

TIIVISTELMÄ

Lappeenrannan teknillinen yliopisto
LUT School of Energy Systems
Sähkötekniikan koulutusohjelma

Joonas Remes

Maakaasupolttimen säätöjärjestelmän kehittäminen

Diplomityö

2015

67 sivua, 48 kuvaa ja 4 taulukkoa

Tarkastajat: Professori Olli Pyrhönen
Tutkijaopettaja Tuomo Lindh

Hakusanat: CO, NO_x, maakaasupoltin, päästöt, seossuhde, säätöjärjestelmä

Jatkuvasti kiristyvät päästörajoitukset pakottavat teollisuuden kehittämään uusia ratkaisuja päästöjen vähentämiseksi. Hiilimonoksidin ja typen oksidien päästörajoitukset ovat erityisen tiukat esimerkiksi Kiinassa ja Yhdysvalloissa. Maakaasun ja ilman epätäydellisessä palamisessa muodostuu hiilimonoksidia ja typen oksideja. Käytännön sovelluksissa palaminen on lähes aina epätäydellistä polttoaineen ja ilman epätäydellisen sekoittumisen takia, joten palamisreaktiossa muodostuva savukaasu sisältää edellä mainittuja haitallisia komponentteja lähes poikkeuksetta. Savukaasua voidaan puhdistaa erilaisilla menetelmillä ennen sen päätymistä ympäristöön.

Tässä diplomityössä esitellään maakaasupoltinjärjestelmän keskeiset komponentit ja aiheeseen liittyvät tarpeelliset käsitteet sekä suunnitellaan polttoaine-ilma-seossuhdesäätö eräälle maakaasupoltinjärjestelmälle. Säädön ensisijaisena tavoitteena on pitää seossuhde mahdollisimman tarkasti halutussa arvossa savukaasun puhdistuksen kannalta. Lisäksi säädön on tarkoitus taata mahdollisimman hyvä suorituskyky transienttitalanteissa. Järjestelmän eri osien toiminta mallinnetaan ja analysoidaan. Mallinnuksen perusteella suunnitellaan ja simuloidaan säätöjärjestelmä. Suunniteltu säätöjärjestelmä toteutetaan osaksi polttolaitoksen automaatiojärjestelmää.

Mittaustulokset osoittavat, että päästöjen kannalta säätö pitää seossuhteen riittävän tarkasti halutussa arvossa: hiilimonoksidin ja typen oksidien päästöt ovat asetettujen rajojen sisällä. Testiajojen perusteella prosessi on kuitenkin erittäin häiriöinen ja transienttitalanteissa ei saavuteta simulointien mukaista suorituskykyä.

ABSTRACT

Lappeenranta University of Technology
LUT School of Energy Systems
Degree Programme in Electrical Engineering

Joonas Remes

Natural gas combustion control system development

Master's Thesis

2015

67 pages, 48 figures and 4 tables

Examiners: Professor Olli Pyrhönen
Associate Professor Tuomo Lindh

Keywords: CO, control system, emissions, fuel-air ratio, natural gas burner, NOx

Constantly tightening emission standards force industry to develop new solutions to reduce emissions. Particularly tight emission standards for carbon monoxide and nitrogen oxides are being used in China and in the United States of America. Incomplete combustion of natural gas and air produces carbon monoxide and nitrogen oxides. Because of imperfect mixture of fuel and air, combustion is nearly always incomplete in practical applications and therefore combustion gas contains previously mentioned unwanted components. Combustion gas can be purified using various techniques before releasing it to the environment.

In this Master's Thesis a fuel-air ratio control system is developed for a natural gas combustion system. The system is introduced along with the most important concepts of the topic. The main objective of the control system is to maintain a wanted fuel-air ratio as precisely as possible to keep the emissions in set limits. Control system also has to provide best possible performance in transients. Different components of the system are modelled and analysed. Based on modelling, a control system is designed and simulated. The designed control system is also realised as a part of a combustion plant's automation system.

Measurements show that the control system maintains the fuel-air ratio precisely enough from emissions point of view: carbon monoxide and nitrogen oxide emission values stay within the set limits. However, based on tests, the process contains a lot of disturbances and did not achieve as good performance in transients as achieved in simulations.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty osana Oilon Oy:n tuotekehitysprojektia. Haluan kiittää Oilonin tuotekehitysjohtajaa Tero Tulokasta ohjauksesta sekä tämän työn mahdollistamisesta. Lisäksi kiitokset kuuluvat koko Oilonin tuotekehitysryhmälle työn aikana antamasta tuesta ongelmatilanteissa.

Haluan kiittää myös työn tarkastajia, professori Olli Pyrhöstä ja tutkijaopettaja Tuomo Lindhiä, hyvistä neuvoista ja tuesta työn aikana sekä ripeästä yhteydenpidosta tarvittaessa.

Haluan kiittää opiskelukavereitani loistavasta opiskeluilmapiiiristä. Lopuksi haluan kiittää perhettäni tuesta koko opiskelujen ajalta.

Kouvolassa 20.5.2015

Joonas Remes

KÄYTETYT MERKINNÄT JA LYHENTEET	6
1. JOHDANTO.....	8
1.1. Työn tavoitteet ja rajaus	9
2. MAAKAASUPOLTINJÄRJESTELMÄ	10
2.1. Järjestelmän rakenne ja toimintaperiaate	10
2.2. Maakaasun palaminen ja seossuhde.....	11
2.3. CO- ja NO _x -päästöjen muodostuminen.....	12
2.3.1. Päästöjenhallintatekniikoita	12
3. JÄRJESTELMÄN MATEMAATTINEN MALLINNUS.....	14
3.1. Maakaasupolttimen dynamiikan mallinnus.....	14
3.1.1. Prosessin käyttäytyminen tehon funktiona	17
3.1.2. Dynamiikan analyysi	20
3.2. Kaasun syöttö ja venttiilit.....	21
3.2.1. Venttiilien asennot tehon funktiona	23
3.2.2. Laskenta-algoritmi venttiilin HV414 avauman määrittämiselle.....	26
3.3. Mittalaitteiden ominaisuudet.....	28
4. SÄÄTÖSUUNNITTELU JA SIMULOINTI.....	30
4.1. Suljetun järjestelmän analyysi.....	30
4.2. Polttoainekertoimen Φ PI-säätö	33
4.2.1. CO- ja NO _x -säätö	36
4.3. Viiveen kompensointi	36
4.4. Mallinnusvirheiden ja häiriöiden vaikutus järjestelmään	39
4.4.1. Mallinnusvirheiden vaikutus Smith-prediktorin toimintaan.....	39
4.4.2. Mittaussignaalin kohinan vaikutus säätöön	43
4.5. Järjestelmätason simulointi	48
4.5.1. Tehon variointi säädön aikana	52
5. KÄYTÄNNÖN TOTEUTUS JA MITTAUSTULOKSET	53

5.1.	Prosessimallin diskretointi	53
5.2.	Säätöalgoritmin toteutus Siemens S7-ympäristöön	55
5.3.	Mittaustulokset testiajosta.....	57
5.3.1.	Päälinjan venttiilin todelliset avaumat tehon funktiona.....	57
5.3.2.	Säädön suorituskyky	58
6.	JOHTOPÄÄTÖKSET JA JATKOTUTKIMUS	63
7.	YHTEENVETO	64
LÄHTEET	66

KÄYTETYT MERKINNÄT JA LYHENTEET

Merkinnät

A	jatkuvuustilan vahvistus
a	askelmaisen tulosignaalin amplitudi, differenssiyhtälön kerroin
b	differenssiyhtälön kerroin
C_v	venttiilin kapasiteetti
C	hiili
C	säätimen siirtofunktio
CH_4	metaani
CO	hiilimonoksidi
CO_2	hiilidioksidi
e	erosuure
F_k	virtaavan fluidin lämpökapasiteetista riippuva kerroin
G	siirtofunktio
H_2O	vesi
h	venttiilin avauma
K	vahvistus
k	aika-askel
M	moolimassa
\dot{m}	massavirta
N	yksiköistä riippuva kerroin
N_2	typpimolekyyli
NO	typpimonoksidi
NO_2	typpidioksidi
O_2	happimolekyyli
p	paine
r	ohjearvo
s	Laplace-muuttuja
T	viive, lämpötila
T_I	integrointiaika
T_s	näytteenottoaika
t	aika

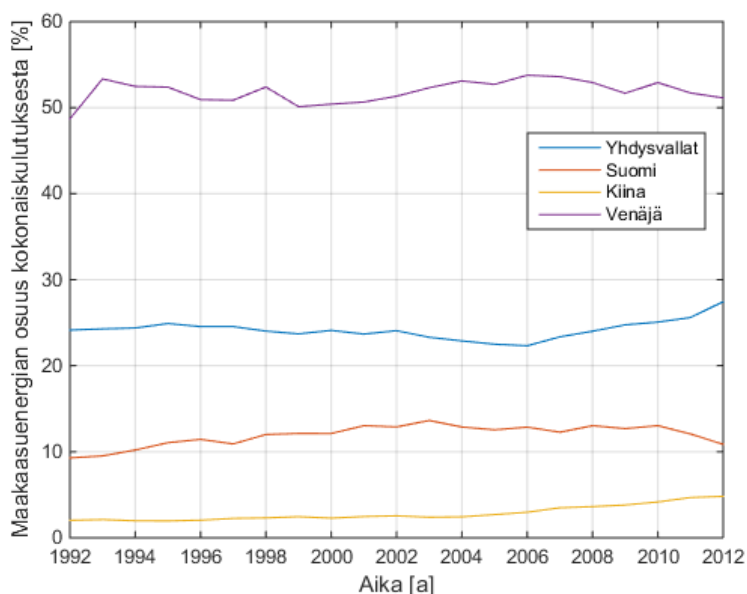
u	järjestelmän tulo, ohjaussignaali
x	painehäviön suhde tulopaineeseen
Y	laajentumiskerroin
y	järjestelmän lähtö
Z	kokoonpuristuvuuskerroin
z	Z-muuttuja
Z	Z-muunnos
Δp	painehäviö
κ	lämpökapasiteettisuhde
λ	ilmakerroin
ω_n	ominaiskulmataajuus
Φ	polttoainekerroin
τ	aikavakio
ζ	painehäviökerroin
ξ	vaimennusvakio

Alaindeksit ja lyhenteet

B	Bernoullin kerroin
FBD	Functional Block Diagram
FV591	päälinjan venttiili
FV592	sivulinjan venttiili
HV414	sivulinjan venttiili
LD	Ladder Diagram
m	malli
NTP	Normal Temperature and Pressure
PI	Proportional Integral
ppm	parts per million
SCL	Structured Control Language
skk	savukaasukanava
ss	jatkuvuustila, steady state
ST	Structured Text
tp	tulipesä

1. JOHDANTO

Maailmanlaajuisesti Yhdysvallat, Kiina ja Venäjä ovat suurimmat energiankuluttajat. Sama pätee myös maakaasuenergian kulutukseen. Kuvassa 1.1 on esitetty Yhdysvaltojen, Kiinan, Venäjän ja Suomen maakaasuenergian osuudet kokonaisenergiankulutuksesta vuosina 1992-2012.



Kuva 1.1 Energiankulutuksen perusteella maailman kolmen suurimman valtion sekä Suomen maakaasuenergian osuudet kokonaisenergiankulutuksesta vuosina 1992-2012. (U.S. Energy Information Administration 2015)

Kuvasta 1.1 voidaan nähdä, että tarkasteluvälillä maakaasuenergian osuus kokonaisenergiankulutuksesta valtioittain on pysynyt lähes vakiona. Huomattavaa kuitenkin on, että esimerkiksi Kiinassa kokonaisenergiankulutus on kasvanut vuodesta 2002 eteenpäin erittäin voimakkaasti, ja maakaasuenergian osuus on lievässä kasvussa. (U.S. Energy Information Administration 2015)

Maailmalla jatkuvasti kiristyvät päästörajoitukset pakottavat teollisuuden kehittämään uusia ratkaisuja päästötavoitteiden saavuttamiseksi. Esimerkiksi Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivissä 2010/75/EU on määritelty päästörajoiksi kaasukäyttöisten polttolaitoksien osalta typen oksideille NO_x 100 mg/m^3 (EU 2010). Vastaava arvo vuoden 2001 direktiivissä 2001/80/EU on 300 mg/m^3 (EU 2001). Muun maailman osalta esimerkiksi Kiinassa on käytössä korkeat päästörajoitukset: hiiltä polttoaineena käyttävien uusien voimaloiden NO_x

päästörajoitukset on asetettu arvoon 100 mg/m^3 . Vastaavat arvot Euroopassa ja Yhdysvalloissa ovat 500 mg/m^3 ja 117 mg/m^3 . (ChinaFAQs 2012)

Maakaasun palamisreaktiossa syntyy typen oksidien lisäksi myös muita haitallisia aineita, kuten hiilimonoksidia. Mikäli palaminen on epätäydellistä, voi savukaasussa olla myös palamattomia hiilivetyjä ja muita kiintoainepäästöjä. Riittävällä palamisilman ylimäärällä voidaan pitää huoli, että palaminen on täydellistä. Ylimääräinen ilma savukaasussa tarkoittaa kuitenkin ylimääräistä lämpöhäviötä ja näin ollen pienentää prosessin hyötysuhdetta. Nykyinen trendi on kuitenkin saavuttaa päästötavoitteet pienentämättä hyötysuhdetta. (Huhtinen et al. 2000: 91-93)

1.1. Työn tavoitteet ja rajaus

Tässä diplomityössä suunnitellaan säätöjärjestelmä maakaasupolttimen polttoaine-ilma-seossuhteelle. Säädön tavoitteena on pitää seossuhde mahdollisimman tarkasti halutussa arvossa sekä toimia muutostilanteissa mahdollisimman nopeasti aiheuttamatta ylitystä. Työn kirjallisuusosassa esitellään maakaasupoltinjärjestelmä ja sen keskeiset komponentit. Varsinainen projektityö sisältää prosessin dynamiikan, toimilaitteiden ja mittalaitteiden mallinnuksen, säätösuunnittelun sekä järjestelmän toiminnan simuloinnin. Lopuksi työssä otetaan kantaa käytännön toteutukseen ja analysoidaan testiajoista saadut mittaustulokset.

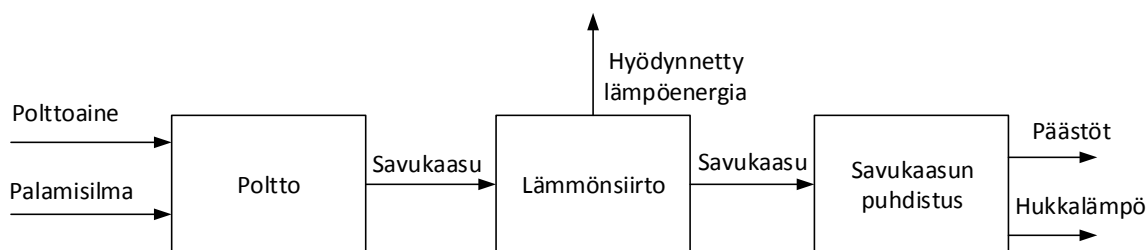
2. MAAKAASUPOLTINJÄRJESTELMÄ

Tässä luvussa esitellään maakaasupoltinjärjestelmän periaatteellinen rakenne, aiheeseen liittyvät tarpeelliset käsitteet ja suureet, palamisreaktiot sekä käytettyjä päästöjenhallintatekniikoita.

2.1. Järjestelmän rakenne ja toimintaperiaate

Polttoaineen polttamisella on tarkoitus muuntaa polttoaineen kemiallisessa muodossa oleva energia halutuksi energiamuodoksi, esimerkiksi sähköenergiaksi tai kaukolämpöenergiaksi. Sähkötuotannossa polttoaineesta saatavalla energialla pyöritetään turbiinia, joka puolestaan pyörittää sähköenergiaa tuottavaa generaattoria. Kaukolämmöntuotannossa puolestaan lämmitetään vettä, joka johdetaan lämmitettävälle alueelle. Usein kaukolämpövoimalaitokset ovat yhdistettyjä sähkön ja lämmöntuotantolaitoksia. Tyypillisesti tällaisen vastapainevoimalaitoksen hyötysuhde on noin 90 % ja tuotetusta energiasta suurin osa on lämpöenergiaa. Sähkö- ja lämpöenergian tuotannon suhde riippuu usein laitoksen koosta. Noin 10 %:n häviötehosta suurin osa on savukaasun mukana poistuvaa lämpöenergiaa. (Huhtinen et al. 2000: 8-14)

Tyypillinen höyrykattilajärjestelmä koostuu tulipesästä, polttoaineen ja palamisilman syöttölaitteistosta, vesihöyryputkistosta, savukaasujen puhdistus- ja poistolaitteista sekä automaatiikasta. Kuvassa 2.1 on esitetty periaatteellinen lohkokaavioesitys polttojärjestelmästä.



Kuva 2.1 Polttolaitoksen periaatteellinen lohkokaavioesitys. Savukaasun sisältämä lämpöenergia otetaan talteen mahdollisimman tehokkaasti, jonka jälkeen savukaasu puhdistetaan ja johdetaan ulos järjestelmästä.

Polttoaine ja palamisilma johdetaan tulipesään, jossa ne reagoivat keskenään tuottaen kuumaa savukaasua. Savukaasun lämpöenergia pyritään mahdollisimman tehokkaasti johta-

maan vesihöyryputkistoon, jonka jälkeen savukaasu puhdistetaan ja johdetaan ulos järjestelmästä. Järjestelmän eri osien toimintaa ohjataan automaatiolaitteilla, tyypillisesti ohjelmoitavilla logiikoilla. (Huhtinen et al. 2000: 7)

2.2. Maakaasun palaminen ja seossuhde

Käytännön maakaasussa suurin osa on metaania, joten tässä kontekstissa maakaasua käsitellään puhtaana metaanina (Gasum 2014). Palamisreaktion tapahtumiseen tarvitaan happea ja usein tarvittava happi saadaan suoraan ilmasta. Ilman koostumus on noin 78 % typpeä, 21 % happea ja loput 1 % on argonia, hiilidioksidia sekä vetyä (Huhtinen et al 2000: 85). Kun palamisilmaa on juuri sopiva määrä polttoaineen määrään nähden, palaa kaikki reagenssi. Tätä palamistilaa kutsutaan stoikiometriseksi palamiseksi. Stoikiometrinen palamisreaktio metaanille on



Käytännön sovelluksissa täydelliseen palamiseen ei kuitenkaan päästä, koska ilman ja polttoaineen sekoittuminen ei ole täydellistä. Jos polttoainetta on liikaa ilmaan nähden, jää osa polttoaineesta palamatta ja aiheuttaa erityisesti hiilimonoksidipäästöjä. Tällaista seosta kutsutaan rikkaaksi seokseksi. Toisaalta jos palamisilmaa on liikaa, kärsii prosessin hyötysuhde ylimääräisen ilman aiheuttaman lämpöhäviön takia. Tällaista seosta kutsutaan laihaksi seokseksi. (Law 2006: 14-15)

Tarvittava palamisilma eri polttoaineille vaihtelee, koska eri polttoaineiden kemialliset koostumukset eroavat toisistaan. Maakaasun stoikiometriseen palamiseen tarvitaan noin 17,2 kg ilmaa 1 kg polttoainetta kohti. Käytetyn ilma-polttoaine-seossuhteen suhdetta stoikiometriseen seossuhteeseen kuvataan ilmakertoimella λ . Ilmakerroin polttoaineen ja ilman massavirtojen avulla määritellään yhtälöllä

$$\lambda = \frac{\frac{\dot{m}_{\text{ilma}}}{\dot{m}_{\text{polttoaine}}}}{\frac{\dot{m}_{\text{ilma,stoik}}}{\dot{m}_{\text{polttoaine,stoik}}}}, \quad (2.2)$$

missä \dot{m} kuvaa kunkin aineen massavirtaa. Vastaava kerroin polttoaine-ilma-seossuhteelle on Φ ja se on määritelty λ :n käänteisarvona

$$\Phi = \frac{1}{\lambda} = \frac{\frac{\dot{m}_{\text{polttoaine}}}{\dot{m}_{\text{ilma}}}}{\frac{\dot{m}_{\text{polttoaine,stoik}}}{\dot{m}_{\text{ilma,stoik}}}}. \quad (2.3)$$

Tässä työssä käytetään polttoainekerrointa Φ , koska se on suoraan verrannollinen polttoaineen määrään. (Ulsoy et al. 2012: 119)

2.3. CO- ja NO_x-päästöjen muodostuminen

Hiilimonoksidipäästöjä muodostuu, mikäli palaminen on epätäydellistä. Eli toisin sanoen palamiseen tarvittavaa happea ei ole tarpeeksi. Reaktioyhtälö hiilimonoksidin muodostumiselle on



Typen oksideja muodostuu, kun typpi ja happi reagoivat keskenään. Typen oksidien päästöjä mitattaessa lasketaan yhteen typpimonoksidi- ja typpidioksidipäästöt. Reaktioyhtälöt näille ovat



ja



Typpimonoksidit muodostuvat tulipesässä ja pyrkivät hapettumaan typpidioksideiksi savukaasun lämpötilan laskiessa. Maakaasupoltossa typen oksideja muodostuu siis palamisilman hapen reagoidessa typen kanssa, koska maakaasussa itsessään ei ole typpeä. (Huhtinen et al. 2000: 92-93)

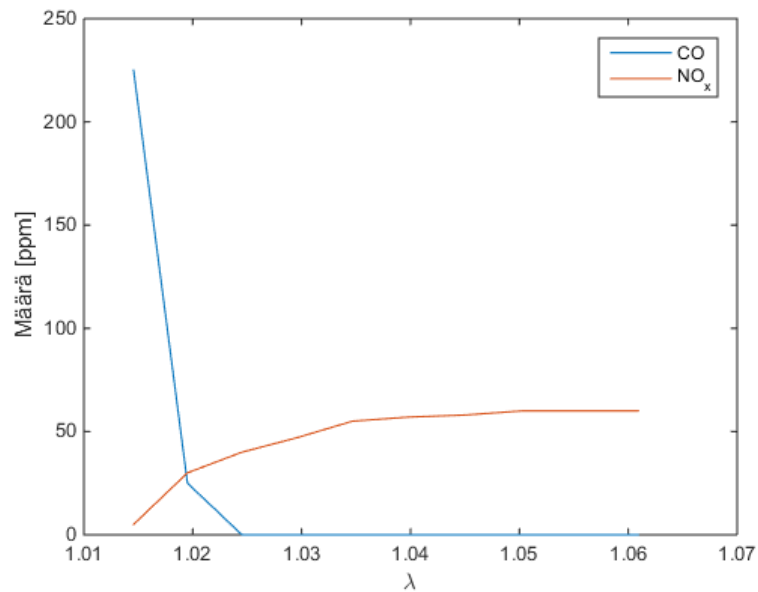
Päästöjen määrät savukaasussa ilmoitetaan usein yksikkönä mg/Nm³ tai ppm. mg/Nm³ kertoo kuinka monta mg mitattua ainetta on yhdessä kuutiometrissä savukaasua NTP-olosuhteissa. Ppm on lyhenne sanoista parts per million ja kertoo mitatun aineen osuuden kokonaismäärästä.

