



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL
MEHAANIKATEADUSKOND

Masinaehituse instituut

Autotehnika õppetool

MEA70LT

Madis Pääbo

**MOOTORI SIMULATSIOON JA
TURBOÜLELAADIMISSÜSTEEMI PROJEKTEERIMINE
BMW M50-M54 MOOTORITELE**

**Engine simulation and the design of a turbocharging system for BMW M50-M54
engines**

Autor taotleb

tehnikateaduste magistri

akadeemilist kraadi

Tallinn

2015

AUTORIDEKLARATSIOON

Deklareerin, et käesolev lõputöö on minu iseseisva töö tulemus.

Esitatud materjalide põhjal ei ole varem akadeemilist kraadi taotletud.

Töös kasutatud kõik teiste autorite materjalid on varustatud vastavate viidetega.

Töö valmis..... juhendamisel

“.....”201....a.

Töö autor

..... allkiri

Töö vastab magistritööle esitatavatele nõuetele.

“.....”201....a.

Juhendaja

..... allkiri

Lubatud kaitsmisele.

..... eriala/õppekava kaitsmiskomisjoni esimees

“.....”201... a.

..... allkiri

TTÜ masinaehituse instituut

Autotehnika õppetool

MAGISTRITÖÖ ÜLESANNE

2014/2015 õppeaasta kevadsemester

Üliõpilane: Madis Pääbo 111393

Õppekava: MATM

Eriala: Transporditehnika

Juhendaja: lektor Risto Kõiv

MAGISTRITÖÖ TEEMA:

Mootori simulatsioon ja turboülelaadimissüsteemi projekteerimine BMW M50-M54 mootoritele.

Engine simulation and the design of a turbocharging system for BMW M50-M54 engines.

Lõputöös lahendatavad ülesanded ja nende täitmise ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Täitmise tähtaeg
1.	Teema valik ja magistritöö ülesande püstitus	01.02.2015
2.	Andmete kogumine ja mootorite simulatsioonid	15.04.2015
3.	Väljalaskekollektori projekteerimine	01.05.2015
4.	Magistritöö kirjutamine ja vajalike paranduste sisseviimine	25.05.2015
5.	Magistritöö kaitsmine	04.06.2015

Lahendatavad insenertehnilised ja majanduslikud probleemid: projekteerida turboülelaadimise süsteem ja analüüsida erinevate parameetritega komponentide mõju mootori väliskarakteristikutele kasutades simulatsioonitarkvara.

Täiendavad märkused ja nõuded: Töö on vormistatud TTÜ mehaanikateaduskonna magistritööde vormistamise juhendi järgi.

Töö keel: Eesti

Kaitsmistaoitus esitada hiljemalt 12.05.2015

Töö esitamise tähtaeg: 25.05.2015

Üliõpilane: Madis Pääbo

/allkiri/ kuupäev.....

Juhendaja: Risto Kõiv

/allkiri/ kuupäev.....

SISUKORD

MAGISTRITÖÖ ÜLESANNE	3
SISUKORD	4
1. SISSEJUHATUS	7
1.1 Ülesande püstitus.....	7
1.2 Eesmärgid.....	7
1.3 Piiravad tegurid	8
1.3.1 Süsteemi omahind	8
1.3.2 Vântmehhanismide võimsustaluvus	8
2. M50, M52, M54 MOOTORITE ÜLEVAADE	9
3. TURBOKOMPRESSORI VALIK	10
3.1 Metoodika ja vajalikud baasarvutused kompressorikaartide lugemiseks.....	10
3.2 Sobiva turbokompressori leidmine.....	12
4. STANDARDMOOTORI SIMULATSIOONIMUDELI KOOSTAMINE	16
4.1 Ülevaade mootorisimulatsiooni tarkvarast.....	16
4.2 Simulatsioonimudeli loomine.....	17
4.2.1 Vântmehhanism.....	18
4.2.2 Gaasijaotusmehhanism.....	19
4.2.3 Plokikaane kanalite parameetrid.....	21
4.2.4 Sisselaskekollektor	22
4.2.5 Väljalaskekollektor.....	23
4.2.6 Sisselaske gaasijaotusfaasi muutmise süsteem.....	24
4.3 Katsetingimused ja tulemuste analüüs.....	27
4.3.1 Katsetingimused	27
4.3.2 Tulemuste analüüs	27
5. TURBOKOMPRESSORIGA MOOTORI SIMULATSIOON	29
5.1 Turbokompressori lisamine	29
5.2 Simuleerimine ja tulemuste analüüs.....	33
5.3 Komponentide muutmine ja mõju analüüs.....	38
5.3.1 Sisselaskekollektori parameetrite muutmise mõju	38
5.3.2 Väljalaskekollektori parameetrite muutmise mõju.....	47
5.3.3 Nukkvõllide parameetrite muutmise mõju	48
6. VÄLJALASKEKOLLEKTORI PROJEKTEERIMINE	54
6.1 Ülevaade.....	54
6.2 Asukoht ja piirangud	55

6.3 Materjali valik	56
6.3 CAD-projekteerimine.....	57
KOKKUVÕTE	60
SUMMARY	62
KASUTATUD KIRJANDUS	63
LISAD	64
Lisa 1. Väljalaskekollektori koostejoonis.....	65
Lisa 2. Tükitablel.....	66
Lisa 3. Kollektori flantsi joonis.....	67
Lisa 4. T25 flantsi joonis.....	68

Eessõna

Käesoleva magistritöö teema valik tekkis seoses sooviga luua turboülelaadimise süsteem BMW M50 mootorile. Oluline oli uurida, milliseid tehnilisi väljakutseid antud mootori turbokompressoriga varustamine kaasa toob ja kuidas saaks mootori väliskarakteristikuid lisaks ülelaadimissüsteemile veel tõsta. Lõputöö juhendaja soovitusel muudeti teemat mõnevõrra laiemaks, mis tähendab, et antud süsteemi projekteerimisel võeti arvesse ka sobivust M52 ja M54 mootoritele. Pikemas perspektiivis oleks antud magistritöö aluseks nimetatud mootoritele sobiva turbokomplekti loomisel, mida saaks müüa ärilisel eesmärgil.

1. SISSEJUHATUS

1.1 Ülesande püstitus

Käesoleva magistr töö ülesandeks on projekteerida BMW M50-M54-tüüpi 2,5-liitrise töömahuga mootoritele turboülelaadimise süsteem ja uurida erinevate mootorikomponentide mõju antud süsteemile.

Esmalt leitakse lihtsamate baasarvutuste abil sobiv turbokompressor, mille abil on võimalik saavutada püstitatud eesmärgid. Seejärel luuakse Lotus Engine Simulation mootorisimulatsioonitarkvara abil standardmootorite mudelid ja veendutakse, et nende pöördemomendi –ja võimsuskarakteristikud vastaksid tegelikkusele. Järgnevalt luuakse varem valitud turbokompressoriga simulatsioonimudel ja analüüsitakse tulemusi. Viimase etapina simuleeritakse erinevate komponentide (sisse –ja väljalaskekollektorite ning nukkvõllide) parameetrite muutmise mõju, mis tagaksid kõrge pöördemomendi ja võimsuse võimalikult laias pööretevahemikus.

Pärast sobiliku turbokompressori ja muude parameetrite leidmist projekteeritakse CAD-tarkvara abil väljalaskekollektor, mis arvestab mootoriruumi, mootori ja turbokompressori mõõtmeid. Väljalaskekollektori projekteerimisel kasutatakse SolidWorks tarkvara.

1.2 Eesmärgid

Pikemas perspektiivis oleks antud magistr töö aluseks täiskomplektse turbosüsteemi loomisele, kus on olemas kõik vajalikud komponendid eelnimetatud mootorite võimsuse tõstmiseks:

- ✓ Turbokompressor sisemise reduktsioonklapiga
- ✓ Väljalaskekollektor
- ✓ Mootori juhtplokk koos seadistusega
- ✓ Ülelaaderõhu juhtsolenoid
- ✓ Kütusepihustid
- ✓ Lairiba hapnikuandur
- ✓ Sisselaskeõhu soojusvaheti (õhk-õhk-tüüpi)
- ✓ Sisselasketorustik koos klambrite ja liitmikega
- ✓ Turbokompressori õlitus –ja jahutustorustik koos liitmikega

Süsteemi komponendid valitakse/projekteeritakse selliselt, et oleks võimalik saavutada orienteeruv maksimumvõimsus 300 kilovatti ja pöördemoment 500...550 Nm. Selliste näitajatega mootorikarakteristik oleks maksimaalne võimalik, kuid tulenevalt elektroonilise ülelaaderõhu juhtimise võimalustest võivad maksimaalne võimsus ja pöördemoment olla vajadusel madalamad. Näiteks juhul, kui soovitakse suurendada mootori vastupidavust.

1.3 Piiravad tegurid

1.3.1 Süsteemi omahind

Järgnevas tabelis on välja toodud ülelaadimissüsteemi prototüübi valmistamiseks vajalike komponentide hinnad:

Komponendi nimetus	Maksumus (eur)
Turbokompressor Garrett GT2871R	850
Väljalaskekollektor 6-2-1	500
Programmeeritav mootori juhtplokk VEMS	900
Lairiba hapnikuandur Bosch	60
Rõhujuhtimise solenoid	85
Kütusepihustid (6tk)	300
Sisselaskeõhu soojusvaheti koos torustikuga	300
Turbokompressori õlitus –ja jahutusvoolikud	50
Kokku	3045

Sele 1. Turboülelaadimissüsteemi omahinna arvutus

Kujunenud süsteemi omahind on aktsepteeritaval tasemel, kui võtta arvesse, et komplektis on lisaks põhikomponentidele ka mootori juhtplokk, erinevad andurid, täiturseadmed ja muud komponendid.

1.3.2 Väntmehhanismide võimsustaluvus

Magistritöö raames ei käsitleta väntmehhanismi tugevusarvutusi, pigem lähtutakse kogemusest. Nii Eestis kui ka mujal maailmas ümber ehitatud M50-M54 mootorite väntmehhanismid taluvad ilma ümberehitusteta kuni 400...450 hobujõudu eeldusel, et seadistus eelkõige õhu/kütuse segu ja süütetabelite osas on turvaline. Nimetatud võimsuse kasvu juures väheneb samas märgatavalt mootori eluiga, mis tähendab, et näiteks kiirendusspordis vahetatakse ühe hooaja järel reeglina kepsu –ja raamlaagrid ning poldid. Lisaks kontrollitakse väntvõlli mõõtude vastavust tolerantsidele.

2. M50, M52, M54 MOOTORITE ÜLEVAADE

BMW M50, M52 ja M54 on kuuesilindrilised, 2-3-liitrise töömahuga, kahe ülanukkvõlliga mootorid, millel on 4 klappi silindri kohta. Sisuliselt võib neid vaadelda ühe „perena“, sest kuigi M50-l on malmist ja M52/M54-l alumiiniumsulamist mootoriplokk on neil kõigil sarnased plokikaane valandid. [1, 2, 3]

Alates M50 mootoritest võeti kasutusele muudetava klapiajastuse süsteem VANOS. Selle abil muudetakse hetke, millal nukkvõllid klappe väntvõlli (pöördenurga) suhtes avavad ja sulgevad. Esimese generatsiooni VANOS-tel kasutati lihtsamat kahes piirasendis töötavat süsteemi, mis pööras sisselaske nukkvõlli tühikäigul ühte piirasendisse (hiliseks), keskpöoretel teise piirasendisse (varaseks) ja kõrgetel pöoretel uuesti hiliseks. Selliselt saavutati ühtlasem tühikäik ja kõrgem pöördemoment keskpöoretel. Hiljem võeti kasutusele sujuvalt nukkvõllide asendit muutev süsteem, mis muudab nii sisse – kui ka väljalaskenukkvõllide asendit. [4]

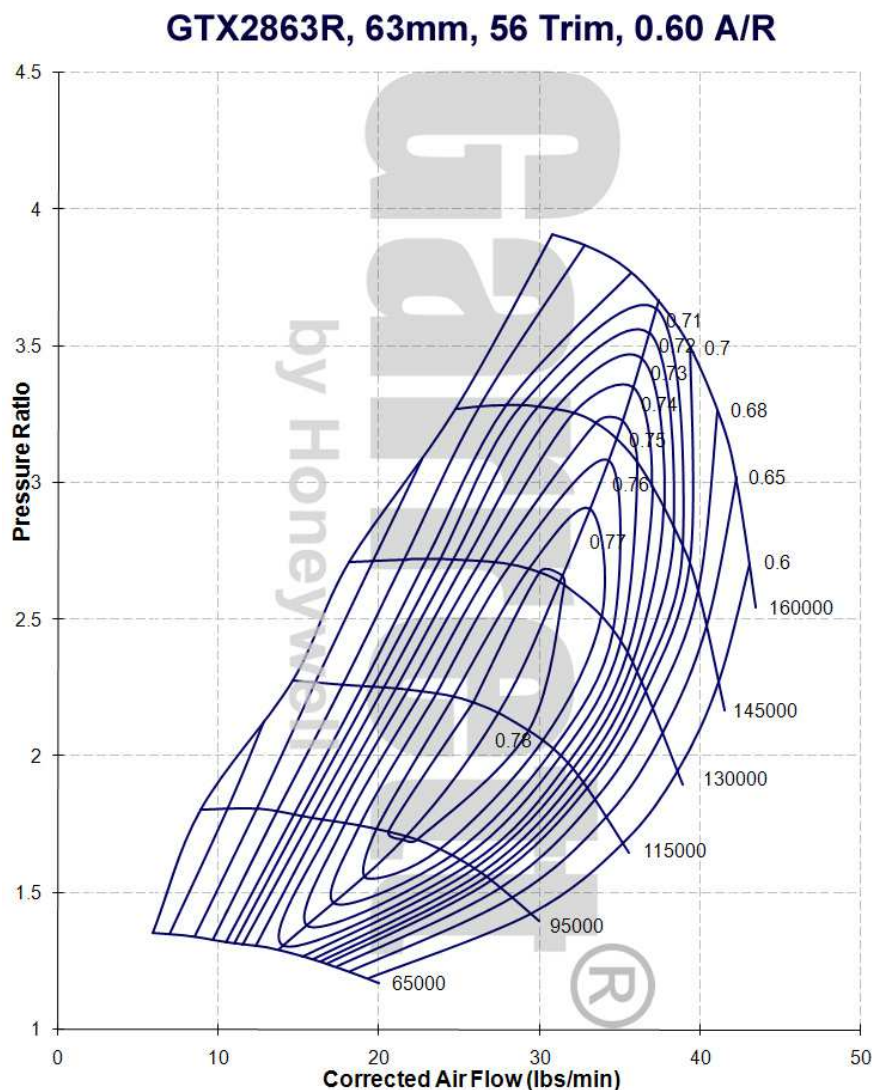
	M50B25	M52B25	M54B25
Töömaht (cm ³)	2494	2494	2494
Võimsus (kW)	141	125	141
Pöördemoment (Nm)	245	245	237
Surveaste	10,5:1	10,5:1	10,5:1
Kolvikäik (mm)	75	75	75
Silindri läbimõõt (mm)	84	84	84

Sele 2. M50-M54 mootorite põhiandmed [1,2,3]

3.TURBOKOMPRESSORI VALIK

3.1 Metoodika ja vajalikud baasarvutused kompressorikaartide lugemiseks

Kui on teada, millist tippvõimsust mootorilt soovitakse, on järgnevas sammuks sobiva turbokompressori leidmine. Turbokompressori valiku puhul kasutatakse neid iseloomustavaid kompressorikaarte. Kompressorikaardilt saab informatsiooni, millist õhu vooluhulka turbokompressor kindla ülelaaderõhu juures toodab ja lisaks näitab, milline on selle juures efektiivsus ehk kui palju õhu temperatuuri kokku surumise tagajärjel tõstetakse. [5]



Sele 3. Turbokompressori karakteristikut iseloomustav kompressorikaart

Kaardi horisontaalteljel on õhuvoolu väärtused, vertikaalteljel rõhu suhtarv, mis näitab kompressorist väljuva ja kompressorisse jõudva õhurõhu suhet. [5]

Lisaks on kaardil erinevad efektiivsuspiirkonnad, mis näitavad, kui palju kindla rõhu ja õhuvoolu juures õhu temperatuur tõuseb. Samuti on välja toodud turbokompressori võlli pöörlemissageduse tunnusjooned. [5]

Selleks, et kompressorikaartide abil sobivat turbokompressorit valida, on tarvis arvutada õhu massivoolu kogus ja rõhu suhtarv, mis tagavad soovitud eesmärgi. [6]

Vajaliku õhu massivoolu leidmine:

$$Q_m = N \times (A/F) \times SFC/60, \text{ kus}$$

Q_m – vajalik massivoolu kogus (kg/s)

N – soovitud võimsus (kW)

A/F – õhu ja kütuse segu

SFC – kütuse erikulu (g/kW×h)

Soovitud võimsus on 300 kW, õhu/kütuse suhe 12,0 ja turbomootorile omane kütuse erikulu 300 g/kW x h, seega saame leida vajaliku õhu massivoolu koguse:

$$Q_{m_1} = 300 \times 12 \times 300 / 60 = 0,3 \text{ kg/s}$$

Enne suhtarvu leidmist tuleb arvutada õhuvoolu kogus, mida mootor tarbib tehaseseadistuses: [6]

$$Q = n \times VE \times V \times 0,5, \text{ kus}$$

Q – mootori poolt tarbitav õhuvoolu kogus (kg/s)

n – väntvõlli pöörlemissagedus (1/s)

VE – täiteaste

V – mootori töömaht (m³)

0,5 – mootor tarbib iga kahe pöörde tagant töömahu jagu õhku

$$Q = 100 \times 0,92 \times 0,0025 \times 0,5 = 0,115 \text{ m}^3/\text{s}$$

Õhu massivoolu leidmiseks tuleb õhuvool korrutada õhu tihedusega:

$$Q_{m2} = 0,115 \text{ m}^3/\text{s} \times 1,2 \text{ kg/m}^3 = 0,138 \text{ kg/s}$$

Võimsuse saavutamiseks vajaliku maksimaalse absoluutrõhu leidmine:

$$\begin{aligned} P_{\max} &= ((Q_{m1} / Q_{m2}) \times (T_2 + 273) / (T_1 + 273)) \times 101 \text{ kPa} = \\ &= 2,37 \times (323/293) \times 101 = 241,6 \text{ kPa} \end{aligned}$$

T_1 - turbokompressorisse jõudev temperatuur (20°C)

T_2 - mootorisse jõudev temperatuur (50°C)

Rõhu suhtarvu leidmisel tuleb arvesse võtta ka ülelaadesüsteemis esinevaid takistusi, mis tekitavad rõhulange:

1. Enne turbokompressorit oleva torustiku, õhufiltri, õhufiltrianuma jm takistuseks hinnatakse ligikaudu 5 kPa
2. Turbokompressorist mootorini jõudva torustiku, õhu soojusvaheti ja sisselaskekollektori takistuseks hinnatakse ligikaudu 10 kPa

Rõhu suhtarv:

$$P = (P_{\max} + 10 \text{ kPa}) / (P_{\text{atm}} - 5 \text{ kPa}) = 251,6 / 96 = 2,62$$

3.2 Sobiva turbokompressori leidmine

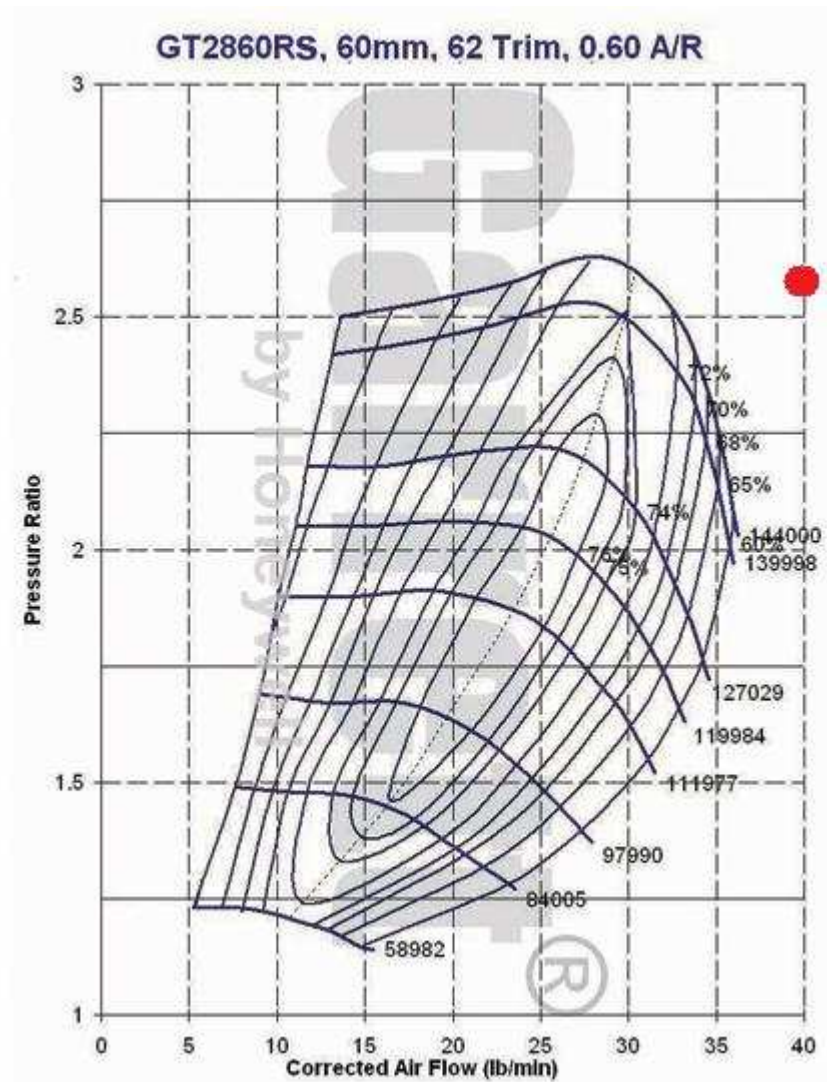
Eelnevas peatükis leitud parameetrite (maksimaalne vajalik õhuvool soovitud võimsuse saavutamiseks ja rõhu suhtarv) abil valitakse sobiv turbokompressor.

