

Miikka Jormanainen

SÄHKÖTURBON OHJAUS

Mallinnus ja säätö LQR menetelmällä

Teknisten tieteiden tiedekunta
Diplomityö
Toukokuu 2019

TIIVISTELMÄ

Miikka Jormanainen: Sähköturbon ohjaus
Diplomityö
Tampereen yliopisto
Automaatiotekniikan diplomi-insinöörin tutkinto-ohjelma
Toukokuu 2019

Tässä työssä tutkittiin LQR-menetelmän soveltuvuutta dieselmootorin ahtopaineen säätöön sähköavusteisella turboahtimella. Työn tavoitteena oli tuottaa sähköturbon ohjaus, joka mahdollistaisi sähköturbollisen dieselmootorin tutkimuskäytön moottoridynamometrissä. Säädön suunnitteluun käytettiin yksinkertaistettua kompressorimallia, jossa ainoana tilana on turboahtimen kulmataajuus. Kompressorin ja dieselmootorin välisen imukanavan tuottamaa dynamiikkaa tai järjestelmän viiveitä ei säätösuunnittelussa huomioitu, sillä kohdejärjestelmässä ei ollut riittäviä mittauksia niiden tarkkaan estimointiin. Suunnittelumallin epälineaarisuuden takia LQR-menetelmällä laskettiin soveltuvat viritykset useisiin sähköturbon toimintapisteisiin, joita käytettiin turboahtimen kulmataajuuden ja imukanavan massavirran mukaan skeduloidussa tilasäätimessä. Ohjauksessa keskityttiin dieselmootorin ahtopaineen hallintaan – sähköturbon energiankulutusta tai muita dieselmootorin ilmajärjestelmän suureita ei otettu säädössä huomioon.

Säätimen kehitystyön tueksi työssä kehitettiin myös dieselmootorin ilmajärjestelmän simulaatiomalli Simulink-ympäristöön. Simulaattorissa käytettiin monimutkaisempaa 3-tilaista kompressorimallia, joka huomioi myös imukanavan pituudesta ja tilavuudesta aiheutuvan dynamiikan. Simulaattorin avulla tutkittiin kehitetyn säädön stabiiliutta ja suoritettiin tarvittava ohjelmistotestaus.

Kehitettyä sähköturboa käyttävää ahtopaineen säädintä testattiin simulaattorin lisäksi myös oikealla dieselmootorilla dynamometrissä. Kehitetyn säätimen todettiin omaavan riittävä suorituskyky sähköturbolla varustetun dieselmootorin tutkimuskäyttöä varten. Järjestelmän havaittiin kuitenkin sisältävän merkittäviä viiveitä, jotka haittasivat säätimen suorituskykyä. Näistä huolimatta kehitetyllä säätimellä saavutettiin riittävä regulointikyky ja asetusarvon seurantakyky. Sähköturbon havaittiin mahdollistavan perinteiseen turboahtimeen verrattuna huomattavasti nopeammat dieselmootorin kuormannostot etenkin matalilla kierrosluvuilla. Alhaisella kierrosluvulla suoritettuna kokeessa kuormannostoaika lyheni 8,5 sekunnista 1 sekuntiin käytettäessä sähköavustusta. Sähköturbon havaittiin myös mahdollistavan dieselmootorin vääntömomentin kasvattamisen alhaisilla kierroksilla verrattuna samaan ahtimeen ilman sähköavustusta.

Avainsanat: Sähköturbo, LQR, Dieselmoottori, turboahdin, keskipakoiskompressori, simulointi

Tämän julkaisun alkuperäisyys on tarkastettu Turnitin OriginalityCheck -ohjelmalla

ABSTRACT

Miikka Jormanainen: Controlling an electrically assisted turbocharger
Master of Science Thesis
Tampere University
Master's Degree Programme in Automation Technology
May 2019

This thesis focuses on developing a LQ-regulator for diesel engine boost pressure control using an electrically assisted turbocharger. The main goal of the thesis was to synthesize a controller that would enable research use of a diesel engine equipped with an electrically assisted turbocharger in an engine dynamometer. The controller was designed using a simplified 1-state compressor model that accounts only for the compressor characteristics and angular speed. Dynamics caused by the length and volume of the intake channel between the compressor and the diesel engine weren't considered, as sufficient measurements weren't available. Due to the compressor model's nonlinearities, the model was linearized in several linearization points and a scheduled state feedback controller was tuned using the LQR-method in each of these points. The developed control only accounts for engine boost pressure – control of electrical energy usage or other air system quantities weren't part of this thesis.

To support the controller development a suitable air system simulator model was developed in Simulink. A more complex 3-state compressor model that accounts for dynamics caused by intake volume and length was used in the simulator. The simulator was used to study the controller's performance and for software testing before deployment on real hardware.

The developed controller was also studied on a real diesel engine equipped with an electrically assisted turbocharger on an engine dynamometer. Performance of the developed controller was deemed satisfactory for research purposes, even though significant unpredicted delays were recognized to be restricting the controller's performance. The electric assist enabled much faster engine load transients than were possible without it. On a low engine speed test time-to-torque was reduced from 8.5 seconds to 1 second. In addition the electric assist enabled significant torque increases in low engine speed conditions.

Keywords: Electrically assisted turbocharger, LQR, diesel engine, centrifugal compressor, simulation

The originality of this thesis has been checked using the Turnitin OriginalityCheck service.

ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty AGCO Power Oy:n Research and Advanced Engineering -osastolle. Haluan kiittää AGCO Poweria mahdollisuudesta tehdä tämä työ näin mielenkiintoisesta aiheesta. Suuret kiitokset kaikille työkavereilleni R&AE ja EEM-osastoilla jotka ovat auttaneet minua työn aikana. Erityisesti haluaisin kiittää Turun ammattikorkeakoulun Miika Laivolaa sujuvasta ja kärsivällisestä yhteistyöstä projektin aikana. Lisäksi haluaisin kiittää työni ohjaajana toiminutta TUNI:n professori Matti Vilkkoa.

Haluaisin muistaa kiitoksella myös perhettäni ja ystäviäni, joiden tuella ja kannustuksella jaksoin tehdä niin tämän työn kuin koko tutkintonikin. Isoimman kiitoksen heistä ansaitsee Rosanna, joka on ollut suurin apu ja tuki koko tänä aikana tehden koko prosessista paljon mukavamman.

Tampereella, 12.5.2019

Miikka Jormanainen

SISÄLLYSLUETTELO

1.	JOHDANTO	1
1.1	Työn tavoitteet ja sisältö	2
2.	SÄHKÖTURBON JA DIESELMOOTTORIN MALLINNUS.....	4
2.1	Turboahtimen dynamiikka	5
2.2	Turbiini ja pakokanava.....	6
2.3	Dieselmoottori.....	6
2.4	Kompressori	7
2.5	Imukanava	9
3.	SÄÄTÖ	12
3.1	Suunnittelumalli	13
3.2	Tilatakaisinkytkentä	14
3.3	Skedulointi	16
3.4	LQR-viritys	17
3.5	Anti-windup	19
4.	SÄÄTIMEN JA SIMULAATTORIN TOTEUTUS	21
4.1	Säädinmalli.....	21
4.2	Simulaattorimalli.....	23
4.2.1	Sähkökone- ja Inertiamalli	24
4.2.2	Kompressorimalli.....	25
4.2.3	Välijäähdytinmallit.....	27
4.2.4	Moottorimalli	28
4.2.5	Turbiinimalli	28
4.3	Malliparametrien identifiointi	29
4.3.1	Kompressorin identifiointi	30
4.3.2	Turbiinin identifiointi.....	31
4.3.3	Moottorin identifiointi.....	32
4.3.4	Välijäähdyttimen identifiointi	34
4.4	Viritys.....	37
5.	TULOKSET	39
5.1	Simulaatiotulokset.....	40
5.2	Kokeet oikealla järjestelmällä	44
5.2.1	Mallipohjainen viritys	45
5.2.2	Muutettu LQR-viritys	48
5.2.3	Kokeellinen viritys.....	53
6.	YHTEENVETO	58
6.1	Jatkokehitys.....	59
7.	LÄHTEET.....	61

KUVALUETTELO

Kuva 1. Dieselmoottorin ilmajärjestelmä. (Kuva käytössä AGCO Power Oy:n luvalla)	4
Kuva 2. Integroivan tilatakaisinkytkennän alkeislohkokaavio	15
Kuva 3. Skeduloidun integroivan tilatakaisinkytkennän alkeislohkokaavio.	17
Kuva 4. Integroivan tilatakaisinkytkennän alkeislohkokaavio back calculation -kytkennällä.	20
Kuva 5. Integroivan tilatakaisinkytkennän Simulink-lohkokaavio skeduloiduilla vahvistuksilla ja back calculation -kytkennällä.	22
Kuva 6. Simulaatiomallin rakennetta kuvaava lohkoavio.	23
Kuva 7. Dieselmoottorimallin Simulink-lohkokaavio,	23
Kuva 8. Sähkökoneen simulaatiomalli.	24
Kuva 9. Turboahtimen inertiaa mallintava Simulink-lohkokaavio.	25
Kuva 10. Kompressorimallin Simulink-lohkokaavio	26
Kuva 11. Välijäähdyttimen lämpötila- ja paine-eromallit.	27
Kuva 12. Välijäähdyttimen hyötysuhdemalli.	27
Kuva 13. Dieselmoottorin massavirta- ja pakolämpötilamallit.	28
Kuva 14. Turbiinimalli.	29
Kuva 15. Sovitetun kompressorimallin tasanopeuskäyrät ja kompressorikartan datapisteet.	30
Kuva 16. Sovitetun turbiinimallin ominaiskäyrä ja turbiinikartan datapisteet.	32
Kuva 17. Dieselmoottorimallin sovitdata ja sovitetun mallin massavirta samalla syötteellä.	33
Kuva 18. Dieselmoottorimallin vertailudata ja sovitetun mallin massavirta samalla syötteellä.	33
Kuva 19. Välijäähdyttimen lämpötilamallin sovitdata ja sovitetun mallin ulostulo samalla syötteellä.	34
Kuva 20. Välijäähdyttimen lämpötilamallin verifiointidata ja sovitetun mallin ulostulo samalla syötteellä.	35
Kuva 21. Välijäähdyttimen paine-eromallin sovitdata ja sovitetun mallin ulostulo samalla syötteellä.	36
Kuva 22. Välijäähdyttimen paine-eromallin verifiointidata ja sovitetun mallin ulostulo samalla syötteellä.	37
Kuva 23. Yksinkertaisen (1 tila) ja monimutkaisemman (3 tilaa) kompressorimallien laskemat paineet p_c samalla syötteellä.	41
Kuva 24. Kaksi perättäistä askelvastekoetta viiveettömällä simulaattorilla.	42
Kuva 25. Kaksi perättäistä askelvastekoetta simulaattorilla erisuuruusilla viiveillä.	42
Kuva 26. Edellinen koe (kuva 25) toistettuna hitaammalla virityksellä.	43
Kuva 27. Testijärjestelmä.	44
Kuva 28. Paineen regulointi vakioasetusarvolla dieselmoottorin kuormituspisteessä 1000 Rpm, 17,5 %.	45
Kuva 29. Paineen regulointi dynaamisella asetuservolla dieselmoottorin kuormituspisteessä 1000 Rpm, 17,5 %.	46
Kuva 30. Likimain askelmainen asetuservon muutos mallipohjaisella virityksellä. Dieselmoottorin toimintapiste 1200 Rpm, 23,5 %.	47
Kuva 31. Kaksi perättäistä askelvastekoetta viiveettömällä simulaattorilla muutetulla virityksellä.	49

Kuva 32. <i>Ahtopaineen regulointi dynaamisella asetusarvolla muutetulla virityksellä dieselmoottorin kuormituspisteessä 1000 Rpm, 17,5 %.</i>	50
Kuva 33. <i>Saturoitunut sähköturbo.</i>	51
Kuva 34. <i>Likimain askelmainen ahtopaineen asetusarvon muutos dieselmoottorin toimintapisteessä 1200 Rpm, 23,5 %.</i>	51
Kuva 35. <i>Ramppimainen ahtopaineen asetusarvon muutos välillä 1850–1300 hPa dieselmoottorin toimintapisteessä 1200 Rpm, 23,5 %.</i>	52
Kuva 36. <i>Ahtopaine dieselmoottorin kuormannostokokeessa, 1200 Rpm, 0–53%.</i>	53
Kuva 37. <i>Ahtopaine dieselmoottorin kuormannostokokeessa, 1200 Rpm, 0–53%.</i>	54
Kuva 38. <i>Dieselmoottorin kuormannostokoe, 1500 Rpm, 24–82 %. Ylemmässä kuvaajassa LQR-viritys ja alemmassa kokeellinen.</i>	55
Kuva 39. <i>Ramppimainen ahtopaineen asetusarvon muutos LQR- ja kokeellisella virityksellä välillä 1180–1720 hPa dieselmoottorin toimintapisteessä 1200 Rpm, 23,5 %.</i>	55
Kuva 40. <i>Toteutunut vääntömomentti dieselmoottorin kuormannostossa 6,5–100 % maksimikuormasta nopeudella 1000 Rpm.</i>	56

LYHENTEET JA MERKINNÄT

CAN	<i>Controller Area Network</i> – ajoneuvoissa käytetty tiedonsiirtoväylä
EGR	Pakokaasun takaisinkierätyks (engl. <i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
ECU	Moottorinohjausyksikkö (engl. <i>Engine Control Unit</i>)
INT	Ahtoilman jäähdytin, välijäähdytin (engl. <i>Intercooler</i>)
j1939	Standardi, joka määrittelee kuinka ajoneuvojen tulisi toteuttaa viestintä CAN-väylällä.
MIMO	Systeemi, jossa on useita sisään- ja ulostuloja (engl. <i>Multiple-Input, Multiple-Output</i>).
SISO	Systeemi, jossa on yksi sisään- ja yksi ulostulo (engl. <i>Single-Input, Single-Output</i>).
THR	Imukanavan kaasuläppä (engl. <i>Throttle valve</i>)
VGT	Muuttuvageometrisen turbiini (engl. <i>Variable Geometry Turbine</i>)
WG	Turbiinin hukkaportti (engl. <i>Waste Gate</i>)
A	Systeemin tilan luonnollisen vasteen matriisi
A_c	Kompressorin sisääntulon poikkipinta-ala
a	Kompressorin geometriaan liittyvä vakio (Ks. (16))
B	Systeemin tilan pakkovasteen matriisi
C	Systeemin tilan ja ulostulon yhteyttä kuvaava matriisi
D	Systeemin sisääntulon ja ulostulon yhteyttä kuvaava matriisi
c_{pc}	Ilman ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa
c_{pt}	Pakokaasun ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa
c_{pe}	Ilman ominaislämpökapasiteetti vakiotilavuudessa
c_{pt}	Pakokaasun ominaislämpökapasiteetti vakiotilavuudessa
H_{ic1}	Välijäähdyttimen paine-eromallissa käytettävä lineaarisen termin kerroin
H_{ic2}	Välijäähdyttimen paine-eromallissa käytettävä 2. asteen termin kerroin
H_{icT1}	Välijäähdyttimen lämpötilamallissa käytettävä sovitekerroin
H_{icT2}	Välijäähdyttimen lämpötilamallissa käytettävä sovitekerroin
H_{icT2}	Välijäähdyttimen lämpötilamallissa käytettävä sovitekerroin
J	Turboahtimen hitausmomentti
K	Tilatakaisinkytkennän vahvistusmatriisi
K_i	Tilatakaisinkytkennät vahvistusmatriisi integraattorin tiloille
K_{bc}	<i>Back-Calculation</i> -kytkennän vahvistus
K_x	Tilatakaisinkytkennät vahvistusmatriisi todellisen prosessin tiloille
k_{loss}	Kompressorin tuntemattomien häviöiden suhde entalpian kokonaisuuteen
M_c	Kompressorin tuottama vääntömomentti
M_e	Sähkömoottorin tuottama vääntömomentti
M_{kok}	Turboahtimen akselilla vaikuttavien vääntömomenttien summa
M_t	Turbiinin tuottama vääntömomentti
M_{in}	Imuilman moolimassa
\dot{m}_{exh}	Pakokanavan massavirta
\dot{m}_{in}	Imukanavan massavirta
\dot{m}_{inj}	Polttonaineen suorasuihkutuksen massavirta
\dot{m}_c	Kompressorin tuottama massavirta
N	Dieselmootorin kierrosnopeus

p_1	Ilman paine ennen kompressoria
p_2	Ilman paine imusarjassa
p_3	Pakokaasun paine ennen turbiinia
p_4	Pakokaasun paine turbiinin jälkeen
p_c	Ilman paine kompressorin jälkeen
Q_1	Kustannusfunktion tilaperturbaatiota painottava painomatriisi
Q_2	Kustannusfunktion ohjausperturbaatiota painottava painomatriisi
q	Aikasiirto-operaattori: $qx(k) = x(k+1)$
R	Yleinen kaasuvakio
r	Prosessin ulostulon asetusarvo
r_{imp}	Kompressorin siipipyörän säde
r_{ind}	Kompressorin siipipyörän säde kompressorin sisääntulon kohdalla
S	Diskreettiaikaisen Riccatin yhtälön tuntematon
T_1	Ilman lämpötila ennen kompressoria
T_2	Ilman lämpötila imusarjassa
T_3	Pakokaasun lämpötila ennen turbiinia
T_4	Pakokaasun lämpötila turbiinin jälkeen
T_{amb}	Moottoria ympäröivän ilman paine
T_c	Ilman lämpötila kompressorin jälkeen
u	Ohjaussignaali, eli säätimen ulostulo.
V_d	Dieselmoottorin iskutilavuus
V_p	Imukanavan (kompressorin ja dieselmoottorin välinen) tilavuus
x	Tilamatriisi
\dot{x}	Tilan muutos
x_{aug}	Integraattorilla augmentoitu tilamatriisi
x_{err}	Tilan erosuurematriisi
x_i	Integraattorin tila
x_{err}	Tilareferenssimatriisi
y	Prosessin ulostulo, eli mittaussignaali
α	Kompressorin kohtaamishäviöiden laskennassa käytettävä parametri (Ks. (22))
α_l	Äänen nopeus ilmassa
Γ	Diskretoidun mallin pakkovastetta kuvaava matriisi
Δh	Entalpian todellinen muutos kompressorissa
Δh_t	Entalpian kokonaismuutos kompressorissa
Δh_i	Kompressorin kohtaamishäviöistä johtuva entalpian muutos
Δh_f	Kompressorin virtaushäviöistä johtuva entalpian muutos
Δh_{oth}	Kompressorin muista häviöistä johtuva entalpian muutos
γ_{in}	Ilman adiabaattivakio
γ_{exh}	Pakokaasun adiabaattivakio
η_c	Kompressorin hyötysuhde
η_t	Turbiinin hyötysuhde
η_{vol}	Moottorin sylinterien täytöksen volymetrinen hyötysuhde
Π_c	Imuilman paineen suhteellinen muutos kompressorissa
ρ	Ilman tiheys kompressorin sisääntulolla stagnaatiopisteessä
σ	Ns. Stanitzin <i>slip factor</i> (Ks. (8))
Φ	Diskretoidun mallin luonnollista vastetta kuvaava matriisi
ω	Turboahntimen kulmataajuus
$\dot{\omega}$	Turboahntimen kulmataajuuden derivaatta

$\frac{dx}{dt}$
 $\frac{\partial x}{\partial y}$
 \dot{x}

x :n aikaderivaatta

x :n osittaisderivaatat y :n suhteen

x :n aikaderivaatta, kun aikaderivaatta itsessään on jokin merkityksellinen suure, esimerkiksi virtausnopeus.

 Δx

x :n absoluuttinen muutos, esimerkiksi kahden eri mittauspisteen välillä, tai jonkin prosessin osan yli.

1. JOHDANTO

Kiristynvä päästölainsäädäntö ja globaali tavoite ihmisen aikaansaaman ilmastonmuutoksen hillitsemiseksi ajavat ajoneuvo- ja työkonevalmistajia kehittämään yhä ympäristöystävällisempiä ajoneuvoja. Tämä näkyy erityisesti ajoneuvojen sähköistymisenä – täyssähköisistä voimalinjoista erilaisiin polttomoottorin ja sähkökäyttöjen yhdistelmäratkaisuihin. Eräs tällainen hybridiratkaisu on sähköturbolla varustettu polttomoottori, jossa tavallisen turbiinista ja keskipakoiskompressorista koostuvan polttomoottorin turboahtimen akselille on lisätty sähkömoottori. Tällä, kuten muillakin hybridiratkaisuilla, tavoitellaan parannuksia voimalinjan energiatehokkuuteen ja vähennyksiä polttomoottorin päästöihin [1]. Sähköturbon tarkoituksena on mahdollistaa energian talteenotto polttomoottorin pakokaasuista suurilla polttomoottorin kuormitusasteilla jarruttamalla turboahtimen pyörimisnopeutta, ja toisaalta parantaa polttomoottorin vasteen nopeutta kasvatettaessa momenttipyyntiä alhaisesta kuormitustilanteesta nostamalla turboahtimen pyörimisnopeutta [1]. Sähköturbolla onkin saavutettavissa merkittäviä parannuksia polttomoottorin hyötysuhteeseen ja transienttivasteeseen verrattuna tavalliseen turboahtimeen [2].

Sähköturbo mutkistaa kuitenkin huomattavasti polttomoottorin ilmajärjestelmän ohjausta. Tavallisesti siihen on käytetty toimilaitteina vain erilaisia turbiinin ohittavia venttiilejä ja säädettäviä turbiinin johdinsiivikkoja vähentämään turbiinin tuottamaa vääntöä ja siten imuilman massavirtaa ja painetta [3, s. 515–516]. Sähköturbolla on tällaisen rajoittamisen lisäksi mahdollista myös kasvattaa hallittavia suureita kiihdyttämällä turboa sähkömoottorilla. Tämän johdosta polttomoottorin ilmajärjestelmän toimintapiste voidaan valita vapaammin, ja sitä voidaan muuttaa entistä nopeammin. Toisaalta tarvittaessa sähköturbon sähkömoottoria voidaan käyttää myös yhtä aikaa esimerkiksi hukkaportin kanssa, jolloin polttomoottorin pakopainetta ja -lämpötilaa voitaisiin ohjata halutusta ahtopaineesta erillään.

Aiemmassa tutkimuksessa sähköturboa on usein tutkittu järjestelmässä, jossa on sähköturbon lisäksi käytetty toimilaitteina pakokaasuntakaisinkierätysjärjestelmän eli EGR:n (engl. *Exhaust Gas Recirculation*) venttiiliä ja muuttuvageometrisen turbiinin, VTG:n (engl. *Variable Turbine Geometry*), johdinsiivikkoa [4-7]. Tällöin ohjattava polttomoottorin ilmajärjestelmä sisältää useita sisään- ja ulostuloja, eli on niin sanottu MIMO-järjestelmä (engl. *Multiple-Input, Multiple-Output*). Säädettävänä suureina voi tällöin olla esimerkiksi polttomoottorin imusarjan paine, pakosarjan paine ja EGR-järjestelmän massavirta. Käytettäessä sähköturboa rajallisella energiavarastolla, kuten akulla, on turbon säädössä huomioitava myös energiavirrat ja energiavaraston asettamat rajoitteet [8-10]. Lisäksi sähköturbon ohjauksessa on vielä huomioitava myös kompressorin sakkkaus. Sakkaus (engl. *stall*) on ilmiö, jossa ilmavirta kompressorissa muuttuu epävakaaaksi kompressorin toimiessa epäedullisella alueella aiheuttaen pahimmillaan ilmavirran paineen ja siten kompressorin akselille kohdistuvan akselin suuntaisen voiman jaksottaisen vaihtelun (engl. *surge*) voiden jopa rikkoa kompressorin [11, s. 81–84]. Siksi kompressorin ohjauksen on myös joko osattava välttää toimintapisteitä joissa sakkausta esiintyy, tai kyettävä stabiloimaan sakkauksen aiheuttama oskillointi. Sakkauksen stabiloinnin edellytyksenä on, että käytetyn säätöjärjestelmän viiveet ovat riittävän pienet oskillointitaajuuteen

nähdessä. Sakkauksen välttämistä on käsitelty yleisemmin [11, s. 85–95] ja stabilointia erityisesti sähköturbon kaltaisen vääntömomentilla ohjatun keskipakoiskompressorin tapauksessa [12].

1.1 Työn tavoitteet ja sisältö

Tässä diplomityössä tutkitaan LQR-menetelmällä [13, s. 371–382] viritetyn yksitilaisen tilasäätimen soveltuvuutta sähköturbon ohjaukseen. Tavoitteena on kehittää sähköturbolla varustetun dieselmoottorin tutkimuskäyttöön soveltuva sähköturbon ohjaus, jota voitaisiin käyttää sähköturbolla varustetun dieselmoottorin polttoainetalouden, transientivasteen, turbon mitoituksen ja sähköturbon vaatiman energiavaraston mitoituksen tutkimiseen. Säätimen kehitystyötä tukemaan kehitetään myös soveltuva dieselmoottorin ilmajärjestelmän simulaattori.

Työssä oletetaan, että turbon sähkömoottorin käytössä on rajaton energiavarasto – toisin sanoen ohjauksessa ei oteta kantaa hybridijärjestelmän energian hallintaan. Kohdejärjestelmänä on yksivaiheisesti ehdettu *Off-Road* -käyttöön tarkoitettu dieselmoottori, jossa ei ole EGR-järjestelmää. Käytettävä sähköturbo on myös kiinteäsiipinen, joten ilmajärjestelmän ohjaukseen käytetään ainoastaan sähköturbon moottoria – lukuun ottamatta mahdollisia vikatilanteita, joita varten järjestelmässä on myös turbiinin hukkaportti (WG, engl. *Waste Gate*) ja imukanavan läppäventtiili, eli kaasuläppä (THR, engl. *Throttle valve*). EGR-järjestelmän puuttumisen vuoksi ohjattavan järjestelmän säädettävät suureet supistuvat yhteen – dieselmoottorin imusarjan paineeseen. Tällaiselle sähköturboinstallaatiolle toteutetaan ahtopainesäätö, jonka käytössä oletetaan olevan paineen asetusarvo, jonka valinnassa on huomioitu kohdeympäristönä olevan polttomoottorin imuilman mas-savirran tarpeen lisäksi sähköturbon kompressorin sakkauksen esto. Paineasetusarvon oletetaan siis olevan aina sellainen, ettei kompressorin siipipyörä pääse sakkaamaan, mikäli asetusarvoa ei ylitetä reilusti. Aktiivista sakkauksen stabilointia ei yritetä, sillä kohteena olevalla melko pienellä turboahtimella ilmiö olisi luultavasti aivan liian nopea hallittavaksi.

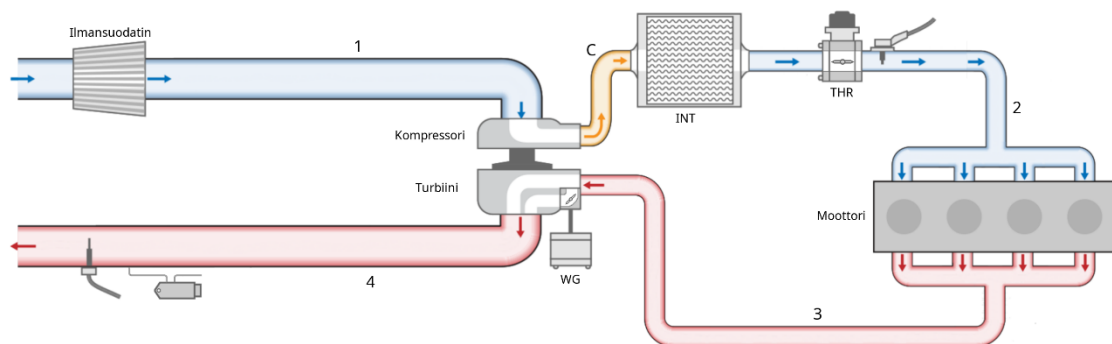
Sähköturbon ohjauksen toteuttamiseksi tässä työssä esitellään fysikaalinen malli turboahtimen dynamiikalle, identifioidaan kyseisen mallin parametrit sähköturbolla varustetulla dieselmoottorilla suoritetuista mittauksista ja viritetään saadun mallin perusteella sähköturbolle soveltuva säädin. Säädettävän prosessin epälineaarisuudesta johtuen toteutetussa säätimessä käytetään *Gain Scheduling* -menetelmää, eli säätimen skedulointia. Skeduloinnissa säädin viritetään useille prosessin eri pisteissä linearisoiduille lineaarisille malleille, ja käytettävät säätimen parametrit valitaan kulloisenkin prosessin tilan mukaan näistä virityksistä interpoloimalla. Viritykset kussakin linearisointipisteessä lasketaan LQR-menetelmällä.

