 \dot{m}_1 = massavirta tilavuuteen (kg/s)
 \dot{m}_2 = massavirta tilavuudesta ulos (kg/s)

3.4. Sylinterin päätyjen mallintaminen

Simuloinnin ei välttämättä haluta päättyvän mikäli mäntä saavuttaa sylinterin päädyn. Jos männän annetaan kulkea asetettujen rajojen ulkopuolelle, johtaa tämä väärin tuloksiin ja jopa simuloinnin kaatumiseen. Tämän takia männän liike on pysäytettävä esimerkiksi päätymallin avulla männän saavutettua malliin määritellyn päätyrajan. Sylinterin päädyt voidaan mallintaa jousi-vaimennin-systeeminä, jossa käytetään suurta jousivakiota. Tällöin männän siirtyessä päätyrajan ulkopuolelle, alkaa päätymalli tuottaa mäntää vastustavaa voimaa. Päätymallissa on myös mukana vaimennustermi

vaimentamassa liiallisia värähtelyjä. Päätymallin tuottama voima määritellään yhtälöllä (11)

$$F_{\text{end}} = \begin{cases} -K_{\text{end}}x - b_{\text{end}}\dot{x} & x < 0 \\ 0 & 0 \leq x < x_{\text{max}} \\ -K_{\text{end}}(x - x_{\text{max}}) - b_{\text{end}}\dot{x} & x > x_{\text{max}} \end{cases} \quad (11)$$

missä F_{end} = Sylinterin päätymallin tuottama voima (N)

K_{end} = sylinterin päädyn jousivakio (N/m)

b_{end} = vaimennustermi (Ns/m)

x = männän asema (m)

\dot{x} = männän nopeus (m/s)

x_{max} = sylinterin maksimi-iskunpituus (m)

Päädyn jousivakion K_{end} ja vaimennustermien b_{end} suuruus voidaan arvioida maksimipainuman Δx_{max} avulla (Linjama 2008d)

$$K_{\text{end}} = \frac{F_{\text{max}}}{\Delta x_{\text{max}}}$$

$$b_{\text{end}} = 0,5\sqrt{K_{\text{end}}m_k}$$

missä m_k = sylinteriin yhteydessä olevan kuorman massa (kg)

F_{max} = sylinterin tuottama maksimivoima (N)

Δx_{max} = sylinterin päädyn maksimipainuma (m)

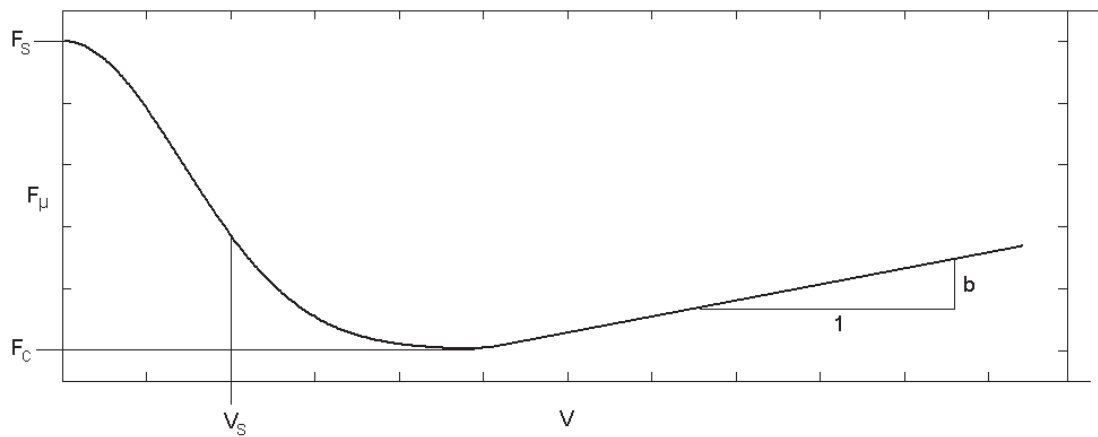
Päätymallin huonona puolena on sen erittäin suuri jäykkyys. Mallissa tapahtuu tällöin erittäin paljon muutoksia lyhyen ajan sisällä, mikä hidastaa simulointia huomattavasti. Kyseinen tilanne tosin on voimassa ainoastaan sylinterimallin saavuttaessa päädyn. Malli muuttuu jähkemmäksi, kun jousivakion suuruutta kasvatetaan. Toisaalta, jos päätymallin halutaan toimivan myös suuremmilla sylinterin tuottamilla voimilla, täytyy jousivakion olla tarpeeksi suuri. (Linjama 2008d)

3.5. Sylinterin tiivisteiden mallintaminen

Tiivisteiden mallintamiseen liittyy monia hankalia asioita. Tiivistekitkan suuruus on riippuvainen liukunopeudesta ja lepokitka täytyy ottaa huomioon männän ollessa pysähdyksissä. Tiivistekitkaan liittyy myös niin sanottu stick-slip-ilmiö. Tässä ilmiössä lepokitka on liikekitkaan verrattuna niin suuri, että mäntään vaikuttavan voiman ylittäessä lepokitkan, lähtee mäntä liikkeelle erittäin nopeasti. Koska mäntä lähtee liikkeelle nopeasti, eikä liikekitka hidasta sitä tarpeeksi, toimivat männänvarsi ja vastakkaisen kammion paine vastavoimana ja mäntä pysähtyy uudelleen. Stick-slip-

ilmiö tulee esille matalilla nopeuksilla tiivisteiden värähtelynä. Oman hankaluutensa tiivistekitkan mallintamiseen tuo parametrien hankala saatavuus. Näitä parametreja ei normaalisti ole yleisesti saatavilla sylinterivalmistajilta, vaan ne pitää arvioida tai mitata.

Tässä työssä on käytetty tiivistekitkan mallintamisessa kahta erilaista lähestymistapaa. Ensimmäinen tapa on yksinkertaisempi ja siinä kuvataan matemaattisen mallin avulla kitkavoiman muutos nopeuden suhteen, ottamatta huomioon muita ilmiöitä. Kitkavoiman nopeusriippuvuus käyttäytyy kuvan 16 mukaisesti. Staattisen kitkan F_S suuruudeksi voidaan arvioida 5-8 % sylinterin maksimivoimasta ja liikekitkan F_C suuruudeksi 3-5 % sylinterin maksimivoimasta (Virvalo 1995). Kitkavoiman kuvaajan loppuosa muodostuu viskoosikitkasta.



Kuva 16. Kitkavoiman nopeusriippuvuus

Toinen malli on niin sanottu dynaaminen kitkamalli, jonka Canudas de Wit et al. (1995) ovat esitelleet. Tämä malli ottaa huomioon kitkavoiman nopeusriippuvuuden lisäksi myös tiivisteiden dynaamisen käyttäytymisen.

Yksinkertaisemmassa kitkamallissa huomioidaan ainoastaan kitkan käyttäytymiseen liittyvät lepokitka, liikekitka ja viskoosikitka. Kitkavoiman matemaattiseksi malliksi saadaan yhtälö (12)

$$F_{\mu} = \tanh(K\dot{x}) \cdot \left(F_C + (F_S - F_C)e^{-\left(\frac{\dot{x}}{v_s}\right)^2} \right) + b_t\dot{x} \quad (12)$$

missä F_{μ} = tiivisteiden kitkavoima (N)

F_C = liikekitka (N)

F_S = lepokitka (N)

b_t = tiivisteiden viskoosikitkakerroin (N·s/m)

\dot{x} = kitkapintojen välinen liikenopeus (m/s)

v_s = minimikitkan nopeus (m/s)

K = kitkavoiman muutokseen nollan lähellä vaikuttava kerroin (-)

Lausekkeen sisältämän eksponenttifunktion tarkoituksena on kuvata lepokitkan käyttäytymistä liikkeellelähdön jälkeen. Lepokitkan muutos nollakohdassa aiheuttaa epäjatkuvuuskohdan, joka tuo ongelmia simuloinnissa. Tämän takia mallissa on pehmennetty muutosta nollakohdan lähellä hyperbolisen tangentin avulla. Hyperbolisen tangentin takia nopeus asettuu sellaiseen nollasta poikkeavaan arvoon, jolla ulkoinen voima ja kitkavoima ovat tasapainossa. Tämän takia toimilaite ei ole tällä mallilla koskaan pysähtyneessä tilassa, vaan se ryömii. Ryömimisnopeutta voidaan vähentää kertoimella K , mutta samalla suurempi arvo hidastaa simulointia. (Linjama 2008e)

Dynaamisen kitkamallin toiminta perustuu kuvitteellisiin harjaksiin, jotka vaikuttavat kahden pinnan välillä. Kun pintoja liikutetaan toisiinsa nähden, taipuvat harjakset ja käyttäytyvät jousien tapaan. Harjas lähtee liukumaan, kun siihen vaikuttava voima on tarpeeksi suuri. Tämän mallin avulla voidaan kuvata tiivisteiden käyttäytymiseen vaikuttavia ilmiöitä, kuten tiivisteiden joustot, stick-slip-ilmiö, hystereesi sekä lepokitkan puuttuminen nopeissa nollakohdan ylityksissä (Linjama 2008e). Koska jokaisen yksittäisen harjaksen mallintaminen on hyvin vaikeaa, on mallissa käytetty harjasten keskimääräistä taipumaa. Harjasten keskimääräistä taiputusnopeutta kuvaavaksi malliksi saadaan yhtälö (13)

$$\dot{z} = \dot{x} - \frac{\sigma_0 |\dot{x}|}{F_\mu^*} z \quad (13)$$

missä \dot{z} = tiivisteiden taiputusnopeus (m/s)
 \dot{x} = kitkapintojen välinen liikenopeus (m/s)
 σ_0 = tiivisteiden jousivakio (N/m)
 F_μ^* = kitkavoiman nopeusriippuvuus ilman viskoosikitkaa (N)
 z = tiivisteiden keskimääräinen taipuma (m)

Yhtälössä (13) näkyvä termi F_μ^* kuvaa kitkavoiman nopeusriippuvuutta ilman viskoosikitkaa, joka määritellään yhtälöllä (14)

$$F_\mu^* = F_C + (F_S - F_C) e^{-\left(\frac{\dot{x}}{v_S}\right)} \quad (14)$$

Dynaamisen kitkamallin lauseke muodostuu kolmesta kohdasta. Tiivisteiden jousivakiosta σ_0 , johon vaikuttaa tiivisteiden taipuma z . Tiivisteiden vaimennuskertoimesta σ_0 , johon vaikuttaa tiivisteiden taiputusnopeus \dot{z} . Tiivisteiden kitkan suuruuteen vaikuttaa myös viskoosikitkakerroin, johon vaikuttaa tiivistepintojen liukunopeus toisiinsa nähden. Tiivisteiden kokonaiskitkavoimaksi saadaan yhtälö (15)

$$F_{\mu} = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + b_t \dot{x} \quad (15)$$

missä

- F_{μ} = tiivisteeseen kitkavoima (F)
- σ_0 = tiivisteeseen jousivakio (N/m)
- σ_1 = tiivisteeseen vaimennuskerroin (N·s/m)
- b_t = tiivisteeseen viskoosikitkakerroin (N·s/m)
- z = tiivisteeseen taipuma (m)
- \dot{z} = tiivisteeseen taiputusnopeus (m/s)
- \dot{x} = kitkapintojen välinen liikenopeus (m/s)

Linjama (2008e) on esitellyt erilaisia arvioita tiivisteeseen jousivakiotermin ja vaimennustermin suuruudelle. Tiivisteeseen jousivakio voidaan arvioida lepokitkan F_S sekä tiivisteeseen maksimitaipuman z_{\max} avulla yhtälöllä

$$\sigma_0 = \frac{F_S}{z_{\max}}$$

Tiivisteeseen vaimennustermiä on erittäin vaikea arvioida, mutta mikrovärähtelyjä tiivisteeseen varassa ei esiinny, jos vaimennustermin arvo valitaan väliltä:

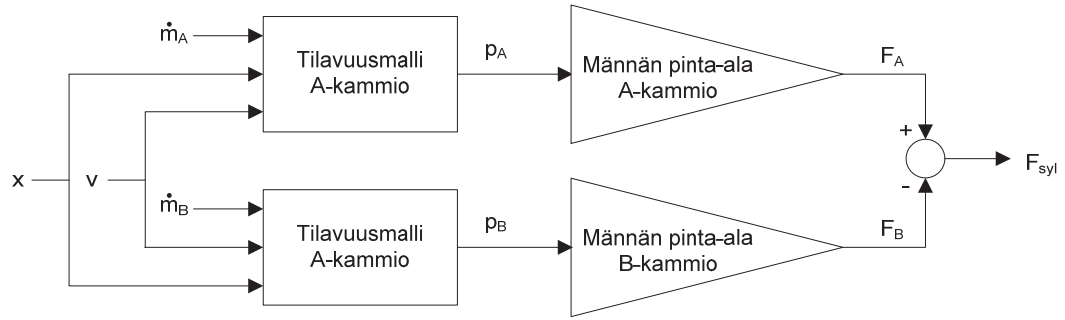
$$\sigma_1 = 0,5 \dots 2\sqrt{\sigma_0 m}$$

missä

- σ_0 = tiivisteeseen jousivakio (N/m)
- m = sylinterin tehollinen hitauskuorma (kg)

3.6. Sylinterin mallintaminen

Sylinterin mallissa käytetään molemmille kammiolle omaa tilavuusmallia, joissa on huomioitu myös sylinterin kuolleet tilavuudet. Kuvassa 17 nähdään sylinterin simulointimallin rakenne sekä mallin vaatimat signaalit. Normaalista tilavuusmallista poiketen sylinterin tilavuusmallissa huomioidaan sisään tulevan massavirran lisäksi tilavuuden muutos, joka aiheutuu männän aseman muutoksesta. Sylinterin simulointimallin kohdalla on muistettava myös, että sylinteri tuottaa ainoastaan voimaa. Sylinterin asema ja liike riippuvat siihen yhteydessä olevasta kuormasta. Tämän takia sylinterimallin vaatima asema- ja nopeustakaisinkytkentä saadaan mallin ulkopuolelta.



Kuva 17. Sylinterin simulointimallin rakenne

Tilavuusmallin ulostulona on paine, joten sylinterin kammioiden tuottamat voimat saadaan kertomalla nämä paineet vastaavilla männän pinta-aloilla. Sylinterin tuottaman voiman positiivinen suunta on sylinterin plus-liikkeen suuntaan, joten B-kammion tuottama voima on tämän takia negatiivista. A-kammion ja B-kammion tuottamat voimat lasketaan yhteen ja tuloksena saadaan sylinterin kammioiden tuottama voiman yhtälö (16)

$$F_{\text{syl}} = p_A A_A - p_B A_B \quad (16)$$

missä

- A_A = männän pinta-ala A-kammiossa (m^2)
- A_B = männän pinta-ala B-kammiossa (m^2)
- p_A = A-kammion paine (Pa)
- p_B = B-kammion paine (Pa)

Sylinterin kokonaisvoima saadaan, kun yhdistetään kammioiden tuottama voima (16), päätymallin tuottama voima (11) sekä kitkavoima (15). Näissä malleissa käytetään samoja asema- ja nopeussignaaleja kuin sylinterimallissa. Sylinterin tuottamaksi kokonaisvoiman yhtälöksi (17) saadaan

$$F_{\text{sk}} = F_{\text{syl}} + F_{\text{end}} - F_{\mu} \quad (17)$$

missä

- F_{syl} = sylinterimallin tuottama voima (N)
- F_{end} = päätymallin tuottama voima (N)
- F_{μ} = tiivisteen kitkavoima (N)

3.7. Kuorman mallintaminen

Kuormamalli liitetään suoraan sylinterimallin tuottamaan voimaan. Kuorman kiihtyvyys saadaan laskettua siihen kohdistuvasta kokonaisvoimasta sekä kuorman massan suuruudesta. Kokonaisvoima koostuu sylinterin tuottamasta voimasta, josta vähennetään

gravitaation aiheuttama voima sekä kuorman ja alustan välinen kitkavoima. Sylinterin suuntaisen gravitaatiovoiman yhtälöksi (18) saadaan

$$F_g = m_k \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (18)$$

missä g = putoamiskiihtyvyys (m/s^2)
 m_k = kuorman massa (kg)
 α = kuorman kulkeman radan kaltevuus ($^\circ$)

Sylinterin tuottaman kokonaisvoiman yhtälö (19) saadaan yhdistämällä tiivistekitkan yhtälö (12) tai (15), sylinterimallin kokonaisvoiman yhtälö (17) sekä gravitaatiovoiman yhtälö (18)

$$F_{\text{kok}} = F_{\text{sk}} - F_g - F_{\mu k} \quad (19)$$

Kuorman kiihtyvyys voidaan laskea mekaniikan II peruslain mukaisesti käyttämällä laskettua kokonaisvoimaa, jolloin yhtälöksi (20) saadaan

$$a_k = F_{\text{kok}}/m_k \quad (20)$$

missä m_k = kuorman massa (kg)

Kun kuorman kiihtyvyys on saatu määriteltyä, voidaan nopeus laskea integroimalla kiihtyvyys ja asema integroimalla nopeus. Nopeutta ja asemaa hyödynnetään sylinterimallissa sekä yleisesti järjestelmän toiminnan seuraamisessa.

3.8. Putkien mallintaminen

Putkimalli koostuu kahdesta osasta. Ensimmäinen osa mallista kuvaa putken aiheuttamaa painehäviötä ja toinen osa kuvaa ilman kokoonpuristuvuutta putken sisällä. Lähteessä Beater (2007) on vertailtu erilaisten mittausten avulla kahta matemaattista mallia putkihäviöiden mallintamisessa. Näistä ensimmäinen on fluidimekaniikkaan perustuva ja toinen on jo aikaisemmin käsitelty C- ja b-kertoimiin perustuva Sanvillen malli. Vertailun tuloksista voidaan päätellä, että molemmat mallit antavat pidemmällä putkipituuksilla melko samankaltaisia tuloksia, jotka ovat lähellä mitattuja arvoja. Lyhyemmällä putkipituuksilla C- ja b-kertoimiin perustuva malli antaa kuitenkin huomattavasti tarkempia tuloksia verrattuna fluidimekaaniseen malliin. Kun tätä mallia käytetään putkien mallintamiseen, mallinnetaan putki tällöin yhtenä pitkänä kuristuksena. Tämän mallinnustavan toimivuuden ovat todenneet Bideaux ja Scavarda (2000) tutkimuksessaan (ks. Beater 2007). C- ja b-arvot määritellään putken pituuden ja kokemusperäisten kertoimien perusteella, jotka Eckersten (1975) on ensimmäisenä

julkaissut (ks. Beater 2007). Nämä kokemukseräiset kertoimet putken tilavuusvirta-painekertoimelle ja kriittiselle painesuhteelle määritellään yhtälöillä (21) ja (22)

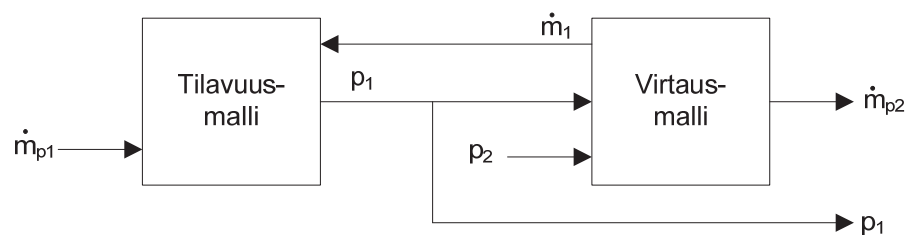
$$C_p = \frac{0,029D_p^2}{\sqrt{\frac{L_p}{D_p^{1,25}} + 510}} \quad (21)$$

$$b_p = \frac{474C_p}{D_p^2} \quad (22)$$

missä C_p = putken tilavuusvirta-painekerroin ($\text{m}^3/(\text{s}\cdot\text{Pa})$)
 D_p = putken halkaisija (m)
 L_p = putken pituus (m)
 b_p = putken kriittinen painekerroin (-)

Putkessa tapahtuva ilman kokoonpuristuminen mallinnetaan ideaalikaasun tilanyhtälöön perustuvalla mallilla, joka ei ota huomioon lämpötilan muutoksia. Beater (2007) esittelee mittaustulokset, jossa 50 metriä pitkän ja 5,7 millimetriä halkaisijaltaan olevan putken painetta kasvatettiin nollatasosta 6,25 baariin, jolloin massavirta oli suurimmillaan 4,3 g/s. Tässä mittauksessa suurin lämpötilaero putken alku- ja loppupään ilman lämpötilassa oli $0,8^\circ\text{C}$. Hennig (1977) on myös todennut, että huomattavaa lämpötilan alenemista tapahtuu vain ilman virtausnopeuden ollessa yli 100 m/s (ks. Beater 2007). Näiden huomioiden perusteella voidaan todeta, ettei lämpötilan muutosta tarvitse ottaa putkimalliin mukaan, sillä se ei tuo merkittävää parannusta mallin tarkkuuteen.

Kuvassa 18 nähdään putkien simulointimalli, jossa on mukana ideaalikaasun tilanyhtälöön perustuva tilavuusmalli, sekä C- ja b-kertoimiin perustuva virtausmalli.



Kuva 18. Putkivirtauksen simulointimallin rakenne

Putkimallin sisältämään tilavuuteen tuleva nettovirta lasketaan putkimallin ulkopuolelta tulevan massavirran \dot{m}_{p1} sekä putkimalliin kuuluvasta virtausmallista saatavan massavirran \dot{m}_1 erotuksena. Tilavuuteen tuleva nettovirta muodostaa tilavuudessa tietyn paineen, joka toimii virtausmallin tulopuolen paineena p_1 . Virtausmallista lähtevän massavirran \dot{m}_{p2} avulla voidaan määrittellä myös tulevan massavirran suuruus, jota

käytetään tilavuusmallissa. Koska voidaan olettaa, että ilma ei puristu kokoon kuristuksessa, on virtausmalliin tuleva massavirta yhtä suuri kuin siitä lähtevä. Tällöin $\dot{m}_1 = -\dot{m}_{p2}$.

3.9. Kuristusten mallintaminen

Kuristusten mallintamisessa on tarkasteltu kahta erilaista lähestymistapaa. Ensimmäisessä tavassa kuristus mallinnetaan erillisellä mallilla, joka sisältää myös tilavuusmallin. Toisessa tavassa ei käytetä erillistä kuristusmallia, vaan kuristuksen virtausominaisuudet redusoidaan venttiilin virtausominaisuuksiin.