Valdaval osal kompressorikaartidel kasutatakse õhu massivoolu ühikutena lb/min, seega varem leitud massivool kg/s tuleb teisendada:

$$0,3 \text{ kg/s} \Rightarrow 0,3 \times 2,205 = 0,6615 \text{ lb/s}$$

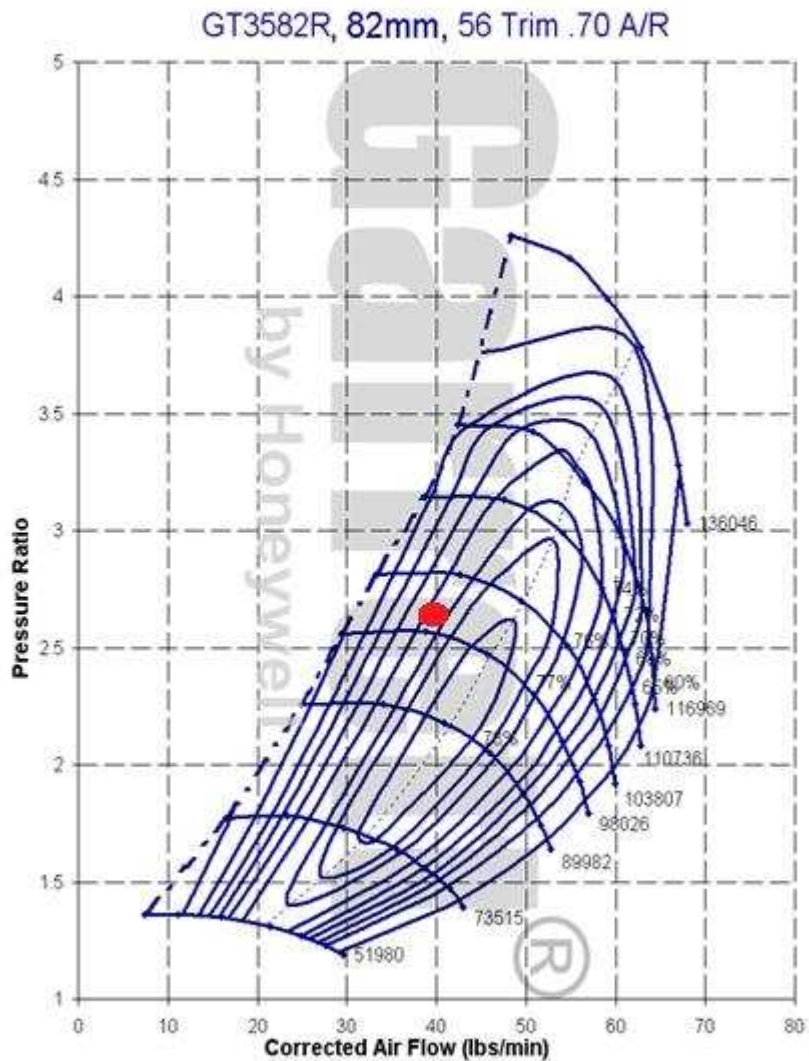
$$0,6615 \text{ lb/s} \Rightarrow 0,6615/60 = 39,7 \text{ lb/min}$$

Järgnevalt leitakse kompressorikaardil koht, kus rõhu suhtarvu ja massivoolu väärtused lõikuvad (tähistatud punase ringiga): [7]



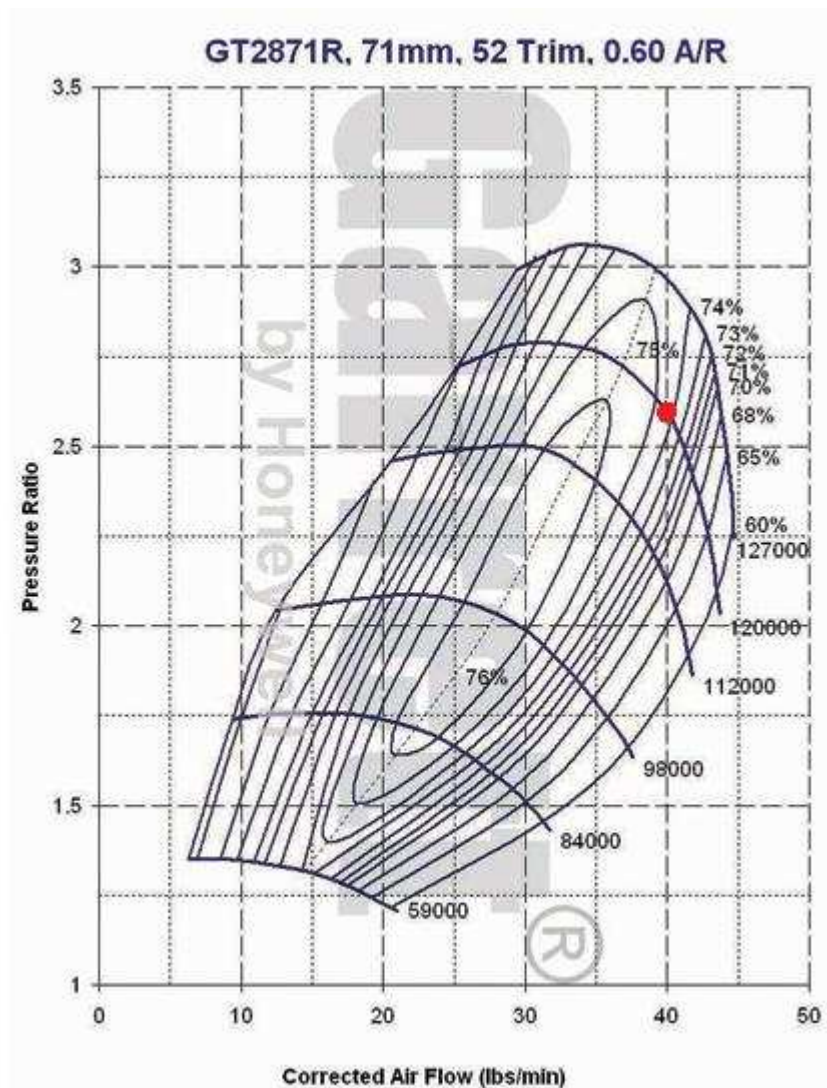
Sele 4. Garrett GT2860RS kompressorikaart

Antud turbokompressori puhul asub leitud tööpunkt väljaspool efektiivset tööala. Parempoolne joon tähistab ala, kus õhu kokkusurumisel on efektiivsus 60% ja üle selle minnes muutub turbokompressor väga ebaefektiivseks kuumutades õhku liigselt. Liiga kõrge temperatuuriga õhk vähendab mootori täiteastet ja suurendab detonatsiooni riski. Kokkuvõtvalt on antud turbokompressor liiga väike soovitud võimsuse saavutamiseks.



Sele 5. Garrett GT3582R kompressorikaart

Järgneva turbokompressori puhul on näha, et tööpunkt on peaaegu kaardi keskel ja üsna efektiivses piirkonnas (76%). Maksimaalse võimsuse pööretevahemikus töötab selline kompressor hästi, kuid keskpöretel läheb tööpiirkonnast välja. Madalatel pööretel töötaks selline kompressor täielikult „surge“ piirkonnas. Selliselt nimetatakse tööala, kus kompressori poolt tekitatav õhuvool on väga ebastabiilne ja tekitab kompressori labadele ja võllile suurt lisakoormust. Seetõttu püütakse turbokompressor valida selliselt, et mootori kasutatavas pööretevahemikus ollakse samaaegselt ka turbokompressori efektiivses piirkonnas. Antud kompressor on seega soovitud mootorikarakteristiku saavutamiseks liiga suur. Soovitud maksimaalse võimsuse saavutamiseks oleks ta piisav, kuid maksimaalse pöördemomendi vahemik oleks võrdlemisi kitsas ehk mootori pöördemomendi karakteristik ei oleks „paindlik“



Sele 6. Garrett GT2871R kompressorikaart

Viimasena vaadeldakse turbokompressorit, mille puhul soovitud maksimaalse võimsuse punkt asub kaardil kõrge efektiivsuse alas, kuid samas üsna lähedal piirile, kus kompressor muutub ebaefektiivseks. See tähendab, et antud turbokompressor tagab soovitud maksimaalse võimsuse jättes väikse varu. Samal ajal tagatakse mootori paindlikkus ehk võimalikult lai ja kõrge pöördemomendi vahemik, sest märkimisväärse osa pööretevahemikust töötab mootor kompressori efektiivses alas. Selline turbokompressor sobib esialgsete arvutuste järgi hästi püstitatud eesmärkidega ja seda kasutatakse järgnevas mootori simulatsiooni töös, et optimeerida teisi komponente.

4. STANDARDMOTORI SIMULATSIOONIMUDELI KOOSTAMINE

4.1 Ülevaade mootorisimulatsiooni tarkvarast

Simulatsioonitarkvara on tööriist, mille abil on võimalik modelleerida reaalseid protsesse matemaatiliste valemite abiga. Sisuliselt tähendab see, et on võimalik näha katsete tulemusi neid reaalselt läbi viimata.

Rakendades simulatsioonitarkvara toodete projekteerimisel, on võimalik märkimisväärselt vähendada kulusid. Näiteks kui ilma protsesse simuleerimata jõutakse lõpptooteni mitmete prototüüpide valmistamise, katsetamise ja parendamisega, siis kõrgel tasemel läbi viidud simulatsioonidega on võimalik toode virtuaalkeskkonnas viia tasemeni, mis vajab minimaalselt prototüüpimist ja katsetusi. Sisuliselt tähendab see, et simuleerimise abiga on esimene valmistatud prototüüp võimalikult sarnane lõpptootega.

Sisepõlemismootori projekteerimise muudab keerukaks ja töömahukaks suure koguse komponentide arv ja nende omavaheline kokku sobimine, mistõttu suureneb simulatsioonitarkvara osatähtsus veelgi.

Sisepõlemismootori simuleerimine näeb üldjoontes välja nii, et tarkvara keskkonnas valmistatakse virtuaalne mootori mudel, kuhu sisestatakse järgnevad põhiandmed: [8]

- Väntmehhanismi andmed
- Sisse- ja väljalaskenukkvõllide graafikud
- Sisse- ja väljalasketraktide voolavusgraafikud
- Sisse- ja väljalaskekollektorite põhiparameetrid

Seejärel sisestatakse katse tingimused, kus virtuaalne mootor töötab:

- Mootorisse jõudva õhu temperatuur
- Mootorisse jõudva õhu rõhk
- Katse läbiviimise pööretevahemik ja sammud, mille järel erinevad parameetrid (võimsus, pöördemoment, keskmine efektiivrõhk, kütuse erikulu jpm) arvutatakse

Pärast simulatsiooniprotsessi läbi viimist analüüsitakse saadud andmeid, tehakse korrekture sisendparameetrites ja viiakse läbi järgmine simulatsioon, kuni saavutatakse soovitud lõpptulemus.

4.2 Simulatsioonimudeli loomine

Käesolevas magistritöös kasutatakse Lotus Engine Simulation mootorisimulatsiooni tarkvara.

Simulatsioonimudeli loomiseks vajalikud andmed alamgruppide kaupa on järgmised:

1. Vântmehhanismi andmed:

- silindri läbimõõt
- kolvikäik
- kolvisõrme ekstsentrilisus
- kepsu pikkus
- surveaste
- mootori tööjärjekord

2. Gaasijaotusmehhanismi andmed:

- klappide avanemispunktid
- klappide sulgumispunktid
- maksimaalsed klapitõusud
- klapitõusude graafikud

3. Plokikaane kanalite andmed:

- klappide arv silindri kohta
- klapikurgu siseläbimõõt
- kanali pikkus
- kanali alguse ja lõpuosade läbimõõdud
- kanalite voolavusandmed

4. Sisselaskekollektori andmed:

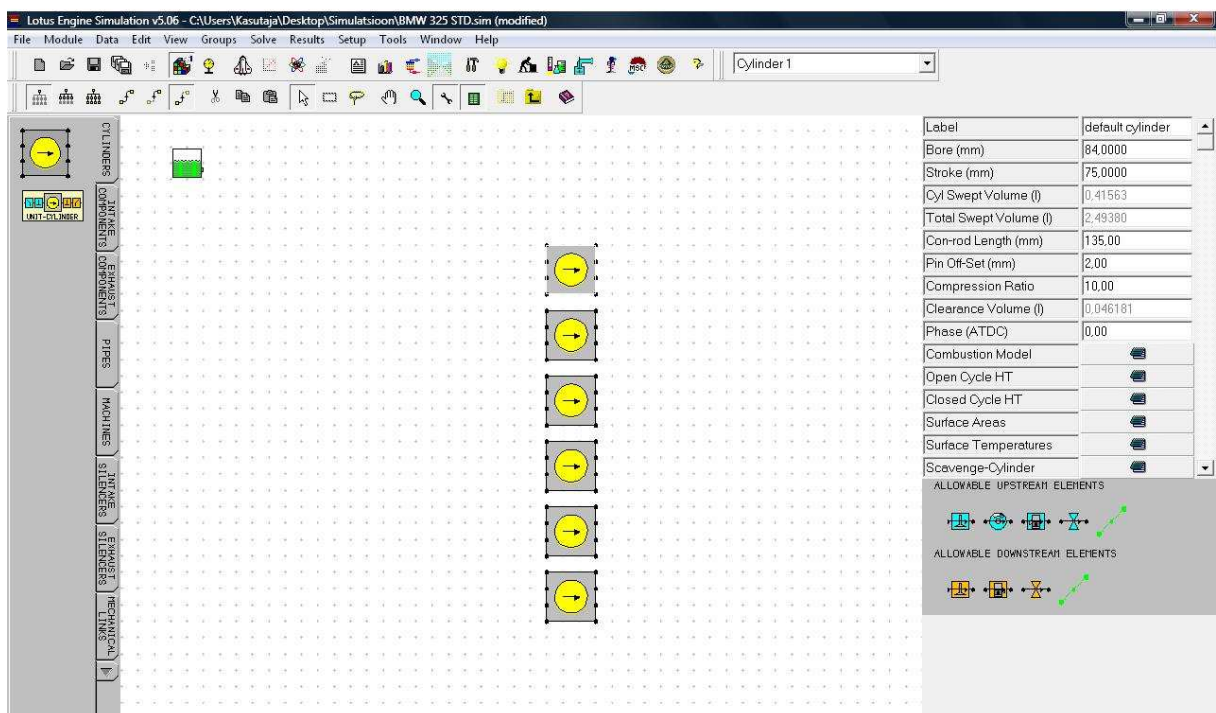
- õhupaagi (plenum) maht
- primaartorude läbimõõt
- primaartorude pikkus
- drosselklapi läbimõõt ja tüüp

5. Väljalaskekollektori andmed:

- primaartorude pikkus
- primaartorude läbimõõt
- sekundaartorude pikkus
- sekundaartorude läbimõõt

4.2.1 Vântmehhanism

Mudeli loomine algab vântmehhanismi andmete sisestamisega. Simulatsiooniprogrammi tööala keskele paigutatakse esiteks silindrid ja seejärel sisestatakse vajalikud andmed.



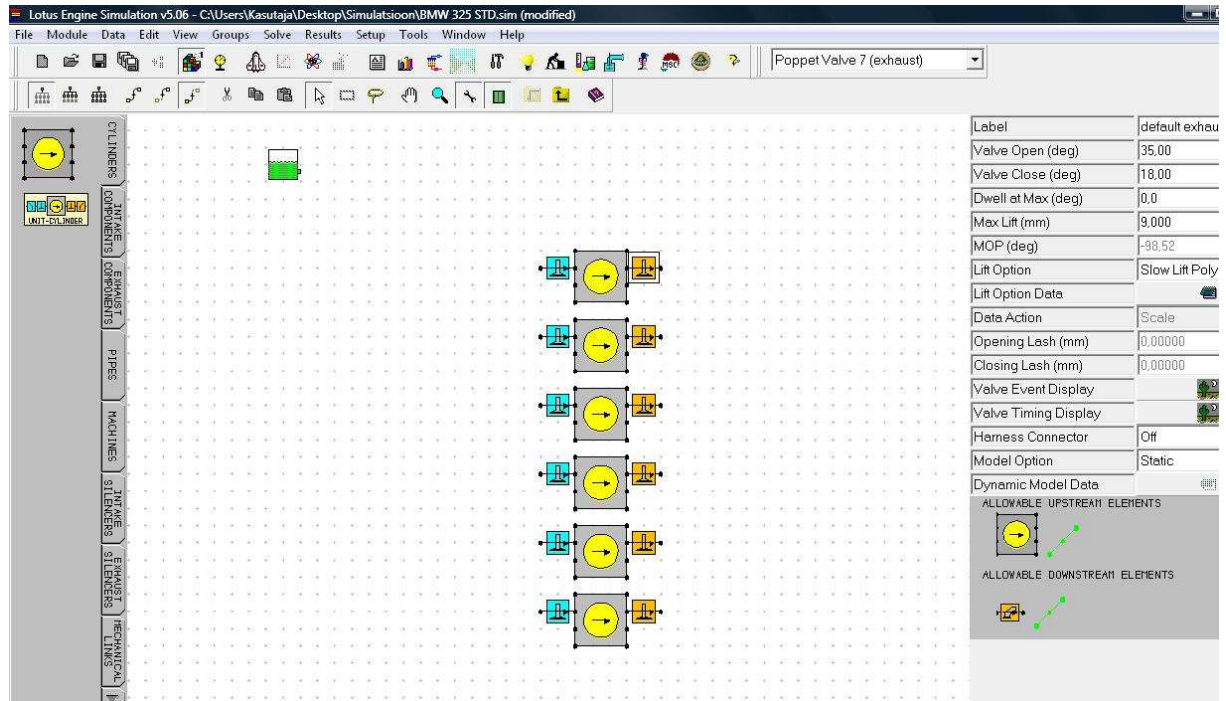
Sele 7. Vântmehhanismi andmete sisestamine

M50 mootori mudeli loomiseks vajalikud vântmehhanismi andmed:

- silindri läbimõõt 84mm
- kolvikäik 75mm
- kepsu pikkus 135mm
- surveaste 10,5 : 1
- mootori tööjärjekord 1-5-3-6-2-4

4.2.2 Gaasijaotusmehhanism

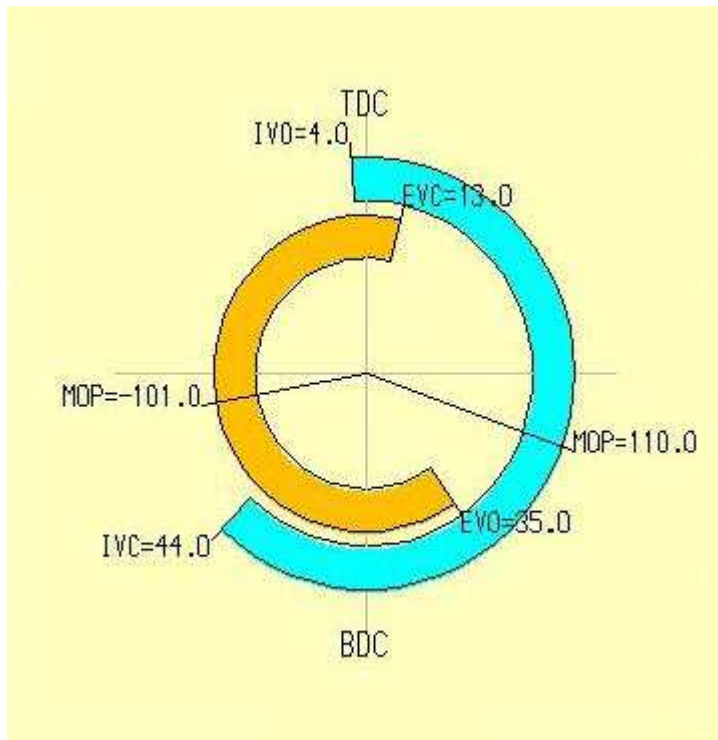
Järgnevalt sisestatakse mudelisse gaasijaotusmehhanismi kujutavad elemendid ning vajalikud parameetrid.



