

Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu
Konetekniikan osasto
Konstruktiotekniikan laitos

Reaaliaikainen virtuaalihydrauliikka osana todellista konejärjestelmää

Diplomityön aihe on hyväksytty konetekniikan osaston osastoneuvostossa 5.12.2002.

Työn tarkastajana on toiminut professori Heikki Handroos

Lappeenrannassa 22.4.2002

Tero Eskola
Kiertokatu 2 F 32
53850 Lappeenranta
+358 50 0150003

TIIVISTELMÄ

Tekijä: Tero Eskola

Nimi: Reaaliaikainen virtuaalihydrauliikka osana todellista konejärjestelmää

Osasto: Konetekniikan osasto

Paikka: Lappeenranta

Vuosi: 2002

Diplomityö. Lappeenrannan teknillinen korkeakoulu.

62 sivua, 35 kuvaa

Tarkastaja: Professori Heikki Handroos

Hakusanat: virtuaalihydrauliikka, puoliempiirinen mallinnus, reaaliaikasimulointi

Diplomityössä tutkittiin hydrauliikan reaaliaikasimulointia ja sen mahdollisuuksia tuotekehityksen apuvälineenä. Työssä käytettiin dSPACE:n reaaliaikasimulointiin valmistamia laitteita ja ohjelmia. Työssä luotiin Matlab/Simulink –ympäristöön tyypillisimmistä hydrauliikkakomponenttien puoliempiirisistä malleista koostuva komponenttikirjasto, joista kootut hydrauliikkapiirien mallit voitiin kääntää reaaliaikaympäristöön.

Työn tavoitteena oli kehittää menetelmä, jonka avulla voidaan nopeuttaa ja helpottaa hydraulismekaanisten konejärjestelmien suunnittelua ja tuotekehitystä. Kehitetyt menetelmät perustuvat todellisen konejärjestelmän osaksi kytketyn reaaliaikaisen virtuaalihydrauliikan avulla laskettuun uuteen ohjaussignaaliin, jonka avulla voidaan todellisella hydrauliikalla kuvata virtuaalisen hydrauliikan vaikutukset todelliseen järjestelmään. Näin ollen muutokset voidaan siis tehdä virtuaaliseen hydrauliikkaan ja niiden vaikutukset nähdä todellisen järjestelmän käyttäytymisessä.

ABSTRACT

Author: Tero Eskola

Title: **Real-time virtual hydraulics as a part of physical machine construction**

Department: Mechanical Engineering

Place: Lappeenranta

Year: 2002

Master's thesis. Lappeenranta University of Technology

62 sheets, 35 figures

Supervisor: Professor Heikki Handroos

Keywords: virtual hydraulics, semi-empirical modeling, real-time simulation

Real-time simulation of hydraulics and the possibilities for using it in product development has been researched in this work. The used real-time simulator consist of hardware and software made by dSPACE. The semi-empirical models of some most commonly used hydraulic components were built in Matlab/Simulink –environment, where they can be used for building circuit models and then compiled into real-time code.

The aim of the work was to develop a method which can be used as a tool for designing and developing hydraulically driven machine systems. The main idea of developed method is to calculate the inputs into real hydraulics by means of a real-time simulated virtual hydraulics such that it behaves and drives the mechanical system as the virtual hydraulics would do. Thus the variations can be made in the simulation model and their effects then be studied in the real construction.

ALKUSANAT

Diplomityö on tehty Lappeenrannan teknillisen korkeakoulun konetekniikan osastolla ja se liittyi ProVE-projektiin, jonka tavoitteena oli simulointiavusteisten tuotekehitysmenetelmien tehostaminen. Työn tarkastajana on toiminut professori Heikki Handroos, jota haluan kiittää saamastani tuesta ja kiinnostuksesta työtäni kohtaan. Kiitokset myös professori Asko Rouviselle saamistani neuvoista.

Avovaimoani Eveliinaa ja poikaani Akia haluan kiittää niistä iloisista hetkistä, jotka antoivat lisäpuhtia arkeeni. Lisäksi haluan kiittää omaisiani, ystäviäni ja kaikkia, jotka avustivat minua työni valmistuksessa.

Lappeenrannassa 22.4.2002

Tero Eskola

KÄYTETYT MERKINNÄT

\cdot	ensimmäinen aikaderivaatta
$\ddot{}$	toinen aikaderivaatta
A	pinta-ala
B	puristuskerroin
B_c	kammion puristuskerroin
B_e	tehollinen puristuskerroin
B_h	letkun puristuskerroin
B_{hc}	letkun puristuskertoimen kerroinvakio
B_o	öljyn puristuskerroin
c	vaimennusvakio
C_D	vakiokerroin
C_{Dyna}	puoliempiirinen parametri
C_V	puoliempiirinen tilavuusvirtavakio
C_{VV}	puoliempiirinen vuotovirtausvakio
C_1, C_2, C_3, C_4	puoliempiirinen parametri
d	kammion sisähalkaisija
D	karan halkaisija
E	materiaalin kimmokerroin
f_{-45°	-45° vaihesiirron rajataajuus
F	voima
F_d	päädyn vaimennusvoima
F_f, F_j	virtausvoima
F_o	jousen esikiristysvoima
F_p	painevoima
F_{rm}	reduoidun massan hitausvoima
F_s	päädyn jousivoima
F_S	synterivoima

F_t	päädyn törmäysvoima
F_μ	kitkavoima
g	maan vetovoimakiikthyvyys
h	nestepinnan korkeus
k	jousivakio
K	painerajoitusventtiilin kuristusta kuvaava muuttuja
k_c	virtauskerroin
k_p	puoliempiirinen parametri
m_r	redusoitu massa
m	massa
n	pyörimisnopeus
p	paine
P	teho
P_{ref}	referenssipaine
$P_{Coulombi}$	Coulombista kitkaa kuvaava polynomi
$P_{Viskoosi}$	viskoosikitkaa kuvaava polynomi
Q	tilavuusvirta
Q_{leak}	vuotovirtaus
$step$	jouheutusfunktio
t	kammion seinämän paksuus
T_o	öljyn liike-energia
U	karan aseman takaisinkytkentäsignaali
U_{in}	ohjaussignaali
v	nopeus
V	tilavuus
x	karan siirtymä
y	sylinterin isku
α	virtauskulma
Δ	muutos
$\xi(\dot{x})$	kerroinfunktio

η	dynaaminen viskositeetti
η_h	sylinterin hyötysuhde
η_{tot}	kokonaishyötysuhde
ρ	tiheys
τ	leikkausjännitys
τ_t	venttiilin aikavakio

SISÄLLYSLUETTELO

1	JOHDANTO	3
1.1	TYÖN LÄHTÖKOHTA.....	3
1.2	TYÖN TAVOITTEET	4
1.3	TYÖN RAJAUS.....	4
2	MEKATRONISEN KONEJÄRJESTELMÄN SIMULOINTI	5
2.1	YLEISTÄ	5
2.2	EI-REAALIAIKAINEN SIMULOINTI.....	6
2.3	REAALIAIKAINEN SIMULOINTI.....	6
3	HYDRAULIIKAN MALLINNUS	9
3.1	HYDRAULIIKAN MALLINNUSPERIAATE	9
3.1.1	Nesteen ominaisuuksia.....	9
3.1.1.1	Viskositeetti	9
3.1.1.2	Puristuskerroin	11
3.1.2	Virtauksen jatkuvuusyhtälö.....	15
3.2	KOMPONENTTIMALLIT	17
3.2.1	Komponenttien mallinnusmenetelmistä.....	18
3.2.1.1	Analyttinen malli.....	18
3.2.1.2	Empiirinen malli	18
3.2.1.3	Puoliempiirinen malli.....	19
3.2.2	Paineenrajoitusventtiili.....	19
3.2.3	Proportionaalinen 4/3-suunta-venttiili.....	21
3.2.4	Hydraulisylinteri	23
3.2.5	Hydraulipumppu	24
4	TUTKITTAVAN HYDRAULIJÄRJESTELMÄN MALLINNUS JA VERIFIOINTI	27
4.1	PIIRIN RAKENNE	27
4.2	PIIRIN MALLINNUS	28
4.2.1	Paineenrajoitusventtiili.....	28

4.2.2	Proportionaalinen 4/3-suuntaventtiili.....	30
4.2.3	Säätötilavuuspumppu	31
4.2.4	Tilavuusmalli	32
4.2.5	Hydraulisylinteri	33
4.2.6	Nostettavan massan malli.....	38
4.3	KOMPONENTTIKIRJASTO	38
4.4	PIIRIMALLIN VERIFIOINTI	40
4.4.1	Piirimallin kokoaminen.....	40
4.4.2	Axo-malli	41
4.4.3	Verifioinnin tulokset ja niiden tarkastelu.....	42
5	VIRTUAALIHYDRAULIIKKA OSANA FYYSISTÄ KONEJÄRJESTELMÄÄ.....	45
5.1	PERUSAJATUS.....	45
5.2	REAALIAIKAJÄRJESTELMÄ	45
5.3	SAAVUTETTAVAT EDUT.....	47
5.4	VAATIMUKSET TODELLISELLE HYDRAULIICALLE.....	47
5.5	KÄYTETYT LAITTEET SEKÄ OHJELMISTOT	48
5.6	OHJAUSSIGNAALIN RATKAISU	50
5.6.1	Muunnosfunktio	50
5.6.2	Tilavuusvirtaservo.....	52
6	TULOKSET JA NIIDEN TARKASTELU.....	54
6.1	TULOSTEN TARKKUUS JA MENETELMIEN KÄYTÖN RAJOITTEET	55
6.2	PARAMETRIEN MÄÄRITTÄMINEN SEKÄ VAADITTAVAT LAITTEISTOT	56
6.2.1	Muunnosfunktio	56
6.2.2	Tilavuusvirtaservo.....	56
7	JOHTOPÄÄTÖKSET	58
8	LÄHDELUETTELO	61

1 JOHDANTO

Markkinoiden alati kasvavat vaatimukset tuotekehitysaikojen lyhentymisestä, prototyypikustannusten vähentämisyrittäykset, työasemien ja PC:iden suorituskyky/hinta-suhteen paraneminen sekä kaupallisten ohjelmistojen monipuolistuminen ja halpeneminen ovat tehneet dynamiikan simulointiin perustuvasta virtuaaliprototyypinnistä kilpailukykyisen tuotekehityksen apuvälineen. Dynamiikan simuloinnista on kehittymässä FEMin jälkeen seuraava merkittävä tietokoneavusteinen suunnittelumenetelmä koneenrakennuksen alueella. /1 s.11/

Nykyäänä tuotekehityksen apuna käytetään etupäässä ei-reaaliaikaista simulointia sen runsaan ohjelmistotarjonnan vuoksi. Jatkuvan laskentakapasiteetin kasvun ansiosta voidaan yhä monimutkaisempien ja suurempien järjestelmien dynaamista käyttäytymistä tutkia myös reaaliaikasimuloinnin avulla. Etuina reaaliaikasimuloinnissa ovat sen lyhyemmät simulointiajat sekä mahdollisuus liittää käyttäjä osaksi suunnitteluketjua nykyistä aiemmassa vaiheessa. Lisäksi reaaliaikajärjestelmä voidaan kytkeä toimimaan fyysisen konejärjestelmän osana, jolloin on mahdollista selvittää vaihtoehtoisten ratkaisujen vaikutukset koko järjestelmän toimintaan ilman että fyysistä järjestelmää tarvitsee muuttaa.

1.1 Työn lähtökohta

Sähköisesti ohjatun servoventtiilin läpi kulkevan halutun suuruisen tilavuusvirran aikaansaava ohjaussignaali voidaan ratkaista, kun venttiilin tilavuusvirtavakion lisäksi kuristusreunan yli vaikuttava paine-ero tai aikaisemmalla ohjaussignaalilla toteutunut tilavuusvirta tiedetään. Jos vaadittuna tilavuusvirtatietona on jonkun toisen venttiiliin läpi kulkeva tilavuusvirta tietyllä paine-erolla, voidaan tämän toisen venttiilin vaikutus muun konejärjestelmän toimintaan kuvata siihen jo kytketyllä servo-venttiilillä sen ohjaussignaalia muuttamalla.

Itse asiassa tällä jo kytketyllä servoventtiilillä voidaan kuvata vaikka kokonaisen hydraulikkapiirin vaikutus, jos piirin läpi kulkeva tilavuusvirta sen hetkellä paine-erolla saadaan laskettua. Tässä työssä laskenta toteutetaan todelliseen konejärjestelmään kytketyn reaaliaikaisen virtuaalihydrauliikan avulla.

1.2 Työn tavoitteet

Työ tehtiin osana ProVE-projektia, jonka tavoitteena oli simulointiavusteisten tuotekehitysmenetelmien tehostaminen. Työn tavoitteena oli tutkia reaaliaikaisen virtuaalihydrauliikan mahdollisuuksia tuotekehityksen apuvälineenä.

Työssä tutkittiin hydrauliikan reaaliaikasimulointia sekä kehitettiin reaaliaikaiseen simulointiin hydraulikkapiirimallien luontia helpottava komponenttimallikirjasto. Lisäksi työssä tutustuttiin reaaliaikasimulaattorin käyttöön sekä kehitettiin kaksi menetelmää, joiden avulla voidaan konejärjestelmän osana olevalla servoventtiilillä kuvata virtuaalisen hydrauliikan vaikutus kyseisen järjestelmän käyttäytymiseen. Menetelmien avulla voidaan nopeuttaa hydraulismekaanisten koneiden suunnittelu- ja tuotekehitysprosesseja.

1.3 Työn rajaus

Työssä kehitetyn mallikirjaston komponenttivalikoima rajattiin yleisimpiin hydraulikkakomponentteihin. Esimerkkijärjestelmässä esiintyvien komponenttien lisäksi kirjastoon luotiin mallin verifiointiin käytetty sylinterikomponentti, jonka avulla on mahdollista liittää reaaliaikainen hydraulikka toimimaan yhdessä reaaliaikaisen mekaniikan kanssa.

Servoventtiileillä kuvattava virtuaalihydraulikka rajattiin esimerkkipiirin yhden kuristusreunan kuvaamiseen. Piirimallilta saatavien tulosten perusteella ratkaistavan ohjaussignaalin laskentaan kehitettiin kaksi tapaa: muunnosfunktio ja tilavuusvirtaservo.

2 MEKATRONISEN KONEJÄRJESTELMÄN SIMULOINTI

Dynamiikan simulointiin perustuvia tuotekehitystekniikoita on jo pitkään käytetty avaruus-, ase-, auto-, ja lentokone-teollisuuden tuotekehityksessä. Menetelmän käyttökelpoisuuden muilla teollisuuden aloilla on mahdollistanut ohjelmistomarkkinoiden selkeytyminen sekä käyttökelpoisten lisämoduulien saatavuus.

/2 s. 5/

2.1 Yleistä

Markkinoiden konejärjestelmille asettamien vaatimusten kasvu ja yritysten välinen kiristynyt kilpailu lisäävät tuotekehityksen merkitystä. Metalliteollisuuden kilpailukyvyn kannalta ratkaisevaa on tuotekehitykseen kuluva aika. Nopeuttamalla tuotekehitysprosessia nykyaikaisilla tuotekehitykseen tarkoitetuilla laitteilla ja ohjelmistoilla voidaan yrityksen kilpailukykyä huomattavasti parantaa. /3 s. 3/

Tuotekehitysprosessissa perinteistä tietokoneavusteista suunnittelua (CAD) täydentämään on noussut tietokoneavusteinen analyysi (CAA). Tähän kuuluvan virtuaaliprototyypoinnin avulla pystytään simuloimaan tuotteen käyttäytymistä ja muokkaamaan sitä haluttuun suuntaan. Perinteisesti tuotteen testaus on suoritettu prototyypisarjoilla, joilla testaaminen on vienyt aikaa ja aiheuttanut huomattavia kustannuksia. Tietokoneavusteisen analyysin alueella virtuaaliprototyypoinnista onkin kehittynyt FEMin (Finite Element Method) jälkeen merkittävä tuotesuunnittelumenetelmä konejärjestelmien tuotekehitysprosessissa. /3 s.17/

Virtuaaliprototyypointi on tietokoneavusteinen suunnittelumenetelmä, jossa mallinnetaan koneen mekatroninen järjestelmä, simuloidaan ja visualisoidaan sen käyttäytymistä kolmiulotteisena todellisissa olosuhteissa sekä optimoidaan ominaisuudet ilman fyysistä prototyyppiä. Dynamiikan simuloinnissa systeemi kuvataan fysiikan lakeihin perustuvilla matemaattisilla yhtälöillä ja ratkaistaan toiminta ajan funktiona. Siten saadaan selville järjestelmän osien ja komponenttien siirtymät,

nopeudet, kiihtyvyydet ja kuormitustiedot dynaamisessa tilanteessa. Simuloinnilla voidaan varmistua järjestelmän kinematiikan ja dynamiikan toimivuudesta. Virtuaaliprototyypoinnilla saavutetut hyödyt ovat niin kustannuksiin kuin tuotteen laatuunkin liittyviä. Virtuaaliprototyypointi lyhentää suunnittelun läpäisyäikää ja fyysisten prototyyppien tarve vähenee. Toisaalta se auttaa ymmärtämään koneen käyttäytymistä paremmin, mahdollistaa erikoisten olosuhteiden ja parametriherkkyyden tutkimista. Lisähyötynä eri alojen suunnittelijat voivat kokeilla helposti tekemiensä muutosten vaikutuksia. /1 s.3 /

2.2 Ei-reaaliaikainen simulointi

Tutkittavaa konejärjestelmää kuvaavan, matemaattisista yhtälöistä koostuvan, simulointimallin luonti niin sanotulle puhtaalle pöydälle on työlästä ja vaativaa. Työn helpottamiseksi ja mallinnukseen kuluvan ajan säästämiseksi on kehitetty useita kaupallisia simulointiohjelmia, joista mainittakoon ADAMS ja DADS. Hyvien mallinnusominaisuuksien ja luotettavien tulosten ansiosta nämä MBS (Multi-Body Systems) –simulointiohjelmistot ovat nykyään yleensä kiinteä osa mekatronisten konejärjestelmien tuotekehitysprosessia.