Kehitettävän säätimen vakautta, varallisuuksia ja robustiutta arvioidaan säätöteorian keinoin ja simuloimalla. Simuloimalla saadut tulokset myös varmistetaan kokeellisesti moottoridynamometrillä. Simulointia varten tässä työssä kehitetään sähköturbolla varustetun dieselmoottorin ilmajärjestelmän simulaattori, sillä valmista kohdejärjestelmälle viritettyä sähköturbon simulointiin soveltuva simulaatiomallia ei ollut työtä tehdessä käytettävissä. Sähköturbon simulointi nimittäin edellyttää ahtimen kulmataajuuden mallinnusta, jotta sähkömoottorin tuottaman momentin vaikutus voidaan huomioida. Säätimen testaukseen oikealla järjestelmällä on käytettävissä vain rajallinen aika, joten hyödyntämällä

simulointia saadaan vähennettyä testauksen kustannuksia ja turvallisuusriskejä. Sekä simulaattori että säädin toteutetaan Mathworksin Simulink-ympäristössä. Näin samaa säätimen toteutusta voidaan käyttää ilman muutoksia sekä simulaattorissa että dieselmoottorin ohjausyksikölle käännettynä todellisella testijärjestelmällä.

2. SÄHKÖTURBON JA DIESELMOOTTORIN MALLINNUS

Tässä työssä tutkitaan sähköturboa osana modernia yhteispaineruiskutettua dieselmootoria, jonka ilmajärjestelmässä (engl. *air system*) on sähköturbon lisäksi ahtoilman jäähdytyn (jatkossa välijäähdytyn), kaasuläppä ja turbiinin ohitusventtiili (jatkossa hukkaportti). Työn kohteena oleva ilmajärjestelmä, eli dieselmootorin imuilma- ja pakokanavat toimilaitteineen on esitelty kuvassa 1.



Kuva 1. Dieselmootorin ilmajärjestelmä. (Kuva käytössä AGCO Power Oy:n luvalla)

Kuvan 1 numeroilla 1-4 ja kirjaimella c merkityjä kohteita vastaavat paineen p ja lämpötilan T arvot nimetään vastaavilla alaindekseillä. Esimerkiksi pakokaasun painetta dieselmootorin ja turbiinin välissä merkitään p_3 . Dieselmootorin ilmajärjestelmän mallintamisen kannalta on oleellista tuntea virtaavien kaasujen (imuilman ja pakokaasun) paineet, lämpötilat ja massavirrat näissä viidessä pisteessä. Massavirrat ovat kuitenkin staattisessa tilanteessa samat kaikkialla imukanavassa, ja vastaavasti pakokanavassa, ja ne eroavat toisistaan vain dieselmootoriin syötetyn polttoaineen massavirran verran. Pakokaasun virtaukseen liittyvät alueet on kuvassa merkitty punaisella värillä. Vastaavasti imuilman virtauksen alueet on merkitty sinisellä värillä – poikkeuksena kompressorin ja välijäähdyttimen välinen korkean lämpötilan keltaisella merkitty alue.

Kuvassa 1 esitellyn viiden pisteen (1-4, c) välillä virtauksien ominaisuuksia muuttavat ilmajärjestelmän toimilaitteet, kompressori, välijäähdytyn (INT, engl. *intercooler*), kaasuläppä (THR, engl. *throttle valve*, hukkaportti (WG, engl. *waste gate*) ja turbiini, sekä dieselmootori. Pisteestä 1 pisteeseen c imuilman painetta nostetaan turboahtimen kompressorin avulla, mutta samalla myös ilman lämpötila nousee. Tämän jälkeen lämpötilaa lasketaan välijäähdyttimellä, mutta samalla välijäähdyttimen virtausvastus ja etenkin mahdollinen kaasuläppä alentavat imuilman painetta pisteeseen 2, eli dieselmootorin imusarjaan. Dieselmootorissa palotapahtuma nostaa niin kaasuseoksen lämpötilaa kuin painettakin, ja massavirta kasvaa ruiskutetun polttoaineen verran. Pisteestä 3 (pakosarja) pisteeseen 4 pakokaasuista otetaan energiaa talteen turboahtimen turbiinilla samalla laskevien pakokaasun lämpötilaa paineen pudotessa takaisin ympäröivän ilman paineeseen (olettaen että turbiinin jälkeen ei ole merkittävää virtausvastusta). Tavallisessa dieselmootorissa turboahtimen kompressorilla on käytettävissä sama teho, jonka turbiini saa kerättyä pakokaasusta, ja jonka suuruus riippuu pakokaasun massavirrasta ja lämpötilasta – eli imuilman massavirrasta ja polttoaineen ruiskutusmäärästä. Ahtopaineen nostoon ei

siis ole käytettävissä enempää tehoa kuin mitä turbiini pystyy tuottamaan. Turbiinin tuottamaa tehoa ei myöskään voida varastoida eikä hyödyntää missään muualla, joten haluttaessa alentaa ahtopainetta on osa pakokaasun massavirrasta päästettävä hukkaportilla turbiini ohitse. Toisaalta nostettaessa dieselmoottorin kuormaa ahtopaineen nostaminen vaatii hieman aikaa, sillä turbiinilta suurin saatavissa oleva teho riippuu pienellä viiveellä kompressorin käyttämästä tehosta. Dieselmoottoriin tulevan ilman massavirta rajoittaa polttoaineen ruiskutusmäärää eikä kompressorin pysty tuottamaan täyttä ahtopainetta ennen kuin turbiini pystyy tuottamaan riittävän tehon. Perinteisellä turboahtimella tätä viivettä ei voida muita ominaisuuksia heikentämättä pienentää juuri muuten kuin pienentämällä turboahtimen inertiaa ja vähentämällä kitkaa [14, s 30–33]. Sähkökoneella varustetulla turboahtimella kompressorin ja turbiinin välistä tehotasapainoa voidaan kuitenkin muuttaa mielivaltaisesti (toimilaitteiden suorituskyvyn rajoissa), ja näin kiertää monia turboahtimen mitoitusongelmia.

Käytettäessä sähköturboa dieselmoottorin ilmajärjestelmän hallintaan, on ilmeisten hyötyjen vastapainoksi huomioitava myös toimilaitteen mukanaan tuomat rajoitteet. Rajallisen sähkötehon/vääntömomentin lisäksi huomioitavia rajoitteita voi olla esimerkiksi sähkömoottorin lämpötilan sallitut arvot ja käytetyn viestiliikenteen ja ohjainlaitteen viiveet.

2.1 Turboahtimen dynamiikka

Hyvin toimivan säätöalgoritmin kehittämiseksi on ensin tunnettava riittävän tarkasti sähköturbon dynamiikka ja kompressorin toiminta. Simulaattorin kehitystä varten on myös tunnettava muu ilmajärjestelmä – dieselmoottori, välijäähdytin ja ahtimen turbiini. Turboahtimen pyörimisliikkeen dynamiikkaa voidaan mallintaa kulmataajuuden muutosnopeuden yhtälöllä

$$\dot{\omega} = \frac{M_{kok}}{J}, \quad (1)$$

missä J on kompressorin siipipyörän, turbiinin siipipyörän ja niitä yhdistävän akselin yhteenlaskettu hitausmomentti ja M_{kok} on turboahtimen akselille vaikuttavien vääntömomenttien summa

$$M_{kok} = M_t + M_c + M_m, \quad (2)$$

missä M_t on turbiinin, M_c kompressorin ja M_m turboahtimen mekaanisten häviöiden tuottama vääntömomentti. Sähköturbossa akselille vaikuttaviin vääntömomentteihin on vielä lisättävä sähkömoottorin tuottama vääntömomentti M_e , jolloin kokonaisvääntömomentista (2) tulee

$$M_{kok} = M_t + M_c + M_m + M_e. \quad (3)$$

Kompressorin ja turbiinin tuottamien vääntömomenttien M_c ja M_t mallintamiseksi on tunnettava ilmajärjestelmässä kyseisiä komponentteja ennen ja jälkeen vallitsevien virtauksien paineet, massavirrat ja lämpötilat. Nämä puolestaan riippuvat vahvasti dieselmoottorin käyntinopeudesta, palotapahtumasta ja muista ilmajärjestelmään vaikuttavista toimilaitteista, joiden vaikutukset on siis myös kyettävä mallintamaan.

2.2 Turbiini ja pakokanava

Turboahtimen kokonaisvääntömomentissa (3) esiintyvä turbiinin tuottama vääntömomentti M_t saadaan laskettua [15] kaavalla

$$M_t = \frac{\dot{m}_{exh} C_{pt} T_3 \eta_t(\omega, \dot{m}_{exh}) \left(\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}} - 1 \right)}{\omega}, \quad (4)$$

missä η_t on turbiinin hyötysuhde, T_3 on pakokaasun lämpötila ennen turbiinia, p_3 paine ennen turbiinia, p_4 paine turbiinin jälkeen, C_{pt} pakokaasun ominaislämpökapasiteetti va-kiopaineessa ja

$$\gamma_t = \frac{C_{pt}}{C_{vt}}, \quad (5)$$

eli pakokaasun adiabaattivakio, missä C_{vt} on pakokaasun ominaislämpökapasiteetti va-kiotilavuudessa.

Turbiinin tuottaman vääntömomentin kaavassa (4) esiintyvä hyötysuhde saadaan lasket-tua lämpötila- ja paine-erojen funktiona

$$\eta_t = \frac{1 - \frac{T_3}{T_4}}{1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}}}, \quad (6)$$

missä T_4 on lämpötila turbiinin jälkeen [14, s. 24].

Simulointia varten ennen turbiinia vallitsevaa painetta p_3 voidaan mallintaa [15] ehdotta-malla toisen asteen polynomimallilla

$$p_3 = \frac{p_4}{H_{t2} \dot{m}_{exh}^2 + H_{t1} \dot{m}_{exh} + 1}, \quad (7)$$

sillä turbiinin hyötysuhde ei juurikaan riipu turbiinin nopeudesta tavallisella toimialu-eella. Pakosarjan painemallissa (7) esiintyvät H_{t1} , H_{t2} ovat mallin viritysparametreja. Malli (7) ekstrapoloi massavirran oikein nolllaksi, kun painesuhde $\frac{p_4}{p_3} = 1$.

2.3 Dieselmoottori

Dieselmoottorin ottaman ilman massavirtaa, eli koko imukanavan läpi kulkevaa massa-virtaa \dot{m}_{in} voidaan mallintaa dieselmoottorin kierrosnopeuden N ja täytöksen volymetri-sen hyötysuhteen η_{vol} funktiona. [15] ehdottaa malliksi

$$\dot{m}_{in} = \frac{\eta_{vol} V_d N}{2 R_{in} T_2} p_2, \quad (8)$$

missä V_d on dieselmoottorin iskutilavuus ja

$$R_{in} = \frac{R}{M_{in}} \quad (9)$$

missä R on yleinen kaasuvakio ja M_{in} on ilman molaarimassa. Massavirran yhtälössä (8) esiintyy myös vakiokerroin $\frac{1}{2}$, sillä nelitahtimoottori ottaa imuilmua jokaisella kierroksella puolet nimellisestä iskutilavuudestaan V_d (Kukin sylinteri tekee kaksi tahtia kierroksessa, joten kullakin sylinterillä on yksi imutahti kahdessa kierroksessa).

Koska kaikki dieselmoottoriin tulevat virtaukset poistuvat moottorista pakosarjan kautta, saadaan pakokaasun massavirta laskettua summaamalla moottoriin tulevat massavirrat

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{inj}, \quad (10)$$

missä \dot{m}_{in} on ilman ja \dot{m}_{inj} sylintereihin suihkutetun polttoaineen massavirta. Dieselmoottorista poistuvan pakokaasun lämpötilan mallintamiseksi [15] ehdottaa oletamaan, että lämpötila T_3 on jokin ilman massavirran \dot{m}_{in} funktio

$$T_3 = f(\dot{m}_{in}). \quad (11)$$

Koska [15] käsittelee ottomoottorin mallintamista olettaa se siten stoikiometrisen polttoaine-ilmaseoksen, eli ruiskutetun polttoaineen määrän olevan riippuvainen vain ilman massavirrasta. Dieselmoottorissa seossuhde ei ole vakio, vaan vaihtelee huomattavastikin, joten lämpötilan mallintamisessa on huomioitava erikseen myös polttoaineen massavirta \dot{m}_{inj} . T_3 voidaan näin ollen esittää funktiona

$$T_3 = f(\dot{m}_{in}, \dot{m}_{inj}), \quad (12)$$

jonka simulointiin voidaan käyttää esimerkiksi kokeellisesti määritettyä interpoloitua taulukkoa.

2.4 Kompessorori

Kompessorin ottama turboahdinta jarruttava vääntömomentti saadaan laskettua kaavalla

$$M_c = \frac{\dot{m}_{in} C_{pc} T_1}{\omega} \frac{1}{\eta_c(\omega, \dot{m}_{in})} \left(\left(\frac{p_c}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1 \right), \quad (13)$$

missä C_{pc} on ilman ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa, η_c on kompressorin hyötysuhde ja

$$\gamma_c = \frac{C_{pc}}{C_{vc}}, \quad (14)$$

missä C_{vc} on ilman ominaislämpökapasiteetti vakiotilavuudessa [15]. Vaihtoehtoisesti kompressorin vääntömomentti voidaan laskea

$$M_c = \mu r_{imp}^2 \omega \dot{m}_{in}, \quad (15)$$

missä r_{imp} on kompressorin siipipyörän (engl. impeller) säde ja

$$\mu = \sigma \left(1 - \frac{\cot \beta_{rob} \dot{m}_{in}}{\rho A_c r_{ind} \omega} \right), \quad (16)$$

missä β_{rob} on kompressorin siipipyörän siiven kulma, ρ sisääntulon ilman tiheys stagnaatiopisteessä, A_c kompressorin sisääntulon poikkipinta-ala ja r_{ind} siipipyörän säde kompressorin sisääntulon kohdalta (engl. *inducer*) [12, s. 1882]. Kaavassa (16) esiintyy myös ns. Stanitzin *slip factor*

$$\sigma = 1 - \frac{1}{n_{blades}}, \quad (17)$$

missä n_{blades} on kompressorin siipipyörän siipien lukumäärä.

Paine p_c voidaan laskea, kun tunnetaan kompressorin kulmataajuus ω , massavirta \dot{m}_{in} ja paine ennen kompressoria p_1 . Paineen suhteellinen muutos kompressorin yli saadaan kaavasta

$$\Pi_c = \frac{p_c}{p_1} = \left(1 + \frac{\Delta h}{c_{pc} T_1}\right)^{\frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1}}, \quad (18)$$

missä Δh on entalpian muutos kompressorin yli [12, s. 1883]. Paineen suhteellisen muutoksen yhtälöä (18) nimitetään myös kompressorin karakteristiseksi yhtälöksi (esimerkiksi [12]). Paineen muutoksessa Π_c esiintyy myös entalpian muutos [12, s. 1883]

$$\Delta h = \Delta h_t - \Delta h_i - \Delta h_f - \Delta h_{oth}, \quad (19)$$

missä esiintyy kompressorin entalpian kokonaismuutos Δh_t , kohtaamishäviöistä (engl. *incidence loss*) johtuva entalpian muutos Δh_i , kitkahäviöitä kuvaava Δh_f ja muita häviöitä kuvaava Δh_{oth} . Kompressorin entalpian kokonaismuutos voidaan laskea yhtälöllä

$$\Delta h_t = \mu r_{imp}^2 \omega^2. \quad (20)$$

Kompressorin kohtaamishäviöt saadaan laskettua yhtälöllä

$$\Delta h_i = \frac{r_{ind}^2}{2} (\omega - \alpha \dot{m}), \quad (21)$$

missä

$$\alpha = \frac{\cot \beta_{inb}}{\rho A_c r_{ind}}, \quad (22)$$

missä β_{inb} on kompressorin sisääntulon suuttimen siiven kulma. Kompressorin virtausvastushäviöt puolestaan voidaan mallintaa yhtälöllä

$$\Delta h_f = k_f \dot{m}_{in}^2, \quad (23)$$

missä k_f on virtausvastuskerroin. Muiden häviöiden voidaan olettaa olevan suoraan riippuvia entalpian kokonaismuutoksesta Δh_t jollain vakiokerroimella k_{loss} [16]. Tällöin muiden häviöiden suuruudeksi saadaan

$$\Delta h_{oth} = k_{loss} \Delta h_t, \quad (24)$$

Sijoittamalla (20,16,21,22,23,24) entalpian muutos (19) saadaan muotoon

$$\Delta h = (1 - k_{loss}) \sigma \left(1 - \frac{\cot \beta_{rob} \dot{m}_{in}}{\rho A_c r_{ind} \omega}\right) r_{imp}^2 \omega^2 - \frac{r_{ind}^2}{2} \left(\omega - \frac{\cot \beta_{inb}}{\rho A_c r_{ind}} \dot{m}\right) - k_f \dot{m}_{in}^2, \quad (25)$$

Ratkaisemalla painesuhteen yhtälö (18) p_c :n suhteen ja sijoittamalla entalpian muutos (25) saadaan paineeksi kompressorin jälkeen

$$p_c = \Pi_c p_1 = \left(\left(1 + \frac{(1-k_{loss})\sigma \left(1 - \frac{\cot \beta_{rob} \dot{m}_{in}}{\rho A_c r_{ind} \omega} \right) r_{imp}^2 \omega^2 - \frac{r_{ind}^2}{2} \left(\omega - \frac{\cot \beta_{ind} \dot{m}}{\rho A_c r_{ind}} \right) - k_f \dot{m}_{in}^2}{C_p T_1} \right)^{\frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1}} \right) p_1. \quad (26)$$

Näin saatu kompressorin tuottaman paineen malli (26) ei kuitenkaan ole lineaarinen. Se on esimerkiksi neliöllisesti riippuva ilman massavirrasta ja turboahtimen kulmanopeudesta, joten sitä ei ilman linearisointia voida käyttää säätösuunnittelussa.

Entalpian muutos voidaan esittää lämpötilan muutoksen ΔT_c ja ilman ominaislämpökapasiteetin C_p tulona

$$\Delta h = C_p \Delta T_c. \quad (27)$$

Lämpötilan muutokseksi kompressorissa saadaan siten

$$\Delta T_c = \frac{\Delta h}{C_p}. \quad (28)$$

Lämpötila kompressorin jälkeen T_c saadaan laskettua lämpötilan T_1 ja lämpötilan muutoksen kompressorissa (28) summana

$$T_c = \left(T_1 + \frac{\Delta h}{C_{pc}} \right). \quad (29)$$

Edellä kuvattu fysikaalinen malli ei kuitenkaan välttämättä riitä täysin selittämään todellisen järjestelmän lämpötiloja. Tarvittaessa sen voisi korvata esimerkiksi ilman massavirrasta ja kompressorin pyörimisnopeudesta riippuvalla *blackbox*-mallilla. [15]

2.5 Imukanava

Paine kompressorin jälkeen (26) ei kuitenkaan ole sama kuin dieselmoottorin imusarjan paine p_2 , sillä kompressorin ja imusarjan välillä on myös välijäähdytin, jolla pyritään alentamaan dieselmoottorille tulevan ilmapinnan lämpötilaa. Välijäähdytin kuitenkin rajoittaa aina hieman virtausta, ja alentaa näin sen läpi virtaavan ilman painetta. Tämän paineen aleneman mallintamiseksi voidaan käyttää [15] ehdottamaa yhtälöä

$$\Delta p_{ic} = H_{ic2} \frac{T_c \dot{m}_{in}^2}{p_c}, \quad (30)$$

missä H_{ic2} on tuntematon vakio. Mallin (30) parantamiseksi [15] ehdottaa myös ilman massavirrasta lineaarisesti riippuvan termin lisäämistä, jolloin (30) saadaan muotoon

$$\Delta p_{ic} = H_{ic1} \frac{T_c \dot{m}_{in}}{p_c} + H_{ic2} \frac{T_c \dot{m}_{in}^2}{p_c}, \quad (31)$$

missä H_{ic1} on tuntematon vakio.

Vähentämällä painehäviö (31) kompressorin jälkeisestä paineesta (26) saadaan paineeksi imusarjassa

$$p_2 = p_c - H_{ic1} \frac{T_c \dot{m}_{in}}{p_c} - H_{ic2} \frac{T_c \dot{m}_{in}^2}{p_c}. \quad (32)$$

Lämpötilan muutosta välijäähdyttimessä voidaan mallintaa mallilla

$$\Delta T_{ic} = T_c - (T_c - T_{cool}) \left(H_{icT1} + H_{icT2} \frac{T_c + T_{cool}}{2} + H_{icT3} \dot{m}_{in} \right), \quad (33)$$

missä H_{icT1} , H_{icT2} , H_{icT3} ovat sovitekertoimia ja T_{cool} on välijäähdyttimen jäähdytysilman lämpötila (ympäristön ilman lämpötila) [15]. Lämpötilaksi kompressorin jälkeen saadaan siten

$$T_2 = T_c + \Delta T_{ic} \quad (34)$$

Yhdistämällä yhtälöt (1, 26 ja 32), saadaan turboahtimen akselilla vaikuttavan kokonaisvääntömomentin ja imusarjan ilmanpaineen välistä yhteyttä kuvaavaksi yhtälöryhmäksi

$$\begin{cases} \dot{\omega} = \frac{M_{kok}}{J} \\ p_2 = \left(\left(1 + \frac{(1-k_{loss})\sigma \left(1 - \frac{\cot \beta_{rob} \dot{m}_{in}}{\rho A_c r_{ind}} \right) r_{imp}^2 \omega^2 - \frac{r_{ind}^2}{2} \left(\omega - \frac{\cot \beta_{inb} \dot{m}}{\rho A_c r_{ind}} \right) - k_f \dot{m}_{in}^2}{C_p T_1} \right)^{\frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1}} \right) p_1 - \Delta p_{ic} \end{cases} \quad (35)$$

Imusarjan ilmanpainetta, eli dieselmoottorin ahtopainetta, kuvaavasta yhtälöstä (32) on kuitenkin huomattava, että se ei huomioi kompressorin ja dieselmoottorin välisen virtauskanavan tilavuutta. Todellisuudessa tästä tilavuudesta johtuen imukanavan paineen muutos kompressorin tuoton muutoksen mukana ei ole välitön, vaan paineen muutoksen nopeus imukanavassa on sitä hitaampi, mitä suurempi tilavuus imukanavassa on.

Imukanavan dynamiikan mallintamiseksi on kompressorin tuottama paineen muutos mallinnettava imukanavan massavirrat, tilavuus ja pituus huomioiden. Kompressorin tuottaman massavirran muutos voidaan esittää kompressorin tuottaman paineen yhtälön (26) ja todellisen imukanavassa vallitsevan paineen p_{cReal} erotuksen avulla siten, että

$$\frac{d\dot{m}_c}{dt} = \frac{A}{L} (\Pi_c(\omega, \dot{m}_t) p_1 - p_{cReal}), \quad (36)$$

missä A on imukanavan poikkipinta-ala ja L imukanavan pituus. Paine p_c puolestaan voidaan edelleen mallintaa kompressorin tuottaman massavirran (36) ja imukanavassa vallitsevan massavirran \dot{m}_{in} erotuksen avulla siten, että

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{a_1^2}{V_p} (\dot{m}_c - \dot{m}_{in}), \quad (37)$$

missä a_1 on äänen nopeus ilmassa, ja V_p on imukanavan tilavuus. Tällaista kompressorin ja sen jälkeen olevan tilavuuden (tässä tapauksessa imukanavan) mallia nimitetään usein Greitzer- tai Moore-Greitzer-malliksi kehittäjänsä mukaan, ja sitä voidaan edelleen täydentää kompressorin pyörimisliikkeen dynamiikalla yhdistämällä siihen vielä kulmanopeuden muutos (1) [17]. Greitzer-malli olettaa systeemiin kuuluvaksi kompressorin lisäksi kuristusläpän ja näitä yhdistävän kanavan (kaasuläppä ja imukanava). Tässä työssä kuitenkin keskitytään tilanteeseen, jossa dieselmoottorin kaasuläppää ei käytetä. Niinpä

imukanavasta poistuvan massavirtaa rajoittaa kaasuläpän sijaan sen perässä oleva dieselmoottori (36).

Kompressorin toimintaa ja ahtopainetta imukanavassa kuvaavaksi yhtälöryhmäksi saadaan yhdistämällä (1, 8, 26, 36 ja 37)

$$\begin{cases} \frac{d\omega}{dt} = \frac{M_{kok}}{J} \\ \frac{d\dot{m}_c}{dt} = \frac{A_c}{L} (\Pi_c(\omega, \dot{m}_t) p_1 - p_c) \\ \frac{dp_c}{dt} = \frac{a_1^2}{V_p} (\dot{m}_c - \dot{m}_{in}(p_2, N)) \\ p_2 = p_c - H_{ic1} \frac{T_c \dot{m}_{in}}{p_c} - H_{ic2} \frac{T_c \dot{m}_{in}^2}{p_c} \end{cases}, \quad (38)$$

Edellä esitetty malli sisältää kuitenkin lukuisia yksinkertaistuksia. Malli ei huomioi lainkaan esimerkiksi massavirtojen liike-energiaa ja hitautta. Lisäksi myös paine ennen kompressoria p_1 riippuu todellisuudessa imukanavan massavirrasta, sillä todellisissa järjestelmissä ennen kompressoria on käytännössä aina virtausvastusta aiheuttavia elementtejä – esimerkiksi ilmansuodatin. Lisäksi säätösuunnittelun näkökulmasta mallissa on ongelmallista se, että se olettaa kompressorin ja turbiinin toisistaan täysin erillisiksi systeemeiksi. Todellisuudessa kompressorin tuottama ahtopaine ja ilman massavirta vaikuttavat turbiinin tuottamaan vääntömomenttiin pakokaasujen paineen ja massavirran kautta, millä voi olla vaikutusta järjestelmän stabiiliusominaisuuksiin.

3. SÄÄTÖ

Työssä käytetty sähköturbo on toteutettu sijoittamalla turbon kompressorin ja turbiinin väliin kestmagneettitahtikone, jota ohjataan erillisellä invertterin sisältävällä ohjainyksiköllä. Kehitettävän säätimen ohjaussignaali välitetään sähköturbon ohjausyksikölle ajoneuvoissa yleisesti käytetyn CAN-väylän (engl. *Controller Area Network*) kautta *SAE J1939*-standardia [18] noudattavilla viesteillä. Vastaavasti myös osa käytössä olevista mittauksista (esimerkiksi sähköturbon kulmataajuus) luetaan tämän väylän yli. Sähköturbon ohjausyksikön kanssa viestimiseen ja toteutettavan säätöalgoritmin suorittamiseen käytetään dieselmootorin ohjausyksikköä (ECU, engl. *Electronic Control Unit*). Sähköturbon ja sitä ohjaavan säätöalgoritmin välisessä tiedonsiirrossa on siis kahdesta eri ohjausyksiköstä, niiden suorittamista ohjelmista ja niiden välisestä viestiliikenteestä johtuvia viiveitä ja epäideaalisuuksia, jotka on huomioitava säätöä toteutettaessa. Epäideaalisuuksia ovat esimerkiksi sähköturbon ohjausyksikön asettamat *virtuaaliset* toimilaitteen saturaatorajat, joilla pyritään suojaamaan sähköturboa ja invertteriä mm. ylikuumentumisilta. Ohjausyksikkö saattaa siis joissain tilanteissa rajoittaa sähköturbolle välitettävää momenttipyyntöä, ja kehitettävän säätöalgoritmin on kyettävä huomioimaan tämä.

Tässä työssä tehtävän koejärjestelyn tavoitteena on mahdollistaa sähköturbon ja sähköturbolla varustetun dieselmootorin tutkimuskäyttö. Kehitettävän ohjauksen ei siis tarvitse olla valmis käytettäväksi laboratorioympäristön ulkopuolella. Tarkemmin nämä tavoitteet on määritelty taulukossa 1.

Taulukko 1. Tavoitteet kehitettävälle sähköturbon ohjaukselle

Tavoite	Kuvaus
1. Reguloititehtävä	Kehitetyn säätöjärjestelmän kykenee reguloimaan dieselmootorin ahtopainetta dieselmootorin staattisissa pisteissä.
2. Servotehtävä	Kehitetyn säädin kykenee seuraamaan muuttuvaa asetusarvoa turvallisesti kaikissa tilanteissa – ylitys on sallittua, mutta se ei saa johtaa kompressorin sakkaukseen.
3. Robustius saturaatiotilanteissa	Kehitetyn säätöjärjestelmän on oltava riittävän robusti, jotta sen käytös ei ole epästabiliia toimilaitteen saturoituessa.

Esiteltyjen tavoitteiden saavuttamiseksi kehitettävälle säädölle määriteltiin joukko vaatimuksia, joiden toteutuessa tavoitteet saataisiin täytettyä (taulukko 2).

Taulukko 2. Vaatimukset kehitettävälle sähköturbon ohjaukselle

Vaatimus	Kuvaus
1. Häiriöiden vaimennus	Säätimen on kyettävä vaimentamaan prosessiin ja mittauksiin kohdistuvat häiriöt.
2. Viivevara	Säätimen ja prosessin viivevaran on oltava riittävä, jotta ohjausjärjestelmästä ja viestiliikenteestä johtuvat viiveet eivät tee systeemistä epästabiilia.
3. Vaihe- ja vahvistusvara	Säätimen ja prosessin vaihe- ja vahvistusvarojen on oltava riittävät, jotta käytetyn suunnittelumallin epätarkkuudet tai prosessin <i>KILL-ilmiot</i> ¹ eivät tee systeemistä epästabiilia.
4. Anti-windup	Toimilaitteen saturoituessa säätimen integraattorin tilan on pysyttävä äärellisenä ja riittävän lähellä sellaista arvoa jolla säätimen ulostulo vastaa toteutunutta ohjausta, jotta saturaatio ei aiheuta stabiiliusongelmia.