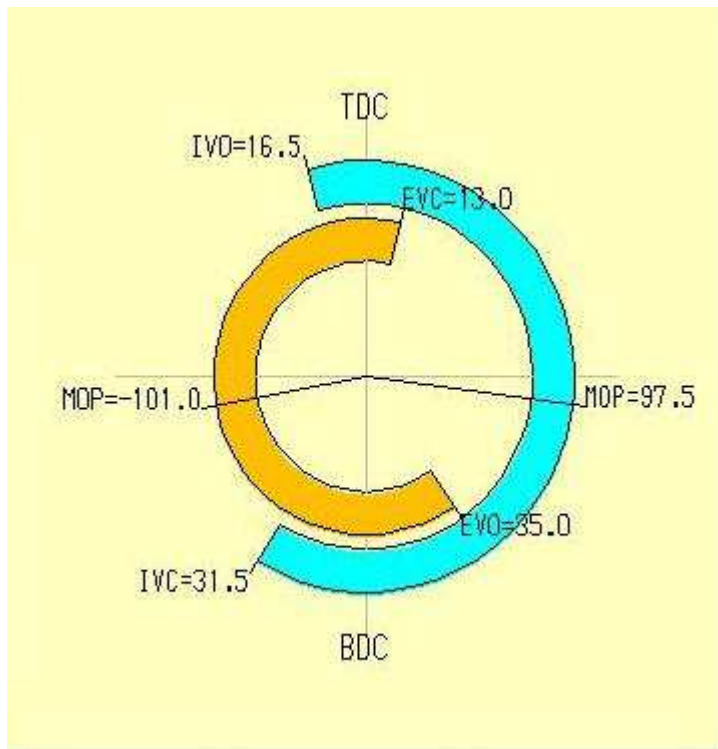
Sele 8. Simulatsioonimudel gaasijaotusmehhanismi elementidega

M50 mootori klappide avanemis –ja sulgumispunktid on: [9]

- Sisselaskeklapp avaneb 4 kraadi E.Ü.S.S. (Vanos hiline)
- Sisselaskeklapp sulgub 44 kraadi P.A.S.S (Vanos hiline)
- Sisselaskeklapp avaneb 16,5 kraadi E.Ü.S.S (Vanos varane)
- Sisselaskeklapp sulgub 31,5 kraadi P.A.S.S (Vanos varane)
- Väljalaskeklapp avaneb 35 kraadi E.A.S.S.
- Väljalaskeklapp sulgub 13 kraadi P.Ü.S.S.
- Sisse –ja väljalaskeklappide maksimaalne klapitõus on 9,0 mm

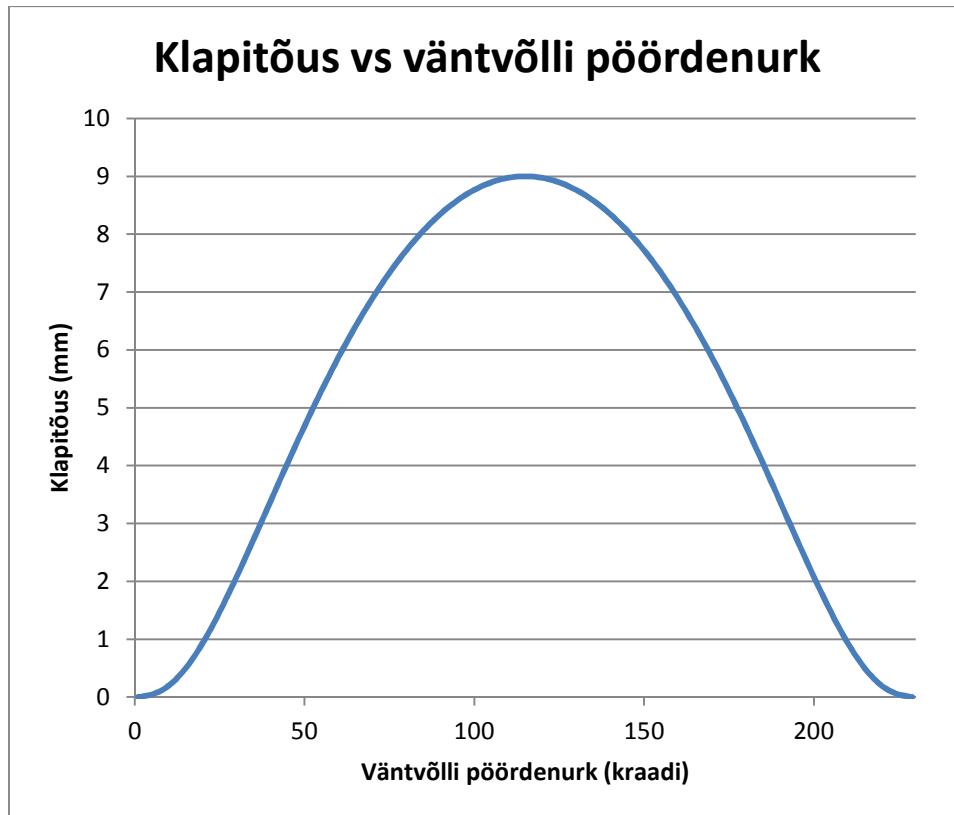


Sele 9. Klappide avanemis –ja sulgumispunktid (Vanos hiline)



Sele 10. Klappide avanemis –ja sulgumispunktid (Vanos varane)

Viimasena sisestatakse sisse –ja väljalaskenukkvõllide klapitõusu ja väntvõlli pöördenurga graafikud:



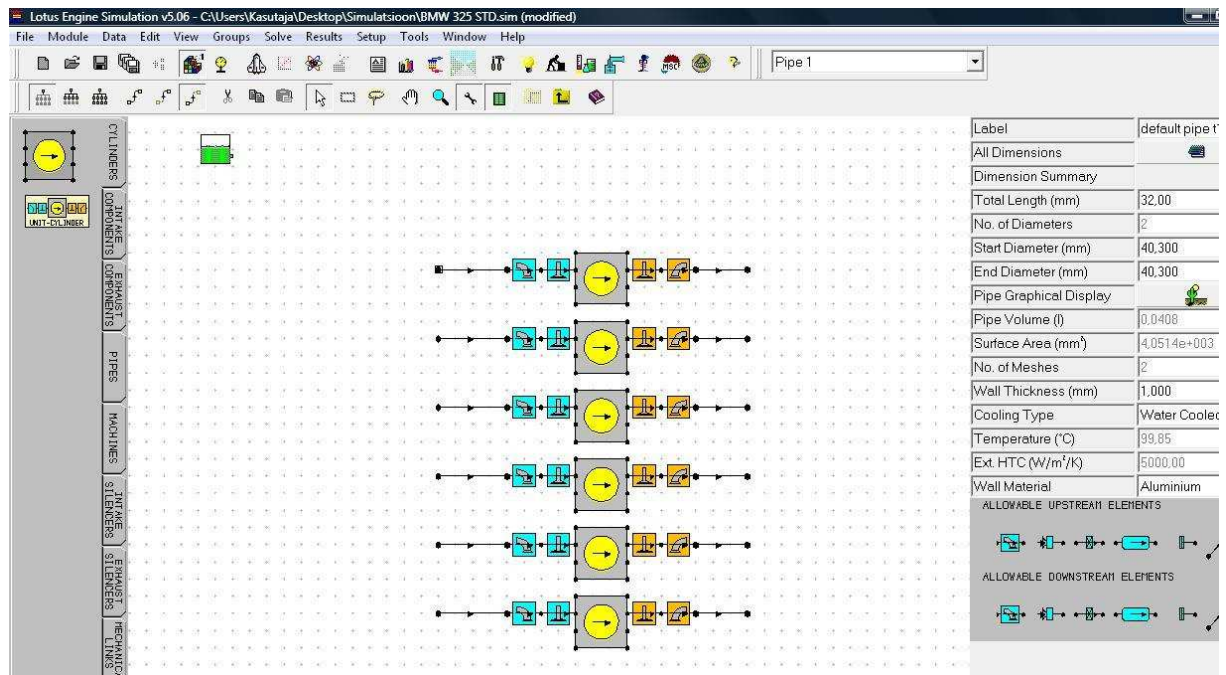
Sele 11. Sisse –ja väljalaskenukkvõlli graafik

4.2.3 Plokikaane kanalite parameetrid

Kolmas suurem alamkategoria simulatsioonimudel is on plokikaane kanalitega seotud parameetrite sisestamine. Vajalikud parameetrid on:

- Sisselaskeklappide arv silindri kohta: 2
- Sisselaske klappikurgu läbimõõt: 28,5 mm
- Sisselaskekanali pikkus: 90 mm
- Sisselaskekanali läbimõõt: 40,3 mm (tegelikult on kanal ovaalne, kuid simulatsioonimudeli eripärast tingituna on vaja teisendada mõõt ümara ristlõike läbimõõduks)
- Väljalaskeklappide arv silindri kohta: 2
- Väljalaske klappikurgu läbimõõt: 25,5 mm

- Väljalaskekanali pikkus: 75 mm
- Väljalaskekanali läbimõõt: 36,2 mm

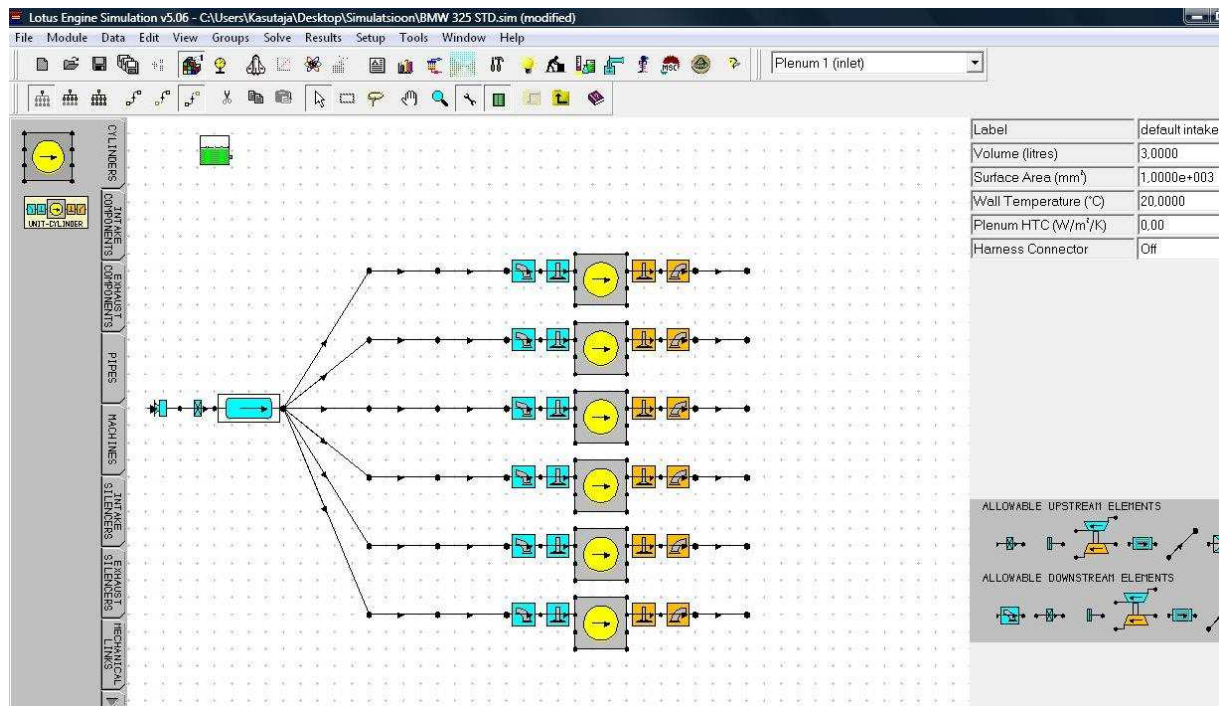


Sele 12. Simulatsioonimudel plokikaane kanalite elementidega

4.2.4 Sisselaskekollektor

Järgnevalt lisatakse mudelisse sisselaskekollektori elemendid ja vastavad parameetrid:

- drosselklapi läbimõõt: 65 mm
- drosselklapi tüüp: pöördklapp
- õhupaagi maht: 3 l
- primaartorude pikkus: 295 mm
- primaartorude läbimõõt: 40,3 mm

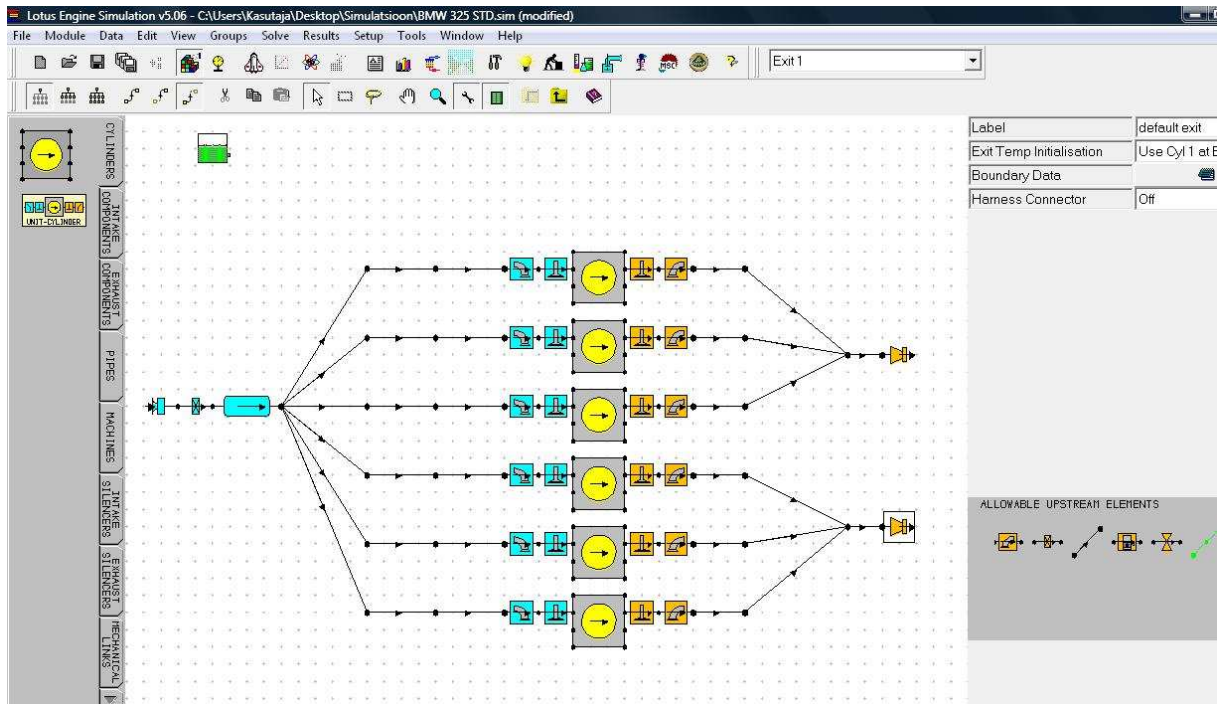


Sele 13. Simulatsioonimudel sisselaskekollektori elementidega.

4.2.5 Väljalaskekollektor

Viimase sammuna sisestatakse simulatsioonimudelisse väljalaskekollektori elemendid ja vajalikud parameetrid:

- esimese silindri primaartoru pikkus: 290 mm
- teise silindri primaartoru pikkus: 230 mm
- kolmanda silindri primaartoru pikkus: 160 mm
- neljanda silindri primaartoru pikkus: 290
- viienda silindri primaartoru pikkus: 200 mm
- kuuenda silindri primaartoru pikkus: 125 mm
- primaartorude siseläbimõõdud on 36,2 mm

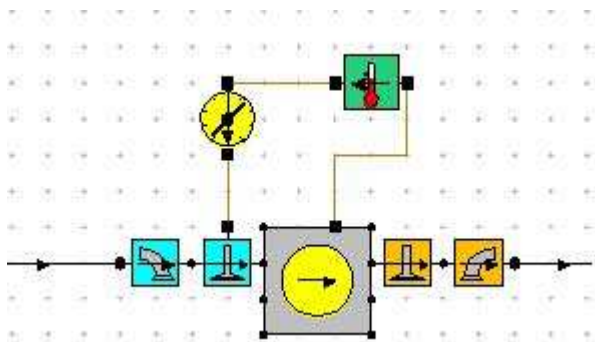


Sele 14. Simulatsioonimudel koos väljalaskekollektori elementidega.

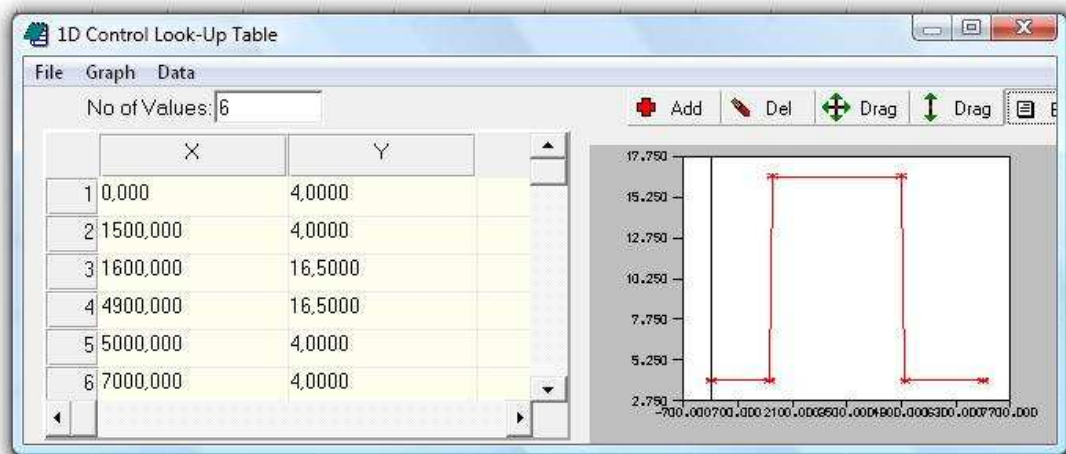
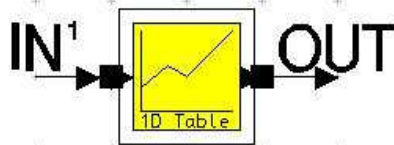
4.2.6 Sisselaske gaasijaotusfaasi muutmise süsteem

M50 ja M52 mootoritel on kahes piirasendis töötav faasimuutmise süsteem. See tähendab, et nukkvõlli ajastust ei muudeta sujuvalt, vaid teatud pööretel ja koormusel aktiveeritakse mootori juhtploki kaudu solenoid, mis juhib õlirõhu faasimuutjasse ja pöörab viimase ühte piirasendisse.

Muutuva klapiajastuse simuleerimiseks on vaja mudelile lisada eraldi andur, mis loeb vāntvõlli pöörlemissagedust ja täitur, mis vastavalt etteantud tabelile muudab sisselaskeklapi avamise hetke (vt. sele 13). Kuna simulatsiooni arvutusi viiakse läbi täisdrosseli tingimustes, siis klapiajastust muudetakse vaid pööretest sõltuvalt (vt. sele 14).

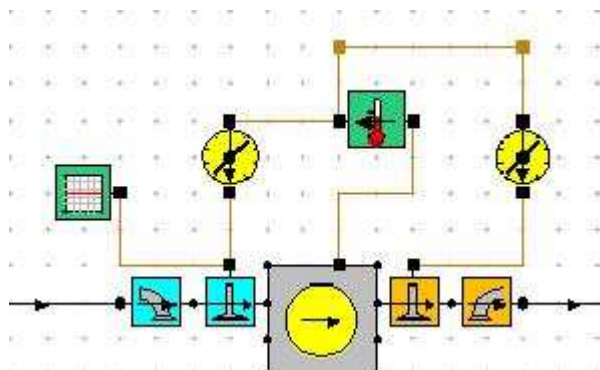


Sele 15. Muudetava klapiajastuse pööreteandur ja täiturmehanism.