3.9.1. Erillisen kuristuksen mallinnus

Kuristuksen virtauksen mallintamisessa on käytetty samaa Sanvillen mallia, mitä on käytetty myös aikaisemmissa virtausmalleissa. Eroavaisuutena on C- ja b-kertoimien määrittely, joka tehdään teräväreunaista kuristusta varten määriteltyjen kokeellisten kertoimien avulla. Jotta virtausmalli toimisi, on kuristusta ennen myös lisätty tilavuusmalli, jossa on käytetty ideaalikaasun tilayhtälöä. Kuristusmalli on rakenteeltaan samanlainen kuin putkimalli, jota käsiteltiin luvussa 3.8. Gidlund (1977) on esittänyt kokeellisiin kertoiimiin perustuvat arvot kuristuksen kriittiselle painesuhteelle sekä tilavuusvirta-painekertoimelle. Nämä arvot pätevät kuristuksille, joiden pituuden ja sisähalkaisijan suhde on alle 10. (ks. Beater 2007) Kriittinen painesuhde ja tilavuusvirta-painekerroin kuristusmallille määritellään yhtälöillä (23) ja (24)

$$b_k = 0,41 + 0,272 \sqrt{\frac{d_k}{D_k}} \quad (23)$$

$$C_k = 0,128d_k^2/10^8 \quad (24)$$

missä b_k = kuristuksen kriittinen painesuhde (–)
 d_k = kuristuksen sisähalkaisija (m)
 D_k = kanavan sisähalkaisija ennen kuristusta (m)
 C_k = kuristuksen tilavuusvirta-painekerroin ($m^3/(s \cdot Pa)$)

3.9.2. Kahden peräkkäisen kuristuksen yhdistetty malli

Kahden kuristuksen sijaitessa peräkkäin, voidaan kuristusten kriittinen painesuhde ja tilavuusvirta-painekerroin yhdistää. Tällä tavalla toteutettu kuristuksen mallinnus antaa tuloksia, joiden virheen suuruus on normaalisti 3-4 % ja ainoastaan äärimmäisissä tapauksissa noin 10 % (Gidlund 1977, Eckersten 1975) (ks. Beater 2007). Kahden peräkkäisen kuristuksen tilavuusvirta-painekertoimen määrittelyminen aloitetaan laskemalla kahden peräkkäisen kuristuksen virtausominaisuuksien suhde yhtälöllä (25)

$$\alpha_k = \frac{C_1}{b_1 \cdot C_2} \quad (25)$$

missä b_1 = ensimmäisen kuristuksen kriittinen painesuhde (–)
 C_1 = ensimmäisen kuristuksen tilavuusvirta-paine kerroin ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$)
 C_2 = jälkimmäisen kuristuksen tilavuusvirta-paine kerroin ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$)

Jos $\alpha_k < 1$, niin virtaus muuttuu ensimmäisessä kuristuksessa ennen jälkimmäistä kuristusta ylikriittiseksi, kun molempien kuristusten yli vaikuttavaa paine-eroa kasvatetaan. Molempien kuristusten virtaus muuttuu samaan aikaan ylikriittiseksi, kun $\alpha_k = 1$. Virtaus muuttuu ylikriittiseksi ensimmäisenä jälkimmäisessä kuristuksessa, kun $\alpha_k > 1$. (Beater 2007) Kun α_k on määritelty, voidaan tämän avulla määrittää kahden peräkkäisen kuristuksen yhdistetty tilavuusvirta-paine kerroin yhtälöllä (26)

$$C_{1,2} = \begin{cases} C_1 & \text{kun } \alpha \leq 1 \\ \alpha \cdot C_2 \frac{\alpha \cdot b_1 + (1-b_1) \cdot \sqrt{\alpha^2 + \left(\frac{1-b_1}{b_1}\right)^2} - 1}{\alpha^2 + \left(\frac{1-b_1}{b_1}\right)^2} & \text{kun } \alpha \geq 1 \end{cases} \quad (26)$$

missä b_1 = ensimmäisen kuristuksen kriittinen painesuhde (–)
 C_1 = ensimmäisen kuristuksen tilavuusvirta-paine kerroin ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$)
 C_2 = jälkimmäisen kuristuksen tilavuusvirta-paine kerroin ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$)
 $C_{1,2}$ = kahden kuristuksen yhdistetty tilavuusvirta-paine kerroin ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$)

Yhdistetty kriittinen painesuhde kahdelle peräkkäiselle kuristukselle määritellään yhtälöllä (27)

$$b_{1,2} = 1 - C_{1,2}^2 \left(\frac{1-b_1}{C_1^2} + \frac{1-b_2}{C_2^2} \right) \quad (27)$$

missä $b_{1,2}$ = molempien kuristusten yhdistetty kriittinen painesuhde (–)
 $C_{1,2}$ = kahden kuristuksen yhdistetty tilavuusvirta-paine kerroin ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$)
 b_1 = ensimmäisen kuristuksen kriittinen painesuhde (–)
 b_2 = jälkimmäisen kuristuksen kriittinen painesuhde (–)
 C_1 = ensimmäisen kuristuksen tilavuusvirta-paine kerroin ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$)
 C_2 = jälkimmäisen kuristuksen tilavuusvirta-paine kerroin ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$)

Koska tässä työssä mallinnettavassa järjestelmässä kuristus on venttiilin jälkeen, on suure α reilusti yli yhden venttiilin ollessa täysin avoinna. Venttiilin tilavuusvirtapaine kerroin laskee kuitenkin pienimmillä avauksilla niin pieneksi, että α laskee alle yhden. On-off-tyyppisillä venttiileillä tämä tilanne on voimassa erittäin lyhyen ajan venttiilin avautumisen alkuvaiheessa. Tämän takia tilavuusvirta-painekertoimen arvioimisessa käytetään ainoastaan arvoa $\alpha > 1$.

4. TODELLISEN JÄRJESTELMÄN TESTAUS JA MITTAUKSET

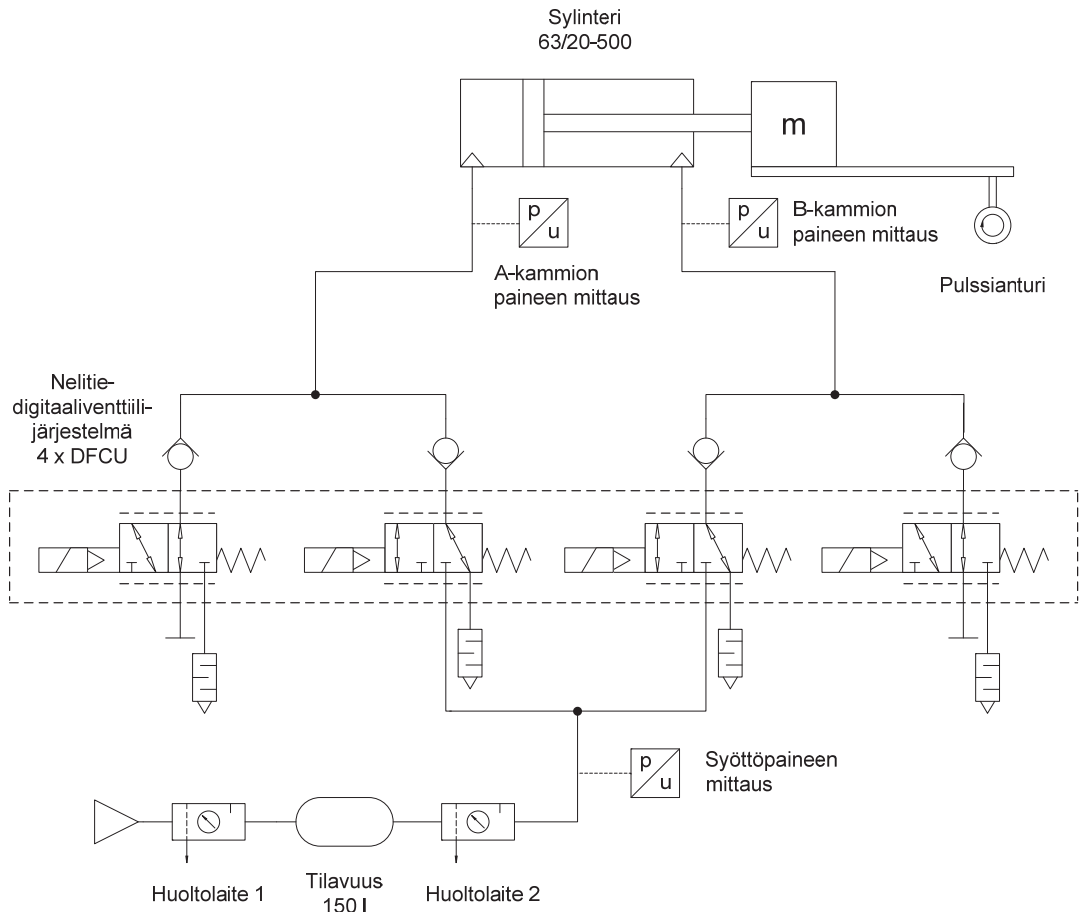
Tässä luvussa käsitellään todellisella järjestelmällä tehtyjä testejä, joilla selvitettiin järjestelmän ominaisuuksia. Saatujen mittausten avulla pystyttiin viimeistelemään simulointimalli sekä löytämään oikeat parametrit. Mittaukset suoritettiin ilman säädintä sekä säätimen kanssa. Ilman säädintä suoritetuilla testeillä saadaan esille järjestelmän peruskäytös, kuten värähtelyt ja kitkat. Säätimen avulla toteutettiin paikoitus, jonka asemareferenssinä käytettiin askel- ja siniaaltovastetta. Mittaukset suoritettiin Tampereen teknillisen yliopiston Hydrauliiikan ja automatiikan laitoksen pneumatiikan laboratoriossa.

4.1. Testijärjestelmän rakenne

Testijärjestelmän perustana on testipenkki, joka on tarkoitettu pneumaattisten säätöjärjestelmien testaamiseen. Testipenkki sisältää liukupinnoilla varustetun radan, jonka päällä liikuteltava kuorma kulkee. Testipenkin rakenne on valittu sellaiseksi, että säätötilanne olisi hankala. Kuorman kulkema rata on asetettu 25 asteen kulmaan ja testipenkkiin asennettu pneumaattinen sylinteri liikuttaa kuormaa vetämällä. Testipenkkiin kuuluvaa kuormaa voidaan säätää halutuksi 10,2 kilon metalliharkoilla. Kuormaksi valittiin seitsemän metalliharkkoa, joiden yhteiseksi massaksi tuli 71,4 kg.

Testijärjestelmälle syötetään ilmaa yleisestä paineilmaverkosta. Ennen digitaaliventtiilijärjestelmää ilma syötetään paineilmasäiliöön, jotta ilman, lämpötilan ja paineen muutokset tasaantuisivat.

Kuvassa 19 nähdään järjestelmän pneumatiikkakaavio. Paineilmaverkosta otettava ilma suodatetaan ennen paineilmasäiliötä. Huoltolaite 1 sisältää suodattimen, järjestelmäpaineen säädön sekä poistohanan, jolla voidaan laskea paineilmasäiliö tyhjäksi. Huoltolaite 2 sisältää poistohanan, jolla ilmaa voidaan päästää ulos paineilmasäiliön jälkeen. Järjestelmästä voidaan siten päästää paineet pois ilman, että paineilmasäiliö tyhjenee.



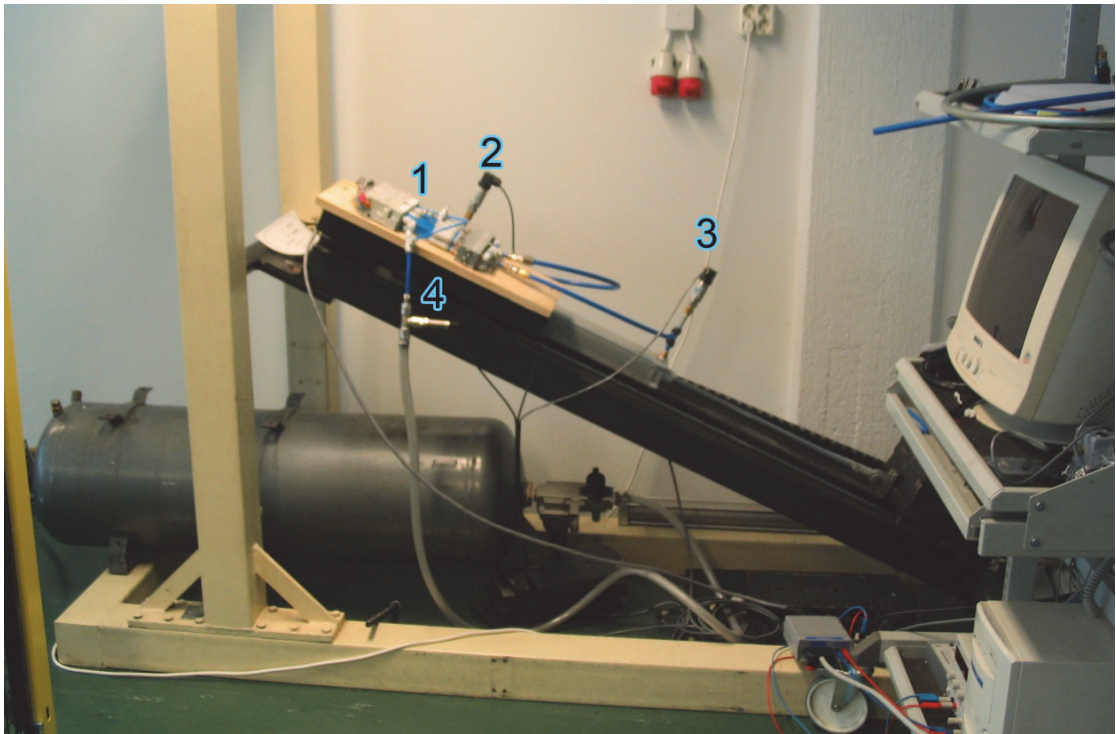
Kuva 19. Järjestelmän kaavio

Järjestelmässä käytetyn sylinterin männän halkaisija on 63 mm, männänvarren halkaisija 20 mm ja iskunpituus 500 mm.

Nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmä sisältää neljä DFCU:ta, joista jokainen sisältää viisi venttiiliä. DFCU:t on yhdistetty sylinteriin siten, että kummallekin sylinterin kammiolle on sekä syöttö-, että poisto-DFCU. Liitteessä A on listattu tarkemmin järjestelmään kuuluvat komponentit sekä näiden tiedot.

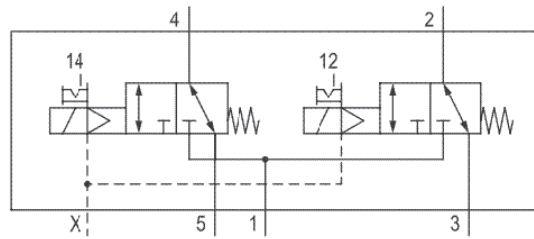
Kuvassa 20 nähdään järjestelmän rakenne kokonaisuudessaan. Kuvaan on numeroitu digitaaliventtiilijärjestelmä sekä painemittauksiin käytetyt anturit:

1. Digitaaliventtiilijärjestelmä
2. Sylinterin A-kammion paineanturi
3. Sylinterin B-kammion paineanturi
4. Järjestelmäpaineanturi



Kuva 20. Näkymä testijärjestelmästä

Testijärjestelmässä käytetyn nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmän toimintaperiaate perustuu luvussa 2.4.4 esiteltyyn neljästä DFCU:sta koostuvaan nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmään. DFCU:issa käytetyt venttiilit ovat Bosch Rexrothin valmistamia LSO4-SW-malleja. Tämä venttiilimalli on luistitoiminen ja esiohjattu. Siinä on yhdistetty kaksi venttiiliä solenoideineen samaan runkoon, kuten kuvassa 21 nähdään. Painelinja on kuvassa merkitty numerolla 1 ja se on molemmille venttiileille yhteinen. Poistolinjat on merkitty numeroilla 3 ja 5. Useamman venttiilin paketissa poistolinjat ovat venttiilien välillä yhteisiä ja ne yhdistyvät päätykappaleessa yhdeksi poistokanavaksi. Kuvassa 21 näkyy myös esiohjausventtiilin painekanava, joka on merkitty kirjaimella X. Esiohjausventtiili käyttää samaa poistokanavaa kuin pääventtiilit.

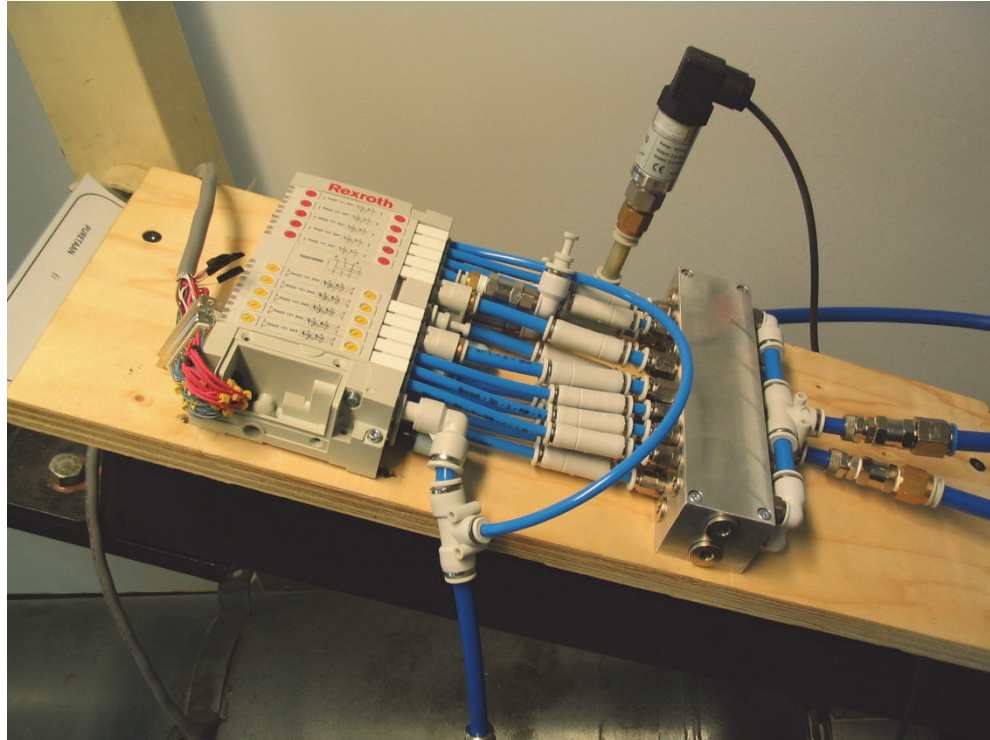


Kuva 21. Bosch Rexroth LSO4-SW-venttiilin rakenne. Kuvassa paine-DFCU:ssa käytetty normaalisti kiinni oleva versio (Bosch Rexroth 2010)

Venttiilien runko muodostaa oman lohkon ja näitä lohkoja voidaan asentaa vierekkäin haluttu määrä. Venttiilipaketti on siten ulkomitoiltaan erittäin kompakti.

Jokainen DFCU sisältää viisi LSO4-SW-venttiiliä. Painepuolen DFCU:ssa käytetään normaalisti suljettua versiota, jonka nimellinen tilavuusvirta on 315 l/min. Poistopuolella venttiilit ovat normaalisti auki olevaa tyyppiä ja niiden nimellinen tilavuusvirta on 290 l/min. Venttiileitä on asennettu venttiiliterminaaliin yhteensä 10 kappaletta, joten itsenäisesti ohjattavia venttiileitä on haluttaessa yhteensä 20 kappaletta. Jokaisen DFCU:n venttiileistä on yhdistetty kaksi, jotta binäärikoodausta käytettäessä saataisiin suurimmalle bitille suurempi läpäisy. DFCU:t ovat tällöin 4-bittisiä, jolloin ohjattavia venttiileitä on yhteensä 16 kappaletta. Venttiileistä oli käytössä versio, jossa sähkökytkennät eivät olleet yhdistettyjä. Tämän ansiosta venttiilien kytkennät pystyttiin toteuttamaan helposti halutulla tavalla. Sähkökytkennät toteutettiin siten, että jokaiselle venttiilille menee oma johdotus ja johdot kerätään yhteen 25-pinniseen rinnakkaisliittimeen.

Kuvassa 22 nähdään yleiskuva nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmästä. Venttiilipaketti sisältää kaksi päätykappaletta, joiden väliin venttiilit on asennettu sekä välikappaleen, joka erottaa 10 kappaletta venttiilejä omalle puolelleen. Tällä tavalla venttiilit voidaan erottaa käytettäväksi paine- ja poistopuolen DFCU:ssa. Keltaisella värillä merkityt venttiilit ovat painepuolen ja punaiset poistopuolen venttiilejä. Ylemmät liitännät ovat A-kammion ja alemmat B-kammion liitännöitä. Kuvassa 22 näkyvä yksittäinen putki, joka lähtee paineliitännästä ennen venttiilijärjestelmää, on poistopuolen venttiilien esiohjauksen paineliitännä.



Kuva 22. Digitaaliventtiilijärjestelmä

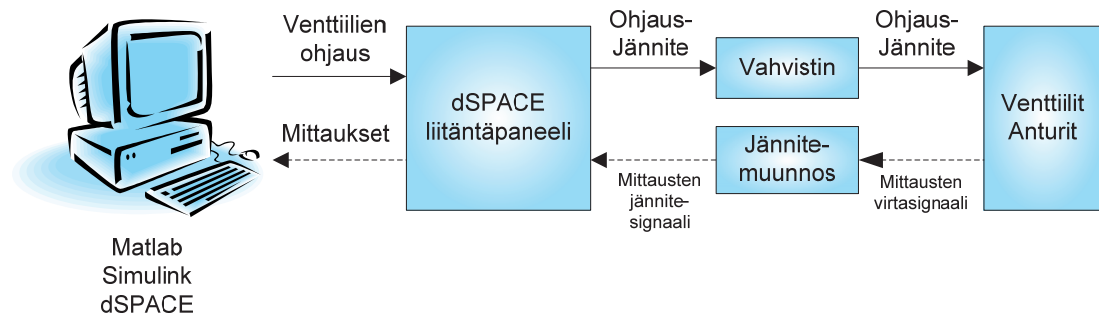
Painepuolen DFCU:n venttiilien poistolinjaan on liitetty vaimennin tulpan sijaan, koska venttiilin esiohjaus käyttää myös samaa poistoliitäntää. Tämä järjestely on myös vaatinut vastaventtiilin, jotta ilma ei virtaisi toimilaitteelta venttiilin kautta ulos. Poistopuolen DFCU:t vaativat myös vastaventtiilit, sillä venttiilien kanavat ovat yhteydessä toisiinsa. Tällä estetään ilman virtaaminen A- ja B-kanavien välillä. Venttiilien liitännät on yhdistetty toisiinsa lohkon avulla, joka sisältää myös paikat erikseen asennettaville kuristuksille. Kuristukset ovat M6-kierteisiä, joten niiden vaihto on hyvin helppoa. DFCU:iden koodaustavaksi valittiin PNM-koodaus ja kuristusten halkaisijaksi:

Painepuolen DFCU:iden kuristusten halkaisija:	1,6 mm
Poistopuolen DFCU:iden kuristusten halkaisija:	1,7 mm

Poistopuolen DFCU:ista tukittiin molemmista yksi venttiili, joten nämä vastaavat vikaantunutta venttiiliä.