2.3.1. Päästöjenhallintatekniikoita

Savukaasujen puhdistamiseen voidaan käyttää monia eri tekniikoita. Kiinteiden aineiden erottamiseen voidaan käyttää esimerkiksi erilaisia suodattimia tai pesureita. Kuten aiemmin on mainittu, hiilimonoksidipäästöjen määrä voidaan pitää minimissä huolehtimalla, että palamisilmaa on tarpeeksi käytössä. NO_x-päästöjä voidaan pienentää pelkistämällä oksidit vedeksi ja typpimolekyyleiksi. Tähän voidaan käyttää katalyyttistä menetelmää, jossa katalyyttielementeistä koottu reaktori pelkistää oksidit. Toinen ratkaisu on ns. leijukerrosmenetelmä,

jossa typen oksideja pelkistävää ammoniakkia syötetään suoraan tulipesään. (Huhtinen et al. 2000: 260-261)

Kuvassa 2.2 on esitetty mittaustulokset erään maakaasupoltinjärjestelmän CO- ja NO_x-määristä savukaasussa katalyyttisen käsittelyn jälkeen.



Kuva 2.2 Erään maakaasupoltinjärjestelmän CO- ja NO_x-pitoisuudet savukaasussa polton ilmakertoimen λ funktiona. Kyseisen järjestelmän optimi päästöjen kannalta saavutetaan pitämällä λ :n arvona noin 1,02.

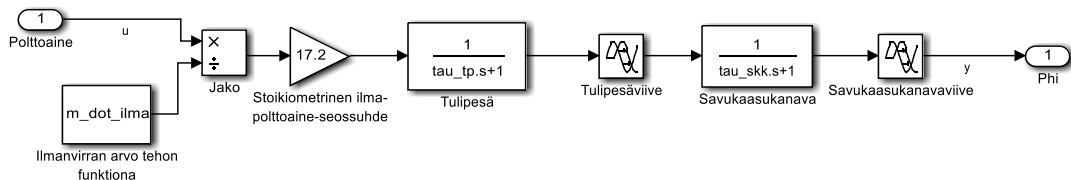
Kuvasta 2.2 voidaan havaita, että kyseisen järjestelmän CO ja NO_x päästöjen määrä voidaan minimoida säätämällä polton seossuhde sopivaan arvoon. Optimiarvo on päästökäyrien risteämiskohdassa.

3. JÄRJESTELMÄN MATEMAATTINEN MALLINNUS

Tässä luvussa käsitellään työn maakaasupoltinjärjestelmän dynamiikan mallinnus, kaasun- syöttöjärjestelmän mallinnus sekä mittalaitteiden ominaisuudet.

3.1. Maakaasupolttimen dynamiikan mallinnus

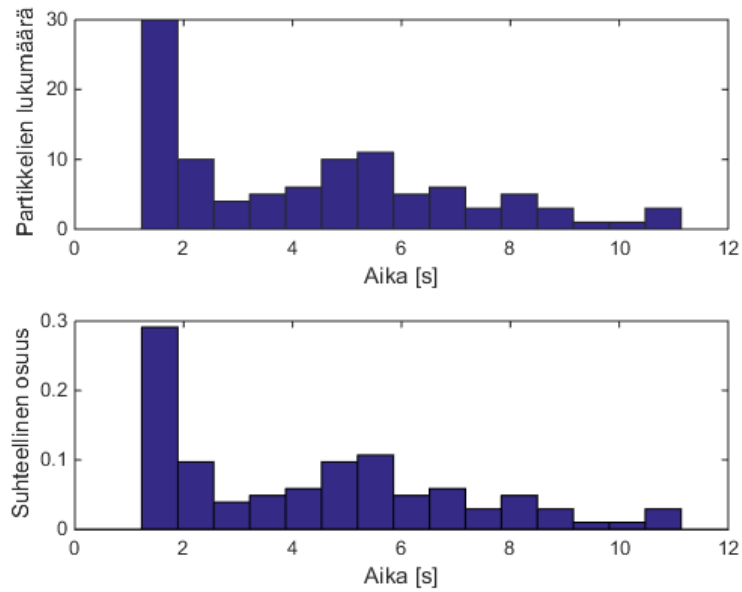
Prosessin dynamiikan oletettiin muodostuvan tulipesän sekä savukaasukanavan perusteella. Palamisreaktion oletettiin olevan nopea verrattuna hiukkasten virtausaikaan polttimelta mit- tauspisteelle, joten palamisreaktion dynamiikkaa ei otettu mukaan malliin. Matemaattinen malli prosessin dynamiikan simulointia varten muodostettiin hyödyntämällä jo olemassa olevia virtauslaskennan tuloksia tarkasteltavasta järjestelmästä 100 % teholla. Kuvassa 3.1 on lohkokaaavioesitys prosessin dynamiikan mallista.



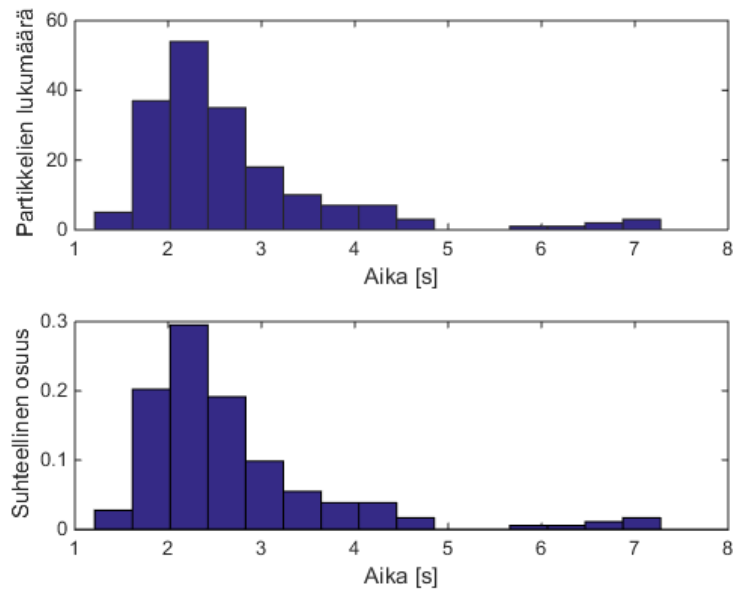
Kuva 3.1 Prosessin dynamiikan lohkokaaavioesitys. Tulona on polttoaineen massavirta ja lähtönä on polttoaine-ilma-kerroin Φ . Jatkuvuustilan vahvistuksen määräävä ilmavirran arvo on vakio riippuen tehopisteestä.

Järjestelmää voitaisiin käsitellä myös useamman tulon järjestelmänä, jos ilmavirtaa ohjattai- siin polttoainevirran lisäksi. Järjestelmää, jossa on useampi kuin yksi tulo ja lähtö, kutsutaan Multiple-Input Multiple-Output eli MIMO-järjestelmäksi. Tarkastellussa järjestelmässä kui- tenkin pyritään pitämään ilmavirran arvo vakiona eri tehopisteissä, joten järjestelmää käsi- tellään yhden tulon ja yhden lähdön järjestelmänä. Tämä oletus yksinkertaistaa säätösuun- nittelua.

Virtauslaskennasta saatiin savukaasun hiukkasten viipymäaikajakaumat tulipesässä sekä sa- vukaasukanavassa. Erot eri hiukkasten viipymäajoissa johtuvat mallinnetun järjestelmän osan fyysisestä geometriasta: kaikki hiukkaset eivät mene samaa reittiä järjestelmän läpi Ja- kaumat on esitetty histogrammeina kuvissa 3.2 ja 3.3.



Kuva 3.2 Hiukkasten aikajakauma tulipesässä 100 % tehopisteessä. Ylemmän histogrammin y-akseli kuvaa absoluuttista partikkelien lukumäärää ja alempi kuvaa suhteellista osuutta kokonaismäärästä. Otoksen hiukkasten kokonaismäärä on 104.

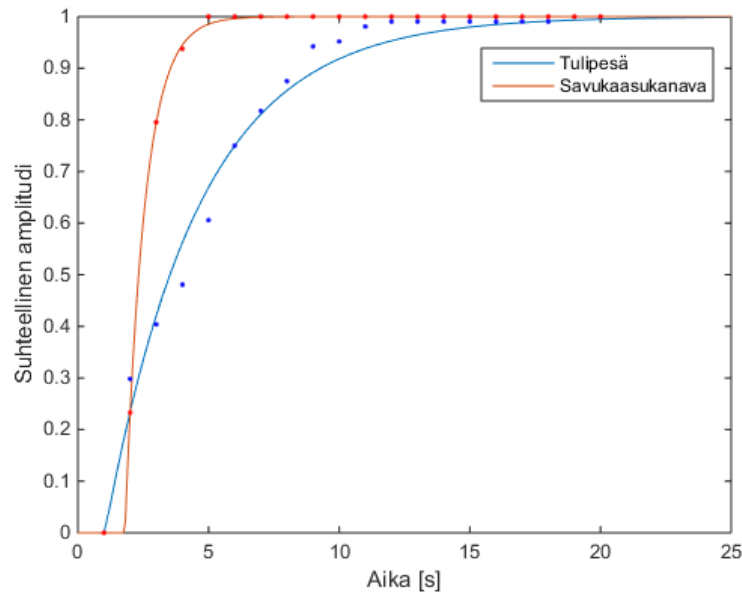


Kuva 3.3 Hiukkasten aikajakauma savukaasukanavassa 100 % tehopisteessä. Ylemmän histogrammin y-akseli kuvaa absoluuttista partikkelien lukumäärää ja alempi kuvaa suhteellista osuutta kokonaismäärästä. Otoksen hiukkasten kokonaismäärä on 176.

Kuvien 3.2 ja 3.3 jakaumia hyödynnettiin sovittamalla niihin askelvasteen avulla ensimmäisen kertaluvun siirtofunktion parametrit. Ensimmäisen kertaluvun viiveellistä siirtofunktiota $G(s)$ Laplace-tasossa kuvaa yhtälö

$$G(s) = e^{-Ts} \frac{A}{\tau s + 1}, \quad (3.1)$$

missä s on Laplace-muuttuja, T on viive, A on jatkuvuustilan vahvistus ja τ on aikavakio. Askelvaste vastaa kumulatiivista jakaumafunktiota ja se saadaan muodostettua integroimalla viipymäaikajakauma ajan suhteen (Nauman 2004: 1-5). Näin saatuun askelvasteeseen sovitettiin numeerisesti pienimmän neliösumman menetelmällä yhtälön (3.1) parametrit T ja τ . Koska partikkelien suhteellinen kokonaismäärä on 1, on myös jatkuvuustilan vahvistuksen A arvo sovituksissa 1. Kuvassa 3.4 on esitetty sovitetut askelvasteet tulipesälle ja savukaasukanavalle.



Kuva 3.4 Askelvastesovitukset tulipesän ja savukaasukanavan dynamiikan mallille 100% tehopisteessä. Jatkuva käyrä kuvaa sovitetun mallin askelvastetta ja pisteet kuvaavat virtauslaskennasta saatuun viiveaikajakaumien kumulatiivisen jakaumafunktion arvoa 1 sekunnin välein.

Kuvasta 3.4 voidaan havaita, että savukaasukanavan askelvasteen sovitus noudattaa viiveaikajakauman integraalin arvoja melko hyvin. Tulipesämallin sovituksessa puolestaan voidaan havaita hieman enemmän virhettä. Virhettä voitaisiin pienentää sovittamalla korkeamman kertaluvun malli tai ottamalla suurempi otos hiukkasajoista. Sovitettut mallit ovat kuitenkin riittävän tarkkoja säätösuunnittelun kannalta, sillä pienet virheet sovituksissa eivät muuta järjestelmän dynaamisia ominaisuuksia merkittävästi.

Kuvan 3.1 lohkokaavioesityksen sekä yhtälöiden (2.3) ja (3.1) avulla voidaan johtaa siirto-funktio Laplace-tasossa järjestelmän tulosta $U(s)$ järjestelmän lähtöön $Y(s)$

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{\frac{1}{\dot{m}_{ilma}}}{\frac{\dot{m}_{polttoaine,stoik}}{\dot{m}_{ilma,stoik}}} e^{-T_{tp}s} \frac{1}{\tau_{tp}s+1} e^{-T_{skk}s} \frac{1}{\tau_{skk}s+1}, \quad (3.2)$$

missä T_{tp} on tulipesän viive, τ_{tp} on tulipesän aikavakio, T_{skk} on savukaasukanavan viive ja τ_{skk} on savukaasukanavan aikavakio. Siirtofunktio voidaan sieventää muotoon

$$\frac{\Phi(s)}{\dot{m}_{polttoaine}(s)} = G(s) = \frac{A}{(\tau_{tp}s+1)(\tau_{skk}s+1)} e^{-(T_{tp}+T_{skk})s}, \quad (3.3)$$

missä A on jatkuvuustilan vahvistus

$$A = \frac{\dot{m}_{ilma,stoik}}{\dot{m}_{ilma}\dot{m}_{polttoaine,stoik}}. \quad (3.4)$$

Siirtofunktio (3.3) voidaan myös kirjoittaa toisen asteen järjestelmän siirtofunktion standardimuotoon

$$G(s) = A \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} e^{-(T_{tp}+T_{skk})s}, \quad (3.5)$$

missä ω_n on ominaiskulmataajuus ja ξ on vaimennusvakio (Franklin et al. 1986: 57). Standardimuodon parametrit voidaan kirjoittaa aikavakioiden avulla seuraavasti:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{1}{\tau_{tp}\tau_{skk}}} \quad (3.6)$$

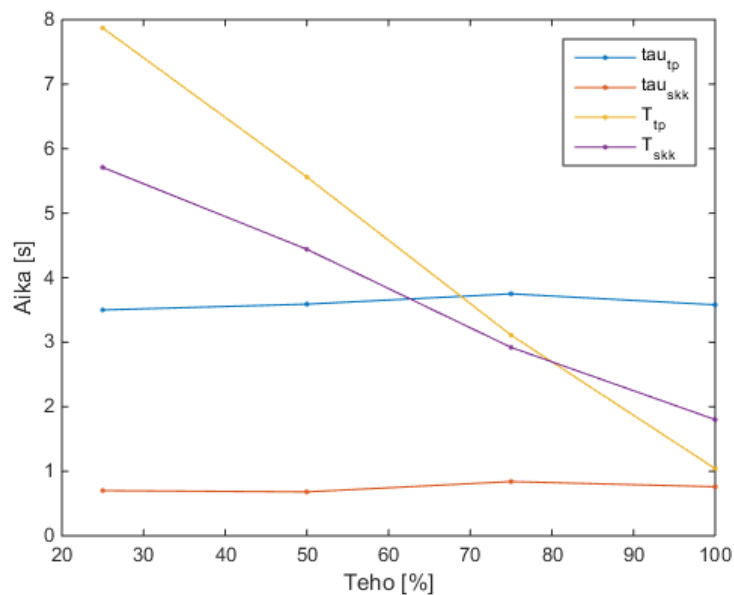
$$\xi = \frac{\tau_{tp} + \tau_{skk}}{2\sqrt{\tau_{tp}\tau_{skk}}}. \quad (3.7)$$

3.1.1. Prosessin käyttäytyminen tehon funktiona

Luvun 3.1 dynamiikan mallinnus tehtiin 100 % tehon perusteella. Koska järjestelmää on tarkoitus ajaa tehoalueella 20-100 %, on järjestelmän käyttäytyminen mallinnettava tehon funktiona. Pienemmille tehoille ei ollut käytettävissä viipymäaikajakaumia, joten dynamiikan mallinnus pienemmille tehoille tehtiin hyödyntäen 100 % tehon viipymäaikajakaumia seuraavia oletuksia käyttäen:

- Keskimääräinen viipymäaika on kaksinkertainen 50 % teholla 100 % tehoon nähden
- Keskimääräinen viipymäaika kasvaa lineaarisesti tehon pienentyessä lineaarisesti
- Viipymäaikajakauman muoto ei muutu tehon funktiona

Edellä mainittujen oletuksien perusteella tulipesän ja savukaasukanavan viiveet T_{tp} ja T_{skk} tulisi muuttua tehon funktiona lineaarisesti. Aikavakioiden tulisi pysyä vakioina, koska viipymääikajakaumien muoto ei oletettavasti muutu. Sovituksen perustana käytettiin oletusta keskimääräisen viipymääjan tuplaantumisesta 50 % teholla 100 % tehoon nähden. Tälle riippuvuudelle luotiin lineaarinen sovitus, jonka perusteella 100 % tehon viipymääikajakauman aikoihin lisättiin tehosta riippuvalla kertoimella skaalattu keskimääräinen viipymääika. Näin saatuihin aikajakaumiin sovitettiin numeerisesti pienimmän neliösumman menetelmällä siirtofunktion (3.3) parametrit eri tehopisteissä. Kuvassa 3.5 on esitetty näin saadut prosessin parametrit eri tehopisteissä.



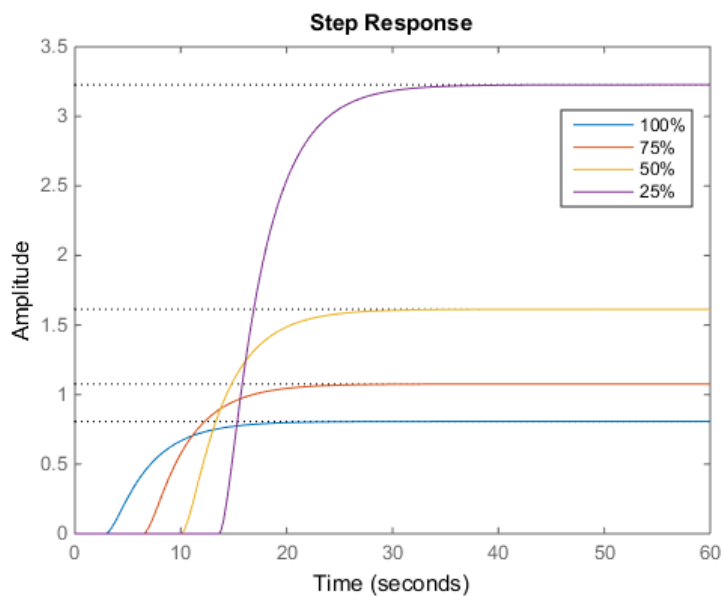
Kuva 3.5 Prosessimallin sovitetut parametrit tehoalueella 25-100 %. Viiveet muuttuvat lineaarisesti tehon funktiona ja aikavakiot pysyvät likimain vakioina. Sovitukset koko tehoalueelle on tehty 100 % tehonpisteen virtauslaskennan tuloksia hyödyntämällä.

Kuvasta 3.5 voidaan havaita, että sovitetut parametrit vastaavat hyvin aiemmin esitettyjä oletuksia. Pienet virheet oletuksien ja sovitusten välillä johtuvat numeerisesta sovituksesta. Taulukossa 3.1 on esitetty yhteenveto mallinnetuista prosessimallin parametreista tehon funktiona.

Taulukko 3.1 Mallinnetut prosessin parametrit tehon funktiona.

P [%]	τ_{tp} [s]	τ_{skk} [s]	T_{tp} [s]	T_{skk} [s]	T_{kok} [s]
25	3,50	0,70	7,87	5,71	13,58
50	3,59	0,68	5,56	4,44	10,00
75	3,75	0,84	3,11	2,92	6,03
100	3,58	0,76	1,04	1,80	2,84
Keskiarvo	3,605	0,745			

Jatkuvuustilan vahvistus ei suoraan muutu tehon funktiona vaan käyttäytyy yhtälön (3.4) mukaan ilmanvirran funktiona. Käytännössä kuitenkin ilmavirran arvo määrätään tehopisteen perusteella ja tällöin jatkuvuustilan vahvistus on riippuvainen tehopisteestä. Kuvassa 3.6 on esitetty Φ :n vasteet askelmaiselle polttoainevirran muutokselle eri tehopisteissä.

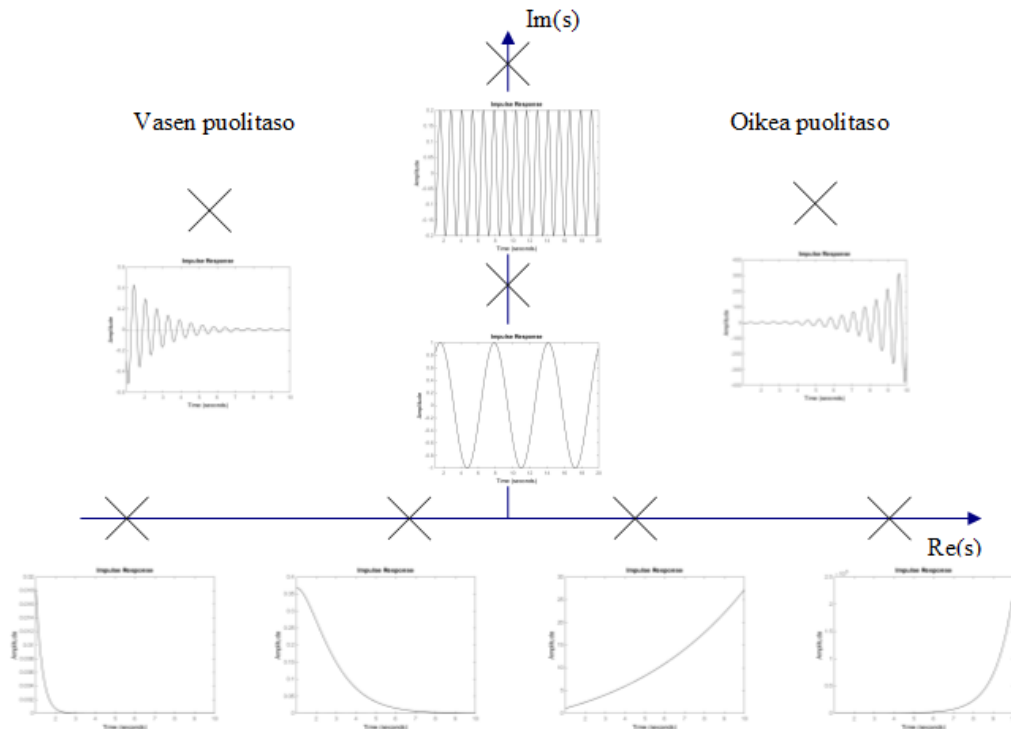


Kuva 3.6 Prosessin vasteet askelmaiselle polttoainevirran muutokselle eri tehopisteissä. Jatkuvuustilan vahvistus eri tehopisteissä riippuu ilmanvirran arvosta. Ilmavirran arvona on käytetty stokiometristä määrää vastaavan tehopisteen polttoainevirran arvoon nähden. Tulosignaalin askeleen amplitudi on 1 kg/s. Prosessin aikavakioiden arvot on keskiarvostettu eri tehopisteiden numeerisista sovituksista.