Edellä mainitut mallinnustyökalut eivät kuitenkaan sovellu tällä hetkellä reaaliaikaisimulointiin, koska niiden prosessoimat tulokset perustuvat jatkuva-aikaiseen ratkaisuun, jolloin mallin muuttajat voivat saada uuden arvon äärettömän usein. Integraattori ratkaisee mallissa esiintyvät yhtälöt muuttamalla aika-askelta, jolloin simulointiin kuluva aika voi olla pidempi tai lyhempi kuin tapahtumaan kuluva aika reaali maailmassa. Yleensä ohjelmistojen ratkaisijat lyhentävät käyttämäänsä aika-askelen pituutta mallissa tapahtuvien muutosten kasvaessa. /3 s. 6/

2.3 Reaaliaikainen simulointi

Reaaliaikaisimuloinnissa ratkaisu perustuu vakiomittaiseen eli diskreettiin aika-askeleeseen. Tällöin simulointiaika on epäjatkua, jolloin muuttajat voivat saada uuden arvon vain tietyllä ajanhetkellä. Näin simulointiaika vastaa tarkasti reaali maailman aikaa. /3 s. 6/

Reaaliaikasimulaattorilla käyttäjä saadaan liitettyä tuotekehitysprosessiin aikaisessa vaiheessa, sillä koneiden laskentatehon ja ohjelmistojen kehittymisen myötä nykyisin pystytään simuloimaan kokonaiset konejärjestelmät reaaliaikaisesti. Kun käyttäjä antaa simuloinnin aikana syötteitä mallille, saa hän välittömästi eli reaaliaikaisesti visuaalisen vasteen simulointimallista. Tämän lisäksi voidaan reaaliaikajärjestelmän osaksi rakentaa simuloitavan järjestelmän toimintaa kuvaava liikealusta, jolloin käyttäjä saadaan tuntemaan myös esimerkiksi ohjaamansa koneen kiihtyvyydet.

Perinteisestä simuloinnista reaaliaikasimulointi eroaa siten, että käyttäjä on osana konejärjestelmää näkemiensä ja tuntemiensa vasteiden avulla. Perinteisessä simuloinnissahan käyttäjä antaa ennen simuloinnin suoritusta haluamansa rampin tai muun ajo-ohjeen, mutta ei voi simuloinnin aikana vaikuttaa tapahtumiin. Reaaliaikasimuloinnin käyttö tulee yleistymään lähitulevaisuudessa, kun ohjelmistovalmistajat pystyvät tarjoamaan reaaliaikasimuloinnin mahdollisuutta ohjelmistoihinsa.

Reaaliaikaisuudelle on olemassa useita toisistaan poikkeavia ristiriitaisia määritelmiä. Lähteessä /4 s. 8/ määritellään reaaliaikaisuus seuraavasti: Järjestelmää voidaan kutsua reaaliaikaiseksi järjestelmäksi, jos tietokonejärjestelmä reagoi sisäänmenodataan nopeasti, prosessoi sen ja tekee prosessoinnin lopputuloksen edellyttämät toiminnot lyhyen aikavälin sisällä. Lyhyt aikaväli on suhteellinen käsite, mutta monissa konejärjestelmissä sen täytyy olla kuitenkin pienempi kuin 1 ms, jotta reaaliaikaisuus säilyisi. Nyrkkisääntönä voidaan sanoa, että laskenta on kyettävä suorittamaan vähintään kymmenen kertaa suuremmalla taajuudella kuin mikä on tutkittavan järjestelmän suurin merkitsevä taajuus.

Reaaliaikajärjestelmän toiminnan virheettömyys ei riipu ainoastaan laskennan loogisesta oikeellisuudesta, vaan myös ajasta, jossa tulos tuotetaan. Jos ajoitus ehtoja ei saavuteta, tapahtuu järjestelmävirhe. Reaaliaikaisuuden saavuttamiseen ja suunnitteluun liittyy kolme tärkeää ongelmaa: rinnakkaisuus, epädeterminen käyttäytyminen ja prosessin dynamiikka. /5 s. 10/

Rinnakkaisuudesta puhuttaessa järjestelmään voi tulla samanaikaisesti useita eri syötteitä, jotka täytyy käsitellä viiveettä. Epädeterministisyydellä tarkoitetaan kyvyttömyyttä ennustaa varmuudella tulevien tapahtumien ajankohtia ja niiden tilanteen mukaan vaihtelevaa kuormaa, josta järjestelmän on selvitävä. Siksi järjestelmää suunniteltaessa on varauduttava normaalikuormituksen lisäksi huippukuormiin. /3 s. 6/

3 HYDRAULIIKAN MALLINNUS

3.1 Hydrauliiikan mallinnusperiaate

Hydrauliikkapiirien mallinnuksessa käytetään yleisesti keskittyneiden paineiden teoriaa. Teoriaa voidaan soveltaa hydrauliikkapiireihin, joissa akustisten paineaaltojen merkitys on vähäinen. Tyypillisen konejärjestelmän putkilinjat ovat lyhyitä, jolloin akustisilla paineaalloilla ei ole käytännön merkitystä.

Keskittyneiden paineiden teoriassa mallinnettava hydrauliikkapiiri pilkotaan tilavuuksiin, joissa paine oletetaan tasan jakautuneeksi. Tilavuuksille muodostetaan differentiaaliyhtälöt, joiden avulla ratkaistaan suoraan tai välillisesti paine kullakin ajanhetkellä. Eri tilavuuksien välillä ajatellaan olevan kuristimia, joiden kautta tilavuusvirta voi liikkua tilavuudesta toiseen. Kuristimien läpi kulkevat tilavuusvirrat saadaan laskettua ratkaistujen paineiden avulla. /2 s. 68/

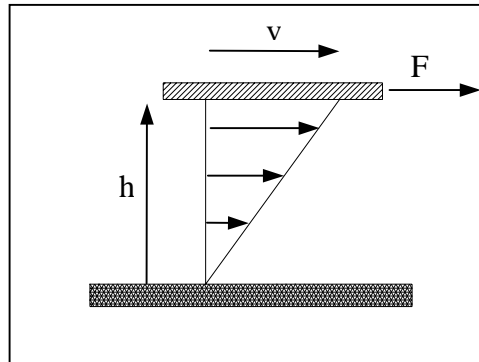
3.1.1 Nesteen ominaisuuksia

Hydrauliiikan mallinnuksen kannalta olennaisimmat nesteen ominaisuudet ovat viskositeetti ja puristuskerroin. Nesteen viskositeetilla on merkitystä laminaarisissa virtauksissa. Puristuskerroin vaikuttaa hydrauliiikan joustoon ja siten koko systeemin dynaamiseen käyttäytymiseen /2 s.60/.

3.1.1.1 Viskositeetti

Kun nesteen virtauksessa esiintyy nopeuseroja syntyy, nesteessä sisäistä kitkaa. Nopeuseroja syntyy nesteen virratessa kiinteiden kappaleiden ohi, jolloin osa nestepartikkeleista kiinnittyy kappaleen pintaan. Näin lähinnä kappaletta olevan nestekerroksen nopeus on sama kuin kappaleen nopeus. Muiden nestekerrosten nopeusjakauma määräytyy sisäisen kitkan mukaan.

Kuvassa 3.1 on esitetty levy, jota liikutellaan nestepatsaan päällä nopeudella v . Levyn (nesteeseen kosketuksissa oleva) pinta-ala on A ja nestepatsaan korkeus on h .



Kuva 3.1 Nesteen viskositeetin aiheuttama vastus.

Nestekerrosten välillä vaikuttava nesteen sisäinen kitka synnyttää leikkausvoimia, jolloin levyn liikuttamiseen tarvittava voima:

$$F = A\eta\frac{v}{h} \quad (3.1)$$

jossa η on nesteen dynaaminen viskositeetti, joka kuvaa nesteen kitkaominaisuuksia. Leikkausvoiman ansiosta nestekerrokseen syntyy kuvan kaksi mukainen nopeusjakauma, jossa lähimpänä levyä olevan nestekerroksen nopeus on v kun taas kiinteää pintaa lähimpänä olevan nestekerroksen nopeus on nolla. Nesteen leikkausjännitys voidaan lausua muodossa:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (3.2)$$

Sijoittamalla yhtälö 3.2 yhtälöön 3.1 saadaan:

$$\tau = \eta\frac{v}{h} \quad (3.3)$$

Yhtälöä 3.3 kutsutaan Newtonin laiksi ja sitä noudattavia nesteitä kutsutaan newtonilaisiksi nesteiksi. Kaikki hydraulinesteet ovat newtonilaisia nesteitä ja niille on ominaista se, että pienikin leikkausvoima synnyttää virtausta.

Käytännön laskentatehtävissä käytetään dynaamisen viskositeetin sijasta kinemaattista viskositeettiä, joka saadaan jakamalla dynaaminen viskositeetti nesteen tiheydellä:

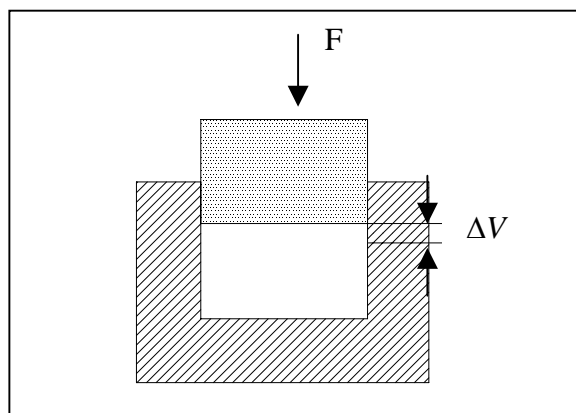
$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3.4)$$

Kinemaattiseen viskositeettiin vaikuttaa nesteen ominaisuuksien lisäksi lämpötila ja paine. Viskositeetin voimakas riippuvuus lämpötilasta voi aiheuttaa käytännön laitteissa vaikeasti hallittavia virtausongelmia.

3.1.1.2 Puristuskerroin

Hydrauliikassa käytettävä väliaine, öljy, on kokoonpuristuvaa. Kokoonpuristuva öljy käyttäytyy sylinterin tai moottorin yhteydessä kuten mekaaninen jousi, jonka ominaisuudet voivat oleellisesti vaikuttaa järjestelmän dynaamisiin ominaisuuksiin.

Tarkastellaan kuvan 3.2 mukaista yksikön suuruista hydraulista tilavuutta, joka on äärettömän jäykässä astiassa.



Kuva 3.2 Yksikön suuruinen tilavuus.

Tilavuutta puristetaan voimalla, joka aiheuttaa $-\Delta V$ suuruisen tilavuuden muutoksen hydraulinesteessä. Tilavuuden muutos kasvattaa nesteen painetta Δp verran. Paineenmuutoksen suhde tilavuudenmuutokseen on nimeltään puristuskerroin. Yleiselle V suuruiselle tilavuudelle puristuskerroin määritellään yhtälöllä:

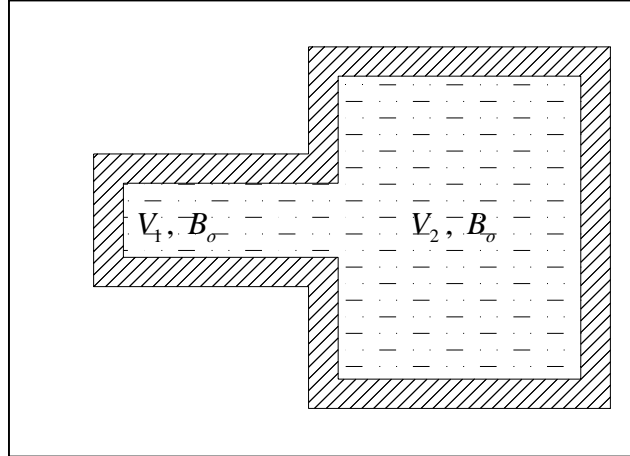
$$B = -\frac{\Delta p}{\Delta V / V} = -\frac{V \Delta p}{\Delta V} \quad (3.5)$$

Puristuskerroin on analoginen suure rakenteiden mekaniikassa käytetylle kimmomodulille. Nesteen puristuskertoimeen vaikuttavat nesteen laatu, paine sekä lämpötila. Käytännön mallinnustyössä nesteen puristuskerroin oletetaan usein paineesta ja lämpötilasta riippumattomaksi. Tyypillinen nesteen puristuskertoimen arvo on 1500 MPa.

Todellisuudessa kammion seinät eivät ole koskaan äärettömän jäykkiä. Toisaalta nesteeseen on saattanut liueta pieni määrä ilmaa, jonka joustavuus on noin 1000-kertainen suhteessa hydraulinesteen joustavuuteen. Näin hydrauliiikan joustokäyttäytymiseen vaikuttaa nesteen puristuvuuden lisäksi kammioiden jousto sekä nesteeseen liunneen ilman jousto.

Eri komponenttien yhteisvaikutusta kutsutaan teholliseksi puristuskertoimeksi B_e . Tehollista puristuskerrointa laskettaessa tulee huomioida kaikki ne kammiot, joiden välillä neste pääsee vapaasti virtaamaan ilman painehäviöitä. Tyypillisesti tehollinen puristuskerroin lasketaan kammio-, putki- ja letkutilavuuksista.

Kuvassa 3.3 on esitetty säiliö, joka muodostuu kahdesta tilavuudesta.



Kuva 3.3 Kahdesta tilavuudesta muodostuva säiliö.

Kuvan 3.3 tapauksessa molemmat tilavuudet sisältävät öljyä, jonka puristuskerroin on B_o . Nesteen kokonaistilavuus voidaan määrittellä yhtälöllä:

$$V = V_1 + V_2 = V_{c1} + V_{c2} \quad (3.6)$$

jossa V_{c1} ja V_{c2} ovat kammioiden tilavuuksia. Kun kokonaistilavuuteen synnytetään tilavuudenmuutos dV_t saadaan yhtälö 3.6 muotoon:

$$\Delta V_t = -\Delta V_1 - \Delta V_2 + \Delta V_{c1} + \Delta V_{c2} \quad (3.7)$$

Yhtälöstä 3.7 huomataan, että öljy puristuu kasaan samalla kun kammiot laajenevat. Huomioimalla nyt yhtälö 3.5 voidaan tilavuudenmuutokset lausua seuraavasti:

$$\Delta V_t = \frac{V_t \Delta p}{B_e} \quad (3.8)$$

$$-\Delta V_1 = \frac{V_1 \Delta p}{B_o} \quad (3.9)$$

$$-\Delta V_2 = \frac{V_2 \Delta p}{B_o} \quad (3.10)$$

$$\Delta V_{c1} = \frac{V_{c1} \Delta p}{B_{c1}} \quad (3.11)$$

$$\Delta V_{c2} = \frac{V_{c2} \Delta p}{B_{c2}} \quad (3.12)$$

missä B_{c1} ja B_{c2} kuvaavat kammioiden joustoa. Metallisten kammioiden tapauksessa jousto saadaan ”kattilakaavojen” avulla ja ne voidaan lausua muodossa:

$$B_{ci} \cong \frac{tE}{d} \quad (3.13)$$

missä t on kammion seinämän paksuus, d kammion halkaisija ja E kammiomateriaalin kimmokerroin. Sijoittamalla yhtälöt 3.8...3.12 yhtälöön 3.7 saadaan:

$$\frac{V_t \Delta p}{B_e} = \frac{V_1 \Delta p}{B_o} + \frac{V_2 \Delta p}{B_o} + \frac{V_{c1} \Delta p}{B_{c1}} + \frac{V_{c2} \Delta p}{B_{c2}} \quad (3.14)$$

eli

$$\frac{1}{B_e} = \frac{V_1}{V_t B_o} + \frac{V_2}{V_t B_o} + \frac{V_{c1}}{V_t B_{c1}} + \frac{V_{c2}}{V_t B_{c2}} \quad (3.15)$$

Huomioimalla, että $V_t = V_1 + V_2$, $V_1 \cong V_{c1}$ ja $V_2 \cong V_{c2}$ saadaan yhtälö muotoon:

$$\frac{1}{B_e} = \frac{1}{B_o} + \frac{V_1}{V_t B_{c1}} + \frac{V_2}{V_t B_{c2}} \quad (3.16)$$

Yhtälön avulla saadaan siis laskettua kahdesta eri kammioista muodostuvan tilavuuden tehollinen puristuskerroin. Mikäli öljyyn on liuennut ilmaa tilavuuden V_i verran saadaan ilman vaikutus teholliseen puristuskertoimeen huomioitua lisäämällä termi

$\frac{V_i}{V_t B_i}$ yhtälöön 3.16:

$$\frac{1}{B_e} = \frac{1}{B_o} + \frac{V_1}{V_t B_{c1}} + \frac{V_2}{V_t B_{c2}} + \frac{V_i}{V_t B_i} \quad (3.17)$$

Käytännössä merkittävimmin teholliseen puristuskertoimeen vaikuttavat nesteeseen liuennut ilma ja letkuista muodostuvat säiliöt. Tutkijoilla ei ole täysin yhtenäistä käsitystä letkujen puristuskertoimesta. Yksi tapa letkun puristuskertoimen laskentaan on seuraava:

$$B_h = B_{hc} \sqrt{p} \quad (3.18)$$

jossa p on tilavuudessa vaikuttava paine ja B_{hc} on vakio, jonka yksikkö on \sqrt{Pa} . Eräs käytetty arvo vakiolle B_{hc} on 100 000.