4.2. Testijärjestelmän ohjaus- ja mittauslaitteisto

Järjestelmän ohjaus ja mittaus on toteutettu tutkimuskäyttöön tarkoitetulla dSPACE DS1102:lla. DS1102 sisältää tietokoneeseen asennettavan digitaalisen mittaus- ja ohjauskortin sekä tähän yhdistetyn liitäntäpaneelin. Kuvassa 23 nähdään miten ohjaus- ja mittauslaitteiston eri osat ovat toisiinsa yhteydessä.



Kuva 23. Ohjaus- ja mittauslaitteistoon kuuluvat osat ja näiden välillä kulkevat signaalit

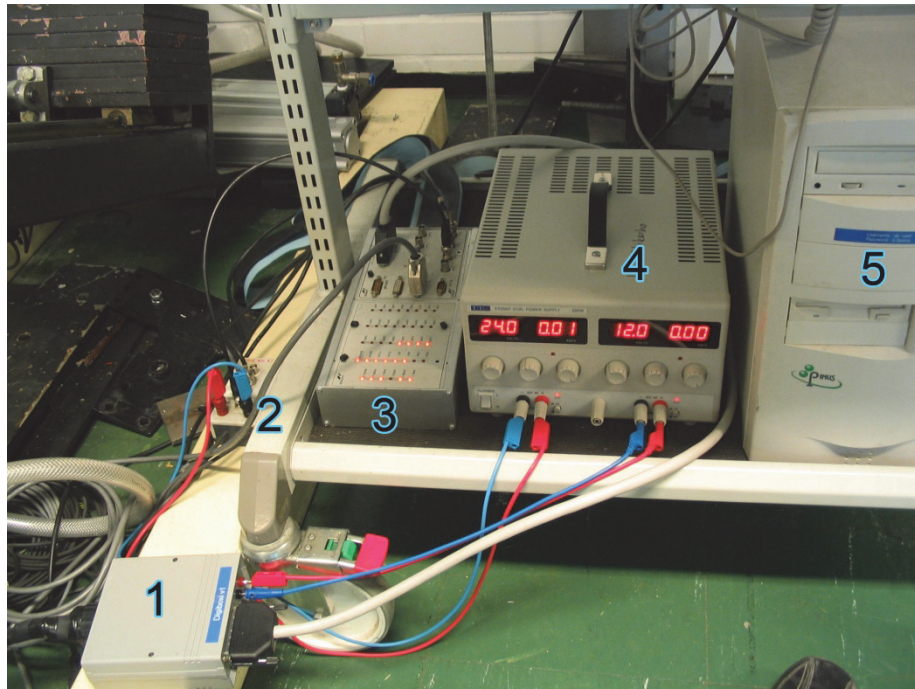
Liitäntöinä DS1102:ssa ovat analogiset sisääntulot ja lähdöt, pulssianturiliitännät sekä digitaalinen I/O-liitäntä. Kortti sisältää myös AD- ja DA-muuntimet, joita käytetään analogisille sisääntuloille sekä analogisille lähdöille. Analogisista sisääntuloista kaksi muunnetaan 16-bittiseksi ja kaksi 12-bittiseksi koodiksi. Analogisten lähtöjen muunnos on 12-bittinen. (dSPACE 1996, 61)

DS1102:n ohjelmointi toteutetaan Matlabin ja Simulinkin avustuksella. Tämän lisäksi dSPACE vaatii toimiakseen Simulinkiin asennetun Real-time workshop-ohjelmiston sekä Real-time Interface-ohjelmiston. Real-time Workshop-ohjelmiston avulla Simulinkillä tehty lohkokaavio muutetaan dSpacen ymmärtämäksi C-kieleksi. Real-time Interfacen tarkoitus on yhdistää dSpace ja Matlab/Simulink. Real-time Interfacen mukana asentuu Simulinkiin dSpacessa käytettävä lohkokirjasto, joka sisältää tarvittavat lohkot mallin yhdistämiseksi dSpaceen. (dSPACE 2002)

Digitaaliventtiilijärjestelmän ohjaukseen käytettiin DS1102:n digitaalista liitäntää. Tämä liitäntä on 16-bittinen, eli siinä on 16 erikseen ohjattavaa kaksiarvoista ohjaussignaalia. Sillä voidaan siten helposti toteuttaa erillinen ohjaus 16 on/off-venttiilille. Digitaalisen liitännän signaalien jännitetasot ovat liian matalia venttiilien suoraan ohjaukseen. Tämän takia tarvitaan vielä erillinen vahvistin dSPACE:n ja venttiilien välille.

Kuvassa 24 nähdään seuraavat järjestelmän mittauksissa ja ohjauksessa käytetyt laitteet:

1. Digitaaliventtiilien signaalin vahvistin
2. Mittaussignaalin muunnin
3. dSPACE liitännäpaneeli
4. Virtalähde
5. dSPACE-mittauskortin sisältävä PC



Kuva 24. Järjestelmän mittauksissa ja ohjauksessa käytetyt laitteet

Vahvistimessa on varattu venttiileille yhteinen virtaliitäntä, maaliitännän ollessa venttiilikohtainen. Tällöin solenoideille menevä virta katkaistaan maaliitännän puolelta. Venttiileissä liitäntä sen sijaan on toteutettu päinvastaisella tavalla maaliitännän ollessa solenoideille yhteinen ja virtaliitäntöjen ollessa solenoidikohtaisia. Tämän takia venttiileihin piti tehdä muutoksia, jotta ne saatiin toimimaan halutulla tavalla. Venttiileistä poistettiin niiden sisältämä suojavirtapiiri, jolloin päästiin käsiksi suoraan solenoidien liitäntöihin. Tämän jälkeen solenoidien liitännät toteutettiin vahvistimen vaatimusten mukaan.

4.3. Ohjauksen toteutus

Yksinkertaisemmat säätötavat eivät välttämättä sovellu hyvin pneumaattiselle järjestelmälle, sillä järjestelmän ominaistaajuus ja vaimennus ovat alhaisia. Järjestelmän toimintaa on kuitenkin mahdollista parantaa käyttämällä niin sanottua tilasäätöä, jolla vaikutetaan järjestelmän ominaistaajuuteen ja vaimennukseen. Tilasäätö koostuu asemasäädöstä sekä nopeus- ja kiihtyvyyss-takaisinkytkennöistä. Asemasäädön vaatima virheen suuruus saadaan vähentämällä asemareferenssistä todellisen aseman arvo, jolloin saadaan yhtälö (28)

$$e_r(t) = \text{ref}(t) - x(t) \quad (28)$$

missä $\text{ref}(t) = \text{asemareferenssi (m)}$
 $x(t) = \text{toimilaitteen asema (m)}$

Nopeus- ja kiihtyvyydestakaisinkytkennän arvot vähennetään asematakaisinkytkennän arvosta, jolloin saadaan tulokseksi tilasäätimen ohjausarvo, joka määritellään yhtälöllä (29)

$$u_t(t) = KP \cdot er(t) - KV \cdot \dot{x}(t) - KA \cdot \ddot{x}(t) \quad (29)$$

missä

- KP = asematakaisinkytkennän vahvistus (-)
- KV = nopeustakaisinkytkennän vahvistus (-)
- KA = kiihtyvyydestakaisinkytkennän vahvistus (-)
- $\dot{x}(t)$ = toimilaitteen nopeus (m/s)
- $\ddot{x}(t)$ = toimilaitteen kiihtyvyys (m/s²)

Tilasäädön vahvistuskertoimilla KV ja KA on mahdollista vaikuttaa järjestelmän ominaiskulmanopeuteen ja vaimennustekijään. Asematakaisinkytkennällä taas varmistetaan, että asemavirheen suuruus pysyy sallituissa rajoissa. (Virvalo & Mäkinen 2003; Virvalo 1995, 64)

Koejärjestelmässä käytettiin ohjauksessa tilasäädön lisäksi myös nopeusmyötäkytkentää. Sen tarkoituksena on vähentää seurantavirhettä ennakoimalla asetusarvon muutoksen suuruutta. Nopeusmyötäkytkennän ohjausarvon yhtälö (30) saadaan derivoimalla asetusarvoa ref ja kertomalla tämä nopeusmyötäkytkennän vahvistuskertoimella KVV

$$u_n(t) = \dot{ref}(t) \cdot KVV \quad (30)$$

missä

- \dot{ref} = asemareferenssin muutosnopeus (m/s)
- KVV = nopeusmyötäkytkennän vahvistus (-)

Lopullinen säätimen antama ohjausarvo määritellään yhtälöllä (31), joka saadaan, kun tilasäätimen ja nopeusmyötäkytkennän ohjausarvojen yhtälöt (29) ja (30) summataan

$$u_s(t) = u_t(t) + u_n(t) \quad (31)$$

Säätimen antama ohjausarvo ei vielä yksinään riitä digitaaliventtiilijärjestelmälle, vaan se pitää vielä jakaa DFCU:iden kesken sekä muuttaa digitaaliseen muotoon. Digitaaliventtiilijärjestelmän DFCU:iden ohjaus on tässä työssä toteutettu siten, että kaksi DFCU:ta on kerrallaan aktiivisena. Tässä toteutuksessa ei ole siten käytössä differentiaalikytkentää, jota käsiteltiin aikaisemmin. Säätimen tuottama ohjaussignaali ohjataan DFCU:ille yhtälön (32) määrittelemien ehtojen mukaan ja muussa tapauksessa DFCU:t pysyvät suljettuina.

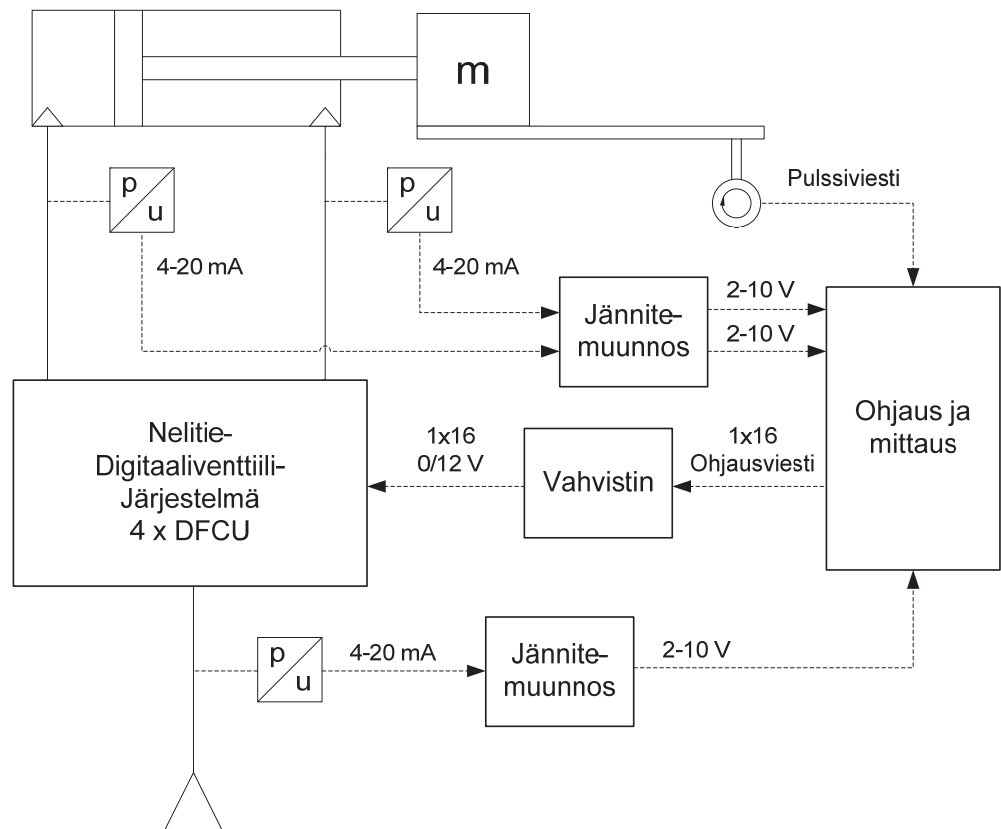
$$\left(\begin{array}{ll} u_{PA} = u_s & u_s \geq 0 \\ u_{AT} = -u_s & u_s \leq 0 \\ u_{PB} = -u_s & u_s \leq 0 \\ u_{BT} = u_s & u_s \geq 0 \end{array} \right. \quad (32)$$

missä u_s = säätimen tuottama ohjaussignaali (-)
 u_{PA} = paineliitännän ja sylinterin A-kammion yhdistävän DFCU:n ohjaussignaali (-)
 u_{AT} = poistoliitännän ja sylinterin A-kammion yhdistävän DFCU:n ohjaussignaali (-)
 u_{PB} = paineliitännän ja sylinterin B-kammion yhdistävän DFCU:n ohjaussignaali (-)
 u_{BT} = poistoliitännän ja sylinterin A-kammion yhdistävän DFCU:n ohjaussignaali (-)

Lopuksi DFCU:lle lähtevä signaali muutetaan binääri- tai PNM-koodauksen vaatimaan muotoon, jossa koodin aktiivinen osa merkitsee vastaavan DFCU:ssa sijaitsevan venttiilin aktivoitumista.

4.4. Mittausten toteutus

Järjestelmään asennettiin kolme paineanturia. Syöttöpaine mitattiin ennen digitaaliventtiilijärjestelmää ja kammiopaineet mitattiin ennen sylinterin liitäntöjä. Syöttöpaineen mittauksessa käytettiin Trafag 8891.78-paineanturia ja kammiopaineiden mittauksessa käytettiin Druck PTX 1400-antureita. Molempien anturityyppien painealue on 0-10 bar ja ne lähettävät virtaviestiä alueella 4-20 mA. Sylinterin asemaa mitattiin Heidenhain ROD 426.0003 – 10000-pulssianturilla. Kuvassa 25 nähdään antureiden sijainti järjestelmässä sekä antureiden lähettämät signaalit.



Kuva 25. Järjestelmän sisältämät anturit ja mittaussignaalit

Paineantureiden lähettämää virtasignaalia ei sellaisenaan pystytä käyttämään mittauksissa, joten se muunnettiin jänniteviestiksi. dSPACE:n analogisten sisääntulojen jännitysalue on $-10 - 10$ V, joten $4 - 20$ mA virtaviesti saatiin muutettua $2 - 10$ V jänniteviestiksi 500Ω tarkkuusvastuksen avulla.

Aseman mittauksessa käytetty pulssianturi ei mittaa suoraan siirrettyä matkaa, vaan se on hammaspyörän välityksellä yhteydessä testipenkissä kiinni olevaan hammastankoon. Koska tuloksena saadaan tietty määrä pulsseja tietylle matkalle, tarvitsee asema-anturi kalibroinnin ennen käyttöönottoa. Kalibrointi toteutettiin liikuttamalla kuormaa 10 senttimetrin matkan ja anturin antama pulssimäärä otettiin ylös. Liikuteltava kuorma laitettiin lepäämään metallista harkkoa vasten ja levy poistettiin, jolloin kuorma liikkui halutun matkan. Kuljetun matkan mittaamiseen käytettiin mittaa, jonka tarkkuus on $0,05$ mm ja mittauksia tehtiin yhteensä seitsemän kappaletta. Mittauksista poistettiin suurin sekä pienin arvo ja tämän jälkeen laskettiin keskiarvo. Tulokseksi saatiin, että metrin matkalla pulsseja kertyy yhteensä 607279 kappaletta. Tulosta tarkastellessa kannattaa muistaa, että dSPACE käyttää nelinkertaista jakoa jokaiselle pulssille, joten saatu tulos ei ole suoraan anturin antama pulssien määrä (dSPACE 1996, 62).

Mittauksia varten toteutettiin mittausohjelma, joka hoitaa mittauksiin liittyvät suodatukset, muunnokset ja nollakohtien siirrot. Painesignaalista suodatettiin kohina epälineaarilla ohjelmallisella suodatuksella. Tässä menetelmässä otetaan muistiin tietty määrä peräkkäisiä mittauspisteitä mitatusta signaalista, ja näistä poistetaan suurin ja pienin arvo. Jäljelle jääneistä arvoista lasketaan keskiarvo. Tällä tavalla voidaan tehokkaasti poistaa mittauksessa esiintyvät yksittäiset piikit, jotka aiheutuvat mittauskohinasta. Tämä menetelmä aiheuttaa hieman viivettä mittaukseen, joka on viiden mittauspisteen keskiarvoa käytettäessä keskimäärin 2,5 näyteväliä. Käytettäessä tarpeeksi pientä näyteväliä, ei tästä ole kuitenkaan suurta haittaa. (Linjama 2008a) Suodatuksen jälkeen painemittaussignaali muutetaan kerrointen avulla paineyksiköiksi. Painemittaukseen lisätään lopuksi arvo, jolla paineanturin tuottaman tuloksen nollakohta voidaan siirtää oikeaan kohtaan. Mittausohjelma muuntaa myös pulssianturin tuottamat pulssit kuljetuksi matkaksi sekä nopeudeksi.

Mittauksiin liittyy aina tietynsuuruinen epävarmuus, joka johtuu erilaisista mittauksitapahtumaan vaikuttavista asioista. Virheet voidaan jaotella karkeisiin, satunnaisiin ja systemaattisiin virheisiin. Karkeat virheet ovat käyttäjän aiheuttamia inhimillisiä virheitä tai laitteissa tapahtuvia virhetoimintoja. Karkeat virheet ovat yleensä niin suuria, että ne mitätöivät mittauksen. Satunnaiset virheet esiintyvät täysin sattumanvaraisesti eivätkä ne vaikuta toisiinsa. Kun mittauksia lisätään, saadaan mittauksen todellinen arvo selville. Satunnaiset virheet lähestyvät normaalijakautumaa, kun mittauspisteitä lisätään tarpeeksi. Systemaattiset virheet johtuvat mittausvälineistä ja mittausmenetelmistä. Systemaattiset virheet pysyvät koko ajan vakiona, kun käytetään samoja välineitä samoissa olosuhteissa ja niitä ei pystytä poistamaan lisäämällä mittauksien määrää. Normaalisti systemaattinen virhe pystytään poistamaan kalibroinnin avulla. Tällöin selvitetään vakiona pysyvän virheen suuruus ja se eliminoidaan korjauskertoimien tai -vakioiden avulla. (Ellman 2002, 23)

Trafag 8891.78-paineanturille on valmistaja ilmoittanut yhdistetyn tarkkuuden, joka sisältää epälineaarisuuden ja hystereesin aiheuttamat virheet. Tämän yhdistetyn tarkkuuden suuruus on $\pm 0,3$ % mittausalueesta. Tämän lisäksi valmistaja on ilmoittanut toistettavuuden tarkkuudeksi $\pm 0,05$ % mittausalueesta. (Trafag 2001) Syöttöpaineanturi on liitetty dSPACE DS1102 mittausjärjestelmän sisääntuloon, joka sisältää 12-bittisen AD-muunnoksen. AD-muunnoksen vahvistusvirheeksi on ilmoitettu $\pm 0,5$ % ja kohdistusvirheeksi ± 5 mV (dSPACE 1996, 61). Druck PTX 1400-antureille valmistaja on ilmoittanut yhdistetyn tarkkuuden, joka sisältää epälineaarisuuden, hystereesin ja toistettavuuden. Tämän yhdistetyn tarkkuuden suuruus on $\pm 0,25$ % mittausalueesta. (Druck 2005) Kammiopaineita mittaavat anturit on liitetty dSPACE DS1102:n 16-bittisen kanavaan ja sen AD-muunnoksen vahvistusvirhe on $\pm 0,25$ % ja kohdistusvirhe ± 5 mV (dSPACE 1996, 61).

4.5. Mittaustulokset testijärjestelmällä

Testijärjestelmällä toteutettiin kolme erilaista testiä: venttiilin suoraohjaus sekä säätimen avulla toteutettu paikoitus askelvasteella ja siniaallolla. Venttiilin suoraohjauksessa venttiilille annettiin jokin tietty askelmainen avaus, joka kesti halutun ajan. Tavoitteena oli testin avulla selvittää järjestelmän perusominaisuudet, kuten kitkat, viiveet ja joustot. Säätimen kanssa tämä olisi ollut huomattavasti vaikeampaa, sillä säädin vaikuttaa järjestelmän ominaisuuksiin hyvin paljon.

Säätimen kanssa toteutettuja testejä käytetään myöhemmin simulointien yhteydessä, jotta nähdään kuinka hyvin säätimellä varustettua järjestelmää on mahdollista mallintaa. Askelvasteiden avulla selviää järjestelmän reagointinopeus, mahdolliset värähtelyt, asetusarvon ylitykset sekä paikoitusvirhe. Siniaalto paljastaa järjestelmän seurantavirheen asetusarvoon verrattuna. Järjestelmän säädössä käytettiin luvussa 4.3 käsiteltyä tilasäädintä nopeusmyötäkennällä. Säätimellä on yhteensä neljä erilaista vahvistusta, jotka vaikuttavat järjestelmän käyttäytymiseen. Tällä on sekä hyviä, että huonoja puolia. Hyvänä puolena voidaan pitää säätimen monipuolista virittämistä, jolloin säädin voidaan mukauttaa tarkasti järjestelmän ominaisuuksien mukaan. Neljän eri vahvistuksen oikea suhde on kuitenkin vaikea löytää ja se vaatii huolellista testaamista. Myöhemmin tässä työssä nähdään pystyykö simulointimallin toteuttamaan tarpeeksi tarkasti, jotta säätimen vahvistuksen arvot voitaisiin hakea oikeiksi jo simulointimallin avulla. Tällöin välttyttäisiin oikealla järjestelmällä tehtävältä hitaalta testaukselta.