Kuten kuvasta 3.6 voidaan havaita, muuttuu järjestelmän vahvistus sekä viiveaika tehon funktiona. Pienillä tehoilla sama polttoainevirta vaikuttaa polttoainekertoimen arvoon voimakkaammin, kuin suurilla tehoilla.

3.1.2. Dynamiikan analyysi

Järjestelmän käyttäytymistä voidaan tarkastella sen napojen ja nollien sijainnin avulla. Navat ovat järjestelmän siirtofunktion nimittäjäpolynomin nollakohdat ja nollat ovat siirtofunktion osoittajan nollakohdat. Kuvassa 3.7 on esitetty periaatekuva järjestelmän käyttäytymisestä eri napojen arvoilla.



Kuva 3.7 Järjestelmän periaatteellinen vaste impulssimaiselle herätteelle, kun järjestelmän navat sijaitsevat eri pisteissä.

Viitaten kuvaan 3.7, tarkastellun prosessin avoimen piirin käyttäytyminen voidaan siis määrittää ratkaisemalla siirtofunktion (3.3) nimittäjäpolynomin nollakohdat

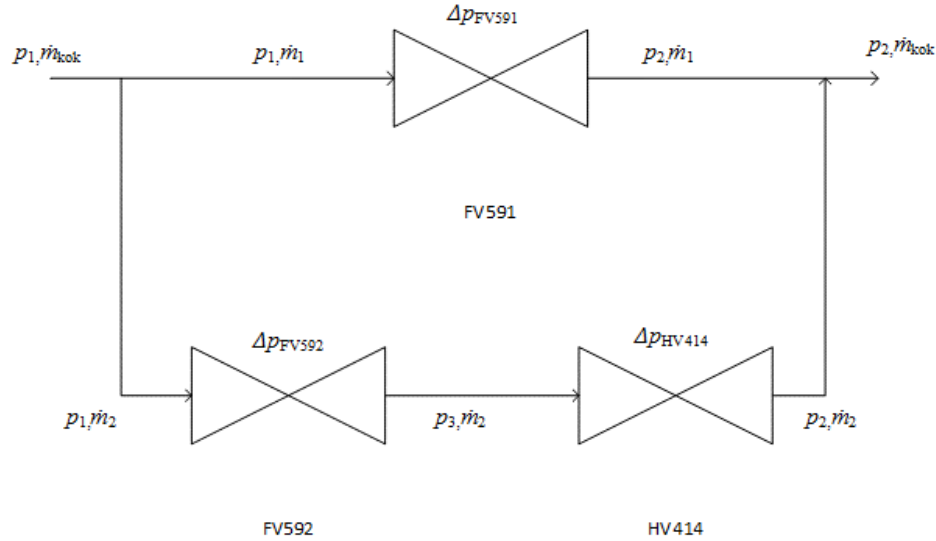
$$(\tau_{tp}s + 1)(\tau_{skk}s + 1) = 0. \quad (3.8)$$

Navoiksi saadaan $s = -\frac{1}{\tau_{tp}}$ ja $s = -\frac{1}{\tau_{skk}}$. Koska prosessin aikavakiot ovat aina positiivisia, ovat navat aina negatiivisia. Näin ollen navat ovat aina kuvan 3.7 mukaisesti vasemmassa puolitasossa ja tällöin avoin järjestelmä on aina stabiili. Lisäksi navat ovat aina reaalisia, joten vasteessa ei ole myöskään värähtelyä. Koska siirtofunktiossa (3.3) ei ole nolliä, riippuu prosessin dynaaminen käyttäytyminen ainoastaan sen napojen sijainnista. Siirtofunktiossa (3.3) oleva viive aiheuttaa avoimen järjestelmän vasteeseen vain vaihesiirtoa, joten sillä ei

ole merkitystä avoimen järjestelmän stabiiliuteen. Suljetun järjestelmän tarkastelussa viive on kuitenkin vaikuttava tekijä. (Franklin et al. 1998: 16-19)

3.2. Kaasun syöttö ja venttiilit

Tarkastellun järjestelmän polttoaineensyötön ohjaus on toteutettu kuvan 3.8 mukaisella venttiilijärjestelmällä.



Kuva 3.8 Polttoaineensyötön ohjaukseen käytetty venttiilijärjestelmä. Venttiilien FV591 ja FV592 asentoja säädetään tehon funktiona. Venttiilin HV414 asentoa muuttamalla pyritään hienosäätämään polttoaine-ilma-seossuhde sopivaan arvoon.

Kuvan 3.8 mukaisesti polttoaineen syöttö on toteutettu kahdella rinnakkaisella linjalla. Päälinjan venttiilillä FV591 säädetään järjestelmän tehoa. Kun teho on halutussa arvossa, avataan sivulinja ja venttiilin HV414 asennolla pyritään säätämään seossuhde optimiarvoon. Venttiiliä FV592 säädetään tehon mukaan ja sillä on tarkoitus rajoittaa sivulinjan kapasiteettia.

Venttiilijärjestelmän mallinnuksen lähtökohtana käytettiin analogiaa sähköpiirin suureisiin. Sähköpiirin virta vastaa kaasun massavirtaa, jännite vastaa painetta ja venttiilit ovat virran kulkua vastustavia komponentteja. Tämän perusteella kuvasta 3.8 voidaan kirjoittaa yhtälö massavirroille

$$\dot{m}_{\text{kok}} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2, \quad (3.9)$$

missä \dot{m}_{kok} on kaasun kokonaismassavirta, \dot{m}_1 on päälinjan massavirta ja \dot{m}_2 on sivulinjan massavirta. Myös paineille voidaan sähköpiirin analogian perusteella kirjoittaa yhtälö

$$\Delta p_{\text{kok}} = p_1 - p_2 = \Delta p_{\text{FV591}} = \Delta p_{\text{FV592}} + \Delta p_{\text{HV414}}, \quad (3.10)$$

missä Δp_{kok} on venttiilien kokonaispainehäviö, p_1 paine ennen venttiilejä, p_2 on paine venttiilien jälkeen, Δp_{FV591} on venttiilin FV591 painehäviö, Δp_{FV592} on venttiilin FV592 painehäviö ja Δp_{HV414} on venttiilin HV414 painehäviö. Putkiston painehäviöt oletettiin pieniksi. Venttiilien jälkeisen paineen p_2 oletettiin noudattavan yhtälöä

$$p_2 = \frac{3,12 \cdot 10^{-2} P^2 + 3,5527 \cdot 10^{-14} P - 3,7446 \cdot 10^{-12}}{1000} + p_{\text{ilma}}, \quad (3.11)$$

missä P on polttimen prosentuaalinen teho. Paineen yksikkönä käytetään absoluuttipainetta barA. Massavirtaa venttiilin läpi voidaan mallintaa käyttämällä ISA-75.01.01-2007-standardin mukaista yhtälöä

$$\dot{m} = N_8 F_p C_v(h) p_1 Y \sqrt{\frac{\Delta p M}{T_1 Z p_1}}, \quad (3.12)$$

missä N_8 on käytetyistä yksiköistä riippuva vakio, F_p on putkiston sovituksesta riippuva kerroin, $C_v(h)$ on venttiilin kapasiteettia kuvaava kerroin venttiilin avauman funktiona, p_1 on paine ennen venttiiliä, Y on laajentumiskerroin, M on virtaavan fluidin moolimassa, T_1 on fluidin tulolämpötila ja Z on fluidin kokoonpuristuvuuskerroin. Funktio $C_v(h)$ on jokaiselle venttiilille ominainen ja se saadaan venttiilivalmistajalta. Kertoimen F_p arvo poikkeaa arvosta 1, jos venttiilin ja putkien välissä käytetään sovittimia. Sovittimia tarvitaan jos venttiili ja siihen liitettävät putket ovat erikokoiset. Kerroin voidaan laskea yhtälöllä

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \left(\frac{C_v}{d^2}\right)^2}}, \quad (3.13)$$

missä N_2 on yksiköistä riippuva vakio ja d on venttiilin halkaisija. Summa $\sum \zeta$ kuvaa venttiilin ja putken välisien sovittimien resistanssi- ja Bernoullin kertoimien summaa ja se voidaan laskea yhtälöllä

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2}, \quad (3.14)$$

missä summan osat ovat

$$\zeta_1 = \frac{1}{2} \left(1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^2\right)^2, \quad (3.15)$$

$$\zeta_2 = \left(1 - \left(\frac{d}{D_2}\right)^2\right)^2, \quad (3.16)$$

$$\zeta_{B1} = 1 - \left(\frac{d}{D_1}\right)^4, \quad (3.17)$$

ja

$$\zeta_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D_2}\right)^4. \quad (3.18)$$

D_1 on venttiilille tulevan putken halkaisija ja D_2 on venttiililtä lähtevän putken halkaisija. Suureiden D_1 , D_2 ja d yksikkö on millimetri. Laajentumiskerroin Y voidaan määrittää yhtälöllä

$$Y = 1 - \frac{\Delta p}{3F_k x_T(h) p_1}, \quad (3.19)$$

missä F_k on virtaavan fluidin ominaislämpökapasiteetista riippuva kerroin ja x_T painehäviö-suhdekerroin, kun venttiili on tukossa. Venttiilin sanotaan olevan tukossa, kun virtaus ei kasva, vaikka tulopainetta kasvatettaisiin. x_T :n arvo on jokaiselle venttiilille ominainen ja sen arvot eri avauman arvoilla saadaan venttiilivalmistajalta. Kerroin F_k määritetään yhtälöllä

$$F_k = \frac{\kappa}{1,40}, \quad (3.20)$$

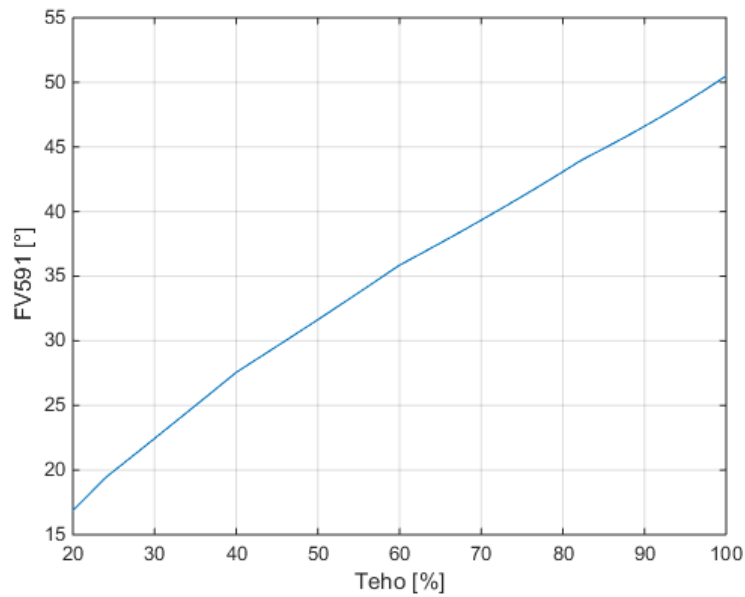
missä κ on virtaavan fluidin vakioapaineen lämpökapasiteetin ja vakiotilavuuden lämpökapasiteetin suhde. Kerroin x_T viittaa tilanteeseen, kun venttiilin ja putkien välillä ei ole sovitimia. Jos sovitimia on, käytetään x_T :n sijaan kerrointa x_{TP} . Kerroin voidaan määrittää yhtälöllä

$$x_{TP} = \frac{x_T(h)}{F_p^2 \left(1 + \frac{x_T(h)(\zeta_1 + \zeta_{B1})}{N_5} \left(\frac{C_V(h)}{d^2}\right)^2\right)}, \quad (3.21)$$

missä N_5 on käytetyistä yksiköistä riippuva vakio. (ISA 2007: 13-23)

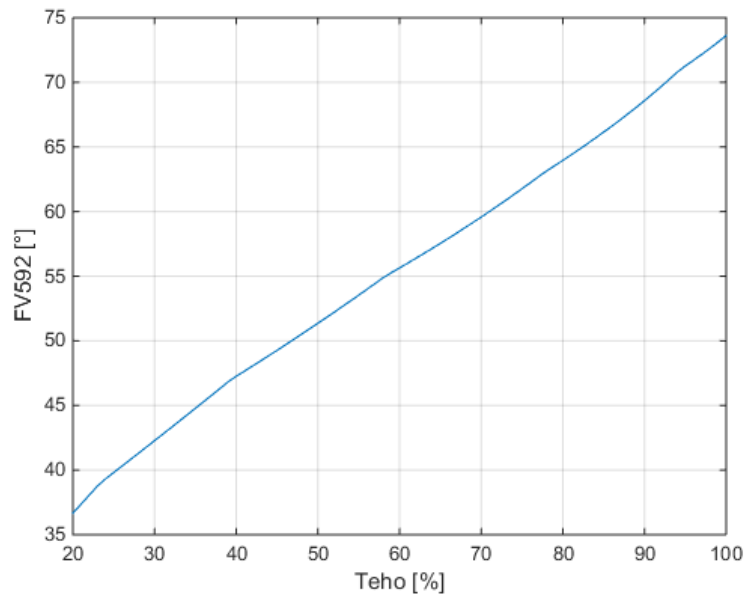
3.2.1. Venttiilien asennot tehon funktiona

Kuvan 3.8 mukaisten venttiilien FV591 ja FV592 avaumat määritettiin eri tehopisteille edellisessä luvussa esitellyn teorian perusteella. Polttimen teho on suoraan verrannollinen polttoaineen massavirtaan. 100 % tehopisteessä laskennallinen polttoaineen massavirta on noin 1,24 kg/s. Kuvassa 3.9 on esitetty päälinjan venttiilin FV591 avauma tehon funktiona.



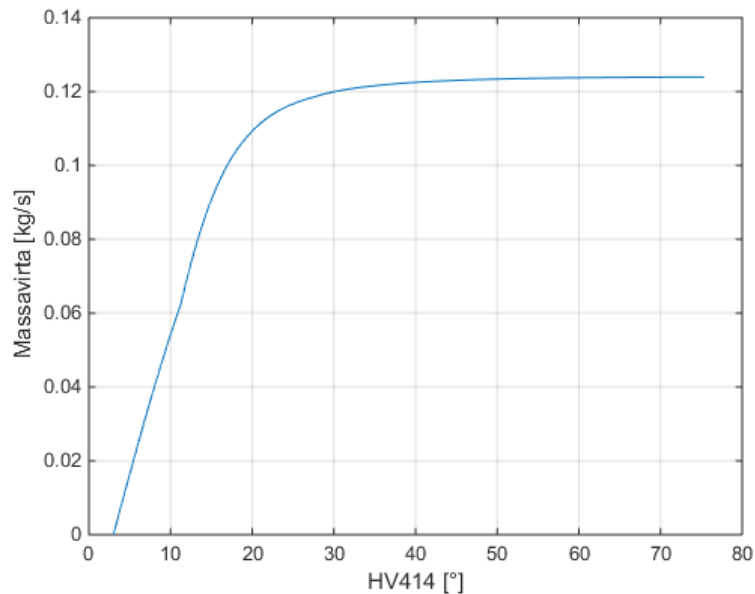
Kuva 3.9 Polttoaineen syötön päälinjan venttiilin FV591 laskennallinen avauma asteina tehon funktiona. Polttoaineen massavirta käyttäytyy lineaarisesti tehon funktiona: 0-1.24 kg/s polttoainevirta vastaa 0-100 % tehoaluetta.

Kuten kuvasta 3.9 voidaan havaita, on päälinjan venttiilin asento likimain lineaarinen tehon suhteen. Venttiili FV591 on täysin auki, kun asento on 85 °. Laskennallisten avaumien perusteella venttiilin koko on hieman ylimitoitettu, koska 100 % teholla laskettu avauma on vain noin 51 °. Kuvassa 3.10 on esitetty sivulinjan ensimmäisen venttiilin FV592 laskennallinen avauma tehon funktiona, kun maksimi polttoainevirta sivulinjan läpi on noin 20 % päälinjan polttoainevirran arvosta kussakin tehopisteessä.



Kuva 3.10 Polttoaineen syötön sivulinjan venttiilin FV592 laskennallinen avauma tehon funktiona. Sivulinjan maksimikapasiteetti kussakin tehopisteessä on noin 20 % päälinjan polttoainevirran arvosta.

Kuvan 3.10 perusteella venttiilin FV592 asento käyttäytyy myös likimain lineaarisesti tehon suhteen. Venttiilin FV592 asennon laskennassa sivulinjan toisen venttiilin HV414 oletettiin olevan täysin auki, kun sivulinjan polttoainevirta on maksimiarvossa. Venttiilin FV592 asento täysin auki on 95 °, joten sivulinjan kapasiteettia on mahdollista lisätä tarvittaessa koko tehoalueella. Kuvassa 3.11 on esitetty esimerkkikäyrä sivulinjan massavirrasta venttiilin HV414 asennon suhteen 50 % tehopisteessä.



Kuva 3.11 Sivulinjan massavirta venttiilin HV414 avauman funktiona 50 % tehopisteessä. Venttiilin FV592 asento on noin 51 °. Käyrä ei lähde origosta, koska venttiiliä HV414 täytyy avata vähintään kolme astetta, jotta polttoaine alkaa virrata sen läpi. Minimivauman arvo riippuu venttiilityypistä.

Kuvasta 3.11 voidaan havaita, että massavirran arvo koko avauman alueella on voimakkaasti epälineaarinen. Noin 40 ° jälkeen polttoainevirran arvo ei juurikaan kasva, vaikka venttiilin avaumaa kasvatettaisiin. Määritetyt avaumat ovat kuitenkin laskennallisia ja perustuvat osaksi oletuksiin. Suurimmat epävarmuustekijät ovat venttiilien jälkeinen paine p_2 sekä venttiilin ominaiskäyrät. Venttiileille FV591 ja HV414 ei ollut saatavilla venttiilivalmistajan antamia ominaiskäyriä, joten kyseisille venttiileille käytettiin eri valmistajan vastaavan venttiilityypin ja koon mukaisia ominaiskäyriä. Lopulliset avaumat venttiileille FV591 ja FV592 on määritettävä testiajoilla järjestelmän käyttöönoton yhteydessä.

3.2.2. Laskenta-algoritmi venttiilin HV414 avauman määrittelykselle

Koska venttiili HV414 toimii säätöjärjestelmän toimilaitteena, on venttiilin toiminta massavirran suhteen linearisoitava. Sivulinjan venttiilit FV592 ja HV414 ovat kuvan 3.8 mukaisesti kytketty sarjaan, joten niiden läpi kulkevan polttoaineen massavirran täytyy olla yhtä suuri. Venttiilin FV592 asentoa säädetään tehon funktiona, joten avauma pysyy vakiona seossuhdesäädön aikana. Näiden oletuksien ja luvussa 3.2 esitellyn teorian perusteella muodostettiin iteratiivinen algoritmi venttiilin HV414 avauman laskemiseen:

1. Lue venttiilin FV592 avautuma.

2. Määrittele haluttu venttiilien läpi kulkeva massavirta \dot{m} .
3. Interpoloi C_v -arvo venttiilille FV592 valmistajan antamasta käyrästä.
4. Laske painehäviö venttiilille FV592 yhtälöllä

$$\Delta p_{FV592} = \frac{\dot{m}^2 TZ}{N_8^2 F_{p,FV592}^2 C_{v,FV592}^2 p_1 Y_{FV592}^2 M} \quad (3.22)$$

5. Määritä suutinpaine p_2 tehopisteen funktiona käyttäen yhtälöä (3.11).
6. Laske venttiilin HV414 painehäviö tulopaineen p_1 , suutinpaineen p_2 ja ensimmäisen venttiilin painehäviön Δp_{FV592} avulla yhtälöllä

$$\Delta p_{HV414} = p_1 - p_2 - \Delta p_{FV592}. \quad (3.23)$$

7. Määritä tarvittava kapasiteetin arvo C_v venttiilille HV414 yhtälöllä

$$C_{v,HV414} = \frac{\dot{m}}{N_8 F_{p,HV414} Y_{HV414} (p_1 - \Delta p_{FV592}) \sqrt{\frac{\Delta p_{HV414} M}{TZ(p_1 - \Delta p_{FV592})}}} \quad (3.24)$$

8. Interpoloi valmistajan antamasta C_v -käyrästä avautuma venttiilille $C_{v,HV414}$ arvon perusteella.
9. Interpoloi valmistajan antamasta venttiilin FV592 x_T -käyrästä arvo.
10. Laske x_{TP} -arvo venttiilille FV592 yhtälöllä (3.21).
11. Laske uusi Y :n arvo seuraavalle laskentakierrokselle venttiilille FV592 yhtälöllä

$$Y_{FV592} = 1 - \frac{\Delta p_{FV592}}{3 F_{k,x_{TP},FV592} p_1}. \quad (3.25)$$

12. Interpoloi venttiilin HV414 x_T -käyrästä arvo kohdan.
13. Laske x_{TP} -arvo venttiilille HV414 yhtälöllä (3.21).
14. Laske uusi Y -arvo seuraavalle laskentakierrokselle venttiilille HV414 yhtälöllä

$$Y_{HV414} = 1 - \frac{\Delta p_{HV414}}{3 F_{k,x_{TP},HV414} (p_1 - \Delta p_{FV592})}. \quad (3.26)$$

15. Laske uusi F_p -arvo venttiilille FV592 seuraavalle laskentakierrokselle yhtälöllä

$$F_{p,FV592} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta_{FV592} \left(\frac{C_{v,FV592}}{d_{FV592}^2} \right)^2}{N_2}}}. \quad (3.27)$$

16. Laske uusi F_p -arvo venttiilille HV414 seuraavalle laskentakierrokselle yhtälöllä

$$F_{p,HV414} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta_{HV414}}{N_2} \left(\frac{c_{v,HV414}}{a_{HV414}^2} \right)^2}}. \quad (3.28)$$

17. Siirry seuraavalle laskentakierrokselle.

3.3. Mittalaitteiden ominaisuudet

Tarkastellun järjestelmän lähdöstä pystytään mittaamaan savukaasun λ , CO-pitoisuus ja NO_x-pitoisuus. Kaikilla mittalaitteilla oletettiin olevan yhtälön (3.1) mukainen ensimmäisen kertaluvun dynamiikka. Signaalien kulkuviiveet ovat pieniä prosessin viiveeseen verrattuna, joten mittalaitteiden dynamiikan mallinnuksesta jätettiin viive huomioimatta. Ensimmäisen kertaluvun viiveettömän järjestelmän vaste askelmaiselle tulosignaalille aikatasossa on muotoa

$$y(t) = Aa(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}), \quad (3.29)$$

missä y on järjestelmän lähtö, t on aika, A on jatkuvuustilan vahvistus, a on tulosignaalin suuruus ja τ on aikavakio. Mittalaitteiden aikavakiot määritettiin valmistajan ilmoittaman t_{90} -arvon avulla. t_{90} -arvo ilmoittaa mittalaitteen 90 % asettumisajan, kun mitatussa suureessa tapahtuu muutos. Sijoittamalla yhtälöön (3.29) lähdön $y(t)$ paikalle $0,9Aa$ ja ajan t paikalle mittalaitteen t_{90} -arvo, saadaan ratkaistua aikavakio

$$\tau = -\frac{t_{90}}{\ln(0,1)}. \quad (3.30)$$

Analogiset mittaussignaalit muunnetaan 16 bittisellä A/D-muuntimella digitaaliseen muotoon. Yksi bitti kertoo muunnetun arvon merkin, joten muunnetuille arvoille on käytössä 15 bittiä. 15 bittiä vastaa $2^{15} = 32768$ eri arvoa, mutta tästä määrästä on käytössä vain 27648 arvoa 0-10 V tai 4-20 mA mittaussignaalille. Loput arvot on varattu mahdollisille alueen yli meneville arvoille. Kun tiedetään A/D-muunnokseen käytettävä bittimäärä, voidaan määrittää A/D-muunnetun signaalin digitaalinen resoluutio. A/D-muunnetun signaalin digitaalinen resoluutio saadaan jakamalla muunnettavan signaalin amplitudi muunnoksessa käytössä olevien digitaalisten arvojen lukumäärällä. Kun mittaussignaali on lineaarinen mitattavaan suureen nähden, voidaan edelleen määrittää mitatun suuren digitaalinen resoluutio kertomalla A/D-muunnoksen resoluutio mitatun suureen ja mittaussignaalin käyrän kulmakertomella. Taulukossa 3.2 on listattu käytettyjen mittalaitteiden tärkeimmät tekniset ominaisuudet sekä yhtälöllä (3.30) määritetyt aikavakiot.