Tuotantovalmiin sähköturbon ohjauksen olisi kyettävä joko huomioimaan käytetyn energiavaraston taso, tai toimimaan siten, että energian käyttö on keskimäärin nolla (Kuten [19] esittää). Tämän työn kohteena on kuitenkin laboratoriokäytössä oleva dieselmoottori, jonka käytössä on simuloitu kapasiteetiltaan ääretön energiavarasto. Kehitettävän ohjauksen ei siis tarvitse huomioida sähköturbon energian käyttöä tai tuottoa.

3.1 Suunnittelumalli

Säätösuunnittelua varten prosessi on esitettävä yhtenä lineaarisena tilamallina. Edellä esitetty kokoelma ilmajärjestelmää kuvaavia malleja on tarpeettoman monimutkainen ja epälineaarinen. Tästä syystä säätösuunnitteluun käytetään vain kompressoria ja turboahtimen pyörimisliikettä kuvaavia malleja. Tilamallin ainoaksi tilaksi voidaan näin valita turboahtimen kulmanopeus

$$x = \omega, \tag{39}$$

ja ulostuloksi paine imusarjassa

¹ Kuluminen, ikääntyminen, likaantuminen ja lämpötilan muutos

$$y = p_2. \quad (40)$$

Mallin ohjaussuureeksi valitaan edelleen sähkömoottorin tuottama vääntömomentti

$$u = M_e. \quad (41)$$

Muut turboahtimeen vaikuttavat momentit eivät ole suoraan mitattavissa tai helposti esitettävissä (esimerkiksi turbiinin vääntömomentin estimointia varten tulisi tuntea pakokaasun paineet ja lämpötilat ennen ja jälkeen turbiinin). Ne jätetään siksi huomioimatta² olettaen, että riittävän robustiksi suunniteltu säädin kykenee kumoamaan niiden vaikutuksen – esimerkiksi integroimalla.

Säätösuunniteluun käytettäväksi tilamalliksi saadaan näin mallin (35) mukaisesti

$$\begin{cases} \dot{x} = \frac{M_{kok}}{J} \\ y = \left(\left(1 + \frac{(1-k_{loss})\sigma \left(1 - \frac{\cot \beta_{rob} \dot{m}_{in}}{\rho A_c r_{ind} \omega}\right) r_{imp}^2 \omega^2 - \frac{r_{ind}^2}{2} \left(\omega - \frac{\cot \beta_{inb} \dot{m}}{\rho A_c r_{ind}}\right) - k_f \dot{m}_{in}^2}{c_p T_1} \right)^{\frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1}} \right) p_1 - \Delta p_{ic} \end{cases}, \quad (42)$$

missä esiintyvään kokonaismomenttien summaan M_{kok} on vielä sijoitettava kompressorin tuottama momentti M_c (15) ja sähkömoottorin tuottama momentti M_e eli ohjaus u :

$$\begin{cases} \dot{x} = \frac{\sigma \left(1 - \frac{\cot \beta_{rob} \dot{m}_{in}}{\rho A_c r_{ind} \omega}\right) + u}{J} \\ y = \left(\left(1 + \frac{(1-k_{loss})\sigma \left(1 - \frac{\cot \beta_{rob} \dot{m}_{in}}{\rho A_c r_{ind} \omega}\right) r_{imp}^2 \omega^2 - \frac{r_{ind}^2}{2} \left(\omega - \frac{\cot \beta_{inb} \dot{m}}{\rho A_c r_{ind}}\right) - k_f \dot{m}_{in}^2}{c_p T_1} \right)^{\frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1}} \right) p_1 - \Delta p_{ic} \end{cases}. \quad (43)$$

Turbiinin tuottama momentti M_t (4) jätetään säädön suunnittelumallista pois, sillä sitä ei voida kohdejärjestelmässä luotettavasti laskea tai estimoida, koska kaikkia tarvittavia mittauksia (P_3 , T_3 ja P_4) ei ole saatavilla. Vaihtoehtoinen tapa turbiinin tuottaman momentin huomioimiseksi säädössä esitetään jäljempänä.

3.2 Tilatakaisinkytkentä

Sähköturbon säätösuunnittelun lähtökohtana käytetään tilasäädintä, eli tilatakaisinkytkentää, jossa ohjaus

$$u = -Kx \quad (44)$$

on verrannollinen säadettävän prosessin tilaan x jollain takaisinkytkentävahvistuksella K . Ohjauksen määritelmää (44) kutsutaan myös *säätölaiksi*. Pelkkä edellä kuvattu tilatakai-

² Käytännössä myöhemmin esiteltävän skeduloidun tilatakaisinkytkennän vaatima tasapainotilan ohjaus kuitenkin vastaa kompressorin tuottamaa jarruttavaa vääntömomenttia.

sinkytkentä ei kuitenkaan riitä vielä ajamaan prosessia haluttuun asetusarvoon. Itse asiassa kuvatus lainen regulaattori pyrkii ajamaan prosessin tilan origoon. Tämä voidaan korjata vaihtamalla tilamuuttujaksi erosuure tavoitetilasta

$$x_{err} = x - x_{ref}, \quad (45)$$

missä x_{ref} on tavoitetila, eli tilareferenssi. Säädön asetusarvona ei kuitenkaan ole mikään tilan arvo (ahtimen kulmanopeus), vaan ulostulon arvo eli ahtopaine (40). Sopiva tilareferenssi tulee siis muodostaa siten, että kyseisellä tilalla saavutetaan haluttu ulostulon arvo.

Tilareferenssillä varustettu säädinkään ei vielä kykene saavuttamaan haluttua asetusarvoa, mikäli referenssin laskennassa on virhettä, tai prosessiin vaikuttaa häiriöitä – esimerkiksi turbiinin tuottama vääntö M_t (4). Paremman *robustiuden* saavuttamiseksi lisätään säätimeen myös asetusarvon r ja prosessin ulostulon erotusta integroiva integraattori

$$x_i = \int y - r dt. \quad (46)$$

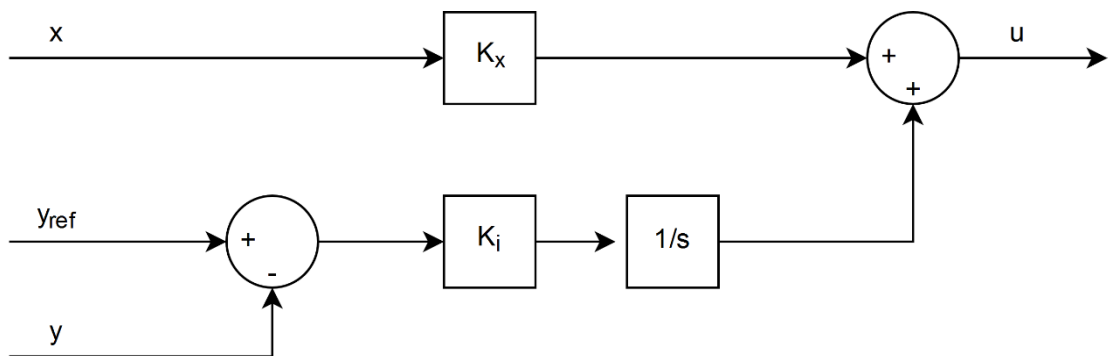
Säätösuunnittelussa tämä integraattori voidaan kuvitella osaksi prosessia, jolloin *augmentoiksi* tilaksi saadaan

$$x_{aug} = \begin{bmatrix} x_{err} \\ x_i \end{bmatrix}. \quad (47)$$

Tällöin säätölaiksi saadaan

$$u = -Kx_{aug} = -K_x x + K_i \int y - r dt, \quad (48)$$

joka on yhdenmuotoinen augmentoimattoman tilatakaisinkytkennän säätölain (44) kanssa, joten säätimen viritykseen voidaan käyttää tilatakaisinkytkennälle soveltuvia viritysmenetelmiä [13, s. 49–50]. Se voidaan kuitenkin toteuttaa siten, että tilatakaisinkytkennän ja integraattorin tuottamat ohjaukset lasketaan erikseen (kuva 2), jotta kummankin haaran tuottamaa ohjausta voidaan ajon aikana tarkkailla.



Kuva 2. Integroivan tilatakaisinkytkennän alkeislohkokaavio

Esitellyllä *integroivalla säätölailla* (47) tavoitellaan pysyvän säätövirheen ja hitaasti muuttuvien häiriöiden, kuten turbiinista ja kitkahäviöistä johtuvien vääntömomenttien sekä painehäviöiden kumoamista.

3.3 Skedulointi

Esitely säätösuunnittelun tilamalli (43) on epälineaarinen, sillä tilan muutos on kääntäen verrannollinen prosessin tilaan. Se on lisäksi aikavariantti, sillä tilan muutoksen yhtälössä esiintyy ilman massavirta \dot{m}_{in} , joka vaihtelee suuresti eri dieselmoottorin toimintapisteissä. Suunnittelumalli voidaan kuitenkin *linearisoida* johonkin valittuun *linearisointipisteeseen* (ja samalla kiinnittää aikavariantit termit) jotta säätösuunnitteluun voitaisiin käyttää lineaarisille aikainvarianteille järjestelmille, eli LTI-järjestelmille (engl. *Linear, time-invariant*) päteviä menetelmiä. Linearisointi

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax_{aug} + Bu \\ y = Cx_{aug} + Du \end{cases} \quad (49)$$

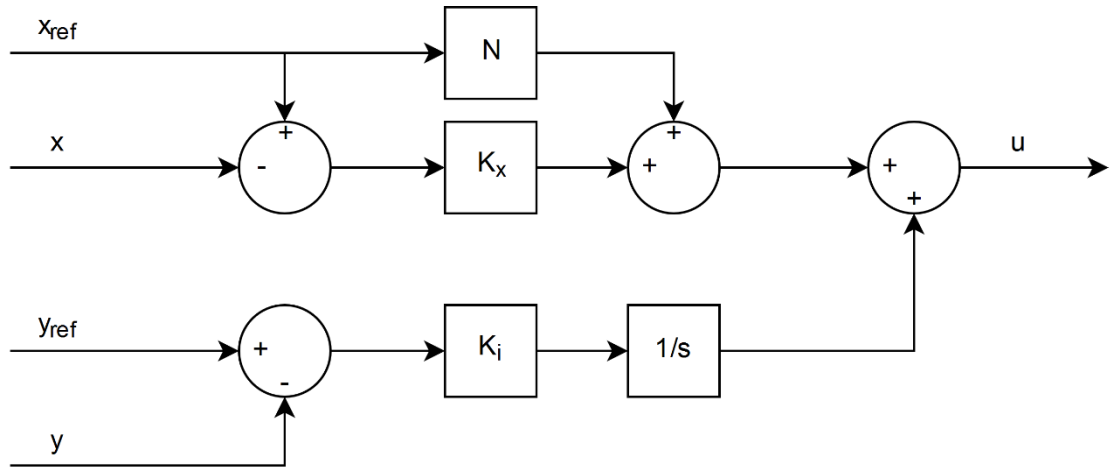
saadaan muodostettua laskemalla mallin tilan muutoksen ja ulostulon derivaatat tilan ja ohjauksen suhteen. Merkitään

$$\begin{aligned} A &= \frac{\partial \dot{x}}{\partial x} \\ B &= \frac{\partial \dot{x}}{\partial u} \end{aligned} \quad (50)$$

Sähköturbon tilamallin tapauksessa edellä esitellyt matriisit A ja B sisältävät myös prosessin tilaan ω ja massavirtaan \dot{m}_{in} viittavia muuttujia, joihin on sijoitettava halutut linearisointipistettä vastaavat arvot. Näin saadaan lineaarinen tilamalli, jonka avulla prosessille voidaan virittää lineaarinen säädin. [13, s. 550–556]

Linearisoidun mallin perusteella viritetty säädin ei kuitenkaan todennäköisesti toimi kovin hyvin kun prosessin tila poikkeaa paljon linearisointipisteestä. Tämän ratkaisemiseksi säätimelle voidaan laskea useita eri virityksiä eri linearisointipisteissä, ja valita kulloinkin käytettävät viritysparametrit interpoloimalla näistä lasketuista virityksistä. Näin toteutetun säätimen (kuva 3) viritämiseen voidaan käyttää lineaarisille prosesseille päteviä teorioita, mutta itse säätimestä tulee epälineaarinen. Kuvan 3 lohkoaviossa Vahvistuslohkot K_x ja K_i käyttävät näitä muuttuvia arvoja. Lohko ”N” laskee skeduloidun säädön ohjauksen vakiokomponentin linearisointipisteessä.³ Ilman tätä lisäystä linearisoidun säätimen tuottama ohjaus olisi linearisointipisteessä nolla.

³ Sähköturbon tapauksessa käytetyllä suunnittelumallilla tämä vastaa suuruudeltaan kompressorin tuottamaa (jarruttavaa) vääntömomenttia – olettaen että suunnittelumalli on tarkka.



Kuva 3. Skeduloidun integroivan tilatakaisinkytkennän alkeislohkokaavio.

Muuttujat joiden perusteella käytetyt vahvistuksen arvot tällaisessa säätimessä valitaan, ovat säätösuunnittelijan vapaasti valittavissa. Soveltuvia muuttujia on esimerkiksi prosessin tila, tilareferenssi, asetusarvo ja aika (mikäli haluttu trajektorii tai prosessin ominaisuuksien muutos ajan suhteen on ennalta tunnettu). Tällaisen *skeduloidun* säätimen stabiiliutta on vaikea arvioida teoreettisin keinoin, sillä useimmat säätöteoriat pätevät vain lineaarisille malleille, joten sen stabiilius on todettava kokeellisesti. LTI-järjestelmille pätevät säätöteoriat ovat kuitenkin hyödyllisiä, sillä suljettu järjestelmä vastaa pienillä tilan perturbaatioilla melko hyvin kyseiseen tilapisteeseen linearisoitua mallia.

Säädin toteutetaan dieselmoottorin moottorinohjausyksikössä ajettavana ohjelmalla, jota suoritetaan tasaisin aikavälein, joten se tulee olemaan diskreettiaikainen. Jotta jatkuva-aikaiselle prosessille voitaisiin virittää diskreettiaikainen säädin, on myös prosessimalli ensin diskretoitava muotoon

$$\begin{cases} x(k+1) = \Phi x_{aug}(k) + \Gamma u(k) \\ y = C x_{aug}(k) + D u(k) \end{cases}, \quad (51)$$

missä

$$\Phi = e^{Ah}, \quad (52)$$

ja

$$\Gamma = \left(\int_{\tau=0}^h e^{A\tau} d\tau \right) B. \quad [13, s. 106] \quad (53)$$

Näin saadulle diskreettiaikaiselle prosessimallille (50) voidaan siten hyödyntää diskreettiaikaisen säätimen viritykseen soveltuvia teorioita.

3.4 LQR-viritys

Edellä esitellylle mallille voidaan virittää säädin esimerkiksi LQR-menetelmällä [13, s. 371–382]. LQR-menetelmä tuottaa virityksen, jolla saavutetaan likimain *optimaalinen* ohjaus, kun optimaalinen määritellään jonkin neliöllisen tilan ja ohjauksen *perturbaatioita* integroivan kustannusfunktion

$$J = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^N [x^T(k)Q_1x(k) + u^T(k)Q_2u(k)] \quad (54)$$

minimoimisena. Kustannusfunktiossa (53) esiintyy tilan painomatriisi Q_1 ja ohjauksen painomatriisi Q_2 , jotka toimivat viritysmenetelmän *viritysparametreina*. Edellä esitellyn kustannusfunktio pätee kuitenkin vain äärellisille säätöhorisonteille N , sillä äärettömällä säätöhorisontilla kustannusfunktion raja-arvo on aina ∞ . Tämän takia [13, s. 364] ehdottaa kustannusfunktiota (53) muokataan lisäämällä siihen aikahorisontilla N jakava kerroin. Näin ollen äärettömälle aikahorisontille soveltuvaksi kustannusfunktioksi saadaan

$$J = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^N [x^T(k)Q_1x(k) + u^T(k)Q_2u(k)]. \quad (55)$$

Kustannusfunktion (54) minimoiva säädin on aikavariantti, eli takaisinkytkennän vahvistus K muuttuu ajan funktiona. Todellisuudessa optimaalinen vahvistus on kuitenkin likimain vakio aivan säädön suoritusajan loppua lukuun ottamatta [13, s. 368–369], joten pitkään suoritettavilla säätöjärjestelmillä kyseisen asettumisarvon mukainen vakio-ohjaus aproksimoi hyvin optimaalista säätöä. Toisin sanoen pitkillä säätöajoilla parhaalla mahdollisella vakio-ohjauksella saavutettu kustannus (54) ei eroa juurikaan optimaalisesta säädöstä. Tämä stationaarisen tilan optimaalinen vahvistus saadaan laskettua ratkaisemalla *diskreettiaikainen Riccatin yhtälö*

$$\Phi^T [S - S\Gamma(Q_2 + \Gamma^T S)^{-1}\Gamma^T S] \Phi + Q_1 = 0 \quad (56)$$

positiividefiniitin muuttujan S suhteen ja sijoittamalla se vahvistuksen yhtälöön

$$K = (\Gamma^T S \Gamma + Q_2)^{-1} \Gamma^T S \Phi. \quad (57)$$

Kohdejärjestelmää – sähköturboollista dieselmoottoria – käytetään tyypillisesti pitkiä aikoja, eli aikavariantillakin vahvistuksella vahvistus pysyisi suurimman osan säätöajasta likimain vakiona. Näin ollen edellä esitetty stationaarinen säädin aproksimoi hyvin optimaalista tilatakaisinkytkentää. [13, s. 364–371]

Yllä kuvatulla menetelmällä takaa viritetyn säätimen ja prosessin muodostamalle systeemille vähintään ± 60 asteen vaihevaran, vahvistusvaraksi ($-\frac{1}{2}, +\infty$) ja stabiiliusvaraksi 1, mikäli Q_2 on diagonaalinen [20, s. 116–121; 21, s. 113–117] – myös monimuuttujasysteemeille [20, s. 122–125; 22]. Näin ollen tällä menetelmällä voidaan hyvin todennäköisesti täyttää vaatimus 3 (taulukko 2). On kuitenkin osoitettu, että kaikissa tapauksissa edellä esitetyt varallisuustakuut eivät välttämättä päde avoimen järjestelmän vahvistuksen perturbaatioille [23]. Tämän työn aiheen kohdalla ongelmallista on myös se, että viritukseen käytetään hieman yksinkertaistettua prosessimallia (43) täydellisemmän (38) sijaan. Lisäksi skedulointi tekee säätimestä todellisuudessa epälineaarisen, joten oletuksien ei muutenkaan voi ajatella pätevän kuin hyvin pienillä tilan perturbaatioilla. Käytännössä viritetyn säätimen stabiilius ja robustius – skeduloinnista johtuen erityisesti servo-tehtävissä – on varmistettava kokeellisesti.

LQR-menetelmässä käytetty optimaalisuuden määritelmä (54) ei myöskään täysin vastaa sitä, mitä viritykseltä oikeasti halutaan. Se ei esimerkiksi ota suoraan kantaa säädön käytökseen tilareferenssin tai asetusarvon muuttuessa, kuten ylityksiin tai asettumiseen. Lisäksi menetelmällä ei voida helposti huomioida prosessin viiveitä tai toimilaitteiden epäideaalisuuksia. Kustannusfunktion painokertoimille voidaan valita hyvät alkuarvaukset sen perusteella miten kustannuksen eri osia halutaan painottaa, mutta käytännössä niitä on tämän jälkeen muokattava sen perusteella miten laskettu viritys todellisuudessa

käyttäytyy, jotta saavutettaisiin haluttu säätimen toiminta. Kustannusfunktion painot voidaan siis ajatella tämän viritysmenetelmän viritysparametreiksi, jotka voidaan valita kokeellisesti. Niiden valinta on kuitenkin huomattavasti helpompaa, kuin skeduloidun säädön lukuisien eri vahvistuskertoimien, sillä työmäärä on paljon vähäisempi.

3.5 Anti-windup

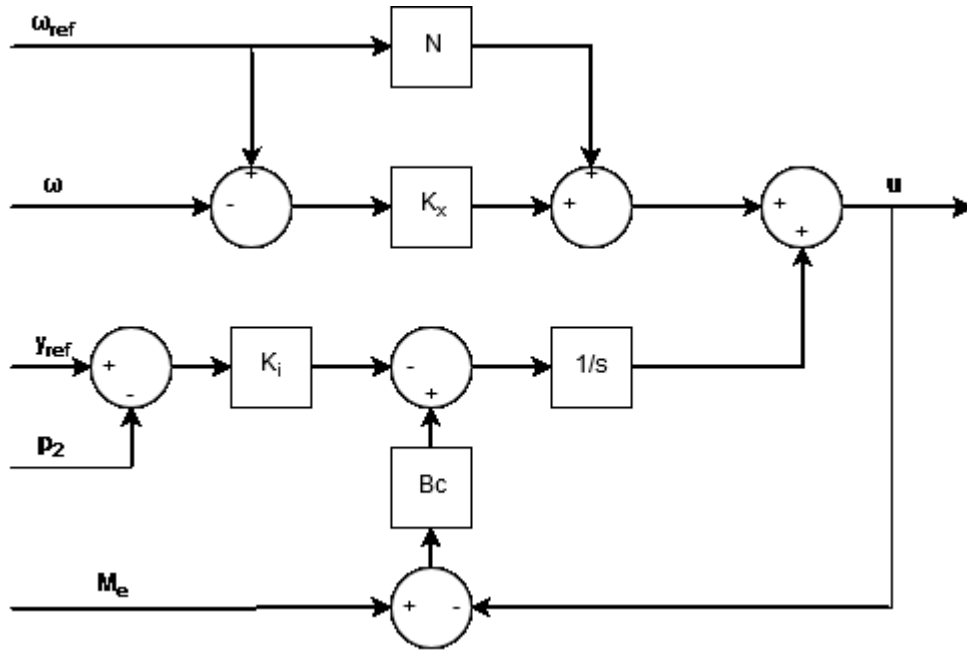
Suurin ongelma säädön robustiuden kannalta edellä kehitetyllä säätimellä on se, ettei se huomioi lainkaan käytetyn toimilaitteen epäideaalisuuksia. Säädin ja sen viritykseen käytetty malli olettavat, että toimilaitte kykenee toteuttamaan minkä tahansa ohjauspyynnin – ja viiveettömästi. Todellisuudessa toimilaitteen toimintaa haittaavat käytetystä laitteistosta johtuvat viiveet, sekä erilaiset saturaatorajat. Näistä epäideaalisuuksista tunnetaan varmasti vain sähkömoottorin tuottaman vääntömomentin maksimiarvot ($\pm 1,6$ Nm). Nämä raja-arvot saattavat kuitenkin joissain tilanteissa olla todellisuudessa huomattavasti pienemmät ja – mikä pahinta – nopeasti muuttuvat, sillä sähköturbon ohjauslaite voi tarvittaessa pienentää niitä suojatakseen sähkömoottoria tai itseään korkeilta lämpötiloilta. Voimassaoleville saturaatorajoille ei kuitenkaan ole olemassa mittausta. Lisäksi sähköturbon tuottaman momentin muutosnopeus voi olla rajallinen, ja toteutuneeseen vääntömomenttiin voi vaikuttaa muitakin tuntemattomia epäideaalisuuksia. Toisin sanottuna sähköturbon tuottama vääntömomentti ei välttämättä aina täysin vastaa säätimen ulostuloa u .

Saturoitunut toimilaitte aiheuttaa ongelmia etenkin integroivalla säädöllä. Esimerkiksi jos sähköturbolta pyydetään suurempaa vääntömomenttia kuin mitä se pystyy toteuttamaan ja mitattu ahtopaine on vähemmän kuin ahtopaineen asetusarvo, kasvaa integraattorin tila rajatta. Tämä muodostuu ongelmaksi kun asetusarvo jälleen saavutetaan ja ylitetään. Tällöin ohjauksen tulisi laskea, jotta paine voitaisiin reguloida asetusarvoon. Käytännössä toteutunut ohjaus kuitenkin pysyy jonkin aikaa saturaatorajan suuruisena, sillä karanteen integraattorin tilan tulee erosuuren vaikutuksesta laskea riittävän alhaiseksi, että ohjauspyynti olisi jälleen sopiva. Tätä tilannetta kutsutaan integraattorin windup-ilmiöksi.

Windup-ilmiötä ja sen haittoja voi vähentää monin eri keinoin – esimerkiksi rajoittamalla integraattorin tilaa tai hidastamalla integraattoria. Yksi yleisesti käytetty, ja huomattavasti paremmin toimiva *anti-windup* menetelmä on ns. *Back-calculation* (tai *antireset windup* [24]), jossa integraattorin tilasta vähennetään ohjauspyynnin u ja toteutuneen ohjauksen u_{act} erotus jollain vahvistuskertoimella. Tällöin diskreetti aikaisen integraattorin tilaksi saadaan

$$x_i = K_i(y - r - K_{bc}(u - u_{act})), \quad (58)$$

joka on yhtä suuri tavallisen integraattorin tilan kanssa aina, paitsi silloin kun toimilaitte on saturoitunut ($u \neq u_{act}$). Sopivasti viritettynä tällaisen anti-winduprakenteen pitäisi pystyä täyttämään säätimelle asetettu vaatimus 4 (taulukko 2). Tällaista säädintä kuvaava lohkokaavio on esitelty kuvassa 4. Back calculation-kytkennän vahvistus K_{bc} on lohkoissa Bc.



Kuva 4. Integroivan tilatakaisinkytkennän alkeislohkokaavio back calculation -kytkennällä.

4. SÄÄTIMEN JA SIMULAATTORIN TOTEUTUS

Sekä sähköturboa ohjaava säädin että sen viritykseen käytettävä simulaattori toteutettiin Mathworksin Simulink-ympäristössä. Säädintä voidaan ajaa simulaattorin kanssa suoraan Simulink-ympäristössä, tai se voidaan kääntää c-koodiksi ja siitä edelleen dieselmoottorin moottorinohjausyksikölle. Näin säätimen toimintaa voidaan testata jo simulaattorilla, ja moottorinohjausyksikölle käännetyn koodin toiminta vastaa varmasti simuloitua säädintä.

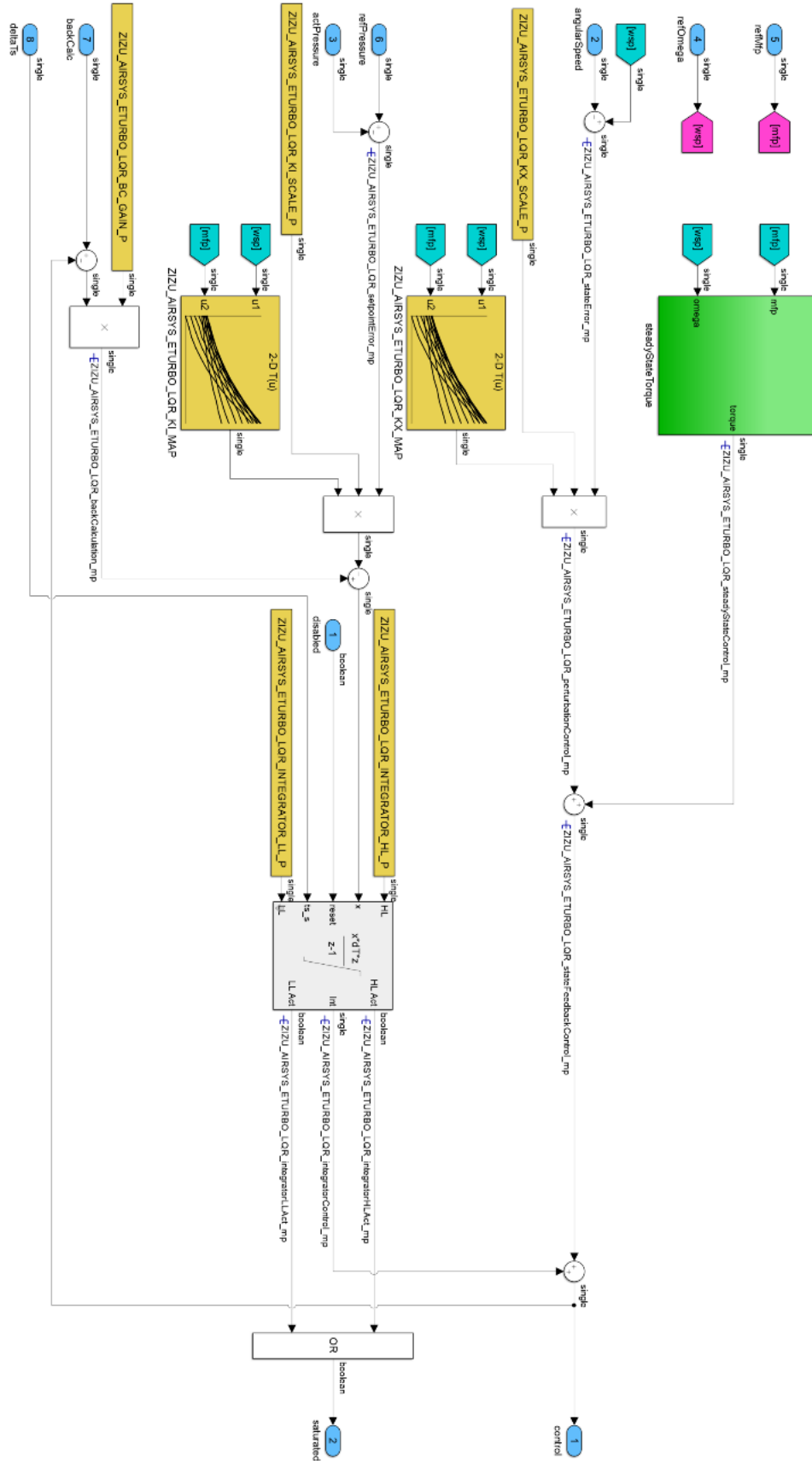
Säädön kehittäminen ja kääntäminen Simulink-lohkokaaviosta mahdollistaa myös nopean ohjelmiston iteroinnin ja useimpien muutoksien tekemisen ilman muutoksia käsin kirjoitettuun ohjelmakoodiin helpottaen kehitystyötä. Lisäksi Simulink-malli on huomattavasti havainnollisempi lausemuotoiseen ohjelmakoodiin verrattuna helpottaen mahdollisten ongelmien ratkaisua.