Testiajoja varten toteutettiin mittaus- ja säätöohjelmaan aliohjelma, joka antaa säätimen referenssiksi askelvasteen tai siniaaltovasteen. Pelkkä signaaligeneraattorin liittäminen ei kuitenkaan ollut riittävä ratkaisu, sillä referenssin on lähdettävä testien alussa joka kerta samasta kohdasta. Tätä varten aliohjelma ohjaa signaaligeneraattorin signaalin ulos vasta, kun askel- tai siniaaltovaste on laskenut alimpaan arvoonsa. Ohjauksen aloitus käynnistää samalla myös mittauksen, jolloin se aloitetaan joka kerta samasta kohdasta. Näin pystyttiin varmistamaan, että ohjauksen ja mittauksen aloituskohta ei aiheuta hajontaa mittauksiin.

Järjestelmän sisältämien paineantureiden nollakohta haettiin oikeaksi joka kerta ennen mittausten aloittamista. Ensimmäisten testien jälkeen huomattiin, että sylinterin kammioissa oleva paine ei laske täysin ulkopuolisen vallitsevan ilmanpaineen tasolle, jos venttiiliä pidetään auki. Koska anturien nollakohta oli haettu aikaisemmin tällä tavalla, jouduttiin ensimmäiset mittaukset mitätöimään ja tekemään uudestaan. Tämän jälkeen anturi irrotettiin aina ennen nollakohdan määrittelemistä. Mittauksia suoritettiin useampia, jotta mahdollisten satunnaisten virheiden vaikutukset saataisiin esille.

4.5.1. Mittaustulokset venttiilin suoraohjauksella

Suoraohjaustesteissä oli tavoitteena saada jokainen testi olosuhteiltaan ja tuloksiltaan mahdollisimman samanlaiseksi. Alkutilanteeksi valittiin tilanne, jossa sylinterin molempien kammioiden paine on mahdollisimman lähellä ulkopuolella vallitsevaa

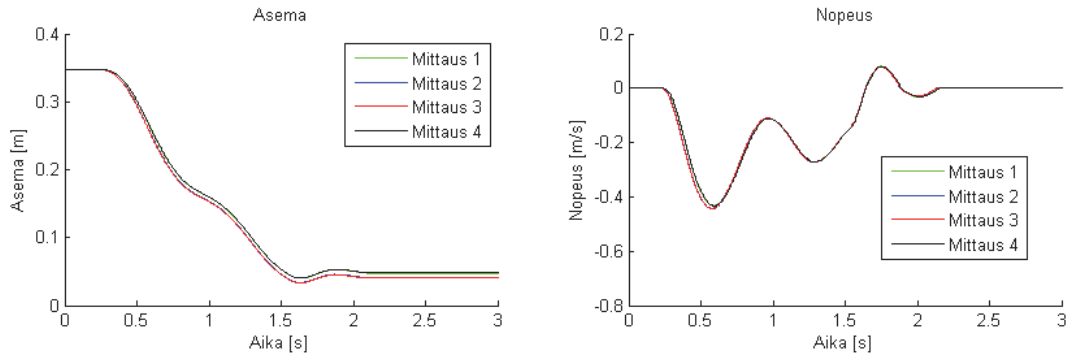
ilmanpainetta. Tällä tavalla haluttiin varmistaa, että alkutilanne testien alussa on mahdollisimman samankaltainen. Sylinterin kammioiden poistoventtiilejä pidettiin auki niin kauan, että paine sylinterin kammioissa ei enää laskenut. Koska kammioista on päästetty paineet pois, siirtyy sylinteri massan vetämänä uloimpaan asentoon. Tästä asemasta ei testejä voitu kuitenkaan suoraan aloittaa, sillä testipenkin päädyssä on vaimenninjousi. Vaimenninjousen tuottama voima vaikuttaa liian paljon liikkeen alkupäässä, eikä sitä ole järkevää ottaa mukaan simulointimalliin. Alkuasema valittiin siten, että liikuteltava kuorma ei kosketa vaimenninjousta. Tämä toteutettiin laittamalla testipenkin loppupäähän metalliharkko, jota vasten massa lepää testin alussa. Aloitusasemaksi määräytyi siten 0,347 metriä.

Sylinteriä ajettiin kahdella erilaisella nopeudella miinus-suuntaan. Hitaampi nopeus toteutettiin pitämällä avoinna yhtä paine- ja poistoventtiiliä, kun taas suuremmassa nopeudessa pidettiin avoinna kaksi paine- ja poistoventtiiliä. Taulukossa 1 nähdään testeissä aktiivisena olleet venttiilit sekä näiden aukioloajat. Aukioloajat valittiin siten, että sylinteri liikkuisi mahdollisimman pitkän matkan osumatta kuitenkaan päätyyn.

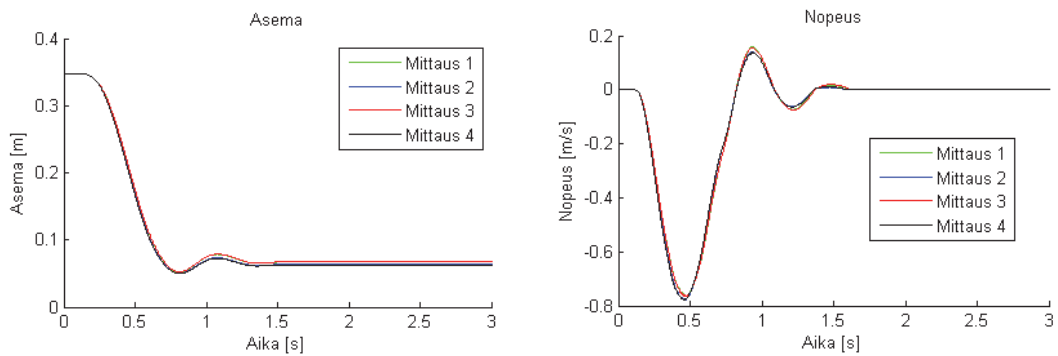
Taulukko 1. Suoraohjauksessa käytetyt venttiilit sekä aukioloajat

	Testi 1 hidas liike	Testi 2 nopea liike
Avoimet venttiilit	1 x P→B, 1 x B→T	2 x P→B, 2 x B→T
Aukioloaika (s)	1,5	0,7

Molemmissa testeissä ajettiin neljä ajoa ja tulokset tallennettiin. Kuvissa 26 ja 27 nähdään suoraohjaustestien asema ja nopeus. Kuvista havaitaan, että testiajojen tulokset ovat olleet samankaltaisia molemmissa testeissä. Hitaammalla nopeudella suoritettussa testissä on havaittavissa hieman hajontaa, mutta kuvaajat ovat muodoltaan toisiaan vastaavat. Suuremmalla nopeudella suoritetuissa testeissä on myös havaittavissa hajontaa ja kuvaajien muodot myös hieman poikkeavat toisistaan. Erot eivät kuitenkaan ole kovin suuria. Kuvaajista tulee hyvin esille pneumaattisessa järjestelmässä esiintyvät viiveet ja matalalla ominaistajuudella tapahtuvat värähtelyt. Koska kammioaineet ovat olleet testin alussa erittäin matalat, on ilman kokoonpuristuminen tullut testeissä hyvin esille. Testin alussa onkin siksi melko pitkä viive ennen kuin mäntä lähtee liikkeelle.

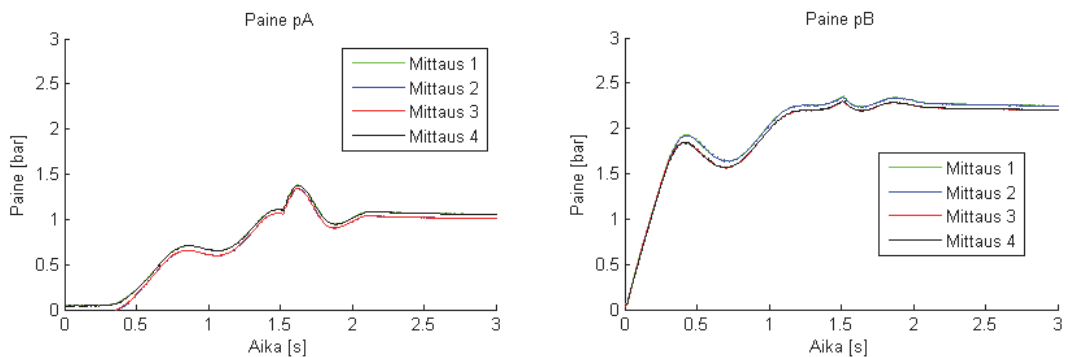


Kuva 26. Suoraohjaustestin 1 sylinterin asema ja nopeus

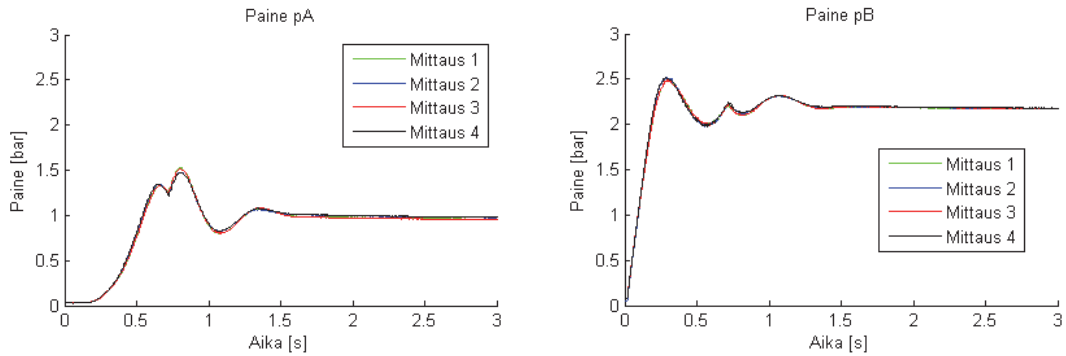


Kuva 27. Suoraohjaustestin 2 sylinterin asema ja nopeus

Kuvissa 28 ja 29 nähdään sylinterin kammiopaineet testien aikana. Ilman kokoonpuristuminen näkyy hyvin kammiopainekuvaajien alkuosassa. Samaan aikaan, kun B-kammion paine kasvaa tasaisesti, pysyy A-kammion paine vakiona. A-kammion paine alkaa kasvaa vasta männän lähettyä liikkeelle. Sylinterin alkupaineissa on ollut hitaan testin alussa hieman hajontaa, mutta ero ei ole suuri. Tämä paineiden hajonta on todennäköisesti vaikuttanut sylinterin asemassa ja nopeudessa esiintyvään hajontaan. Suuremmalla nopeudella suoritettujen testien eri ajojen kammiopaineet ovat hyvin lähellä toisiaan.

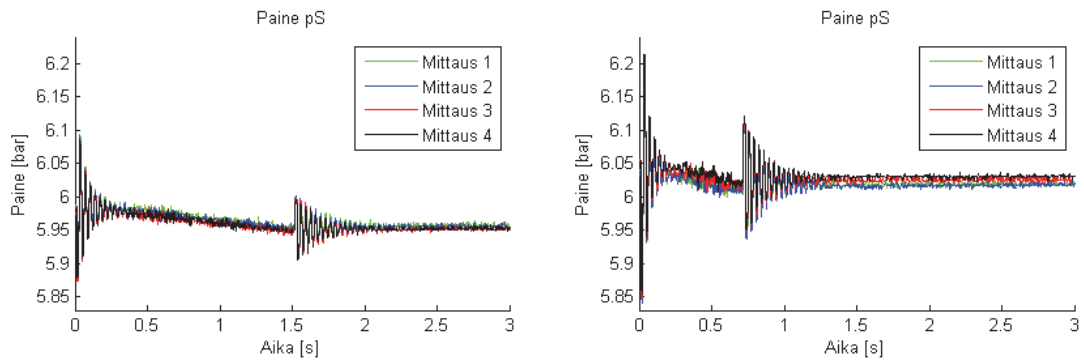


Kuva 28. Suoraohjaustestin 1 sylinterin kammiopaineet



Kuva 29. Suoraohjaustestin 2 sylinterin kammiopaineet

Järjestelmäpaine on pysynyt testeissä melko tasaisena, kuten kuvasta 30 nähdään. Se on laskenut jokaisessa mittauksessa liikkeen aikana noin 0,02 bar, mikä ei kuitenkaan vielä ole merkittävän suuri lukema. Suuremmalla nopeudella suoritettujen testien järjestelmäpaineessa on ollut hieman enemmän hajontaa kuin matalammalla nopeudella suoritetuissa. Järjestelmäpaineen kuvaajissa näkyvä nopeataajuuksinen värähtely johtuu järjestelmäpainetta säättävän paineenalennusventtiilin toiminnasta.



Kuva 30. Suoraohjaustestien 1 ja 2 järjestelmäpaineet

Tuloksista voidaan päätellä, että testien alkutilanne on saatu pysymään tarpeeksi samankaltaisena ajojen välillä. Hitaammalla nopeudella suoritettujen testien aseman ja nopeuden hajonta johtuu todennäköisimmin sylinterin kammioiden alkupaineiden suuremmasta hajonnasta. Suuremmalla nopeudella suoritettujen testien hajonta taas voi johtua useammasta asiasta. Koska paineet ovat tässä testissä suuremmat, ovat myös lämpötilan muutokset sylinterin kammiossa suuremmat. Lämpötila sylinterin kammioissa on ollut testeissä hieman erilainen, mikä on todennäköisesti vaikuttanut lopputulokseen. Järjestelmäpaineessa on myös ollut hieman hajontaa, millä on ollut vaikutusta lopputulokseen. Loppujen lopuksi hajonta on kuitenkin ollut niin vähäistä, ettei se vaikuta simulointimallien verifointiin.

4.5.2. Säätimellä toteutetun paikoituksen mittaustulokset

Säätimen kanssa tehtäviä askel- ja siniaaltovastetestejä ei pystytty aloittamaan paineettomasta tilasta, sillä alhaiset kammiopaineet aiheuttivat suuria värähtelyjä aloituspaikoituksen aikana. Tällä olisi ollut vaikutusta aloitusolosuhteisiin, joten testit tehtiin peräkkäin ilman, että paineita päästettiin pois testien välillä. Askelvasteen ja siniaaltovasteen kokonaisliikematka valittiin siten, että uloin asema ei olisi liian lähellä sylinterin päätyä. Askel- ja siniaaltovasteelle valittiin seuraavat arvot:

Kokonaisliikkeen suuruus (mm): 250
Sylinterin liikealue (mm): 150 – 400

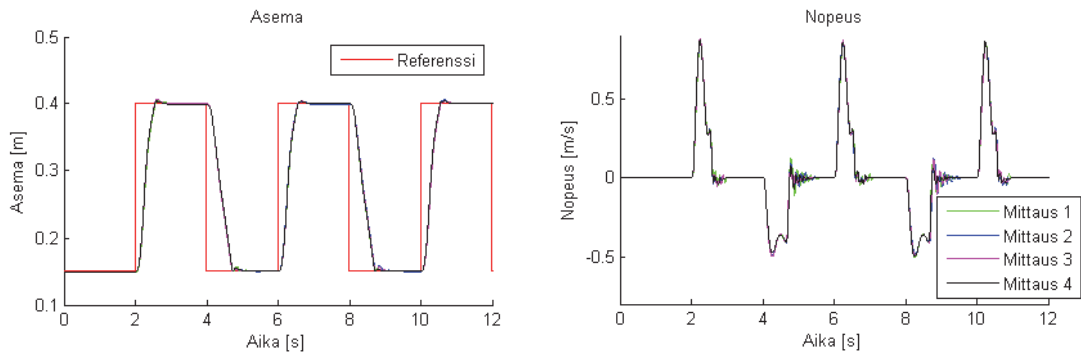
Mittaukset aloitettiin hakemalla säätimelle kokeellisesti oikeat vahvistukset. Vahvistukset määriteltiin sellaisiksi, että vasteiden aikana ei esiintyisi suuria värähtelyjä. Toimivaksi vahvistusten yhdistelmäksi havaittiin taulukossa 2 näkyvät arvot. Lyhenne KP merkitsee asematakaisinkytkennän vahvistusta, KV tilasäätimen nopeustakaisinkytkennän vahvistusta, KA tilasäätimen kiihtyvyydestakaisinkytkennän vahvistusta ja KVV nopeusmyötäkytkennän vahvistusta.

Taulukko 2. Säätimessä käytetyt vahvistukset

KP	KV	KA	KVV
500	35	1,9	15

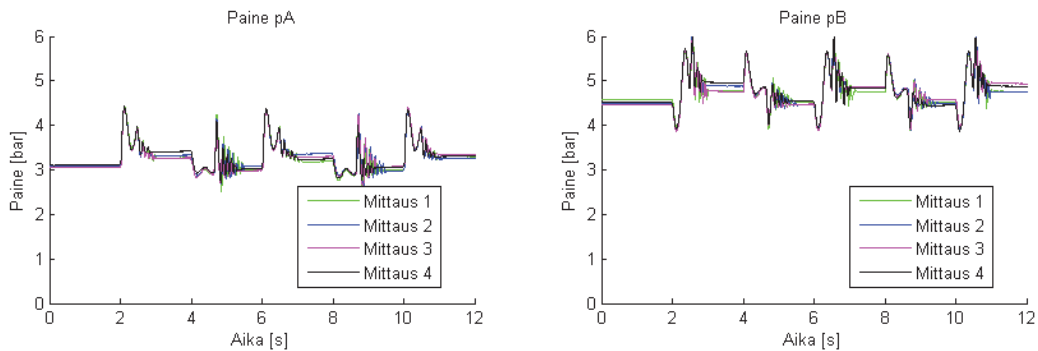
Kun vahvistukset oli määritelty, aloitettiin itse mittausten tekeminen. Ensimmäisinä mitattiin askelvasteet. Askelvasteen kestoksi valittiin kaksi sekuntia, jotta järjestelmä ehtisi asettumaan asetusarvoonsa. Tarkastelujaksoksi valittiin 12 sekuntia, jonka aikana suoritettiin yhteensä kolme askelvastetta plus- ja miinussuuntaan. Mittauksia tehtiin neljä kappaletta ja tulokset on nähtävissä kuvissa 31 – 33. Jokaisessa kuvassa on suoraohjaustestien tapaan piirretty neljän eri mittauksen tulokset samaan kuvaan.

Kuvassa 31 nähdään askelvastetestien asemat sekä nopeudet. Paikoituksessa on tapahtunut hieman ylitystä plus-suuntaan ajettaessa ja miinus-suuntaan ajettaessa on esiintynyt hieman värähtelyä. Nämä ovat johtuneet säätimessä olevista viiveistä, joita käsitellään hieman myöhemmin simulointien yhteydessä.



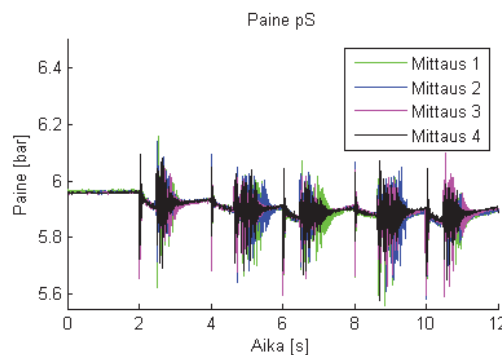
Kuva 31. Askelvastetestien asema ja nopeus

Kammioiden painetasoissa on ollut hieman hajontaa testien välillä, kuten kuvasta 32 nähdään. Painetasoja on toisaalta mahdotonta saada täysin samanlaisiksi testien välillä, sillä säädin ohjaa venttiilejä hieman eri tavalla jokaisella testikerralla. Järjestelmän käyttö on kuitenkin ollut samankaltaista testien välillä, joten hieman toisistaan eroavaista painetasoista ei ole ollut haittaa.



Kuva 32. Askelvastetestien sylinterin A- ja B-kammion paineet

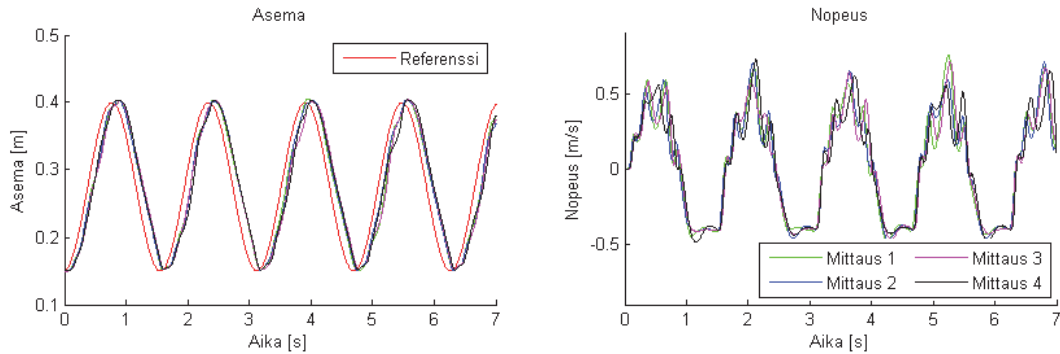
Järjestelmäpaine on laskenut hieman enemmän kuin suoraohjaustesteissä, kuten kuvasta 33 nähdään. Paineen lasku on ollut kuitenkin noin 0,05 baarin tasoa, joten se ei vielä vaikuta tuloksiin merkittävästi. Kuvaajassa näkyy paineenalennusventtiilin aiheuttama värähtely, kuten suoraohjaustesteissä.



Kuva 33. Askelvastetestien järjestelmäpaineet

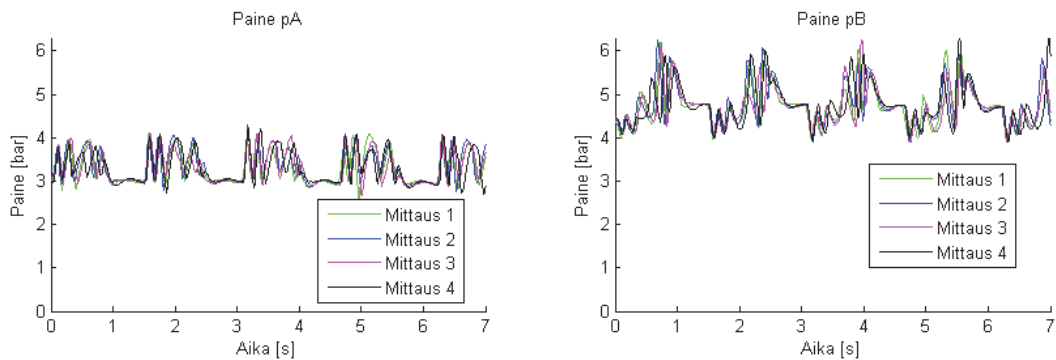
Siniaaltovasteen taajuudeksi valittiin neljä radiaania sekunnissa. Testejä tehtiin neljä kappaletta ja näiden testien tulokset nähdään kuvissa 34–36. Säätimessä olevat viiveet ovat aiheuttaneet näissä testeissä huomattavasti enemmän värähtelyä kuin

askelvastetesteissä, mikä näkyy etenkin nopeuden kuvaajassa, kuvassa 34. Mittaustuloksissa on myös enemmän hajontaa kuin askelvasteella. Siniaaltovasteessa asemaa säädetään koko testin ajan, joten tämän takia myös hajontaa esiintyy enemmän. Kuvista pystytään kuitenkin hahmottamaan järjestelmän käyttäytyminen, sillä hajonta ei ole ollut vielä liian suurta.