Taulukko 3.2 Järjestelmän mittalaitteiden tärkeimmät tekniset ominaisuudet.

Mitattava suure	Mittausalue	Mittaussignaali	Sensorin resoluutio	t_{90}	τ	Digitaalinen resoluutio
λ	0,65-5 λ	1,3-10 V	ei ilm.	50 ms	22 ms	0,00018 λ
CO	0-20000 ppm	4-20 mA	10 ppm	5 s	2,17 s	0,72 ppm
NO _x	0-4500 ppm	4-20 mA	ei ilm.	5 s	2,17 s	0,16 ppm

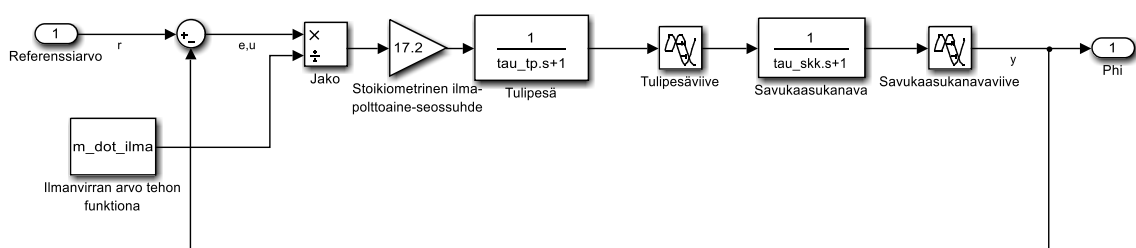
Oletettu järjestelmän toiminta-alue on noin 0,98-1,02 λ , joten suurin osa mittalaitteen mittausalueesta jää käyttämättä. λ -mittaus on selvästi nopein, mutta mittaustarkkuudeltaan heikoin, koska jännitesignaali on alttiimpi ulkoisille häiriöille virtasignaaliin nähden. CO- ja NO_x-mittaukset ovat laadultaan parempia, kuin λ -mittaus. Vastaavasti näiden mittauksien heikkous on niiden hitaus. Kaikkien mittaussignaalien digitaalinen resoluutio riittää reilusti tarvittaville mittaussignaalien tarkkuudelle.

4. SÄÄTÖSUUNNITTELU JA SIMULOINTI

Säädetyin järjestelmän tavoitteena on pitää säätösuure mahdollisimman tarkasti halutussa arvossa sekä toimia transientitilanteissa mahdollisimman nopeasti aiheuttamatta ylitystä säädetyssä suuressa. Tässä luvussa suunnitellaan ja simuloidaan mahdollisesti toteutettavia eri säätöskenaarioita. Säätösuunnittelu tehdään analogisesti, vaikka säätöjärjestelmän implementointi tehdään digitaaliseen ympäristöön. Näin voidaan tehdä, koska järjestelmän näytteenottoaika $T_s = 100$ ms on reilusti pienempi säädettävän prosessin aikavakioihin nähden.

4.1. Suljetun järjestelmän analyysi

Koska suunniteltava säätö perustuu takaisinkytkentään, eli säädetyin suureen mittaukseen, on järjestelmän dynamiikkaa analysoitava takaisinkytkennän kanssa. Kuvassa 4.1 on lohko-kaavioesitys järjestelmän simulointimallista, kun siihen on lisätty takaisinkytkentä ilman säädintä.



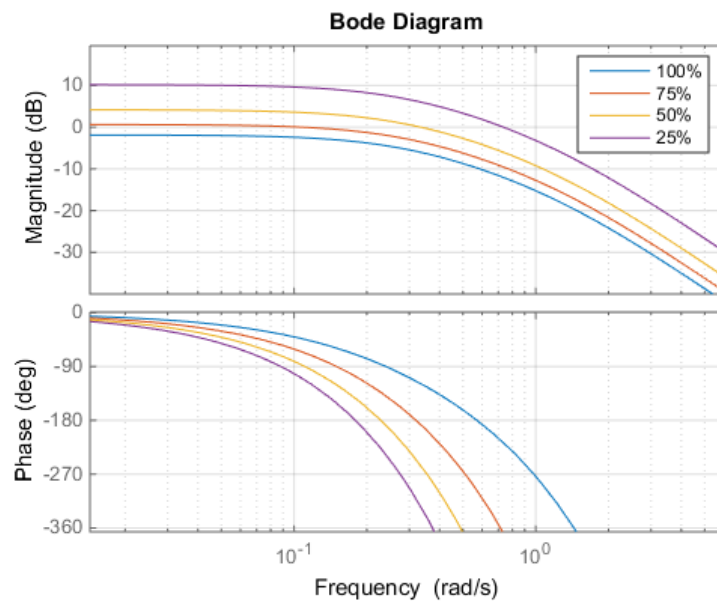
Kuva 4.1 Lohkokaavioesitys takaisinkytketyn järjestelmän dynamiikan mallista. Mitattu polttoaineker-toimen Φ arvo tuodaan takaisinkytkentänä ja sitä verrataan referenssiarvoon. Ilmavirran arvo on tehon perusteella määräytyvä vakio.

Kuvan 4.1 mukaisesti järjestelmän tulona on nyt Φ :n ohjearvo r . Ohjaussuureena u on ohjearvon ja mitatun arvon erotus. Tätä suureta kutsutaan erosuureeksi e .

Suljetun järjestelmän stabiiliutta voitaisiin tarkastella vastaavalla tavalla, kuin luvussa 3.1.2 tarkastellun avoimen järjestelmän stabiiliutta: tarkastelemalla napojen sijaintia kompleksitasossa. Järjestelmässä olevaa puhdasta viivettä ei kuitenkaan voida analyttisesti esittää polynomifunktiona, joten on luontevaa tarkastella suljetun järjestelmän stabiiliutta taajuusanalyysin avulla. Taajuustasossa suljetun järjestelmän stabiiliutta voidaan tarkastella avoimen järjestelmän Bode-diagrammin avulla. Diagrammista voidaan lukea suljetun järjestelmän stabiiliutta kuvaavat arvot: vahvistusvara ja vaihevara. Vahvistusvara kertoo kuinka paljon erosuureta voidaan vahvistaa ennen järjestelmän muuttumista epästabiiliksi. Vahvistusvara

määritellään vahvistuksen arvona, kun vaihesiirron arvo on -180° . Vaihevara puolestaan kertoo suurimman sallitun vaihesiirron ohjaussuureen sekä mitatun suureen välillä ennen järjestelmän muuttumista epästabiiliksi. Vaihevaran arvo määritellään -180° ja vaihesiirron arvon erona, kun vahvistuksen arvo on 0 dB. (Franklin et al. 1986: 253–258)

Kuvassa 4.2 on esitetty avoimen järjestelmän Bode-diagrammit eri tehopisteissä.



Kuva 4.2 Avoimen piirin Bode-diagrammit eri tehopisteissä. Diagrammit on zoomattu sopivaksi vaihe- ja vahvistusvarojen määrityksen kannalta.

Kuvasta 4.2 voidaan lukea vahvistus- sekä vaihevarat eri tehopisteissä. Järjestelmän stabiiliutta voidaan analysoida määritettyjen vahvistus- ja vaihevarojen avulla seuraavasti:

- Stabiili, jos vahvistusvara on suurempi kuin nolla dB
- Stabiili, jos vaihevara on suurempi kuin nolla astetta

Määritetyt vahvistus- ja vaihevarojen arvot sekä stabiilius eri tehopisteissä on koottu taulukoon 4.1.

Taulukko 4.1 Bode-diagrammien avulla määritetyt vahvistus- ja vaihevarat sekä suljetun piirin stabiilius eri tehopisteissä.

Teho [%]	Vahvistusvara [dB]	Vaihevara [°]	Stabiilius [1/0]
100	9,77	∞	1
75	3,27	115	1
50	-1,78	-75,8	0
25	-8,57	-490	0

Määritettyjen stabiiliuskriteerien perusteella suljettu piiri muuttuu epästabiiliksi 75 % ja 50 % tehopisteiden välillä. Järjestelmä voidaan stabiloida pienentämällä vahvistusta.

Koska järjestelmän halutaan seuraavan ohjearvoa, on syytä tutkia eroosuutta jatkuvuustilassa. Jos lähtö seuraisi täydellisesti ohjearvoa jatkuvuustilassa, olisi erosuure tällöin 0. Erosuureen jatkuvuustilan arvo voidaan määrittää siirtofunktion ja tulosignaalin perusteella hyödyntämällä loppuarvoteoreemaa

$$\lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} sE(s), \quad (4.1)$$

missä t on aika, e on erosuure, e_{ss} on erosuureen jatkuvuustilan arvo ja s on Laplace-muuttuja (Franklin et al. 1998: 15). Siirtofunktion (3.3) ja kuvan 4.1 lohkokaaavioesityksen avulla erosuureksi e Laplace-tasossa saadaan

$$E(s) = \frac{R(s)}{1+G(s)}, \quad (4.2)$$

missä $R(s)$ on ohjearvo ja $G(s)$ prosessin siirtofunktio. Ohjearvona analyysissä käytettiin yksikköaskelta, jonka Laplace-muunnos on $1/s$. Kun yhtälö (4.2) sijoitetaan yhtälöön (4.1), saadaan jatkuvuustilan virheeksi

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{s} \frac{1}{1+G(s)} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{1}{1 + \frac{A}{(\tau_{tp}s+1)(\tau_{skk}s+1)} e^{-(T_{tp}+T_{skk})s}} = \frac{1}{1+A}. \quad (4.3)$$

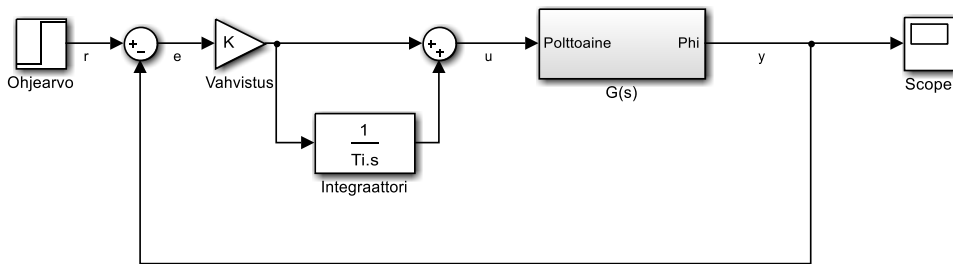
Saadusta yhtälöstä voidaan havaita, että jatkuvuustilan virheen arvo askelmaiselle ohjearvolle ei ole nolla. Lisäksi virheen suuruus riippuu tehopisteestä: virhe kasvaa tehon kasvaessa. Jatkuvuustilan virheen on oltava säädön vaatimuksien perusteella nolla, joten suunniteltavan säätimen on kyettävä ajamaan virhe nollassa.

4.2. Polttoainekertoimen Φ PI-säätö

Yhtälön (4.3) mukaisesti jatkuvuustilan erosuure lähenee nollaa, kun jatkuvuustilan vahvistus A lähenee ääretöntä. Taulukon 4.1 mukaan vahvistusta ei kuitenkaan voida lisätä merkittävästi jatkuvuustilan virheen pienentämiseksi, joten pelkällä P-säätimellä ei järjestelmän jatkuvuustilan erosuuretta saada nolaksi. Tästä johtuen säädinrakenteeseen on lisättävä integroiva osa. PI-säätimen siirtofunktio voidaan kirjoittaa muodossa

$$C_{PI}(s) = K\left(1 + \frac{1}{T_I s}\right), \quad (4.4)$$

missä K on erosuureen vahvistus ja T_I on integrointiaika (Franklin et al. 1986: 99). PI-säädetyin polttoainekertoimen lohkokaavio on esitetty kuvassa 4.3.



Kuva 4.3 Polttoainekertoimen PI-säädön lohkokaaavioesitys.

Kun kuvan 4.3 lohkokaaviosta ratkaistaan erosuure e ja sovelletaan loppuarvoteoreemaa, saadaan erosuureeksi jatkuvuustilassa askelmaiselle ohjearvolle

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{s} \frac{1}{1 + K\left(1 + \frac{1}{T_I s}\right)G(s)} = 0. \quad (4.5)$$

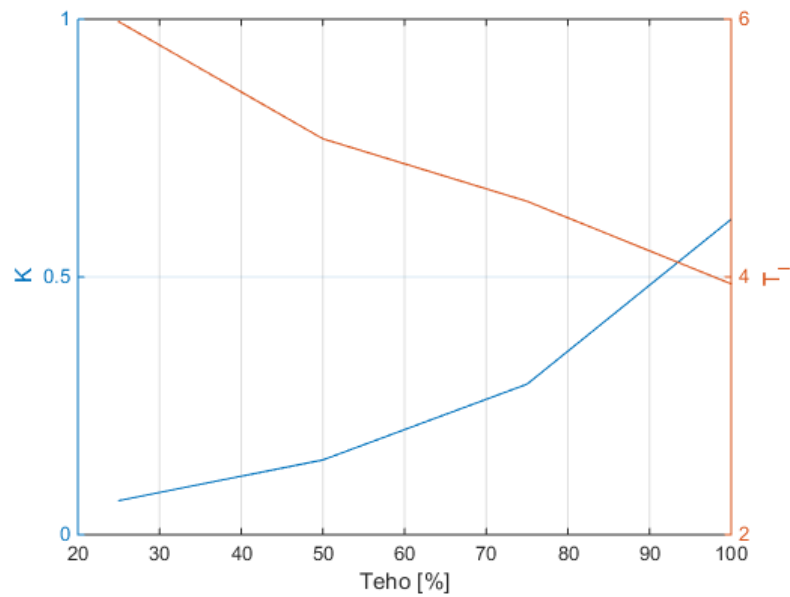
Integroiva säätö siis eliminoi jatkuvuustilan virheen. Tästä seuraa myös se, että PI-säätö korjaa myös mahdollisten häiriöiden aiheuttamat muutokset lähdön arvossa.

Kuten yhtälöstä (4.4) nähdään, on PI-säätimessä kaksi viritettävää parametria: K ja T_I . Parametrien virityksessä on usein tehtävä kompromissi järjestelmän transienttivasteen eri ominaisuuksien välillä. Vasteeseen liittyvät tärkeimmät ominaisuudet ovat ylitys, asettumisaika ja nousuaika. Käytännön järjestelmissä myös ohjaussuureella on rajoitus. Tässä työssä kriteerit säädetyin järjestelmän askelvasteelle ovat siis seuraavat:

- Ei ylitystä
- Mahdollisimman pieni asettumisaika

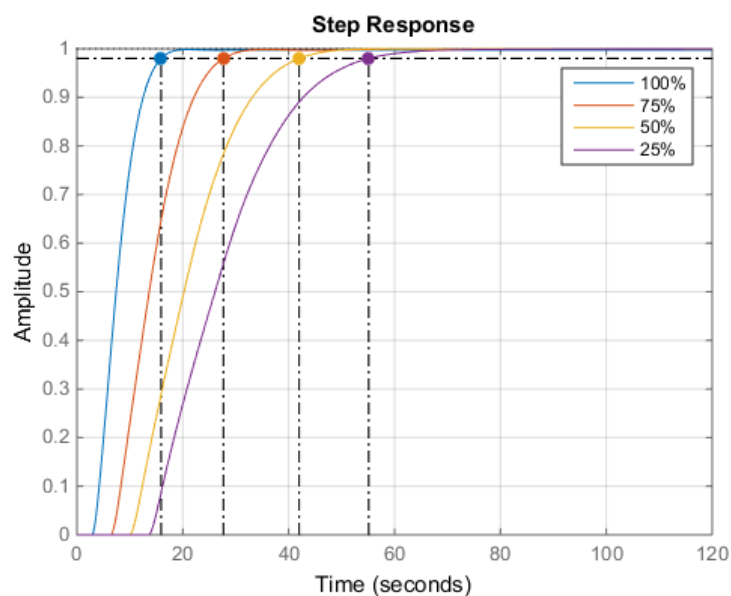
Kirjallisuudessa on esitetty monia eri tapoja PI-säätimen virittämiselle. (Cominos & Munro 2002) ovat kattavasti koonneet yhteen erilaisia PID-säätimen viritysmenetelmiä. Näihin menetelmiin sisältyy muun muassa haluttuun vaihe- ja vahvistusvaraan perustuvia menetelmiä sekä suljetun järjestelmän napojen sijoitteluun perustuvia menetelmiä. (Ziegler & Nichols 1942) ovat esitelleet laajasti käytetyt avoimen järjestelmän askelvasteeseen sekä suljetun järjestelmän värähtelyrajaan perustuvat menetelmät. Tämän työn kannalta erilaiset viritysmenetelmät antavat vain hyvät alkuarvaukset todellisille säätimen parametreille, koska prosessin mallinnuksessa on epävarmuutta: mittausdataa ei ole käytettävissä ja koko tehoalueen mallinnus perustuu suurelta osin oletuksiin. Säädinparametrit on hienosäädettävä kohdalleen järjestelmän testiajojen yhteydessä.

Tämän luvun PI-säätimen parametrit viritettiin MATLAB®:n PID-säätimen viritustyökalun avulla. Työkalun avulla määritettiin säädetyin järjestelmän askelvasteen muoto vaihevaran sekä kaistanleveyden perusteella. Ylitys eliminoitiin huolehtimalla riittävän suuri vaihevara, noin 65 astetta. Ohjaussuureen mahdollinen saturaatio asetti rajoituksen asettumisajalle. Kuvan 3.8 venttiilin FV592 asento tehon funktiona määritettiin niin, että sivulinja läpäisee maksimissaan noin 20 % tehopisteen vaatimasta polttoainevirrasta. Tästä johtuen säätimen parametrien virityksessä oli huomioitava ohjaussuureen rajoituksen olevan noin 120 % tehopisteen polttoainevirran arvosta. Koska järjestelmän dynamiikka muuttuu tehon funktiona, määritettiin eri tehopisteille omat säädinparametrit. Kuvassa 4.4 on esitetty määritetyt PI-säätimen parametrit K ja T_I eri tehopisteissä.



Kuva 4.4 Määritetyt PI-säätimen parametrit tehon funktiona. Vasen y-akseli kuvaa vahvistuksen K arvoja ja oikea y-akseli kuvaa integrointiajan T_i arvoja.

Kuten kuvasta 4.4 voidaan havaita, tehon kasvaessa voidaan kasvattaa vahvistusta ja pienentää integrointiaikaa ja tällä tavalla nopeuttaa järjestelmän toimintaa. Kuvassa 4.5 on esitetty kuvan 4.3 mukaisen PI-säätetyn järjestelmän askelvasteet eri tehopisteissä.

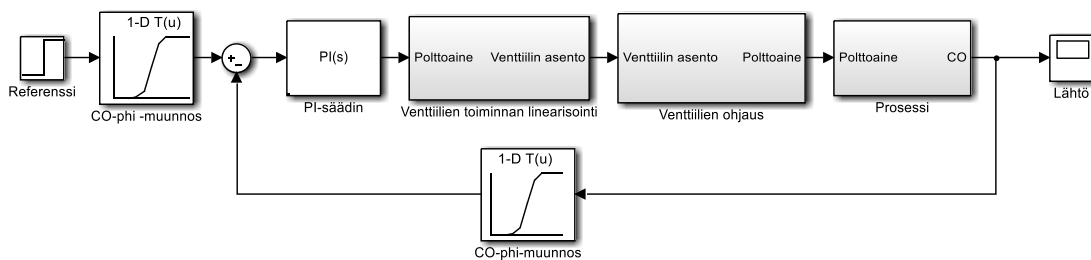


Kuva 4.5 PI-säätetyn järjestelmän askelvasteet eri tehopisteissä, kun järjestelmään syötetään ohjearvoksi 1. 98 % asettumisajat on merkitty pisteinä.

Simuloiduista askelvasteista voidaan havaita, että ylitystä ei ole ja jatkuvuustilan virhe on nolla. Koska prosessin viive kasvaa mentäessä pienemmälle teholle ja tällöin huonontaa suljetun järjestelmän stabiiliutta, ei tavallisella PI-säädöllä saavuteta yhtä nopeaa vastetta eri tehopisteissä.

4.2.1. CO- ja NO_x-säätö

Polttoainekerroinsäädön lisäksi järjestelmälle suunniteltiin vaihtoehtoisesti säädöt hiilimonoksidin sekä typen oksidien määrälle. CO:n ja NO_x:n määrä savukaasussa on voimakkaasti epälineaarinen järjestelmän ohjaussignaalin, eli polttoainevirran, funktiona. Koska kyseessä on lineaarisäätö, on CO:n ja NO_x:n riippuvuus ohjaussignaalista linearisoitava. Tätä tarkoitusta varten polttoainekertoimen säätöpiiriin lisättiin kuvan 4.6 mukaisesti muunnostaulukot polttoainekertoimen ja CO:n tai NO_x välille.