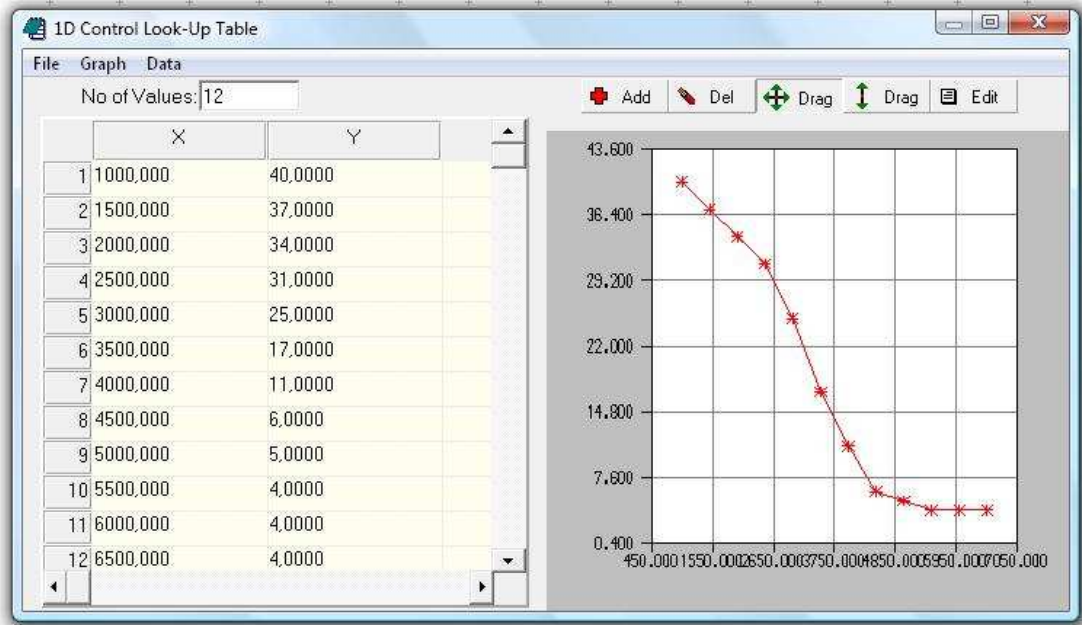
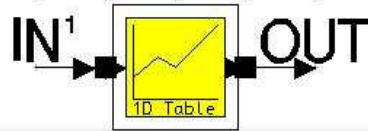


Sele 16. Kahes piirasendis töötava VANOS-süsteemi juhtloogika

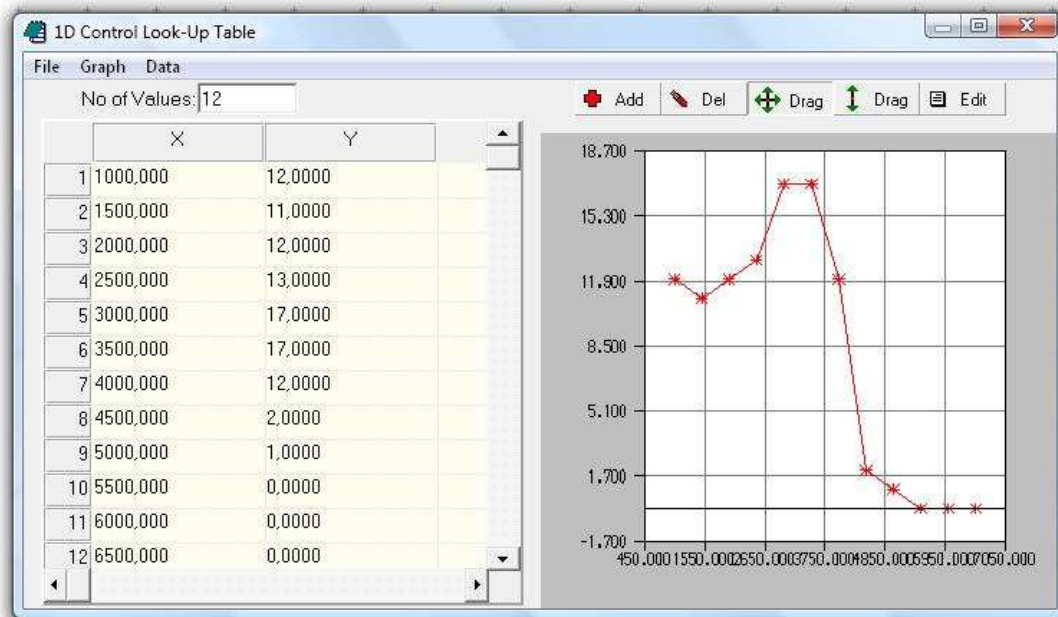
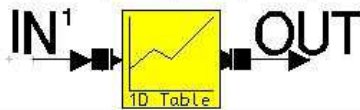
M54 ja hilisematel M52 mootoritel kasutati sisse –ja väljalaskeklappide ajastust sujuvalt muutvat süsteemi. Sellise süsteemi simuleerimiseks on vaja lisada väljalaskeklapile eraldi täitur, vääntvõlli pöörlemissageduse signaali saab jagada sisselaskeklapi faasimuutjaga (vt. sele 17). Lisaks tuleb muuta mõlema täituri juhttabelid (vt. sele 18 ja 19).



Sele 17. Sisse –ja väljalaskeklappide ajastuse muutmise andur ja täiturmehanismid



Sele 18. Sisselaskeklapi ajastust sujuvalt muutva süsteemi klapi avamispunktid sõltuvalt väntvõlli pöörlemissagedusest.



Sele 19. Väljalaskeklapi ajastus sõltuvalt väntvõlli pöörlemissagedusest.

4.3 Katsetingimused ja tulemuste analüüs

4.3.1 Katsetingimused

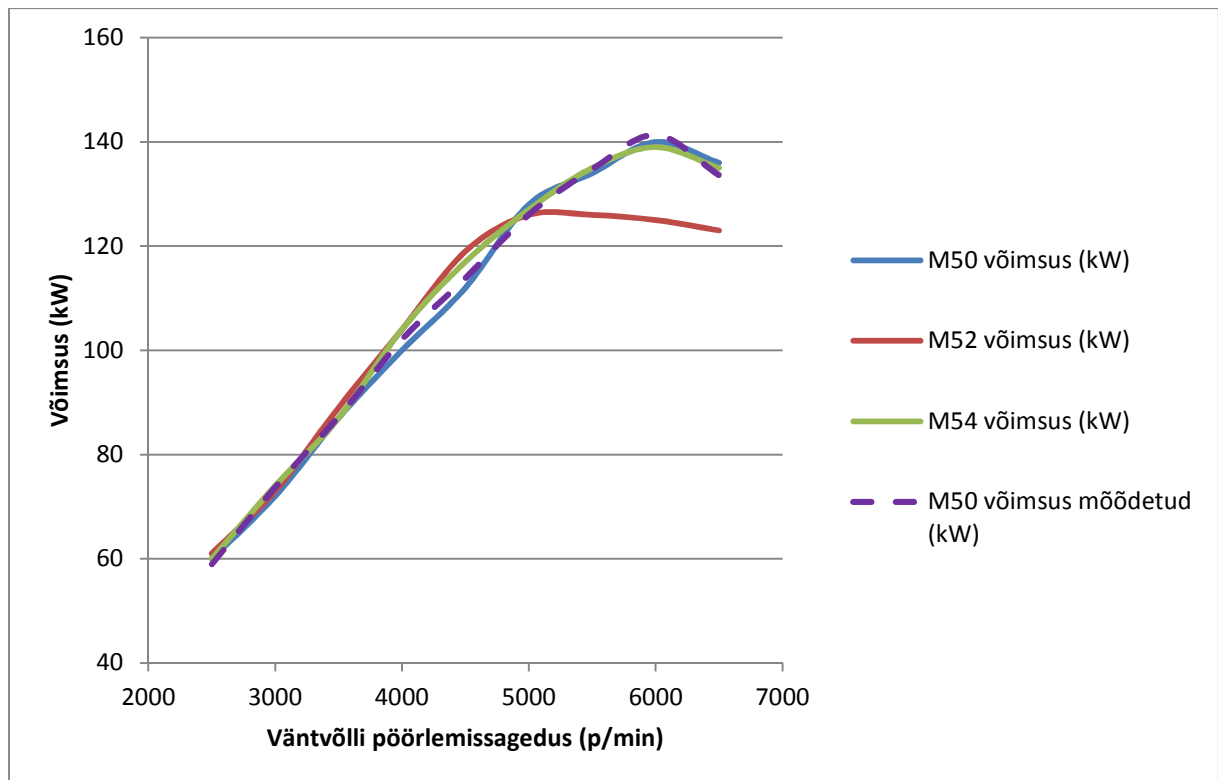
Enne simulatsiooniarvutuste läbiviimist tuleb määrata katsetingimused, milles „virtuaalne mootor“ töötab:

- väntvõlli pöörlemissageduse vahemik: 2500...6500 p/min
- sammud, mille järel arvutused läbi viiakse: 500 p/min
- õhurõhk: 1 bar (abs)
- sisselasketrakti sisenev rõhk: 1 bar
- sisselasketrakti siseneva õhu temperatuur: 20°C

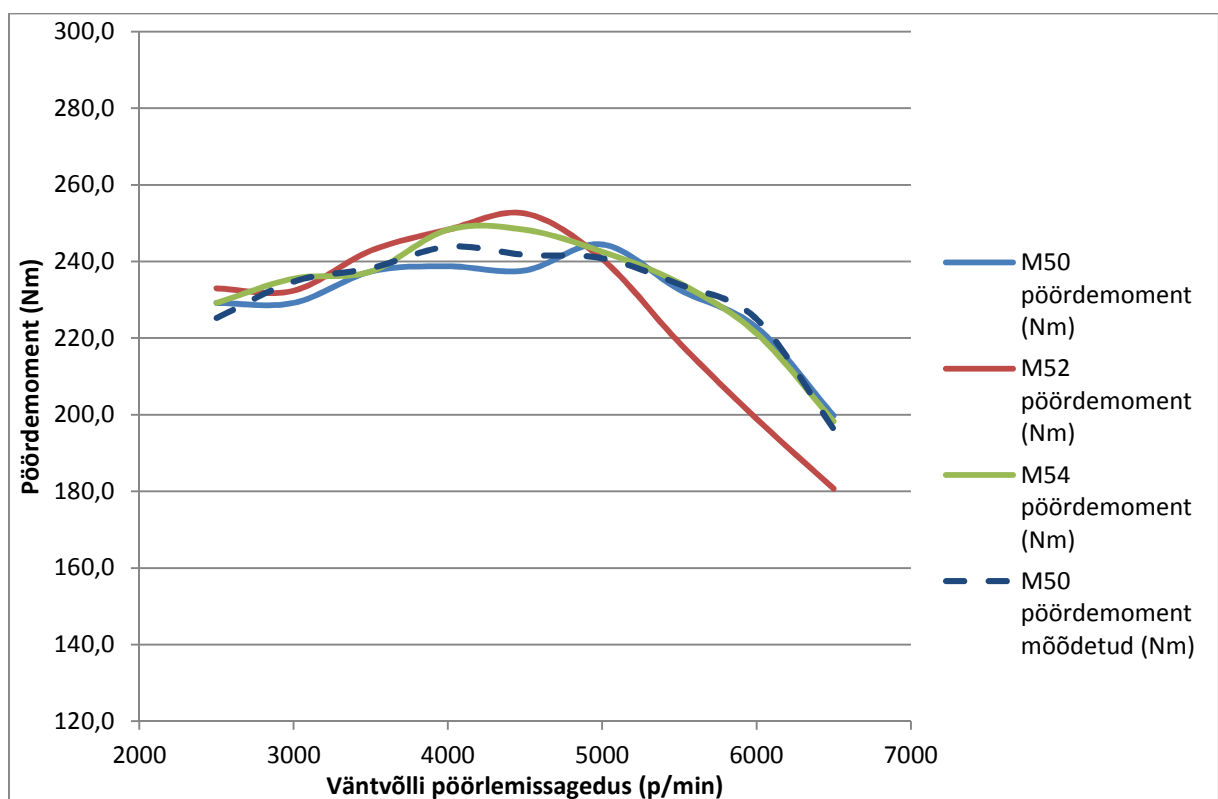
4.3.2 Tulemuste analüüs

Enne mootorimudelitele muudatuste tegemist on oluline, et nende simuleeritud väliskarakteristikud standardkujul oleksid võimalikult lähedased reaalse väliskarakteristikutega.

Üldjoontes on uuritavad mootorid sarnaste võimsuse ja pöördemomendi karakteristikutega, sest nende üldised parameetrid on üsna sarnased. Peamised erinevused on klapi ajastuse juhtimises ja sisselaskekollektorite primaartorude läbimõõdudes. Tulenevalt M52 mootori sisselaskekollektori eripärast, milleks on 40% väiksem primaarkanali ristlõikepindala võrreldes M50 mootori sisselaskekollektoriga, on märgata madalamat tippvõimsust. Samas annab väiksem kollektori ristlõikepindala eelise keskpöoretel, tõstes pöördemomenti ja võimsust. M54 mootori karakteristikuid vaadates on näha, kuidas nii sisse- kui väljalaskeklappide ajastuse muutmisega saab tõsta pöördemomenti ja võimsust madalatel pöoretel, kuid samas kaotamata tippvõimsuses.



Sele 20. M50, M52 ja M54 mootorite simuleeritud võimsused ja M50 mõõdetud võimsus.

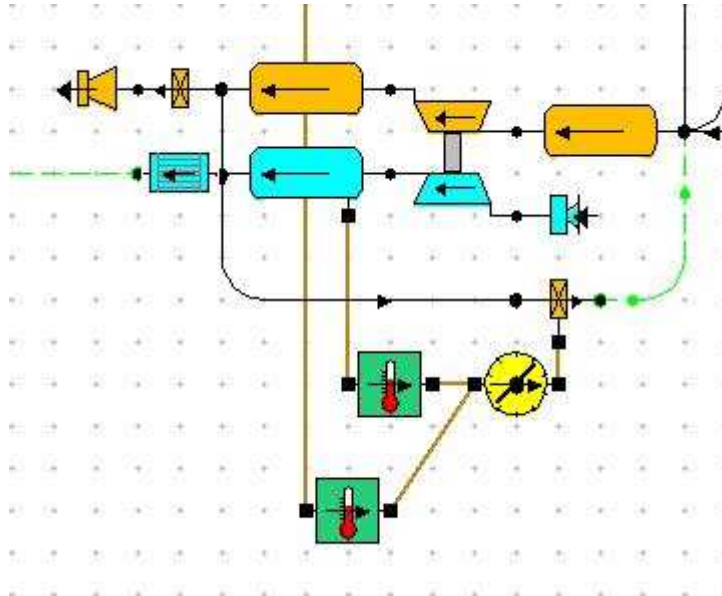


Sele 21. M50, M52 ja M54 mootorite simuleeritud pöördemoment ja M50 mõõdetud pöördemoment.

5. TURBOKOMPRESSORIGA MOOTORI SIMULATSIOON

5.1 Turbokompressori lisamine

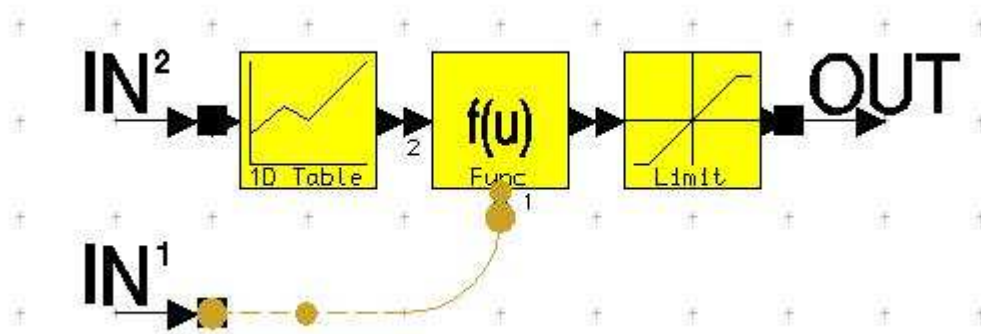
Eelnevas peatükis loodud M50, M52 ja M54 mootorite standardsimulatsioonimudelitele lisatakse nüüd varem valitud parameetritega turbokompressor Garrett GT2871R, sisselaskeõhu soojusvaheti ja heitgaaside reduktsioonklapp koos vastava juhtloogikaga.



Sele 22. Turbokompressor, soojusvaheti, pöörlemissageduse –ja sisselaskerõhu andur ning heitgaaside reduktsioonklapi täitur.

Oluline osa turbomootori simuleerimisel on hoida kompressorit voolavuskaardi piirides. Selleks on vaja mudelile lisada reduktsioonklapp koos vastava juhtloogikaga, mis avaks klappi piisavalt, et juhtida heitgaase turbiinist mööda ja hoida kindlatel pööretel etteantud ülerõhku sisselasketraktis.

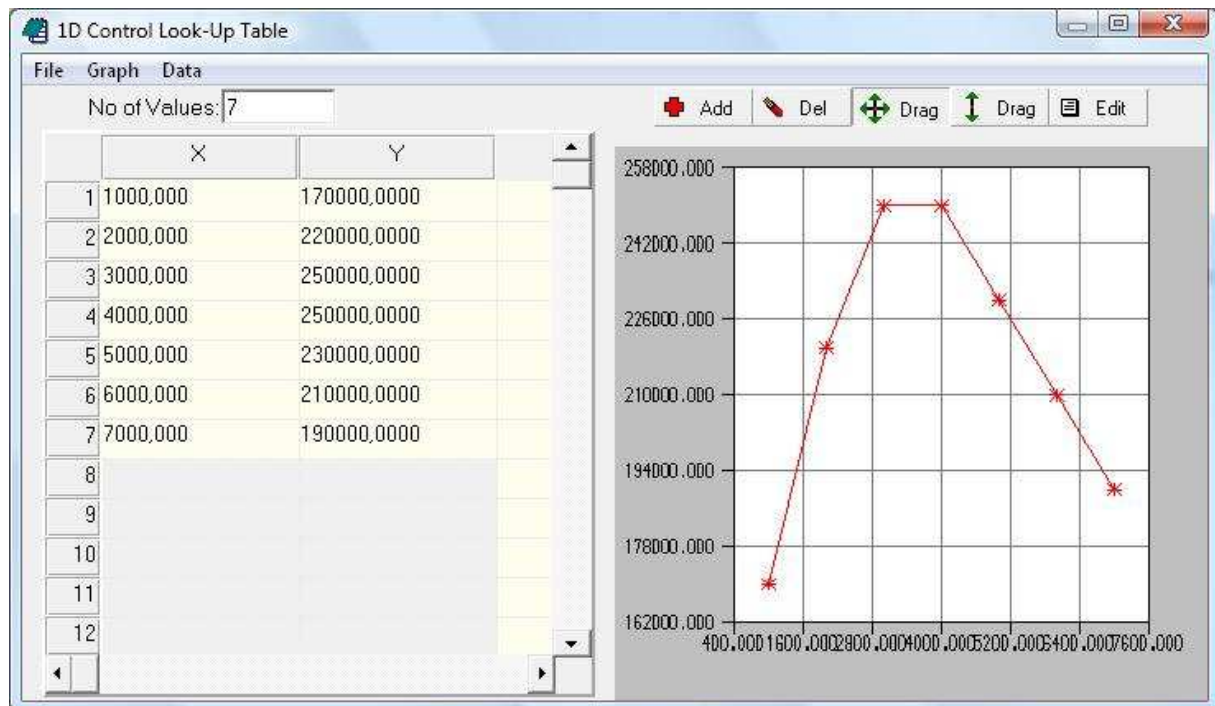
Reduktsioonklapi täituri juhtimiseks on vajalikud väntvõlli pöörlemissageduse -ja sisselasketkollektori rõhu signaalid. Viimased on sisenditeks täituri juhtloogika jaoks, mille skeem on välja toodud seel 23.



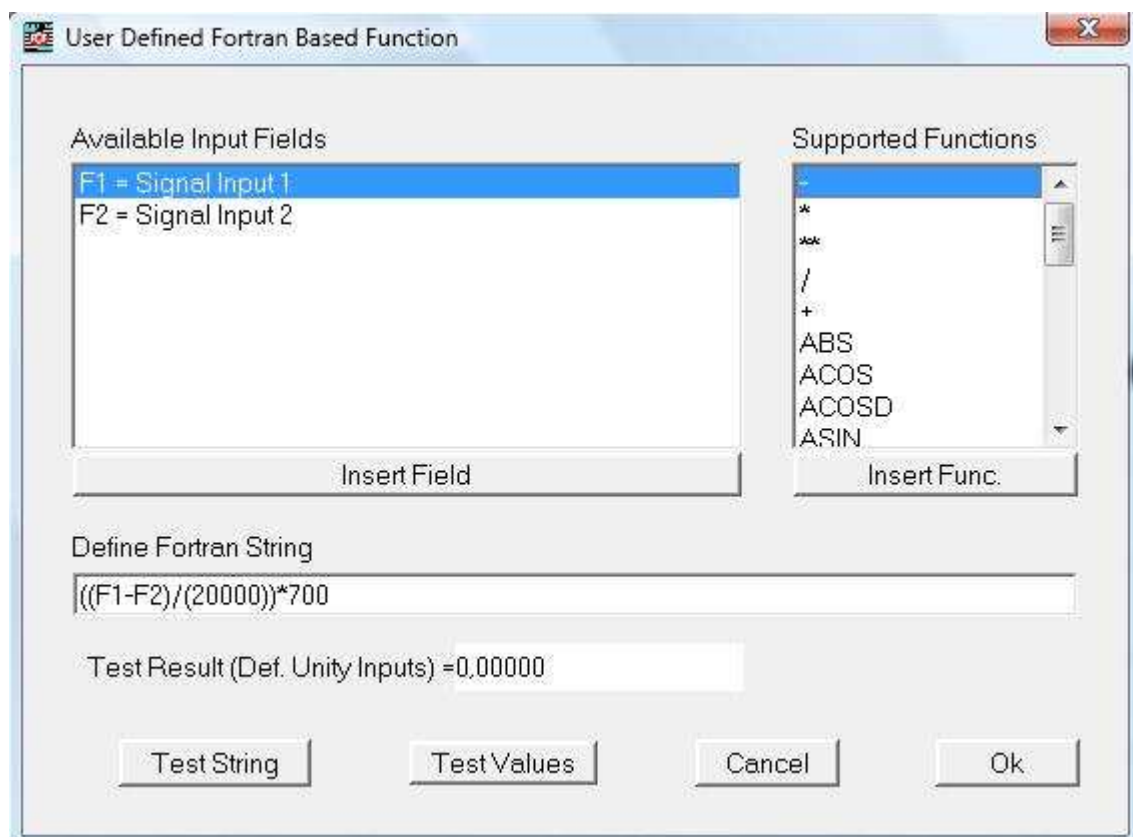
Sele 23. Reduksioonklapi täituri juhtloogika skeem.