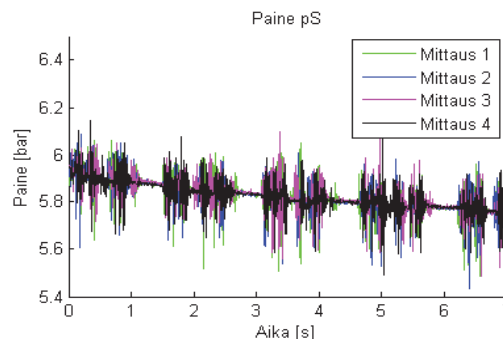
Kuva 34. Siniaaltovaste-testien asema ja nopeus

Myös kuvassa 35 nähtävistä kammiopainekuvaajista huomataan eri testien välinen hajonta. Tärkein asia, eli järjestelmän värähtelyt on kuitenkin nähtävissä kuvaajista selkeästi.



Kuva 35. Siniaaltovaste-testien sylinterin A- ja B-kammion paineet

Kuvassa 36 näkyvä järjestelmäpaine on laskenut tässä testissä hieman enemmän kuin askelvastetesteissä suuremmasta tilavuusvirrasta johtuen.



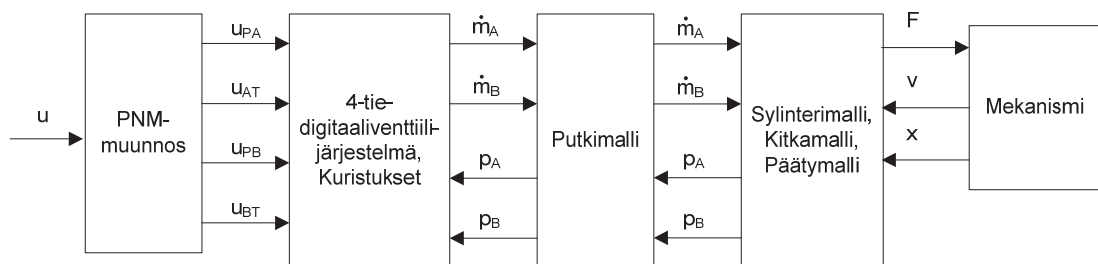
Kuva 36. Siniaaltovaste-testien järjestelmäpaineet

Järjestelmäpaine on laskenut testin aikana noin 0,1 bar, mikä on selvästi enemmän kuin aikaisemmissa testeissä, mutta ei vielä niin merkittävästi, että testijärjestelyjä täytyisi muuttaa.

5. SIMULOINTIMALLIEN VERIFIOINTI JA VERTAILU

Tässä luvussa tarkastellaan simulointimalleilla saatuja tuloksia. Simulointimallien vertailussa on otettu huomioon jokaisen alimallin vaikutus kokonaistarkkuuteen sekä suoritus aikaan. Tarkoituksena on löytää riittävän tarkka simulointimalli, joka ei kuitenkaan ole liian raskas. Simulointimallien vertailu on aloitettu yksinkertaisimmista malleista. Tällöin kokonainen simulointimalli sisältää ohjauksen, nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmän mallin, ideaalikaasun tilayhtälöön perustuvan sylinterimallin sekä mekanismimallin. Tätä perusmallia täydennetään putkimallilla, kuristumalleilla sekä kehittyneemmällä tilavuusmalleilla. Jokaisen kokonaisen simulointimallin tuloksia verrataan todellisella järjestelmällä saatuihin tuloksiin. Tällä tavalla voidaan selvittää simulointimallin antamien tuloksien paikkansapitävyys.

Kuvassa 37 nähdään valmiin simulointimallin ylin taso ja signaalit, jotka kulkevat alimallien välillä. Mallissa esiintyvät alaindeksit A ja B merkitsevät sylinterin kammioita. Nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmän malli tarvitsee massavirtojen \dot{m}_A ja \dot{m}_B laskemiseen venttiilin jälkeen vallitsevat paineet. Nämä on merkitty kuvaan 37 nimillä p_A ja p_B ja ne saadaan joko putkimallista tai sen puuttuessa suoraan sylinterimallista. Sylinterimalli tarvitsee toimiakseen massavirrat \dot{m}_A ja \dot{m}_B , jotka tulevat joko putkimallista tai tämän puuttuessa suoraan digitaaliventtiilijärjestelmän mallista. Sylinterimalli sisältää myös kitkamallin ja päätymallin.



Kuva 37. Simulointimallin ylin taso

Koska kuorman ja liukupinnan välinen kitkavoima on erittäin pieni, on mekanismimallista jätetty kitkamalli pois kokonaan. Sylinterimalliin kuuluvaan kitkamalliin on siten yhdistetty sekä sylinterin, että mekanismin kitkat. Tämä helpotti kitkapaarametrien määrittelyä, sillä näitä ei ollut saatavissa sylinterille ja kuormalle.

Sylinterimallista kannattaa huomata, että se tuottaa ulostulona ainoastaan voimaa F ja asema sekä nopeus saadaan mekanismimallista. Mekanismimalli sisältää liikuteltavan kuorman mallin, jossa huomioidaan sen kulkema kalteva rata.

Simuloinneissa käytettiin Ode-23tb-ratkaisijaa, jota suositellaan käytettäväksi fysiikan ilmiöiden simuloinnissa (Linjama 2008f; Mathworks 2011). Kyseisessä ratkaisijassa käytetään muuttuvaa askelkokoa, joten se pystyy mukautumaan kiinteäaskeleista paremmin simulointitilanteisiin. Muuttuvan askelkoon avulla voidaan vähentää simuloinnin suoritusaikaa, sillä askelkokoa kasvatetaan, mikäli simuloinnissa ei tapahdu nopeita muutoksia. Mikäli simulointimallia halutaan käyttää reaaliaikaisimuloinnissa, ei tällöin pystytä käyttämään muuttuvaa askelkokoa. Kiinteää askelkokoa käytettäessä ongelmaksi muodostuvat kuitenkin simulointimallin lohkot, joiden askelkoko eroaa simuloinnin askelkoosta. Lohkot eivät sellaisenaan toimi, vaan niiden askelkoko pitää muuntaa erillisellä lohkolle yhtenäiseksi ratkaisijan kanssa. Tämän takia simuloinneissa käytettiin muuttuvaa askelkokoa, koska tällöin kyseistä ongelmaa ei synny. Simulointeja tehtiin vertailun vuoksi myös kiinteän askelkoon ratkaisijoilla ja tulokset erosivat erittäin vähän muuttuvan askelkoon tuloksista.

5.1. Simulointimallin verifiointi

Simulointimallin verifiointissa käytettiin venttiilin suoraohjauksella saatuja mittaustuloksia, joissa nähdään parhaiten järjestelmän käyttäytyminen, kuten kitkat, viiveet ja joustot. Simulointimalliin sisällytettiin kaikki alimallit ja verifiointissa selvitettiin myös tilavuusmallien vaikutus lopputulokseen. Verifiointia varten simulointiajoja ajettiin kolmella järjestelmän simulointimallilla, joiden eroavaisuutena ovat erilaiset tilavuusmallit. Malli 1 sisältää yksinkertaisimman ideaalikaasun tilayhtälöön perustuvan tilavuusmallin. Malli 2 tarkentaa mallia 1 kammioiden lämpötilanmuutokset huomioivan mallin avulla. Malli 3 tarkentaa mallia 2 lämmönjohtumisen huomioivan mallin avulla. Vertailemalla näitä kolmea mallia keskenään, voitiin mallien tarvitsemat parametrit määritellä tarkemmin.

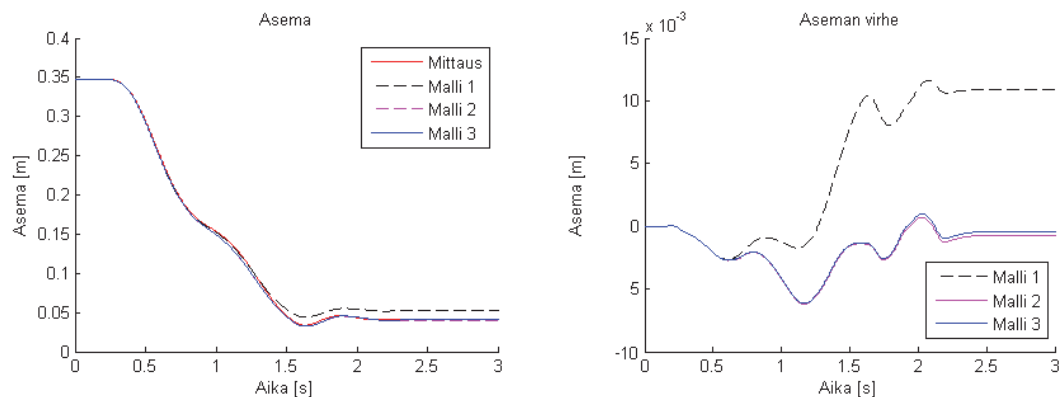
Ensimmäisessä ajossa käytettiin mahdollisimman paljon mitattuja järjestelmän arvoja, mutta sylinterin kitkaominaisuuksista ei ollut saatavilla valmistajan tietoja. Kitkaominaisuuksissa käytettiin alkuvaiheessa luvussa 3.5 esiteltyjä arvioita, joita tarkennettiin simulointiajojen edistyessä. Sylinterin lopulliset kitkaparametrit erosivat lopulta kohtalaisesti arvioituista. Kitkaparametrien arvioiminen on melko vaikeaa, sillä eri sylinterien väliset kitkaominaisuudet voivat erota huomattavastikin. Sylintereihin on myös saatavana tiivisteitä, jotka ovat kitkaltaan pienempiä verrattuna normaaleihin tiivisteisiin.

Venttiilien läpäisynä käytettiin valmistajan ilmoittamia arvoja. Venttiilin valmistajat ilmoittavat venttiilin läpäisyn pyöristettynä lukuna, joten tästä aiheutuu hieman virhettä. Simulointimallin venttiilien kokonaisläpäisyä säädettiin oikeaksi kuristuksen halkaisijaparametrien avulla. Oikeat virtaukseen vaikuttavat parametrit

erosivat lopulta melko vähän arvioiduista. Liitteessä B on nähtävissä simulointimalleissa käytetyt parametrit.

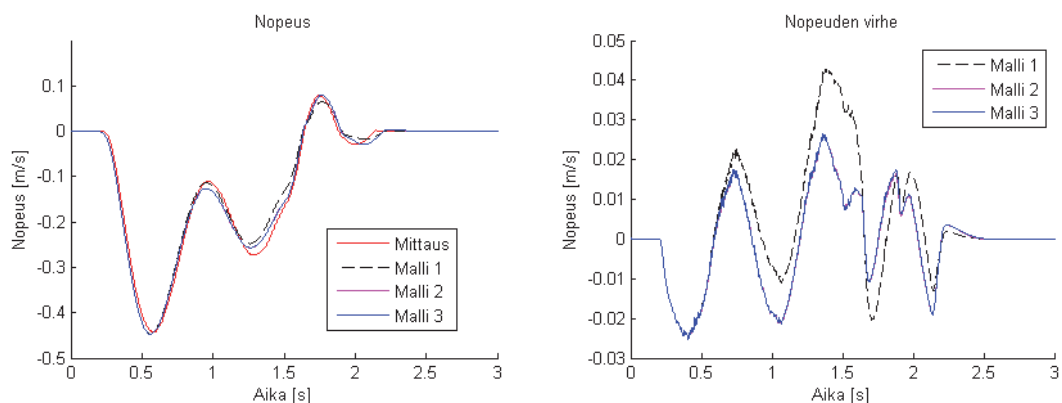
5.1.1. Hidas liike

Hitaassa liikkeessä pidettiin yksi painelinjan ja B-kammion yhdistävä ja yksi poistolinjan ja A-kammion yhdistävä venttiili avattuna 1,5 sekunnin ajan. Kuvassa 38 nähdään malleilla 1, 2 ja 3 ajettujen simulointien asemakuvaajat. Yksinkertaisempi malli 1 ei ota huomioon lämpötilan muuttumista paineen suhteen, joten sen tulokset alkavat erota mitatuista arvoista liikkeen lopussa. Malli 2 sen sijaan pääsee jo hyvin lähelle mitattua arvoa. Mallissa 3 on mukana lämmön siirtyminen sylinterin seinämien kautta, mutta kuvaajista nähdään, että tämä ei enää tuo suurta muutosta simuloidun aseman tarkkuuteen näin lyhyellä tarkastelujaksolla.



Kuva 38. Malleilla 1, 2 ja 3 simuloidun hitaan liikkeen asema mittaukseen verrattuna

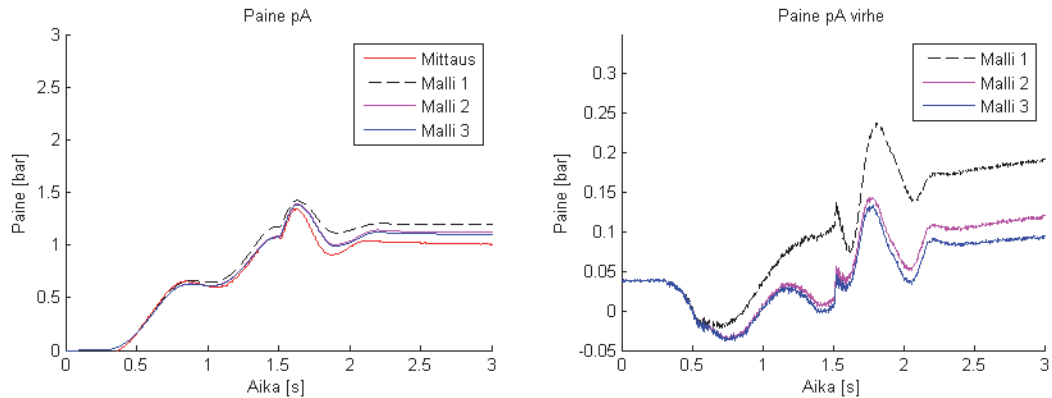
Kuvassa 39 nähdään mallien 1, 2 ja 3 nopeudet simuloinnin aikana. Nopeuksista nähdään paremmin simulointimallin käytös ja se asettuu hyvin lähelle mitattuja arvoja. Nopeuskuvaajistakaan ei tule esille malli 3:n lämmönjohtumisen vaikutusta.



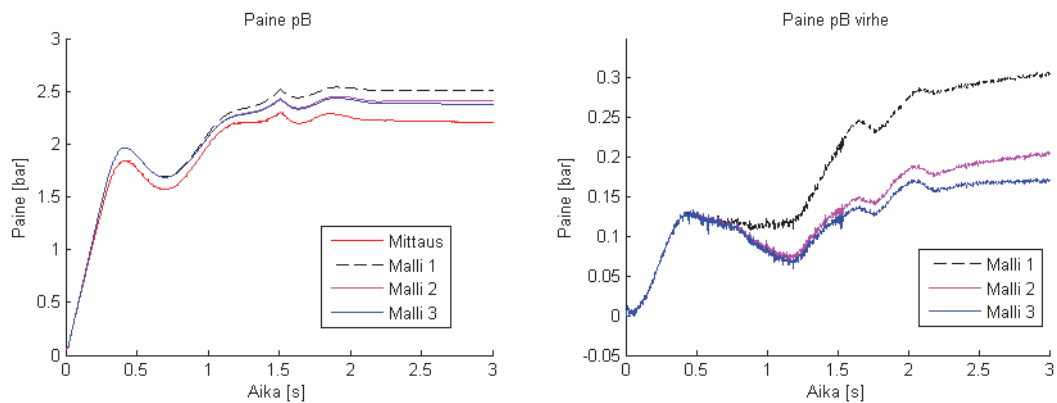
Kuva 39. Malleilla 1 ja 2 simuloidun hitaan liikkeen nopeus mittaukseen verrattuna

Kuvissa 40 ja 41 nähdään mallien 1, 2 ja 3 sylinterin kammioiden paineet. Kammiopaineista huomataan paremmin asemassa ja nopeudessa esiintyneiden virheiden

sytt. Lämpötilan mallintaminen on selkeästi tärkeä osa malleja, sillä mallit 2 ja 3, jotka ottavat lämpötilanmuutokset huomioon, antavat selvästi tarkempia tuloksia kuin malli 1, jossa kammion lämpötila kammion sisällä oletetaan vakioksi. Kaikkien kolmen simulointimallin kammioaineet vastaavat toisiaan liikkeen alussa, mutta mallin 1 tarkkuus alkaa heikentyä noin 0,5 sekunnin jälkeen.



Kuva 40. Malleilla 1, 2 ja 3 simuloidun hitaan liikkeen A-kammion paine mittaukseen verrattuna



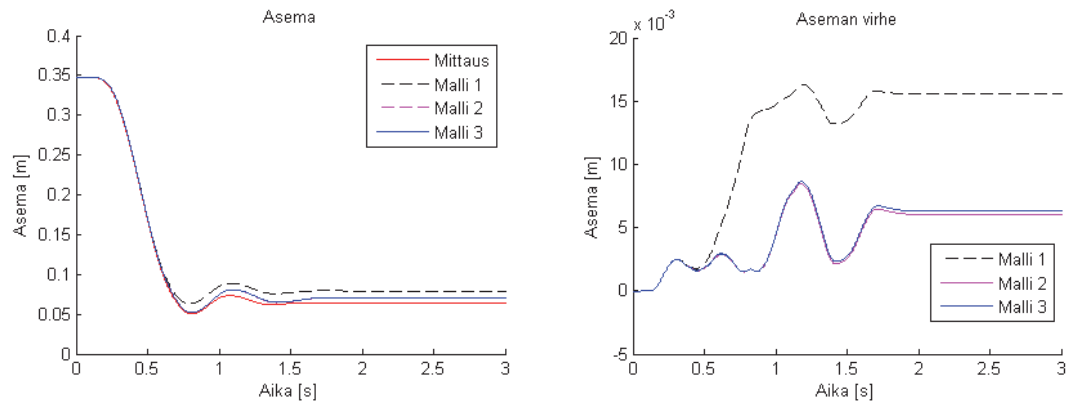
Kuva 41. Malleilla 1, 2 ja 3 simuloidun hitaan liikkeen B-kammion paine mittaukseen verrattuna

Kuvassa 41 olevissa B-kammion painekuvaajissa näkyvät paremmin lämmönjohtumisen vaikutus paineeseen. Todellisen järjestelmän paine laskee hieman lämmönjohtumisen seurauksena. Tämän takia kuvaajan loppuosassa malli 3:n painevirhe pysyy melko tasaisena, kun malli 2:n virhe kasvaa hiljalleen.

5.1.2. Nopea liike

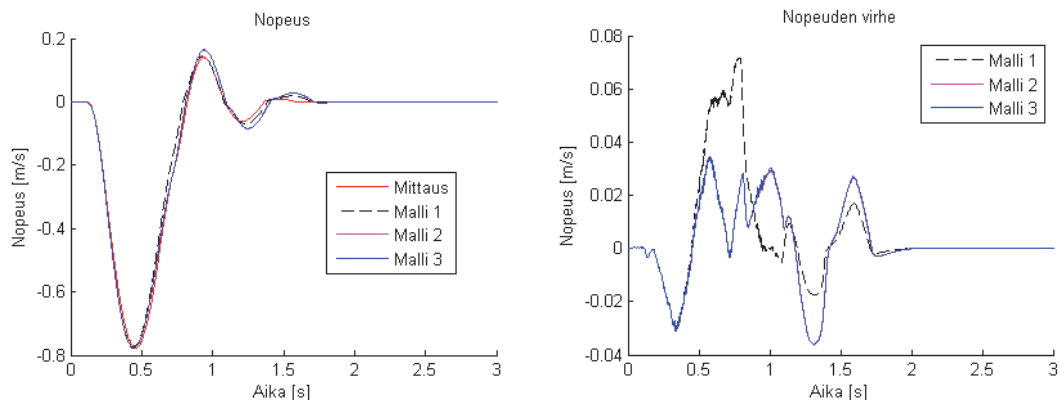
Nopea liike toteutettiin pitämällä avoinna kahta painelinjaa ja B-kammion yhdistävää venttiiliä sekä kahta poistolinjaa ja A-kammion yhdistävää venttiiliä 0,7 sekunnin ajan. Kuvasta 42 nähdään, että malli 1 eroaa myös tämän testin lopussa melko paljon mitatusta arvosta, mutta malli 2 pääsee melko lähelle mitattua arvoa. Asemakuvaajasta nähdään, että malli 3 ei tuo suuremmallakaan nopeudella parannusta asemaan verrattuna

malli 2:een Malli 3 on kuvaajan perusteella jopa hieman epätarkempi kuin malli 2, mutta tämä johtuu parametreissa olevista epätarkkuuksista.