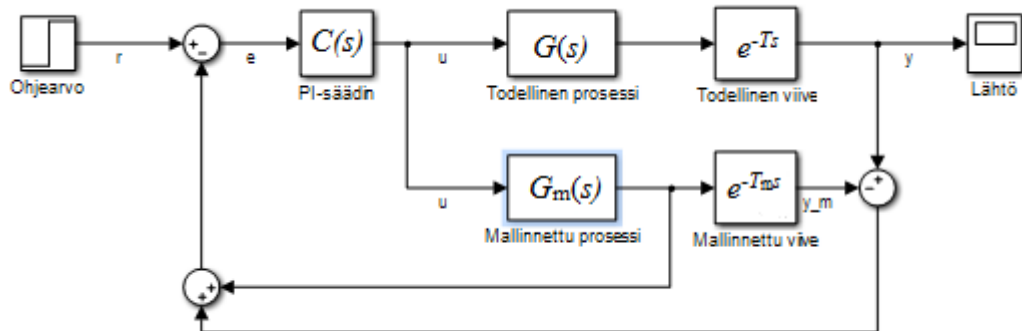
Kuva 4.6 CO-säädön periaatteellinen lohkokaaavioesitys. Mitattu CO:n määrä linearisoidaan polttoainevirtaan nähden muuntamalla mitattu CO-arvo Φ :n arvoksi. Vastaava linearisointi voidaan tehdä NO_x-säädölle.

Kuvan 4.6 mukaisesti suunnitellut CO- sekä NO_x-säädöt pohjautuvat suoraan polttoainekerroinsäätöön. Tällainen muunnos säätöpiiriin voitiin tehdä, koska CO:n sekä NO_x-määrät riippuvat polttoainekertoimen arvosta. Käytetyt CO- sekä NO_x-mittaukset ovat laadukkaampia kuin polttoainekertoimen mittaus, joten CO- tai NO_x-säädön käyttäminen polttoainekerroinsäädön sijaan on mahdollista, mikäli polttoainekertoimen mittaukseen perustuvalla säädöllä ei saavuteta tarpeeksi hyviä tuloksia.

4.3. Viiveen kompensointi

Kuten kuvasta 4.5 voidaan havaita, järjestelmän suorituskyky perinteisellä PI-säätimellä huononee merkittävästi tehon pienentyessä. Kun viiveen suuruus on merkittävä prosessin aikavakioihin nähden, voidaan viiveen kompensoinnilla parantaa säädetyn järjestelmän suo-

rituskykyä (Syder et al. 2000). Teollisuudessa yksi suosittu tapa parantaa viiveellisten järjestelmien suorituskykyä on Smith-prediktori. Kuvassa 4.7 on esitetty PI-säätimellä varustetun Smith-prediktorin lohkokaavioesitys.



Kuva 4.7 Smith-prediktorin lohkokaavioesitys. Säätorakenne pyrkii eliminoimaan prosessin viiveen säätösilmukasta. (Wang et al. 2006)

Kuvan 4.7 mukaisesti prediktorin ideana on eliminoida viive säätösilmukasta. Mikäli mallinnettu viive ja todellinen viive ovat yhtä suuria, eliminoiduu viive säätösilmukasta. Tällöin säätimen virityksessä ei tarvitse ottaa huomioon viivettä ja säätimen ensisijainen takaisinkytkentäsignaali saadaan viiveettömän prosessimallin lähdöstä. Takaisinkytkentäsignaalia korjataan todellisen lähdön y ja viivästetyn mallinnetun lähdön y_m erosignaalilla. (Wang et al. 2006)

Kun kuvan 4.7 lohkokaavioesityksestä johdetaan siirtofunktio Laplace-tasossa järjestelmän ohjearvosta r järjestelmän lähtöön y , saadaan

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{C(s)G(s)e^{-Ts}}{1 + C(s)(G_m(s) - G_m(s)e^{-T_m s} + G(s)e^{-Ts})}, \quad (4.6)$$

missä C on säätimen siirtofunktio, G on todellisen prosessin siirtofunktio, T on todellinen viiveaika, G_m on mallinnettu prosessin siirtofunktio ja T_m on mallinnettu viiveaika. Kun mallinnettu ja todellinen prosessi ovat täsmälleen samoja, sievenee suljetun järjestelmän siirtofunktio muotoon

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{C(s)G(s)e^{-Ts}}{1 + C(s)G(s)}. \quad (4.7)$$

Nyt siirtofunktion nimittäjässä ei ole viivekomponentteja mukana, ja näin ollen suljetun järjestelmän siirtofunktion karakteristinen yhtälö ei enää riipu järjestelmässä olevasta viiveestä.

Koska prosessin aikavakiot pysyvät likimain vakiona tehon funktiona, säädin voidaan viritellä koko tehoalueelle millä tahansa tehopisteellä kunhan muuttuva jatkuvuustilan vahvistus huomioidaan. Tämä voidaan ottaa huomioon korjaamalla yhtälön (4.4) vahvistusta K tehon perusteella korjauskertoimella K_k . Kun referenssiksi otetaan 100 % teholla korjauskertoimeksi 1, saadaan korjauskerroin tehon funktiona laskettua yhtälöllä

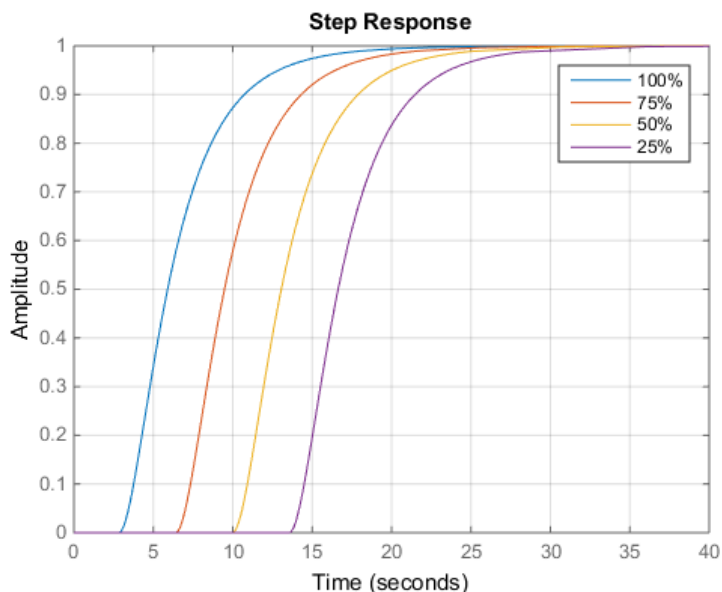
$$K_k(P) = \frac{P}{100}, \quad (4.8)$$

missä P on teho. Säätimen parametrit viritettiin 100 % tehopisteelle MATLAB®:n PID-säätimen viritustyökalun avulla muokkaamalla askelvastetta halutun muotoiseksi ja samalla huolehtimalla ettei ohjaussignaalin arvo transienttitalanteessa ole liian suuri. Säädinparametreiksi saatiin $K = 1,2$ ja $T_I = 3,5$. Kertoimella K_k skaalatut säädinparametrit eri tehopisteille on esitetty taulukossa 4.2.

Taulukko 4.2 Smith-prediktorilla varustetun PI-säätimen parametrit eri tehopisteissä. Parametrit on viritetty 100 % tehopisteessä. Muiden tehopisteiden vahvistus on skaalattu kyseiselle tehopisteelle sopivaksi. Integrointi-aika pysyy vakiona koko tehoalueella, koska prosessin aikavakiot eivät muutu tehon muuttuessa.

P [%]	K	T_I
100	1,2	3,5
75	0,9	3,5
50	0,6	3,5
25	0,3	3,5

Viivekompensoidun säädetyn järjestelmän askelvasteet eri tehopisteillä on esitetty kuvassa 4.8.



Kuva 4.8 Smith-prediktorilla varustetun PI-säädön askelvasteet eri tehopisteissä. Säädinparametreina $K = 1,2$ ja $T_I = 3,5$. Vahvistusta K on skaalattu kertoimella $P/100$ sopivaksi eri tehopisteille P .

Kun Smith-prediktorilla varustetun järjestelmän simuloituja askelvasteita verrataan kuvan 4.5 vasteisiin, voidaan havaita merkittävä parannus asettumisajoissa pienillä tehoilla. Simuloituista vasteista voidaan myös havaita, että askelvasteen muoto transienttilanteessa on samanlainen kaikissa tehopisteissä.

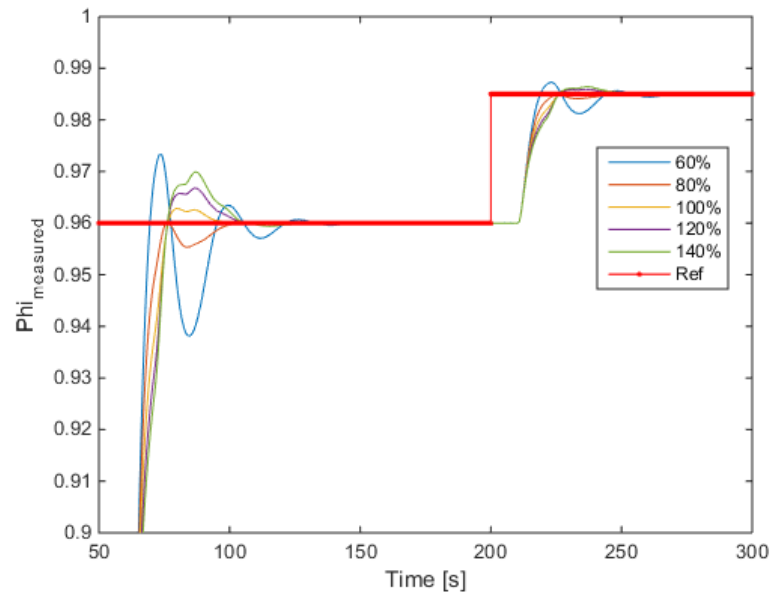
4.4. Mallinnusvirheiden ja häiriöiden vaikutus järjestelmään

Edellisessä luvussa käsitellyssä Smith-prediktoriin perustuvassa viivekompensoidussa säädössä säädetään ohjelmallisesti prosessimallia, ja ideaalitalanteessa prosessimalli vastaa täysin oikeaa prosessia. Näin ei kuitenkaan todellisuudessa aina ole, joten on loogista tutkia mallinnusvirheiden vaikutusta järjestelmän toimintaan. Lisäksi erilaiset häiriöt mittaussignaaleissa vaikuttavat todellisen järjestelmän toimintaan. Järjestelmässä käytetyt mittaussignaalit ovat joko jännite- tai virtasignaaleja. Φ -mittauksessa käytetään 0-10 V jännitesignaalia ja CO- sekä NO_x-mittauksissa käytetään 4-20 mA virtasignaalia. Erityisesti jännitesignaalit ovat alttiita häiriöille, joten kohinan vaikutusta oli syytä tutkia. Tässä luvussa tarkastellaan mallinnusvirheiden ja kohinan vaikutusta Φ -säätöön.

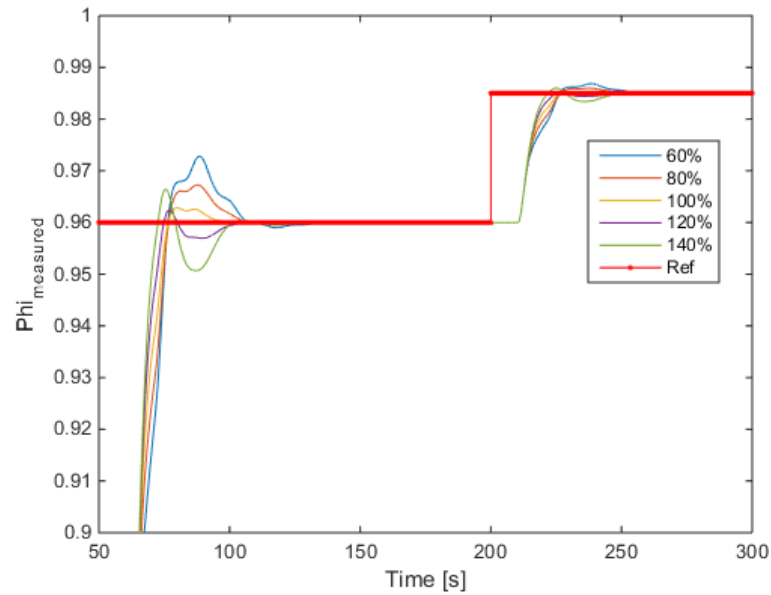
4.4.1. Mallinnusvirheiden vaikutus Smith-prediktorin toimintaan

Smith-prediktorissa käytettävän prosessimallin virheiden vaikutusta järjestelmän toimintaan tutkittiin varioimalla mallin parametreja: luonnollinen kulmataajuus, vaimennusvakio sekä

viive. Kuvissa 4.9 ja 4.10 on esitetty Φ -säädetyin järjestelmän vaste, kun prediktorissa käytettävän prosessimallin ominaiskulmataajuutta sekä vaimennusvakiota on varioitu.

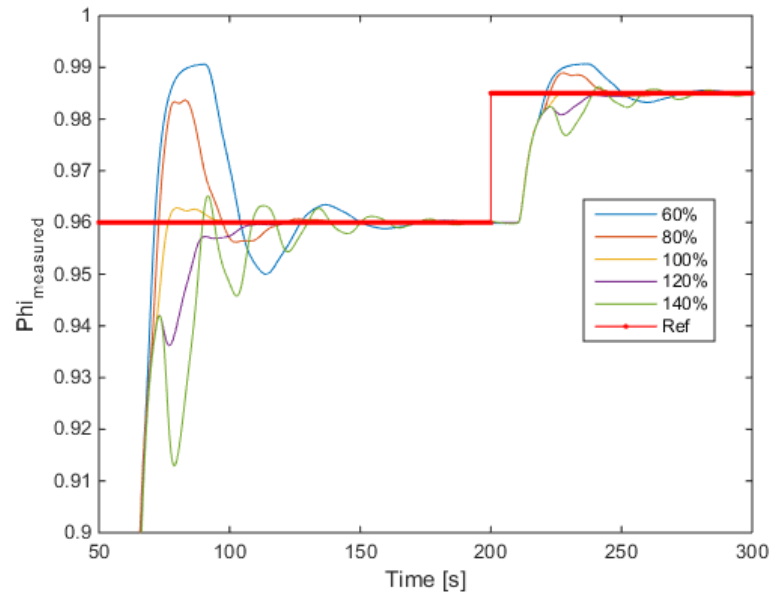


Kuva 4.9 Φ -säädetyin järjestelmän vaste, kun prosessimallin vaimennusvakion arvoa on varioitu. Arvoa varioitiin prosentuaalisesti prosessin todellista arvosta. Tehon arvona on käytetty 50 % kokonaistehosta ja säätimen parametreina taulukon 4.2 mukaisia 50 % tehon arvoja. Ajanhetkellä $t = 50$ s säädin on kytketty toimintaan ja hetkellä $t = 200$ s ohjearvoon on tehty muutos.



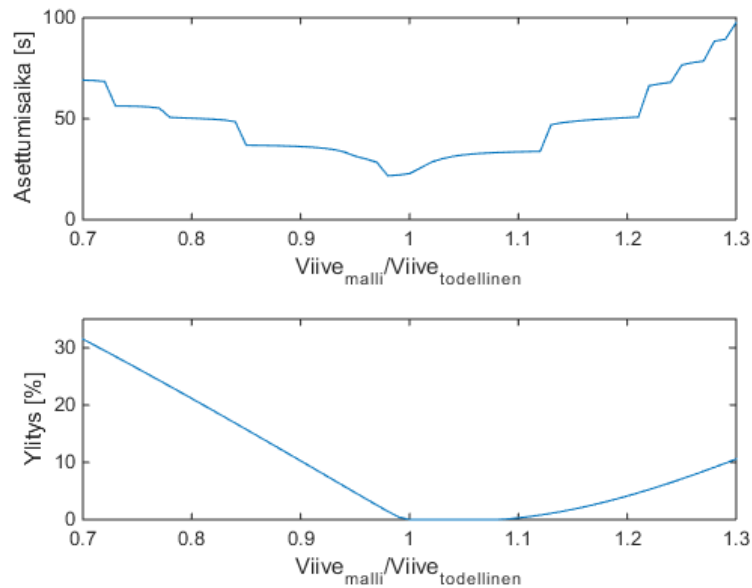
Kuva 4.10 Φ -säädetyin järjestelmän vaste, kun prosessimallin ominaiskulmataajuuden arvoa on varioitu. Arvoa varioitiin prosentuaalisesti prosessin todellista arvosta. Tehon arvona on käytetty 50 % kokonaistehosta ja säätimen parametreina taulukon 4.2 mukaisia 50 % tehon arvoja. Ajanhetkellä $t = 50$ s säädin on kytketty toimintaan ja hetkellä $t = 200$ s ohjearvoon on tehty muutos.

Kuvista 4.9 ja 4.10 voidaan päätellä, että säätö on kohtuullisen robusti prosessimallin dynamiikkaa kuvaaville parametreille. Seuraavaksi tutkittiin säädön robustisuutta viiveen mallinnuksen virheeseen. Kuvassa 4.11 on esitetty vasteet, kun prosessimallin viivettä on varioitu. Simuloiduksi tehopisteeksi valittiin minimiteho 50 %, koska tässä pisteessä prosessin viive on suurin.



Kuva 4.11 Φ -säätetyn järjestelmän vaste, kun prosessimallin viiveen arvoa on varioitu todellisesta viiveen arvosta. Tehon arvona on käytetty 50 % kokonaistehosta ja säädinparametreina taulukon 4.2 mukaisia arvoja. Ajanhetkellä $t = 50$ s säädin on kytketty toimintaan ja hetkellä $t = 200$ s ohjearvoon on tehty muutos. Eri simulointien viiveen arvot ovat suhteellisia arvoja todelliseen viiveeseen verrattuna.

Vertaamalla kuvan 4.11 vasteita kuvien 4.9 ja 4.10 vasteisiin, voidaan havaita, että prediktorin virheellinen viiveen arvo vaikuttaa merkittävästi enemmän vasteeseen kuin virheelliset dynamiikan parametrit. Osassa simuloinneista polttoainevirran arvo saturoitui ajoittain, joten järjestelmän vastetta virheelliselle viiveen arvolle simuloitiin myös ilman rajoituksia polttoainevirrälle. Kuvassa 4.12 on esitetty asettumisaika sekä ylitys Φ :lle eri mallin viiveen suhteellisilla arvoilla.

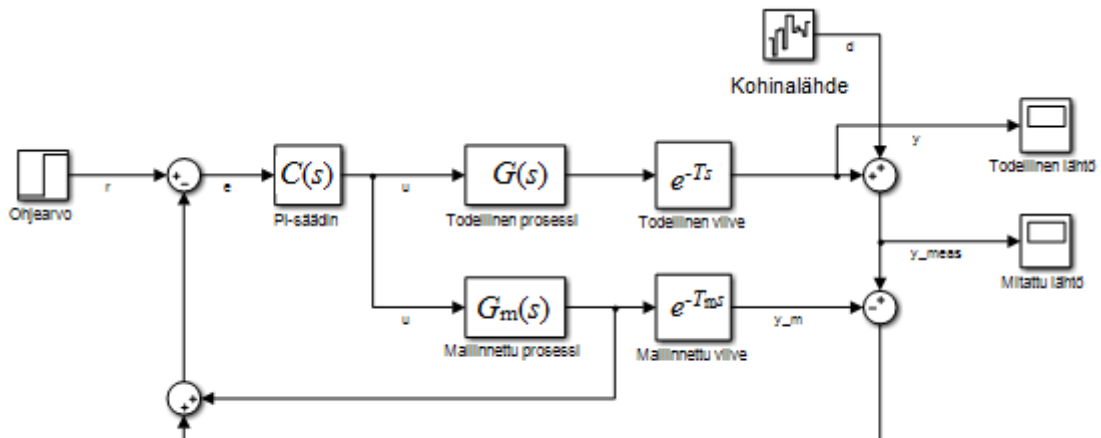


Kuva 4.12 Φ :n asettumisaika ja ylitys prediktorimallin viiveen ja todellisen viiveen suhteen funktiona. x-akselin arvo 1 tarkoittaa, että mallinnettu viive on sama kuin todellinen viive. Tehopisteenä on 50 % ja prosessin todellinen viiveen arvo tässä pisteessä on noin 10s.

Kuvasta 4.12 voidaan havaita, että viiveen virheellinen mallinnus vaikuttaa säädön suorituskykyyn merkittävästi, kun säätimen ohjaussignaalia ei ole rajoitettu. Vasteen ylitys kasvaa voimakkaasti, kun mallinnettu viiveen arvo on pienempi kuin todellinen arvo. Toisaalta viiveen arvioiminen liian suureksi kasvattaa asettumisaikaa voimakkaammin.

4.4.2. Mittaussignaalin kohinan vaikutus säätöön

Koska Φ :n mittaukseen käytetään jännitesignaalia ja tarvittava tarkkuus säädölle on erittäin suuri, tutkittiin mittaussignaalin kohinan vaikutusta säädön toimintaan. Kuvassa 4.13 on esitetty kuvaan 4.7 perustuva lohkokaavioesitys, kun järjestelmän mittaussignaaliin on lisätty kohinalähde.



Kuva 4.13 Smith-prediktorilla varustetun PI-säädetyin järjestelmän lohkokaaioesitys, kun mittaussignaaliin on lisätty kohinalähde.