Skeemil kujutatud elemendid:

- IN1 – sisselaskekollektori rõhu signaal
- IN2 – väntvõlli pöörlemissageduse signaal
- 1D Table – ülelaaderõhu juhtimise tabel sõltuvalt väntvõlli pöörlemissagedusest (vt. sele 24)
- $f(u)$ – funktsioon, mis määrab reduksioonklapi avamise ristlõikepindala (vt. sele 25)
- Limit – avatud reduksioonklapi maksimaalne lubatud ristlõikepindala



Sele 24. Ülelaaderõhu sõltuvus väntvõlli pöörlemissagedusest

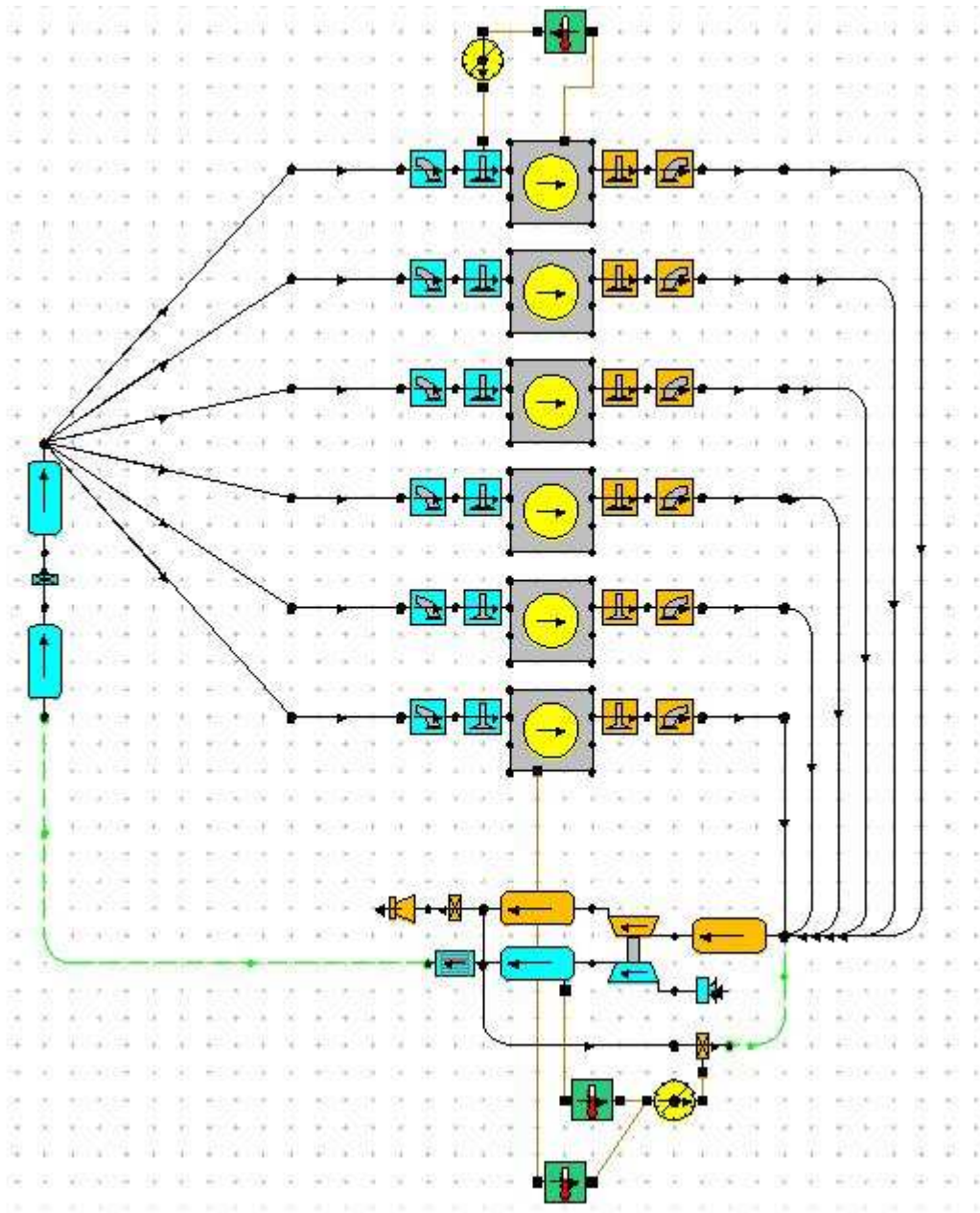


Sele 25. Reduksioonklapi ristlõikepindala määramise funktsioon

Funktsioon $((F1-F2)/(20000))*700$ määrab reduktsioonklapi avatuse, kus:

- F1 – sisselaskekollektori rõhk (Pa)
- F2 – kindlatel pööretel ettenähtud ülelaaderõhk (Pa)
- 20000 – rõhu muut, mille jooksul reduktsioonklapp liigub suletud asendist avatud asendisse (Pa)
- 700 – maksimaalne reduktsioonklapi ristlõikepindala täielikult avatuna (mm²)

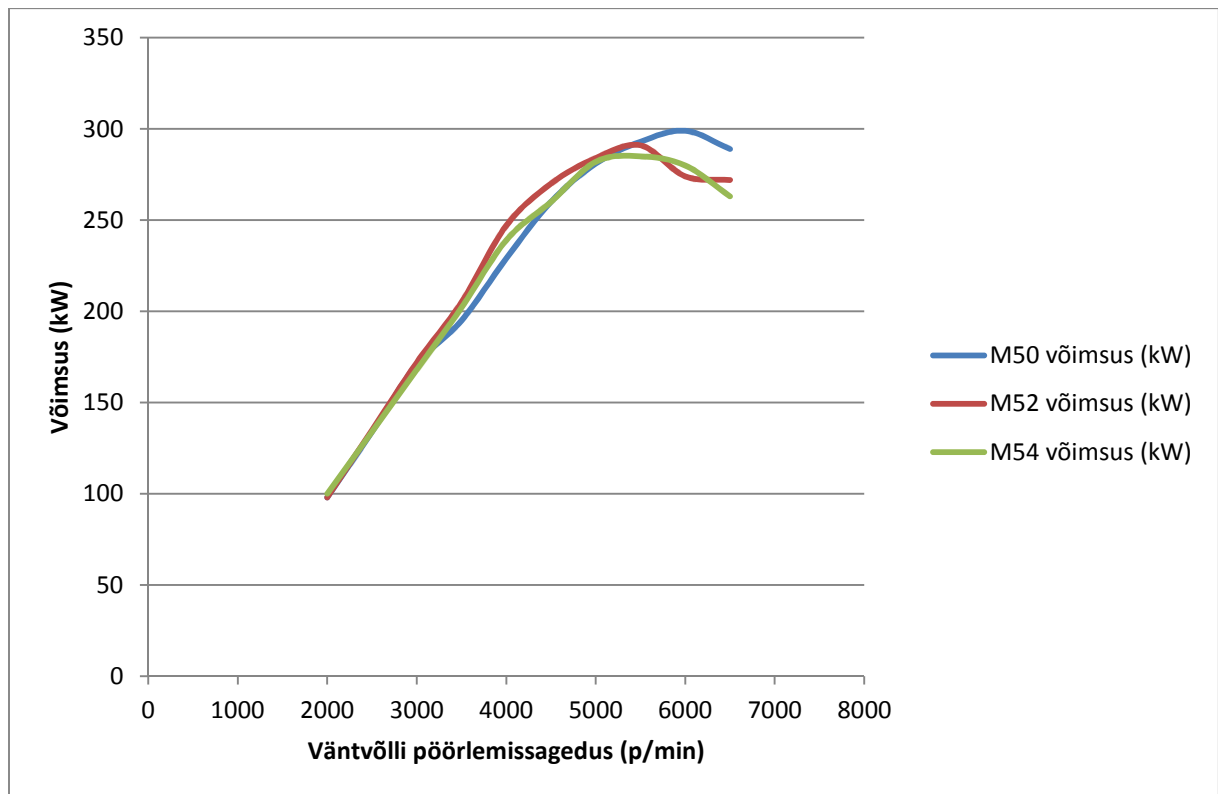
Kui sisselaskekollektori rõhk on väiksem, kui antud pööretel soovitakse, hoitakse reduktsioonklappi kinni ja ülelaaderõhk kasvab. Soovitud rõhu saavutamisel hakkab avanema reduktsioonklapp, seejuures avatus sõltub sellest, kui palju tegelik sisselaskekollektor rõhk on kõrgem soovitud rõhust.



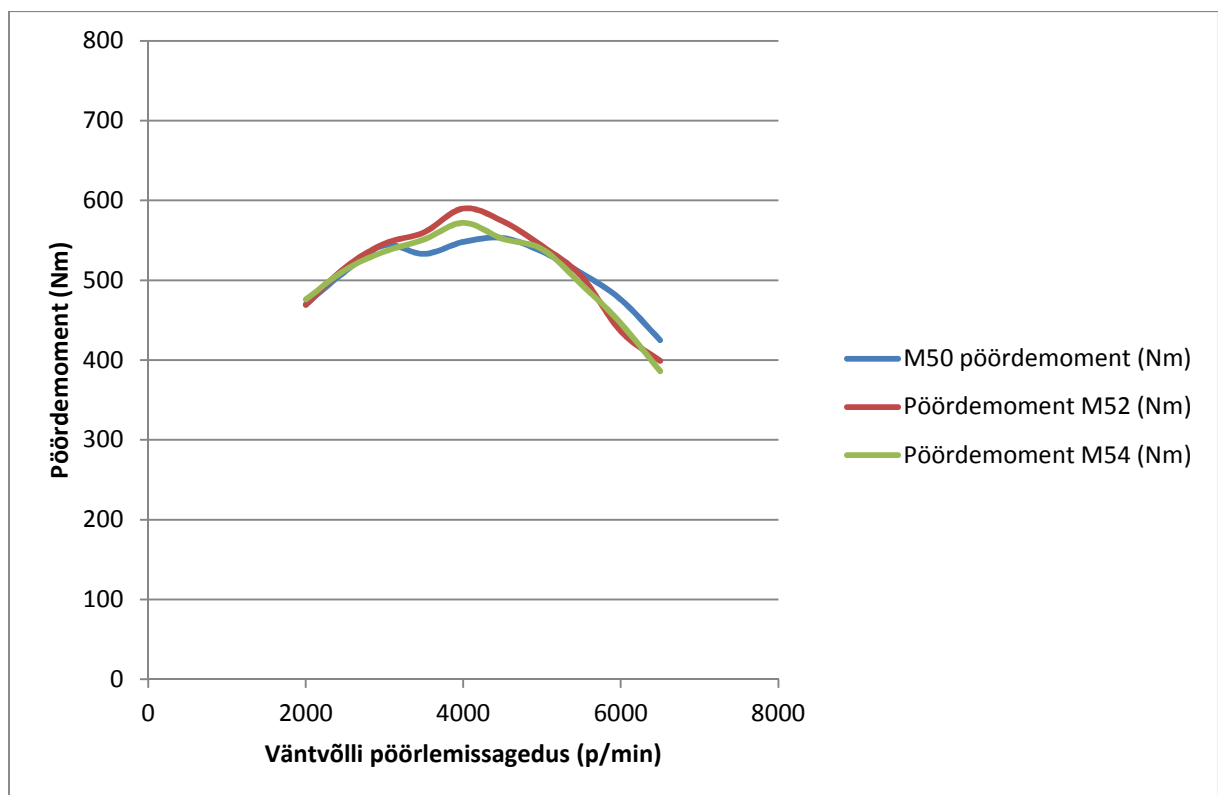
Sele 26. Turbokompressoriga M50 mootori simulatsioonimudel

5.2 Simuleerimine ja tulemuste analüüs

Alljärgnevalt esitatakse simulatsioonitulemused, kus kõigile kolmele mootorile on lisatud ühesugused ülelaadimise süsteemid.



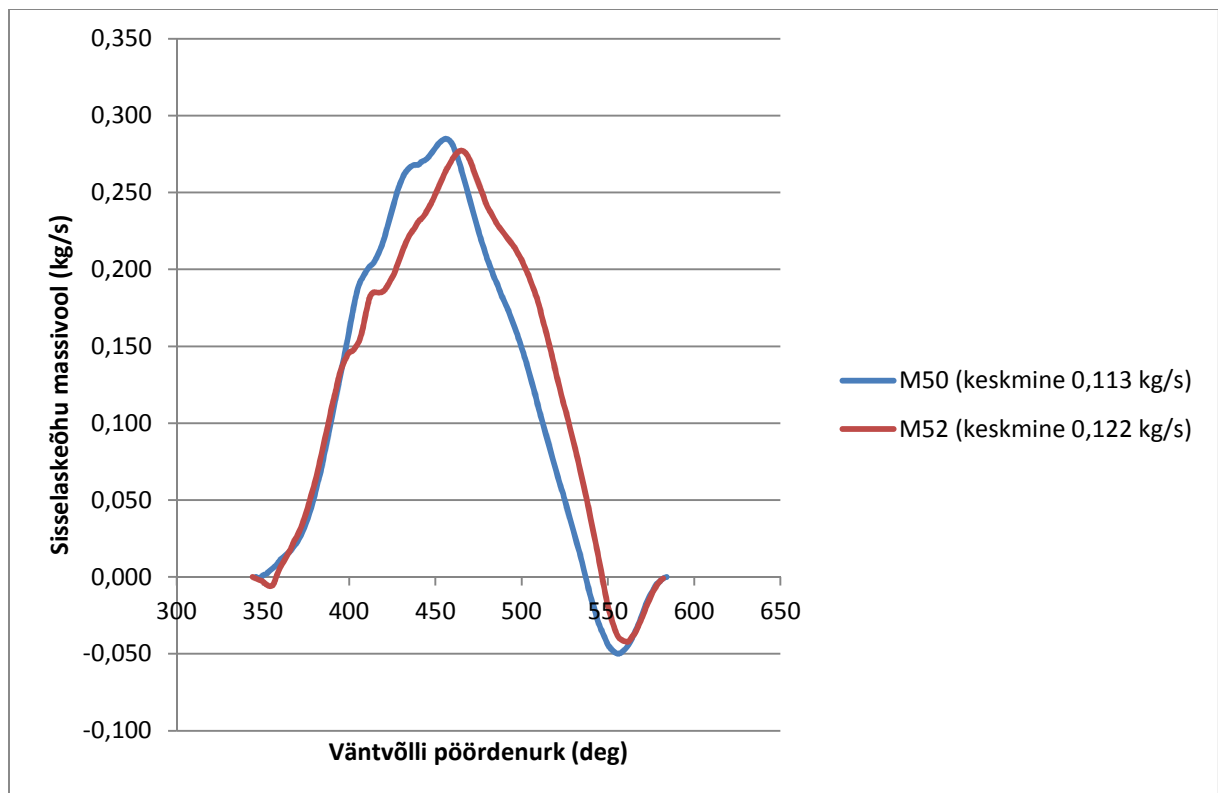
Sele 27. M50, M52, M54 turbomootorite võimsusgraafikud



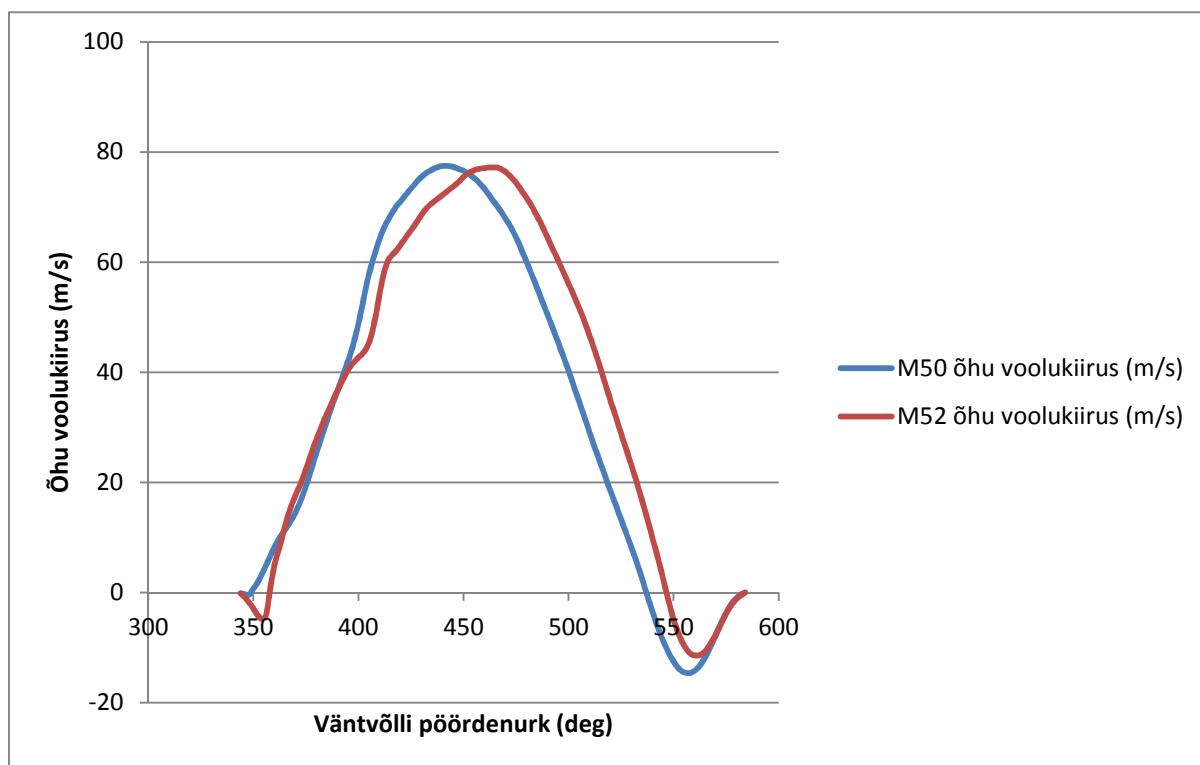
Sele 28. M50, M52, M54 turbomootorite pöördemomendi graafikud

Võimsuse ja pöördemomendi graafikutelt on näha, et mootorite löikes esineb teatud erinevusi nii tippvõimsuses, kui ka maksimaalses pöördemomendis.

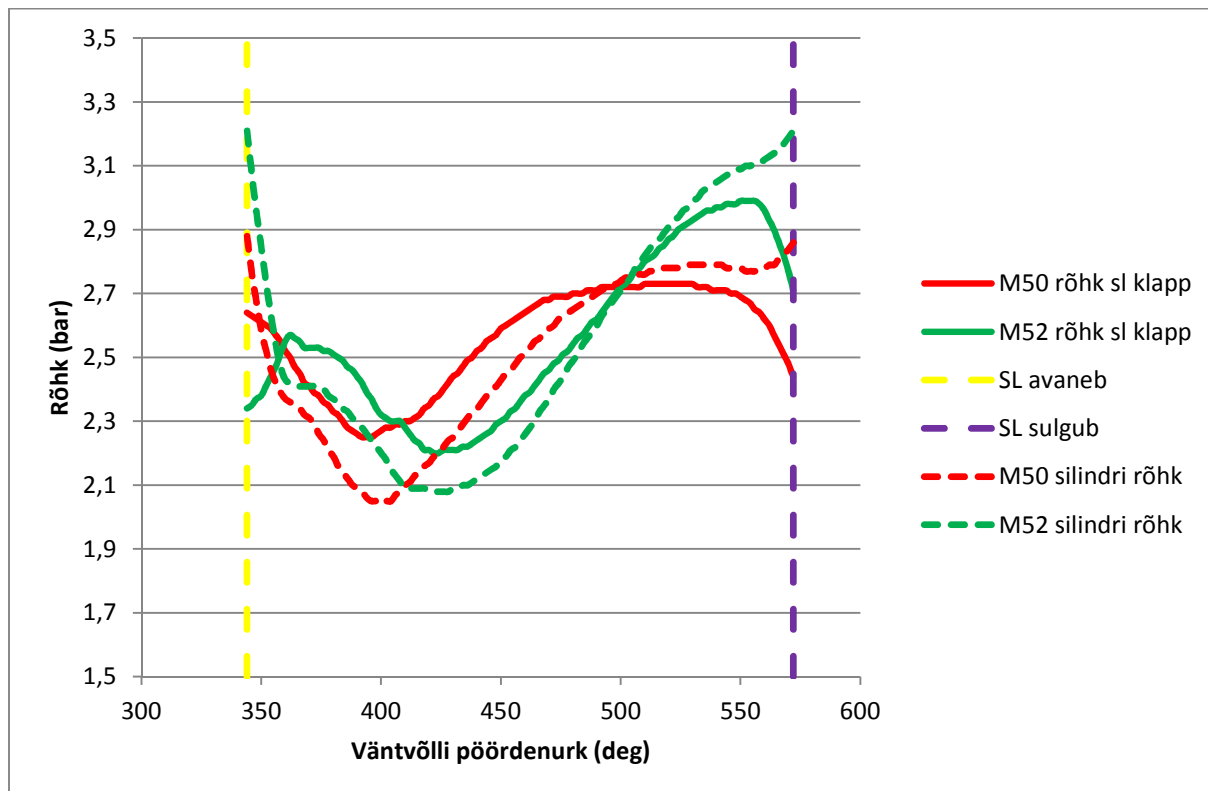
Järgnevalt võrreldakse M50 ja M52 mootorite õhu massivoolu, õhu voolukiiruse ja sisselaskeklapi juures ning silindris oleva rõhu graafikuid, et leida põhjuseid mootori karakteristikute erinevuses samasuguse ülelaadesüsteemi juures. Need mootori kiiruskarakteristikuid mõjutavad põhjused on aluseks hilisemate muudatuste tegemisel, mille abil optimeeritakse mootorikomponente, et saavutada kõrgem võimsus ja pöördemoment võimalikult laias pööretevahemikus.