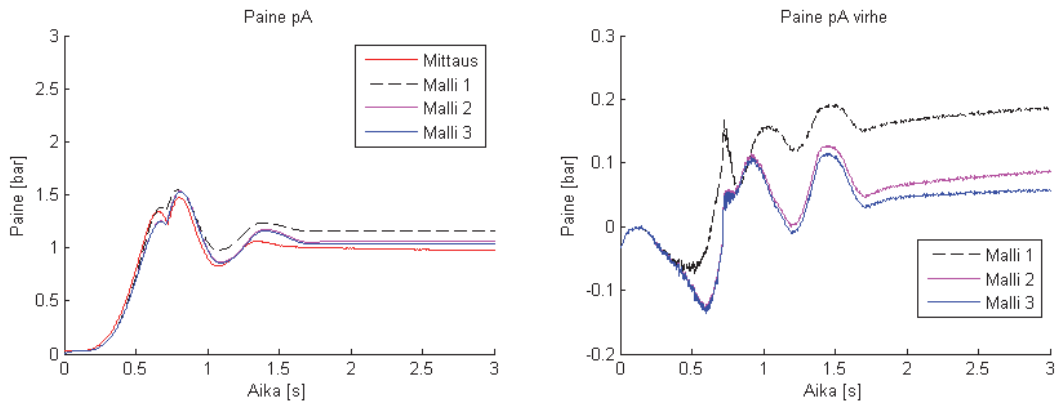
Kuva 42. Malleilla 1, 2 ja 3 simuloitu nopea liike mittaukseen verrattuna

Kuvassa 43 näkyvistä nopeuskuvaajista voidaan huomata, että mallit 2 ja 3 seuraavat hyvin mitattuja arvoja. Tämä näkyy erityisesti venttiilin sulkeutuessa 0,7 sekunnin kohdalla. Malli 1 ei tässä vaiheessa pysty kuvaamaan vähäistä joustoa, jonka tilavuusvirran muutos aiheuttaa.

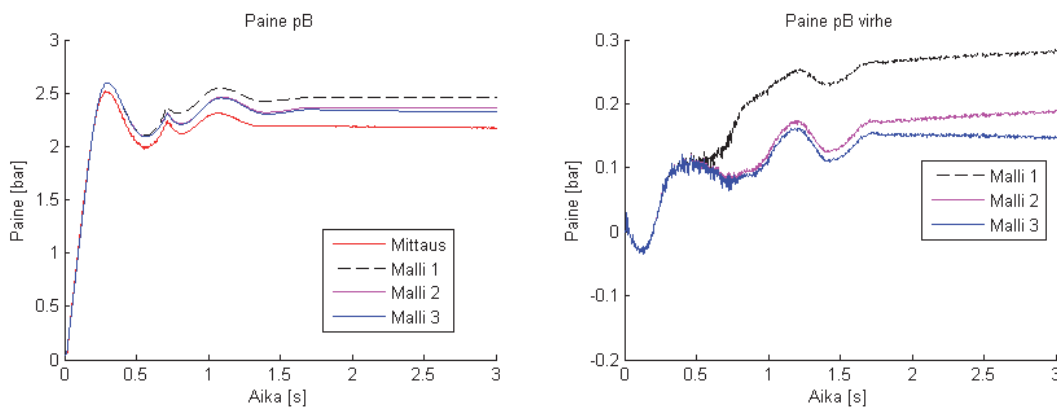


Kuva 43. Malleilla 1, 2 ja 3 simuloitun nopean liikkeen nopeus mittaukseen verrattuna

Kuvissa 44 ja 45 näkyvistä kammiopaineiden kuvaajista nähdään malleissa 2 ja 3 mukana olevan lämpötilan mallintamisen vaikutus, joka on yhtä selkeä kuin hitaammalla nopeudella tehdyissä testeissä.



Kuva 44. Malleilla 1, 2 ja 3 simuloidun nopean liikkeen A-kammion paine mittaukseen verrattuna



Kuva 45. Malleilla 1, 2 ja 3 simuloidun nopean liikkeen B-kammion paine mittaukseen verrattuna

Simulointiajojen tuloksista voidaan päätellä, että mallit saatiin melko hyvin vastaamaan oikeaa järjestelmää. Virheiden suuruus ei muutu merkittävästi eri nopeuksilla tehtyjen testien välillä, joten parametrien arvot ovat lähellä oikeita. Toimivien parametrien löytäminen osoittautui melko työlääksi, sillä simulointimallin käyttäytymiseen vaikuttavia muuttujia on mallissa paljon. Simulointimallin parametreista oli etukäteen saatavissa ainoastaan venttiilien virtausominaisuudet. Nämä eivät olleet täysin tarkkoja, vaan valmistajan venttiilikatalogissa ilmoittamia pyöristettyjä arvoja. Mikäli simulointitulokset halutaan mahdollisimman tarkkoiksi, on tällöin suositeltavaa mitata ainakin tärkeimmät simulointimallin käyttöön vaikuttavat parametrit. Nämä ovat venttiilin virtausominaisuudet sekä sylinterin kitkaominaisuudet. Tämän työn tekemisen yhteydessä tämä ei ollut mahdollista, sillä kyseiset mittaukset vaativat melko monimutkaisia mittausjärjestelyt.

Kammioiden lämpötilan mittaus olisi myös tuonut lisätarkkuutta simulointimallin verifiointiin, sillä lämmönjohtumisella on oma vaikutuksensa kammioissa olevan ilman lämpötilaan ja siten paineeseen. Suoraohjaustestien kammioissa oli nähtävissä hieman vähenemistä testin loppuosassa. Simulointimallissa B-kammion paine laski yhtä nopeasti kuin mittauksissa, mutta A-

kammion paineen laskunopeus ei vastannut aivan mittausta. Kammioiden lämpötilamittausten puuttuessa jäi epäselväksi miten lähellä simulointimallien kammioiden lämpötilat olivat oikean järjestelmän vastaavia ja miten lähellä sylinterin seinämän lämmönsiirtymiskerroin oli oikeaa arvoa. Lämmön johtuminen sylinterin seinämien läpi ei myöskään vaikuttanut vielä näissä testeissä merkittävästi lopputuloksiin. Simulointiaikaa täytyisi kasvattaa huomattavasti, jotta lämmönjohtumismalli vaikuttaisi selkeästi lopputulokseen.

5.2. Simulointimallien vertailu

Erilaisia alimallien yhdistelmiä kertyy helposti runsaasti, joten niiden suora vertailu on aikaa vievää ja hankalaa. Tätä varten vertailussa on käytetty niin sanottua Taguchi-menetelmää, jolla selvitetään erilaisten muutosten vaikutusta kokonaisuuteen. Taguchi-menetelmän tavoitteena on löytää mahdollisimman hyvä yhdistelmä, joka vastaa asetettuja vaatimuksia. Pääkohtana menetelmässä ovat ortogonaalmatriisit, jotka määrittelevät testattavat yhdistelmät. Ortogonaalmatriisien tekijöiksi valitaan asioita, jotka vaikuttavat todennäköisimmin lopputulokseen. Tämän jälkeen tekijöille määritellään tasot, joita käytetään testaamisessa. (Ellman 2002, 10) Taguchi-menetelmässä käytettäviä ortogonaalmatriiseja on useita erilaisia ja oikean valinta riippuu tekijöiden sekä tasojen määrästä. Matriisien avulla tekijöiden vaikutukset kokonaisuuteen voidaan selvittää huomattavasti vähäisemmällä testimäärällä kuin testaamalla kaikki mahdolliset yhdistelmät. Testien määrä saadaankin tällä menetelmällä pudotettua puoleen

Simulointimallin tarkkuuteen vaikuttavia tekijöitä arvioitiin simulointimallin monimutkaisuuden perusteella, sillä tämä vaikuttaa hyvin paljon myös simuloinnin suoritus aikaan. Taulukossa 3 nähdään valitut tekijät ja tasot, joita käytettiin erilaisten alimallien yhdistelmien testaamisessa.

Taulukko 3. Simulointimallin tekijät ja tasot

Tekijä	Taso 1	Taso 2
A. Kuristusmalli	Kyllä	Redusoitu venttiilimalliin
B. Putkimalli	Kyllä	Ei
C. Sylinterin kitkamalli	Dynaaminen	Yksinkertaistettu
D. Lämmön johtuminen sylinterin seinämien läpi	Kyllä	Ei
E. Sylinterin päätymalli	Kyllä	Ei

Tekijä A:ssa oleva kuristusmalli käsittää jokaiselle venttiilille oman erillisen kuristusmallin ja tähän yhteydessä olevan tilavuusmallin. Venttiilimalliin redusoitu kuristus ei taas sisällä lainkaan erillistä kuristus- ja tilavuusmallia, vaan kuristuksen

vaikutus huomioidaan suoraan venttiilin läpäisyssä. Tekijä B sisältää putkimallin digitaaliventtiilijärjestelmän ja sylinterin välillä. Simulointimallissa, jossa tätä putkimallia ei ole, on putkien tilavuus lisätty sylinterin kuolleeseen tilavuuteen. Tekijässä C vertaillaan erilaisia sylinterin kitkamalleja, jotka ovat dynaaminen sekä yksinkertaistettu. Tekijässä D tarkastellaan sylinterin seinämien läpi johtuvan lämmön vaikutusta lopputulokseen. Tekijässä E tarkastellaan vaikuttaako sylinterin päätymalli simuloinnin suoritusajaksi vaikka sylinteriä ei ajettaisi päätyyn. Kyseisellä määrällä tekijöitä ja tasoja määräytyy siten suoritettavaksi 8 testiä, joiden alimallien yhdistelmät nähdään taulukossa 4.

Taulukko 4. Simulointiajojen toteutus

Koe/Tekijä	A	B	C	D	E
1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2
3	1	2	2	1	1
4	1	2	2	2	2
5	2	1	2	1	2
6	2	1	2	2	1
7	2	2	1	1	2
8	2	2	1	2	1

Jokaiselle kokeelle saadaan lopulta jokin tietty kokonaistulos tarkkuudelle ja simulointiin käytetylle ajalle. Tämän jälkeen jokaiselle tasolle lasketaan kokonaistuloksista keskiarvo sen mukaan missä kokeessa taso on ollut käytössä. Näin saadaan selville tekijöiden tasojen vaikutus kokonaistulokseen ja voidaan arvioida tekijän merkittävyyttä kokeen lopputulokseen. (Ellman 2002, 15)

5.2.1. Simulointimallin tarkkuus

Simulointitarkkuus todettiin vertaamalla simulointimallin tulosta todellisella järjestelmällä tehtyihin mittauksiin. Tätä varten vertailussa käytettiin keskimääräistä neliövirhettä sylinterin asemalle, nopeudelle ja kammiopaineille. Keskimääräinen neliövirhe määritellään yhtälöllä (33) ja siinä lasketaan estimaatin sekä todellisen arvon erotuksen neliön odotusarvo (Lehmann & Casella 1998, 55).

$$\text{MSE}(\hat{\theta}) = E [(\hat{\theta} - \theta)^2] \quad (33)$$

missä $\hat{\theta}$ = keskimääräisen neliövirheen estimaatti (–)
 θ = keskimääräisen neliövirheen todellinen arvo (–)

Tässä tapauksessa estimaattina toimivat simulointimallista saatavat tulokset ja todellisena arvona järjestelmän mittaukset. Keskimääräinen neliövirhe näyttää neliöön

korottamisen ansiosta selkeämmin todellisesta arvosta poikkeavat arvot, kuin normaali keskimääräinen virhe.

Simulointimallien tarkkuutta arvioitaessa on tuloksia katsottava kokonaisuutena, sillä simulointimallin parametrit vaikuttavat hyvin paljon lopputulokseen. Tämän takia tarkasteluun on otettu keskimääräinen neliövirhe sylinterin asemasta, nopeudesta ja kammiopaineista. Simulointimallin tarkkuus ei pelkästään riipu aseman tarkkuudesta, vaan myös asemakuvaajan muodosta, joka voidaan todeta nopeuden avulla. Kammiopaineiden vertailu on hieman hankalampaa, sillä simulointimallin verifiointin yhteydessä todettiin simulointimallin kammiopaineiden olevan hieman mittauksia korkeampia. Matalammat kammiopaineet voivat siksi antaa suuremman asemavirheen, mutta pienemmän painevirheen.

Taulukoista 5 ja 6 voidaan päätellä tekijöiden tasojen vaikutus keskimääräiseen neliövirheeseen. Jokaisen tekijän tason saama tulos on keskiarvo testien tuloksista, joissa tämä on ollut käytössä. Erotuksesta nähdään, mitä tason 2 vaihtaminen tason 1 tilalle aiheuttaa tarkkuudelle. Tarkasteluun ei ole otettu mukaan tekijää E, eli sylinterin päätymallia, sillä tämä ei vaikuta simulointimallin tarkkuuteen.

Taulukko 5. Simulointimallin tekijöiden tasojen aseman ja nopeuden keskimääräinen neliövirhe

Aseman keskimääräinen neliövirhe (mm²)

	A	B	C	D
Taso 1	35,6	27,9	34,2	38,3
Taso 2	38,3	45,9	39,6	35,5
Ero	2,7	18,0	5,4	-2,7

Nopeuden keskimääräinen neliövirhe (m²/s)

	A	B	C	D
Taso 1	241,3	236,0	234,1	248,1
Taso 2	252,3	257,6	259,5	245,5
Ero	10,9	21,6	25,4	-2,5

Taulukko 6. Simulointimallin tekijöiden tasojen sylinterin kammiopaineiden keskimääräinen neliövirhe

A-kammion paineen keskimääräinen neliövirhe (Pa²)

	A	B	C	D
Taso 1	49,7	41,1	58,0	40,9
Taso 2	50,8	59,4	42,5	59,6
Ero	1,1	18,4	-15,6	18,7

B-kammion paineen keskimääräinen neliövirhe (Pa²)

	A	B	C	D
Taso 1	228,0	201,0	222,4	198,4
Taso 2	230,6	257,5	236,2	260,2
Ero	2,6	56,5	13,8	61,8

Selkein vaikutus simulointimallin tarkkuuteen voidaan todeta olevan tekijällä B, eli putkimallilla. Tekijän B taso 1 merkitsee putkimallin sisältymistä simulointimalliin ja taso 2 putkitilavuuden huomioimista ainoastaan sylinterin kuolleena tilavuutena. Putkimallin puuttuminen vaikuttaa tulosta huonontavasti asemaan, nopeuteen ja kammiopaineisiin, joista näkyvimpänä voidaan pitää asematarkkuutta.

Muut tekijät eivät enää vaikuta kovin merkittävästi simulointimallin tarkkuuteen. Lopuista tekijöistä eniten vaikuttaa tekijä C, eli kitkamalli, jonka taso 1 merkitsee dynaamista kitkamallia ja taso 2 yksinkertaistettua kitkamallia. Näistä yksinkertaisempi kitkamalli huonontaa aseman sekä nopeuden tarkkuutta. Kammiopaineista ei voida suoraan päätellä kitkamallin tarkkuutta, sillä kitkavoiman muutos vaikuttaa sylinterin vastukseen ja näkyy siksi paineen muutoksena. Kuten aikaisemmin todettiin, olivat simulointituloksissa kammiopaineet hieman koholla verrattuna mittauksiin. Kun tarkastellaan kitkamallin vaikutusta kammiopaineiden neliövirheeseen, huomataan, että A-kammion paineessa yksinkertaisempi kitkamalli on saanut paremman tuloksen ja B-kammion paineessa huonomman tuloksen kuin kehittyneempi kitkamalli. Kitkavoiman väheneminen johtaa helposti tähän tilanteeseen, joten kammiopaineita ei voida käyttää kitkamallin tarkkuuden arvioimiseen.

Tekijä D, eli lämmönjohtuminen sylinterin seinämän läpi ei vaikuta käytännössä ollenkaan aseman ja nopeuden tarkkuuteen. Tarkastelujakso, eli 3 sekuntia, on kuitenkin liian lyhyt, jotta lämmönjohtuminen vielä vaikuttaisi näihin. Tuloksista huomataan, että lämmönjohtumismalli heikentää hieman aseman ja nopeuden tarkkuutta. Tämän erittäin vähäisen eron voidaan olettaa johtuvan simulointimallin parametreissa olevista epätarkkuuksista. Sen sijaan kammiopaineissa voidaan nähdä jo selkeä ero lämmönjohtumismallin hyväksi.

Vähäisimpänä simulointimallin tarkkuuteen vaikuttavana tekijänä voidaan pitää tekijää A, eli kuristusmallia. Tämän tekijän taso 1 merkitsee erillisiä kuristusmalleja

jokaiselle venttiilille ja taso 2 merkitsee venttiilimalliin redusoituja kuristusmalleja. Tuloksista voidaan huomata, että redusoitu venttiilimalli huonontaa hieman ainoastaan nopeuden tarkkuutta, mutta asema ja kammiopaineet ovat käytännössä samat erilliset kuristusmallit sisältävän simulointimallin kanssa.

5.2.2. Simulointimallin suoritus aika

Simulointiajooon käytetyn ajan arvioimista varten simuloitiin neljän sekunnin pituinen jakso, jonka aikana sylinteriä ajettiin täydellä nopeudella molempiin suuntiin. Venttiilien aukioloajat valittiin siten, että sylinteri liikkuu mahdollisimman pitkän matkan osumatta päätyihin. Tavoitteena oli saada järjestelmään värähtelyjä, jotka kasvattavat simulointiin käytettävää aikaa. Simulointimallilla ajettiin simulointisuunnitelman mukaiset kokeet ja jokaisesta kokeesta otettiin 12 simulointiajon keskiarvo. Suuri simulointiajojen määrä oli tarpeellista, sillä tietokoneella samaan aikaan suoritettavat muut ohjelmat tuottivat hajontaa simulointien suoritus aikoihin. Simulointiajot suoritettiin normaalilla pöytätietokoneella, joka sisälsi Intel Core 2 Duo E6400-tuplaydinsuorittimen.

Taulukkoon 7 on listattu tekijöiden tasojen vaikutus simuloinnin suoritus aikaan. Jokainen tulos on keskiarvo testeistä, joissa kyseinen tekijän taso on ollut mukana. Erotuksesta nähdään muutos, kun tason 1 tilalle vaihdetaan taso 2.

Taulukko 7. Simulointimallin tekijöiden tasojen vaikutus simuloinnin suoritus aikaan

	A	B	C	D	E
Taso 1	7,08	5,20	4,89	4,94	5,03
Taso 2	2,60	4,47	4,77	4,73	4,64
Ero	-4,48	-0,72	-0,12	-0,21	-0,39

Taulukossa 7 olevista tuloksista nähdään selkeästi, että simuloinnin suoritus aikaan vaikuttaa eniten tekijä A, eli kuristusmalli. Tämä on ymmärrettävää, sillä digitaaliventtiilijärjestelmän simulointimallissa jokainen venttiili tarvitsee oman kuristusmallin lisäksi vielä tähän yhteydessä olevan tilavuusmallin. Erillisten kuristusmallien korvaaminen venttiilimalliin redusoiduilla kuristuksilla nopeuttaakin suoritus aikaan erittäin paljon. Seuraavaksi eniten suoritus aikaan vaikuttaa tekijä B, eli putkimalli. Vaikutus ei kuitenkaan ole merkittävän suuri verrattuna kokonaisuusaan. Loput tekijät C, D ja E, eli kitkamalli, lämmönjohtumismalli ja päätymalli eivät vaikuta enää merkittävästi kokonaisuusaan. Päätymallilla tosin on suurempi vaikutus suoritus aikaan kuin kitkamallilla ja lämmönjohtumismallilla. Päätymallia ei siksi kannata välttämättä ottaa mukaan simulointimalliin, ellei simuloinnissa haluta ajaa mäntää päätyä vasten.

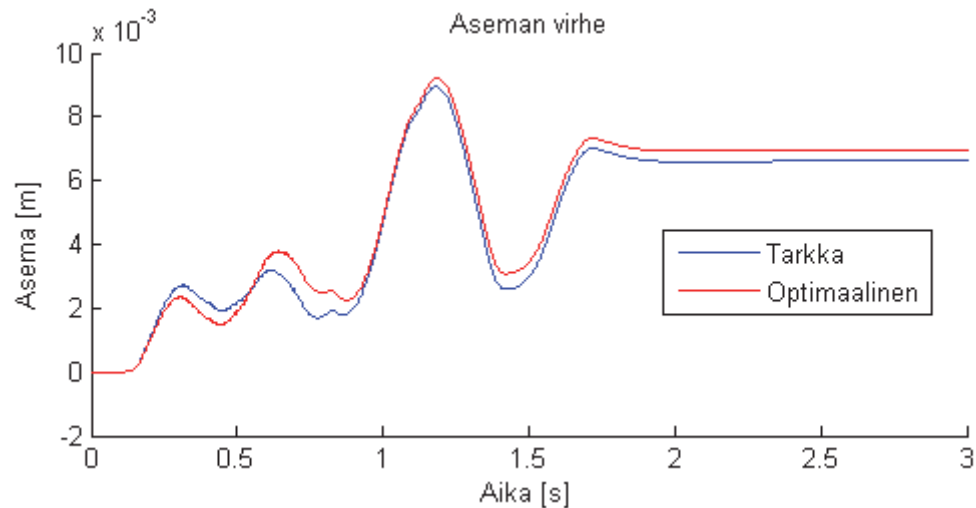
5.3. Optimaalisimman ja tarkimman simulointimallin vertailu

Edellisissä luvuissa todettiin tiettyjen simulointimallin alimallien vaikuttavan melko paljon tarkkuuteen ja simuloinnin suoritus aikaan. Näistä alimalleista tulisikin löytää oikeanlainen yhdistelmä, jolla voidaan toteuttaa riittävän kevyt ja tarkka simulointimalli. Kriteereinä alimallien valinnalle on näiden vaikutus simulointiin käytettyyn aikaan sekä kokonaistarkkuuteen. Tarkastelussa on käytetty luvussa 5.2 käsiteltyjä tekijöitä. Jos tekijän vaikutus simulointiin käytettyyn aikaan on vähäinen, valitaan tällöin tekijään alimalli, joka antaa tarkempia tuloksia. Tämä tehdään siitä huolimatta, että mallin tuoma parannus olisi vähäinen. Seuraavaksi käydään läpi jokainen tekijä sekä perustellaan miksi kyseinen alimalli on valittu.

- A. Redusoitu kuristusmalli. Vaikutus simuloinnin vaatimaan suoritus aikaan on erittäin suuri, mutta ero erillisten kuristusmallien tarkkuuteen on vähäinen.
- B. Putkimalli käytössä. Putkimalli parantaa tarkkuutta melko paljon, mutta ei lisää merkittävästi simulointiin vaadittavaa aikaa
- C. Kehittyneempi kitkamalli. Yksinkertainen kitkamalli nopeuttaa simulointia hyvin vähän, mutta huonontaa tarkkuutta.
- D. Lämmönjohtumismalli mukana. Vaikutus simuloinnin suoritus aikaan on vähäinen, joten malli kannattaa ottaa mukaan, vaikka parannus tarkkuudessa onkin vähäinen. Lämmönjohtumismallin vaikutus tulokseen tulee esiin simulointiajan kasvaessa.
- E. Ei päätymallia. Päätymalli ei paranna simuloinnin tarkkuutta ollenkaan, mutta hidastaa simulointia hieman.