Kuvan 4.13 lohkokaaioesityksestä johdettiin siirtofunktiot kohinasignaalista d järjestelmän mitattuun lähtöön y_{meas} sekä järjestelmän todelliseen lähtöön y :

$$\frac{Y_{\text{meas,Smith}}(s)}{D(s)} = \frac{1 + C(s)G_m(s)(1 - e^{-T_m s})}{1 + C(s)(G_m(s)(1 - e^{-T_m s}) + G(s)e^{-Ts}} \quad (4.9)$$

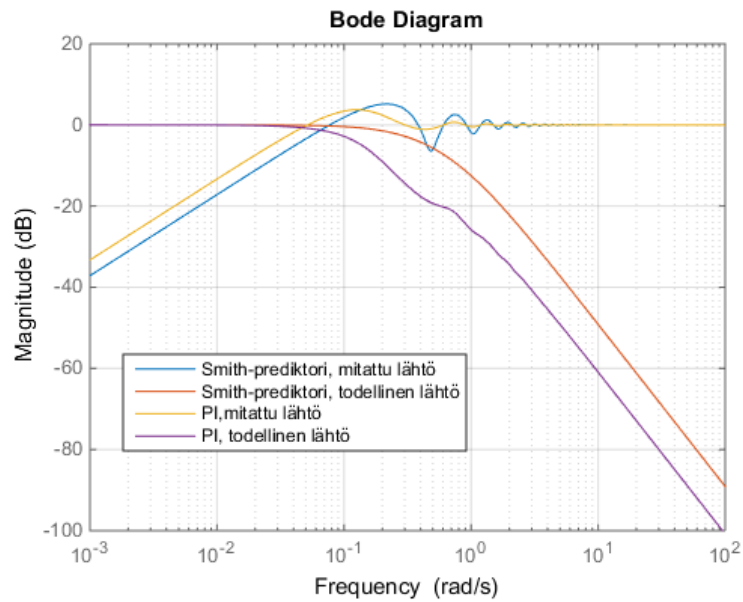
$$\frac{Y_{\text{Smith}}(s)}{D(s)} = \frac{-C(s)G(s)e^{-Ts}}{1 + C(s)(G_m(s)(1 - e^{-T_m s}) + G(s)e^{-Ts})}. \quad (4.10)$$

Lisäksi johdettiin vastaavat siirtofunktiot kuvan 4.3 mukaiselle PI-säädetyille järjestelmälle:

$$\frac{Y_{\text{meas,PI}}(s)}{D(s)} = \frac{1}{1 + C(s)G e^{-Ts}} \quad (4.11)$$

$$\frac{Y_{\text{PI}}(s)}{D(s)} = \frac{-C(s)G(s)e^{-Ts}}{1 + C(s)G e^{-Ts}} \quad (4.12)$$

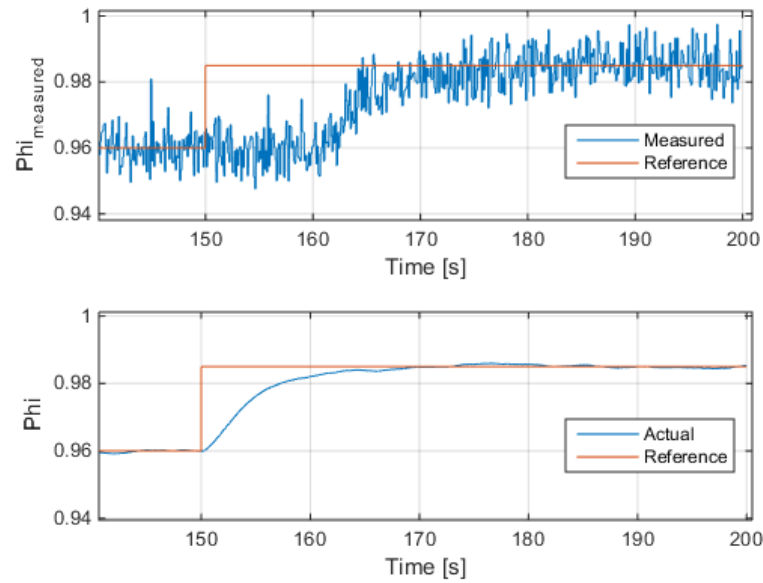
Johdetut siirtofunktiot kuvaavat häiriön d vaikutusta todelliseen sekä mitattuun lähdön arvoon. Kuvassa 4.14 on esitetty siirtofunktioiden (4.9)-(4.12) Bode-diagrammit.



Kuva 4.14 Mittaussignaalin eritaajuisten häiriösignaalien vahvistus PI-säädön ja viivekompensoidun PI-säädön järjestelmän mitatussa sekä todellisessa lähdön arvossa. Prediktorimallin on oletettu vastaavan todellista prosessia. Tehopisteenä on 50 %.

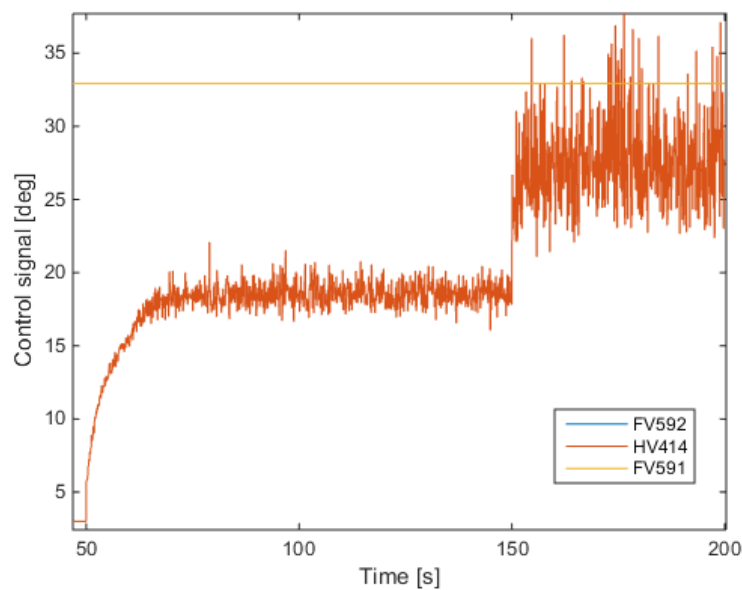
Kuvasta 4.14 voidaan havaita, että suuritaajuiset häiriöt eivät juurikaan vaikuta järjestelmän todellisen lähdön arvoon, vaikka ne näkyvätkin suoraan mittaussignaalin. Pienitaajuiset häiriösignaalit puolestaan vaikuttavat suoraan todelliseen prosessin lähtöön. Analyysin perusteella mittaussignaalista voidaan suodattaa pois suuritaajuiset komponentit vaikuttamatta järjestelmän suorituskykyyn.

Järjestelmän toimintaa simuloitiin kohinaisen mittaussignaalin kanssa. Φ :tä mitataan neljällä luvun 3.3 mukaisella mittalaitteella ja näiden mittaustuloksista lasketaan keskiarvo. Tämä osaltaan parantaa mittauksen tarkkuutta, kun signaalit ovat kohinaisia. Kaikkiin neljän mittalaitteen simuloituihin mittaussignaaleihin lisättiin valkoista kohinaa, jonka amplitudi on noin 0,2 V. Signaalitaso, jolla toimitaan, on noin 2 V. Kuvassa 4.15 on esitetty vasteet mitatulle ja todelliselle polttoainekertoimelle, kun mittaussignaaleihin on lisätty kohinaa.



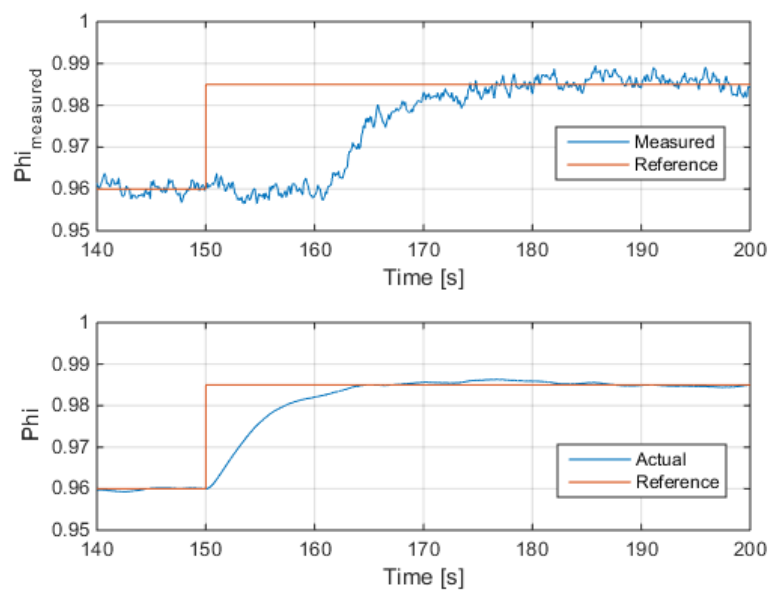
Kuva 4.15 Vaste säätimen ohjearvon muutokselle ajanhetkellä $t = 150$ s. Mitatussa Φ -arvossa on kohinaa ja arvo vaihtelee noin ± 0.01 verran. Prosessin dynamiikan hitaudesta johtuen kohinalla ei ole suurta vaikutusta todelliseen Φ :n arvoon.

Kuvasta 4.15 voidaan havaita, että mitatussa Φ :n arvossa on melko paljon vaihtelua kohinan takia, mutta järjestelmän alhaisen kaistanleveyden takia kohina ei vaikuta merkittävästi järjestelmän todelliseen vasteeseen. Kuvassa 4.16 on esitetty saman simuloinnin säätöventtiilin HV414 ohjaussignaali.



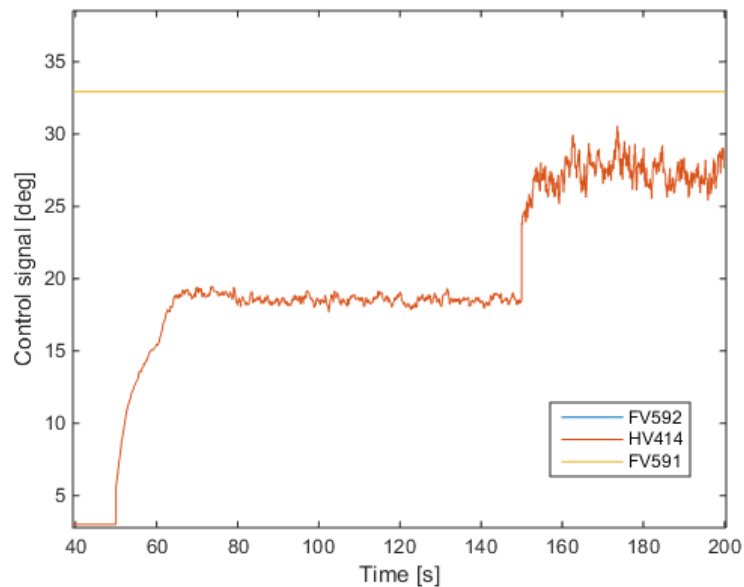
Kuva 4.16 Venttiilien ohjaussignaalit ajan funktiona. Venttiilin FV592 arvo on noin 58 astetta. Häiriöinen mittaussignaali aiheuttaa merkittävää värähtelyä ohjaussignaaliin.

Kuvasta 4.16 voidaan havaita, että kohina mitaussignaalin aiheuttaa värähtelyä ohjaussignaalin merkittävästi. Värähtelyn amplitudin muutos eri asennossa johtuu massavirran epälinearisesta käyttäytymisestä venttiilin asennon suhteen: pienellä massavirralla venttiilille riittää pienempi avauman lisäys kuin suurella massavirralla saman massavirran lisäyksen aikaansaamiseksi. Mittaussignaalia voidaan suodattaa ohjaussignaalin värähtelyn vähentämiseksi. Kuvissa 4.17 ja 4.18 on esitetty vaste sekä ohjaussignaali ajan funktiona, kun mitaussignaalia on suodatettu ensimmäisen kertaluvun alipäästösuodattimella.



Kuva 4.17 Simuloitu Φ -säädön vaste ohjearvon muutokselle, kun mitaussignaalia on suodatettu alipäästösuodattimella. Ylemmässä kuvassa on simuloitu mitattu vaste ja alemmassa kuvassa simuloitu viiveetön todellinen vaste.

Kuvasta 4.17 voidaan havaita, että mitaussignaalin suodatus ei merkittävästi vaikuta todelliseen vasteeseen. Suodattimen rajataajuudeksi voidaan valita hieman järjestelmän kaistanleveyttä suurempi taajuus, jolloin suodatin suodattaa suuren osan tarpeettomista taajuuskomponenteista pois. Liian pieni rajataajuus heikentää järjestelmän suorituskykyä ja toisaalta liian suuri rajataajuus jättää mitaussignaaliin tarpeettomia taajuuskomponentteja.

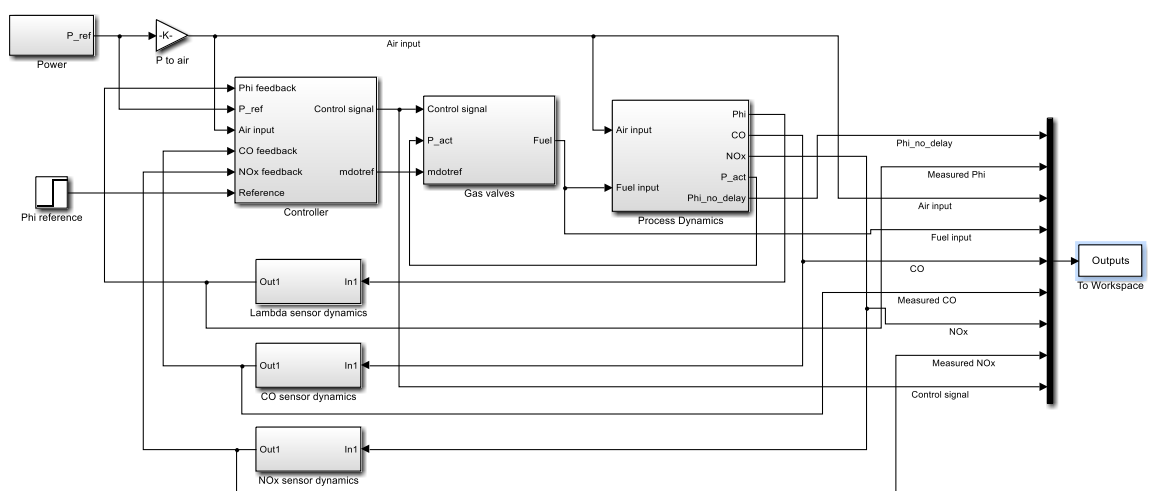


Kuva 4.18 Venttiilien ohjaussignaalit ajan funktiona, kun mittaussignaalia on suodatettu kohinaa pois. Venttiilin FV592 arvo on noin 58 astetta.

Kuvasta 4.18 voidaan havaita, että mittaussignaalin suodattaminen vähentää ohjaussignaalin värähtelyä merkittävästi.

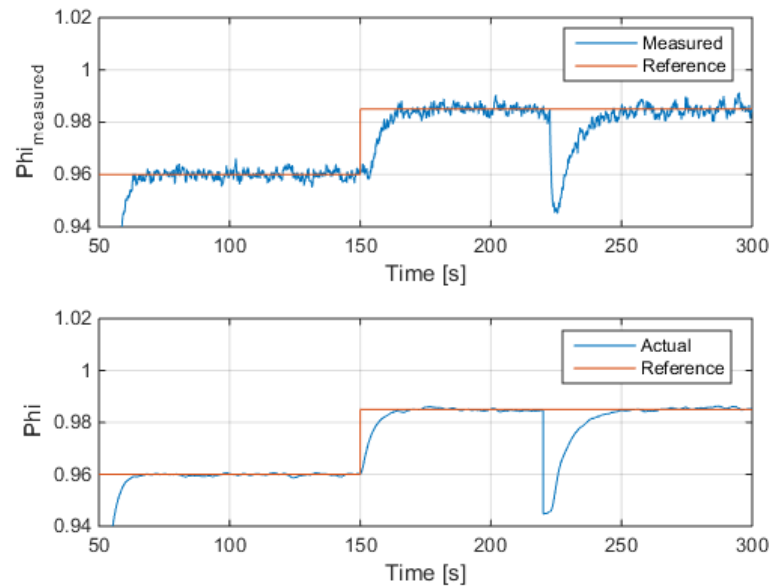
4.5. Järjestelmätason simulointi

Koko järjestelmän toimintaa simuloitiin Simulink®-ympäristössä. Tarkastellusta järjestelmästä muodostettiin kuvan 4.19 mukainen simulointimalli.



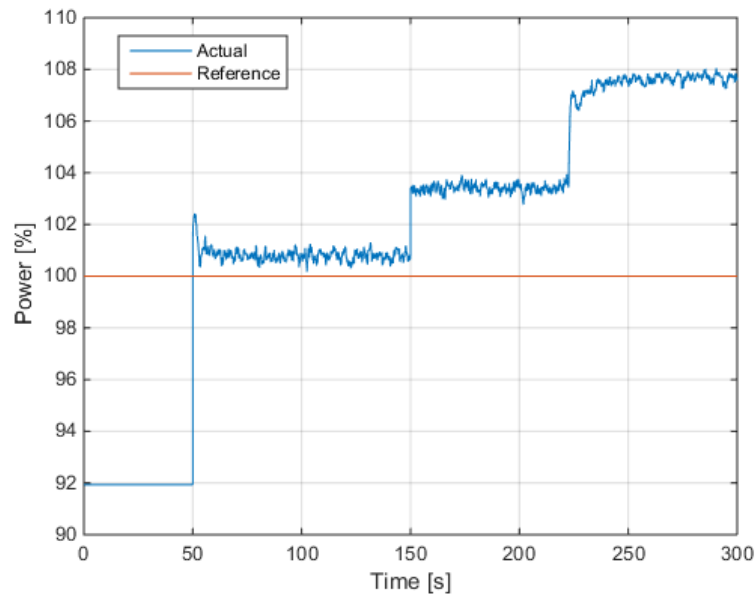
Kuva 4.19 Järjestelmän Simulink®-mallin ylin taso. Järjestelmä koostuu prosessin dynaamisesta mallista, kaasuventtiilien mallista, mittalaitteista sekä toteutettavasta säätimen mallista. Takaisinkytkentöjä käytetään säädettävästä suureesta riippuen.

Kuvan 4.19 simulointimalliin sisällytettiin aiemmissa luvuissa esitellyt mallit prosessista, venttiileistä, mittalaitteista sekä säätimistä. Ilmavirran arvona eri tehopisteissä käytettiin 5 % ylimäärää stoikiometriseen määrään nähden. Kuvassa 4.20 on esitetty simuloitu Φ :n arvo koko järjestelmän simuloinnilla.



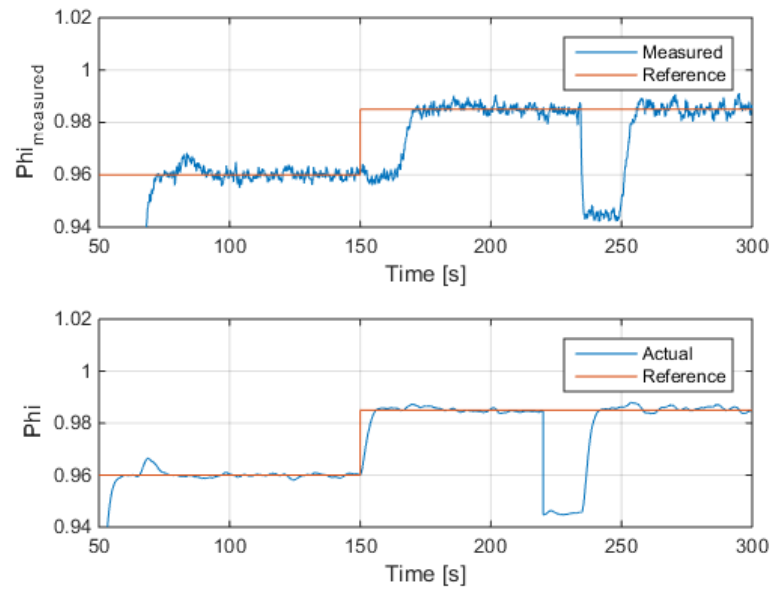
Kuva 4.20 Φ :n mitattu sekä todellinen arvo 100 % teholla. Ajanhetkellä 50 s säädin on kytketty päälle, ajanhetkellä 150 s asetusarvoon on tehty muutos 0,96 \rightarrow 0,985 ja ajanhetkellä 220 s on lisätty askelmainen häiriö Φ :n arvoon. Ylemmässä kuvaajassa on simuloitu mitattu arvo ja alemmassa kuvaajassa on viiveetön todellinen arvo. Säädinrakenteena on Smith-prediktori.

Kuvasta 4.20 voidaan havaita, että säädetty vaste käyttäytyy halutulla tavalla 100 % tehopisteessä huolimatta simulointimalliin sisällytetyistä epäideaalisuuksista. Häiriövastetta voitaisiin parantaa ohjearvovasteen kustannuksella. Kuvassa 4.21 on esitetty saman simuloinnin tehon arvo ajan funktiona.

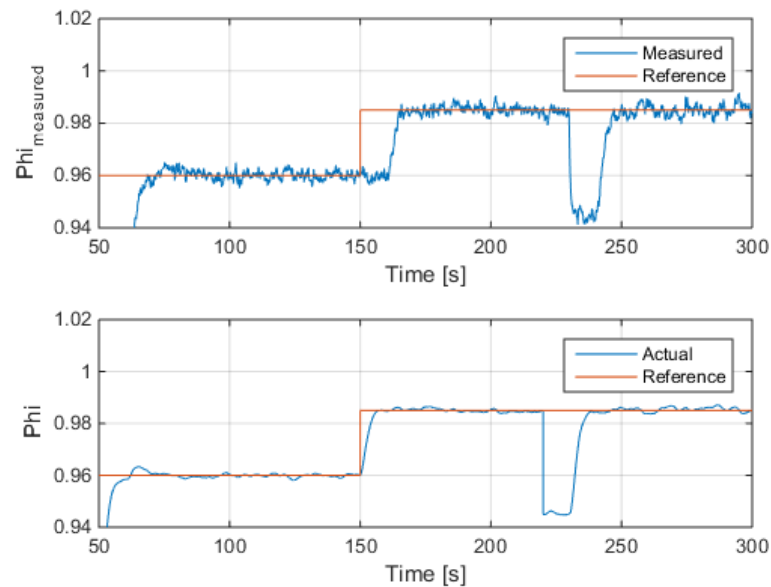


Kuva 4.21 Simuloitu todellinen tehon arvo sekä toimintapisteen oletettu tehon arvo. Ajanhetkellä 50 s säädin on kytketty päälle, ajanhetkellä 150 s asetusarvoon on tehty muutos 0,96 \rightarrow 0.985 ja ajanhetkellä 220 s on lisätty askelmainen häiriö Φ :n arvoon.

Kuvasta 4.21 voidaan havaita, että todellinen teho voi muuttua ajon aikana. Tämä johtuu siitä, että teho on suoraan verrannollinen polttoainevirran arvoon. Käytännön toteutusta varten on siis otettava huomioon pieni tehon nousu, kun polttoainekertoimen säätö kytketään päälle. Kuvassa 4.22 ja 4.23 on esitetty simuloitujen polttoainekertoimen arvot 20 % sekä 50 % tehopisteissä.



Kuva 4.22 Φ :n mitattu sekä todellinen arvo 20 % teholla. Ajanhetkellä 50 s säädin on kytketty päälle, ajanhetkellä 150 s asetusarvoon on tehty muutos $0,96 \rightarrow 0,985$ ja ajanhetkellä 220 s on lisätty askelmainen häiriö Φ :n arvoon. Ylemmässä kuvaajassa on simuloitu mitattu arvo ja alemmassa kuvaajassa on simuloitu viiveetön todellinen arvo. Säädinrakenteena on Smith-prediktori.