4.1 Säädinmalli

Säätimen toteutus Simulink-lohkokaaviona on esitelty kuvassa 5. Merkittävimpänä erona kappaleessa 3 esiteltyyn säätimen lohkokaavioon (kuva 4) on integraattorin saturaatorit ja skeduloinnit, joita ei ole ensimmäiseen lohkokaavioon merkitty.

Simulink-lohkokaavion (kuva 5) yläosassa oleva *subsystem*-lohko sisältää linearisoidun regulaattorin vaatiman tasapainotilan (linearisointipisteessä) vaatiman ohjauksen laskennan. Varsinainen skeduloitu tilatakaisinkytkintä tuottaa siis ohjauksen deviaation tästä tasapainotilan ohjauksesta. Vahvistuksien K_x ja K_i vaatimat skeduloinnit on toteutettu Simulinkin *look-up table* -lohkoilla, jotka interpoloivat sopivan arvon käytetystä viritystaulukosta lineaarisesti.

Lohkokaaviossa (kuva 5) esiintyvän integraattorin saturointirajat on käytännössä valittava siten, etteivät ne vaikuta säätimen toimintaan normaaleissa tilanteissa. Niiden tarkoituksena on nopeuttaa säätimen toipumista tilanteista, joissa säätimen *back calculation* -kytkentä ei riitä estämään integraattorin wind-upilmiötä ohjauksen saturoiduttua rajoittamalla wind-up:n määrää. Pahimmillaan rajoittamaton integraattori voisi päästä kasvamaan arvoltaan äärettömäksi, mikä todennäköisesti johtaisi ohjelman kaatumiseen äärettömän arvon päästessä propagoitumaan ohjelmassa eteenpäin (Simulink-mallit on suojattu muuttujien yli-/alivuodoilta).

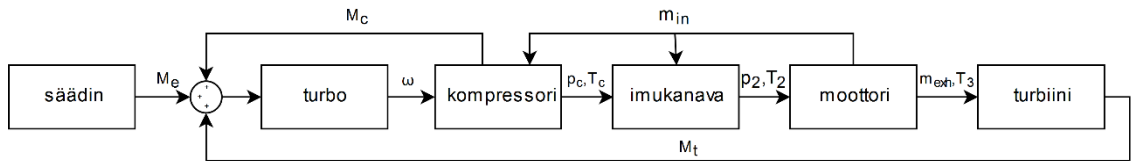


Kuva 5. Integroivan tilatakaisinkytkennän Simulink-lohkokaavio skeduloiduilla vahvistuksilla ja back calculation -kytkennällä.

4.2 Simulaattorimalli

Dieselmootorin ilmajärjestelmää simuloivan simulaattorimallin rakenne on esitelty kuvassa 6. Kuvasta on jätetty pois säätöpiirin vaatimat takaisinkytkennät. Tärkeimmät ilmajärjestelmän mallin osat on esitelty omina lohkoinaan, ja niiden välille on merkitty tärkeimmät kytkennät suureineen.

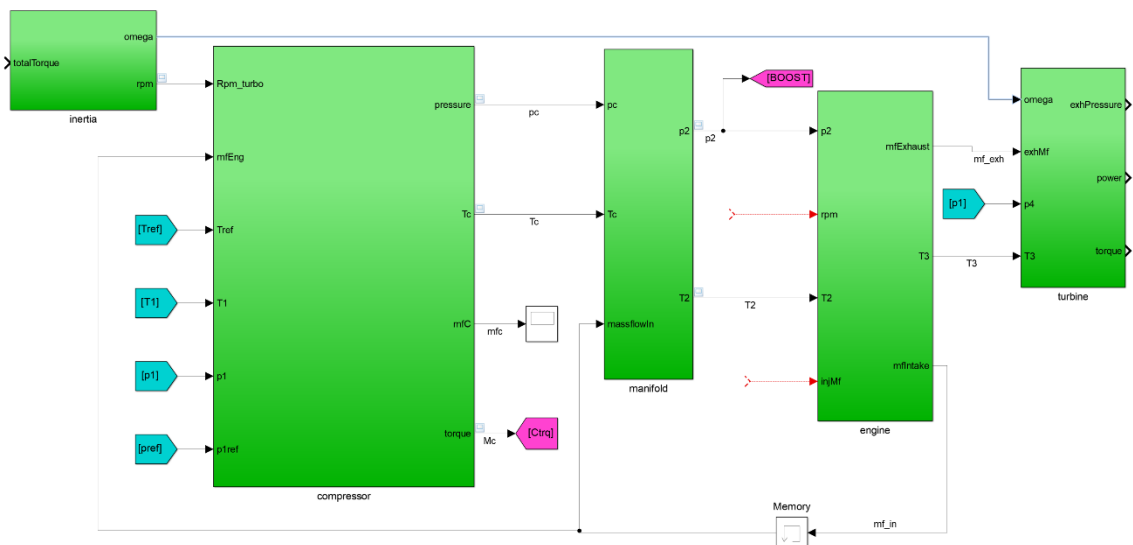
Kuvassa 6 säädinlohkon jälkeen ensimmäisenä vasemmalta oleva turbo-lohko sisältää turboahtimen inertiamallin (3). Seuraavassa kompressorilohkossa puolestaan on kompressorin malliin (38) liittyvä laskenta, jolla saadaan laskettua paine ja lämpötila



Kuva 6. Simulaatiomallin rakennetta kuvaava lohkoakaavio.

Kuvan 6 imukanavalohkossa on imukanavan painehäviöiden (32) ja välijäähdyttimen lämpötilanmuutoksen (34) mallit. Lohkojen välisiin kytköksiin on merkitty tärkeimmät välitetyt suureet. Säätimen takaisinkytkentä paineesta p_2 on kuitenkin jätetty kuvasta pois. Imuilman massavirran (8) laskenta on sijoitettu moottori-lohkoon pakokaasujen lämpötilan laskennan kanssa. Pakokaasujen paineen laskenta (7) ja turbiinin tuottama vääntömomentti (4) löytyvät turbiinilohkosta.

Edellä esiteltyä rakennetta noudattava simulaattorin Simulink-toteutus on esitelty kuvassa 7, josta löytyy vastaavat lohkot kuin kuvasta 6 lukuun ottamatta säätimen lohkoa (vasemmalta alkaen turboahtimen inertiamalli, kompressorimalli, imukanavan painehäviö- ja lämpötilamallit, dieselmootorin massavirta- ja lämpötilamallit ja turbiinimalli.).

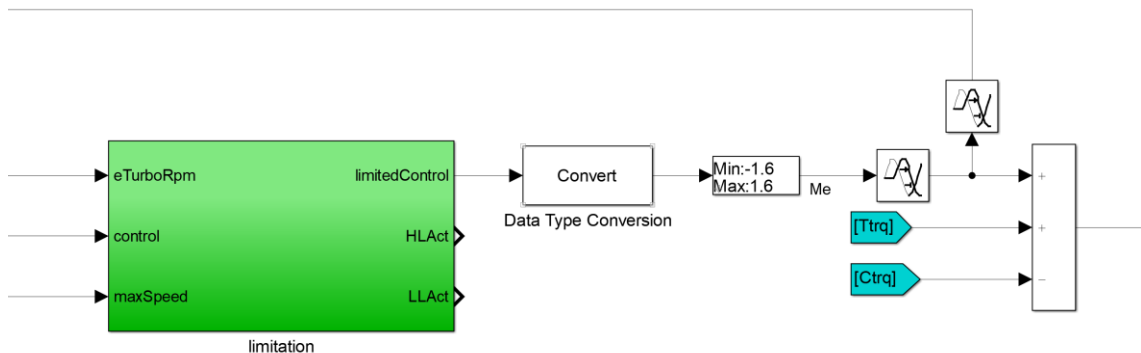


Kuva 7. Dieselmootorimallin Simulink-lohkoakaavio,

Kuvassa 7 on myös nähtävillä kuvaa 6 vastaavat simulaatiomallin takaisinkytkennät, vääntömomentteja lukuun ottamatta. Lisäksi kuvassa on nähtävillä myös imukanavan massavirran takaisinkytkentään lisätty viivelohko, jota ilman kompressorin- ja imukanavamallien sisääntulot (massavirta) riippuisivat suoraan mallien omista ulostuloista, eikä simulointi näin ollen olisi mahdollista. Tämä ongelma on seurausta imukanava- ja dieselmoottorimallien jäykkyydestä – todellisissa järjestelmissä on jonkinlaista viivettä tai hitautta, jonka huomioiminen simulaattorissa poistaisi tämän ongelman.

4.2.1 Sähkökone- ja Inertiamalli

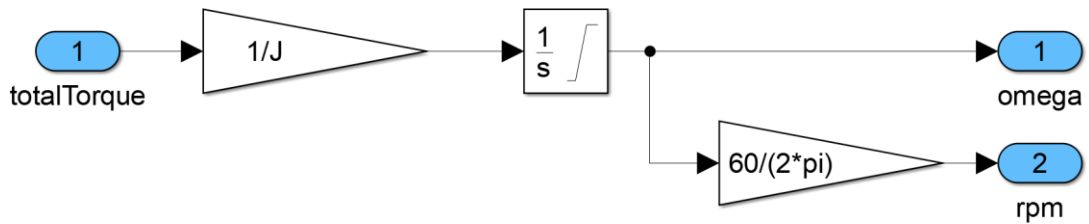
Sähköturbon sähkökoneen ja invertterin epäideaalisuuksia simuloiva lohkokaavio on esitelty kuvassa 8. Malli sisältää vääntömomentin saturaatiot, ohjaus-viiveen ja mittausviiveen joilla simuloidaan CAN-väylän aiheuttamia viiveitä (*transport delay* -lohkot). Syöäin väriset *from*-lohkot *Ttrq* ja *Ctrq* välittävät turbiinin ja kompressorin simuloitujen vääntömomenttien summalohkolle. Mallissa oleva ”Convert”-lohko muuntaa säätimen käyttämän (kohdejärjestelmän mukaisen) 32-bittisen liukuluvun 64-bittiseksi liukuluvuksi, joka mahdollistaa pienemmät numeeriset virheet simulaatiomallin laskennassa.⁴ Saturaatioita, viiveitä ja pois jätettyjä turboahtimen mekaanisia häviöitä M_m lukuun ottamatta malli olettaa sähkökoneen kokonaismomentin yhtälön (3) mukaiseksi.



Kuva 8. Sähkökoneen simulaatiomalli.

Kokonaismomentin laskennan lisäksi turboahtimen pyörimisnopeuden mallintamiseen tarvitaan inertiamalli (kuva 9), jossa integroidaan kokonaismomenttia jaettuna turboahtimen hitausmomentilla. Näin saadusta ahtimen kulmanopeudesta (rad/s) lasketaan simulaattorin käyttäjää varten myös ahtimen kierrosnopeus (1/60 s), sillä turboahtimien kompressorin- ja turbiinikartat käyttävät nopeuden yksikkönä usein kierrosnopeutta ja kehänopeutta. Kuvan 9 lohkokaaavion sisääntulona on turboahtimen akselilla vaikuttava kokonaismomentti ja ulostuloina turboahtimen kulmanopeus ja kierrosnopeus.

⁴ Säädinmallissa käytetään 32-bittisiä liukulukuja käytetyn moottorinohjausyksikön prosessoriarkkitehtuurista johtuen.



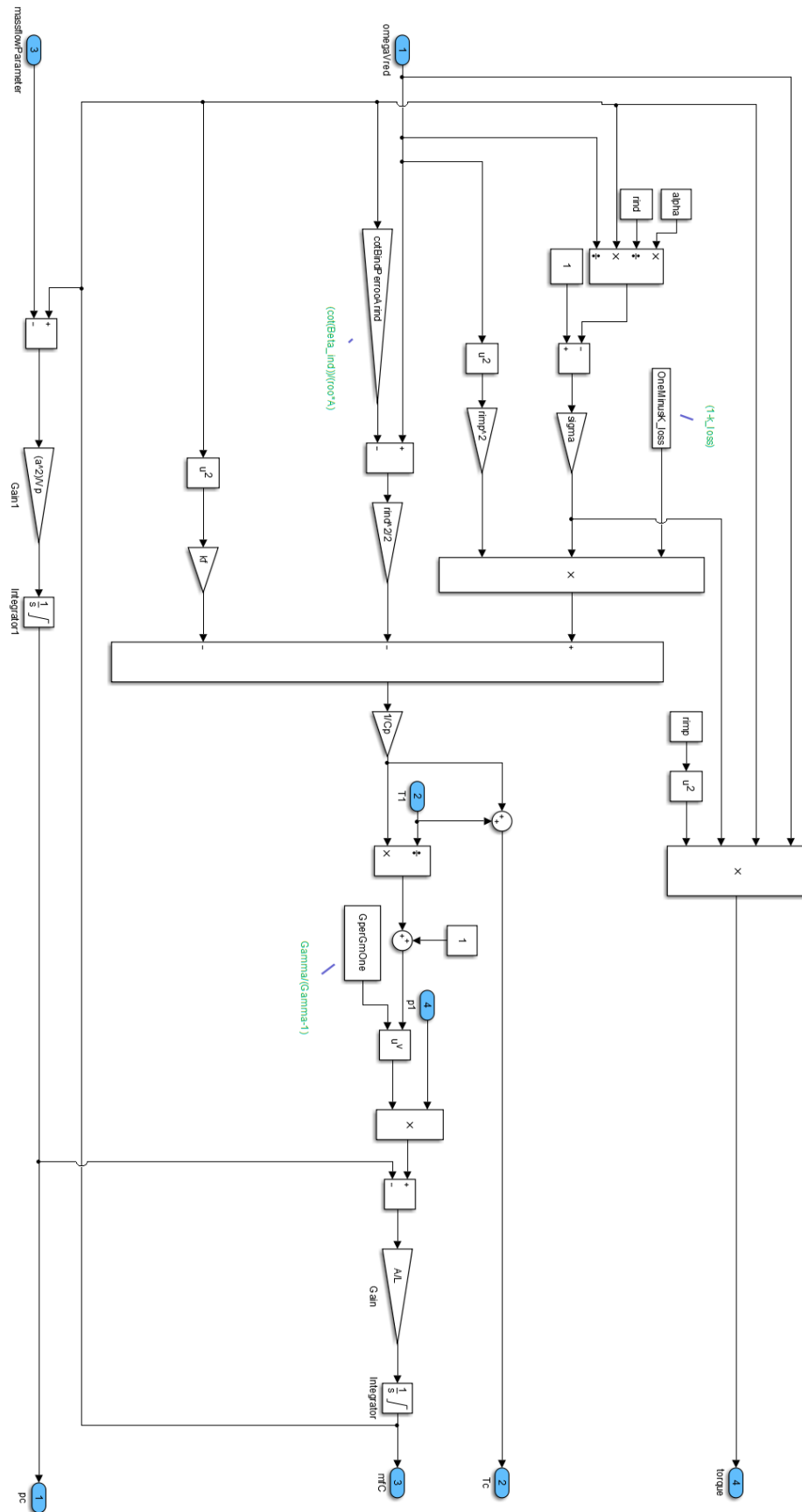
Kuva 9. Turboahtimen inertiaa mallintava Simulink-lohkokaavio.

4.2.2 Kompressorimalli

Turboahtimen kompressorimalli on esitelty kuvassa 10. Toisin kuin säädön virityksessä, simulaattorissa käytetään täydellisempää kolmitilaista kompressorimallia (38), joka huomioi myös imukanavan tilavuudesta johtuvan dynamiikan (Paine ei imukanavassa transienttilanteessa nouse tai laske välittömästi staattista tilannetta vastaavaksi). Imukanavan mallinnettu mitoitus ei vastaa täysin testijärjestelmän imukanavaa, sillä imukanavan pituus ja tilavuus vaihtelevat huomattavasti laitteistokokoonpanosta toiseen.

Kompressorimallin (38) mukaisen laskennan lisäksi kuvan 10 lohkokaaviossa on toteutettu myös kompressorin jälkeisen lämpötilan T_c (29) laskenta (ulostulo ” T_c ”). Myös kompressorin tuottaman jarruttavan vääntömomentin (13, 15) laskenta on integroitu samaan lohkokaavioon (ulostulo ” $torque$ ”).

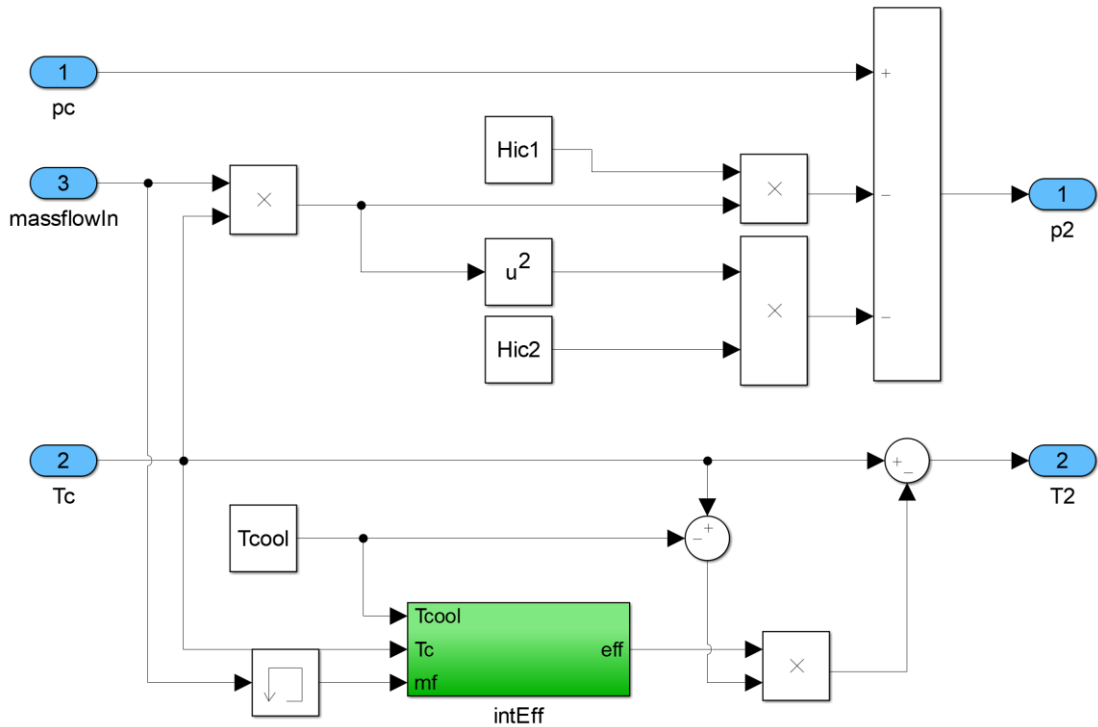
Tässä mallissa – kuten muissakin työssä toteutetun simulaattorin malleissa – kaikkia mallinnetuissa yhtälöissä esiintyviä vakioita ei ole esitetty omina lohkoinaan, vaan niitä on yhdistelty mahdollisuuksien mukaan, kuten laskemalla saman termin kertoimien tulo. Tällä on pyritty yksinkertaistamaan mallin rakennetta. Esimerkiksi mallissa esiintyvä vakio ”OneMinusK_loss” sisältää yhtälöä $1 - k_{loss}$ vastaavan arvon ja ”GperGmOne” yhtälöä $\frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1}$ vastaavan arvon.



Kuva 10. Kompessorimallin Simulink-lohkokaavio

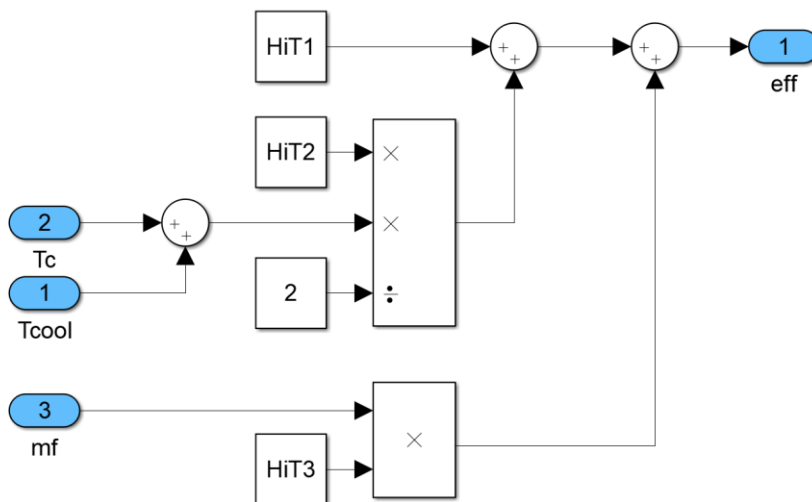
4.2.3 Välijäähdytinmallit

Kompressorin jälkeisestä paineesta p_c ja lämpötilasta T_c lasketaan paine ja lämpötila imu-sarjassa (T_2 ja p_2) imukanavan mallilla (kuva 11). Mallissa lasketaan painehäviö välijäähdyttimen painehäviömallin (32) mukaisesti. Lämpötilahäviö taas lasketaan välijäähdytti-men lämpötilamallin (33) mukaisesti.



Kuva 11. Välijäähdyttimen lämpötila- ja paine-eromallit.

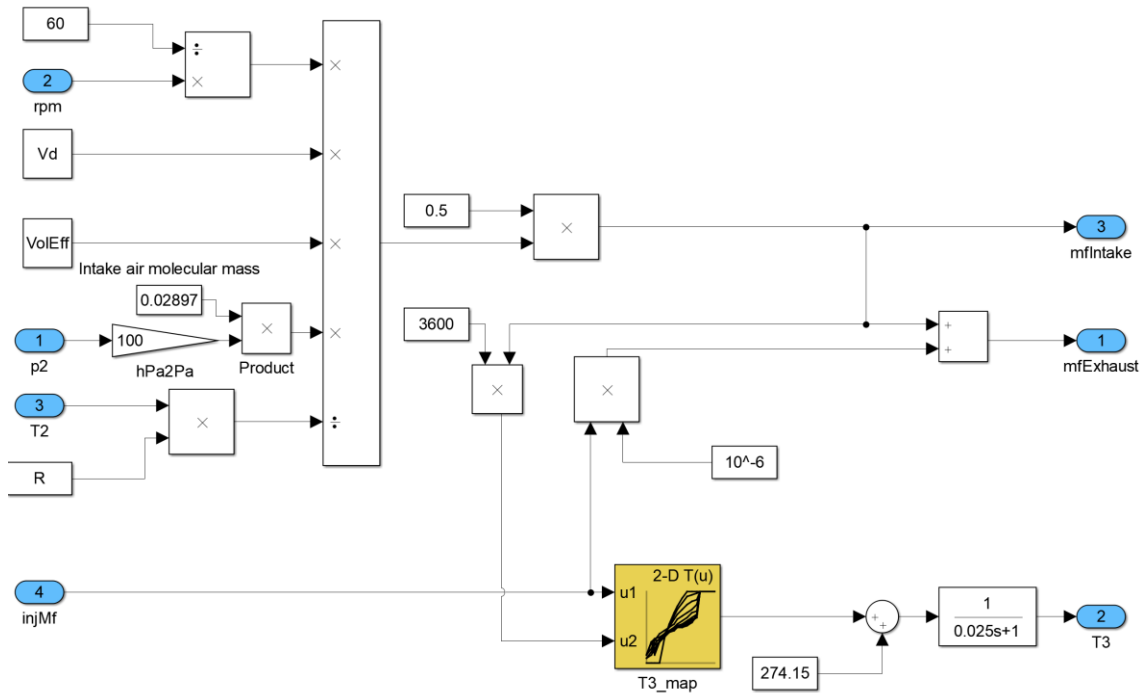
Lämpötilan T_2 laskentaan tarvitaan myös välijäähdyttimen hyötysuhde, jonka laskenta tapahtuu imukanavamallin lohkokaaavion *subsystem*-lohkossa "intEff", jonka toimintaa on kuvattu tarkemmin kuvassa 12.



Kuva 12. Välijäähdyttimen hyötysuhdemalli.

4.2.4 Moottorimalli

Imukanavamallit (kuva 11 ja kuva 12) ja kompressorimalli (kuva 10) tarvitsevat tiedon imukanavassa kulkevasta ilman massavirrasta \dot{m}_{in} jonka laskenta (8) on toteutettu dieselmootorimallissa (kuva 13).



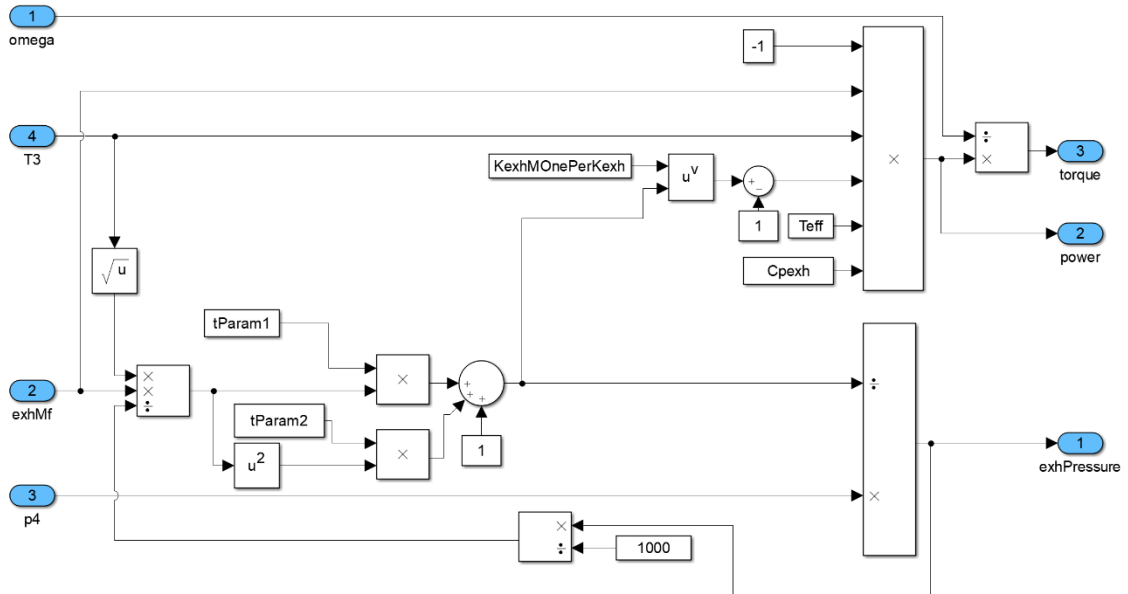
Kuva 13. Dieselmootorin massavirta- ja pakolämpötilamallit.

Imukanavan massavirran lisäksi dieselmootorimallissa lasketaan pakokaasun massavirta ja pakokaasun lämpötila T_3 . Pakokaasun lämpötila saadaan imuilman massavirran ja polttoaineen massavirran funktiona mittausdatan perusteella luodusta interpoloidusta taulukosta. Tätä arvoa suodatetaan vielä alipäästösuotimella, jottei tämä kytkentä vahvistaisi suuritaajuuksisia häiriöitä.

4.2.5 Turbiinimalli

Sähköturbon turbiinimallin (4) Simulink-toteutus on esitelty kuvassa 14. Turbiinimalli laskee turbiinin turboahtimen akselille tuottaman vääntömomentin M_t (ja tehon) turboahtimen kierrosnopeuden ω , pakokaasun lämpötilan T_3 sekä pakokaasun massavirran \dot{m}_{exh} perusteella. Turbiinin hyötysuhde on oletettu vakioksi (lohko ”Teff”).