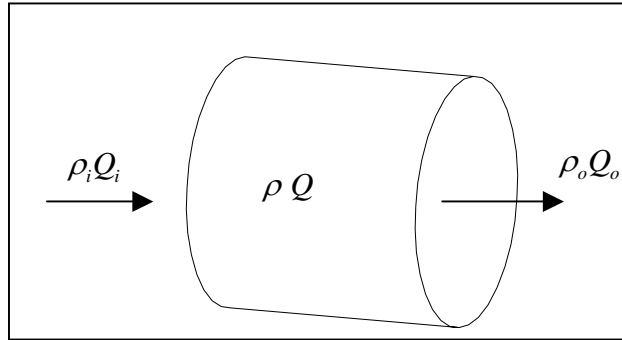
3.1.2 Virtauksen jatkuvuusyhtälö

Hydraulipiirin eri osissa vallitsevia paineita voidaan laskea virtauksen jatkuvuusyhtälön avulla. Jatkuvuusyhtälön muodostamista varten tarkastellaan kuvan 3.4 nestetilavuutta. Tilavuuteen menee sisälle massavirta \dot{m}_i , joka voidaan kirjoittaa muodossa:

$$\dot{m}_i = \rho_i Q_i \quad (3.19)$$

missä ρ_i on sisään menevän nesteen tiheys ja Q_i sisään menevä tilavuusvirta. Tutkittavasta tilavuudesta tulee pois massavirta \dot{m}_o , joka voidaan kirjoittaa yhtälöä 3.19 mukailleen:

$$\dot{m}_o = \rho_o Q_o \quad (3.20)$$



Kuva 3.4 Yleistetty tilavuus.

Tutkittavan tilavuuden massa voidaan lausua muodossa:

$$m = \rho V \quad (3.21)$$

missä V on tutkittava tilavuus. Tilavuuden massa voi muuttua ainoastaan mikäli sisään ja ulos menevät massavirrat eivät ole yhtä suuria. Eli:

$$\frac{d}{dt} m = \dot{m}_i - \dot{m}_o \quad (3.22)$$

Sijoittamalla yhtälöt 3.19...3.21 yhtälöön 3.22 saadaan:

$$\frac{d}{dt} (\rho V) = \rho_i Q_i - \rho_o Q_o \quad (3.23)$$

Suorittamalla yhtälön 3.23 vasemmalla puolella oleva derivointi saadaan:

$$\frac{d\rho}{dt} V + \frac{dV}{dt} \rho = \rho_i Q_i - \rho_o Q_o \quad (3.24)$$

Olettamalla, että sisään ja ulos menevän nesteen tiheys on sama ja suuruudeltaan ρ saadaan yhtälö 3.24 muotoon:

$$\frac{d\rho}{dt} \frac{V}{\rho} + \frac{dV}{dt} = Q_i - Q_o \quad (3.25)$$

Sijoittamalla yhteys $\frac{dV}{V} = -\frac{d\rho}{\rho}$ puristuskertoimen yhtälöön $B_e = -V \frac{d\rho}{dV}$ saadaan:

$$d\rho = \frac{dp \cdot \rho}{B_e} \quad (3.26)$$

missä B_e on siis tutkittavan tilavuuden tehollinen puristuskerroin. Sijoittamalla yhtälö 3.26 yhtälöön 3.25 saadaan:

$$\frac{dp}{dt} \frac{V}{B_e} + \frac{dV}{dt} = Q_i - Q_o \quad (3.27)$$

Muotoilemalla yhtälöä 3.27 vielä niin, että ainoastaan paineen aikaderivaatta on yhtälön vasemmalla puolella saadaan:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{B_e}{V} \left(Q_i - Q_o - \frac{dV}{dt} \right) \quad (3.28)$$

missä tilavuuden muutostermi, $\frac{dV}{dt}$, tarkoittaa sylinterin männän liikettä. Tulokseksi saatiin näin ensimmäisen kertaluvun differentiaaliyhtälö tuntemattoman paineen suhteen. Yhtälöä kutsutaan virtauksen jatkuvuusyhtälöksi.

3.2 Komponenttimallit

Hydraulipiiri koostuu komponenteista ja niitä yhdistävistä tilavuuksista. Komponentin toiminta vaikuttaa tilavuuden ominaisuuksiin, jotka taas vaikuttavat seuraavan komponentin toimintaan. Esimerkiksi suuntaventtiilin avaaminen mahdollistaa öljyn virtauksen letkusta muodostuvaan tilavuuteen, jolloin tilavuuden paine pyrkii nousemaan. Nouseva paine taas kasvattaa letkun toisessa päässä olevassa sylinterissä vaikuttavaa voimaa, joka pyrkii liikuttamaan siihen kytkettyä mekaniikkaa. Mekaniikan kuormitus puolestaan vaikuttaa sylinterin ja letkun paineeseen, jolla on taas merkitystä suuntaventtiilin toimintaan. Kaikki piirin osat ovat siis vuorovaikutuksessa toistensa kanssa.

3.2.1 Komponenttien mallinnusmenetelmistä

Kaikkien tietokoneella suoritettavien suunnittelu- ja tutkimustöiden perustana on työn kohdetta kuvaava matemaattinen esitys eli matemaattinen malli. Sen avulla voidaan simuloida fysikaalisen järjestelmän tai komponentin toimintaa. Matemaattinen malli on kuitenkin hyvin laaja käsite, koska suurimmalle osalle fysikaalisista järjestelmistä voidaan muodostaa jonkin asteen ja jonkin muotoinen matemaattinen esitys /6 s. 31/.

Hydrauliikkakomponentteja, kuten muitakin fysikaalisia prosesseja, voidaan mallintaa useilla eri tavoilla. Mallintamismenetelmät voidaan jaotella useilla tavoilla, joskaan mitään yksiselitteistä jaottelutapaa ei ole olemassa. Eräs jaotteluperiaate perustuu mallin riippuvuuteen kokeellisesta tiedosta. Tällöin on havaittavissa kolme eri tyyppiä: analyyttinen malli, empiirinen malli sekä puoliempiirinen malli /6 s. 32/.

3.2.1.1 Analyyttinen malli

Analyyttinen malli saadaan jakamalla kukin komponentti peruselementteihin ja kuvaamalla kunkin elementin ominaisuudet sekä elementtien väliset kytkennät. Yleensä analyyttisissä malleissa olevat yhtälöt kuvaavat hydraulinesteen virtausta, hydraulinesteen kokoonpuristuvuutta sekä komponenttien mekaanisten osien toimintaa. Mallien parametrit määritetään fysiikan lakien mukaan tai kokeellisesti. Analyyttiselle mallille on ominaista, että sen parametrit ovat joko fyysisesti mitattavissa tai ne ovat yleisesti tunnettuja fysiikan vakiota.

3.2.1.2 Empiirinen malli

Empiirinen eli kokeellinen malli on kehitetty käyttäen ns. ”black-box” – lähestymistapaa, jossa otetaan huomioon vain järjestelmän tulo- ja lähtösuureet. Mallin muoto määräytyy kokeellisen tiedon mukaan, jota sillä pyritään toistamaan. Empiirisen mallin tarkkuus riippuu siitä, miten tarkasti mittaukset on tehty ja miten tarkasti mittaustieto kyetään toistamaan. Empiirisen mallin käyttöä rajoittaa se, että mallin muodostamiseksi joudutaan usein rakentamaan kokeellinen järjestelmä sekä

suorittamaan useita mittauksia eri toimintapisteissä ja –tilanteissa. Empiirisen mallin parametreilla ei ole fyysistä vastinetta.

3.2.1.3 Puoliempiirinen malli

Puoliempiirinen malli on yhdistelmä kahdesta edellisestä mallityypistä. Puoliempiirinen malli perustuu fysiikan lakeihin, kuten analyyttinen mallikin, mutta osa parametreista on määritelty testaamalla mallinnettavaa järjestelmää tai sen komponentteja. Malli muodostetaan yleensä analyyttisestä mallista muokkaamalla se sellaiseen muotoon, joka on mahdollisimman käytännöllinen parametrien identifioimiseksi. Puoliempiiristä mallia käytettäessä joudutaan tekemään vähemmän yksinkertaistuksia kuin analyyttisen mallin tapauksessa. Lisäksi analyyttisen mallin käyttökelpoisuutta rajoittaa joidenkin mallin parametrien mahdollinen muuttuminen toimintapisteen muuttuessa. On mahdollista, että nämä riippuvuudet eivät noudata mitään teoreettista säännönmukaisuutta. Puoliempiirissä mallissa riippuvuutta voidaan approksimoida jollain numeerisella menetelmällä, mikäli mittaustietoa on olemassa.

Hydrauliikkakomponenttien mallinnustavaksi valittiin puoliempiirinen mallinnustapa, koska sen parametrien määrittäminen on käyttäjälle helpointa. Yleensä miltei kaikki parametrit voidaan nähdä komponenttien valmistajien luetteloista, jolloin vältytään erillisiltä mittauksilta. Lisää aiheesta liitteessä /6 s. 46/.

3.2.2 Paineenrajoitusventtiili

Paineenrajoitusventtiilin toiminta perustuu virtaustien sulkevan jousivoiman voittamiseen. Tyypillisesti paineenrajoitusventtiili on kytketty tankkilinjaan, jolloin venttiilin yli vaikuttava paine-ero on likimäärin sama kuin p_1 . Kuvassa 3.6 esitetyn venttiilin voimayhtälö voidaan esittää muodossa: /7 s. 8/:

$$m\ddot{x} + kx = F_p - F_f + F_j - F_0 \quad (3.29)$$

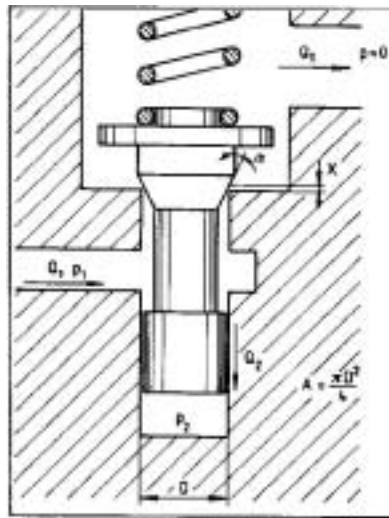
missä

$$F_p = p_2 A - p_1 \pi D x \sin \alpha \cos \alpha \quad (3.30)$$

$$F_f = 2C_d \pi D x p_1 \sin \alpha \cos \alpha \quad (3.31)$$

$$F_j = 2C_d \pi D x p_1 \sin \alpha \cos \alpha \quad (3.32)$$

$$F_o = kx_0 \quad (3.33)$$



Kuva 3.6 Paineenrajoitusventtiilin periaatekuva /7 s. 9/.

Venttiilin läpi kulkeva tilavuusvirta voidaan lausua muodossa:

$$Q_1 = C_d \pi D x \sin \alpha \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} = K \sqrt{p_1} \quad (3.34)$$

Laminaarinen virtaus vaimentimeen voidaan esittää seuraavasti:

$$Q_2 = k_c (p_1 - p_2) = A \dot{x} \quad (3.35)$$

Yhtälöt 3.29...3.34 voidaan kirjoittaa uudelleen puoliempiirisessä muodossa:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{K} + 2C_3C_4\dot{K} + (C_1 + C_2p_1)C_3^2K &= C_3^2(p_1 - p_{ref}) \\ Q_1 &= K\sqrt{p_1} \end{aligned} \right\} \quad (3.36)$$

missä

$$C_1 = \frac{k}{AC_d\pi D \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho}}} \quad (3.37)$$

$$C_2 = \frac{\cos \alpha}{AC_d \sqrt{\frac{2}{\rho}}} \quad (3.38)$$

$$C_3 = \sqrt{\frac{AC_d\pi D \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{m}} \quad (3.39)$$

$$C_4 = \frac{A^2}{2k_c m C_3} \quad (3.40)$$

3.2.3 Proportionaalinen 4/3-suuntaventtiili

Venttiilin karan asemaa ohjaa asematakaisinkytketty proportionaalimagneetti, jonka tuottama voima on yleensä niin suuri etteivät paine-, kitka- ja virtausvoimat vaikuta karan liikkeisiin. Takaisinkytketyn proportionaalimagneetin toiminta on yleensä kohtuullisen ideaalista, jolloin karan asema seuraa ohjaussignaalia tietyllä viiveellä. Tällöin karan aseman takaisinkytkentäsignaali U voidaan mallintaa ensimmäisen kertaluvun differentiaaliyhtälöllä seuraavasti /2 s. 76/:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{U_{in} - U}{\tau_i} \quad (3.41)$$

Tietyn venttiilin aikavakio saadaan valmistajan ilmoittamasta Bode-diagrammista. Yleensä mallinnuksessa käytettävä rajataajuus valitaan -45° vaihesiirron kohdalta, jolloin aikavakio on muotoa:

$$\tau_t = \frac{1}{2\pi f_{-45^\circ}} \quad (3.42)$$

Proportionaalisuuntaventtiili koostuu mallinnusmielessä useista säädettävistä kuristimista, jotka kukin voidaan mallintaa erikseen. Pienillä paine-eroilla virtaus kuristimen yli ajatellaan laminaariseksi (paine-ero < 1 bar), kun taas suuremmilla paine-eroilla virtaus on turbulenttista. Käytännössä laminaarinen virtaus voidaan jättää pois, jolloin virtaus yhden kuristimen yli voidaan lausua muodossa:

$$Q = C_v U \sqrt{\Delta p} \quad (3.43)$$

Kun tiedetään venttiilin läpi kulkeva tilavuusvirta tietyllä ohjausjännitteen ja paine-eron arvoilla voidaan puoliempiirinen tilavuusvirtavakio C_v ratkaista yhtälöstä 3.43. Vuodottomaksi oletetun 4/3-suuntaventtiilin läpi kulkevien virtausten kuvaamiseen tarvittavat yhtälöt voidaan lausua muodossa /8 s. 188/, /2 s.77/:

$U > 0$

$$\begin{aligned} Q_A &= C_v U \sqrt{|p_p - p_A|} \cdot \text{step}(p_p - p_A) \\ Q_B &= -C_v U \sqrt{p_B} \end{aligned} \quad (3.44)$$

$$Q_P = Q_A$$

$$Q_T = -Q_B$$

$U = 0$

$$Q_A = Q_B = Q_P = Q_T = 0 \quad (3.45)$$

$U < 0$

$$\begin{aligned} Q_A &= -C_v U \sqrt{p_A} \\ Q_B &= C_v U \sqrt{|p_P - p_B|} \cdot \text{step}(p_P - p_B) \end{aligned} \quad (3.46)$$

$$Q_P = Q_B$$

$$Q_T = -Q_A$$

3.2.4 Hydraulisyylinteri

Hydraulisyylinteri muuttaa hydraulisen paineen mekaniikkaan vaikuttavaksi voimaksi. Sylinterin tuottama teoreettinen voima saadaan laskettua sylinterin kammioissa vaikuttavien paineiden sekä männän ja männänvarren pinta-alojen avulla. Sylinterin tuottama todellinen voima saadaan teoreettisen ja kitkavoiman erotuksesta ja voidaan lausua muodossa:

$$F_S = A_1 p_1 - A_2 p_2 - \sum F_\mu \quad (3.47)$$

Kitkavoima syntyy tiivistemateriaalin ja metallin välisestä kontaktista ja sillä on merkittävä vaikutus värähtelyn vaimennuksessa. Männän ja sylinterin välinen kitka on viskoosista silloin, kun nämä komponentit liukuvat toistensa suhteen öljykalvon avulla ilman fyysistä kosketusta. Kun fyysinen kosketus tapahtuu, on kitka luonteeltaan Coulombista. Sylinterin todellinen kitkavoima muodostuu näiden kahden kitkan kombinaationa. Kitkavoima on monimutkainen ilmiö ja sen suuruus riippuu männän liikenopeudesta, kammioiden välisestä paine-erosta, männän liikesuunnasta, tiivistetyypistä sekä liike- ja seisonta-ajasta. Kitkavoiman tarkka analyttinen malli on vaikea muodostaa, joten usein käytetty kitkamalli on tavalla tai toisella idealisoitu /2 s.83/

Tyypillisesti kitkavoiman malli muodostetaan kammioiden paine-eron ja liikenopeuden avulla. Eräs kitkavoiman approksimaatio on:

$$F_\mu = \xi(\dot{x}) \cdot (A_1 \cdot p_1 - A_2 \cdot p_2) \cdot (1 - \eta_h) \quad (3.48)$$

jossa η_h on sylinterin hyötysuhde. Funktio $\xi(\dot{x})$ on riippuvainen nopeudesta ja se voidaan muodostaa eri sylintereistä tehtyjen mittausten keskiarvona. Yksinkertaisimmillaan funktio $\xi(\dot{x})$ oletetaan suoraan nopeudesta riippuvaksi. Pienillä nopeuksilla kitkavoiman kulmakerroin on negatiivinen, jolloin sylinterin liikkeessä voi esiintyä ”Stick-slip” –ilmiö. Tällöin tiivisteiden kyky absorboida energiaa pienenee ja tuloksena saattaa olla nykivää liikettä.