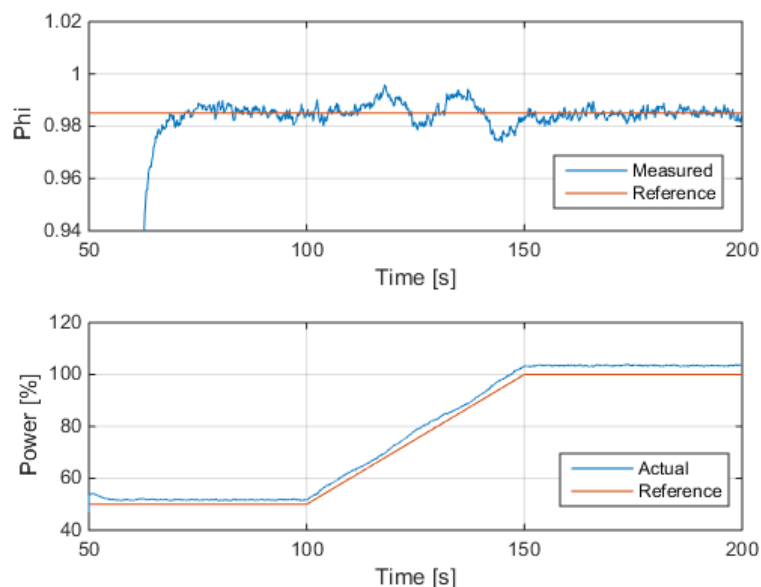


Kuva 4.23 Φ :n mitattu sekä todellinen arvo 50 % teholla. Ajanhetkellä 50 s säädin on kytketty päälle, ajanhetkellä 150 s asetusarvoon on tehty muutos $0,96 \rightarrow 0,985$ ja ajanhetkellä 220 s on lisätty askelmainen häiriö Φ :n arvoon. Ylemmässä kuvaajassa on simuloitu mitattu arvo ja alemmassa kuvaajassa on simuloitu viiveetön todellinen arvo. Säädinrakenteena on Smith-prediktori.

Kuvista 4.22 ja 4.23 voidaan huomata, että vasteiden viiveettömät asettumisajat ovat hieman pienempiä kuin 100 % tehon simuloinnissa. Toisaalta vasteissa on hieman ylitystä. Ylitys voidaan poistaa pienentämällä säätimen vahvistusta. Koko järjestelmän simuloinnit osoittavat, että säädinparametreja sekä tehon mukaan säädettäviä venttiilien asentoja todennäköisesti joudutaan hienosäätämään käytännön toteutuksessa.

4.5.1. Tehon variointi säädön aikana

Järjestelmän oletetun ajotavan mukaan polttoainekertoimen hienosäätö ei ole käytössä tehonsäädön aikana. Järjestelmän käyttäytymistä kuitenkin tutkittiin tehopisteen muutoksen aikana kun polttoainekertoimen säätö on päällä. Tehopisteen muuttuessa tarvittavan ilman ja polttoaineen määrä muuttuvat, jos seossuhde halutaan pitää vakiona. Säätimen parametrit muuttuvat myös tehon muuttuessa. Tehon muutoksen vaikutusta simuloitiin viivekompensoidun Φ -säädön tapauksessa. Kuvassa 4.24 on esitetty vaste Φ :lle, kun tehon arvoa kasvatettiin 50 % \rightarrow 100 % 50 s aikana. Tehon muutos tapahtuu ramppimaisesti.



Kuva 4.24 Säädetyin järjestelmän vaste Φ :lle kun tehoa kasvatettiin 50 % \rightarrow 100 % 50 s aikana. Tehon muutos on ramppimainen ja alkaa ajanhetkellä 100 s.

Kuvasta 4.24 voidaan havaita, että tehon muutos aiheuttaa pieniä häiriöitä Φ :n arvossa, mutta asettuu takaisin ohjearvoon integroivan säädön ansiosta. Muutoksia Φ :n arvossa voidaan pienentää esimerkiksi hidastamalla tehon muutosnopeutta. Vaikka tehoa ei oletettavasti ole tarkoitus säätää polttoainekertoimen säädön aikana, ei sille ole simulointitulosten perusteella merkittävää estettä polttoainekertoimen kannalta.

5. KÄYTÄNNÖN TOTEUTUS JA MITTAUSTULOKSET

Smith-prediktorilla varustettu viivekompensoitu säätörakenne toteutettiin Siemens Simatic S7-1200 PLC-ympäristöön. Mallinnettu aikajatkuva prosessimalli diskretoitiin, jotta sitä voitiin käyttää digitaalisessa ympäristössä laskenta-algoritmina. PI-säätimen sekä prediktorialgoritmin lisäksi venttiilien linearisointiin kehitetty venttiilialgoritmi ohjelmoitiin osaksi järjestelmää. Mittaustulokset testiajasta analysoitiin, ja niitä verrattiin simuloituihin vasteesiin.

5.1. Prosessimallin diskretointi

Luvun 3.1 mallinnettu aikajatkuva prosessimalli täytyy diskretoida, jotta se voidaan lisätä osaksi säätöalgoritmia digitaaliseen toteutusympäristöön. Laplace-tasossa oleva siirtofunktio voidaan diskretoida vastaamaan nollannen kertaluvun pitopiirillä näytteistettyä siirtofunktiota yhtälöllä

$$G(z) = (1 - z^{-1})\mathcal{Z}\left\{\frac{G(s)}{s}\right\}, \quad (5.1)$$

missä $G(z)$ on prosessin siirtofunktio Z -tasossa ja $\mathcal{Z}\{\}$ on Z -muunnos (Franklin et al. 1998: 203). Smith-prediktorissa käytetään prosessimallin viiveetöntä siirtofunktiota, joten sijoittamalla yhtälö (3.5) ilman viivettä yhtälöön (5.1), voidaan kirjoittaa

$$G(z) = (1 - z^{-1})\mathcal{Z}\left\{\frac{A}{s(\tau_{tp}s+1)(\tau_{skk}s+1)}\right\}. \quad (5.2)$$

Yksi tapa tehdä Z -muunnos on hyödyntää muunnostaulukoita. Taulukoituja muunnoksia varten siirtofunktiosta tehtiin osamurtokehiteelmä. Sieventämällä Z -muunnettavan siirtofunktion s -kertoimet ykkösiksi, osamurtokehiteelmä voidaan kirjoittaa muodossa

$$\frac{A}{s(\tau_{tp}s+1)(\tau_{skk}s+1)} = \frac{A}{\tau_{tp}\tau_{skk}} \left(\frac{A_1}{s} + \frac{A_2}{s+\frac{1}{\tau_{tp}}} + \frac{A_3}{s+\frac{1}{\tau_{skk}}} \right), \quad (5.3)$$

missä A_i on kehitelmän avulla ratkaistava kerroin. Kun kehitelmästä ratkaistaan kertoimet A_1 , A_2 ja A_3 , saadaan niiden arvoiksi

$$A_1 = \tau_{tp}\tau_{skk}, \quad (5.4)$$

$$A_2 = \tau_{tp}\tau_{skk} \left(\frac{\tau_{skk}}{\tau_{skk}-\tau_{tp}} - 1 \right) \quad (5.5)$$

ja

$$A_3 = -\frac{\tau_{tp}\tau_{skk}^2}{\tau_{skk}-\tau_{tp}}. \quad (5.6)$$

Z-muunnostaulukoiden avulla siirtofunktio Z-tasossa voidaan kirjoittaa nyt muotoon

$$G(z) = \frac{A}{\tau_{tp}\tau_{skk}} (1 - z^{-1}) \left(A_1 \frac{z}{z-1} + A_2 \frac{z}{z - e^{-\frac{T_s}{\tau_{tp}}}} + A_3 \frac{z}{z - e^{-\frac{T_s}{\tau_{skk}}}} \right), \quad (5.7)$$

missä T_s on näytteenottoaika (Franklin et al. 1998: 702). Kun yhtälön (5.7) kaikki z :n potenssit kirjoitetaan muodossa z^{-n} , saadaan

$$G(z) = \frac{Y(z)}{U(z)} = \frac{A}{\tau_{tp}\tau_{skk}} \left(\frac{b_2 z^{-2} + b_1 z^{-1} + b_0 z}{a_2 z^{-2} + a_1 z^{-1} + a_0 z} \right), \quad (5.8)$$

missä

$$a_2 = 1, \quad (5.9)$$

$$a_1 = -e^{-\frac{T_s}{\tau_{tp}}} - e^{-\frac{T_s}{\tau_{skk}}} \quad (5.10)$$

$$a_0 = -e^{-\frac{T_s}{\tau_{tp}}} e^{-\frac{T_s}{\tau_{skk}}} \quad (5.11)$$

$$b_1 = A_1 + A_2 e^{-\frac{T_s}{\tau_{tp}}} + A_3 e^{-\frac{T_s}{\tau_{skk}}} \quad (5.12)$$

$$b_2 = -A_1 \left(e^{-\frac{T_s}{\tau_{tp}}} + e^{-\frac{T_s}{\tau_{skk}}} \right) - A_2 e^{-\frac{T_s}{\tau_{tp}}} (1 + e^{-\frac{T_s}{\tau_{skk}}}) - A_3 e^{-\frac{T_s}{\tau_{skk}}} (1 + e^{-\frac{T_s}{\tau_{skk}}}), \quad (5.13)$$

ja

$$b_0 = (A_1 + A_2 + A_3) e^{-\frac{T_s}{\tau_{tp}}} e^{-\frac{T_s}{\tau_{skk}}}. \quad (5.14)$$

Z-tasossa z^{-n} tarkoittaa n aika-askelen viivästystä. Tätä hyödyntämällä voidaan Z-muunnettu siirtofunktio (5.8) muuntaa diskreettiaikaiseksi differenssiyhtälöksi

$$\begin{aligned} & \tau_{tp}\tau_{skk}(a_2 y(k-2) + a_1 y(k-1) + a_0 y(k)) \\ & = A(b_2 u(k-2) + b_1 u(k-1) + b_0 u(k)), \end{aligned} \quad (5.15)$$

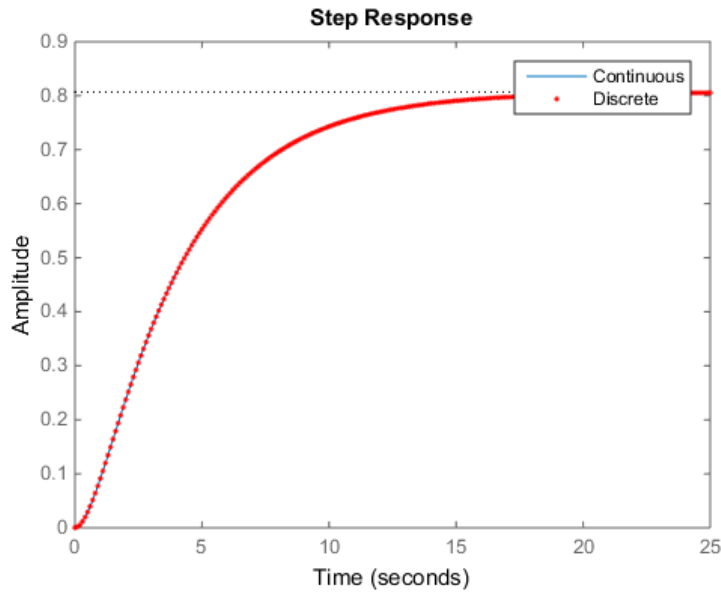
missä k on aika-askel. Kun yhtälöstä ratkaistaan $y(k)$, saadaan

$$y(k) = \frac{A}{\tau_{tp}\tau_{skk}} (b_2u(k-2) + b_1u(k-1) + b_0u(k)) - a_1y(k-1) - a_2y(k-2). \quad (5.16)$$

Järjestelmää ohjaavan PLC:n näytteenottoajaksi valittiin $T_s = 0,1$ s. Kun aikavakioiden τ_{tp} ja τ_{skk} sekä näytteenottoajan T_s arvot sijoitetaan yhtälöihin (5.4)-(5.14) ja ne sijoitetaan yhtälöön (5.16), saadaan

$$y(k) = 0,0017Au(k-2) + 0,0018Au(k-1) - 0,851y(k-2) + 1,847y(k-1). \quad (5.17)$$

Kerroin b_0 sieventyy nolaksi sijoitusten jälkeen. Kuvassa 5.1 on esitetty viiveettömän aika-jatkuvan mallin sekä vastaavan diskreettiaikaisen mallin askelvasteet 100 % tehopisteessä.

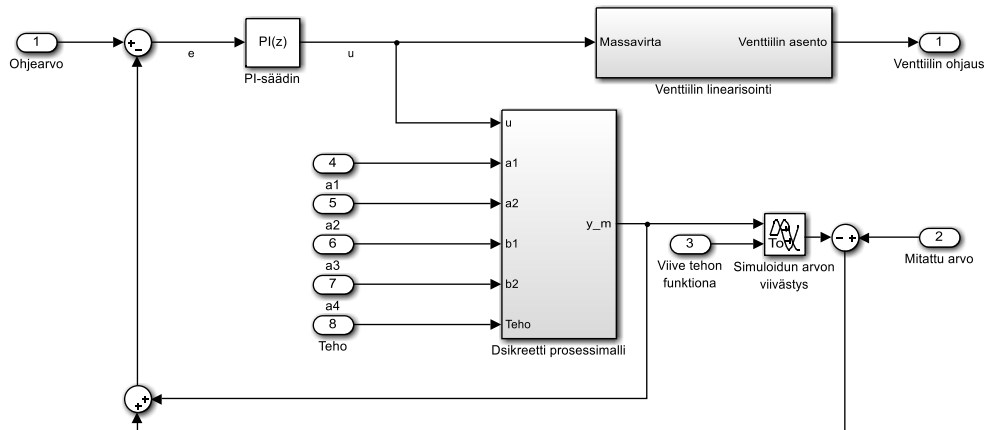


Kuva 5.1 Aikajatkuvan ja diskreettiaikaisen viiveettömän prosessimallin askelvasteet, kun jatkuvuustilan vahvistus A on 0,8086 ja herätesignaalin amplitudi on 1. Jatkuvuustilan vahvistus määräytyy 100 % tehon stoikiometrisen ilmavirran arvon perusteella.

Kuvasta 5.1 voidaan havaita, että diskretoidun mallin vaste vastaa täydellisesti näytteistettyä aikajatkuvan mallin vastetta. Yhtälöä (5.17) voidaan siis käyttää suoraan laskenta-algoritmina prediktorissa tarvittavalle prosessimallille.

5.2. Säätöalgoritmin toteutus Siemens S7-ympäristöön

Smith-prediktorilla varustettu säätöalgoritmi toteutettiin osaksi järjestelmää ohjaavaa automaatiojärjestelmää. Kuvassa 5.2 on esitetty toteutettu ohjelmakaavio.



Kuva 5.2 Smith-prediktorilla varustetun PI-säätöjärjestelmän lohkokkaavio ohjelmointia varten. Ohjelmaan syötetään ohjearvo, prosessimallin differenssiyhtälön parametrit, viiveaika sekä tehopiste, jossa toimitaan.

Kuvan 5.2 mukainen säätöalgoritmi on siis:

1. Lue mittausarvo
2. Estimoi prosessin viiveetön lähtö mallin perusteella yhtälöllä (5.17)
3. Vertaa mittausarvoa viivästettyyn estimaattiin
4. Summaa kohdan 3. erotus viiveettömään estimaattiin
5. Laske säätimelle menevä erosignaali ohjearvon ja kohdan 4. arvon perusteella
6. Laske uusi ohjausarvo PI-säätöalgoritmien perusteella
7. Laske sopiva venttiilin avauma luvun 3.2.2 algoritmilla ja aseta venttiilin asento
8. Palaa algoritmin alkuun

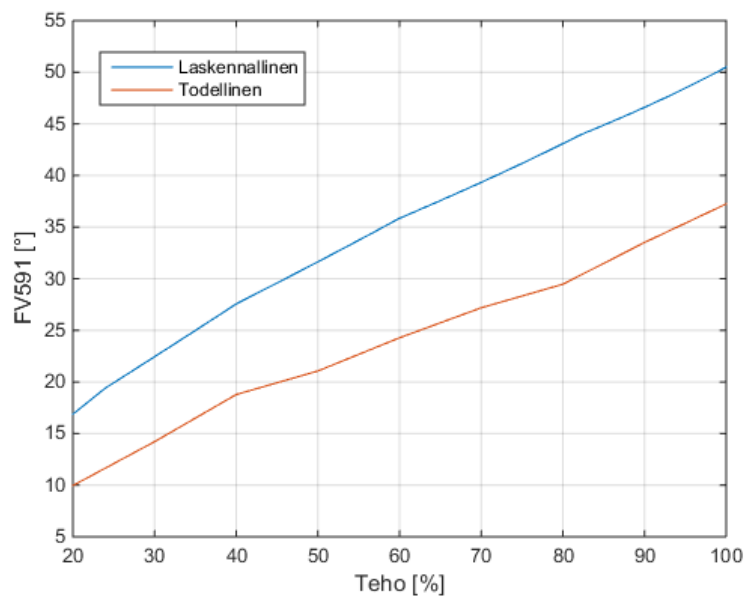
Säätöalgoritmi ohjelmoitiin lohkokon, jota suoritetaan näytteenottoajan $T_s = 100$ ms välein keskeytyksellä. Kun järjestelmässä tapahtuu keskeytys, järjestelmä lopettaa nykyisen laskennan ja suorittaa keskeytyksen mukaisen ohjelmakoodin. Kun keskeytyksen ohjelmakoodi on suoritettu, palaa järjestelmä takaisin keskeytystä edeltävään tilaan. Keskeytyksen käytöllä varmistetaan, että säätöalgoritmi suoritetaan juuri sillä ajanhetkellä kuin se halutaan suorittaa. Algoritmit toteutettiin käyttäen Siemens S7 Structured Control Language –kieltä (SCL). S7-SCL on Siemensin kehittämä ohjelmointikieli, joka perustuu IEC 61131-3-standardin mukaiseen lausekieliseen Structured Text (ST)-ohjelmointikielen (Siemens 2015). Lausekielisen ohjelmoinnin etuna on monimutkaisten laskenta-algoritmien toteutuksen yksinkertaisuus verrattuna muihin IEC 61131-3:ssa määriteltyihin ohjelmointikieliin, esimerkiksi tikapuukaavioon (LD) tai toimilohkokaavioon (FBD). (Bosch Rexroth 2009)

5.3. Mittaustulokset testiajosta

Testiajojen yhteydessä tehon mukaan säädettävien venttiilien FV591 ja FV592 asennot todennettiin. Lisäksi säädön toimintaa testattiin eri tehopisteissä ja todellisen järjestelmän säädinparametrit hienosäädettiin parhaan mahdollisen suorituskyvyn saavuttamiseksi.

5.3.1. Päälinjan venttiilin todelliset avaukset tehon funktiona

Luvussa 3.2.1 lasketut päälinjan venttiilin FV591 avaukset tarkistettiin todellisella järjestelmällä. Kuvassa 5.3 on esitetty laskennalliset ja todelliset avaukset tehon funktiona.

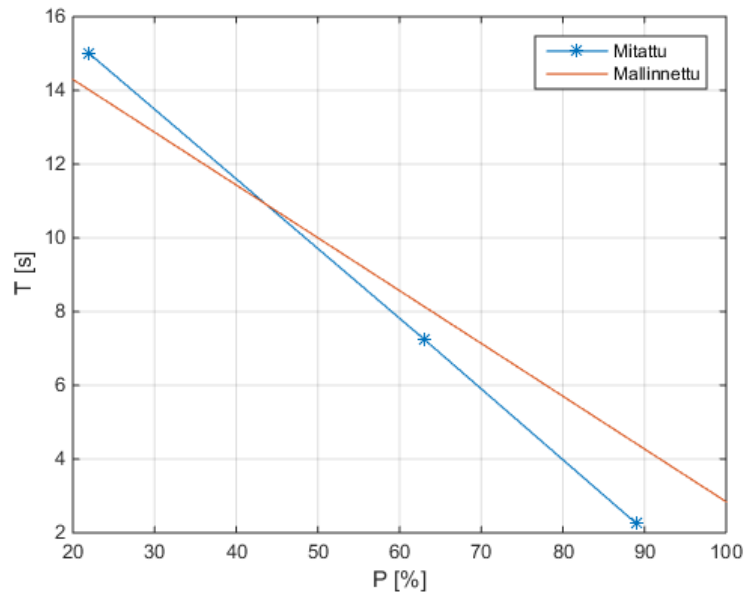


Kuva 5.3 Polttoaineensyötön päälinjan venttiilin FV591 laskennallinen sekä todellinen avauma tehon funktiona.

Kuvan 5.3 perusteella venttiilin FV591 laskennallinen ja todellinen avauma eroavat merkittävästi toisistaan. Osasyynä tähän on todennäköisesti venttiilien jälkeisen paineen p_2 arvo eri tehopisteissä: painetta ei mitata vaan laskennassa käytetty paine perustuu puhtaasti oletukseen. Lisäksi venttiilin FV591 ominaiskäyriä ei saatu venttiilivalmistajalta, joten laskennassa jouduttiin käyttämään toisen valmistajan vastaavan tyyppisen ja kokoisen venttiilin ominaiskäyriä. Kuvan 5.3 perusteella voidaan myös tehdä johtopäätös, että sivulinjan venttiilien laskennallisissa ja todellisissa arvoissa on myös eroja, joka puolestaan vaikuttaa säädön suorituskykyyn.

5.3.2. Säädön suorituskyky

Luvun 4.4.1 analyysin perusteella viiveen virheellisellä arvioinnilla on suuri merkitys säädön suorituskyvyn kannalta, joten mallinnetut viiveen arvot eri tehopisteissä todennettiin mittauksilla. Kuvassa 5.4 on esitetty mallinnettu sekä todellinen mitattu viive eri tehopisteissä polttoaineensyötöstä Φ :n mittaukseen.



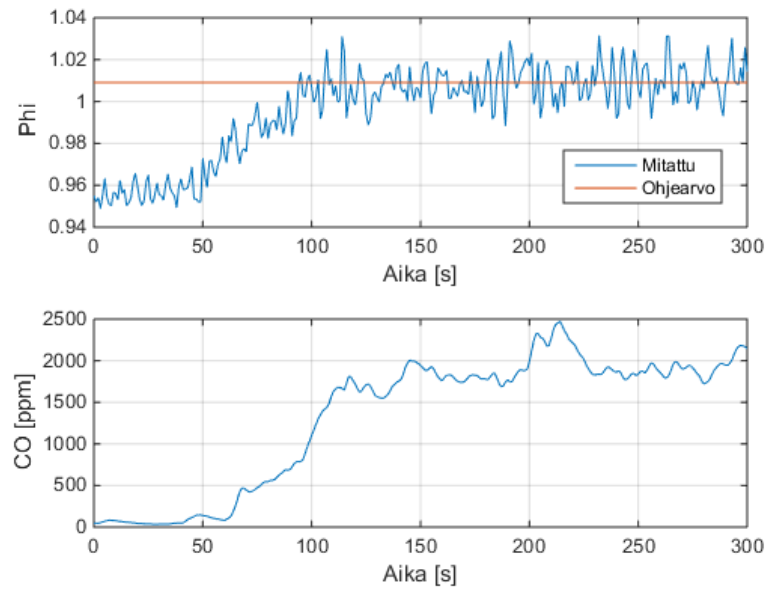
Kuva 5.4 Mitatut ja mallinnetut viiveen T arvot polttoaineensyötöstä Φ :n mittaukseen.