Juuri esiteltyä optimaalista simulointimallia verrataan tulevissa simuloinneissa malliin, joka sisältää kaikki alimallit sekä alimallien kehittyneemmät versiot. Päätymalli täytyy sisällyttää myös optimaaliseen simulointimalliin, verrattaessa tuloksia verifiointimittauksiin, sillä mittaukset on aloitettu kuorman levätessä metalliharkkoa vasten. Verifiointimittauksiin verrattavat simulointimallit eroavat toisistaan siis ainoastaan kuristusmallien osalta. Myöhemmin esiteltävissä askel- ja siniaaltovasteissa päätymalli ei ole ollut mukana optimaalisessa simulointimallissa.

Kuvassa 46 nähdään suoraohjaustestin nopean liikkeen asemavirhekuvaaja sekä tarkalla, että optimaalisella simulointimallilla. Kuvaajasta huomataan, että simulointimallien tarkkuudet ovat erittäin lähellä toisiaan



Kuva 46. Tarkimman ja optimaalisimman simulointimallin nopean suoraohjaustestin asemavirhe

Vaikka mallien välillä ei ole suurta eroa tarkkuuden suhteen, on simulointiin käytetyssä ajassa ero sen sijaan suuri. Tarkan simulointimallin aika on keskimäärin 7,8 sekuntia, kun taas optimaalisessa mallissa aika on keskimäärin 3,8 sekuntia. Optimaalisessa mallissa on näissä mittauksissa myös päätyymalli mukana, joten aikaa on mahdollista vielä hieman parantaa.

5.4. Askel- ja siniaaltovasteet simulointimalleilla

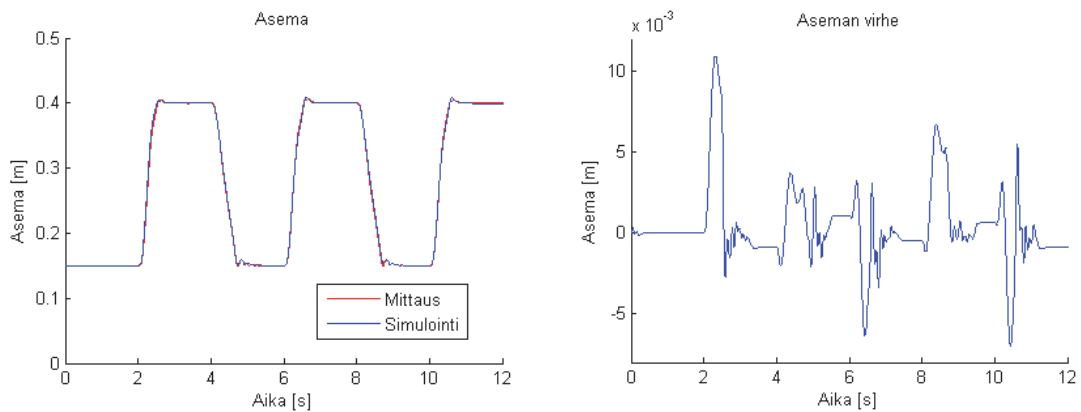
Simulointimallien askel- ja siniaaltovasteissa käytettiin samanlaista säädintä ja samoja vahvistuksia kuin todellisella järjestelmällä tehdyissä testeissä. Ensimmäisistä simulointiajoista huomattiin, että tulokset eivät vastanneet aivan odotuksia. Todellisen järjestelmän mittausten välissä ei järjestelmästä päästetty paineita pois suoraohjaustestin tapaan. Kun sylinteri ajetaan paineettomasta tilasta nopeasti asemaansa, nousee sylinterin paineistetussa kammiossa lämpötila nopeasti. Askelvastetesteissä sylinteri oli taas valmiiksi paineistettu ja lämpötila oli ehtinyt tasaantumaan ennen testiä. Tämän takia sylinterin kammioiden lämpötilamallin lähtöpaineeksi vaihdettiin mitatut kammiopaineet testin lähtötilanteessa ja lämpötilaksi määriteltiin 20 astetta. Näiden muutosten jälkeen simulointitulokset parani huomattavasti.

Askel- ja sinivasteiden tulokset erosivat vielä tämän jälkeen hieman mittaustuloksista. Pitkän tarkastelun jälkeen syyksi paljastui todellisen järjestelmän säätimen tilasäätöhaarassa oleva viive. Tilasäätöhaarassa käytettiin nopeuden ja kiihtyvyyden määrittelemiseksi diskreettiä derivointia. Tämä oli valittu normaalilla derivoinnilla esiintyneen kohinan takia. Kyseinen diskreetti derivointi käytti askelkokona 10 millisekuntia, mikä ei aiheuttanut ongelmia muuttuvaa askelkokoa käyttävän ratkaisijan kanssa. dSPACE taas käyttää kiinteäaskeleista ratkaisijaa, jonka askelkoko erosi diskreetin derivoinnin askelkoosta. Tämän takia, kun malli käännettiin

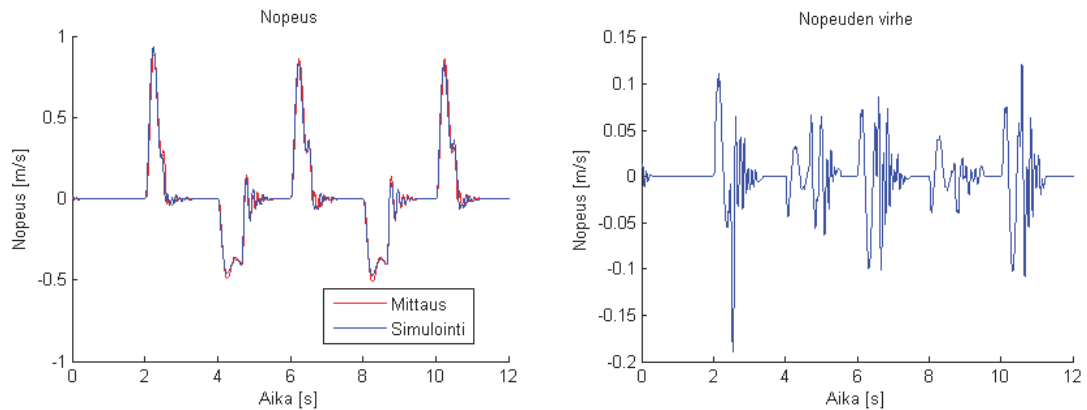
dSPACE:n ymmärtämään muotoon, oli kyseisten derivointilohkojen yhteyteen lisätty automaattisesti rate transition-lohko, joka muuttaa askelkoon oikeaksi. Testisimulointien perusteella selvisi, että rate transtion-lohko aiheuttaa 10 millisekunnin viiveen tilasäätöhaaraan. Tämän jälkeen simulointimallin sisältämän säätimen tilasäätöhaaraan lisättiin 10 millisekunnin viive. Toimenpiteen ansiosta simulointimallin tulos alkoi vastata huomattavasti paremmin mitattuja arvoja. Viivettä määriteltäessä huomattiin, että vain tasan 10 millisekuntia oleva viive antoi oikeita tuloksia. Mikäli viive erosi tästä edes hieman, alkoi esiintyä suuria värähtelyjä. Tästä huomataan myös säätimen mukanaan tuomat ongelmat simuloinneissa. Mikäli säätimessä esiintyisi viiveitä, joita olisi mahdotonta todentaa, vaikuttaisivat nämä erittäin paljon simuloinnin tuloksiin.

5.4.1. Askelvasteen simulointitulokset

Askelvasteiden simuloinneissa tuli esille säätimen aiheuttamat ongelmat. Edellisissä simuloinneissa käytetyt kitkaparametrit aiheuttivat pientä värähtelyä, joka johtui säätimestä. Näitä parametreja täytyi siksi muuttaa hieman suuremmiksi. Toimivaksi sylinterin staattiseksi kitkaksi määriteltiin 17,6 N ja liikekitkaksi 15,4. Huomion arvoinen seikka kitkaparametrien määrittelyssä oli, että värähtelyjen syynä eivät olleet liian matalat kitkavoimat. Mikäli kitkavoimaa kasvatettiin toimivasta arvosta vähänkin, palasivat värähtelyt taas uudestaan. Kuvissa 47 ja 48 näkyvistä askelvasteen aseman ja nopeuden kuvaajista huomataan, että simulointimallin tulokset saatiin lopulta vastaamaan mitattuja arvoja hyvin.



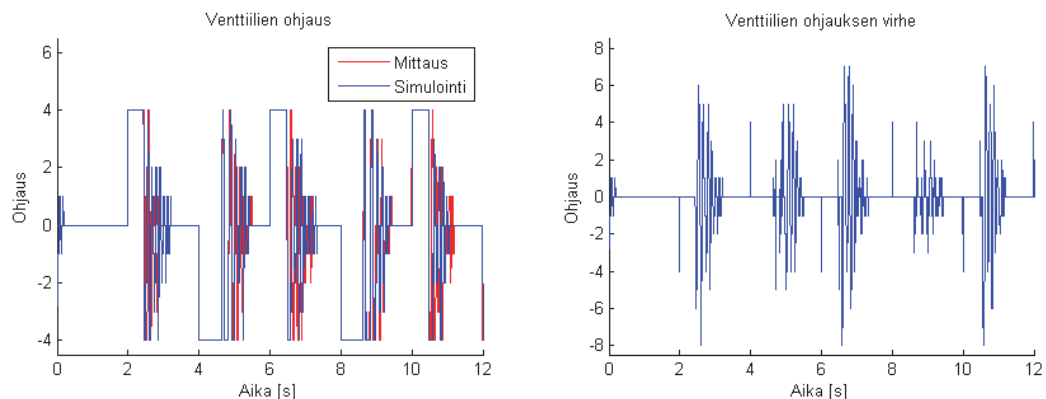
Kuva 47. Simulointimallilla suoritetun askelvasteen asema verrattuna mittaukseen



Kuva 48. Simulointimallilla suoritetun askelvasteen nopeus verrattuna mittaukseen

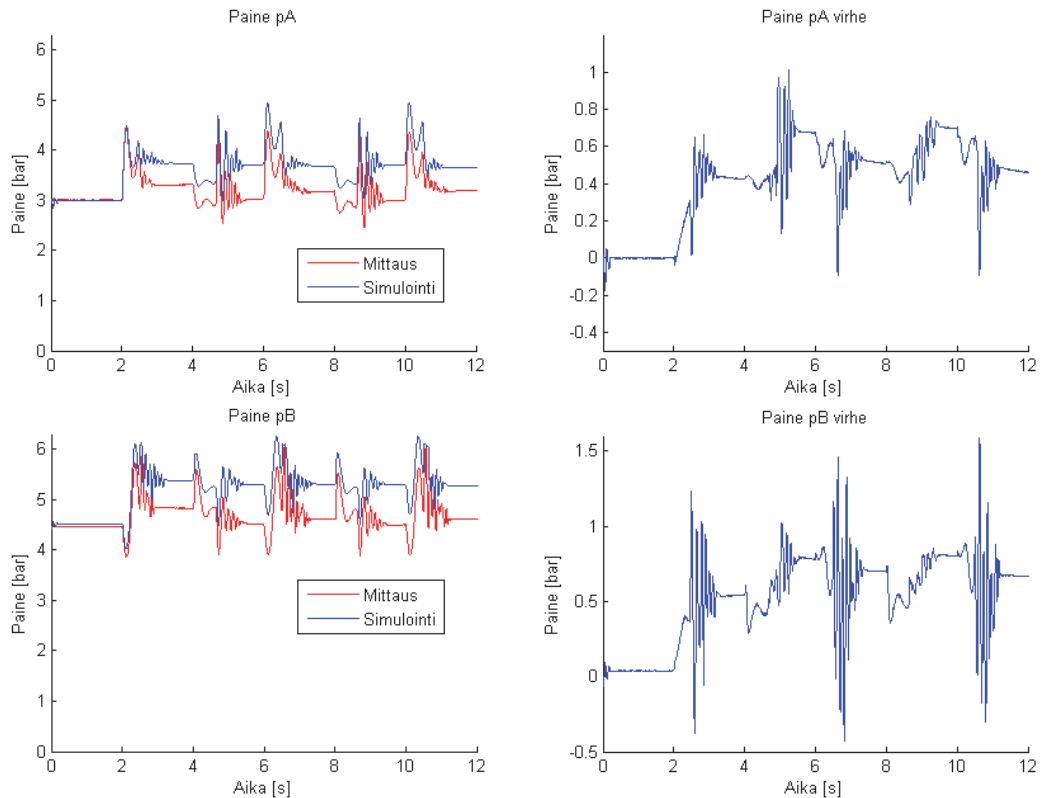
Suurin virhe ilmenee heti ensimmäisen askelvasteen alussa, jolloin simulointimallin asema kasvaa todellista järjestelmää nopeammin. Tämän jälkeen asemavirhe pysyy melko pienenä.

Kuvassa 49 nähdään venttiilien ohjaus säätäjältä. Ohjauksen suuruus kertoo suoraan kuinka monta venttiiliä on ollut avattuna samaan aikaan paine- ja poisto-DFCU:ssa. Simulointimallin ohjaus vastaa melko hyvin mitattuja arvoja ja eroavaisuutta tulee ainoastaan värähtelyjen aikana.



Kuva 49. Simulointimallilla suoritetun askelvasteen venttiilien ohjaus

Kuvassa 50 nähdään simulointimallin kammiopaineet verrattuna mittauksiin. Simulointimallin kammiopaineet seuraavat hyvin mitattuja arvoja, mutta painetaso on koko ajan selvästi suurempi kuin mittauksissa. Simulointimallin painetaso nousee heti ensimmäisen askeleen jälkeen mittauksia korkeammalle tasolle ja pysyy melko samana loppuun asti. Todellisen järjestelmän kammiopaineet näyttävät kuvaajien perusteella laskevan nopeammin asemoinnin loppuvaiheessa, jossa tapahtuu värähtelyä.



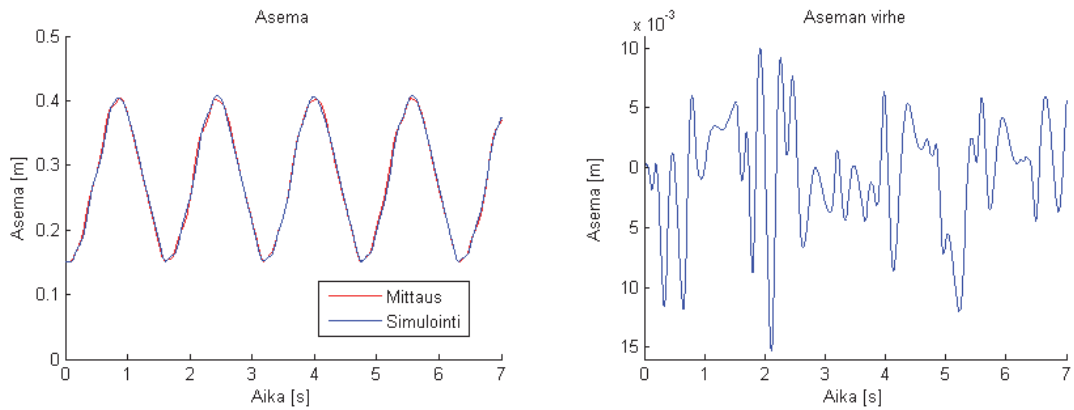
Kuva 50. Simulointimallilla suoritetun askelvasteen A- ja B-kammion paine verrattuna mittaukseen

Suoraohjaustesteissä esiintyi myös samankaltainen virhe kammionpaineissa. Tällöin todettiin, että simulointimalli, joka ei ottanut huomioon lämpötilanmuutoksia, antoi selkeästi mittauksia korkeampia tuloksia.

Kammionpaineiden poikkeaviin arvoihin vaikuttavat todennäköisesti parametreissa olevat epätarkkuudet. Todellisessa järjestelmässä käytetyt venttiilit on myös asennettu venttiiliterminaaliin, joka yhteisine kanavineen on melko monimutkainen kokonaisuus. Simulointimallissa tätä ei ole otettu huomioon, vaan venttiilit on mallinnettu täysin erillisinä. Tällä voi olla vaikutusta simulointimallin painetasoihin.

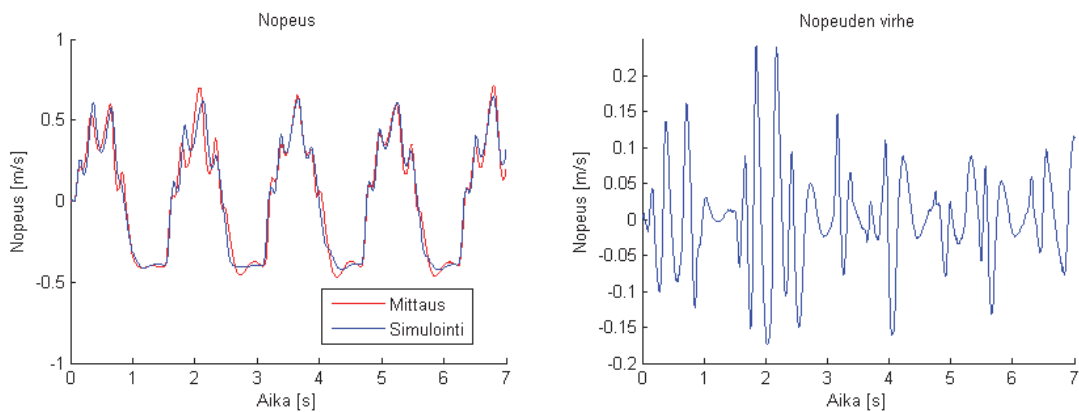
5.4.2. Siniaaltovasteen simulointitulokset

Siniaaltovaste vaatii huomattavasti enemmän simulointimallilta, sillä asemaa säädetään koko ajan. Järjestelmän tila muuttuukin koko testin ajan hyvin voimakkaasti. Tästä huolimatta simuloitu asema seuraa hyvin mitattuja arvoja, kuten kuvasta 51 huomataan.



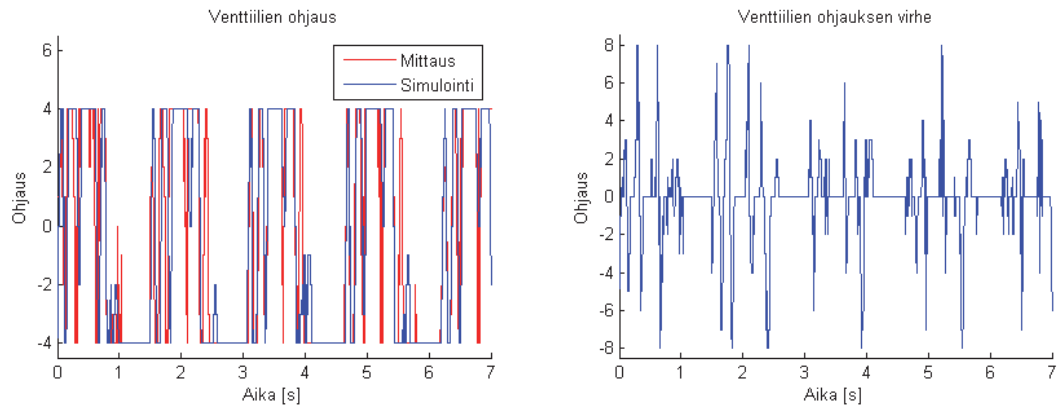
Kuva 51. Simulointimallilla suoritetun siniaaltovasteen asema verrattuna mittaukseen

Kuvassa 52 olevasta nopeuskuvaajasta nähdään paremmin järjestelmän käyttäytyminen. Nopeudessa näkyvä värähtely johtuu säätimessä olevasta viiveestä, jota käsiteltiin aikaisemmin. Nopeuden kuvaajasta kannattaa huomata, että nopeuskuvaajan muoto muuttuu testin edetessä koko ajan. Simulointimalli pystyy mallintamaan myös tämän melko hyvin, sillä testin lopussa simulointimallin tulokset eivät edelleenkään poikkea mittauksista merkittävästi. Kuvaajia tarkastellessa kannattaa muistaa, että siniaaltovasteen mittauksissa oli jokseenkin hajontaa. Vertailuun on valittu tässä neljästä mittauksesta parhaiten simulointitulosta vastaava. Toisaalta kuvaajien muodot olivat muissa mittauksissa myös melko lähellä tässä käytettyä.



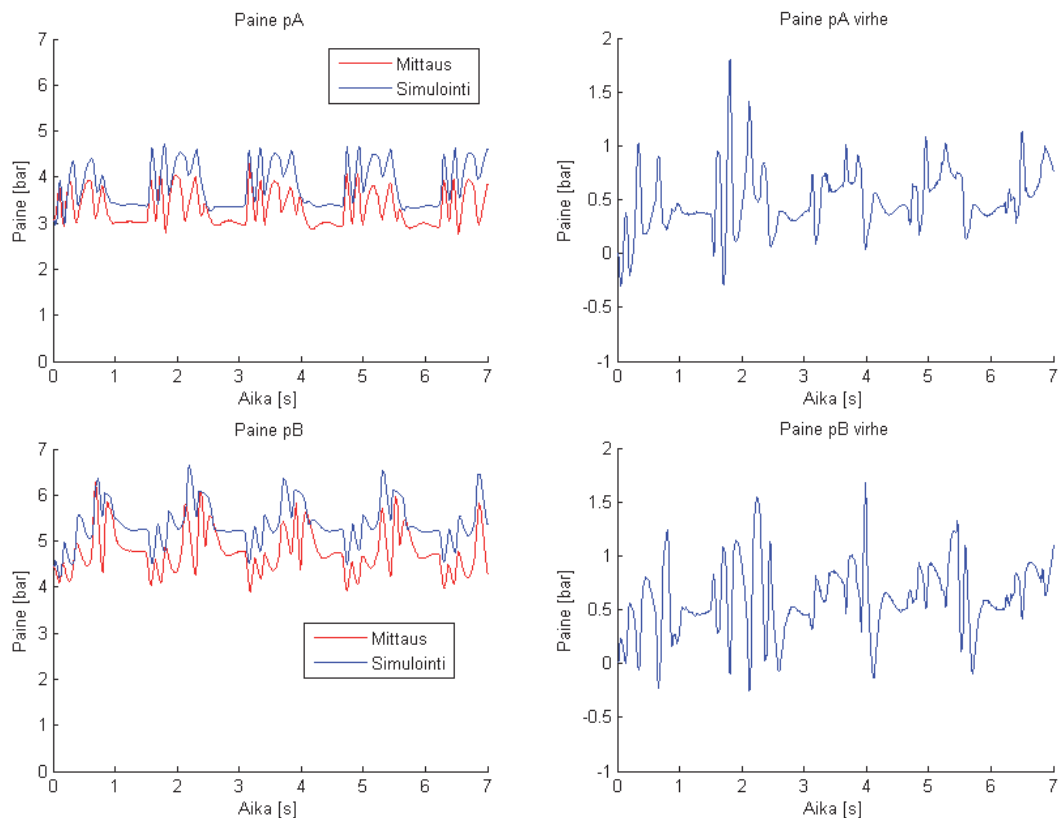
Kuva 52. Simulointimallilla suoritetun siniaaltovasteen nopeus verrattuna mittaukseen

Kuvassa 53 näkyvästä venttiilien ohjauksen kuvaajasta nähdään, että värähtelystä huolimatta simulointimallin ohjaus eroaa melko vähän mittauksista ja suurimmat virheet ovat hyvin lyhytkestoisia.