Venttiilin ja sylinterin yhdistävässä putkessa tai letkussa olevan öljyn liike-energian vaikutus sylinterin dynamiikkaan voidaan huomioida niin sanotun redusoidun massan avulla. Liikkeelle päästään virtaavan öljyn liike-energian lausekkeesta /9 s. 39/:

$$T_{OA} = \frac{1}{2} m_{OA} v_{OA}^2 \quad (3.49)$$

missä m_{OA} on A-puolen putkessa olevan öljyn massa ja v_{OA} sen nopeus. Öljyn nopeudelle voidaan lisäksi kirjoittaa:

$$v_{OA} = \frac{A_A}{A_p} \dot{y} \quad (3.50)$$

missä A_p on putken poikkipinta-ala, A_A sylinterin A-puolen pinta-ala ja \dot{y} sylinterin nopeus. B-puoli lasketaan vastaavalla tavalla. Yhdistämällä A- ja B-puolen tulokset saadaan öljyn kineettisestä energiasta redusoidulle massalle yhtälö:

$$m_r = m_{OA} \left(\frac{A_A}{A_p} \right)^2 + m_{OB} \left(\frac{A_B}{A_p} \right)^2 \quad (3.51)$$

3.2.5 Hydraulipumppu

Hydraulipumput muuttavat mekaanisen tehon öljynpaineeksi ja tilavuusvirraksi. Pumput voidaan jakaa toimintaperiaatteen mukaisesti vakio- ja säätötilavuuspumppuihin. Teollisuussovellutuksissa pumpun käyttömootorina toimii tyypillisesti sähkömoottori, jonka pyörimisnopeus on vakio. Vakiotilavuuspumpun tuottama tilavuusvirta saadaan suoraan tehon lausekkeesta /2 s. 84/:

$$P = Q_p \cdot p_p \quad (3.52)$$

Tehon yhtälössä tulee huomioida pumpun mekaaniset ja hydrauliset häviöt, joiden yhteisvaikutusta kutsutaan kokonaishyötysuhteeksi η_{tot} . Toisaalta tilavuusvirta ei voi olla suurempi kuin pumpun maksimituotto Q_{max} , joka saadaan kierrostilavuuden V_p ja moottorin pyörimisnopeuden n avulla

$$Q_{max} = n \cdot V_p \quad (3.53)$$

Näin vakio-tilavuuspumpun tuottama tilavuusvirta voidaan mallintaa yhtälöllä:

$$Q_p = \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{max} \cdot \eta_{tot}}{P_p} \\ Q_{max} \end{array} \right. \quad (3.54)$$

jossa P_{max} on moottorin tuottama maksimiteho ja p_p pumpun asetuspaine.

Säätötilavuuspumpulla voidaan tilavuusvirtaa muuttaa käyttömoottorin kierrosnopeuden pysyessä vakiona. Tyypillisesti tilavuusvirran säätö toteutetaan portaattomalla säätöelimellä, jonka aikavakio vaihtelee toteutustavasta riippuen 0.1...1 sekunnin välillä.

Säätötilavuuspumppu voidaan varustaa esimerkiksi vakiopaine-, vakiovirta- tai kuormantuntevalla säätimellä. Yksinkertaisimmillaan vakiopainesäädetyt säätötilavuuspumpun tuottama tilavuusvirta voidaan mallintaa ensimmäisen kertaluvun differentiaaliyhtälöllä. Tällöin oletetaan pumpun tuottaman tilavuusvirran olevan lineaarinen funktio asetuspaineen p_{ref} ja säädettävänä olevan paineen välisestä erotuksesta. Lisäksi pumpun ominaiskäyrä oletetaan lineaariseksi, jolloin pumpun hyötysuhde oletetaan paineesta riippumattomaksi.. Painesäädetylle pumpulle tilavuusvirta saadaan yhtälöstä:

$$\dot{Q} = \frac{k_p (p_{ref} - p_p) - Q_p}{\tau_t} \quad (3.55)$$

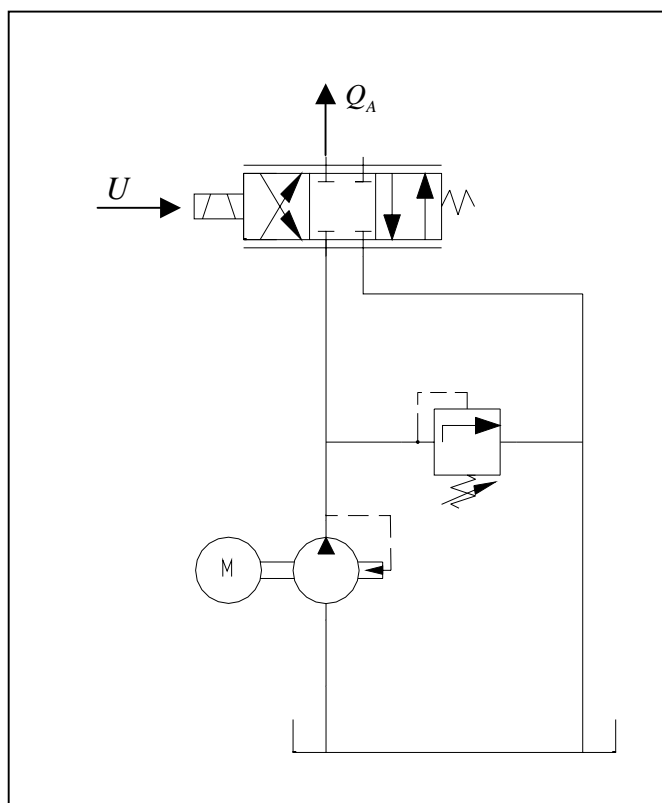
jossa k_p on puoliempiirinen parametri, joka saadaan pumpun staattisia ominaisuuksia kuvaavasta ominaiskäyrästä.

4 TUTKITTAVAN HYDRAULIJÄRJESTELMÄN MALLINNUS JA VERIFIOINTI

Jotta hydraulikkamalli voitaisiin kytkeä toimiaan osana fyysistä konejärjestelmää, on simulointi kyettävä toteuttamaan reaaliaikaisena. Työssä käytettiin mallien luontiin Matlab/Simulink –ympäristöä, koska siihen saatavien lisäohjelmistojen avulla oli mahdollista kääntää malli automaattisesti käytettävän reaaliaikaympäristön vaatimalle C-kielelle.

4.1 Piirin rakenne

Tutkittavaksi hydraulijärjestelmäksi valittiin yksinkertainen ja yleisesti käytetty hydraulipiiri, joka on esitetty kuvassa 4.1. Piiri koostuu suuntaventtiilistä, pumpusta, paineenrajoitusventtiilistä sekä niitä yhdistävistä putkista ja letkuista.



Kuva 4.1 Esimerkkijärjestelmän piirikaavio

Kuvan 4.1 hydraulipiirissä pumppu tuottaa tilavuusvirtaa toimilaitteita yhdistävään, letkuista ja putkista muodostuvaan tilavuuteen. Tilavuudesta se pääsee virtaamaan joko paineenrajoitusventtiilin kautta tankkiin tai käyttäjän ohjaaman suuntaventtiilin kautta seuraavaan tilavuuteen.

Tässä työssä tämän suuntaventtiilimallin eli niin sanotun virtuaalisen suuntaventtiilin kautta kulkevan öljyn voidaan katsoa virtaavan fyysiseen järjestelmään. Työssä pyritään nimittäin myöhemmin toteuttamaan todellisella servoventtiilillä tältä virtuaaliselta suuntaventtiililtä saatava tilavuusvirta Q_A . Aiheeseen palataan tarkemmin luvussa viisi.

4.2 Piirin mallinnus

Kuvassa 4.1 esitetyn hydraulipiirin mallia varten luotiin siihen kuuluvista komponenteista erillismallit, joista tutkittavan piirin kokonaismalli voitiin myöhemmin muodostaa. Edellä mainittujen komponenttimallien lisäksi luotiin myös sylinterimalli, jonka avulla virtuaalinen hydraulikka voidaan kytkeä toimimaan yhdessä virtuaalisen mekaniikan kanssa. Sylinterikomponentin toimivuuden varmistamiseksi se sisällytettiin massannostomallin kanssa erillismalleista kootun järjestelmämallin verifioinnissa käytettyyn piiriin.

4.2.1 Paineenrajoitusventtiili

Olettamalla yhtälöryhmän 3.36 karan hitaustermi \ddot{K} nolaksi voidaan paineenrajoitusventtiilin läpikulkevalle tilavuusvirralle kirjoittaa:

$$Q_1 = K\sqrt{p_1} \quad (4.1)$$

jossa:

$$K = \int_0^T \dot{K} = \int_0^T \frac{p_1 - p_{ref} - (C_1 + C_2 \cdot p_1)K}{C_{Dyna}} dt \quad (4.2)$$

Puoliempiiriset parametrit C_1 ja C_2 kuvaavat venttiilin toimintaa jatkuvuustilassa. Jatkuvuustilassa venttiilin läpi kulkeva tilavuusvirta saadaan yhtälöiden 4.1 ja 4.2 avulla asettamalla \dot{K} termi nollassi:

$$Q_1 = \frac{p_1 - p_{ref}}{\frac{C_1}{\sqrt{p_1}} + C_2 \sqrt{p_1}} \quad (4.3)$$

Parametrit C_1 ja C_2 saadaan ratkaistua valitsemalla mitatulta paine-tilavuusvirtakäyrältä kaksi pistettä, joiden avulla muodostetaan kahden yhtälön yhtälöryhmä yhtälön 4.3 avulla.

Yhtälössä 4.2 esiintyvä termi C_{Dyna} kuvaa venttiilin dynaamista käyttäytymistä. Sen määrittämiseksi tulee mallinnettaville venttiileille tehdä dynaamisia vastemittauksia. Eri paineenrajoitusventtiileillä C_{Dyna} parametrin arvot liikkuvat välillä $1.2 \cdot 10^{11} \dots 2.4 \cdot 10^{11}$. Tässä työssä on käytetty hyvänä arvauksena arvoa $1.8 \cdot 10^{11}$.

Paineenrajoitusventtiilin mallissa sisääntulona on paine p_1 ja ulostulona tilavuusvirta Q_1 . Mallin käytettävyyden parantamiseksi parametrit C_1 ja C_2 ratkaistaan käyttäjältä kysyttävien, valmistajan luettelosta löytyvien, mittaustietojen perusteella. Painerajoitusventtiilin valikkoikkuna on esitetty kuvassa 4.2.



Kuva 4.2 Paineenrajoitusventtiilimallin valikkoikkuna.

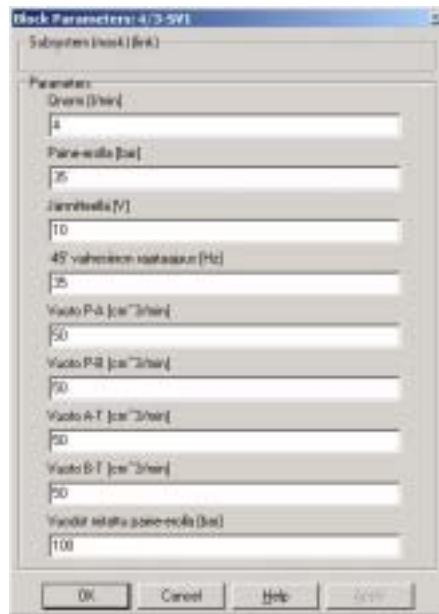
4.2.2 Proportionaalinen 4/3-suuntaventtiili

Suuntaventtiilin malli muodostettiin yhtälöiden 3.41 – 3.46 perusteella. Jolloin saatiin jokaiselle kuristusreunalle sen ylivaikuttavasta paine-erosta sekä venttiilille annetusta ohjaussignaalista ja sen reagoitimiiveestä riippuvat yhtälöt. Tämän lisäksi venttiili mallissa pyrittiin huomioimaan todellisessakin suuntaventtiilissä esiintyvien porttien välisten vuotovirtausten vaikutus venttiilin toimintaan. 4/3-suuntaventtiilin tapauksessa kuhunkin edellä mainittuun tilavuusvirran yhtälöön vaikuttaa kaksi vuotovirtausta:

$$Q_{leak} = C_{vv1} \sqrt{|\Delta p_1|} \cdot step(\Delta p_1) + C_{vv2} \sqrt{|\Delta p_2|} \cdot step(\Delta p_2) \quad (4.4)$$

Jokaista kuristusreunaa kohden laadittiin oma vuotovirtausyhtälö, jonka avulla saadaan laskettua yhtälöistä 3.44 – 3.46 todelliset tilavuusvirrat. Ottamalla huomioon venttiilimallin yhtälöiden laadinnassa valitut virtausten positiiviset suunnat saadaan vuotovirtauksen vaikutus oikeaksi. Esimerkiksi P-A –kuristusreunan vuotovirtaus vaikuttaa A-portin tilavuusvirtaan Q_A positiivisesti kun taas T-A –kuristusreunan vuoto vaikuttaa Q_A :han negatiivisesti. Vuotovirtauksen merkitys pienenee karan liikkeen funktiona. Vuodon arvioitiin olevan merkityksetön kun kara on auennut kymmenen prosenttia täydestä avauksestaan.

Suuntaventtiilin mallissa sisääntuloina ovat syöttöpaine p_S , A-portin paine p_A , B-portin paine p_B sekä ohjaussignaali U_{in} . Mallin ulostuloina ovat tilavuusvirrat Q_A , Q_B ja Q_S . Myös suuntaventtiilin malliin tehtiin käyttöä helpottava valikkoikkuna. Sen avulla käyttäjältä kysytään valmistajan luetteloista löytyviä tietoja, joiden avulla saadaan tarvittavat puoliempiiriset parametrit määritettyä. Valikkoikkuna on esitetty kuvassa 4.3.



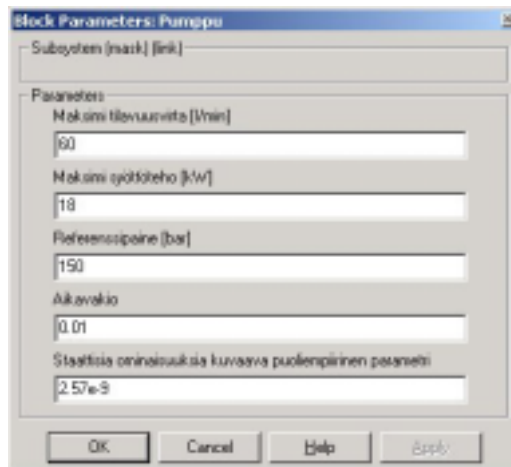
Kuva 4.3 Suuntaventtiilimallin valikkoikkuna.

4.2.3 Säätilavuuspumppu

Tässä työssä käytettiin painesäädettyä säätilavuuspumppua, jonka tuottama tilavuusvirta saadaan ratkaistua yhtälöistä:

$$Q_p = \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_{\max} \cdot \eta_{tot}}{p_p} \\ Q_{\max} \\ \int_0^T \frac{k_p (p_{ref} - p_p) - Q_p}{\tau_t} dt \end{array} \right. \quad (4.5)$$

Pumppumallin sisääntulona on paine p_p ja ulostulona tilavuusvirta Q_p . Myös pumpun malliin tehtiin käyttöä helpottava valikkoikkuna. Sen avulla käyttäjältä kysytään valmistajan luetteloista löytyviä tietoja. Valikkoikkuna on esitetty kuvassa 4.4.



Kuva 4.4 Pumppumallin valikkoikkuna.

4.2.4 Tilavuusmalli

Hydrauliikkapiirien tilavuudet muodostuvat yleensä putkista ja letkuista. Niinpä oli loogista tehdä tilavuutta kuvaava malli, joka laskee tehollisen puristuskertoimen sekä kokonaistilavuuden käyttäjän antamien letkuja ja putkia koskevien geometria- ja materiaalitietojen perusteella. Puristuskertoimien laskentaan käytettiin yhtälöitä 3.13 ja 3.18.

Sijoittamalla saadut puristuskertoimet sekä lasketut tilavuudet yhtälöön 3.16 saadaan koko tilavuuden tehollinen puristuskerroin ratkaistua. Sijoittamalla se lasketun kokonaistilavuuden kanssa edelleen yhtälöön 3.28 saadaan integroimalla ratkaistua tilavuudessa vallitseva paine.

Tilavuusmallin sisääntuloina ovat siihen tulevat ja siitä lähtevät tilavuusvirrat. Ulostulona on tilavuudessa vaikuttavat paine. Kuvassa 4.5 on esitetty tilavuuskomponentin valikkoikkuna, jonka avulla käyttäjältä kysytään tarvittavat tiedot.



Kuva 4.5 Tilavuusmallin valikkoikkuna.

4.2.5 Hydraulisyylinteri

Vaikkei kuvan 4.1 hydraulipiirissä esiinnykään kaksitoimista hydraulisyylinteriä tehtiin siitä komponenttimalli, koska se mahdollistaa virtuaalihydrauliikan toiminnan mekaniikkamallin kanssa. Luotua sylinterimallia käytettiin osana komponenttikohtaisista erillismalleista koottua verifiointipiiriä.

Huomioimalla sylinterin päätyyn ajo –tilanteessa muodostuvat törmäysvoimat sekä sylinterin ja venttiilin välisessä letkussa virtaavan öljyn kineettisen energian vaikutus sylinterin käyttäytymiseen voidaan yhtälö 3.47 kirjoittaa muotoon:

$$F_s = A_1 \cdot p_1 - A_2 \cdot p_2 - \sum F_\mu - F_{rm} + F_t \quad (4.6)$$

missä $\sum F_\mu$ on kitkavoimien summa

F_{rm} on redusoidun massan hitausvoima

F_t on päädyn törmäysvoima

Sylinterin mallia muodostettaessa havaittiin että todellisessa rakenteessa sylinteriin kiinnitettävät letkut oli laskennallisista syistä parasta liittää mallinnusvaiheessa kiinteäksi osaksi sylinterimallia. Näin sylinterimalliin sisääntuloiksi muodostuivat sen kammioihin tulevat tilavuusvirrat sekä sylinterin männän asematieto. Ulostulotietona sylinteristä saadaan sen tuottama voima sekä sen kammioissa vaikuttavat paineet.

Sylinterin kammioissa vaikuttavien paineiden laskenta perustuu yhtälöön (3.28), jossa tilavuuden muutos saadaan männän pinta-alan ja sen nopeuden tulosta. Tällöin A-kammion paineen yhtälö voidaan esittää muodossa:

$$p_A = \int_0^T \frac{B_{eA}}{A_{mA} \cdot y + V_{hA}} (Q_A - Q_{leak_S} - A_{mA} \cdot \dot{y}) dt \quad (4.7)$$

missä Q_{leak_S} on männän ohi kulkeva vuotovirtaus. Sylinterikomponentissa sen on oletettu olevan riippuvainen ainoastaan kammioiden välisestä paine-erosta. Yksinkertaistettu vuotovirtaus voidaan esittää tällöin muodossa:

$$Q_{leak_S} = C_{vV} \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (4.8)$$

Yleensä sylintereissä esiintyvien vuotovirtausten merkitys on vähäistä ja siksi komponenttimalleista kootun hydrauliiikkapiirin verifioinnissakin käytettiin puoliempiiriselle sylinterin vuotovirtausvakiolle, C_{vV} :lle, arvoa nolla.