Vääntömomentin lisäksi malli laskee turbiinia edeltävän pakokaasun paineen p_3 (7) hyödyntäen turbiinin jälkeen vallitsevaa painetta p_4 . Pakolinjan paineen p_4 on simulaattorissa oletettu vastaavan ympäröivää ilmanpainetta (eli $p_4 = p_l$).



Kuva 14. Turbiinimalli.

4.3 Malliparametrien identifiointi

Simulaattorin eri mallien parametrit identifioitiin sovittamalla mallit soveltuvan mittausdatan perusteella. Tämä tehtiin etsimällä parametrien arvot, jotka minimoivat mittausdatassa käytetyllä syötteellä mallin ennustaman ulostulon ja todellisesta prosessista mitatun ulostulon neliöidyn virheen summan

$$e_{fit} = \sum (y_{meas} - y_{mod})^2, \quad (59)$$

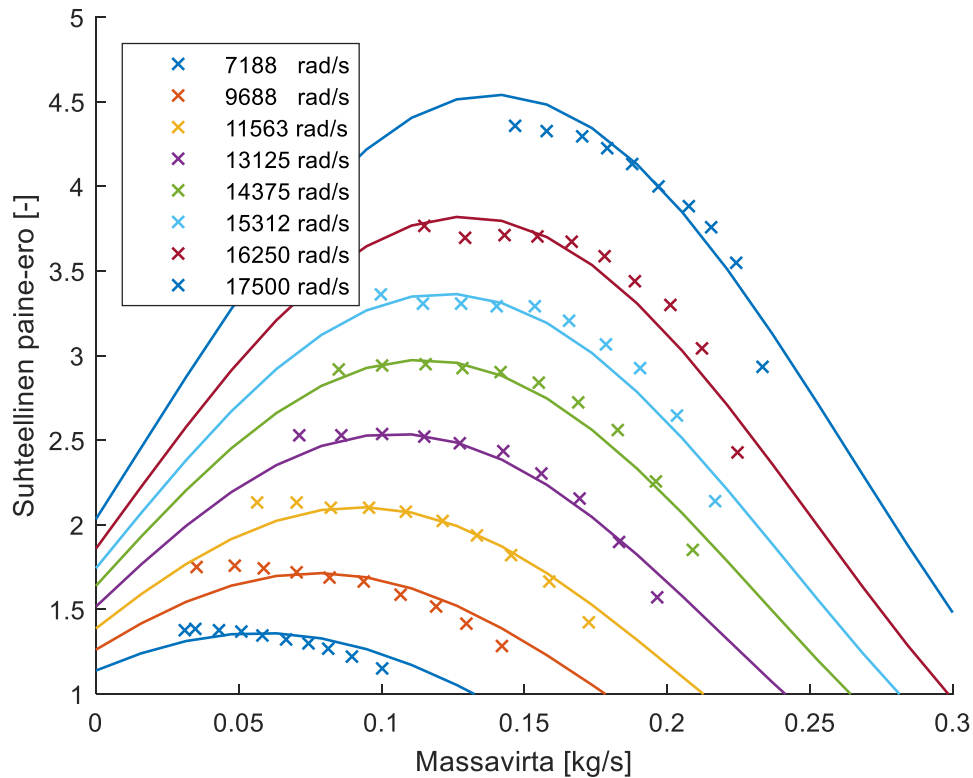
Missä y_{meas} on mitattu prosessin ulostulo ja y_{mod} mallin ulostulo samalla syötteellä. Neliöidyn virheen summan minimointiin käytettiin *Matlabin* funktiota *fminsearch* [25], joka käyttää minimin etsintään Nelderin-Meadin *simplex*-algoritmia [26].

Käytetyllä minimointialgoritmeilla ei voida määrittää rajoitteita parametrien arvoille, ja osalla malleista voi olla useita paikallisia minimejä, joten minimoinnin jälkeen on tarkistettava, että saadut parametrien arvot ovat niiden fysikaalisten merkityksen kannalta sallituissa rajoissa, ja tarvittaessa muutettava parametrien alkuarvauksia, kunnes saadut sovitettavat parametrit ovat sopivan laisia. Käytetyllä ratkaisijafunktiolla ei siis myöskään saada ratkaistua paikallisia minimejä jotka sijaitsevat parametrien sallittujen arvoalueiden reunoilla. Funktion käyttämää algoritmia olisi kuitenkin mahdollista muokata siten, että sovitettaville parametreille saadaan määriteltyä rajat [26, s.309], mutta tätä ei kokeiltu, sillä soveltuvien alkuarvausten löytyttyä menetelmää sovellettiin onnistuneesti malliparametrien identifiointiin käytetyillä malleilla.

Turboahtimen mallien, kompressorimallin (35) ja turbiinimallin (7), sovittamiseen ei ollut mahdollista suorittaa mittauksia kohteena olleella turboahtimella. Tämän sijaan sovitustatana käytettiin turboahtimen valmistajan toimittamia turbiini- ja kompressorikarttoja. Myöskään vertailudataa sovituksen verifiointiseksi ei ole saatavilla, joten sovitteen onnistumista arvioidaan mallin ekstrapolointituloksia arvioimalla.

4.3.1 Kompressorin identifiointi

Kuvassa 15 on piirrettyä sekä turboahtimen valmistajan toimittaman kompressorikartan datapisteet, että niiden perusteella sovitetun mallin (35) perusteella lasketut vastaavat tasanopeuskäyrät.



Kuva 15. Sovitetun kompressorimallin tasanopeuskäyrät ja kompressorikartan datapisteet.

Kompressorikartassa on kuvattuna kompressorin jälkeisen paineen suhde kompressoria edeltävään paineeseen ilman massavirran funktiona useilla eri vakionopeuksilla. Kompressorikartan lukemat on mitattu referenssipaineessa ja -lämpötilassa (tai ainakin korjattu niitä vastaaviksi). Sovitetun mallin tasanopeuskäyrät vastaavat melko hyvin kompressorikartan mittauspisteitä. Sovitteen neliövirhe (58) on 0,675. Suurilla massavirroilla ja pienillä paine-eroilla nopeuskäyrät laskevat hieman hitaammin kuin todellisella turbolla luultavasti tapahtuisi, mutta tällä alueella mallin tarkkuudella ei ole niin suurta merkitystä, sillä turboahdinta ei siellä juuri ajeta (olettaen että kompressori on oikein mitoitettu siihen dieselmoottoriin nähden, jonka ahtamiseen sitä käytetään). Kompressorimallin sovitetut parametrit on esitelty taulukossa 3.

Taulukko 3. Sovitetun kompressorimallin parametrit

Tunnus	Arvo	Kommentti
γ_c	1,4	
σ	0,2334	
$\frac{\cot \beta_{inb}}{\rho A_c r_{ind}}$	$3,142 \cdot 10^7$	
$\frac{\cot \beta_{rob}}{\rho A_c}$	-7732	
C_{pc}	1005 J/(kg*K)	298 K lämpötilassa
k_f	$4,886 \cdot 10^6$	
k_{loss}	0,08	Oletus ⁵
r_{imp}	0,032 m	Valmistajan ilmoittama
r_{ind}	0,022 m	Valmistajan ilmoittama
T_{amb}	298 K	

4.3.2 Turbiinin identifiointi

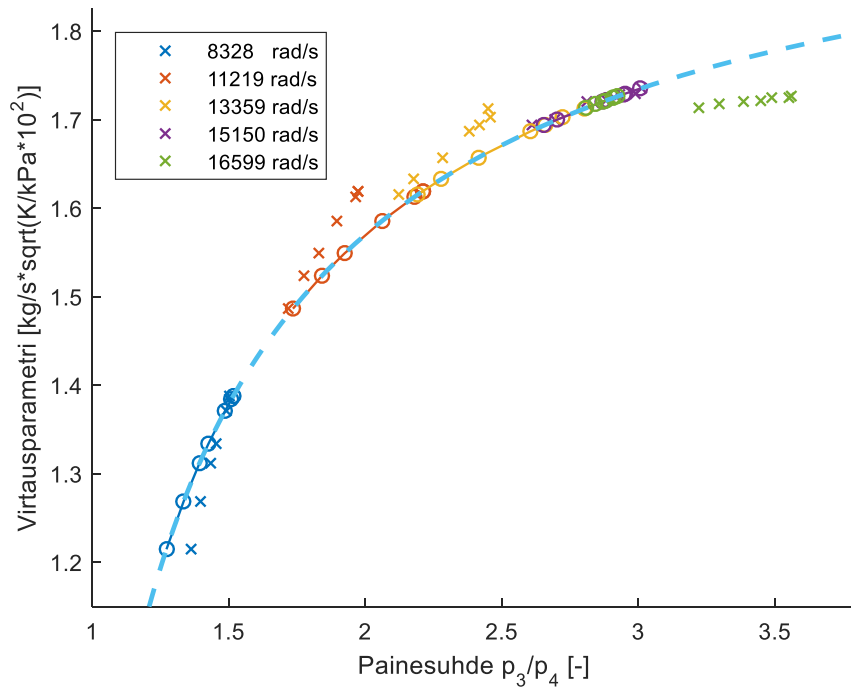
Turbiinikartoissa puolestaan esitetään yleensä turbiinin virtausparametri turbiinin yli vallitsevan suhteellisen paine-eron funktiona. Turbiinin virtausparametri

$$p_{tf} = \dot{m}_{exh} * \frac{\sqrt{T_3}}{p_3 * 10^5} \quad (60)$$

saadaan laskettua pakokaasunmassavirran \dot{m}_{exh} , pakokaasun lämpötilan T_3 , ja pakokaasun paineen p_3 avulla.

Virtausparametrin ja turbiinin yli vallitsevan suhteellisen paineen välinen suhde muuttuu tyypillisesti melko vähän turbiinin nopeuden funktiona. Kuvassa 16 on esitettyä turboahtimen valmistajan toimittama data ja sen perusteella sovitetun mallin ominaiskäyrä samassa turbiinikartassa. Sovitteen neliövirhe (58) on 0,0457. Kuvasta on havaittavissa, että käytetty turbiinin malli (7) ei huomioi lainkaan turbiinin kierrosnopeutta. Mallinnustarkkuus on kuitenkin käyttötarkoitukseen nähden riittävä. Sovitetun turbiinimallin parametrit on esitelty taulukossa 4.

⁵ Vastaavaa arvoa on käytetty esim. [16, 27]



Kuva 16. Sovitetun turbiinimallin ominaiskäyrä ja turbiinikartan datapisteet.

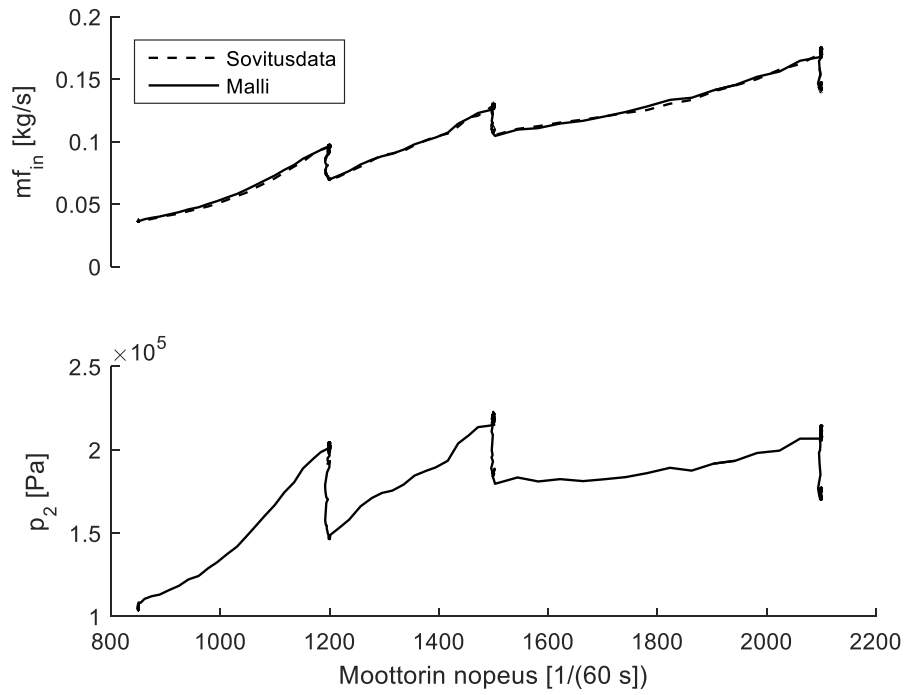
Taulukko 4. Sovitetun turbiinimallin parametrit

Tunnus	Arvo	Kommentti
H_{t1}	0,3098	
H_{t2}	-0,4002	
γ_t	1,35	
C_{pt}	1005 J/(kg*K)	

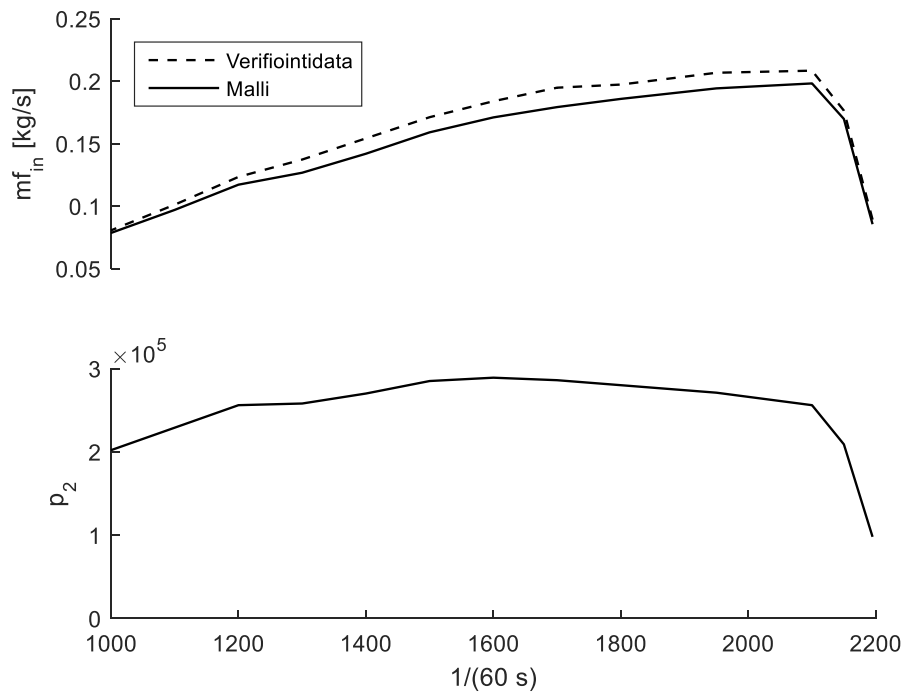
4.3.3 Moottorin identifiointi

Moottorin massavirtamallin (8) sovite on esitelty kuvassa 17. Mallin/järjestelmän sisään-
tulot ovat alemmassa kuvaajassa ja ulostulot ylempässä. Sovitetun mallin perusteella las-
kettu massavirta vastaa erinomaisen hyvin mitattua massavirtaa. Sovitteen neliövirhe (58)
on 0,0074.

Moottorimallin sovituksen hyvyys varmistettiin vertailemalla todellisen järjestelmän tuot-
tamia ja mallin ennustamia arvoja eri mittausdatalla (kuva 18). Käytetty verifiointidata
on mitattu eri testikokoonpanosta, kuitenkin samalla dieselmoottorilla ja turboahtimella.
Merkittävimpinä eroina on eri mittalaitteisto ja eri välijäähdytin ja imukanava.



Kuva 17. Dieselmoottorimallin sovitedata ja sovitetun mallin massavirta samalla syötteellä.



Kuva 18. Dieselmoottorimallin vertailudata ja sovitetun mallin massavirta samalla syötteellä.

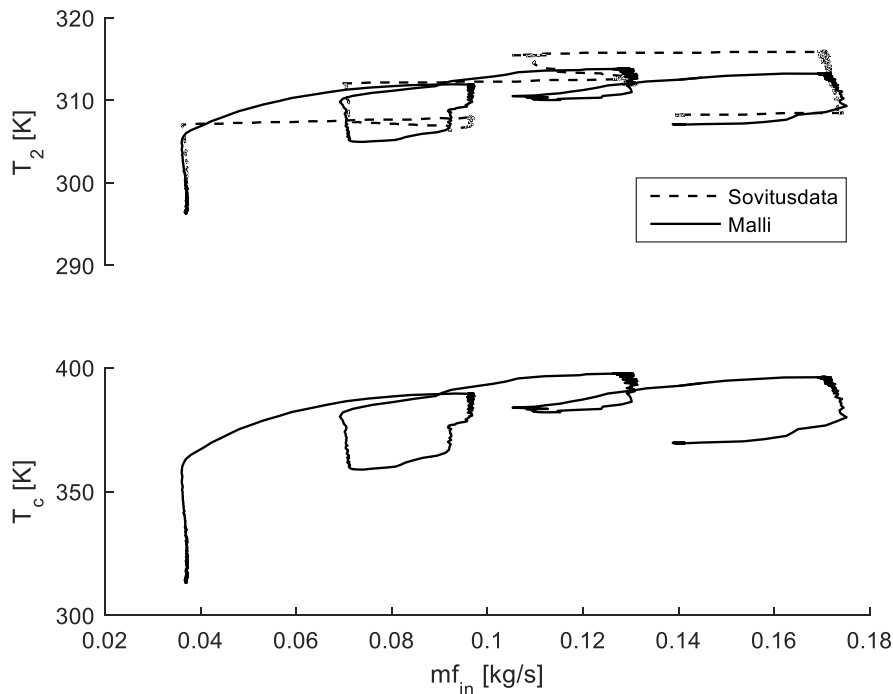
Sovitettu dieselmoottorimalli (taulukko 5) ennustaa verifiointidatan ilmamassavirran melko hyvin. Pieni ero keski- ja yläkierroksilla on selitettävissä eri mittauslaitteilla, ja testijärjestelmän eroavaisuuksilla. Erityisesti korkeampi pakopaine voi hyvinkin tuottaa kuvan 18 kaltaisen eron dieselmoottorin täytöosuuteeseen ja sitä kautta massavirtoihin. Sähköturbon säätimen testausta varten absoluuttisia arvoja tärkeämpää on, että mallin ennustama massavirran muutos mallin sisääntulojen mukana on riittävän samanlaista kuin oikealla järjestelmällä, mikä tämän kokeen perusteella täyttyy hyvin.

Taulukko 5. Sovitetun dieselmoottorimallin parametrit

Tunnus	Arvo	Kommentti
η_{Vol}	0,8579	
V_d	0,0049 m ³	Moottorin tunnettu ominaisuus
R	8,31446	
M_{in}	0,02897	

4.3.4 Välijäähdyttimen identifiointi

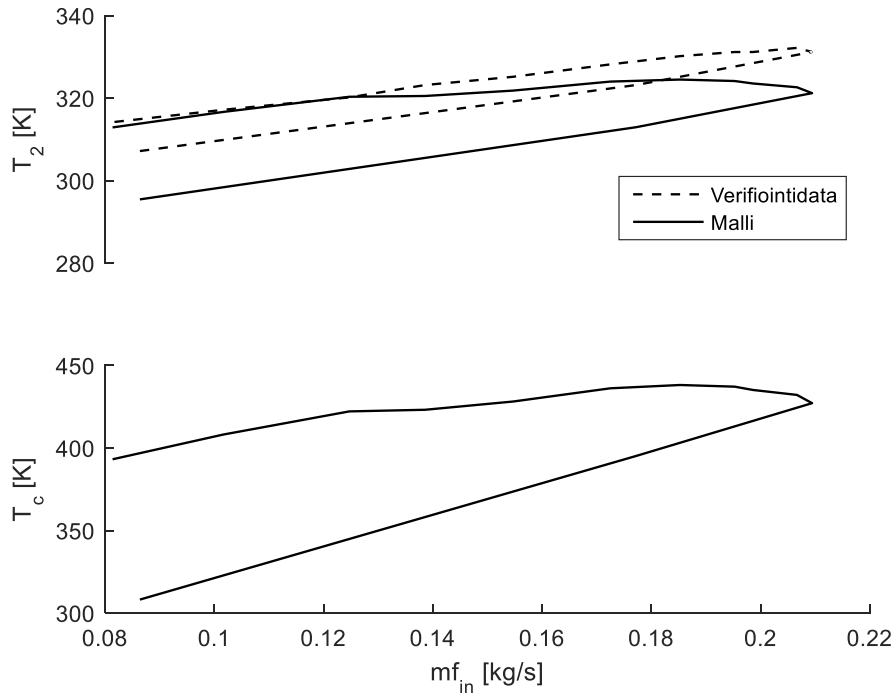
Moottorille tulevan ilman lämpötilan alenemaa välijäähdyttimessä (33) kuvaava malli sovitettiin myös saman koeajon datalla, kuin dieselmoottorin massavirtamalli (kuva 19).



Kuva 19. Välijäähdyttimen lämpötilamallin sovitusdata ja sovitetun mallin ulostulo samalla syötteellä.

Sovitetulla mallilla (taulukko 6) laskettu lämpötila T_2 eroaa huomattavasti mitatusta lämpötilasta (sovitteen neliövirhe (58) on 14076). Käytetty välijäähdyttimen lämpötilamalli

ei siis kykene selittämään sovitusdataa. Käytetty malli ei esimerkiksi huomioi ollenkaan välijäähdyttimen materiaalin lämpötilaa ja siitä johtuvaa dynamiikkaa. Todellisuudessa välijäähdyttimellä on nimittäin merkityksellisen suuruinen lämpökapasiteetti, joka tasaa imuilman lämpötilan muutoksia. Vastaavasti mallin ennustuskyky on lähinnä suuntaa antava – erityisesti dynaamisissa tilanteissa – mutta steady-state tilanteista koostuvaa verifiointidataa se selittää yllättävän hyvin (kuva 20).



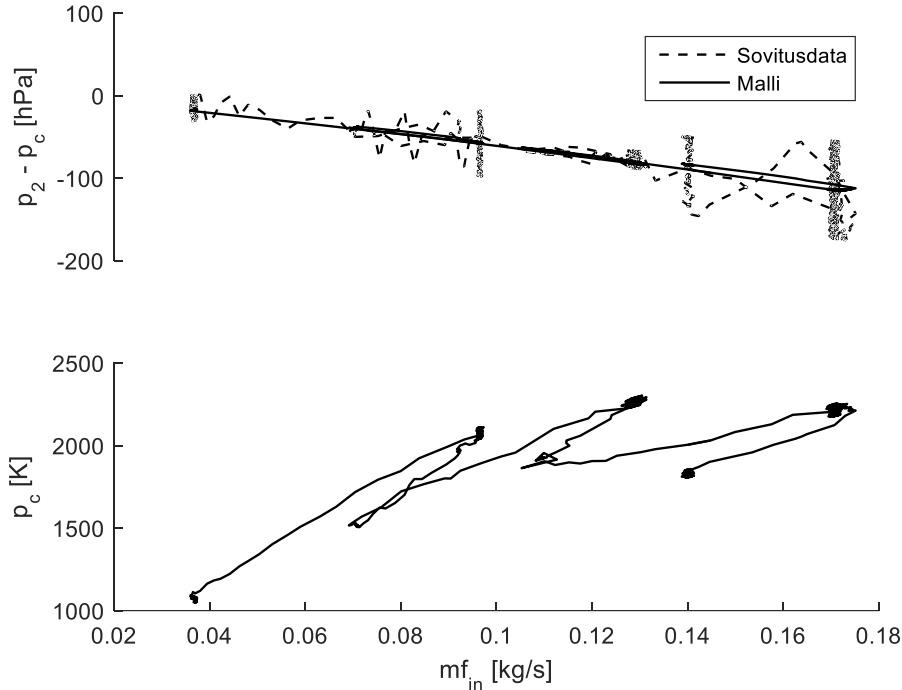
Kuva 20. Välijäähdyttimen lämpötilamallin verifiointidata ja sovitetun mallin ulostulo samalla syötteellä.

Näin ollen sovitettu välijäähdyttimen lämpötilamalli on varsin kelvoton simulointeihin, joilla pyritään tutkimaan esimerkiksi imu-/pakosarjan lämpötiloja ja siten myös suureita joihin ne vaikuttavat suoraan – esimerkiksi turbiinin tuottamaa vääntömomenttia. Suunnittelussa sähköturbon säädössä turbiinin tuottamaa momenttia ei kuitenkaan huomioida mallipohjaisesti, vaan säätimen integraattorin toivotaan kykenevän kumoamaan sen vaikutuksen. Näin ollen imuilman lämpötilamallin epätarkkuudella ei ole liian suurta merkitystä säätimen suorituskyvyn ja stabiiliuden tutkimisen kannalta.

Taulukko 6. Sovitetun välijäähdyttimen lämpötilamallin parametrit

Tunnus	Arvo	Kommentti
H_{iT1}	0,6811	
H_{iT2}	$5,190 \cdot 10^{-4}$	
H_{iT3}	-0,3819	
T_{cool}	293,16 K	Mitattu

Välijähdyttimestä mallinnetaan lämpötilamuutoksen lisäksi myös paineenalenuma, jonka sovitusdata ja sovitetun mallin perusteella laskettu paine p_2 ovat esitetty kuvassa 21.



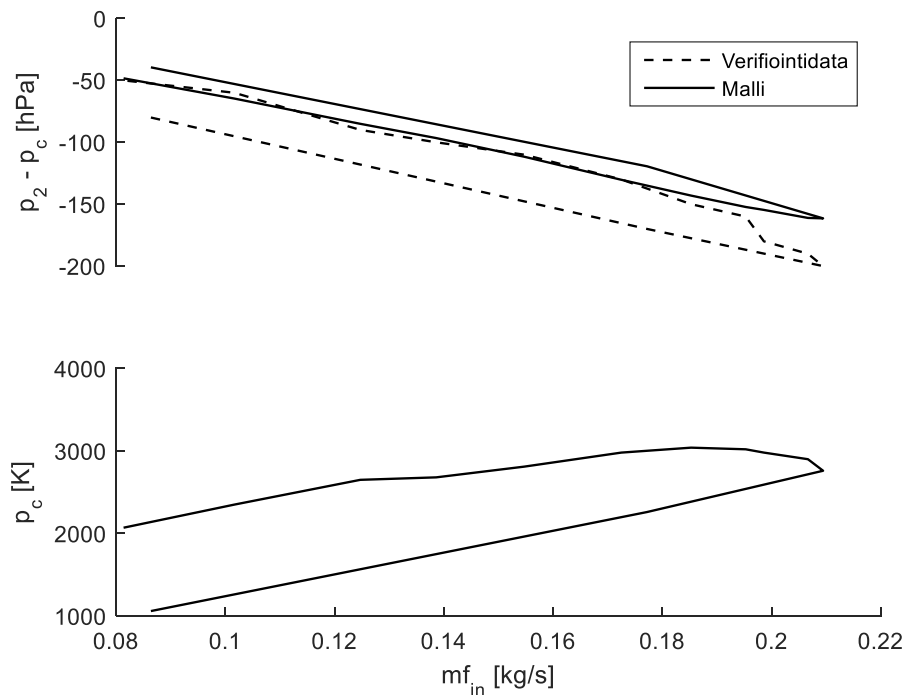
Kuva 21. Välijähdyttimen paine-eromallin sovitusdata ja sovitetun mallin ulostulo samalla syötteellä.

Välijähdyttimen paine-eromalli (32) vaikuttaa selittävän todellista järjestelmää huomattavasti lämpötilamallia paremmin. Myös paine-eromalli on lämpötilamallin tavoin staattinen, mutta paineen muutokseen liittyvät dynamiikat ovat lämpötilan dynamiikkoihin verrattuna äärimäisen nopeita, joten staattinen malli riittää varsin hyvin kuvaamaan todellista järjestelmää. Vastaavasti malli myös kykenee ennustamaan verifiointidatan mitauksia huomattavasti paremmin (kuva 22). Verrokkidatan ja mallin vertailusta on kuitenkin havaittavissa eri testijärjestelmien väliset eroavaisuudet juurikin välijähdyttimen osalta.

Paremmen tuloksen saavuttamiseksi olisi käytettävä täsmälleen samalla kokoonpanolla mitattua sovitusdataa. Virhe verifiointidataan nähden kuitenkin osoittaa selkeästi, kuinka edes samaa dieselmoottoria ja turboahdinta käytettäessä ei voida olettaa koko järjestelmän vastaavan aina täydellisesti testijärjestelmää, jolla sähköturbon ohjaus on kehitetty. Imukanavan todellinen muoto ja käytetty välijähdytin nimittäin vaihtelevat suuresti dieselmoottorin installaatiosta toiseen. Sovitetun välijähdyttimen paine-eromallin parametrit on esitelty taulukossa 7.

Taulukko 7. Sovitetun välijähdyttimen paine-eromallin parametrit

Tunnus	Arvo	Kommentti
H_{ic1}	1,346	
H_{ic2}	$5,126 \cdot 10^{-3}$	



Kuva 22. Välijäähdyttimen paine-eromallin verifiointidata ja sovitetun mallin ulostulo samalla syötteellä.