Sele 29. Õhu massivool 4000 p/min juures



Sele 30. Õhu voolukiirus 4000 p/min juures



Sele 31. Rõhu väärtused sisselaskeklapi juures ja silindris 4000 p/min

Pöördemomendi graafikult on näha, et M52 mootori maksimaalne pöördemoment 4000 p/min juures on kõrgem, kui M50 mootoril. Uurides sisselaske õhu massivoolu sõltuvust väntvõlli pöörlemissagedusest (sele 29), selgub, et M52 mootori massivoolu keskväärtus sisselasketakti jooksul on M50 omast ligikaudu 10% kõrgem.

Samuti on õhu voolukiiruse keskväärtus M52 mootoril kõrgem ja peamine erinevus on klapi sulgumise faasis (sele 30).

Õhu voolukiiruse ja massivoolu erinevust antud pööretel võib seletada M52 mootori sisselaskekollektori primaartorude väiksema ristlõikepindalaga. See tekitab olukorra, kus primaartorus on maksimaalsete õhu voolukiiruste erinevus üsna suur: M50-l 78 m/s ja M52-l 119 m/s. Antud erinevuse tõttu on õhusamba liikumise inerts M52 mootoril erinev ja selle abil jõuab silindrisse suurem kogus õhku.

Sisselasketakti lõpufaasis, kolvi alumise surnud seisu läheduses, toimub õhusamba liikumise suunamuutus, mis tähendab, et õhk hakkab silindrist tagasi sisselaskekanalisse liikuma (sele 31). Selle nähtuse põhjuseks on silindri ja sisselasketrakti rõhkude ühtlustumine, mille tagajärjel õhuvool silindrisse peatub. Silindri rõhu suurenemisel samal ajal, kui klapp on veel avatud, toimub õhuvoolu suunamuutus.

Tulenevalt M52 mootori sisselasketrakti suuremast voolukiirusest antud pööretel, toimub eelnimetatud suunamuutus hiljem, mis omakorda suurendab antud pöörlemissagedusel silindri täiteastet ja pöördemomenti.

Õhuvoolu suunamuutus enne klapi sulgumist viitab ka sellele, et antud pööretel ei ole klapi sulgumishetk optimaalne, kuid klapiajastuse optimeerimist käsitletakse põhjalikumalt hilisemas peatükis.

Järgnevates peatükkides uuritakse erinevate mootorikomponentide mõju väliskarakteristikutele, võttes aluseks sarnased täiteastet mõjutavad näitajad.

5.3 Komponentide muutmine ja mõju analüüs

Käesolevas peatükis muudetakse sisselaskekollektorite, väljalaskekollektorite ja nukkvõllide parameetreid, et leida, kuidas nad mõjutavad GT2871R turbokompressoriga varustatud M50 mootori tööd. Edaspidi analüüsitakse vaid M50 mootori muudatusi, kuna kõigi mootorite analüüsimine oleks liialt mahukas. Samas, antud mootorid on piisavalt sarnased, et M50 muudatused annavad sarnase efekti ka M52 ja M54 puhul.

5.3.1 Sisselaskekollektori parameetrite muutmise mõju

Sisselaskekollektoritel on kolm peamist parameetrit, mis mõjutavad mootori väliskarakteristikuid:

- primaartorude pikkus
- primaartorude läbimõõt
- sisselaskekollektori voolavus

Antud töös uuritakse primaartorude pikkuse ja läbimõõdu mõju.

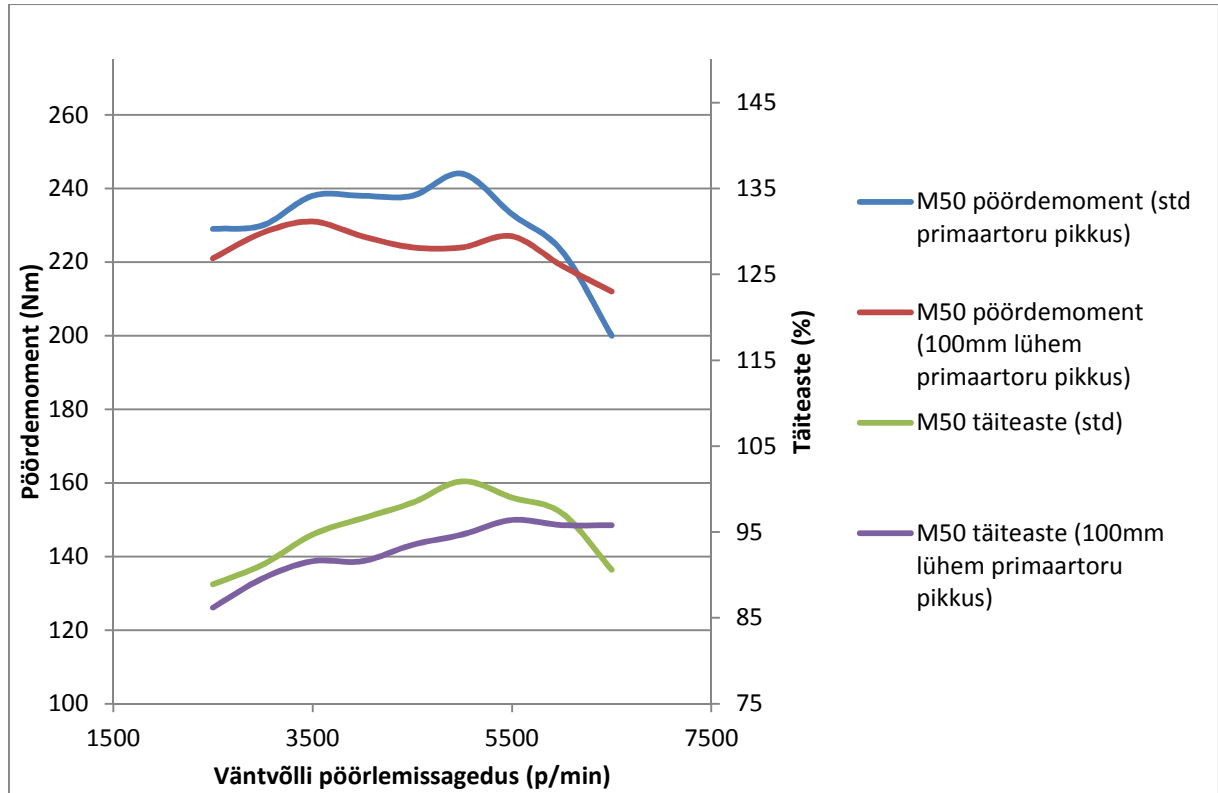
5.3.1.1 Sisselaskekollektori primaartorude pikkuse mõju

Sisselaskekollektori primaartorude pikkus on oluline parameeter seetõttu, et ta määrab ära, millises pööretevahemikus töötab resonantsefekt. Resonantsefektiks nimetatakse nähtust, mis seisneb sisselaskekollektoris edasi-tagasi liikuvate rõhulainete kasutamises, et tõsta mootori täiteastet.

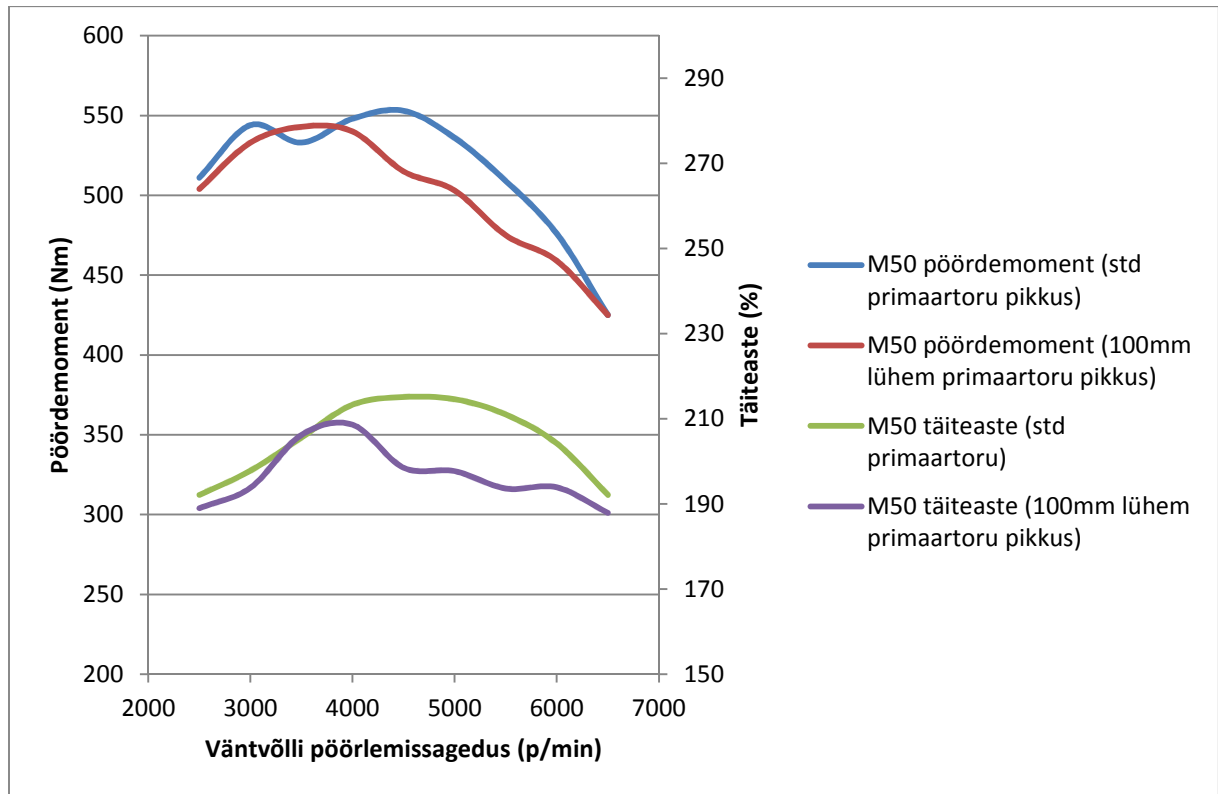
Täpsemalt töötab see nähtus selliselt, et sisselaskeklapi avanemisel hakkab mööda sisselaskekollektori primaartoru õhupaagi poole levima alarõhulaine. Kui see alarõhulaine jõuab kohta, kus on ristlõikepindala muutus (õhupaak), toimub laine peegeldumine ja silindri poole hakkab levima ülerõhulaine. Kõige efektiivsem on olukord, kus ülerõhulaine jõuab sisselaskeklapini ajal, mil kolb enam piisavalt värsket töösegu silindrisse ei tõmba ja tavatingimustes toimuks töösegu sisselaskekanalisse tagasi liikumine. Rõhulaine ära kasutamisel aga surutakse sisselasketakti lõpus veel õhku silindrisse ja tõstetakse täiteastet.

Ka M50 mootori puhul rakendatakse antud nähtust. Täpsemalt on resonantsefekt häälestatud selliselt, et kasu täiteastme tõstmisel oleks kõige suurem ligikaudu 5000-5500 p/min piirkonnas.

Järgnevalt vaadeldakse, kuidas mõjutab resonantsefekt täiteastet ja sellest tulenevalt pöördemomenti standardpikkusega ja lühemate sisselaskekollektori primaartorude korral:



Sele 32. M50 mootori pöördemoment ja täiteaste sõltuvalt väntvõlli pöörlemissagedusest

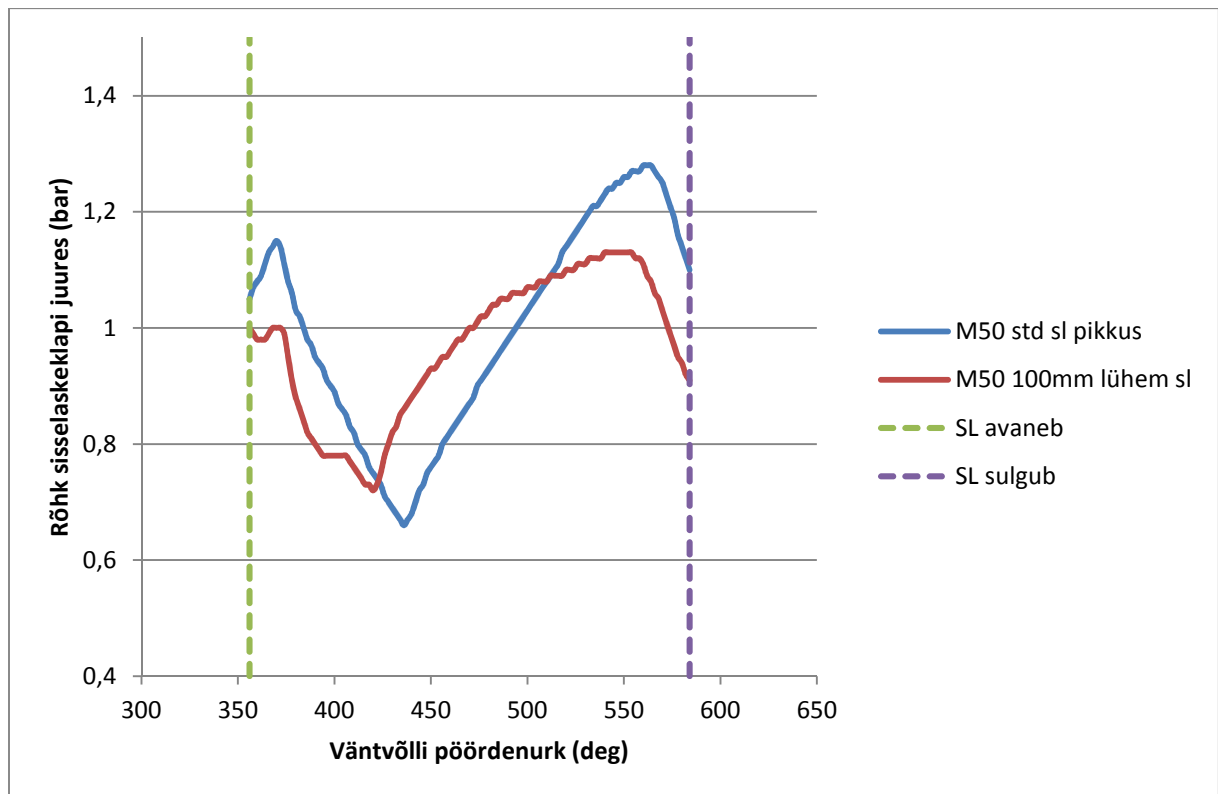


Sele 33. M50 turbomootori pöördemomendi ja täiteastme graafikud standard ja muudetud sisselaskekollektorite primaartorude korral sõltuvalt väntvõlli pöörlemissagedusest

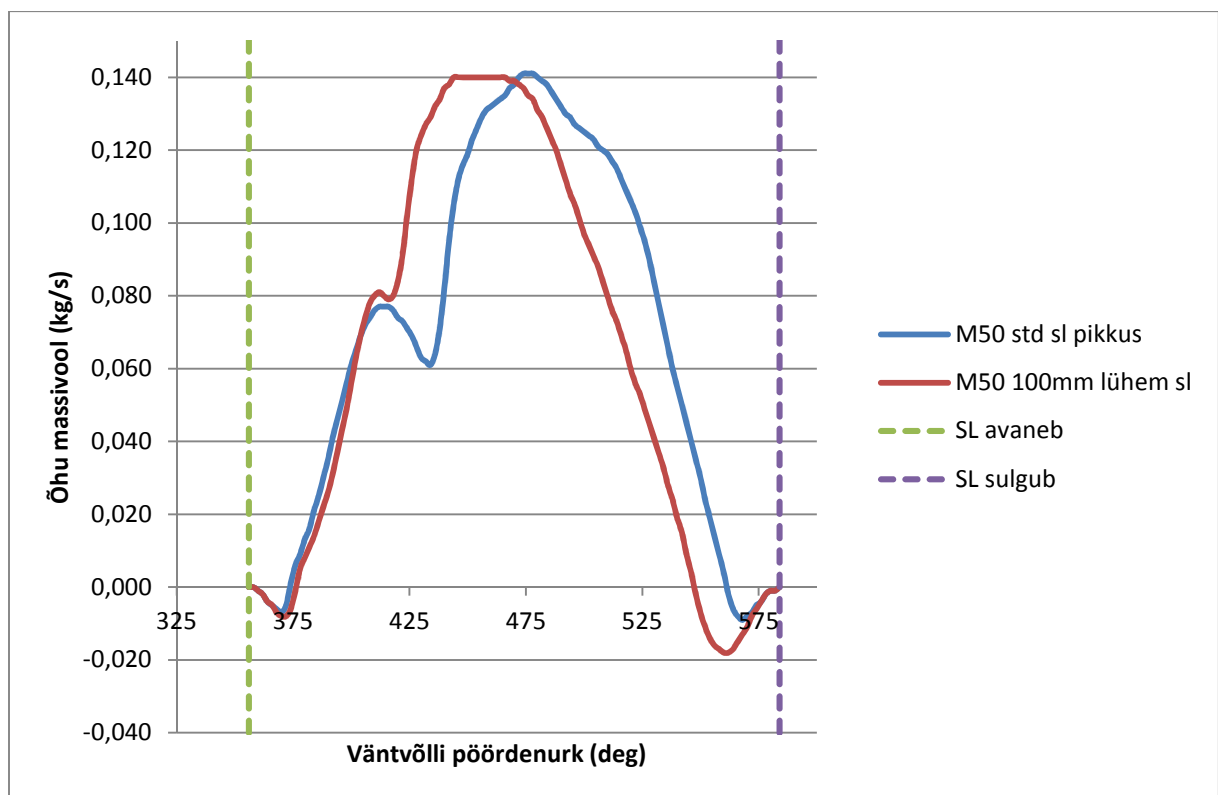
Katse sisselaskekollektori primaartorude pikkuste muutmisega näitab, kui oluline on resonantsefeki roll pöördemomendi optimeerimisel. Torude lühendamine viis resonantsefeki toimimise tunduvalt kõrgematele pööretele ja selliselt langes pöördemoment oluliselt 4500-5500 p/min vahemikus:

- standardmootori puhul 15 Nm
- turbomootori puhul 35 Nm

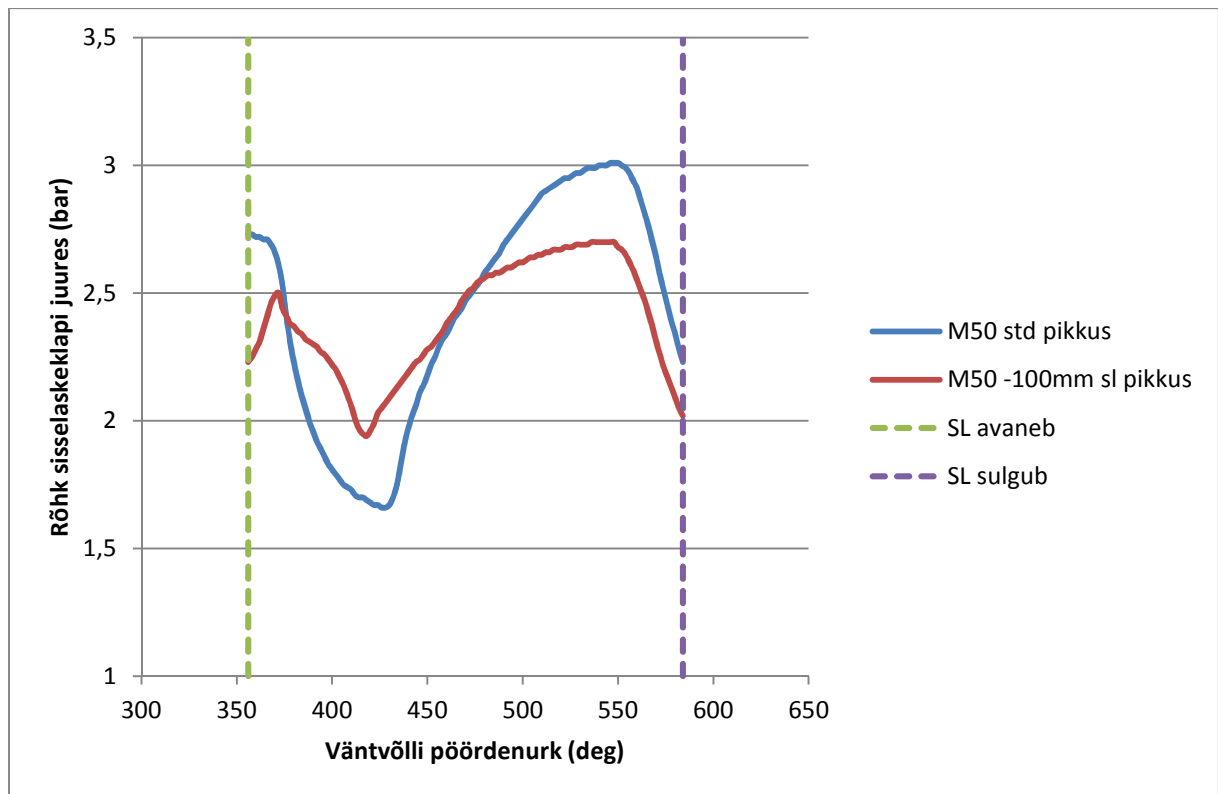
Järgnevalt vaadeldakse täpsemalt, kuidas rõhugraafikud ja massivool muutuvad sõltuvalt resonantsefektist:



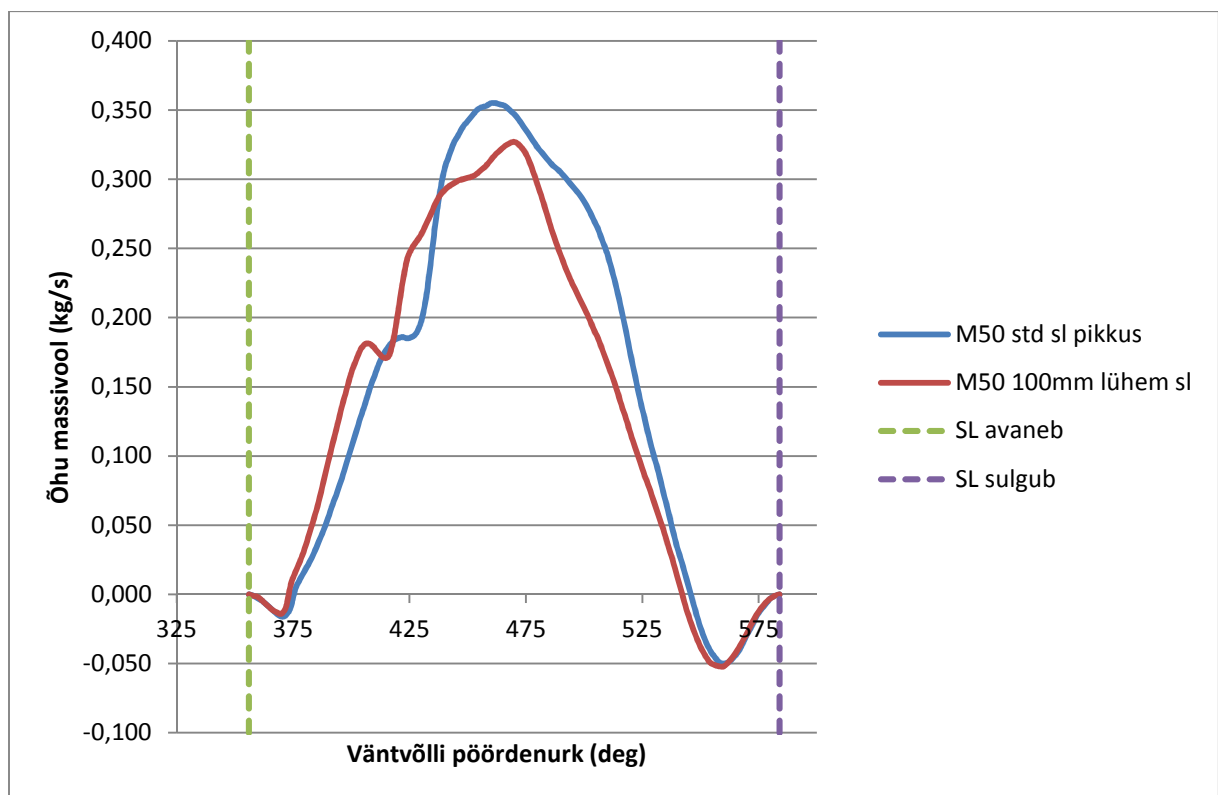
Sele 34. Rõhk sisselaskeklapi läheduses erinevate sisselaske primaartorude pikkuste korral.



Sele 35. Õhu massivool erinevate sisselaske primaartorude pikkuste korral.



Sele 36. Rõhk sisselaskeklapi läheduses turbokompressoriga varustatud mootori korral.



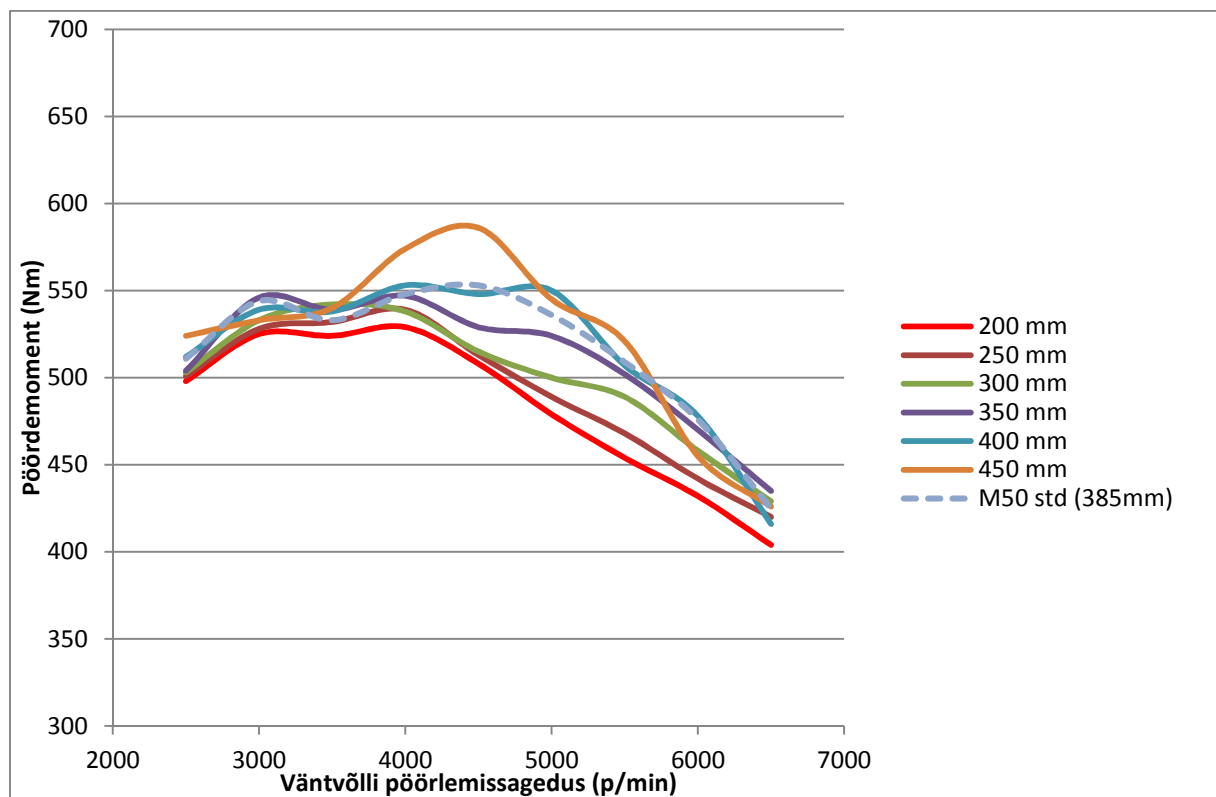
Sele 37. Õhu massivool turbokompressoriga varustatud mootori korral.

Graafikutelt on näha, kuidas ilma turbokompressorita M50 mootoril saavutatakse sisselasketakti lõpuks akustilise resonantsefekti abiga 0,3 bari suurune ülerõhk. Selle ülerõhu kaasabil saavutatakse 10% suurem sisselaske massivool võrreldes lühema sisselaskekollektoriga, mis omakorda tõstab märgatavalt pöördemomenti.

Turbokompressoriga varustatud mootoril on 5000 pöörde juures ülelaaderõhk 1,3 bar, kuid resonantsefekti abiga saavutatakse sisselasketakti lõpufaasis ülerõhk 2 bar (3 bar absoluutrõhku).

Kui üldiselt kasutatakse sisselasketrakti rõhulaineid ära täiteastme tõstmiseks pigem normaallaadimisega mootoritel ja turbomootorite sisselaskekollektorite primaartorude pikkust peetakse teisejärguliseks, siis antud simulatsioonide tulemusel selgub, et resonantsefekti abil on võimalik turbomootori pöördemomenti märkimisväärselt tõsta.

Olles analüüsinud sisselaskekollektori pikkuste mõju turbomootorile, simuleeritakse järgnevalt sisselasketrakti pikkusi 200mm-st kuni 450 mm-ni 50mm sammudega. Eesmärgiks on uurida, kas antud mootori ja turbokompressori komplektile on standard sisselaskekollektorist parem alternatiiv resonantsefekti seisukohast lähtudes.



Sele 38. M50 turbomootori pöördemoment erinevate primaartorude pikkuste korral

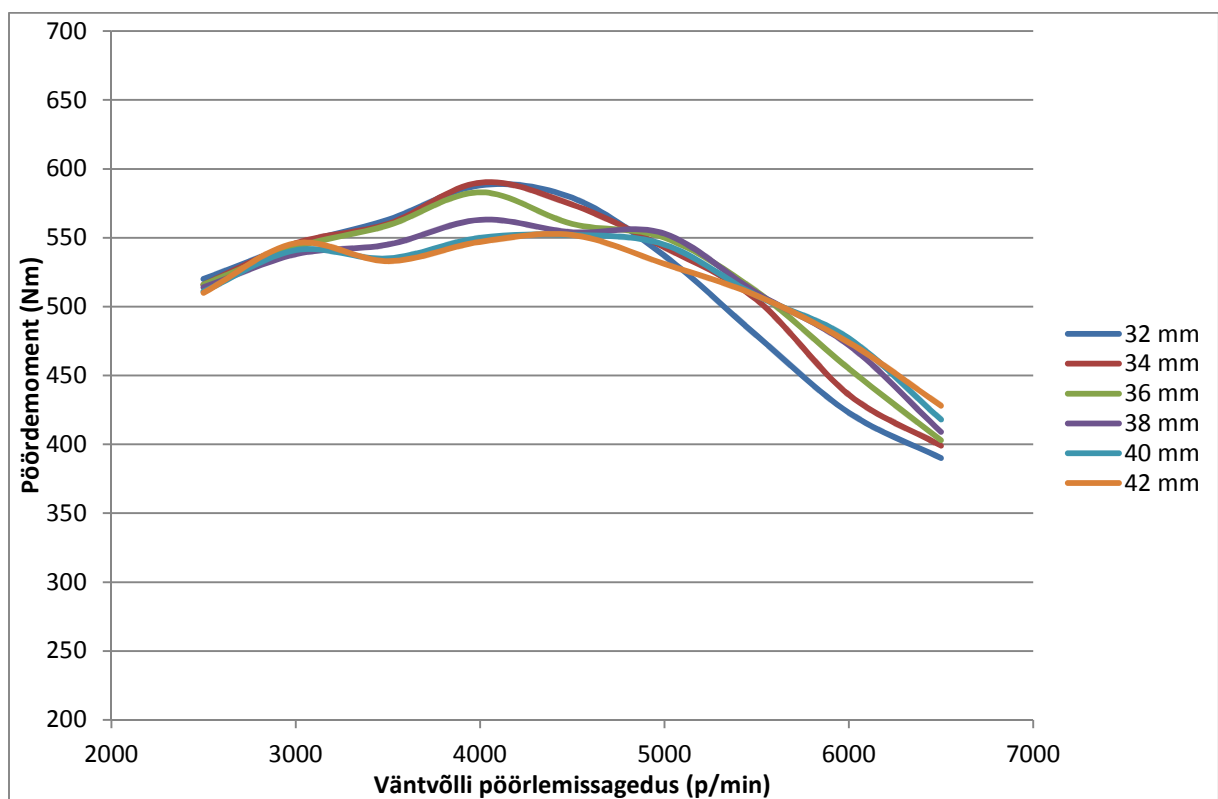
Selel 38 on näha erinevate sisselaskekollektori primaartorude pikkuste mõju M50 turbomootori pöördemomendile. Suurim erinevus maksimaalses pöördemomendis on 57 Nm, mis esineb 200 mm ja 450 mm pikkuste vahel.

Vaadates graafikute keskväärtuseid, on paremuselt järgmine 400 mm pikkuste primaartorudega sisselaskekollektor ja M50 mootori standardkollektor annab viimasega võrdlemisi sarnase graafiku. Sellest võib järeldada, et standard sisselaskekollektor sobib antud turbosüsteemi jaoks võrdlemisi hästi.

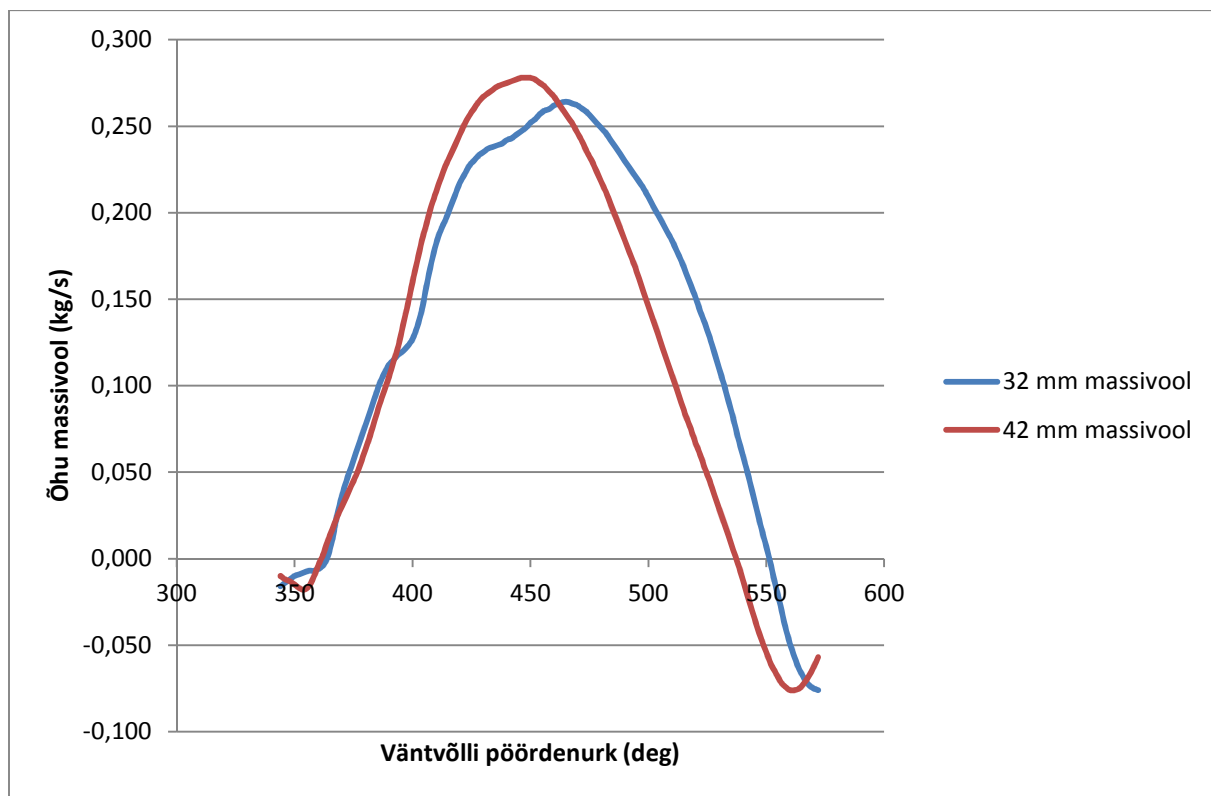
5.3.1.2 Sisselaskekollektori primaartorude läbimõõdu muutmine

Teine sisselaske parameeter, mida uuritakse, on primaartoru läbimõõt ja selle mõju mootori täiteastele. Sisselaskekollektori toru läbimõõt mõjutab õhu voolukiirust ja massivoolu hulka, mis antud ristlõiget läbib.

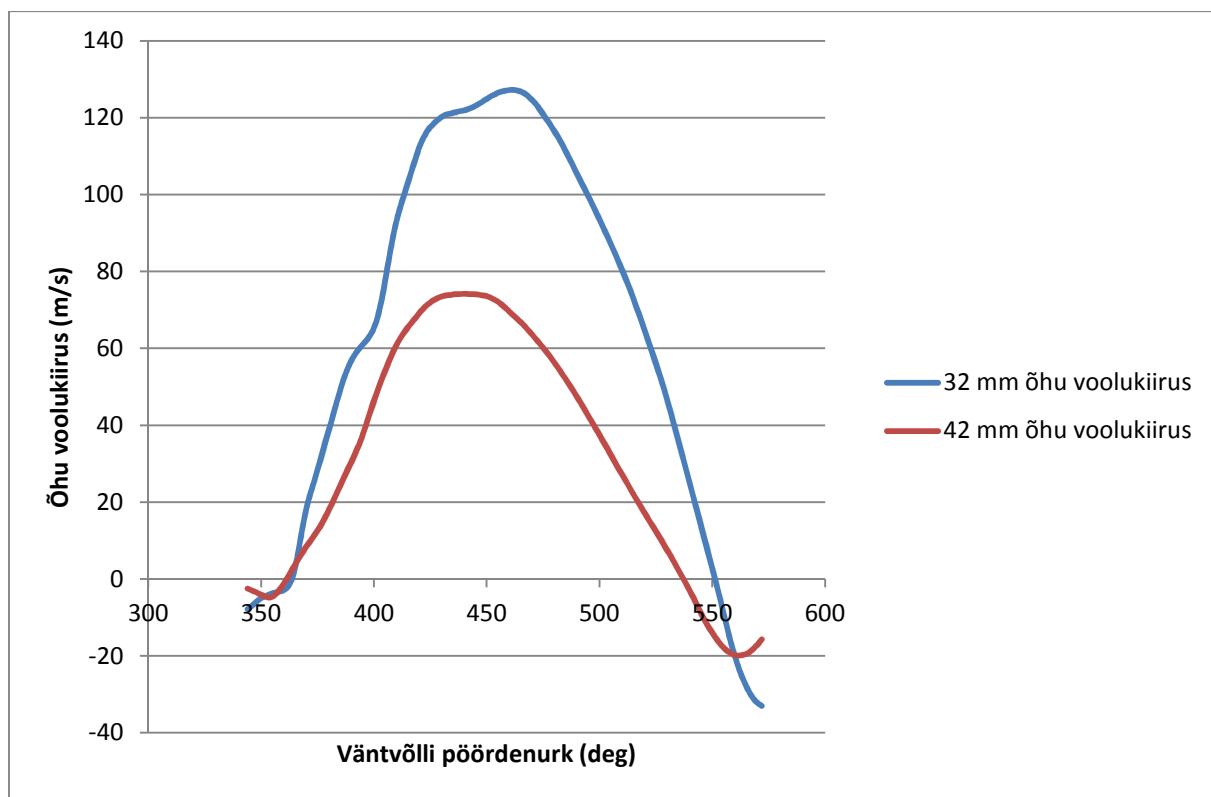
Järgnevalt muudetakse sisselaskekollektori primaartoru läbimõõtu 32...42 mm-ni 2 mm sammudega ja uuritakse, kuidas antud muudatus mõjutab pöördemomenti, õhu voolukiirust ja massivoolu.