Sylinterikomponenttiin kitkavoima on mallinnettu yhtälön 3.48 mukaisesti, jossa funktio $\xi(\dot{x})$ on muodostettu kahdesta polynomista. Toinen polynomeista kuvaa Coulombisen ja viskoosin kitkan siirtymäaluetta ja toinen viskoosista kitkaa. Teoriassa Coulombisen kitkan arvo pienenee kohti nollaa ja viskoosikitkan arvo kasvaa nolasta kohti maksimi arvoaan männän nopeuden kasvaessa.

Näiden käyrien leikkauskohta on numeerisen laskennan kannalta ongelmallinen vakioaskelpituista integraattoria käytettäessä. Tämän vuoksi kitkoja kuvaavat

polynomit kehitettiin siten, että ne ovat yhdensuuntaisia kohtauspisteessään, jolloin laskentaa hankaloittavaa epäjatkuvuuskohtaa ei esiinny.

Tarkoitusta varten luotiin kaksi polynomia, jotka saavat tietyt arvot tietyissä pisteissä. Ensimmäiselle polynomille: $x_1 = 0$, $y_1 = 1$, $x_2 = 0.1$ ja $y_2 = 0.2$. Lisäksi polynomien derivaatan arvo on nolla edellä mainituissa pisteissä. Tarvittavan polynomien kuvaajan muodosta voidaan päätellä sen yhtälön olevan muotoa:

$$P_{Coulombi} = a_3x^3 + a_2x^2 + a_1x + a_0 \quad (4.9)$$

Neljästä vaatimuksesta saadaan neljä yhtälöä, joilla polynomien kertoimet a_n saadaan ratkaistua. Matriisimuodossa ongelma voidaan kiteyttää seuraavaan muotoon:

$$\begin{bmatrix} x_1^3 & x_1^2 & x_1 & 1 \\ 3x_1^2 & 2x_1 & 1 & 0 \\ x_2^3 & x_2^2 & x_2 & 1 \\ 3x_2^2 & 2x_2 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_3 \\ a_2 \\ a_1 \\ a_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_1 \\ \dot{y}_1 \\ y_2 \\ \dot{y}_2 \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

josta saadaan Coulombisen ja viskoosin kitkan siirtymäalueen yhtälöksi:

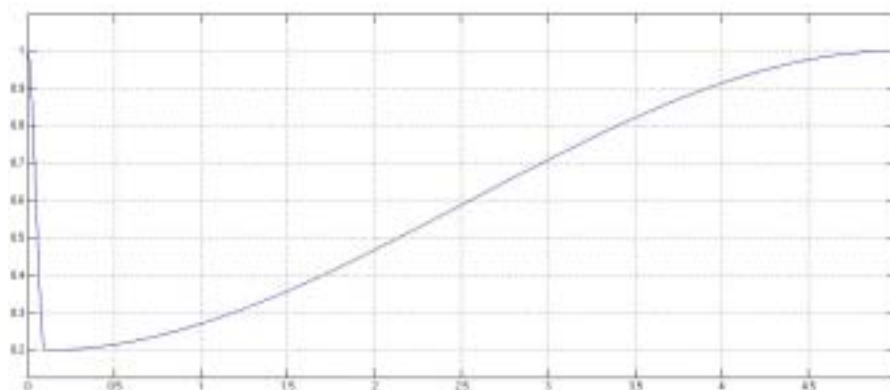
$$P_{Coulombi} = 1600x^3 - 240x^2 + 1, \quad x \in [0,0.1] \quad (4.11)$$

Viskoosikitkan arvioitiin saavuttavansa maksimiarvonsa nopeudella $5 \frac{m}{s}$, josta saadaan toiselle polynomille: $x_3 = 5$ ja $y_3 = 1$. Ratkaisuna saadaan:

$$P_{Viskoosi} = -0.0136x^3 + 0.1040x^2 - 0.0204x + 0.2010 \quad (4.12)$$

Mallissa on kitkakerroinpolynomien jatkuvuus varmistettu siten, että siihen tuleva signaali on aina positiivinen ja kun $x \geq 5 \Rightarrow P_{viskoosi} = 1$.

Nopeudesta riippuva funktio $\xi(\dot{x})$ on esitetty kuvassa 4.6.



Kuva 4.6 Kitkavoiman kerroinfunktio $\xi(\dot{x})$.

Sylinterimalliin integroiduissa letkuissa virtaavan öljyn kineettisen energian vaikutus on huomioitu kertomalla yhtälössä 3.51 esitetty öljyn redusoitu massa männän kiihtyvyydellä:

$$F_m = m_r \cdot \ddot{y} \quad (4.13)$$

Kun mekaniikalta saatava aseman arvo saavuttaa iskun maksimiarvon tai saa arvon nolla on kyseessä sylinterin päätyyn ajo -tilanne. Päätyyn ajossa mäntään alkaa vaikuttamaan voima, joka koostuu jousivoimasta ja vaimennusvoimasta. Jousivoima kasvaa epälineaarisesti nolasta kohti maksimiarvoaan männän aseman funktiona ja vaimennusvoima on suoraan verrannollinen männän nopeuteen. Laskennallisista syistä voimat aktivoidaan lähteessä 10 sivulla 21 määritellyn step-funktion avulla, jolloin niiden vaikutus ajankohta saadaan määrättyä ja samalla vältytään vaimennusvoiman aktivointihetken voimapiikiltä. Törmäysvoimalle voidaan kirjoittaa:

$$F_t = F_s + F_d \quad (4.14)$$

missä

$$F_s = \text{Step}(y, 0, 0, -\Delta y, k) \cdot y^e - \text{Step}(y, y_{\max}, 0, y_{\max} + \Delta y, k) \cdot y^e \quad (4.15)$$

$$F_d = \text{Step}(y, 0, 0, -\Delta y_d, c) \cdot \dot{y} - \text{Step}(y, y_{\max}, 0, y_{\max} + \Delta y_d, c) \cdot \dot{y} \quad (4.16)$$

missä

- F_s on jousivoima
- F_d on vaimennusvoima
- Δy on männän kulkema matka, jonka aikana jousivoima saavuttaa maksimiarvonsa
- Δy_d on männän kulkema matka, jonka aikana vaimennusvoima aktivoidaan
- k on päädyn jousivakio
- c on päädyn vaimennusvakio

Myös sylinterimalliin tehtiin käyttöä helpottava valikkoikkuna, jonka avulla käyttäjältä kysytään tarvittavat tiedot. Valikkoikkuna on esitetty kuvassa 4.7.



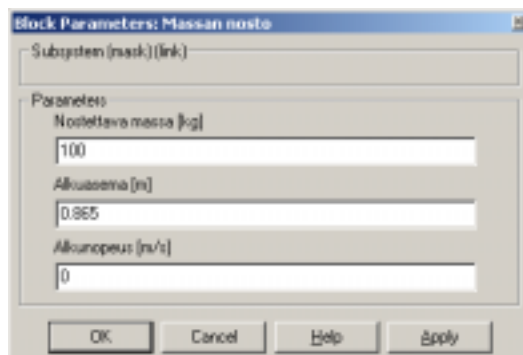
Kuva 4.7 Sylinterimallin valikkoikkuna.

4.2.6 Nostettavan massan malli

Toimiakseen edellä esitelty sylinterimalli tarvitsee männän asematiedon. Tämän määrittämiseksi muodostettiin verifiointia varten yksinkertainen mekaniikkamalli. Malli perustuu Newtonin II:n lain mukaiseen yhtälöön, jossa nostettavaan massaan vaikuttavat nostovoima F sekä maanvetovoima mg . Jakamalla yhtälö puolittain massalla saadaan ratkaisuksi kiihtyvyys, josta kahteen kertaan integroimalla saadaan ratkaistua asema:

$$x = \int_0^T \int_0^T \left(\frac{F}{m} - g \right) dt dt \quad (4.17)$$

Nostettavan massan mallissa sisääntulona on siis nostovoima F ja ulostulona asema x . Kuvassa 4.8 on esitetty nostettava massa -mallin valikkoikkuna, jonka avulla käyttäjältä kysytään tarvittavat tiedot.

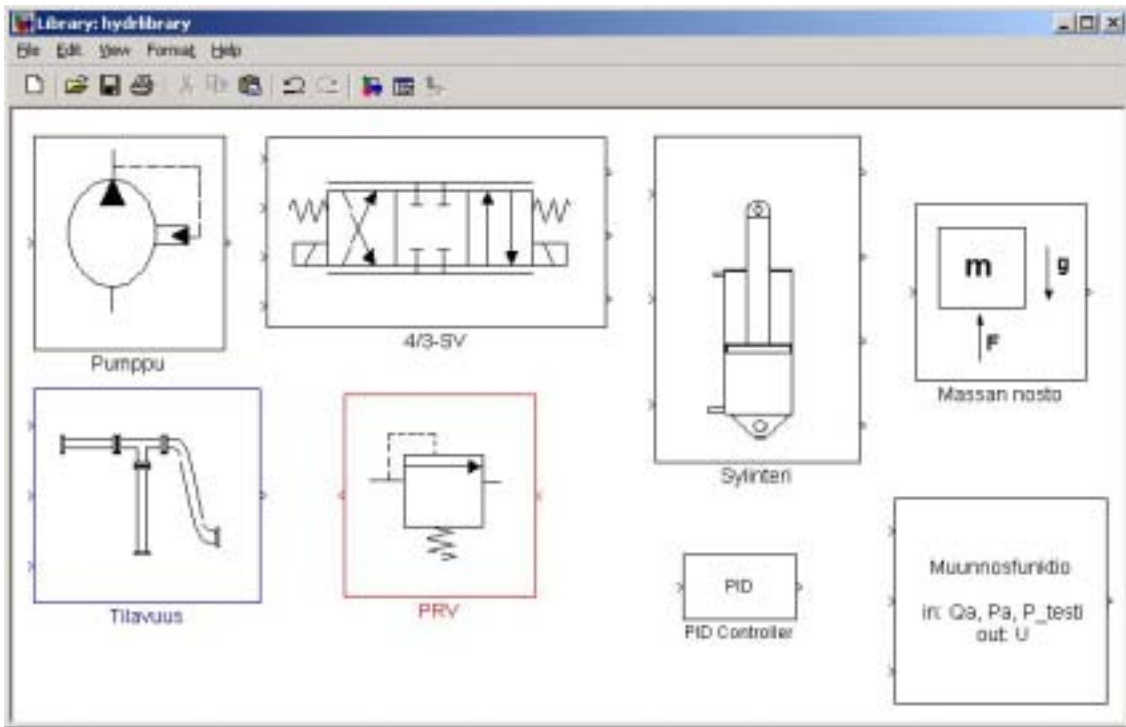


Kuva 4.8 Nostettava massa -mallin valikkoikkuna.

4.3 Komponenttikirjasto

Simulink -ohjelmassa voidaan käyttää mallitiedostojen lisäksi niin sanottuja kirjastotiedostoja. Kirjastotiedostot poikkeavat mallitiedostoista siten, että niissä ei suoriteta laskentaa vaan ainoastaan säilytetään tietoa. Kirjastotiedostojen käytöllä voidaan parantaa tiedon säilyvyyttä sekä helpottaa luotujen komponenttimallien

käyttöä. Kirjastotiedostojen käytöllä voidaan rajata käyttäjän mahdollisuuksia muuttaa tehtyjä komponenttimalleja, jolloin käyttäjän aiheuttaman virheen syntymahdollisuudet pienenevät. Kun edellä esitellyt komponenttikohtaiset erillismallit oli saatu luotua, pyrittiin niitä havainnollistamaan mallin päälle asetetuilla kuvilla, jonka jälkeen ne koottiin samaan kirjasto-tiedostoon. Kirjastotiedoston ulkoasu on esitetty kuvassa 4.9.

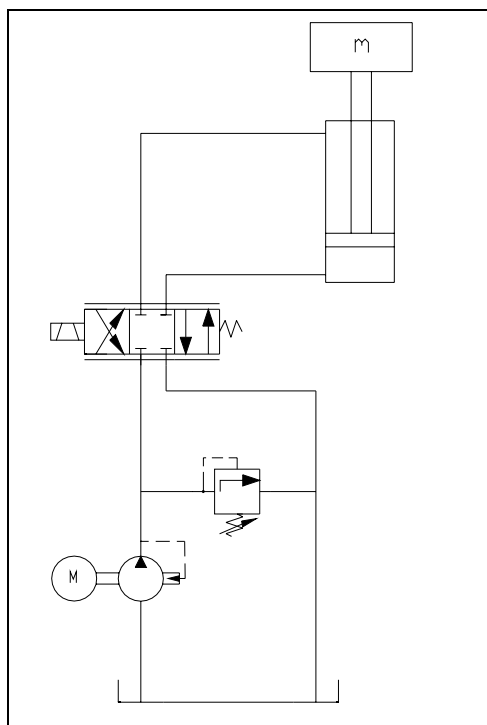


Kuva 4.9 Komponenttikirjasto

Virtuaalisen hydraulikkapiirin kokoaminen tapahtuu kopioimalla komponenttimalleja kirjastosta uuteen Simulink -mallitiedostoon. Kopioinnissa mallitiedoston ja kirjastotiedoston välille syntyy linkki, jonka kautta mallitiedosto käyttää kirjastossa säilytettävää tietoa. Linkin ansiosta jälkikäteen tehtävät muutokset tulevat voimaan automaattisesti kaikissa luoduissa mallitiedostoissa, joissa on käytetty kirjastossa olevia komponenttimalleja. Kirjastoa voidaan käyttää joko suoraan kuvan 4.9 kaltaisesta ikkunasta tai Simulink:n kirjaston selaus -ikkunasta, josta löytyvät myös ohjelman alkuperäiset kirjastokomponentit.

4.4 Piirimallin verifiointi

Luotujen komponenttikohtaisten erillismallien toiminnan oikeellisuuden varmistamiseksi verrattiin niistä kootun piirimallin tuloksia toisen vastaavanlaisen järjestelmän antamiin tuloksiin. Ajan säästämiseksi vertailutulokset otettiin todellisen järjestelmän sijasta toisella ohjelmistolla tehdystä mallista. Esimerkkipiiriksi valittiin yleinen hydraulikkapiiri, jossa 4/3-suuntaventtiilillä ohjataan massaa nostavaa kaksitoimista sylinteriä. Suuntaventtiilille tulevaa, pumpulta saatavaa, syöttöpainetta rajoitetaan paineenrajoitusventtiilillä. Käytetty hydraulipiiri on esitetty kuvassa 4.10.



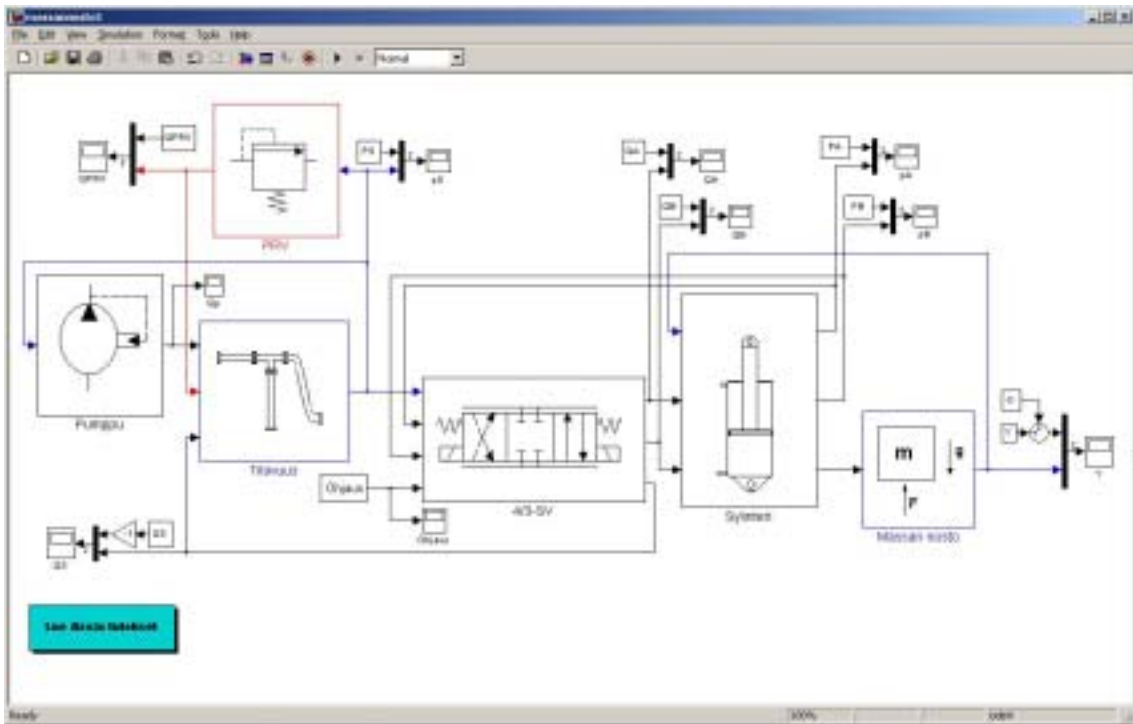
Kuva 4.10 Verifiointiin käytetty hydraulipiiri.

4.4.1 Piirimallin kokoaminen

Mallitiedostoon näkyviin tulevat komponentit liitetään toisiinsa, Simulink:lle tyypilliseen tapaan, tietolinjoin. Perussääntönä liittämässä on, että tilavuuteen tulee positiivisia ja negatiivisia tilavuusvirtoja, jotka aiheuttavat tilavuudessa vaikuttavan hetkellisen paineen. Negatiiviset tilavuusvirrat ovat yleensä takaisinkytkentätietoa

toimilaitteilta. Toimilaitteelle, kuten suuntaventtiilille, taas syöttötietona on paine-ero sen ylitse, joka aikaan saa toimilaitteen kautta kulkevan tilavuusvirran.