4.4 Viritys

Malliparametrien sovittamisen lisäksi säätimen virituksen laskemiseksi on valittava myös säätimen viritysparametrit. Käytetyllä viritysmenetelmällä varsinaiset viritysparametrit ovat kustannusfunktion (54) painomatriisit Q_1 ja Q_2 . LQR-menetelmä ei kuitenkaan tuota vahvistusta *back-calculationille*, joten sen vahvistus on kolmas valittava parametri. Näiden varsinaisten viritysparametrien lisäksi on vielä valittava säätimen säätöväli h . Käytännössä säätöväliä ei kuitenkaan tässä työssä voida valita täysin vapaasti, sillä säätimen suoritusintervallin määrää sitä kutsuva muu dieselmoottorin moottorinohjausohjelmisto, joka käyttää vain muutamaa eri vakiointervallia ja moottorin kampiakselin asentokulmaan synkronoitua aikaväliä eri ohjelmien suoritukseen. Sähköturbon ohjaukseen valittiin näistä nopein vakioaikainen suoritus, eli 10 ms:n suoritusväli. *Back-calculationin* vahvistuksen arvo valittiin kokeellisesti simulointien perusteella.

Kustannusfunktion tilaperturbaatiota painottavaksi matriisiksi valittiin diagonaalinen matriisi, jonka eri tiloja painottavien solujen arvoiksi valittiin niitä vastaavien tilojen suurimpien mahdollisten arvojen käänteisluvut. Kulmataajuuden suurin mahdollinen arvo valittiin sähköturbon valmistajan ilmoittaman suurimman sallitun kompressorin siiven kehänopeuden perusteella, ja integraattorin suurin mahdollinen arvo arvioitiin ohjauksen rajoitusten perusteella. Näin kustannusfunktio painottaa eri tiloja lähestulkoon yhtä paljon tilojen arvoalueet huomioiden. Ohjauksen painomatriisi on skalaarimuotoinen, ja sille

haettiin kokeellisesti sopiva arvo simulaattorilla. Näin valittujen viritysparametrien (taulukko 8) todettiin tuottavan hyvä suorituskyky simulaattorilla niin regulointi- kuin servo-tehtävissäkin.

Taulukko 8. Säätimen viritysparametrit

Tunnus	Arvo	Kommentti
Q_1	$\begin{bmatrix} 5,718 * 10^{-5} & 0 \\ 0 & 0,625 \end{bmatrix}$	Skaalattu arvoaluiden suhteen samanarvoisiksi.
Q_2	1000	Valittu kokeellisesti simulointien perusteella.
h	0,01 s	Säätimen toteutusympäristön vaatimus
K_{bc}	1	Valittu kokeellisesti simulointien perusteella.

Valittujen parametrien perusteella laskettiin säätimen vahvistukset K_x , K_i useissa skedulointipisteissä. Vahvistuksien laskennassa (56) tarvittava diskreettiaikainen Riccatin yhtälö (55) on vaikea ratkaista, mutta numeeriseen ratkaisuun on saatavilla lukuisia työkaluja. Tämän työn yhteydessä käytettiin Matlabin *Control System Toolbox* -kirjaston funktiota *lqi*, joka Riccatin yhtälön ratkaisun lisäksi lisää automaattisesti tarvittavan integraattorin tilan käytettyyn prosessimalliin [28], ja laskee ratkaisua vastaavan vahvistuksen (56). Vaihtoehtoisesti voitaisiin valmiiksi augmentoidulle mallille (50) käyttää esimerkiksi *Octaven dlqr*-funktiota *Octaven Control Package*-kirjastosta [29].

Valitut viritysparametrit ovat kuitenkin vain alustava arvaus, ja niillä viritetyn säätimen suorituskyky on varmistettava todellisella järjestelmällä tehtävillä kokeilla. Käytännössä hyvän virituksen saamiseksi on tässä kappaleessa esitettyä viritysprosessia toistettava ja arvoja hienosäädettävä tehtyjen kokeiden perusteella, kunnes lopputulos on tyydyttävä.

5. TULOKSET

Kehitetyn säätöjärjestelmän toimivuutta tutkittiin sekä simuloimalla (taulukko 9), että todellisella järjestelmällä (taulukko 10). Simulaattorin tuloksia käytettiin säätöstrategian verifioimiseen ja alustavan viritystyön tekemiseen.

Taulukko 9. Simulaattorilla tehdyt kokeet.

Koe	Viritys	Ahtopaineen asetusarvo	Kuva
Kompressorimallien vertailu	Taulukko 8	2190–2500 hPa	Kuva 23
Simuloitu askelvaste	Taulukko 8	2400–2100–2400 hPa	Kuva 24
Viivekoe	Taulukko 8	2400–2100–2400 hPa	Kuva 25
Viivekoe muutetulla virityksellä	Taulukko 11	2400–2100–2400 hPa	Kuva 26
Askelvastekoe	Taulukko 13	2400–2100–2400 hPa	Kuva 31

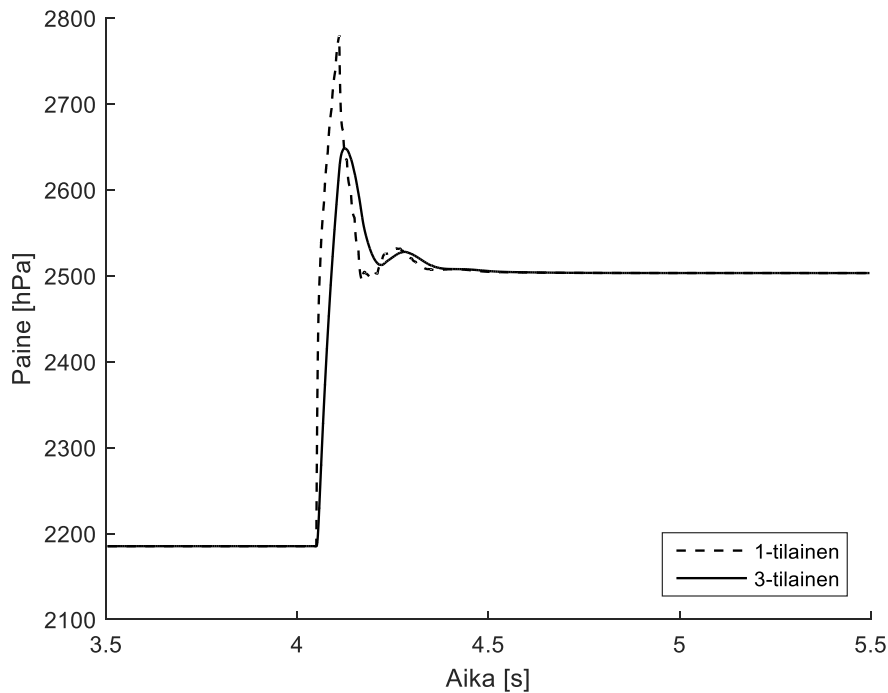
Lopullinen viritystyö suoritettiin oikealla dieselmoottorilla suoritettujen kokeiden perusteella. Säätimen suorituskyvyn arviointia varten ajettiin useita erilaisia kokeita. Osassa kokeista dieselmoottorin pyörintänopeus ja kuormituspiste (ilmoitettu taulukossa prosentteina kulloisenkin kierrosluvun maksimivääntömomentista) pidettiin vakiona ja samalla muutettiin paineen asetusarvoa manuaalisesti. Toisissa kokeissa taas käytettiin dynaamista dieselmoottorin moottorinohjauksen tuottamaa asetusarvoa ja muutettiin dieselmoottorin toimintapistettä nostamalla kuormitusta vakiokierrosluvulla.

Taulukko 10. *Dynamometrilla tehdyt kokeet.*

Koe	Viritys	Ahtopaineen asetusarvo	Dieselmoottorin kuormituspiste	Kuva
Regulointi vaki- asetusarvolla	Taulukko 8	1100 hPa	1000 Rpm, 17,5 %	Kuva 28
Regulointi vakiokuormitus- pisteessä	Taulukko 8	Dynaaminen	1000 Rpm, 17,5 %	Kuva 29
Askelvastekoe	Taulukko 8	1250–1450 hPa	1200 Rpm, 23,5 %	Kuva 30
Regulointi vakiokuormitus- pisteessä	Taulukko 13	Dynaaminen	1000 Rpm, 17,5 %	Kuva 32
Saturaatiokoe	Taulukko 13	Dynaaminen	1950 Rpm, 100 %	Kuva 33
Askelvastekoe	Taulukko 13	1250–1450 hPa	1200 Rpm, 23,5 %	Kuva 34
Ramppivaste	Taulukko 13	1850–1300 hPa	1200 Rpm, 23,5 %	Kuva 35
Kuormannosto	Taulukko 13	Dynaaminen	1200 Rpm, 0–53 %	Kuva 36
Kuormannosto	Taulukko 15	Dynaaminen	1200 Rpm, 0–53 %	Kuva 37
Kuormannosto	Taulukko 13 &Taulukko 15	Dynaaminen	1500 Rpm, 24–82 %	Kuva 38
Ramppivaste	Taulukko 13 &Taulukko 15	1180–1720 hPa	1200 Rpm, 23,5 %	Kuva 39
Kuormannosto	Taulukko 15	Dynaaminen	6,5–100 %	Kuva 40

5.1 Simulaatiotulokset

Kahta käytettyä eri kompressorimallia (35 ja 38) vertailtiin rakentamalla mallit molemmat rinnakkain simulaattoriin, ja ajamalla niitä samoilla sisääntulosignaaleilla (kuva 23). Kyseisessä kokeessa muu simulaatiomalli käytti monimutkaisemman kompressorimallin tuottamia signaaleja, ja kehitettyä säädintä käytettiin ajamaan systeemi tilasta toiseen pienellä ylityksellä, jotta mallien erot korostuisivat – kyseessä *ei* siis ole kompressorimallin askelvastekoe. Kummallakin mallilla tasapainotilan vahvistus havaittiin odotetusti yhtäläiseksi. Käytännössä mallien erona on siis se, että kolmitilaisella mallilla mallin laskema paine käyttäytyy yksitilaiseen verrattuna ikään kuin se olisi (imukanavamallinnuksen johdosta) alipäästösuodatettu.

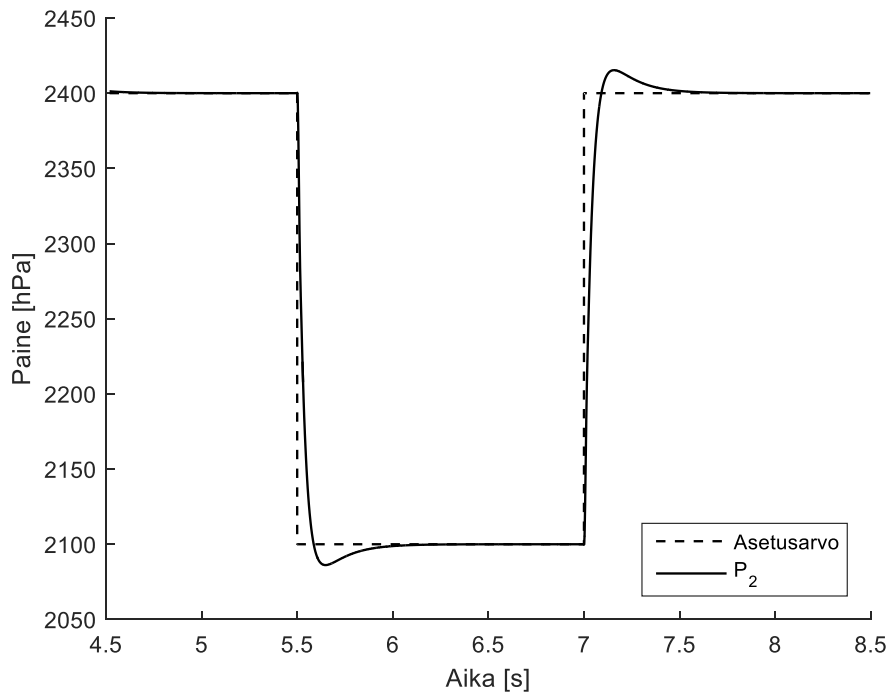


Kuva 23. Yksinkertaisen (1 tila) ja monimutkaisemman (3 tilaa) kompressorimallien laskemat paineet p_c samalla syötteellä.

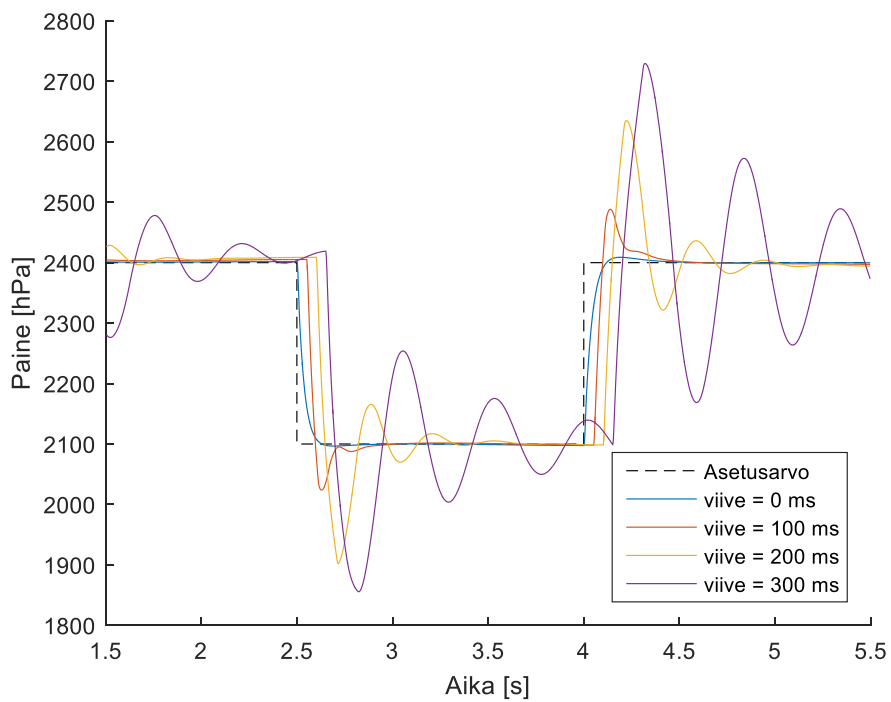
Kuvan 23 kaltaisia merkittäviä eroja kahden kompressorimallin laskemien paineiden p_c välillä esiintyi vain vastaavissa hyvin jyrkissä transienttitilanteissa (erittäin suuri turboahtimen akselilla vaikuttavan momentin epäjatkuvuus). Rauhallisemmissa tilanteissa mallien ulostulot olivat käytännössä identtiset.

Kehitetyn säätimen suorituskykyä tutkittiin simulaattorilla mm. askelvastekokein. Kuvassa 24 on esitelty koe jossa paineen asetusarvoa laskettiin ja nostettiin 300 hPa:n askelmaisilla muutoksilla. Kyseinen koe on simuloitu ilman viiveitä säädetyin järjestelmän ja säätimen välillä. Kokeessa järjestelmään on tuotettu häiriötä vaihtelemalla dieselmoottorin simuloitua kierroslukua sinimäisesti 1500 ja 1900 Rpm:n välillä 1 rad/s taajuudella. Kyseessä on siis varsin ideaalinen tilanne, ja säädin selviääkin hyvin sekä servotehtävistä että reguloinnista dieselmoottorin toimipisteen muutoksista huolimatta.

Kuvan 24 asetusarvon muutokset ovat huomattavasti suurempia ja nopeampia, kuin todellisessa järjestelmässä esiintyvät asetusarvomutokset. Asetusarvo muodostetaan aina dieselmoottorin toimintapisteen funktiona ja lisäksi suodatetaan ennen säädintä, joten tehdyn kokeen (kuva 24) kaltaiset epäjatkuvuudet eivät ole mahdollisia. Todellisessa järjestelmässä on kuitenkin tuntemattoman suuruisia viiveitä, mm. CAN-väylän lähetystaajuudesta ja sähköturbon ohjausyksiköstä johtuen. Viiveiden vaikutusta tutkittiin toistamalla sama (kuva 24) simulaatio erisuuruisten viiveiden kanssa (kuva 25). Simulaatiomallissa viive toteutettiin sijoittamalla säätimen tuottamaan ohjaussignaaliin



Kuva 24. Kaksi perättäistä askelvastekoetta viiveettömällä simulaattorilla.

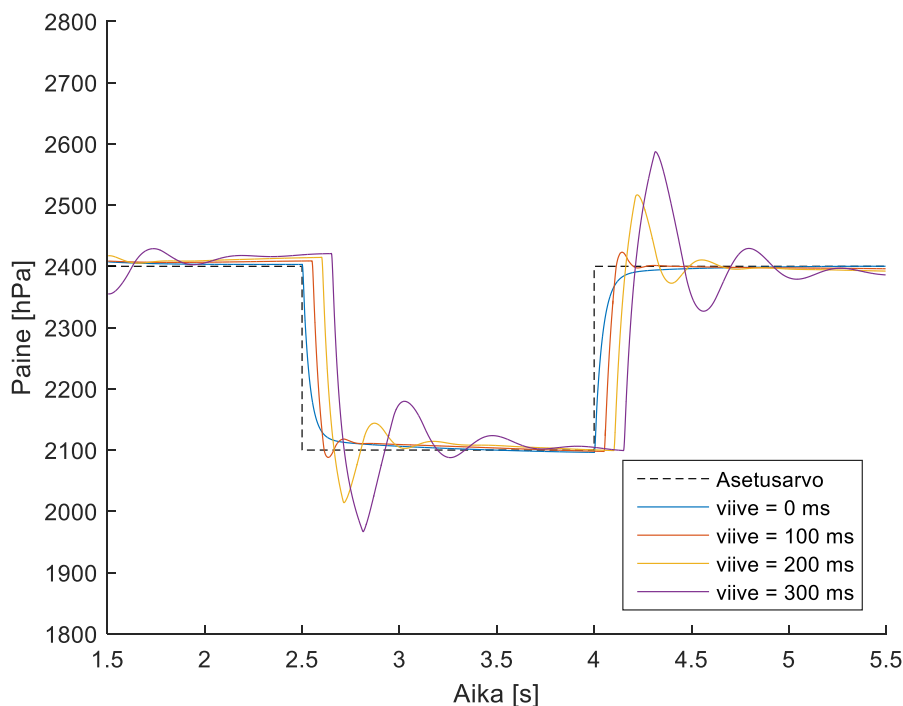


Kuva 25. Kaksi perättäistä askelvastekoetta simulaattorilla erisuuruisilla viiveillä.

Erisuuruisten viiveiden simulointituloksista havaitaan, että säätimen suorituskyky heikkenee nopeasti viiveen kasvaessa. Käytännössä jo 200 ms:n viive näyttäisi tekevän säätimen kokeessa käytetyllä virityksellä lähes käyttökelttomaksi. Viiveiden vaikutusta voi kuitenkin pienentää muuttamalla käytettyä viritystä. Kuvassa 26 on esitelty samoilla viiveillä tehdyt askelvastekokeet eri kustannusfunktion virityspareetreilla. Kuvasta havaitaan, että kasvattamalla Q_2 :n arvo kaksinkertaiseksi ja puolittamalla integraattorin tilaa painottava Q_1 :n solu saadaan suljetun järjestelmän viiveensietoisuutta kasvatettua regulointi- ja servokyvyn kärsimättä liikaa. Käytetyt kustannusfunktion parametrit on esitelty taulukossa 11.

Taulukko 11. Viivevaran kasvattamiseksi muutetut kustannusfunktion virityspareetreit.

Tunnus	Arvo	Kommentti
Q_1	$\begin{bmatrix} 5,718 * 10^{-5} & 0 \\ 0 & 0,625 * 0,5 \end{bmatrix}$	$Q_1(2,2)$ puolitetu
Q_2	2000	Kaksinkertaistettu
h	0,01 s	
K_{bc}	1	



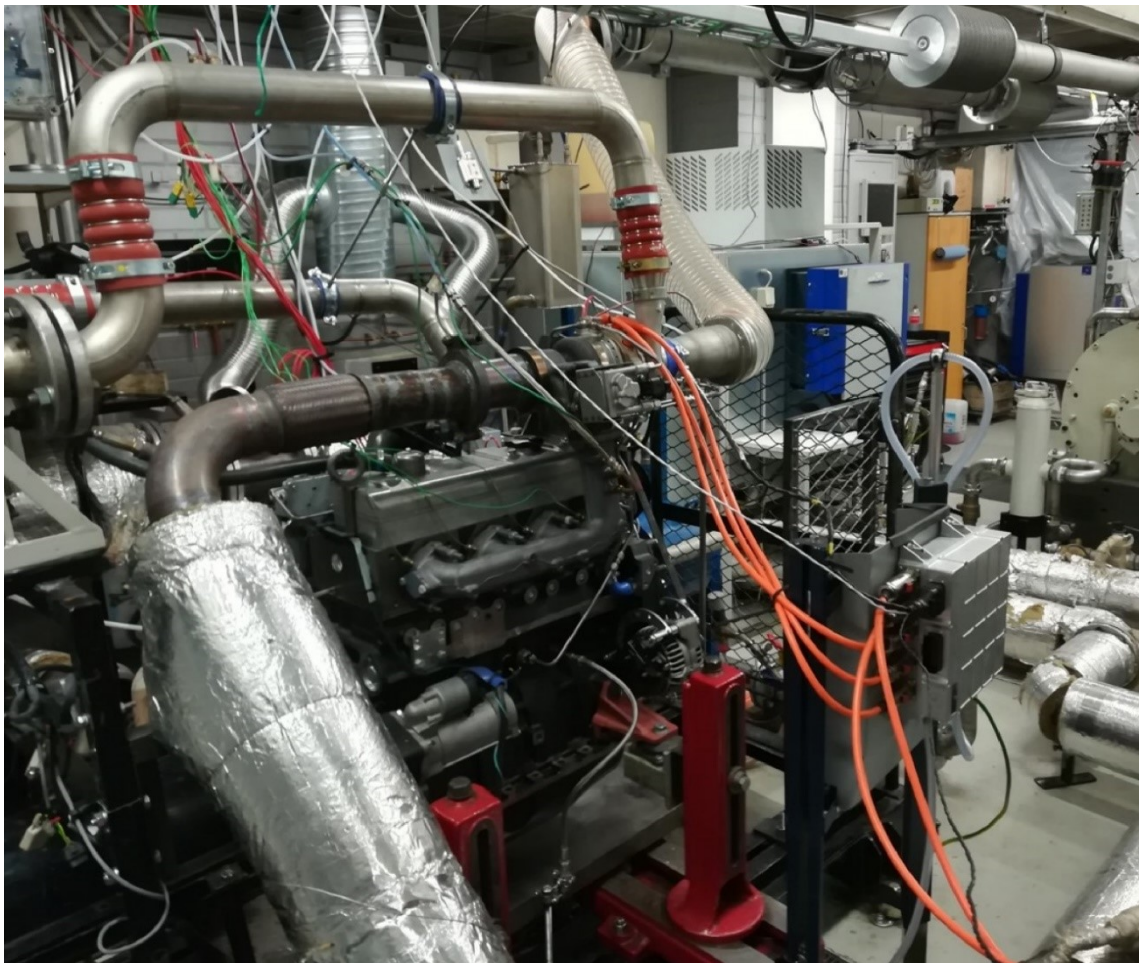
Kuva 26. Edellinen koe (kuva 25) toistettuna hitaammalla virityksellä.

Koska oikean järjestelmän viiveet eivät kuitenkaan ole tiedossa, on tarkempi säädön viittäminen tehtävä todellisen järjestelmän kanssa. Näiden kokeiden tuloksista voidaan kuitenkin päätellä, että soveltuva ja vaatimuksen 2 (taulukko 2) täyttävä suorituskyky on

todennäköisesti saavutettavissa pienillä viritysparametrien muutoksilla, mikäli käytetyssä suunnittelumallissa ei ole viiveen lisäksi muita merkittäviä virheitä.

5.2 Kokeet oikealla järjestelmällä

Säätösuunnittelun verifioimista varten sähköturbolla varustettu dieselmoottori asennettiin moottoridynamometriin, jolla voidaan tuottaa moottorin vauhtipyörälle jarruttava vääntömomentti, ja siten simuloida todellisten käyttötapauksen (esimerkiksi ajoneuvo) tuottamia kuormituksia (kuva 27). Testijärjestelmään kuului dynamometriin kytketty dieselmoottori ja kuvassa oransseilla vaihejohtimilla yhdistetyt sähköturbo ja sen ohjainyksikkö. (Lukuisat pienemät johtimet liittyvät dieselmoottorin anturointiin – sähköturbon ohjausyksikköön kytkettyä valkoista CAN-väylän parijohdinta lukuun ottamatta.) Kuvassa näkyvien komponenttien lisäksi testijärjestelmään kuului vielä akkusimulaattori, joka asetettiin toimimaan siten, ettei invertterin tehoa rajoitettu missään tilanteessa. Testijärjestelmää mitattiin dieselmoottorin moottorinohjausjärjestelmän mittakanavilla, lukuisilla erillisillä lämpötila- ja paineantureilla sekä invertterin mittakanavilla, joita luettiin CAN-väylän kautta. Testijärjestelmän välijäähdytin kalibroitiin vastaamaan tyypillistä ajoneuvon välijäähdytintä virtausvastukseltaan ja jäähdytyskyvyltään.

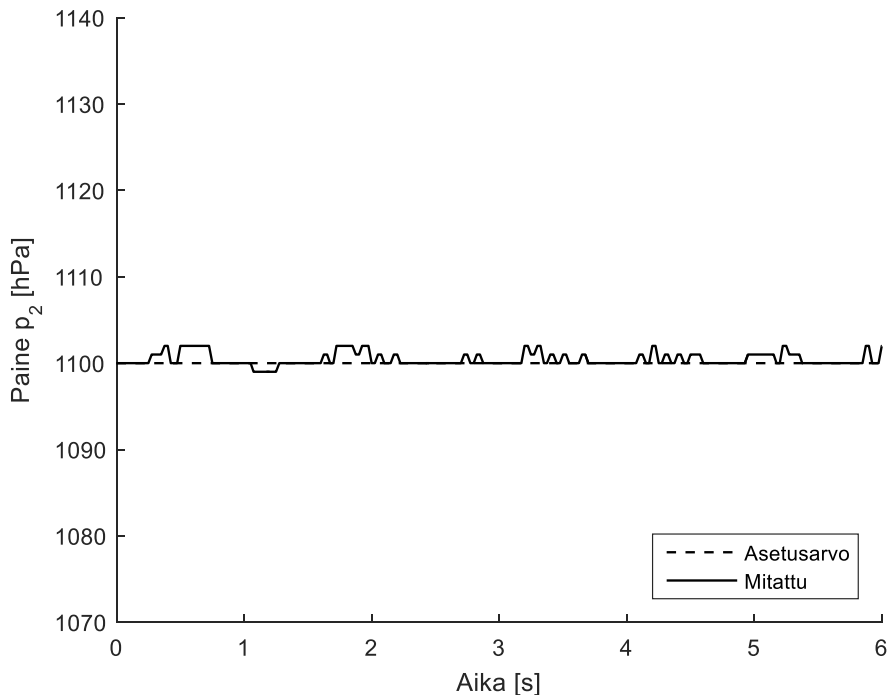


Kuva 27. Testijärjestelmä.

Testijärjestelmällä ajettujen testien tarkoituksena oli varmistaa kehitetyn sähköturbon ohjausjärjestelmän toiminta (robustus ja suorituskyky) eri käyttötilanteissa mahdollisia myöhempiä tutkimusajoja varten. Tämän vuoksi mittauksissa keskityttiin dieselmoottorin ilmajärjestelmän toimintaan, ja esimerkiksi päästöjenkäsittelyjärjestelmät jätettiin testikokoonpanosta pois.

5.2.1 Mallipohjainen viritys

Sähköturbon säätimen reguloitukykyä tutkittiin ajamalla dieselmoottoria vakio toimintapisteessä 1000 Rpm ja 17,5 %. Dieselmoottorin moottorinohjaimen tuottama paineen asetusarvo ei kuitenkaan ole välttämättä vakio vakioidusta toimintapisteestä huolimatta, joten tästä johtuvien vaikutusten estämiseksi säätimen reguloitukykyä testattiin ensin pakottamalla paineen asetusarvoksi 1100 hPa (kuva 28). Viritetyn säätimen havaittiin suoriutuvan erinomaisesti paineen reguloinnista paineen perturbaation ollessa juuri ja juuri havaittavissa käytetyllä mittauksen resoluutiolla (1 hPa). Säädön voidaan siis katsoa täytävän vaatimuksen 1 (taulukko 2).