Kuva 53. Simulointimallilla suoritetun siniaaltovasteen venttiilien ohjaus

Kuvan 54 painekuvaajista huomataan simulointimallin hieman suuremmat painetasot, kuten askelvastetestissä. Painekuvaajien muodot ovat kuitenkin mittauksia vastaavat.



Kuva 54. Simulointimallilla suoritetun siniaaltovasteen A- ja B-kammion paine verrattuna mittaukseen

Painetasoista voidaan tehdä samat huomiot kuin askelvastetestissä. Paine nousee testin alussa hieman suuremmaksi kuin mitatut arvot, mutta tämän jälkeen paineen virhe pysyy samalla tasolla. Venttiilien säädössä ei ole tässä testissä tapahtunut yhtä nopeataajuuksista värähtelyä, kuin askelvastetesteissä. Paineen virhe on ollut myös pienempi kuin askelvastetesteissä. Tästä voidaan päätellä, että nopeataajuuksinen

värähtely on ollut hyvin todennäköisesti askelvastetesteissä esiintyneiden sylinterin kammioiden korkeampien painetasojen takana. Venttiilimalli ei tästä päätellen pysty täysin mallintamaan nopeataajuuksista värähtelyä.

5.4.3. Säätimellä varustetun tarkimman ja optimaalisimman simulointimallin suoritus aika

Simulointimallien suoritusajan vertailussa käytettiin säädintä, jossa ei ollut 10 millisekunnin viivettä tilasäätöhaarassa. Tämä tehtiin siksi, että molemmat simulointiajot voitiin ajaa sujuvasti ode-23tb-ratkaisijalla. Askelvasteessa pystyttiin tällöin käyttämään myös samoja kitkaparametreja kuin muissakin testeissä.

Tarkimman ja optimaalisimman simulointimallin erot aseman ja nopeuden tarkkuudessa ovat niin vähäisiä, että molempia malleja voi suositella käytettäväksi. Kammiopaineissa on hieman enemmän eroa, mutta ei kuitenkaan merkittävästi. Sen sijaan simuloinnin suoritus aika on optimaalisessa mallissa huomattavasti pienempi, kuten taulukosta 8 nähdään. Taulukkoon on listattu kummankin vasteen viiden simulointiajon keskiarvo. Askelvasteen simulointiaika oli 12 sekuntia ja siniaaltovasteen 7 sekuntia.

Taulukko 8. Askel- ja siniaaltovasteiden simulointiin käytetyt keskimääräiset ajat

	250 mm askelvaste	Siniaaltovaste
Tarkin simulointimalli (s)	55	52
Optimaalisin simulointimalli (s)	18	13

Optimaalisimmalla simulointimallilla simuloinnin suoritus aika on kolmasosa tarkimman simulointimallin ajasta. Tämä on suuri parannus, sillä mallien tarkkuus on kuitenkin hyvin lähellä toisiaan.

Simuloinnin suoritus aikoja tarkastellessa kannattaa muistaa, että simulointiajot tehtiin muuttuvalla askelkoolla. Mikäli mallia halutaan käyttää reaaliaikaisessa simuloinnissa, pitää tällöin valita kiinteäaskeleinen ratkaisija. Simuloinnin suoritusajoista ei voida siten suoraan päätellä simulointimallin soveltuvuutta reaaliaikaiseen simulointiin. Simulointiajot toteutettiin myös työn tekohetkellä neljä vuotta vanhalla tietokoneella, joten uusimmilla prosessoreilla varustetuilla tietokoneilla päästään huomattavasti nopeampiin aikoihin.

6. YHTEENVETO

Tässä työssä oli tavoitteena tutkia erilaisia pneumaattisen järjestelmän mallinnustapoja. Tarkastelusuunnaksi otettiin nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmän sisältämän pneumaattisen järjestelmän mallintaminen. Kyseinen järjestelmä sisältää 20 itsenäisesti ohjattua venttiiliä, joiden virtausta on rajoitettu kuristimilla. Mallista muodostuu siten hyvin raskas simuloitavaksi. Tämän takia tarkasteluun otettiin mukaan myös simulointimallin yksinkertaistusten vaikutus tarkkuuteen ja simuloinnin suoritusajkaan.

Työssä tarkasteltiin järjestelmää, joka sisältää testipenkin ja tässä liikkuvan kuorman, kuormaa liikuttavan pneumaattisen sylinterin sekä sylinteriin yhteydessä olevan nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmän. Simulointimalliin sisällytettiin alimalleiksi nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmä, kuristusmallit, putkimallit, sylinterimalli sekä sylinterimalliin liittyvät kitkamalli ja päätymalli. Nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmän simulointimalli toteutettiin useista rinnakkainkytketyistä on/off-venttiilin malleista. Näiden venttiilimallien virtausominaisuudet mallinnettiin kokeellisiin b- ja C-kertoimiin perustuvalla matemaattisella mallilla, joka sisältyy myös ISO-6358-standardiin. Kyseiset virtauskertoimet ovat saatavissa usein venttiilivalmistajilta itseltään, mutta ne pystytään myös mittaamaan ISO-6358-standardissa esitellyllä tavalla. Samaa virtausmallia käytettiin myös kuristusten ja putkivirtauksen mallintamiseen. Näissä malleissa ainoana eroavaisuutena ovat erilaiset virtausparametrit, jotka määriteltiin kokeellisilla kertoimilla. Kuristusmallien tarkasteluun otettiin erillisten kuristusmallien lisäksi myös venttiilimalliin redusoidun kuristuksen malli. Tässä mallissa kuristusten vaikutus virtausominaisuuksiin otetaan huomioon pelkästään venttiilin virtausominaisuuksissa. Tilavuudet mallinnettiin ideaalikaasun tilayhtälöön perustuvalla mallilla. Tätä mallia käytettiin myös kuristuksiin ja putkiin liittyvien tilavuuksien mallintamisessa. Sylinterin tilavuusmallia laajennettiin käsittelemään kammion sisäisiä lämpötilanmuutoksia sekä lämmön johtumista sylinterin kammioiden seinämien läpi. Sylinterimalliin sisällytettiin myös kitkamalli, josta tarkasteltiin kahta erilaista versiota. Yksinkertaisempi mallintaa pelkästään kitkavoimien nopeusriippuvuuden, kun taas kehittyneempi mallintaa tämän lisäksi myös sylinterin tiivisteiden dynaamiset ominaisuudet.

Todellisella järjestelmällä suoritettiin mittauksia, joita käytettiin simulointimallin toiminnan arvioinnissa. Näihin mittauksiin kuuluivat nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmän käyttäminen suoraan ilman säädintä sekä säätimen avulla toteutetut askel- ja siniaaltovasteet. Säätimenä käytettiin nopeusmyötäkytkennällä varustettua tilasäädintä. Simulointimallin parametrit haettiin oikeiksi suoraohjauksella tehtyjen testien avulla, jonka jälkeen simulointimallilla ajettiin askel- ja siniaaltovasteet

säätimen kanssa. Simulointiajoja tehtiin erilaisilla alimallien yhdistelmillä ja näistä etsittiin tarkin sekä optimaalisin yhdistelmä. Tarkin järjestelmän simulointimalli antoi hyvin yhteneväisiä tuloksia mittauksen kanssa. Optimaalisimman simulointimallin tarkkuus ei tästä eronnut juurikaan, mutta simuloinnin suoritus aika oli kolmasosa tarkimman simulointimallin ajasta. Simulointimallilla ajettiin samat askel- ja siniaaltovasteet kuin todellisella järjestelmällä ja säätimen vahvistuksina käytettiin samoja kuin todellisen järjestelmän testeissä. Askelvastetesteistä ilmeni, että simulointimalli antaa hyvin yhteneväisiä tuloksia verrattuna todellisella järjestelmällä tehtyihin mittauksiin. Myös siniaaltovasteen simulointitulokset saatiin lopuksi vastaamaan hyvin mittauksia.

Simulointien kautta selvisi, että monilla alimalleilla ei ollut suurta vaikutusta tarkkuuteen tai simuloinnin suoritus aikaan. Tästä voitiin päätellä, että nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmää simuloitaessa, venttiili- ja kuristusmalleilla on suurin vaikutus mallin raskauteen. Kun käytettiin venttiilimalliin redusoitua kuristusmallia, oli simulointimallia mahdollista nopeuttaa hyvinkin paljon tarkkuuden juurikaan kärsimättä. Simulointimallilla päästiin jo melko tarkkoihin tuloksiin, vaikka monet parametreista olivat arvioituja. Tarkkuutta on siten mahdollista parantaa entisestään tarkemmilla parametrimitauksilla. Simulointimalliin kuulunut lämmönjohtuminen sylinterin seinämien läpi ei päässyt suoritetuissa testeissä täysin oikeuksiinsa. Testit suoritettiin huoneenlämmössä, syötettävän ilman lämpötila oli lähellä huoneen lämpötilaa ja painetasot sylinterin kammioissa eivät olleet erityisen suuria. Tämän johdosta ero sylinterin sisäisen lämpötilan ja ulkolämpötilan välillä oli melko pieni. Lämpöenergiaa johtui tällöin melko vähän sylinterin seinämien kautta ja vaikutus tuloksiin oli käytetyllä tarkastelujaksolla pieni. Dynaamista kitkamalliakaan ei täysin hyödynnetty, sillä testien liikkeiden nopeus oli melko suuri. Dynaamisen kitkamallin ominaisuudet tulevat parhaiten esiin vasta matalammilla nopeuksilla, jolloin esimerkiksi esiintyy stick-slip-ilmiötä.

Tilasäädin osoittautui toimivaksi tavaksi säätää pneumaattisen toimilaitteen asemaa, mikäli ulkoiset olosuhteet ja toimilaitteen toiminta-alue pysyvät samankaltaisina. Säädin vaatii kuitenkin muutoksia vahvistuksiinsa mikäli ulkoiset olosuhteet, kuten kuorman massa tai liikematka muuttuvat. Tämän kaltainen säätötapa ei myöskään hyödynnä digitaaliventtiilijärjestelmän kaikkia vahvuuksia. Pneumaattisen nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmän toimivimpana säätötapana voidaan siksi pitää mallipohjaista säätöä, joka sisältää järjestelmän simulointimallin. Simulointimallin avulla pystyttäisiin ennustamaan järjestelmän käytöstä, mikäli todellisesta järjestelmästä saadaan tarvittavat mittaukset, kuten asema, paineet ja lämpötilat. Suurimpia värähtelyjä voitaisiin vaimentaa esimerkiksi säätämällä vastapainetta sylinterin kammioissa. Nelitie-digitaaliventtiilijärjestelmä mahdollistaa tämän, sillä jokaista ohjausreunaa pystytään säätämään itsenäisesti.

Tässä työssä esiteltyä simulointimallia voidaan tulevaisuudessa hyödyntää monissa erilaisissa kohteissa. Malli soveltuu esimerkiksi erilaisten venttiilikokoonpanojen ja kuristuskokojen testaukseen, jolloin säästetään huomattavasti

aikaa verrattuna todellisella järjestelmällä tehtäviin testeihin. Mikäli simulointimalli voidaan ottaa osaksi mallipohjaista säätöä ja säätö saadaan toimimaan hyvin erilaisissa olosuhteissa, voidaan pneumaattisen digitaaliventtiilijärjestelmän käyttökohteita laajentaa huomattavasti. Pneumatiikan etuna on sen siisteys ja venttiilien erittäin kompakti koko, mikä on suuri etu etenkin liikkuvassa kalustossa. Digitaalipneumatiikka ei vielä pysty korvaamaan sovelluksia, joissa vaaditaan suurten tehojen siirtoa, sillä tarpeeksi suuria venttiilikokoja ei ole saatavissa. Pienemmän mittakaavan säätösovelluksissa sillä voitaisiin kuitenkin jo korvata hydraulisia järjestelmiä.

LÄHTEET

- Beater, P. 2007. Pneumatic Drives: System Design, Modelling and control. Heidelberg: Springer-Verlag. ISBN-10 3-540-69470-6.
- Bideaux E., Scavarda S. 2000. Pneumatic pipes - experimental and simulation approach. Proc Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control PTMC 2000, Bath, s. 157–169
- Bosch Rexroth. 2010. Sarja LS04-SW. [verkkodokumentti]. [viitattu 1.11.2010]. Saatavissa http://www.boschrexroth.com/pneumatics-catalog/content/internet/fi/pdf/PDF_g66868_fi.pdf
- Canudas de Wit & al. 1995. A New Model for Control of Systems with Friction. IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 40, No. 3, s. 419-425.
- Carneiro, J., Almeida, F. 2006. Reduced-order thermodynamic models for servo-pneumatic actuator chambers. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Vol. 220 Part I: Journal of Systems and Control Engineering.
- Druck. 2005. PTX/PMP 1400 Series.
- dSPACE. 1996. DS1102 User's Guide. 62 s.
- dSPACE. 2002. DS1102 DSP Controller Board RTI Reference. 50s.
- Eckersten, J. 1975. Simplified flow calculations for pneumatic components. Atlas Copco Air Compendium. Atlas Copco AB, Tukholma, s. 183–192
- Ellman, A. & al. 2002. Pneumatiikka. Helsinki: Edita Prima Oy. 189 s. ISBN 951-37-3736-5.
- Ellman, A. 2002. IHA-1700 Hydrauliiikan ja koneautomaation mittaukset. Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliiikan ja automatiikan laitos. Luentomoniste. 134s.
- Festo. 2008. Solenoid valves VSVA, ISO 15407-1. [verkkodokumentti]. [viitattu 15.6.2010]. Saatavissa http://www.festo.com/cat/fi_fi/data/doc_engb/PDF/EN/ISO15407VSVA_EN.PDF
- Gidlund, P. L. 1977. Auslegung pneumatischer Schaltungen - Sizing pneumatic components. Proc Internationale Fachtagung zur Systemschau "Antreiben -Steuern -Bewegen". Hannover. s. 240–261.

- Hennig, H. 1977. Warum vereisen Pneumatikanlangen? . msr 25(4): 198–204
- Hulkkonen, V. 2005. Pneumatiikan perusteita. Fluid Finland, Fluid klinikka nro. 13. [verkkodokumentti]. [viitattu 3.2.2011]. Saatavissa http://www.fluidfinland.fi/content/download/232/1404/file/pneu_perus.pdf
- ISO-6358. 1989. Pneumatic fluid power – Components using compressible fluids – Determination of flow-rate characteristics. Geneve: International Organization for Standardization. 14s.
- Kauranne, H., Kajaste, J. & Vilenius, M. 2004. Hydraulitekniiikan perusteet. Vantaa: Dark Oy. 354 s. ISBN 951-0-23435-4.
- Lehmann, E. L., Casella, G. 1998. Theory of Point Estimation (2nd ed.). New York: Springer. ISBN 0-387-98502-6
- Linjama, M., Laamanen, A., Vilenius, M. 2003a. Is it time for digital hydraulics? The Eight Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'03. Tampere. 7.-9.5.2003.
- Linjama, M., Vilenius, M. 2007. Digital Hydraulics – Towards Perfect Valve Technology. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'07. Tampere. 21.-23.5.2007.
- Linjama, M. & al. 2007. Design and implementation of energy saving digital hydraulic control system. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'07. Tampere. 21.-23.5.2007.
- Linjama, M. 2007. IHA-2570 Digitaalihydrauliikka. Luento II on-off-venttiilit. Luentomateriaali. Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliiikan ja automatiikan laitos.
- Linjama, M. 2008a. IHA-2570 Digitaalihydrauliikka. Luento V säätö. Luentomateriaali. Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliiikan ja automatiikan laitos.
- Linjama, M. 2008b. IHA-2570 Digitaalihydrauliikka. Luento III DFCU. Luentomateriaali. Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliiikan ja automatiikan laitos.

- Linjama, M. 2008c. IHA-2570 Digitaalihydrauliikka. Luento IV Digitaalihydrauliikka. Luentomateriaali. Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliikan ja automatiikan laitos.
- Linjama, M. 2008d. IHA-2600 Hydraulijärjestelmien mallintaminen ja simulointi. Luento IV (Sylinteri). Luentomateriaali. Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliikan ja automatiikan laitos.
- Linjama, M. 2008e. IHA-2600 Hydraulijärjestelmien mallintaminen ja simulointi. Luento V (Parametrisointi, mekanismit, kitka). Luentomateriaali. Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliikan ja automatiikan laitos.
- Linjama, M. 2008f. IHA-2600 Hydraulijärjestelmien mallintaminen ja simulointi. Luento I (Johdanto, Simulink). Luentomateriaali. Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliikan ja automatiikan laitos.
- Mathworks. 2011. Customizing Solvers for Physical Models. [verkkodokumentti]. [viitattu 12.9.2011]. Saatavissa <http://www.mathworks.se/help/toolbox/physmod/simscape/ug/bsigllk.html>
- Mäkinen, E. 2006a. IHA-1500 Pneumatiikka. Venttiilit. Luentomateriaali. Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliikan ja automatiikan laitos.
- Mäkinen, E. 2006b. IHA-1500 Pneumatiikka. Termodynamiikka. Luentomateriaali. Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliikan ja automatiikan laitos.
- Tomayko, J.E. 2002. Digital Computing. Computer Sciences. Vol. 1: Foundations: Ideas and People. New York: Macmillan Reference. s. 40-43.
- Trafag. 2001. 8891/3 Industrial transmitter.
- Virvalo, T. 1995. Modeling and Design of Pneumatic Position Servo System Realized with Commercial Components. Väitöskirja. Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliikan ja automatiikan laitos. Julkaisuja 171. 197 s.
- Virvalo, T., Mäkinen, E. 2003 Hydrauliikka ja pneumatiikka asemaservon toteutuksessa, osa IV Pneumaattisen asemaservon suunnittelu. Fluid Finland.

Liite A. Järjestelmän komponenttien tiedot

Taulukko 9. Järjestelmän osaluettelo

Komponentti	Valmistaja	Tyyppi	Toiminta-alue	Toiminta-jännite	Ulostulo	Määrä
Paineanturi	Druck	PTX 1400	0 - 10 bar	9 - 28 VDC	4 - 20 mA	2
Paineanturi	Trafag	8891.78	0 - 10 bar	10 - 34 VDC	4 - 20 mA	1
Pulssianturi	Heidenhain	ROD 426.0003 – 10000	10000 pulssia / kierros	5 VDC		1
Suuntaventtiili	Bosch Rexroth	LSO4-SW NO		12 VDC		5
Suuntaventtiili	Bosch Rexroth	LSO4-SW NC		12 VDC		5
Sylinteri	Festo	DNC-63-500-P				1
Vastaventtiili	Bosch Rexroth	QR1 - ASK				16
Äänenvaimennin	Bosch Rexroth	SI1				3

Liite B. Simulointimalleissa käytetyt parametrit

Erilliset kuristusmallit sisältävän simulointimallin parametrit

Paine-DFCU:

Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 1 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	1,456e-8
Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 2 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	1,456e-8
Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 3 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	1,456e-8
Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 4 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	2,912e-8
Kriittinen painesuhde venttiilit 1 – 4 [-]:	0,17
Kuristusten halkaisijat venttiilit 1, 2 ja 4 [mm]:	1,712
Kuristuksen halkaisija venttiilit 3 [mm]	0
Kanavan halkaisija ennen kuristuksia [mm]:	3,9
Kanavan pituus ennen kuristusta [m]:	0.08

Poisto-DFCU:

Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 1 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	1,282e-8
Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 2 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	1,282e-8
Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 3 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	0
Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 4 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	2,912e-8
Kriittinen painesuhde venttiilit 1 – 4 [-]:	0,25
Kuristusten halkaisijat venttiilit 1, 2 ja 4 [mm]:	1,802
Kuristuksen halkaisija venttiilit 3 [mm]	0
Kanavan halkaisija ennen kuristuksia [mm]:	3,9
Kanavan pituus ennen kuristusta [m]:	0.08

Yhdistetyt kuristusmallit sisältävän simulointimallin parametrit

Paine-DFCU:

Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 1 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	3,652e-9
Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 2 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	3,652e-9
Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 3 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	3,652e-9
Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 4 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	3,733e-9
Kriittinen painesuhde venttiilit 1 – 3 [-]:	0,501
Kriittinen painesuhde venttiili 4 [-]:	0,521

Poisto-DFCU:

Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 1 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	4,071e-9
Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 2 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	4,071e-9
Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 3 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	0
Tilavuusvirta-paine kerroin venttiili 4 [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$]:	4,116e-9
Kriittinen painesuhde venttiilit 1 – 3 [-]:	0,492
Kriittinen painesuhde venttiili 4 [-]:	0,521

Kaikille simulointimalleille yhteiset parametrit

Venttiilin viive [s]:	0,013
Tehollinen hitauskuorma [kg]:	71,5
Liukupinnan kaltevuus [°]:	25
Sylinterin halkaisija [m]:	0,063
Sylinterin männänvarren halkaisija [m]:	0,02
Sylinterin maksimi-iskunpituus [m]:	0,5
Sylinterin kuollut tilavuus A- ja B-kammio [m^3]:	5,0e-5
Sylinterin seinämän lämmönsiirtymiskerroin [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]:	1,6
Polytrooppivakio [-]:	1,3
Staattinen kitka [N]:	13,17
Liikekitka [N]:	10,98
Viskoosikitka [Ns/m]:	193,2
Minimikitkan nopeus [m/s]:	0,01
Sylinterin tiivisteen maksimitaipuma [m]:	5,0e-4
Sylinterin tiivisteen jousivakio [N/m]:	2,635e4
Sylinterin tiivisteen vaimennuskertoin [Ns/m]:	2,743e3
Venttiilin ja sylinterin välisten putkien sisähalkaisijat [m]:	0,01
Putken pituus venttiili → A-kammio [m]:	1,568
Putken pituus venttiili → B-kammio [m]:	1,248