Komponenttimallit tarvitsevat laskentaansa varten muuttujan arvoja niihin kytkettävistä komponenttimalleista. Paineenrajoitusventtiilin ulostuloportti on kytketty tankkiin, jonka paine oletetaan nolllaksi. Pumpumalli tarvitsee tiedon tilavuudessa vallitsevasta paineesta, tilavuuskomponentti puolestaan tarvitsee venttiilien kautta poistuvan tilavuusvirtatiedon ja suuntaventtiilin on tiedettävä sylinterin kammioissa vaikuttava paine. Kuvassa 4.11 on esitetty komponenttikirjaston avulla toteutettu piirimalli.



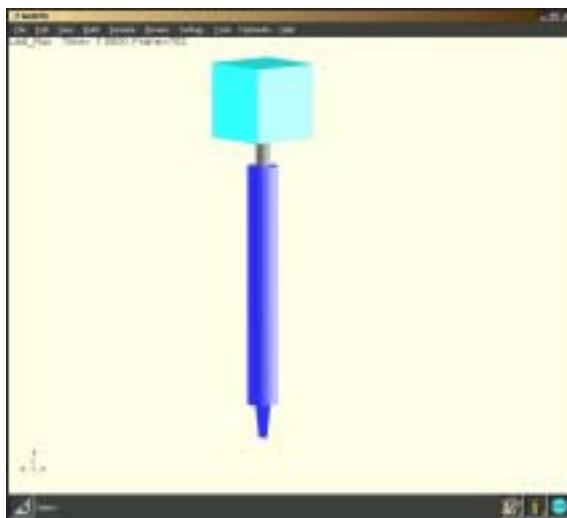
Kuva 4.11 Esimerkkitapauksen kokoonpano.

4.4.2 Axo-malli

Esimerkkitapauksen järjestelmämalli verifioitiin Lappeenrannassa kehitetyn, ADAMS ohjelmistoon täysin integroitavissa olevan, Axo ohjelmiston avulla. Sen tulosten on todettu vastaavan hyvin todellista järjestelmää. Axo sisältää tässä tarvittavien

komponentti mallien lisäksi myös esimerkiksi kuormanlaskuventtiilin, kuristimen, paineakun ja moottorin mallit. Lisää aiheesta liitteessä /10/.

Axo-ohjelmistolla luotiin esimerkkitapauksen kaltainen järjestelmämalli, jonka simulointituloksia verrattiin Simulink -mallilla saatuihin tuloksiin. Simulointi aloitettiin staattisesta tasapainotilasta ja integraattorin askelpituutena käytettiin 0.001 s. Kuvassa 4.12 on esitetty Axo:lla luotu malli.

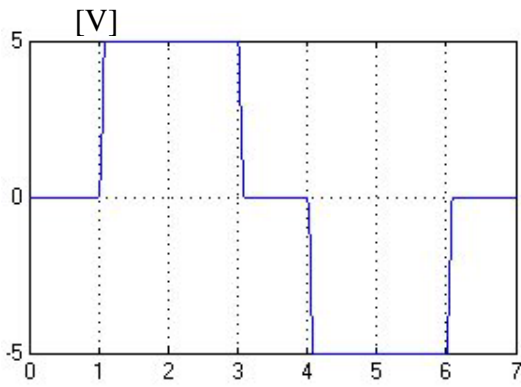


Kuva 4.12 Axo:lla luotu verifiointimalli.

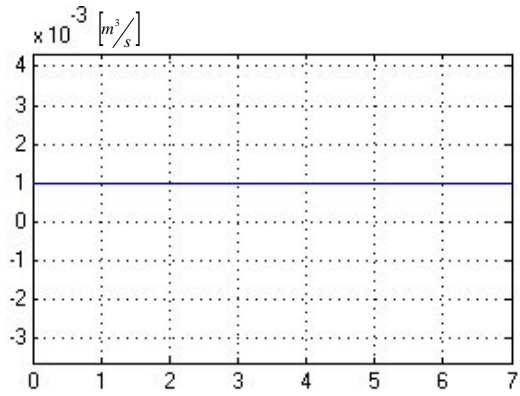
4.4.3 Verifioinnin tulokset ja niiden tarkastelu

Esimerkkitalauksen simuloinnissa Simulink-mallin ratkaisijaksi valittiin vakioaskelpituinen Runge-Kutta -algoritmi 0.001:n sekunnin aika-askeleella. Komponenttien parametrien arvoina käytettiin valikkoikkunakuvissa esitettyjä arvoja.

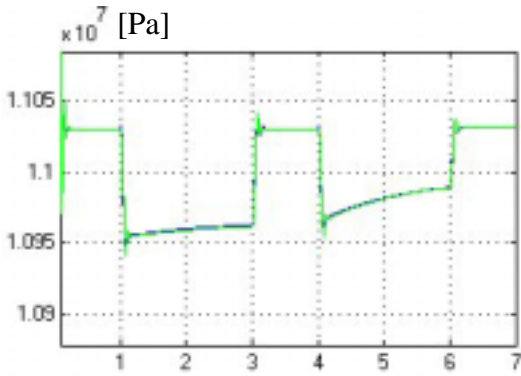
Alle on koottu Simulink- ja Axo-mallien vertailutulokset kuvassa 4.11 esitetyistä kohdista. Nimeämisperusteena Q tarkoittaa tilavuusvirtaa ja p painetta. Axo-mallin tulokset näkyvät tummemmalla viivalla.



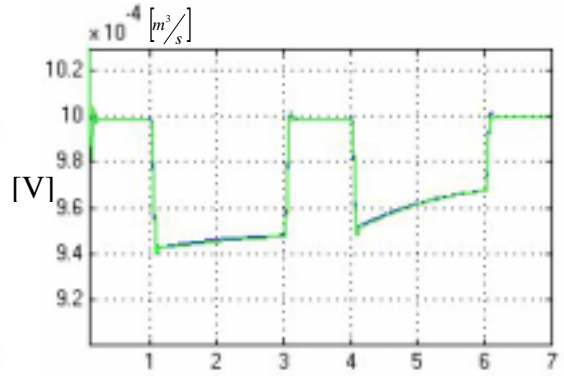
Kuva 4.13 Ohjaus.



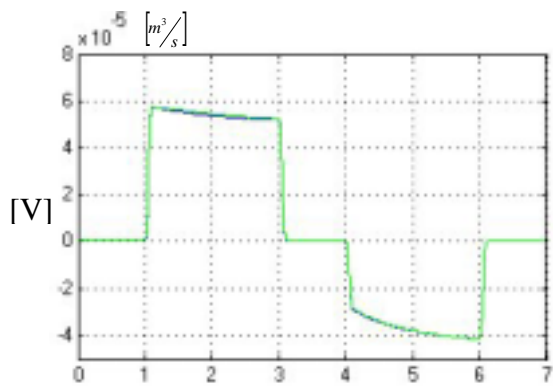
Kuva 4.14 Qp.



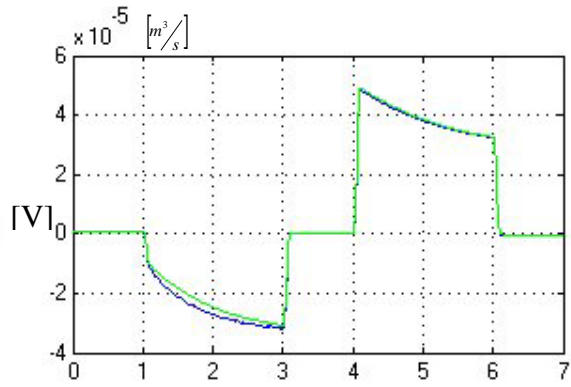
Kuva 4.15 ps.



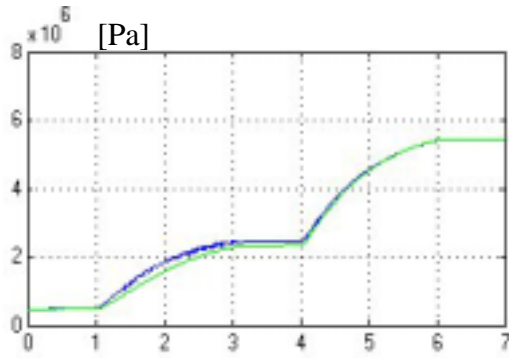
Kuva 4.16 Qprv.



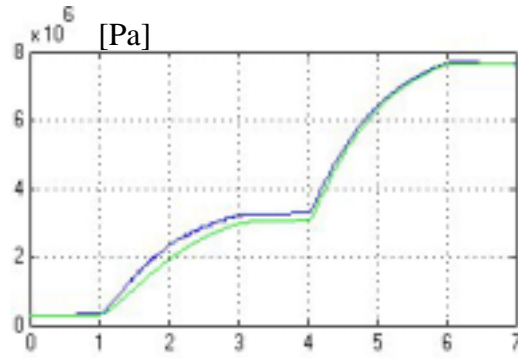
Kuva 4.17 QA.



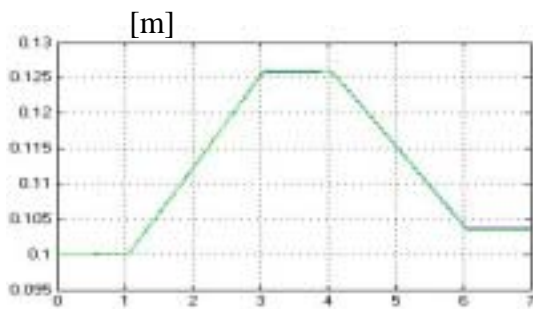
Kuva 4.18 QB.



Kuva 4.19 pA.



Kuva 4.20 pB.



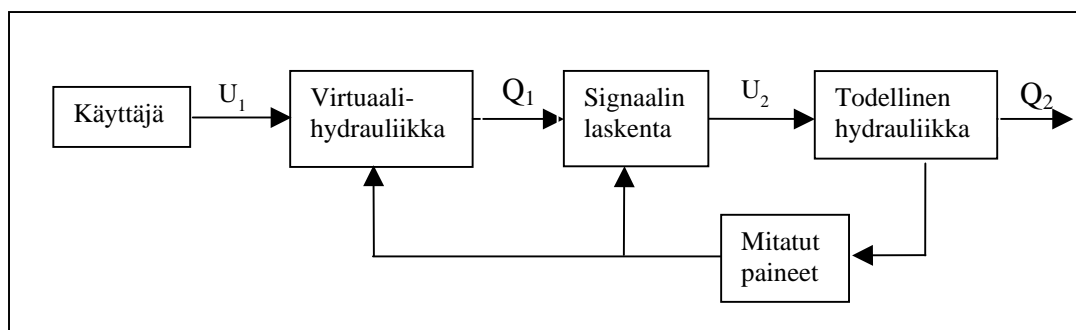
Kuva 4.21 y.

Vertailutuloksien perusteella voidaan todeta, että mallit vastaavat varsin hyvin toisiaan. Suurimmat erot ovat sylinterin kammiopaineissa sekä tilavuusvirrassa QB. Erot johtuvat pääasiassa hieman erilaisesta kitkan mallinnuksesta. Simulink-mallissa kitkavoiman kerroinfunktio $\xi(\dot{x})$ tehtiin kahden polynomin avulla kun taas Axo-mallissa on käytetty splinea kerroinfunktion määrittämiseen. Esimerkkitapauksessa sylinterin männän asemassa y mallien välinen suhteellinen ero on suurimmillaankin alle 0.4 %:a.

5 VIRTUAALIHYDRAULIIKKA OSANA FYYSIKÄ KONEJÄRJESTELMÄÄ

5.1 Perusajatus

Ratkaisu perustuu olemassa olevan konejärjestelmän osaksi kytkettävän reaaliaikaisen hydraulikkamallin tulosten perusteella laskettavaan uuteen ohjaussignaaliin. Käytettyä ideaa on pyritty havainnollistamaan kuvassa 5.1. Siinä käyttäjä syöttää ohjaussignaalin U_1 reaaliaikaiselle hydraulikkamallille, josta lasketaan virtuaalisen hydrauliiikan toteuttama tilavuusvirta Q_1 . Tämän ja todelliselta hydraulikalta saatavien anturitietojen perusteella signaalin laskenta –algoritmi ratkaisee servoventtiilille syötettävän ohjaussignaalin U_2 , jolla se toteuttaa tilavuusvirran Q_2 . Todellinen hydraulikka käyttäytyy virtuaalisen hydrauliiikan tavoin kun $Q_2 = Q_1$.



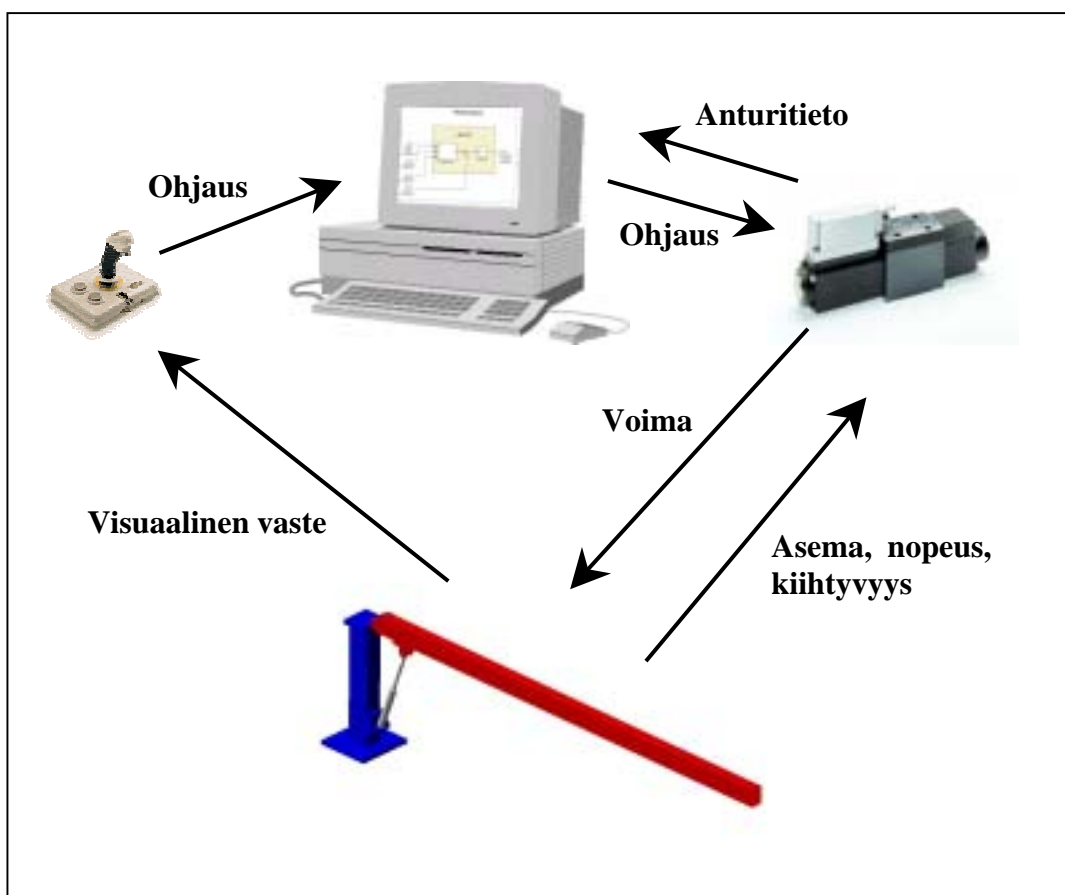
Kuva 5.1 Ratkaisun peruseriaate.

5.2 Reaaliaikajärjestelmä

Reaaliaikajärjestelmä koostuu antureista, käskyelimestä ja toimilaitteista sekä niiden välillä toimivasta ohjelmasta. Anturit ja käskyelimet välittävät informaatiota ympäristöstä ohjelmistolle. Ohjelmisto tulkitsee saamansa informaation ja kääntää toimilaitteita suorittamaan halutut toimenpiteet. /4 s. 5/

Tyypillisesti mekatronisessa konejärjestelmässä ohjaukset saadaan käyttäjän antamina syöteinä. Syötteet välitetään ohjelmistolle I/O-kortin kautta. Ohjelmiston prosessoinnin jälkeen käyttäjä näkee järjestelmän vasteen toimilaitteiden liikkeinä. Jotta käyttäjä pitää järjestelmää reaaliaikaisena, pitää järjestelmän muodostaa vasteet riittävän lyhyessä ajassa.

Hydrauliikkaa kuvaava simulointimalli voidaan liittää todelliseen konejärjestelmään reaaliaikajärjestelmään kuuluvan liityntäpaneelin avulla. Liityntäpaneelin tiettyyn kanavaan viitataan Simulink-mallissa käytettävillä ohjelmistoon kuuluvilla kirjastokomponenteilla, joiden avulla voidaan määrittää sisään tulevat ja ulos lähtevät signaalit. Sisääntuloina käytettyyn malliin tuotiin ohjaus, paine- ja tilavuusvirtatietoa, ulostulona mallista saatiin ohjauksignaali todelliselle servoventtiilille. Kuvassa 5.2 on esitetty tiedon kulku käyttäjän, virtuaalihydrauliikan, todellisen hydrauliikan ja todellisen mekaniikan välillä.



Kuva 5.2 Virtuaalihydrauliikka osana todellista konejärjestelmää.

5.3 Saavutettavat edut

Jos todellinen hydraulikka saadaan käyttäytymään virtuaalisen hydraulikan tavoin, voidaan hydraulikkapiiriin halutut komponenttivaihdot tehdä fyysisten vaihtojen sijasta muutamalla hiiren painalluksella virtuaaliseen hydraulikkaan. Tällöin voidaan komponenttivalintojen vaikutusta koko järjestelmän käyttäytymiseen tutkia huomattavasti aiempaa nopeammin eikä tuotekehityksen tarvitse hankkia kaikkia vaihtoehtoisia komponentteja kokeiluja varten. Myös vaihtoehtoisten hydraulikkapiirien vertailu voidaan suorittaa helposti.