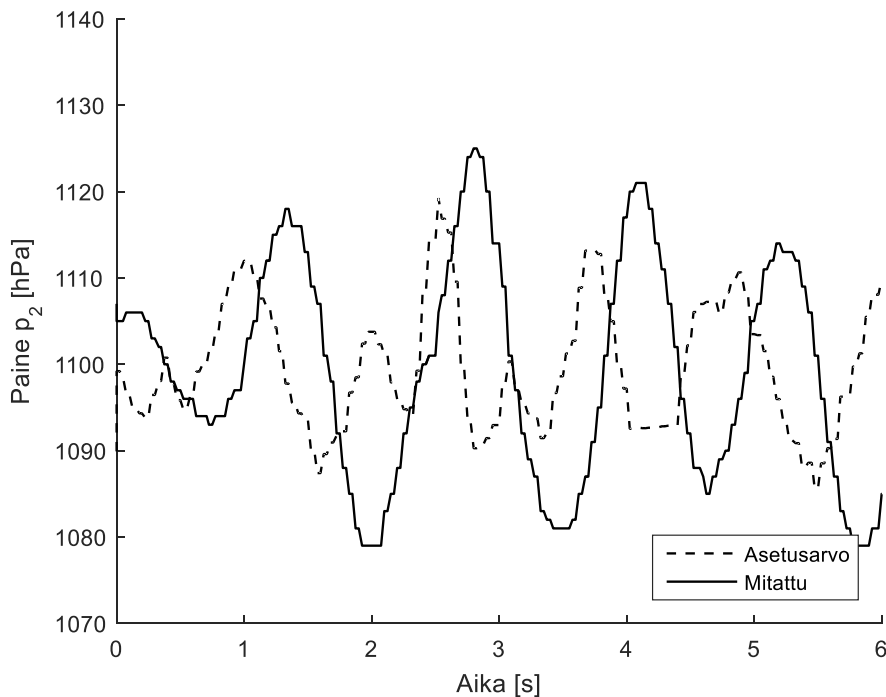


Kuva 28. Paineen regulointi vakioasetusarvolla dieselmoottorin kuormituspisteessä 1000 Rpm, 17,5 %.

Vakioidulla paineen asetusarvolla suoritettu koe ei kuitenkaan vastaa säätimen todellista käyttötilannetta, joten koe toistettiin myös käyttäen dieselmoottorin moottorinohjausohjelmiston tuottamaa paineen asetusarvoa samassa dieselmoottorin toimintapisteessä (kuva 29). Tässä kokeessa paineen asetusarvossa esiintyi huomattavaa jaksollista vaihtelua, joka edelleen vahvistui toteutuneeseen paineeseen p_2 . Toisissa toimintapisteissä havaittiin paineensäädön muuttuvan jopa epästabiiliksi! Vastaavaa moottorinohjauksen muodostaman asetusarvon oskillointia ei havaittu, kun se oli aiemmassa kokeessa ohitettu

vakioarvolla (kuva 28). Tästä pääteltiin, että moottorinohjauksen tuottaman paineen asetusarvon on oltava jollain tavalla riippuvainen toteutuneesta paineesta, muodostaen haitallisen takaisinkytkennän.

Tutkimuksen kohteena olleessa tilanteessa dieselmoottorin moottorinohjaus laskee paineen asetusarvon vain dieselmoottorin kierrosluvun ja polttoaineen ruiskutusmäärän perusteella. Katkaisemalla kumpikin näistä riippuvuuksista yksi kerrallaan havaittiin, että häiriö kytkeytyy asetusarvoon juurikin polttoaineen ruiskutusmäärän kautta. Polttoaineen asetusarvon muodostaminen ja siihen liittyvä ohjelmisto ovat kuitenkin tämän työ varsinaisen aihepiirin ulkopuolella, joten tarkempaa tutkimusta tai ongelman korjaamista ei tehty. Todennäköisesti ilmiön taustalla on se, että imusarjassa vallitseva paine vaikuttaa dieselmoottorin (laskennalliseen) hyötysuhteeseen, jonka takia moottorinohjaus joutuu paineen muuttaessa muuttamaan ruiskutusmäärää tuottaakseen saman vääntömomentin dieselmoottorin kampiakselille. Vastaavaa stabiiliusongelmaa ei tietävästi ole havaittu käytettäessä hukkaporttiin perustuvaa paineensäätöä – oletettavasti kyseisen säätöpiirin kyky vaimentaa asetusarvon kautta kytkeytyviä häiriöitä on riittävästi parempi.



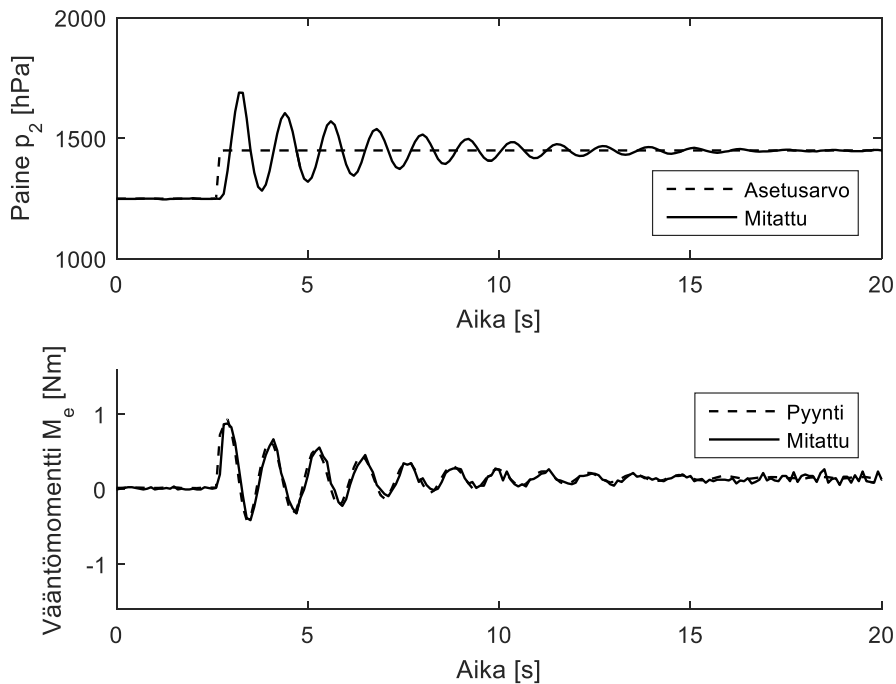
Kuva 29. Paineen regulointi dynaamisella asetusarvolla dieselmoottorin kuormitus-pisteessä 1000 Rpm, 17,5 %.

Kehitetyn säätöjärjestelmän vaimennusta asetusarvosta ahtopaineeseen tutkittiin askel-vastekokeella (kuva 30). Kokeesta havaittiin että järjestelmä on selkeästi alivaimennettu tuloksen vastatessa suurilla viiveillä tehtyjä simulointeja (kuva 25). Tutkittaessa järjestelmän viiveitä mittaustulosten perusteella (taulukko 12) kuitenkin havaittiin, että simuloinneissa tutkittu viive (momenttipyyntistä toteutuneeseen momenttiin) oli todellisella järjestelmällä suhteellisen pieni. Oletettavasti tämä viive muodostuu CAN-viestiliikenteestä ja käytettyjen ohjainlaitteiden suoritustaaajuuksista, jolloin viiveen muodostuminen olisi jakautunut tasan sekä ohjaus- että mittaustulosten välille (kumpikin n. 20 ms). Sen

sijaan viive toteutuneesta vääntömomentista ja siten sähköturbon kierrosluvun muutoksesta ahtopaineen muutokseen oli merkittävä – n. 80 ms vääntömomentin viiveen lisäksi. Tätä ei käytetty kompressori-ilmakanavamalli kyennyt ennustamaan, sillä se tuottaa ensimmäisen kertaluokan viiveetöntä järjestelmää muistuttavia vasteita (kuva 24). Järjestelmän kokonaisviive ohjauksesta mittaukseen on siis varsin merkittävä⁶, ja selittää osaltaan simuloitteja huonompaa säätötulosta.

Taulukko 12. Säätöjärjestelmän viiveet asetusrvoon nähden ECU:lta mitattuna.

Signaali	Viive edellisestä	Viive asetusrvon muutoksesta
Vääntöpyynti (ohjaus)	-	< 10 ms
Mitattu vääntömomentti	40 ms	40 ms
Mitattu kulmataajuus	0 ms	40 ms
Mitattu paine p_2	80 ms	120 ms



Kuva 30. Likimain askelmainen asetusrvon muutos mallipohjaisella virityksellä. Dieselmoottorin toimintapiste 1200 Rpm, 23,5 %.

Kehitetty säädin hyödyntää ohjaussuureen muodostamiseen kahta mittausta – turboahtimen kulmanopeutta ja dieselmoottorin ahtopainetta. Havaittu viive vaikuttaa näistä vain

⁶ Viiveettömällä simulaattorimallilla järjestelmän (ohjauksesta ahtopaineeseen) aikavakio on n. 60 ms.

jälkimmäiseen, joten painottamalla enemmän tilan regulointia (kuin integraattoria) voi olla saavutettavissa parempia tuloksia.

5.2.2 Muutettu LQR-viritys

Jotta kehitettyä sähköturbon ohjausta voitaisiin käyttää sähköturbolla varustetun dieselmoottorin tutkimiseen, päätettiin säätimen viritystä muuttaa siten, että paineensäätö on stabiili asetusarvon kautta kytkeytyvästä häiriöstä ja havaitusta viiveestä huolimatta. Tämän saavuttamiseksi säätimen virityksessä käytetyn kustannusfunktion painomatriiseille haettiin kokeellisesti uudet arvot, joilla saavutettiin tyydyttävä toiminta. Nämä uudet viritysparametrit on esitelty taulukossa taulukko 13.

Taulukko 13. Säätimen muutetut viritysparametrit.

	Vanha arvo	Uusi arvo	Kommentti
Q_1	$\begin{bmatrix} 5,718 * 10^{-5} & 0 \\ 0 & 0,625 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 5,718 * 10^{-5} & 0 \\ 0 & 0,0125 \end{bmatrix}$	Solu (2,2) kerrottu 0,02:lla
Q_2	1000	350	Muutettu
h	0,01 s	0,01 s	
K_{bc}	1	1	

Huomion arvoista on muutettu integraattorin tilan painotus, ja ohjauksen painotus. Tilatakaisinkytkennän painotusta ei ole tarpeen muuttaa, sillä painomatriisien absoluuttisilla arvoilla ei ole merkitystä – vain niiden arvoilla suhteessa toisiinsa. Näillä viritysparemetreilla laskettiin säätimelle uudet vahvistukset eri skedulointipisteisiin. Taulukossa 14 on esitelty säätimen vahvistuksen arvoja kummallakin eri virityksellä eräissä säätimen skedulointipisteissä.

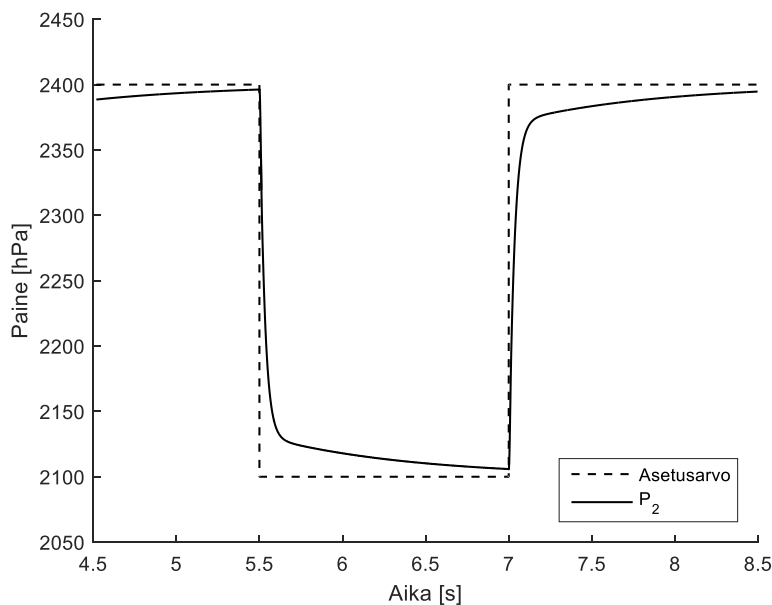
Taulukko 14. Säätimen vahvistukset eri virityksillä eräissä skedulointipisteissä

Skedulointipiste	Vanha K_x	Uusi K_x	Vanha K_i	Uusi K_i
$\dot{m}_{in} = 0,05 \frac{kg}{s}$ $\omega = 9000 \frac{1}{s}$	2,549	2,920	-1,953	-0,429
$\dot{m}_{in} = 0,05 \frac{kg}{s}$ $\omega = 14000 \frac{1}{s}$	2,966	3,000	-1,885	-0,426
$\dot{m}_{in} = 0,17 \frac{kg}{s}$ $\omega = 9000 \frac{1}{s}$	2,653	2,775	-1,945	-0,437
$\dot{m}_{in} = 0,17 \frac{kg}{s}$ $\omega = 14000 \frac{1}{s}$	3,543	2,972	-1,802	-0,430

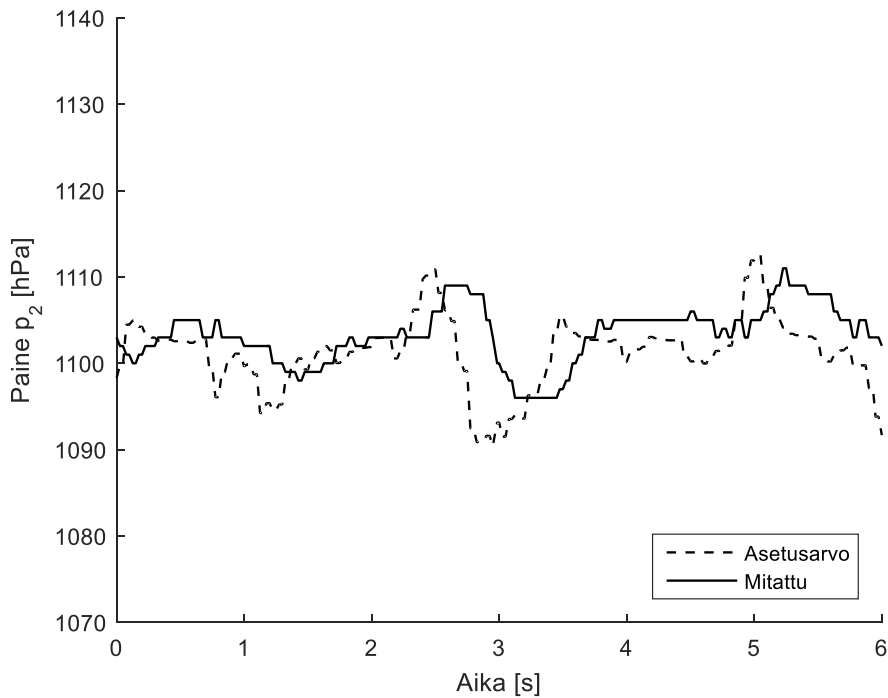
Suurin muutos säätimen vahvistuksessa on siis huomattavasti hitaammaksi viritetty integraattori, mikä hidastaa säätimen asettumista. Viritystyötä tehdessä havaittiin, ettei tilatakaisinkytkennän vahvistusta voinut juurikaan laskea alkuperäisestä reguloitokyvyn kärsimättä.

Uuden virityksen vaikutusta suorituskykyyn tutkittiin aluksi simuloimalla kuvan 24 koe uudestaan (kuva 31). Tuloksesta havaitaan, että uudelleen viritetyllä säätimellä paine asettuu odotetusti merkittävästi hitaammin, kuin alkuperäisillä vitysparetreilla.

Kuvan 29 koe oikealla testijärjestelmällä toistettiin taulukossa 13 esitellyillä vitysparetreilla vitytyllä säätimellä (kuva 32). Kuvasta havaitaan, että aiemalla vityksellä esiintynyt stabiiliusongelma on saatu korjattua, vaikka asetusarvo vaihtelee edelleen merkittävästi. Asetusarvon muutos voi johtua edellä kuvatun häiriön lisäksi myös esimerkiksi dieselmoottorin kierrosluvun vaihtelusta (huonosti vitytyistä dynamometrin säätimestä johtuen) tai muista vastaavista häiriöistä. Merkittävää kuitenkin on, että säädin kykenee seuraamaan asetusarvoa, eikä aiemmin esiintynyttä oskillointia ole havaittavissa. Säätimen stabiilius varmistettiin toistamalla vastaava staattisen pisteen reguloititesti useissa dieselmoottorin toimintapisteissä koko dieselmoottorin toiminta-alueella.



Kuva 31. Kaksi perättäistä askelvastekoetta viiveettömällä simulaattorilla muutetulla vityksellä.



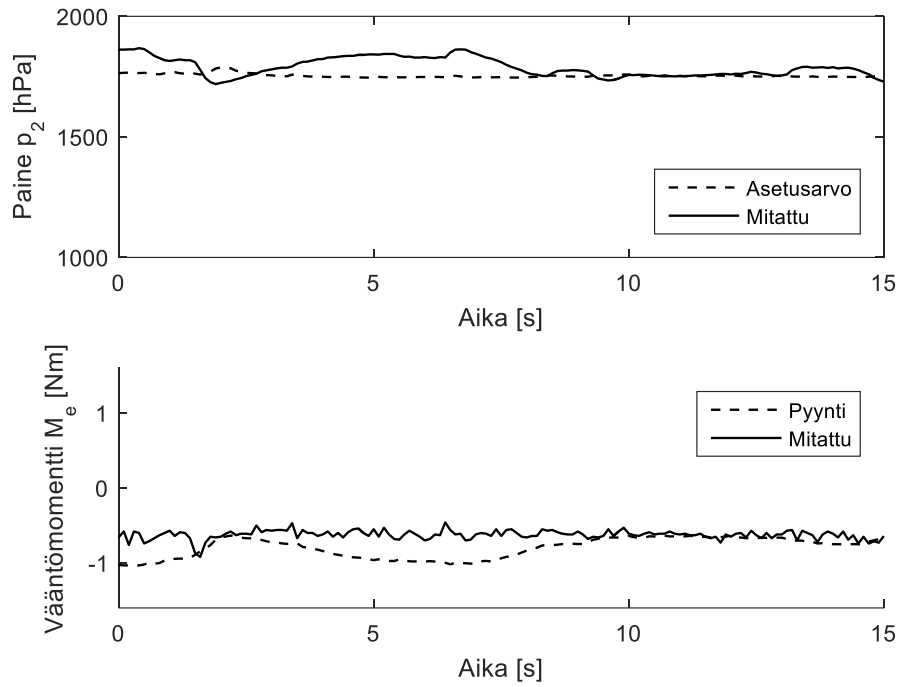
Kuva 32. Ahtopaineen regulointi dynaamisella asetusravolla muutetulla virityksellä dieselmoottorin kuormitusasteessa 1000 Rpm, 17,5 %.

Häiriön vaimentamista säätimen virityksellä huomattavasti parempi ratkaisu kuitenkin olisi muuttaa ahtopaineen asetusravon laskentaa sellaiseksi, ettei se ole suoraan kytketty toteutuneeseen ahtopaineeseen. Tällöin saavutettaisiin paitsi huomattavasti vakaampi staattisen toimintapisteen ahtopaine kuvan 28 kokeen mukaisesti, voitaisiin säätimen viritys myös valita vapaammin ja siten mahdollisesti saavuttaa etua säätimen servotehtävissä.

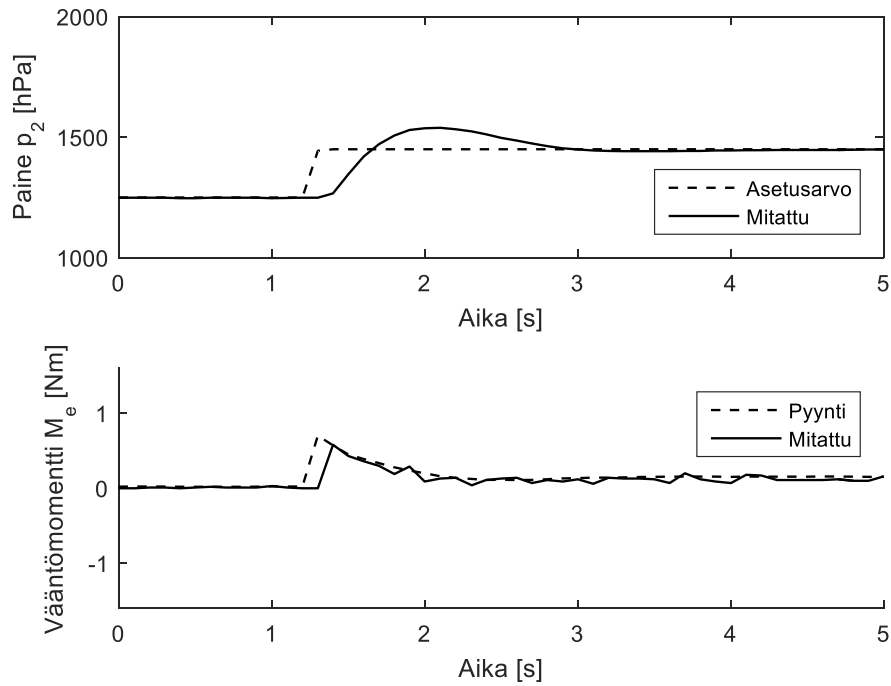
Anti-windupin toimintaa testattiin ajamalla dieselmoottori hyvin korkeaan kuormitusasteeseen – 1950 Rpm ja 100 % (kuva 33). Tässä pisteessä dieselmoottorista poistuvat pakokaasut ovat hyvin kuumia, mikä johtaa ennen pitkää sähköturbon moottorin ylikuumentumiseen, jolloin sähköturbon ohjain rajoittaa suurinta sähköturbolle sallittua momenttia.

Saturaatiokokeesta (kuva 33) huomataan, että säätimen anti-windup ei käytetyllä virityksellä (taulukko 13) kykene täysin pitäytymään toimilaitteen rajoissa, mutta integraattorin tila ja siten ohjaus pysyy kuitenkin äärellisenä ja suhteellisen lähellä toteutuneen vääntömomentin mittausta kyeten toipumaan saturaatiotilanteesta lähes välittömästi. Parempi toteutuneen ohjauksen seuranta saturaatiotilanteissa voisi olla mahdollista suuremmilla anti-windupin vahvistuksilla (K_{bc}), mutta tätä tai sen vaikutuksia säätimen suorituskykyyn ja stabiiliuteen ei tutkittu.

Viritetyn säätimen toimintaa dynaamisissa tilanteissa tutkittiin ohittamalla paineen asetusravo sekä askelmaisella että ramppimaisella signaalilla. Muun dieselmoottorin moottorinohjausohjelmiston rajoitteista johtuen asetusravo ei pystytty manipuloimaan täysin mielivaltaisesti, joten askelkoe jouduttiin tekemään muutosnopeudeltaan hieman rajoitetulla askelpyyynnillä (kuva 34). Askelmaisella asetusravolla säätimen toiminnassa esiintyy selkeää asetusravon ylitystä, mutta asettuminen on kuitenkin rauhallinen.



Kuva 33. *Saturoitunut sähköturbo.*

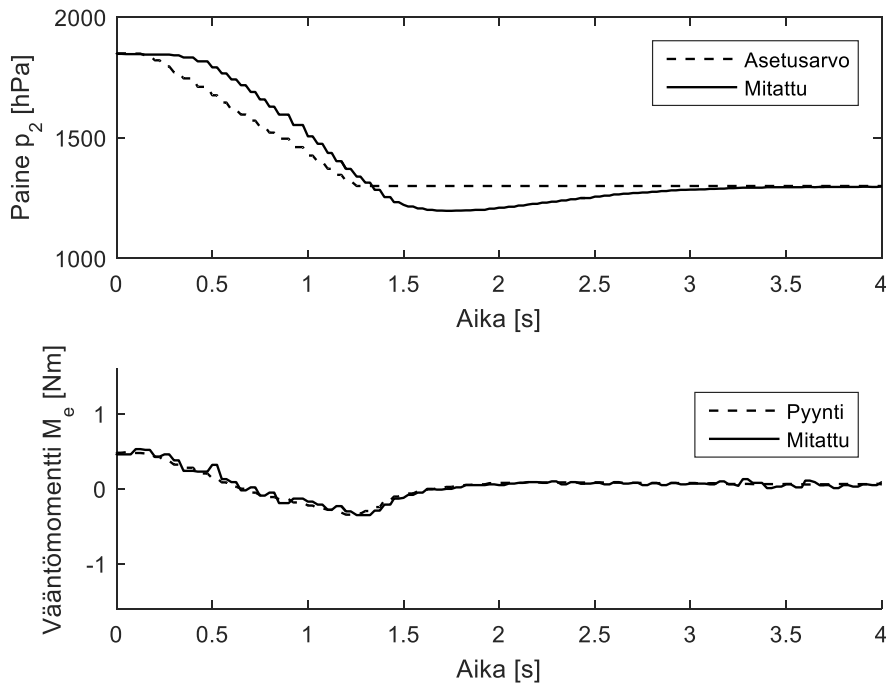


Kuva 34. *Likimain askelmainen ahtopaineen asetuservon muutos dieselmoottorin toimintapisteessä 1200 Rpm, 23,5 %.*

Asetusarvon noustessa säädön tärkein tavoite on saada ahtopaine nousemaan mahdollisimman nopeasti (jotta myös dieselmoottorin polttoaineen ruiskutusta voidaan nostaa nopeasti), jonka kehitetty säätö vaikuttaisi täyttävän hyvin. Ylitys voi kuitenkin muodostua ongelmaksi, mikäli käytetty asetusrarvo on lähellä kompressorin sakkausrajaa.

Kuvan 34 mittauksessa näytteenottoväli oli 100 ms sillä tiheämpi väli ei mahdollistanut riittävän monen mittakanavan samanaikaista mittausta, mikä näkyy suurehkona viiveenä momenttipyyntin ja mitatun momentin ja paineen nousun välillä.

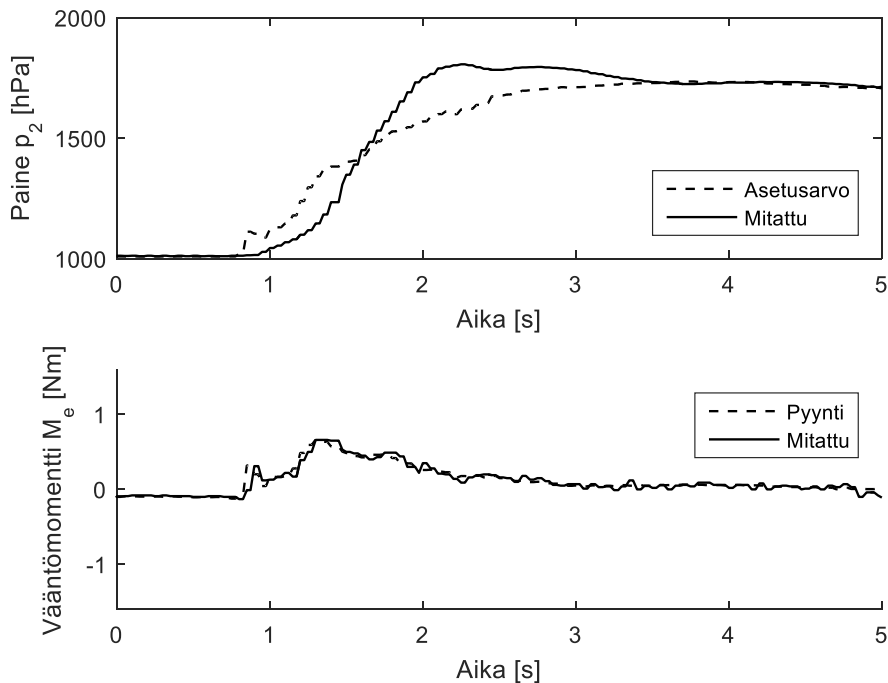
Todellisissa dieselmoottorin transienteissa asetusrarvon muutos on kuitenkin askelvaste-koetta rauhallisempaa, muistuttaen enemmän ramppimaista muutosta. Tämän vuoksi säätöjärjestelmälle tehtiin myös useita ramppivastekokeita. Kuvassa 35 on esitelty ramppimaisesti laskevalla asetusrarvolla suoritettu koe dieselmoottorin toimintapisteessä 1200 Rpm ja 23,5 %. Ahtopaine laskettiin kokeessa 1850 hPa:sta 1300 hPa:iin nopeudella -500 hPa/s. Asetusrarvon vakioituessa esiintyy odotetusti suurehko mutta hallittu alitus (102 hPa).



Kuva 35. Ramppimainen ahtopaineen asetusrarvon muutos välillä 1850–1300 hPa dieselmoottorin toimintapisteessä 1200 Rpm, 23,5 %.

Sähköturbon ohjauksen toimintaa testattiin myös todellisissa dieselmoottorin transienteissa. Näissä kokeissa dieselmoottori ajettiin yhdestä toimintapisteestä toiseen nostamalla momenttipyyntiä vakiokierrosluvulla. Tällöin myös ahtopaineen asetusrarvo muuttuu toimintapisteen mukana. Eräissä kokeissa dieselmoottoria käytettiin kierrosluvulla 1200 Rpm, ja moottorin kuorma nostettiin ramppimaisesti nolasta 53 %:iin (kuva 36). Säätimen ja ahtopaineen käytös vastasi tässäkin tilanteessa aiempia tehtyjä kokeita, mutta alipäättösuodatettua askelvastetta muistuttava asetusrarvopyynti johtaa huomattavasti pienempään ahtopaineen ylitykseen lopulliseen asetusrarvoon nähden. Muusta dieselmoottorin moottorinohjausohjelmistosta johtuva hitaus asetusrarvon muutoksessa siis auttaa kompensoimaan painesäätimen taipumusta ylityksiin asetusrarvon muutoksissa. Säätimen

suorituskyky ei kuitenkaan vieläkään ole riittävä dynaamisissa tilanteissa. Kokeessa (kuva 36) esiintyvä ylitys on liian iso, sillä nostettaessa kuormituspiste sellaiseksi, että vaadittu ahtopaine on lähellä sakkaurajaa, voi asetusravon ylitys johtaa kompressorin sakkaukseen.