Kuvan 5.4 perusteella mallinnetut ja mitatut viiveen arvot eroavat hieman toisistaan. Oletus tehon ja viiveen lineaarisesta riippuvuudesta kuitenkin pitää mittauksien mukaan paikkansa. Pienillä tehoilla mallinnettu viive on hieman pienempi kuin todellinen viive. Suuremmilla tehoilla mallinnettu viiveen arvo on puolestaan suurempi kuin mitattu arvo.

Säädetyin järjestelmän toimintaa testattiin eri tehopisteissä. Järjestelmästä mitattiin Φ :n ja CO:n arvot ennen savukaasun jälkikäsittelyä. Lisäksi mitattiin NO_x- ja CO-arvot savukaasun jälkikäsittelyn jälkeen. Vaatimuksina säädetyin järjestelmän toiminnalle NO_x- ja CO-päästöjen suhteen asetettiin seuraavat arvot:

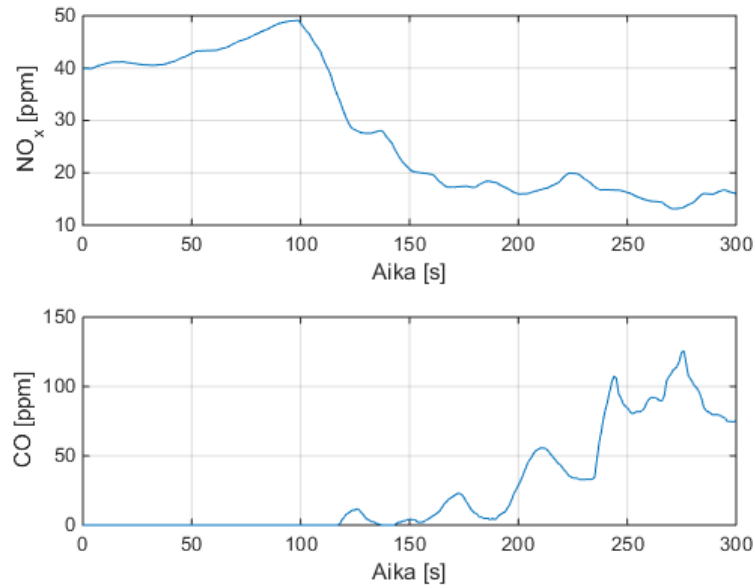
- NO_x: 15 ppm
- CO: 80 ppm

Kuvassa 5.5 on esitetty mitattu hiilimonoksidin määrä sekä mitattu Φ :n arvo ennen savukaasun jälkikäsittelyä transientitilanteessa, kun säädin on kytketty toimintaan.



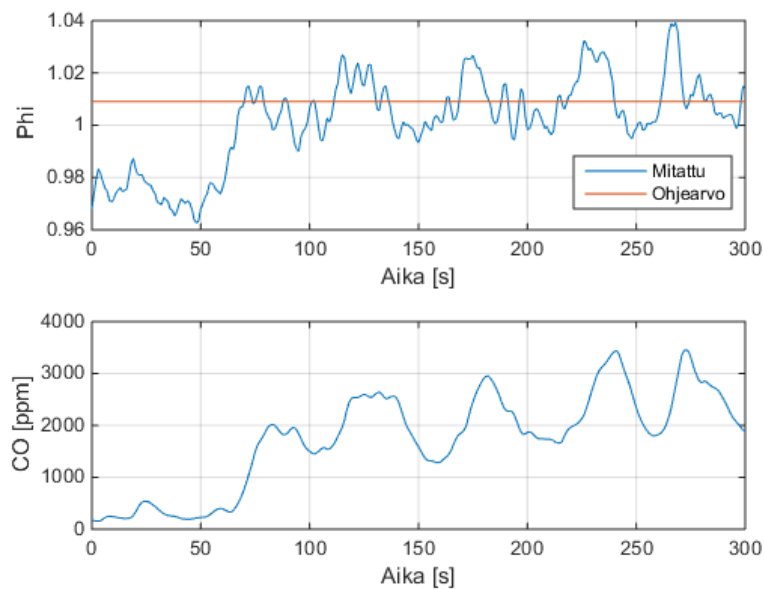
Kuva 5.5 Φ :n sekä hiilimonoksidin mitatut arvot ennen savukaasun puhdistusta transienttilanteessa noin 90 % tehopisteessä.

Kuvasta voidaan havaita, että säädetty Φ :n arvo seuraa keskimäärin asetettua ohjearvoa eikä vasteessa ole ylitystä jatkuvuustilan arvon vaihteluun nähden. Hiilimonoksidin määrä kasvaa Φ :n kasvaessa. Asettumisaika puolestaan on merkittävästi suurempi, kuin simuloituissa vasteissa. Kuvassa 5.6 on esitetty saman testiajon NO_x - ja CO-määrät savukaasussa jälkikäsittelyn jälkeen.

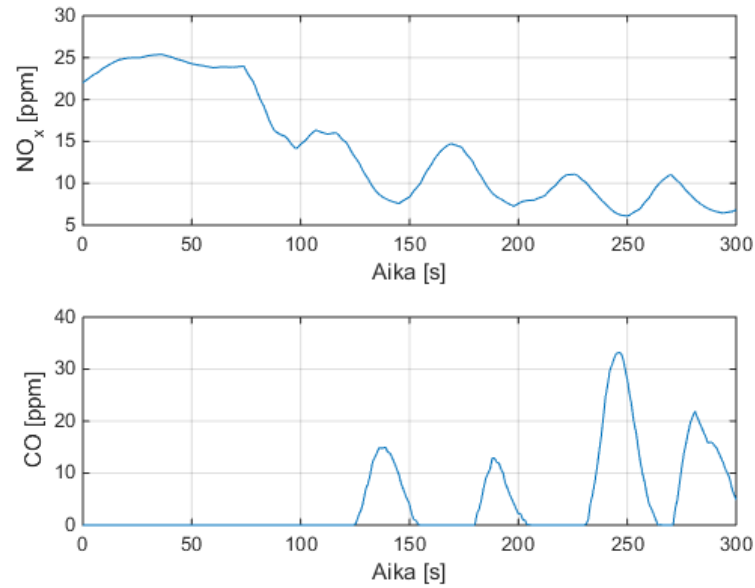


Kuva 5.6 Typen oksidien sekä hiilimonoksidin mitatut arvot transienttitilanteessa savukaasun puhdistuksen jälkeen noin 90 % tehopisteessä.

Kuvasta voidaan havaita, että sopivalla Φ :n arvolla NO_x- ja CO-arvot täyttävät vaatimukset pieniä piikkejä lukuun ottamatta. Kuvissa 5.7 ja 5.8 on esitetty vasteet mitatuille arvoille transienttitilanteessa noin 50 % tehopisteessä, kun säädin on kytketty päälle.

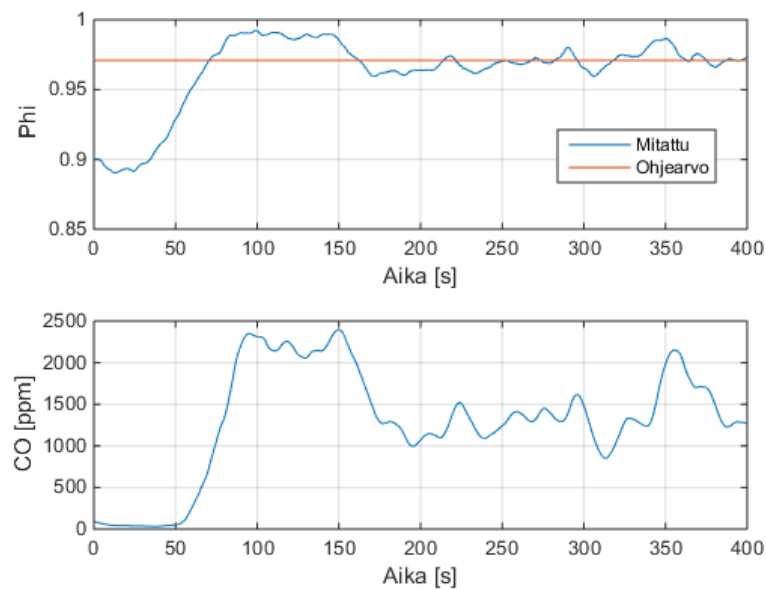


Kuva 5.7 Φ :n sekä hiilimonoksidin mitatut arvot ennen savukaasun puhdistusta transienttitilanteessa noin 50 % tehopisteessä.

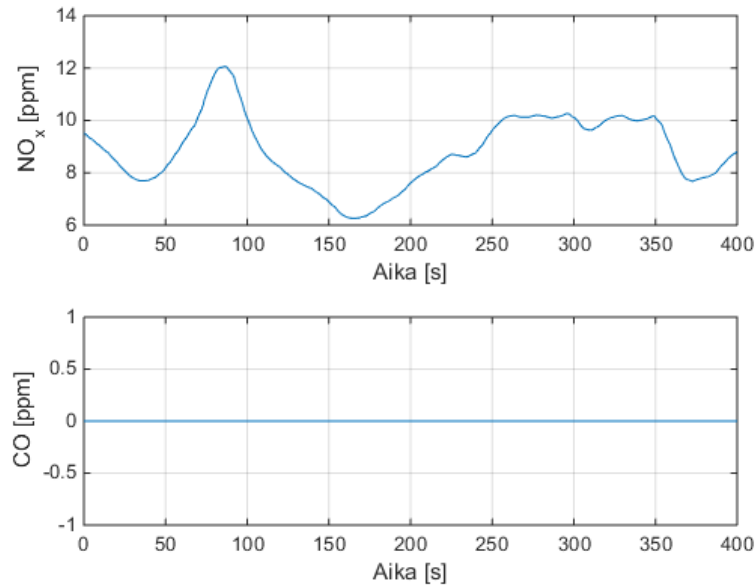


Kuva 5.8 Typen oksidien sekä hiilimonoksidin mitatut arvot transienttitilanteessa savukaasun puhdistuksen jälkeen noin 50 % tehopisteessä.

Kuvista 5.7 ja 5.8 voidaan havaita, että ennen jälkikäsitelyä mitatut arvot oskilloivat melko voimakkaasti. Savukaasun puhdistuksen jälkeen mitatut arvot jatkuvuustilassa kuitenkin pysyvät asetettujen rajojen sisällä. Kuvissa 5.9 ja 5.10 on esitetty vasteet mitatuille arvoille transienttitilanteessa noin 20 % tehopisteessä.



Kuva 5.9 Φ :n sekä hiilimonoksidin mitatut arvot transienttitilanteessa ennen savukaasun puhdistusta noin 20 % tehopisteessä.



Kuva 5.10 Typen oksidien sekä hiilimonoksidin mitatut arvot transienttitilanteessa savukaasun puhdistuksen jälkeen noin 20 % tehopisteessä.

Kuvan 5.9 perusteella 20 % tehopisteessä mitatuissa vasteissa on vähemmän oskillointia jatkuvuustilassa, kuin 50 % tehopisteessä. Vasteessa on kuitenkin hieman ylitystä ja asettumisaika on suurempi. Kuvan 5.10 perusteella savukaasun jälkikäsitteilyn jälkeen mitattu NO_x-määrä pysyy alle 20 ppm koko ajan ja mitattu CO-määrä on nolla koko mittausjakson ajan. Tämä johtuu siitä, että Φ :n asetusarvo on pienempi kuin suuremmilla tehopisteillä tapahtuneissa testiajoissa. Poltossa on siis käytössä enemmän ylimääräistä ilmaa. Tämän seurauksena hiilimonoksidipäästöjä ei juurikaan ole, mutta järjestelmän hyötysuhde on hieman pienempi.

Mittaustulosten perusteella prosessi on erittäin häiriöinen ja häiriöiden taajuus näyttäisi olevan verrannollinen tehoon nähden: suurilla tehoilla Φ :n arvon oskillointitaajuus on huomattavasti suurempi kuin pienillä tehoilla. Mittaustulosten perusteella päästöt ovat häiriöistä huolimatta kuitenkin asetettujen raja-arvojen sisällä. Säädön asettumisaika on simuloituja arvoja merkittävästi suurempi. Merkittävää ylitystä mitatuissa vasteissa on vain noin 20 % tehopisteessä. Säädön suorituskykyä voitaisiin todennäköisesti vielä parantaa verifioidulla Smith-prediktorissa käytetyn prosessimallin oikeellisuus ja virittämällä säädinparametreja paremmiksi.

6. JOHTOPÄÄTÖKSET JA JATKOTUTKIMUS

Säädön tärkein tavoite eli järjestelmän CO- ja NO_x-päästöjen pitäminen asetettujen raja-arvojen sisällä saavutettiin. Todellisen järjestelmän suorituskyky transienttilanteissa jäi kuitenkin selvästi huonommaksi verrattuna simuloitujen järjestelmän suorituskykyyn: todellisen järjestelmän asettumisajat olivat lähes kaksinkertaisia simuloituihin arvoihin nähden. Suurempi asettumisaika johtuu osaksi siitä, että todellisen järjestelmän säätimen vahvistuksen arvoja jouduttiin hieman pienentämään simuloinneissa käytettyihin arvoihin verrattuna. Syitä vahvistuksen pienentämiseen olivat mallinnusvirheet sekä mitatuissa vasteissa havaitut merkittävästi oletuksia suuremmat häiriöt.

Aikataulullisista syistä kaikkia järjestelmän mallinnettuja osa-alueita ei todennettu erikseen. Prosessin dynamiikan mallia ei todennettu, vaan Smith-prediktorissa käytettiin puhtaasti laskennallista mallia. Prediktorissa käytetyt viiveen arvot eri tehopisteissä todennettiin ja niiden arvot vastasivat melko hyvin mallinnettuja arvoja. Venttiilijärjestelmän mallinnuksessa havaittiin merkittävästi virhettä laskennallisten ja todellisten asentojen välillä, jotka osaltaan vaikuttivat säädön suorituskykyyn.

Jatkotutkimuksena ja mahdollisesti paremman suorituskyvyn takaamiseksi olisi syytä verifioida järjestelmän eri osien mallit paremmin. Lisäksi on tutkittava onko tässä työssä polttoaineensyötön ohjauksessa käytetyn sivulinjan kaksi peräkkäistä säätöventtiiliä tarpeellisia: useampi muuttuja aiheuttaa laskentaan enemmän virhettä. Venttiilien läpi kulkevan kaasuvirtauksen mallinnus on varsin monimutkaista ja useampi venttiili peräkkäin monimutkaistaa mallinnusta edelleen. Lisäksi venttiilien jälkeinen paine olisi mitattava, jotta mallinnuksen oikeellisuus voitaisiin verifioida.

7. YHTEENVETO

Tässä työssä suunniteltiin säätöjärjestelmä maakaasupolttimen päästötason optimointia varten: polttoaineen syötön ohjauksella pyritään säätämään seossuhde sopivaksi päästötason kannalta. Työssä esiteltiin maakaasupoltinjärjestelmän periaatteellinen rakenne ja sen keskeiset komponentit: poltin, lämmönsiirtolaitteisto sekä savukaasun puhdistuslaitteisto. Lisäksi esiteltiin maakaasun palamisreaktiot sekä päästöjen muodostumismekanismit. Maakaasun täydellisessä palamisreaktiossa ilman kanssa syntyy vettä ja hiilidioksidia. Käytännön sovelluksissa palaminen ei yleensä ole täydellistä ja tällöin syntyy myös haitallisia hiilimonoksidi- sekä typen oksidipäästöjä. Tästä johtuen savukaasua on puhdistettava, jotta järjestelmän päästöt pysyvät annettujen raja-arvojen sisäpuolella.

Työssä mallinnettiin tutkitun järjestelmän säädön kannalta keskeiset komponentit. Tutkitun järjestelmän dynamiikan oletettiin muodostuvan tulipesän sekä savukaasukanavan perusteella. Tulipesän ja savukaasukanavan dynaamiset mallit sovitettiin CFD-laskennasta saatujen viipymäaikajakaumien perusteella. Mallinnuksen perusteella järjestelmän ohjauksen ja mittauksien välillä on merkittävä määrä viivettä, mikä aiheuttaa stabiiliusongelmia ja vaikeuttaa säätösuunnittelua. Polttoaineensyötön dynamiikka oletettiin nopeaksi, joten mallinnettiin vain polttoaineen massavirta venttiilien avaumien funktiona. Mallinnustulosten perusteella polttoainevirta on vahvasti epälineaarinen ohjattavan venttiilin asennon funktiona, joten mallinnuksen perusteella muodostettiin algoritmi määrittämään sopiva venttiilin avauma halutulle polttoainevirrälle. Säädön kannalta tärkeässä osassa on myös mittalaitteet ja mittaussignaalit, joten niiden ominaisuuksiin perehdyttiin. Savukaasusta mitataan polton ilmakerroin λ sekä hiilimonoksidin ja typen oksidien määrä. λ -mittaus on selvästi nopein, mutta myös huonolaatuisin.

Järjestelmälle suunniteltiin kaksi säätörakennetta: PI-säätö sekä Smith-prediktorilla varustettu PI-säätö. Smith-prediktori tarkoituksena on prosessimallin perusteella eliminoida viive säätösilmukasta ja näin parantaa säädetyn järjestelmän suorituskykyä verrattuna pelkkään PI-säätöön. Smith-prediktorilla saavutettiin merkittävä parannus järjestelmän suorituskykyyn verrattuna tavalliseen PI-säätöön. Järjestelmän ensisijaisena takaisinkytkentänä käytettiin λ -mittausta. Mikäli λ -mittauksella ei saavutettaisi riittävän hyvää suorituskykyä, suunniteltiin säätöskenaariot myös hiilimonoksidin sekä typen oksidien määrän takaisinkytkennälle.

Järjestelmän mallinnetuista komponenteista sekä säätimistä rakennettiin simulointimalli Simulink®-ympäristöön. Mallinnusvirheiden vaikutusta säädetyin järjestelmän toimintaan tutkittiin. Simulointien perusteella suurin vaikutus on Smith-prediktorin prosessimallin viiveen virhearvioinnilla. Pienet virheet dynamiikan mallissa eivät simulointitulosten perusteella vaikuta merkittävästi säädön suorituskykyyn. Simulointitulosten perusteella mittaussignaalin kohinalla ei järjestelmän hitauden takia ole merkittävää vaikutusta. Tällöin kohinaa voidaan huolelta suodattaa pois, jolloin voidaan vähentää ohjaussignaalin tarpeetonta värähtelyä.

Suunniteltu säätöalgoritmi linearisointeineen toteutettiin osaksi tutkitun polttolaitteiston automaatiojärjestelmää. Mittaustulosten perusteella säädetyin järjestelmän hiilimonoksidi- ja typen oksidipäästöt pysyvät annettujen raja-arvojen sisäpuolella. Todellisen järjestelmän suorituskyky transienttilanteissa on kuitenkin huonompi kuin simuloinneissa.

LÄHTEET

- Bosch Rexroth, 2009. Understanding the IEC61131-3 Programming Languages. [Verkkodokumentti]. [Viitattu 27.4.2015]. Saatavilla http://www.automation.com/pdf_articles/IEC_Programming_Thayer_L.pdf
- ChinaFAQs, 2012. China Adopts World-Class Pollutant Emissions Standards for Coal Power Plants. [Verkkodokumentti]. [Viitattu 26.2.2015]. Saatavilla http://www.chinafaqs.org/files/chinainfo/China%20FAQs%20Emission%20Standards%20v1.4_0.pdf
- Cominos, P. Munro, N. 2002. PID Controllers: recent tuning methods and design to specification. *IEE Proceedings, Control Theory and Applications*, vol. 149, sivut 46-53.
- Franklin, G. Powell, D. Emami-Naeini, A. 1986. Feedback Control of Dynamic Systems. U.S: Addison-Wesley Publishing Company.
- Franklin, G. Powell, D. Workman, M. 1998. Digital Control of Dynamic Systems. 3. painos. California: Addison Wesley Longman, Inc.
- Gasum Oy, 2014. Natural gas – a clean-burning natural energy gas. [Verkkodokumentti]. [Viitattu 20.5.2015]. Saatavilla <http://www.gasum.com/Facts-about-gas-/Natural-gas/>
- Law, C. 2006. Combustion Physics. Cambridge: Cambridge University Press.
- EU, 2001. Direktiivit. *Euroopan yhteisöjen virallinen lehti*, sivu 309/15.
- EU, 2010. Direktiivit. *Euroopan unionin virallinen lehti*, sivu 334/61.
- Huhtinen, M. Kettunen, K. Nurminen, P. Pakkanen, H. 2000. Höyrykattilatekniikka. 5. painos. Helsinki: Oy Edita Ab.
- International Society of Automation, 2007. ISA-75.01.01-2007 (60534-2-1 Mod). Flow Equations for Sizing Control Valves. USA.
- Nauman, E. 2004. Residence Time Distributions. *Handbook of industrial mixing: science and and practice*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- Siemens, 2015. Simatic S7-SCL. [Verkkodokumentti]. [Viitattu 27.4.2015]. Saatavilla <http://w3.siemens.com/mcms/simatic-controller-software/en/step7/simatic-s7-scl/pages/default.aspx>

Syder, J. Heeg, T. O'Dwyer, A. 2000. Dead-time compensators: performance and robustness issues. Proceedings of Process Control and Instrumentation. Heinäkuu 26-28, Glasgow, Skotlanti.

Ulsoy, G. Peng, H. Cakmacki M. 2012. Automotive Control Systems. Cambridge: Cambridge University Press.

U.S. Energy Information Administration, 2015. International Energy Statistics. [Verkkodokumentti]. [Viitattu 26.2.2015] Saatavilla <http://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/iedindex3.cfm?tid=3&pid=26&aid=2&cid=CH,FI,US,&syid=1980&eyid=2013&unit=BCF>

Wang, S. Xu, B. Wang, Q. Liu, Y. 2006. Modified Smith Predictor and Controller for Time-Delay Process with Uncertainty. Proceedings of the 6th World Congress on Intelligent Control and Automation. Kesäkuu 21-23, Dalian, Kiina.

Ziegler, J. Nichols, N. 1942. Optimum Settings for Automatic Controllers. *Transactions of the ASME*, vol. 64, sivut 759-768.