Toisena suurena etuna on, että voidaan käyttää jo olemassa olevaa mekaniikkaa simuloinnin osana, jolloin säästyy runsaasti mallinnusaikaa erityisesti kun kyseessä on monimutkainen rakenne. Lisäksi hieman hankalammin mallinnettavat tekijät kuten kitkat, välykset ja joustot tulevat automaattisesti oikein huomioituiksi todelliselta hydraulikalta saatavien tietosignaalien ansiosta.

5.4 Vaatimukset todelliselle hydraulikalle

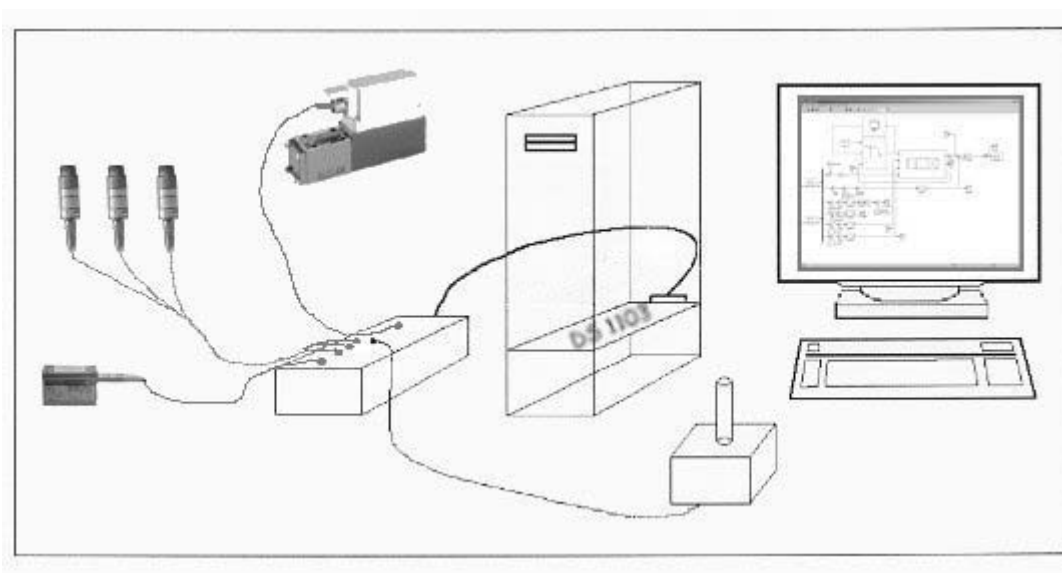
Jotta todellinen hydraulikka voi kuvata virtuaalisen hydraulikan vaikutukset fyysiselle järjestelmälle on sen täytettävä seuraavat vaatimukset:

1. Sillä on oltava riittävä tilavuusvirtakapasiteetti. Eli sen on kyettävä toteuttamaan vähintään yhtä suuri tilavuusvirta kuin mitä siltä vaaditaan.
2. Sillä on oltava riittävän nopea reagointikyky. Hidas venttiili aiheuttaa viivettä, eikä sen avulla saatavat tulokset näin ollen vastaa todellisuutta.

Nyrkkisääntönä voidaan todeta, että sähköisesti ohjatulla servoventtiilillä voidaan kuvata sellaisia hydraulikkapiirejä, joiden kokonaistilavuusvirtavakio on pienempi tai yhtä suuri kuin käytetyn venttiilin kun niiden yli vaikuttava paine-ero on sama. Lisäksi kuvaus on sitä tarkempi mitä nopeampi reagointikyky todellisella hydraulikalla on.

5.5 Käytetyt laitteet sekä ohjelmistot

Työssä käytetty reaaliaikasmulointi laitteisto, esitetty kuvassa 5.3, muodostui dSPACE:n DS1103 prosessorikortista, joka oli liitetty tietokoneeseen (PC). Lisäksi laitteisto käsitti CP1103 liityntäpaneelin, jolla reaaliaikasmulaattori voitiin kytkeä ulkoisiin ohjaus- ja toimilaitteisiin. PC:n käyttöjärjestelmänä oli Microsoft Windows NT 4.0 (SP 2), jolle kaikki reaaliaikasmulaattorin käytössä tarvittavat ohjelmat oli asennettu. Reaaliaikasmulaattorin hallinta tapahtui DS1103 kortin mukana toimitetulla ControlDesk-ohjelmalla. Simulointimallien luontiin käytettiin Matlab/Simulink-ohjelmistolla tehtyä mallikirjastoa. Tehdyt mallit käännettiin Real-Time Workshopilla, joka oli laajennettu dSPACE:n Real-Time Interface moduulilla.



Kuva 5.3 Tutkimuksessa käytetty reaaliaikasmulointi laitteisto.

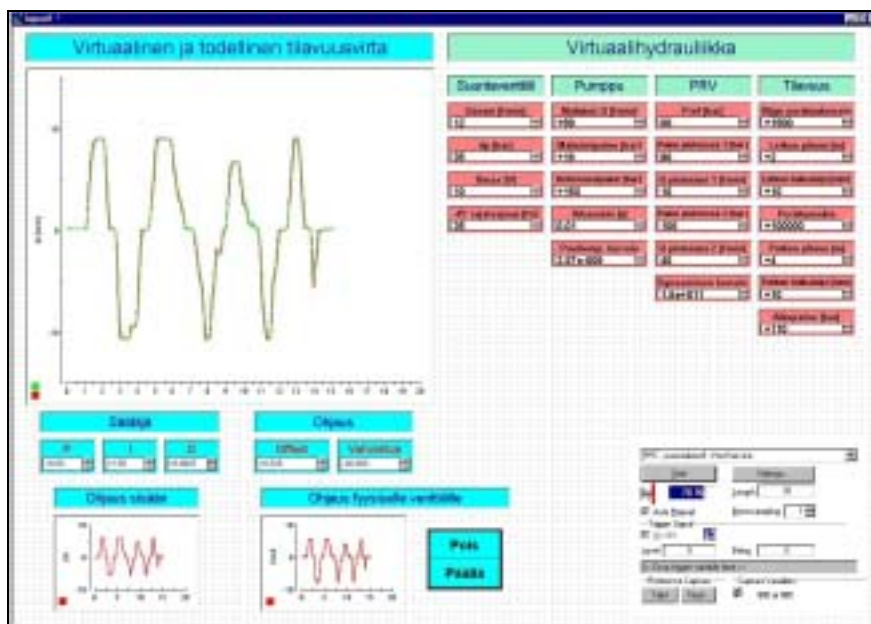
Sisääntuloina reaaliaikasmulaattoriin olivat paine- ja tilavuusvirta-anturisignaalit sekä käyttäjän ohjaussauvan avulla antama ohje virtuaaliselle suuntaventtiilille. Ulostulona oli fyysiselle servoventtiilille menevä, virtuaalisen hydrauliiikan tulosten avulla laskettu, ohjaussignaali.

Reaaliaikasmulaattorin ytimenä toimii dSPACE:n DS1103 prosessorikortti. Simuloitaessa kortille ladataan reaaliaikasmulointimalli, joka tässä tapauksessa oli koottu kirjastoon tehdyistä komponenttikohtaisista erillismalleista. Kortilla mallin

pyörittämisen hoitaa kortin oma reaaliaikakäyttöjärjestelmä, joka tarkistaa että malli täyttää reaaliaikasimuloinnin vaatimukset. Simuloinnin aikana kortti toimii täysin itsenäisesti, joskin sen toimintaa voidaan halutessa säädellä ControlDesk –ohjelmalla.

Simulaattorin yhteys reaali maailmaan hoituu CP1103 liityntäpaneelin sekä prosessorikortille integroidun I/O-kortin välityksellä. Näiden avulla voidaan reaaliaikasimulaattoriin kytkeä ohjaus- ja toimilaitteita sekä testattavia laitekokonaisuuksia. Virtuaalihydrauliikan esimerkkitapauksessa järjestelmään liitettiin ohjaussauva, kolme paineanturia, tilavuusvirta-anturi sekä servoventtiiliin integroitu venttiiliinohjauskortti.

Reaaliaikasimulaattorin hallinta tapahtuu ControlDesk–ohjelmalla, jonka avulla saadaan konfiguroitua simulaattorilaitteiston asetukset sekä hallittua koejärjestelyä. Koejärjestelyt alkavat simulointimallin latauksella prosessorikortille. Tämän jälkeen ControlDeskin avulla voidaan käynnistää simulointi. ControlDesk ikkunaan voidaan lisäksi lisätä erilaisia näyttöjä, mittareita ja kytkimiä, joilla simulointimallin parametreja saadaan seurattua sekä muokattua simuloinnin aikana. Kuvassa 5.4 on esitetty ControlDeskin ikkuna, jonka avulla voidaan muun muassa muuttaa virtuaalisen hydrauliikan parametreja.



Kuva 5.4 Simuloinnin hallintaikkuna.

5.6 Ohjaussignaalin ratkaisu

Kuvassa 5.1 esitetyn signaalin laskenta –osion avulla siis ratkaistaan todelliselle hydraulikalle syötettävä ohjaussignaali, jolla virtuaalihydrauliikan vaikutukset todelliseen järjestelmään saadaan kuvattua. Seuraavaksi esitetään tarvittavan ohjaussignaalin ratkaisuun kaksi vaihtoehtoista tapaa.

5.6.1 Muunnosfunktio

Ensimmäinen ohjaussignaalin ratkaisuperiaate perustuu yhtälöstä 3.43 johdetun muodon käyttöön. Muotoilemalla kyseistä yhtälöä niin, että ainoastaan ohjaussignaali U on yhtälön vasemmalla puolella saadaan:

$$U = \frac{Q}{C_v \sqrt{\Delta p}} \quad (5.1)$$

jossa tilavuusvirta Q on virtuaaliselta hydraulikalta saatava Q_A . Kaksi muuta termiä koskevat todellista järjestelmää. Niistä servoventtiilin yli vaikuttava paine-ero Δp saadaan mittaamalla ja käytetyn venttiilin puoliempiirinen tilavuusvirtavakio C_v voidaan laskea valmistajalta saatujen tietojen avulla.

Toteutuneen tilavuusvirran seurantakykyä voidaan parantaa ottamalla huomioon todellisen venttiilin hitaus. Tämä tapahtuu yhtälön 3.41 avulla. Ratkaisemalla kyseisestä yhtälöstä U_{in} saadaan:

$$U_{in} = U + \dot{U} \cdot \tau \quad (5.2)$$

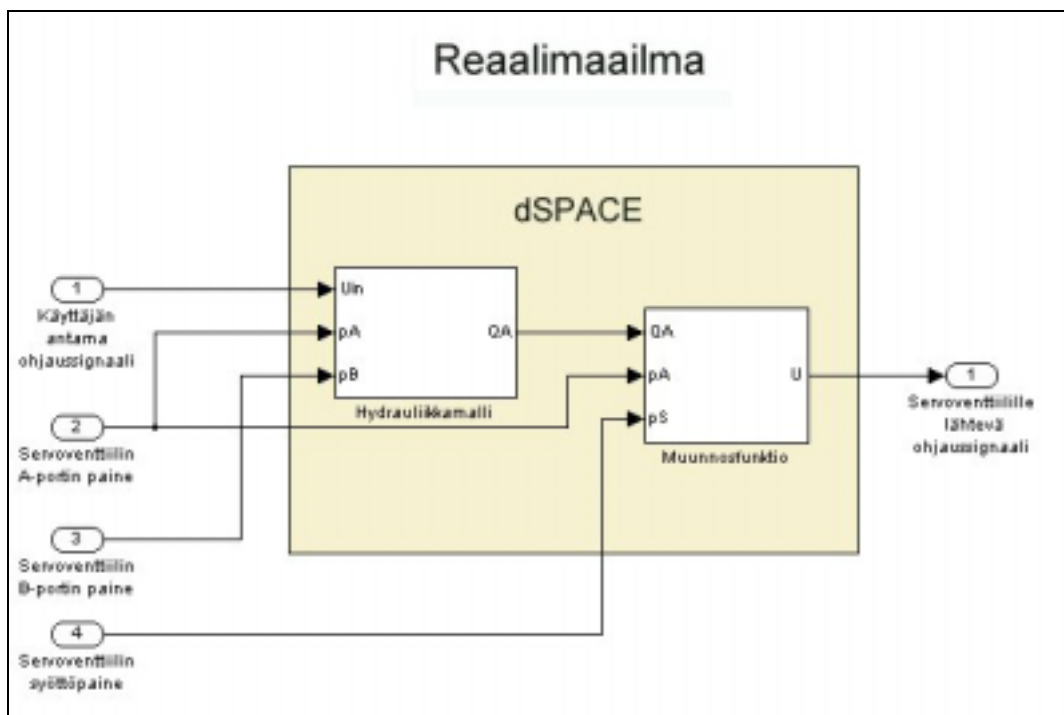
Yhdistämällä yhtälöt 5.1, 5.2 sekä 3.42 saadaan:

$$U_{in} = \frac{Q_A}{C_V \sqrt{\Delta p}} + \frac{d}{dt} \left(\frac{Q_A}{C_V \sqrt{\Delta p}} \right) \quad (5.3)$$

Saatua tulosta voidaan edelleen parantaa huomioimalla todellisessa venttiilissä esiintyvät vuodot. Vuotovirtaus Q_{leak} voidaan laskea yhtälössä 4.4 esitetyllä tavalla. Lisäämällä virtuaalihydrauliikalta saatuun tilavuusvirtaan Q_A laskettu todellisen servoventtiilin vuotovirtaus Q_{leak} saadaan ohjaussignaali ratkaistua:

$$U_{in} = \frac{Q_A + Q_{leak}}{C_V \sqrt{\Delta p}} + \frac{d}{dt} \left(\frac{Q_A + Q_{leak}}{C_V \sqrt{\Delta p}} \right) \quad (5.4)$$

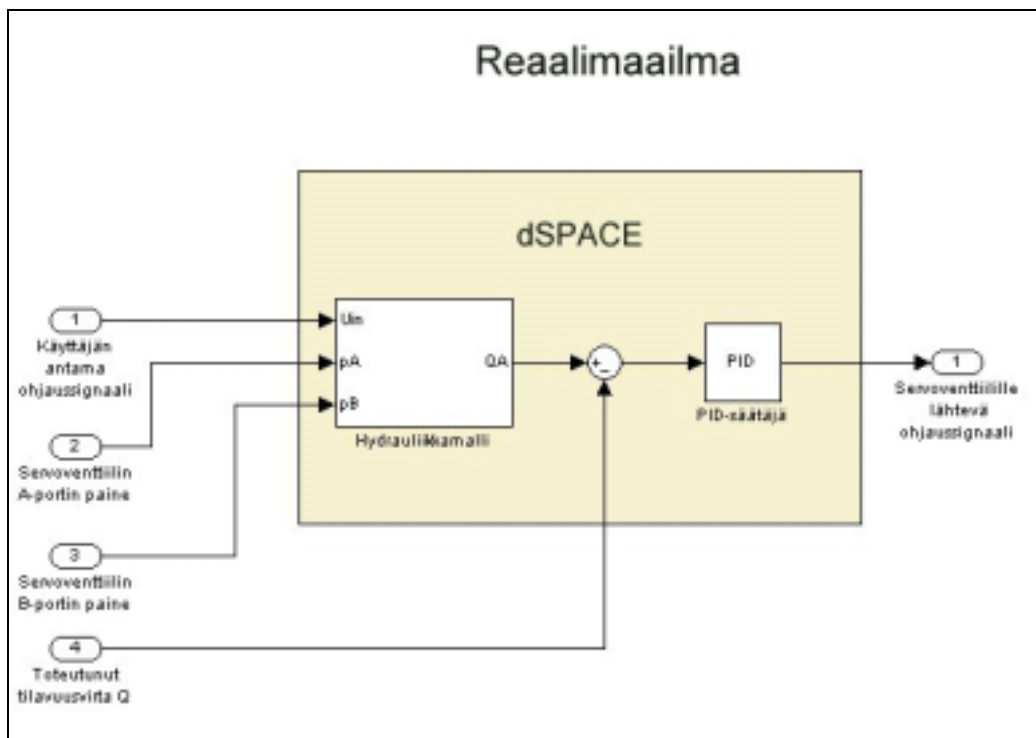
Menetelmän käyttö vaatii virtuaalihydrauliikan tarvitsemien servoventtiilin A- ja B-porttien painetietojen lisäksi tiedon servoventtiilin syöttöpaineesta sekä valmistajan luettelon, jonka avulla parametrit C_V , C_{VV} ja f_{-45° voidaan määrittää. Ratkaisun tiedonkulun periaate on esitetty kuvassa 5.5.



Kuva 5.5 Muunnosfunktion käyttö

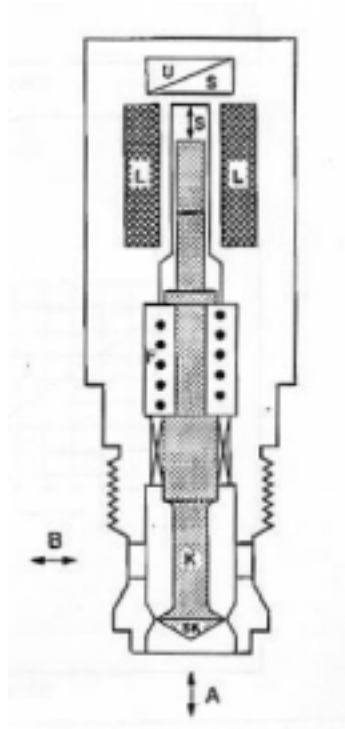
5.6.2 Tilavuusvirtaservo

Toinen ohjaussignaalin ratkaisutapa perustuu nopean tilavuusvirta-anturin mahdollistamaan tilavuusvirtaservoon. Ohjesignaalina on virtuaaliventtiililtä saatava tilavuusvirta Q_A , josta vähennetään todellisen hydrauliiikan toteuttama tilavuusvirta Q . Erosignaali käsitellään PID-säätäjän avulla ja viedään servoventtiilille. Ratkaisun tiedonkulun periaate on esitetty kuvassa 5.6.