Kuva 36. Ahtopaine dieselmoottorin kuormannostokokeessa, 1200 Rpm, 0–53%.

5.2.3 Kokeellinen viritys

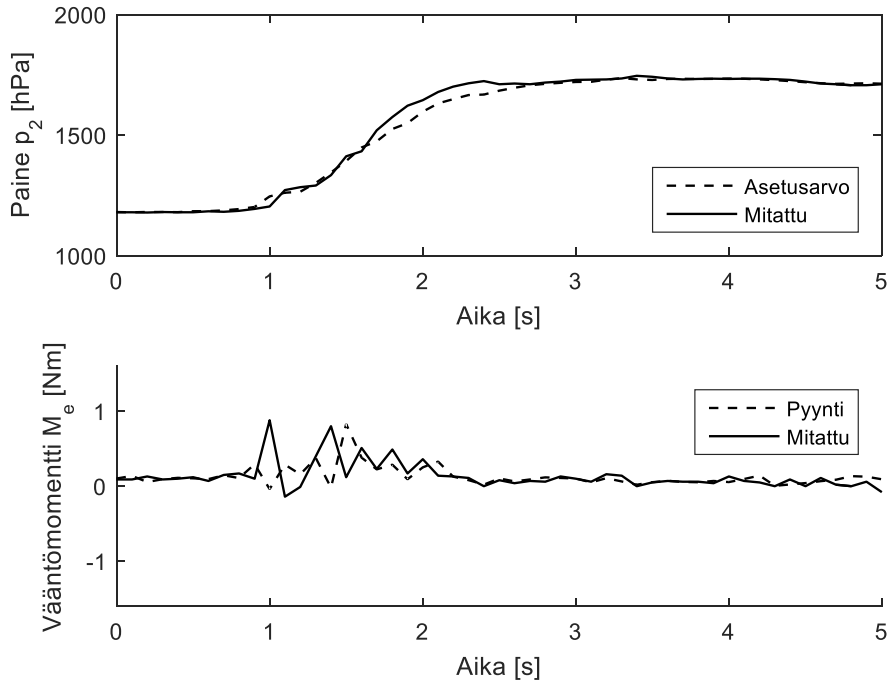
LQR-menetelmällä viritystä muutettaessa havaittiin, että säädön suorituskykyä dynaamisissa tilanteissa pystyy parantamaan muuttamalla viritysparametreja siten, että tilatakasinkytken vahvistus K_x kasvaa. Tällöin myös integraattorin vahvistuksen pystyi antaa muodostua suuremmaksi. LQR-menetelmällä ei kuitenkaan pysty painomatriiseja muokkaamalla tuottamaan mielivaltaisia vahvistuksia, ja tässä työssä esiteltyä suunnittelumallia käytettäessä K_x :n arvot rajoittuivat enintään noin arvoon 6. Tätä suuremmat vahvistukset havaittiin kuitenkin edulliseksi, joten säätimen toimintaa päätettiin tutkia myös virityksellä, jossa muutettujen painokertoimien tuottamia vahvistuksia (taulukko 14) kerrottiin kokeellisesti valituilla vakioilla (taulukko 15).

Taulukko 15. Kokeelliset virituksen kertoimet muokattuun LQR-viritykseen nähden.

	K_x	K_i	K_{bc}
Kerroin	5	7,5	5

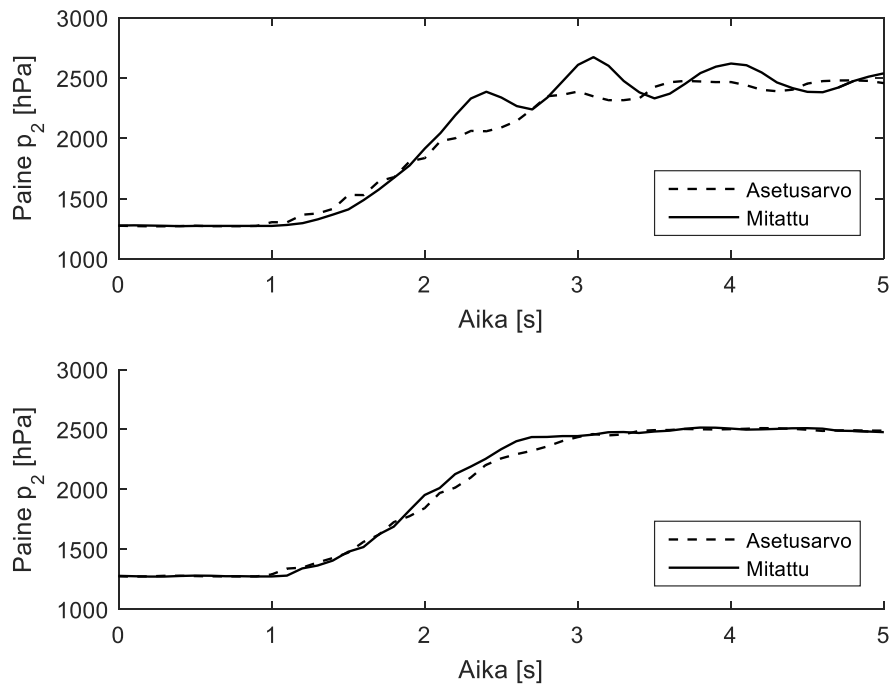
Tällä tavoin muokatun virituksen havaittiin suoriutuvan merkittävästi paremmin dieselmoottorin toimipisteen muutoksista (kuva 37). Muokatulla virityksellä asetusravon seu-

ranta on huomattavasti tarkempaa, ja ylitys merkittävästi pienempää mahdollistaen sähköturbon tutkimuksen korkeammilla ahtopaineilla turvallisesti. Asetusarvon seuranta vertailtiin myös korkeammalla dieselmoottorin kierrosluvulla ja isommilla vääntömomenteilla (kuva 38). Kokeellinen viritys suoriutui asetusravon seurannasta jälleen selvästi paremmin.

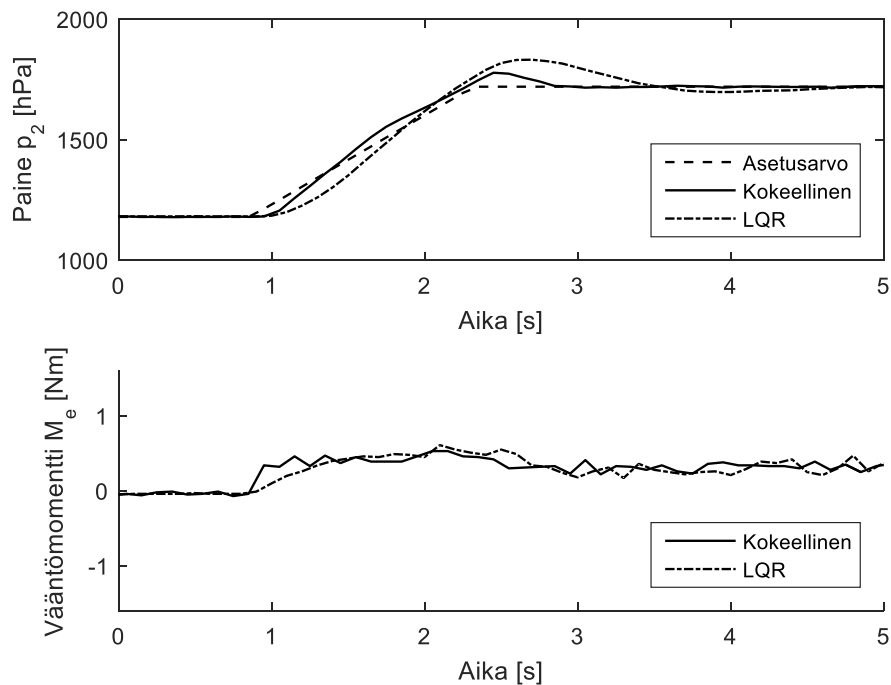


Kuva 37. Ahtopaine dieselmoottorin kuormannostokokeessa, 1200 Rpm, 0–53%.

LQR-viritetyllä säätimellä tehdyssä kokeessa (kuva 38) on kuitenkin havaittavissa selkeää asetusravon kautta kytkeytyvää häiriötä. Objektivisemmän kuvan saamiseksi eri viritysten suorituskyistä päätettiin vertailla vasteita ideaalisella ramppimaisella asetusravolla (kuva 39). LQR-viritetyn säätimen käyttö on tässä kokeessa huomattavasti rauhallisempaa kuormannostokokeeseen verrattuna, mutta kokeellisesti viritetyn säätimen asetusravon seurantakyky on merkittävästi parempi tässäkin kokeessa. Myös ahtopaineen ylitys ja asettumisaika rampin jälkeen jäävät merkittävästi lyhyemmiksi.

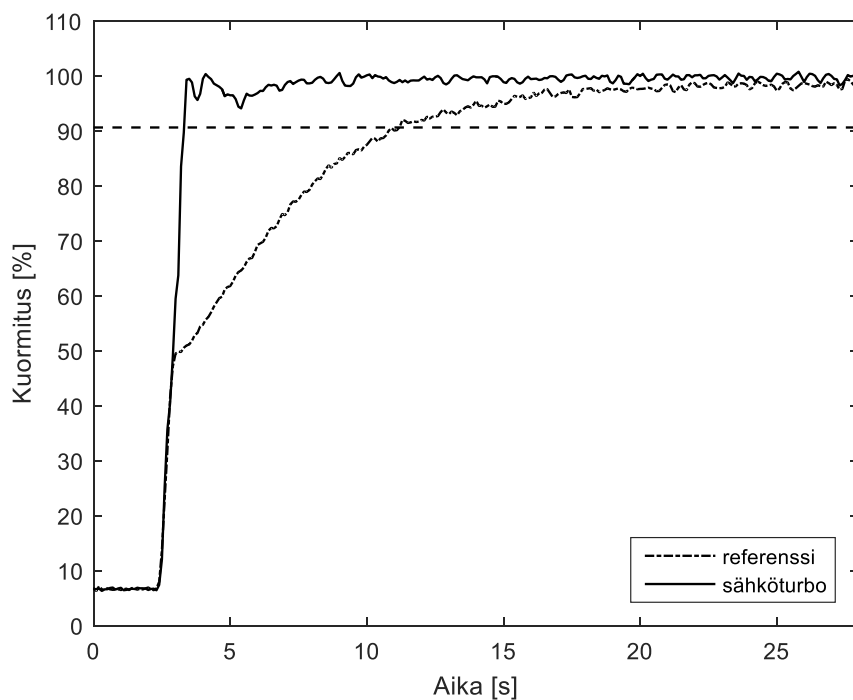


Kuva 38. Dieselmoottorin kuormannostokoe, 1500 Rpm, 24–82 %. Ylemmässä kuvaajassa LQR-viritys ja alemmassa kokeellinen.



Kuva 39. Ramppimainen ahtopaineen asetusrvon muutos LQR- ja kokeellisella virityksellä välillä 1180–1720 hPa dieselmoottorin toimintapisteessä 1200 Rpm, 23,5 %.

Servotehtävien ylityksistä ja asetusarvon kautta kytkeytyvästä häiriöstä huolimatta kehitetty sähköturbon säädin toimii riittävän hyvin, jotta sillä voitaisiin tutkia sähköturbolli- sen dieselmoottorin ominaisuuksia. Matalan kierrosluvun kuormannostokoe (kuva 40) havainnollistaa hyvin kuinka suuria etuja sähköturbolla on saavutettavissa tavalliseen tur- boahtimeen verrattuna. Kyseisessä kokeessa dieselmoottorin kuorma nostettiin nopeasti hyvin alhaisesta tilanteesta maksimiin. Referenssituloksena käytetään samalla turboahti- mella ja muulla testilaitteistolla mutta ilman sähköavustusta tehtyä koetta. Dieselmootto- rin ohjauksessa ainoa ero on tässä työssä esitellyn sähköturbon ohjauksen käyttö pelkkää hukkaporttia käyttävän ahtopaineensäädön sijaan (hukkaportti on esitetyssä vertailuko- keessa jatkuvasti kiinni). Referenssituloksen pitäisi vastata hyvin vastaavasti mitoitettua tavallista turboahdinta, sillä sähkömoottorin aiheuttama ero turboahtimen inertias- sa on vähäinen.



Kuva 40. Toteutunut vääntömomentti dieselmoottorin kuormannostossa 6,5–100 % maksimikuormasta nopeudella 1000 Rpm.

Tavallisella säädöllä 90 % tavoitekuormituksesta saavutettiin 8,5 sekunnissa (90 % askeleesta on merkitty kuvaan 40 vaakaviivalla). Sähköavustusta käytettäessä tämä aika lyheni 1,0 sekuntiin. Käytännössä sähköavustusta käytettäessä ahtopaine ei muodostunut kuormannoston nopeutta rajoittavaksi tekijäksi.

Nopeamman kuormannoston lisäksi sähköturbo mahdollistaisi myös maksimimomentin noston tällä kierrosalueella, sillä ilman sähköavustusta maksimimomentti on ilmassavirran rajoittama – turbiinin tuottama teho ei riitä nostamaan ahtopainetta enää yhtään korkeammaksi. Sähköavustuksella painetta voidaan nostaa huomattavastikin, sillä ahtopaineen nosto sähköavustuksella ja etenkin sen myötä mahdollistuva polttoaineen ruiskutusmäärän nosto kasvattavat turbiininkin tuottamaa tehoa turboahtimen akselilla. Käytännössä dieselmoottorin maksimivääntömomentin rajoittavaksi tekijäksi tällä kierrosluvulla

muodostuu suurimman mahdollisen ahtopaineen sijaan dieselmoottorin mekaaninen kestävyys, sillä kuorman nosto kasvattaa mm. sylinteripaineita, pakokaasun lämpötilaa ja dieselmoottorin vääntöväärhtelyä.

6. YHTEENVETO

Tässä työssä kehitettiin diskreetti-aikainen LQR-säädin dieselmoottorin ahtopaineenhalintaan sähköavusteisella turboahtimella. Säätimen kehitystyön tavoitteena oli toteuttaa sähköturbon ohjaus, jota voitaisiin käyttää sähköturbolla varustetun dieselmoottorin ominaisuuksien tutkimiseen laboratorioympäristössä. Koska säätimen kehitykseen- ja testaukseen oikealla järjestelmällä ei ollut mahdollisuutta ennen kuin säätimen oli määrä olla toimiva, kehitettiin säätötyön tueksi Simulink-ympäristössä suoritettava malli sähköturbolla varustetusta dieselmoottorin ilmajärjestelmästä.

Säätimen viritystä ja simulaattorin toteutusta varten dieselmoottorin ilmajärjestelmän eri osille esiteltiin aiemmissa tutkimuksissa kehitetyt fysikaaliset mallit. Mallien parametrit sovitettiin oikealla dieselmoottorilla tehtyjä mittauksia vasten. Sähköturbon ja imukanavan yhdistelmälle esiteltiin kaksi erilaista mallia, joista tarkempaa 3-tilaista imukanavan pituuden ja tilavuuden huomioivaa mallia käytettiin simuloinnissa ja yksinkertaisempaa vain sähköturbon kulmataajuuden huomioivaa 1-tilaista mallia säätösuunnittelussa. Säätösuunnitteluun valittiin yksinkertaisempi malli, sillä imukanavan mitoituksista tai muista ominaisuuksista ei säätösuunnittelua tehtäessä ollut tietoa, eikä monimutkaisemman mallin kaikille tiloille ollut sinällään tai estimoinnin tueksi soveltuvia mittauksia (erityisesti ilman massavirralla ei ollut lainkaan mittausta).

Kehitetyn säätimen suorituskykyä tutkittiin ennen oikealla dieselmoottorilla tehtyjä koekteita simulaattorin avulla. Säätimen suorituskyvyn todettiin olevan riittävä simulaatioissa, mutta sen häiriönvaimennuskyvyn huomattiin heikkenevän nopeasti, kun simuloi-tuun järjestelmään lisättiin viiveitä. Tulosta pystyttiin kuitenkin parantamaan muuttamalla säätimen virityksessä käytetyn kustannusfunktion painokertoimia.

Viritetty ja testattu säädin integroitui nelisylinterisen yhteispaineruiskutetun dieselmoottorin moottorinohjausjärjestelmään, jossa sillä korvattiin olemassa ollut turbiinin hukka-porttia käyttävä ahtopaineensäädin. Integroitua säädintä testattiin moottoridynamomet-rissä käyttäen sekä käsin asetettuja ahtopaineasetusarvoja, että muun moottorinohjausoh-jelmiston laskemaa asetuservoa. Ensimmäisissä kokeissa kehitetty säätöjärjestelmä todet-tiin alivaimennetuksi ja kyvyttömäksi vaimentamaan asetuservon kautta kytkeytynyttä häiriötä. Todennäköisimmäksi syyksi heikolle vaimennuskyvyille tunnistettiin järjestel-mästä mitatut oletettua suuremmat viiveet. Koska asetuservon muodostaminen ei ollut osa tätä työtä, päätettiin sen aiheuttaman häiriö jättää huomiotta. Säädin päätettiin joka tapauksessa viritettävä uudelleen siten, että säädin on riittävän robusti kaikissa testatuissa tilanteissa havaituista viiveistä huolimatta. Tämä riittäisi myös vaimentamaan asetuser-von kautta kytkeytyvät häiriöt. Viritystä muutettiin valitsemalla LQR-menetelmän paino-matriisit uudelleen dynamometrikokeilla tehtyjen havaintojen perusteella.

Uuden virituksen robustius varmistettiin kokeellisesti ajamalla dieselmoottoria eri toi-mintapisteissä ja erilaisin transientein. Uuden virituksen todettiin kuitenkin olevan kompromissi, joka heikensi säätimen suorituskykyä simulointeihin nähden. Säätimen toimintaa koitettiin edelleen parantaa muuttamalla LQR-menetelmän tuottamia säätimen vahvistuk-sia kokeellisesti. Tällä tavoin säätimen asetuservon seurantakykyä saatiin parannettua huomattavasti etenkin dieselmoottorin transienteissa verrattuna muuttamattomaan LQR-

viritykseen. Muutoksien haittapuolena kuitenkin havaittiin kasvanut ohjauksen perturbaatio, sekä ohjattavan suureen perturbaatio tasapainotilanteessa.

Kehitetyn säätimen osoitettiin puutteistaan huolimatta täyttävän tärkeimmän tavoitteen – sen avulla on mahdollista tutkia sähköturboillisen dieselmoottorin ominaisuuksia ja sähköturbon tuomia etuja ja haittoja laboratorio-olosuhteissa. Sähköturboa testattiinkin onnistuneesti niin *steady-state*-tilanteissa, kuin dieselmoottorin transienteissakin. Ensimmäiset kokeet, erityisesti kuorman nosto alhaisilla kierroksilla, antoivatkin todella lupaavia tuloksia sähköturbon eduista tavalliseen turboahtimeen nähden.

6.1 Jatkokehitys

Sähköturbon säätimen suorituskyvystä jouduttiin tinkimään stabiiliuden takaamiseksi kaikissa tilanteissa. Paremman suorituskyvyn saavuttamiseksi olisi pyrittävä poistamaan havaittuja häiriötekijöitä ja toisaalta parannettava säätimen robustiutta havaittujen viiveiden suhteen. Erityisesti käytetty paineen asetusarvo tulisi kytkeä irti toteutuneesta ahtopaineesta. Tämä voidaan toteuttaa joko muuttamalla asetusarvon laskentatapaa, tai teemmällä säätimelle asetusarvosuodin. Aetusarvon kautta kytkeytyvät häiriöt suodattamaan kykenevä asetusarvosuodin saattaisi kuitenkin osoittautua säätimen suorituskykyä heikentäväksi etenkin transienttitilanteissa, joten asetusarvon laskentatavan muutos olisi parempi vaihtoehto.

Säädintä itsessään voitaneen parantaa muuttamalla säätösuunnittelun lähtökohdaksi 3-tilainen malli, jolloin viiveellinen ahtopaine p_2 voitaisiin jättää vähemmälle painoarvolle painottamalla LQR-virityksessä enemmän mallin tiloja. Tarvittavan tilatiedon muodostamiseksi on kehitettävä soveltuva estimaattori (Bayesilainen suodin, esimerkiksi Kalman-suodin tai jokin sen epälineaarinen laajennos). Tilaestimaattorin toiminnan edellytyksenä ovat riittävät mittaukset tiloista tai niistä riippuvista suureista. Turboahtimen kulmataajuudelle on jo mittaus, ja paine turbiinin jälkeen voidaan estimoida kulmataajuuden ja paineen p_2 mittauksen avulla, mutta ilman massavirralla olisi syytä lisätä mittaus, jotta sitä voitaisiin estimoida luotettavasti.

Mikäli imuilmän massavirralla ei ole mahdollista lisätä mittausta, voitaisiin sen estimaatin päivitykseen käyttää dieselmoottorin kierroslukua, täytössuhdetta ja painetta p_2 . Tämä kuitenkin edellyttäisi täytössuhteen tuntemista riittävän tarkasti koko dieselmoottorin kuormitusalueella, joka puolestaan edellyttäisi mittausta paineelle p_3 , sillä sähköturbon kanssa pakopaine voi vaihdella paljonkin samassa dieselmoottorin kuormituspisteessä. Jotta turboahtimen jälkeisiä virtauksen suureita voitaisiin estimoida luotettavasti, tulisi käytettävän imukanavan ja erityisesti välijäähdyttimen mallia parantaa. Samalla saataisiin myös työssä kehitettyä ilmajärjestelmäsimulaattoria parannettua, sillä juuri välijäähdyttimallit ennustivat huonoiten käytettyä vertailudataa. Tämä johtui osaltaan eroista sovitusta ja vertailudatojen mittauskokoospanojen välillä, mutta etenkin lämpötilamalli selitti huonosti myös käytettyä sovitustietoa.

Pelkkä tässä työssä esitelty paineensäätö ei kuitenkaan vielä riitä sähköturbon ohjausjärjestelmäksi ajoneuvokäytössä, sillä ajoneuvoissa sähköturbon käytössä ei ole rajatonta energialähdettä. Tämän vuoksi ajoneuvokäyttöä varten on ohjaukseen vielä lisättävä energianhallinta, joka huomioi käytetyn energiavaroituksen kapasiteetin, virran anto- ja vastaanottokyvyn sekä mahdolliset muut samaa virtalähdettä käyttävä toimilaitteet. Sähköturbon energian nettokulutusta ei tässä työssä tutkittu. Onkin mahdollista, että sähköturbo vaatii

rinnalleen jonkin toisen toimilaitteen tuottamaan ja/tai kuluttamaan sähköä energian nettokulutuksen tasapainottamiseksi. Kehitettyyn sähköturbon ohjaukseen voitaisiin myös ottaa toiseksi vapausasteeksi turbiinin hukkaportin asento, joka mahdollistaisi myös dieselmoottorin pakopaineen ja -lämpötilan hallinnan erillään dieselmoottorin ahtopaineesta. Tätä voitaisiin hyödyntää erilaisten päästöjen jälkikäsittelyjärjestelmien lämpötilojen hallintaan.

7. LÄHTEET

- [1] J Panting, K R Pullen, R F Marinez-Botas, Turbocharger motor-generator for improvement of transient performance in an internal combustion engine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 215, Iss. 3, 2001, pp. 369. <https://search.proquest.com/docview/220685118>.
- [2] N. Terdich, R. Martinez-Botas, A. Romagnoli, A. Pesiridis, Mild Hybridization via Electrification of the Air System: Electrically Assisted and Variable Geometry Turbocharging Impact on an Off-Road Diesel Engine, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. Transactions of the ASME, Vol. 136, Iss. 3, 2014.
- [3] K. Reif, K. Dietsche, Automotive handbook, 9. ed., revis. and extend., Sept. 2014, Bosch, Karlsruhe, 2014.
- [4] Z. Yang, E. Winward, D. Zhao, R. Stobart, Three-Input-Three-Output Air Path Control System of a Heavy-Duty Diesel Engine, IFAC PapersOnLine, Vol. 49, Iss. 11, 2016, pp. 604-610. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2405896316314380>.
- [5] Dezong Zhao, E. Winward, Zhijia Yang, R. Stobart, T. Steffen, Decoupling control of electrified turbocharged diesel engines, 2016 American Control Conference (ACC), American Automatic Control Council (AACC), p. 4207-4212.
- [6] B.C. Glenn, D. Upadhyay, G.N. Washington, Control Design of Electrically Assisted Boosting Systems for Diesel Powertrain Applications, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 18, Iss. 4, 2010, pp. 769-778. <https://ieeexplore.ieee.org/document/5282510>.
- [7] Dezong Zhao, E. Winward, Zhijia Yang, R. Stobart, T. Steffen, Robust control of electrified turbocharged diesel engines, 2016 IEEE 55th Conference on Decision and Control (CDC), IEEE, p. 734-739.
- [8] D. Zhao, E. Winward, Z. Yang, R. Stobart, B. Mason, T. Steffen, An Integrated Framework on Characterization, Control, and Testing of an Electrical Turbocharger Assist, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 65, Iss. 6, 2018, pp. 4897-4908. <https://ieeexplore.ieee.org/document/8125745>.
- [9] Dezong Zhao, R. Stobart, Systematic control on Energy recovery of electrified turbocharged diesel engines, 2015 54th IEEE Conference on Decision and Control (CDC), IEEE, p. 1527-1532.
- [10] D. Zhao, E. Winward, Z. Yang, R. Stobart, T. Steffen, Characterisation, control, and energy management of electrified turbocharged diesel engines, Energy Conversion and Management, Vol. 135, 2017, pp. 416-433. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890416311190>.

- [11] T.J. Giampaolo, *Compressor Handbook: Principles and Practice*, The Fairmont Press, Inc., Lilburn, UNITED STATES, 2010.
- [12] J.T. Gravdahl, O. Egeland, S.O. Vatland, Drive torque actuation in active surge control of centrifugal compressors, *Automatica*, Vol. 38, Iss. 11, 2002, pp. 1881-1893. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0005109802001139>.
- [13] G.F. Franklin, J.D. Powell, M.L. Workman, *Digital control of dynamic systems*, 3. ed., Addison-Wesley, Menlo Park, Calif. [u.a.], 1998.
- [14] H. Nguyen-Schäfer, *Rotordynamics of automotive turbochargers*, 2. ed., Springer, Switzerland, 2015.
- [15] L. Eriksson, L. Nielsen, J. Brugård, J. Bergström, F. Pettersson, P. Andersson, Modeling of a Turbo Charged SI Engine, *IFAC Proceedings Volumes*, Vol. 34, Iss. 1, 2001, pp. 369-377. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1474667017344257>.
- [16] J.T. Gravdahl, O. Egeland, Centrifugal compressor surge and speed control, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 7, Iss. 5, 1999, pp. 567-579. <https://ieeexplore.ieee.org/document/784420>.
- [17] D.A. Fink, N.A. Cumpsty, E.M. Greitzer, Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, Iss. 2, 1992, pp. 321.
- [18] *Serial Control and Communications Heavy Duty Vehicle Network - Top Level Document*, SAE International, 2013.
- [19] I. Kolmanovsky, A.G. Stefanopoulous, B.K. Powell, Improving turbocharged diesel engine operation with turbo power assist system, *Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications (Cat. No.99CH36328)*, IEEE, p. 459 vol. 1.
- [20] B.D.O. Anderson, J.B. Moore, *Optimal control*, Dover Publications, Mineola, N.Y, 2007.
- [21] M.G. Safonov, *Stability and Robustness of Multivariable Feedback Systems*, MIT Press, 1980.
- [22] N. Lehtomaki, N. Sandell, M. Athans, Robustness results in linear-quadratic Gaussian based multivariable control designs, *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 26, Iss. 1, 1981, pp. 75-93. <https://ieeexplore.ieee.org/document/1102565>.
- [23] Cishen Zhang, Minyue Fu, A revisit to the gain and phase margins of linear quadratic regulators, *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 41, Iss. 10, 1996, pp. 1527-1530. <https://ieeexplore.ieee.org/document/539438>.
- [24] *Computer Control: An Overview*, International Federation of Automatic Control, 2002.

[25] Find minimum of unconstrained multivariable function using derivative-free method - MATLAB fminsearch - MathWorks Nordic, <https://se.mathworks.com/help/matlab/ref/fminsearch.html>.

[26] J.A. Nelder, R. Mead, A simplex method for function minimization, *The Computer Journal*, Vol. 7, Iss. 4, 1965, pp. 308-313.

[27] D. Zhao, L. Xu, Y. Huangfu, M. Dou, J. Liu, Semi-physical modeling and control of a centrifugal compressor for the air feeding of a PEM fuel cell, *Energy Conversion and Management*, Vol. 154, 2017, pp. 380-386. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890417310828>.

[28] Linear Quadratic Integral control - MATLAB lqi, <https://se.mathworks.com/help/control/ref/lqi.html>.

[29] Function Reference: dlqr, <https://octave.sourceforge.io/control/function/dlqr.html>.