Kuva 5.6 Tilavuusvirtaservon käyttö.

Menetelmän käyttö tarvitsee virtuaalihydrauliikan vaatimien servoventtiilin A- ja B-porttien painetietojen lisäksi tiedon toteutuneesta tilavuusvirrasta. Mitä nopeammin tilavuusvirta-anturi reagoi toteutuneen tilavuusvirran muutokseen sitä tarkempi seurantakyky on mahdollista saavuttaa. Tutkimuksessa käytetyn mäntätyyppisen anturin valmistajan tälle ilmoittama reagointi aika < 1 ms. Anturin periaatekuva on esitetty kuvassa 5.7.



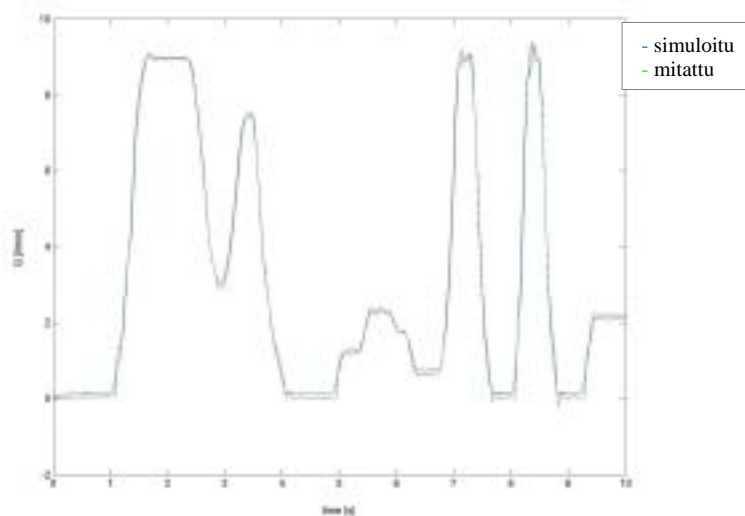
Kuva 5.7 Työssä käytetyn mäntätyyppisen tilavuusvirta-anturin periaatekuva.

6 TULOKSET JA NIIDEN TARKASTELO

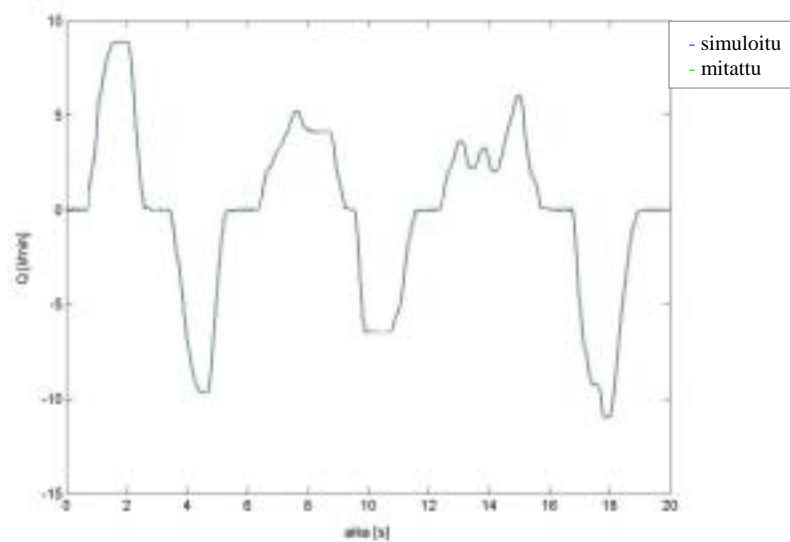
Työn tuloksena saatiin kehitettyä kaksi menetelmää, joiden avulla voidaan helpottaa ja nopeuttaa hydraulismekaanisten konejärjestelmien suunnittelua ja tuotekehitystä. Menetelmät perustuvat fyysisen konejärjestelmän osaksi kytketyn reaaliaikaisen virtuaalihydrauliikan toteuttaman tilavuusvirran avulla todelliselle hydrauliikalle ratkaistavaan ohjaussignaaliin. Lisäksi työssä luotiin Matlab/Simulink –ympäristöön tyypillisimmistä hydrauliikkakomponenteista koostuva mallikirjasto, jolla voidaan nopeuttaa hydrauliikkapiirien mallinnusta .

Todelliselle hydrauliikalle uuden ohjaussignaalin laskentaan kehitettyjen menetelmien avulla saadaan todellinen hydrauliikka käyttäytymään virtuaalisen hydrauliikan tavoin. Tämän ansiosta voidaan vaihtoehtoisten hydrauliikkakomponenttien tai jopa kokonaisten hydrauliikkapiirien vaikutuksen koko järjestelmän toimintaan selvittää ilman että tarvitsee tehdä muutoksia fyysiseen järjestelmään. Riittää kun muutokset tehdään hydrauliikan reaaliaikaiseen simulointimalliin.

Kuvissa 6.1 ja 6.2 on verrattu edellisessä luvussa esitellyillä menetelmillä ratkaistuilla ohjaussignaaleilla saavutettuja tilavuusvirtoja virtuaalihydrauliikalta saatuun tilavuusvirtaohjeeseen.



Kuva 6.1. Muunnosfunktion avulla lasketun ohjaussignaalin tuottaman tilavuusvirran vertailu virtuaalihydrauliikalta saatuun ohjeeseen.



Kuva 6.2. Tilavuusvirtaservolla lasketun ohjaussignaalin tuottaman tilavuusvirran vertailu virtuaalihydrauliikalta saatuun ohjeeseen.

Saatujen tulosten perusteella voidaan todeta, että molemmat esitetyt menetelmät soveltuvat virtuaalihydrauliikalta saadun tilavuusvirtaohjeen toteuttamiseen. Koejärjestelyjä suoritettaessa havaittiin, että menetelmillä on omat vahvat ja heikot puolensa. Näitä tarkastellaan seuraavaksi.

6.1 Tulosten tarkkuus ja menetelmien käytön rajoitteet

Molemmilla menetelmillä saavutetut tulokset ovat kohtalaisen tarkkoja. Niin sanotulla ”nolla tilavuusvirralla” voidaan kuitenkin havaita muunnosfunktiolla saadussa tuloksessa staattinen virhe. Tämä johtuu anturin ja venttiilin toiminnan epäideaalisuuksista, joita esiintyy pienillä tilavuusvirroilla. Servo takaisinkytkentään perustuvalla menetelmällä ei vastaavaa ilmiötä esiinny. Sen lisäksi sillä voidaan toteuttaa myös käyttäjän antaman negatiivisen ohjaussignaalin tuottamat tilavuusvirtaohjeet. Muunnosfunktioon perustuvalla menetelmällä tämä vaatisi neljännen paineanturin käyttöä, jolla voitaisiin kompensoida suuntaventtiilin tankkiportin hetkelliset paineen nousut.

6.2 Parametrien määrittäminen sekä vaadittavat laitteistot

Saavutettujen tulosten lisäksi menetelmiä voidaan arvostella myös niiden käytettävyyden sekä laitevaatimusten perusteella. Turvallisuus ja käytön riskittömyys ovat myös seikkoja, joihin on syytä kiinnittää huomiota.

6.2.1 Muunnosfunktio

Virtausyhtälöstä johdettuun muunnosfunktioon perustuvan menetelmän etuna on sen käytön helppous ja riskittömyys. Mallinnuksessa käytetyn puoliempiirisen mallinnustavan ansiosta tarvittavat parametrit saadaan luettua suoraan valmistajan luettelosta. Toimiakseen järjestelmä vaatii virtuaalihydrauliikan tarvitsemien painetietojen lisäksi tiedon todellisen venttiilin syöttöpaineesta. Jos paineinformaation kulku jostain syystä katkeaa, saattaa tästä aiheutuva laskennan virheellisyys aiheuttaa vaaratilanteita. Nämä voidaan kuitenkin välttää esimerkiksi asettamalla laskennalle suojarajoitin, joka katkaisee ohjaussignaalin ulos viennin kun todelliselta järjestelmältä saatava painetieto ei täytä sillä asetettuja ehtoja. Menetelmän varjopuolena todettakoon, että saavutettavan tuloksen laatu riippuu erityisesti siitä kuinka hyvin käytettävän todellisen venttiilin ominaisuudet tunnetaan.

6.2.2 Tilavuusvirtaservo

Toteutuneen tilavuusvirtatiedon takaisinkytkentään perustuvan menetelmän etuna on sen luontainen kyky toteuttaa annettua ohjetta käytettävän venttiilin tuntemuksesta riippumatta. Kun todellinen hydrauliikka ja anturit on valittu hyvin, riippuu saavutettavien tulosten hyvyys lähinnä säätöparametrien valinnasta. Tämä osoittautuikin menetelmän ehkä suurimmaksi heikkoudeksi, sillä havaittiin että tapauskohtaisten parametrien löytäminen saattaa olla yllättävän hankalaa. Reaaliajassa muutettavien säätöparametrien avulla tästäkin ongelmasta kuitenkin selvittiin melko

kivuttomasti ja riittävän seurantatarkkuuden toteuttavat säätöparametrit saatiin selvitettyä. Toimiakseen järjestelmä vaatii virtuaalihydrauliikan tarvitsemien painetietojen lisäksi riittävän tiheästi päivittyvän tiedon toteutuneesta tilavuusvirrasta. Tarkoitusta varten LTKK:n Mekatroniikan ja virtuaalisuunnittelun laboratorioon hankittiin Parker Hannifin -yrityksen maahantuoma mäntätyyppinen tilavuusvirta-anturi.

7 JOHTOPÄÄTÖKSET

Työn tavoitteena oli kehittää menetelmä, jonka avulla voidaan nopeuttaa ja helpottaa hydraulismekaanisten konejärjestelmien suunnittelua ja tuotekehitystä. Kehitetyt menetelmät perustuvat todellisen konejärjestelmän osaksi kytketyn reaaliaikaisen virtuaalihydrauliikan avulla laskettuihin uusiin ohjaussignaaleihin, joiden avulla voidaan todellisella hydrauliikalla kuvata virtuaalisen hydrauliikan vaikutukset fyysiseen järjestelmään.

Diplomityössä tutkittiin hydrauliikan reaaliaikasimulointia ja sen mahdollisuuksia tuotekehityksen apuvälineenä. Työssä käytettiin dSPACE:n reaaliaikasimulointiin valmistamia ohjelmia ja laitteita. Työssä luotiin Matlab/Simulink –ympäristöön tyypillisimmistä hydrauliikkakomponenttien puoliempiirisistä malleista koostuva komponenttikirjasto, jolla voitiin nopeuttaa reaaliaikaisten hydrauliikkapiirimallien muodostamista.

Työn tuloksena saatiin kehitettyä kaksi menetelmää, joiden avulla voidaan helpottaa ja nopeuttaa hydraulismekaanisten konejärjestelmien suunnittelua ja tuotekehitystä. Menetelmät perustuvat fyysisen konejärjestelmän osaksi kytketyn reaaliaikaisen virtuaalihydrauliikan toteuttaman tilavuusvirran avulla todelliselle hydrauliikalle ratkaistavaan ohjaussignaaliin.

Todelliselle hydrauliikalle uuden ohjaussignaalin laskentaan kehitettyjen menetelmien avulla saadaan todellinen hydrauliikka käyttäytymään virtuaalisen hydrauliikan tavoin. Tämän ansiosta voidaan vaihtoehtoisten hydrauliikkakomponenttien tai jopa kokonaisten hydrauliikkapiirien vaikutus koko järjestelmän toimintaan selvittää ilman että tarvitsee tehdä muutoksia fyysiseen järjestelmään. Muutokset voidaan siis tehdä virtuaaliseen hydrauliikkaan ja niiden vaikutukset nähdä todellisen järjestelmän käyttäytymisessä

Kehitettyjen menetelmien toisena etuna on, että voidaan käyttää jo olemassa olevaa mekaniikkaa simuloinnin osana, jolloin säästyy runsaasti mallinnusaikaa erityisesti kun

kyseessä on monimutkainen rakenne. Lisäksi hieman hankalammin mallinnettavat tekijät kuten kitkat, välykset ja joustot tulevat automaattisesti oikein huomioituiksi todelliselta hydraulikalta saatavien tietosignaalien ansiosta.

Ei-reaaliaikasimuloinnissa käytetään ratkaisijassa yleensä muuttuvaa aika-askelta. Tällöin voidaan suorittaa laskentaa vaadittavalla tarkkuudella ja tarvittaessa tarkentaa sitä mallissa tapahtuvien muutosten kasvaessa. Reaaliaikasimuloinnissa käytetään diskreettiä eli vakio pituista aika-askelta eikä laskentaa voida siis tarkentaa vaikka mallissa tapahtuvat muutokset kasvaisivatkin. Rajallisesta laskentakapasiteetista johtuen joudutaan valitsemaan usein aika-askelen pituudeksi arvo, jolla ei pystytä ratkaisemaan tarkempaa laskentaa vaativia erikoistilanteita. Eräänä ratkaisuna ongelmaan voidaan käyttää niin sanottua jouheutusmenetelmää, jonka avulla pyritään estämään ongelmatilanteiden syntyminen jo mallinnusvaiheessa.

Hydrauliikan reaaliaikasimuloinnissa on kiinnitettävä erityistä huomiota nopeasti muuttuviin tilanteisiin kuten sylinterin päätyyn ajoihin ja pienten tilavuuksien nopeisiin täyttymisiin. Jos nämä tilanteet mallinnetaan ilman jouheutusta menee vakioaskelpituisten ratkaisijan laskentatarkkuus riittämättömäksi, jolloin suureiden derivaatat kasvavat suuriksi ja tulokset eivät vastaa todellisuutta. Jouheutuksella tehdään mallinnusvaiheessa tiedostetusti pieniä pyöristyskäyntejä, jotka eivät juurikaan aiheuta virhettä lopputulokseen, mutta joilla saadaan mallin numeerinen ratkaisu pysymään kasassa. Laskentakapasiteetin kasvaessa voidaan käyttää yhä pienempää ja pienempää aika-askelta, jolloin tehtävien pyöristysten tarve vähenee.

Kun ongelma rajallisesta laskentakyvystä tiedostetaan ja huomioidaan jo mallinnusvaiheessa saadaan luotua reaaliajassa ratkaistavissa oleva, riittävän tarkkuuden omaava malli, jonka tuloksiin voidaan luottaa. Käyttämällä puoliempiiristä mallinnustapaa voidaan vielä lisätä mallien käytettävyyttä niin että käyttäjä saa selvitettyä komponenttimallin tarvitsemat parametrit suoraan valmistajan luettelosta. Työssä tehtyjen mallien kääntövaiheessa tai reaaliaikaisessa käytössä ei havaittu ongelmia.

Työssä kehitettyjä menetelmiä voidaan soveltaa myös kaupallisilla ohjelmistoilla muodostettujen reaaliaikaisten hydraulikkamallien tapauksiin. Esimerkkinä mainittakoon Fluidon:n valmistama hydrauliiikan simulointiohjelmisto DSHplus, jolla tehty malli voidaan ainakin Matlab/Simulink –ympäristöä hyödyntäen saada käännettyä ja ladattua dSPACE:n reaaliaikakortille. Reaaliaikasimulointi ei ole syrjäyttämässä perinteistä off-time simulointia, mutta sen tarjoamat uudet sovellusmahdollisuudet kasvattavat sen suosiota ja tämän vuoksi on odotettavissa, että tulevaisuudessa reaaliaikaiseen simulointiin soveltuvien kaupallisten ohjelmistojen valikoima tulee lisääntymään.

8 LÄHDELUETTELO

- /1/ Hammarberg Tommi. Dynamiikan simuloinnin mahdollisuudet monitekniisten konejärjestelmien tuotekehityksessä. Tekninen tiedotus 22/2001. Metalliteollisuuden keskusliitto. Helsinki 2001. 74 s.
- /2/ Mikkola Aki. 2810 Mekatronisen koneen simulointi. Luentomoniste. LTKK. 2000. 98 s.
- /3/ Hämäläinen Mikko. Kaupallisten reaaliaikasiluointiohjelmistojen mahdollisuudet mekatronisen konejärjestelmän tuotekehityksessä. Diplomityö. LTKK. 2000. 66 s.
- /4/ Tervonen Mikko. Mikrotietokoneiden ohjelmointi 5, reaaliaikaiset käyttöjärjestelmät. INSKO 1981. 214 s.
- /5/ Korpipää Tomi. Hajautusalustan suunnittelu reaaliaikasovellutuksessa, VTT. Espoo 1998. 58 s.
- /6/ Handroos Heikki. Paine- ja virtaventtiilien mallintaminen CAD-ohjelmistolle. Diplomityö. Tampereen teknillinen korkeakoulu 1985. 152 s.
- /7/ Handroos Heikki. Methods for Combining a Theoretical and Empirical Approach in Modelling Pressure and Flow Control Valves for CAE-programs for Fluid Power Circuits. Doctoral Thesis. Tampere University of Technology. 1990. 52s.
- /8/ Handroos Heikki. 2361 Hydrauliteknikka. Luentomoniste. LTKK. 2000. 399 s.

- /9/ Linjama Matti. The Modelling and Actuator Space Control of Flexible Hydraulic Cranes. Doctoral Thesis. Tampere University of Technology. 1998. 102 s.
- /10/ Rouvinen Asko. Hydraulijärjestelmien mallintaminen ADAMS-ohjelmistossa. Diplomityö. LTKK. 1995. 49 s.