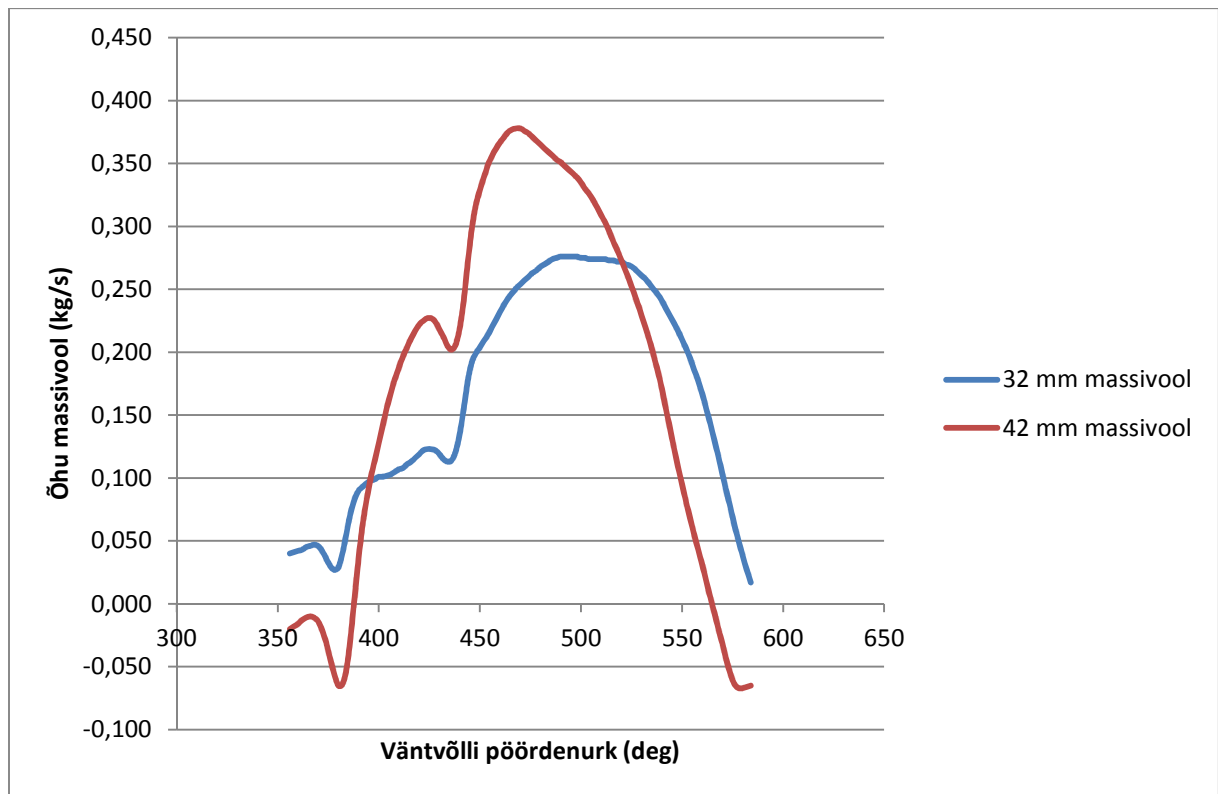
Sele 39. M50 mootori pöördemoment erinevate sisselaskekollektori primaartorude läbimõõtude korral.



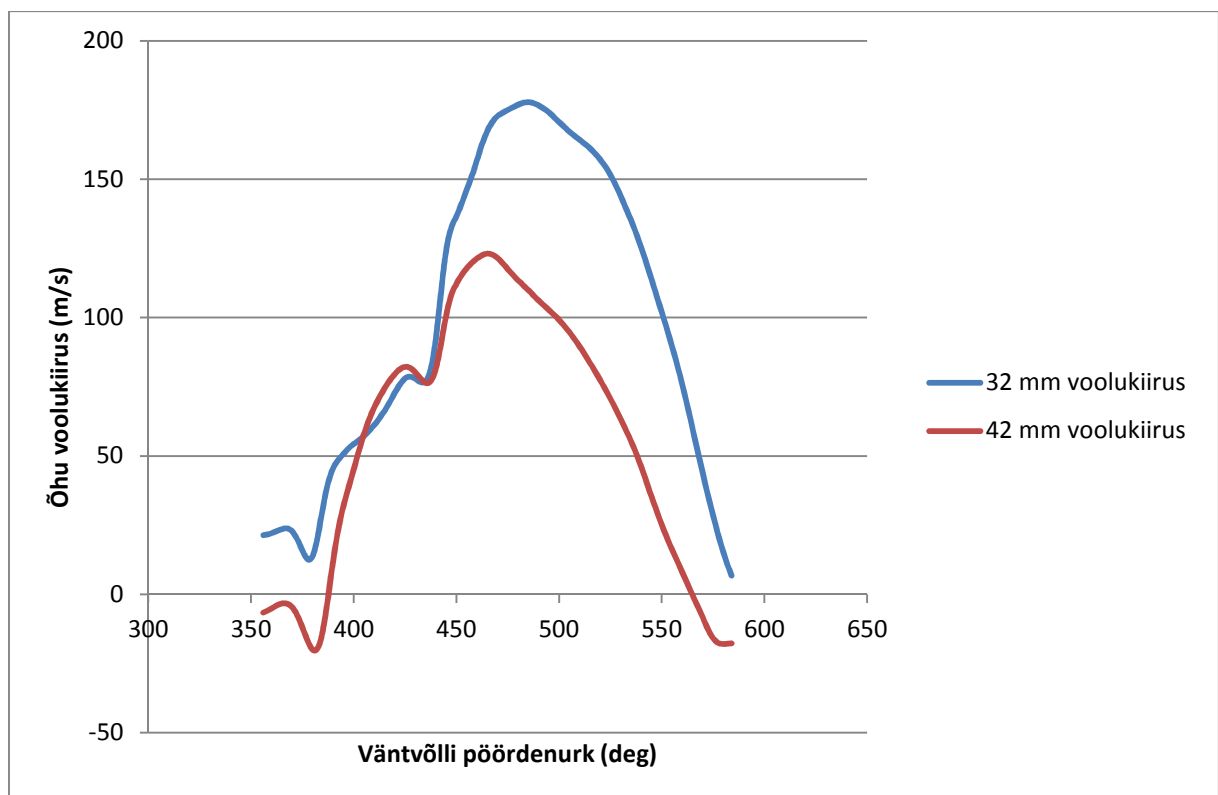
Sele 40. Õhu massivool 4000 p/min juures erinevate primaartorude läbimõõtude korral.



Sele 41. Õhu voolukiirus 4000 p/min juures erinevate primaartorude läbimõõtude korral.



Sele 42. Õhu massivool 6000 p/min juures erinevate primaartorude läbimõõtude korral



Sele 43. Õhu voolukiirus 6000 p/min juures erinevate primaartorude läbimõõtude korral

Selelt 39 on näha selget trendi, kuidas keskpöoretel annab kõrgema pöördemomendi väiksema ristlõikega sisselaskekollektor. Seledel 40 ja 41 on välja toodud õhu voolukiirus ja õhu massivool 4000 pöörde juures 32 mm ja 42 mm läbimõõtudega. Viimastelt on näha, kuidas 32 mm läbimõõdu puhul kõrgem voolukiirus aitab suurendada massivoolu just klapi sulgemise faasis ja seeläbi tõsta pöördemomenti.

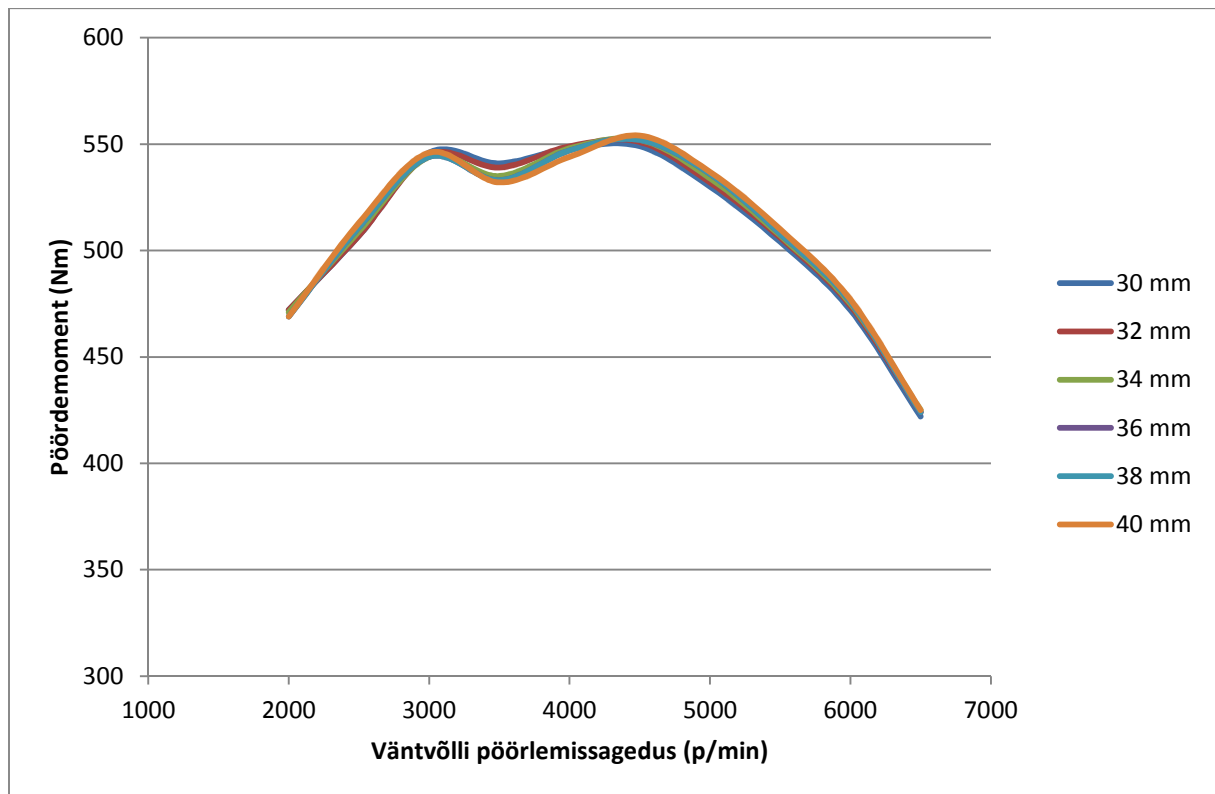
Samas kõrgematel pöoretel on efektiivsem suurema ristlõikega primaartoru. Seledel 42 ja 43 on näha, kuidas 32 mm primaartoru õhu voolukiirus kasvab väga kõrgeks, kuid massivool on hoopis madalam. See viitab olukorrale, et antud ristlõikepindala on saavutanud oma maksimaalse läbilaskevõime ja kõrgematel pöoretel pärsib mootori tööd.

5.3.2 Väljalaskekollektori parameetrite muutmise mõju

Antud mootorite jaoks väljalaskekollektori projekteerimisel on üsna palju kitsendusi, mis kokkuvõttes määravad turbokompressori asukoha mootoriruumis võrdlemisi täpselt. Konkreetne asukoht ühtlasi välistab võrdsete primaartoru pikkuste kasutamise ja toru pikkused kujunevad pigem selle järgi, kuidas on optimaalne neid kitsastes tingimustes paigutada.

Need kitsendused tähendavad, et väljalaskekollektori puhul optimeeritakse simulatsioonitarkvara abil vaid primaartorude läbimõõte.

Järgnevalt esitatakse tulemused väljalaskekollektori primaartorude läbimõõtude muutmisest. Muudatused tehti vahemikus 30...40 mm, 2 mm sammudega.



Sele 44. M50 pöördemoment erinevate väljalaskekollektori primaartoru läbimõõtude korral

M50 mootori pöördemoment on võrdlemisi vähetundlik väljalaskekollektori primaartoru läbimõõdu suhtes. Suurim erinevus on 3500 p/min piirkonnas, kus 30 mm primaartoru annab 9 Nm võrra parema tulemuse 40 mm läbimõõduga võrreldes. Kõrgematel pööretel on pöördemoment mõnevõrra kõrgem suurema läbimõõdu juures, näiteks 6000 p/min juures annab 40 mm läbimõõduga primaartoru 5 Nm võrra parema tulemuse 30 mm läbimõõduga võrreldes.

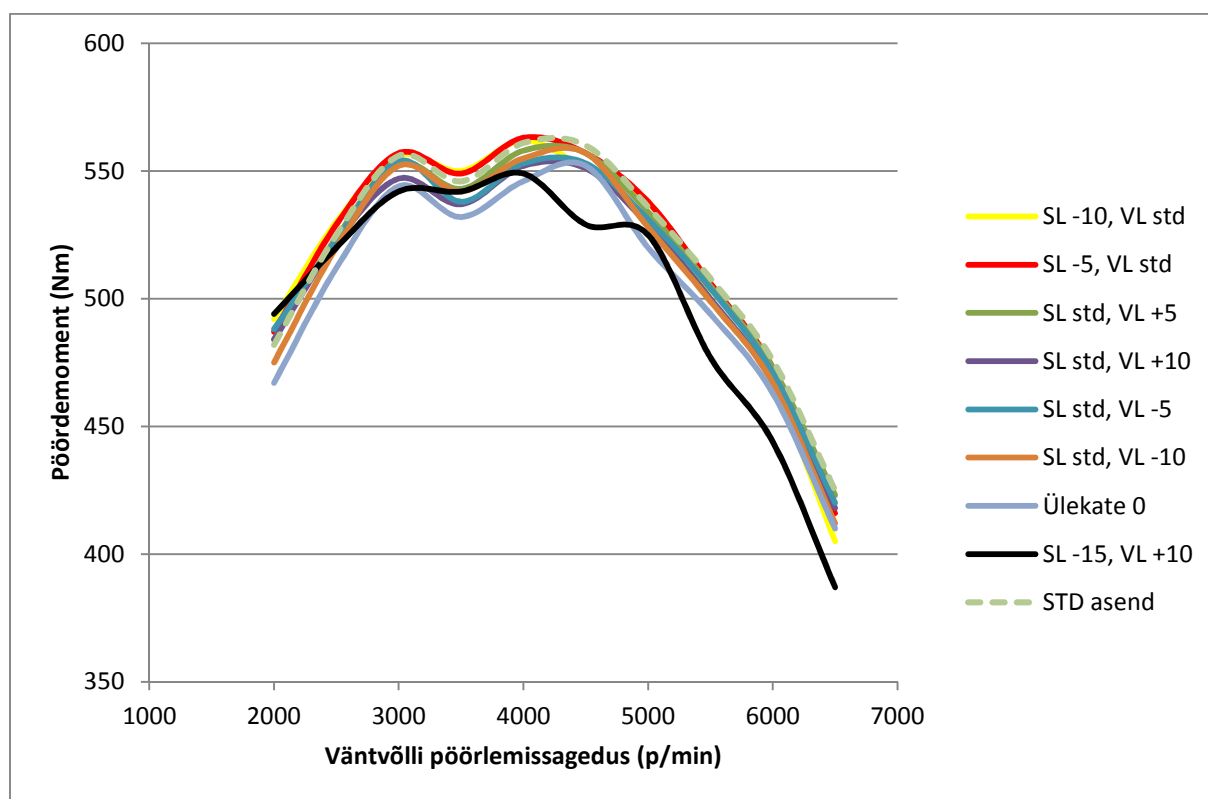
5.3.3 Nukkvõllide parameetrite muutmise mõju

Nukkvõllide parameetreid muudetakse kolmes erinevas grupis. Esiteks uuritakse standardnukkvõllide erinevate asendite mõju pöördemomendile, teiseks klapitõusu mõju ja kolmandaks klappide lahtiolekuaja mõju.

Turbomootori puhul on klappide ajastusel teatud eripärasid võrreldes normaallaadimisega mootoriga. Üks põhjus mis eripärasid tekitab, seisneb selles, et turbokompressori turbiin tekitab väljalaskegaasidele takistust, mis omakorda tõstab rõhku klapi ja turbiini vahelises väljalasketrakti osas. See mõjutab klapi ajastuse ülekatte ala ehk olukorda, kus sisselaskeklapp on osaliselt avanenud, kuid väljalaskeklapp pole veel täielikult sulgunud. Normaallaadimisega

mootoril saab ülekatte ajal teatud pööretevahemikus tekitada väljalaskeklapi lähedale alarõhu piirkonna, mis aitab õhku silindrisse „tõmmata“. Turbomootoril aga on väljalaskeklapi läheduses eelnevalt mainitud takistuse tulemusena ülerõhk, mis sõltuvalt sisselaskeklapi juures olevast rõhust võib tekitada hoopis olukorra, kus väljalaskegaasid liiguvad silindrisse ja sealt sisselaskekanalisse, „rikkudes“ värske sisselaskeõhu kvaliteeti. See on aga üldine eripära, mis sõltuvalt turbokompressori turbiini ja kogu väljalasketrakti efektiivsusest ei pruugi märgatavat mõju avaldada. Kokkuvõttes sõltub sisse- ja väljalasketrakti mõju ülekatte ajal viimaste omavahelisest rõhkude erinevusest.

5.3.3.1 Standardnukkvõllide erinevate asendite mõju



Sele 45. Pöördemoment standardnukkvõllide erinevate asendite korral

Ülaltoodud graafikult näeb, kuidas standardnukkvõllide erinevad asendid mõjutavad pöördemomenti. Graafiku legendis olevad miinusmärgiga väärtused tähistavad, et nukkvõlli ajastust on varasemaks muudetud ja pluss märgiga, et hilisemaks.

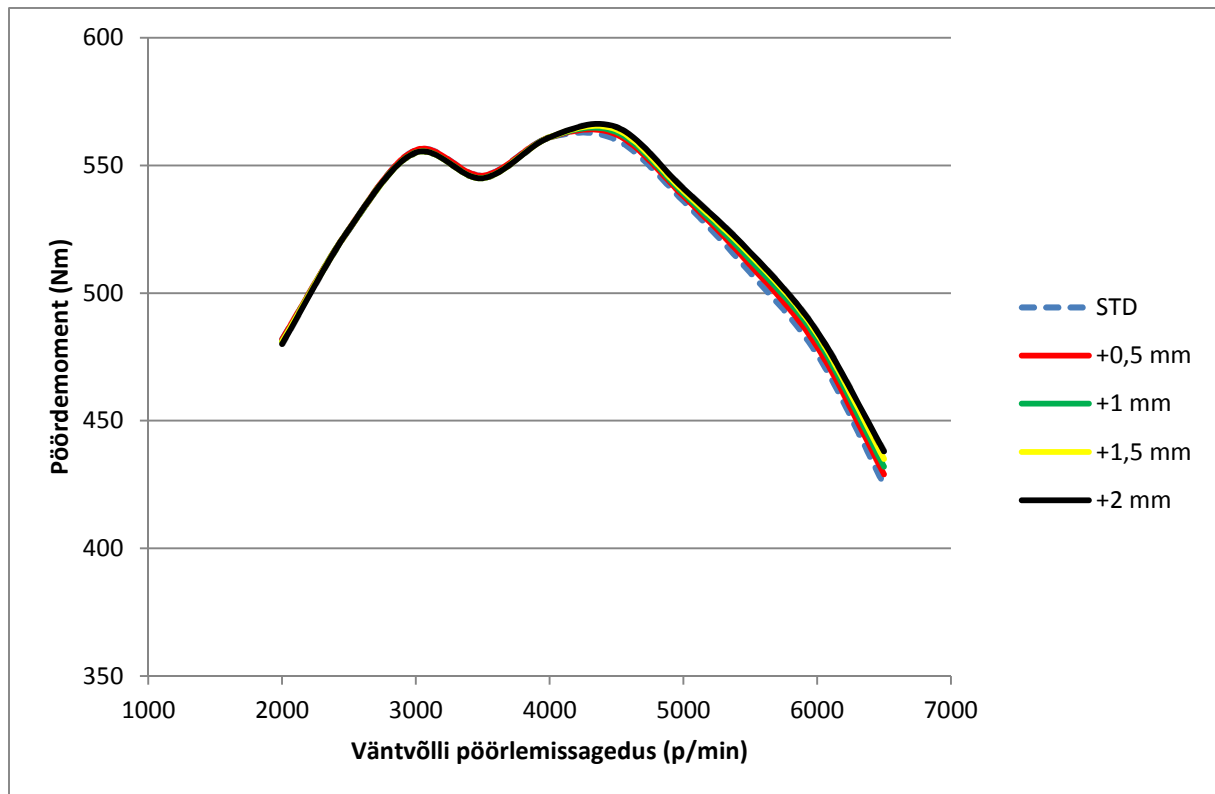
Analüüsisides tulemusi, on näha, et standardasendis olevad nukkvõllid annavad peaaegu parima tulemuse. Vaid teatud pööretel on 5 kraadi varasem nukkvõlliajastus parem, kuid erinevused pöördemomendis on nende vahel võrdlemisi väikesed.

Muutes nukkvõllide ajastust selliselt, et ülekatteala on suur (SL -15, VL +10) või ülekatet pole üldse, annab võrdlemisi kehva tulemuse läbi terve pööretevahemiku.

5.3.3.2 Klapitõusu muutmine

Kujutades graafiliselt klapitõusu ja väntvõlli pöördenurga suhet, tekib graafiku alune pindala, mis iseloomustab gaaside vooluhulka, mis jõuab silindrisse või sealt välja. Suurendades klapitõusu, suureneb ka graafiku alune pindala, mis omakorda tõstab gaaside vooluhulka ja täiteastet.

Järgnevalt simuleeritakse maksimaalse klapitõusu tõstmise mõju pöördemomendile. Klapitõusu suurendatakse vahemikus 9...11 mm, 0,5 mm sammuga.



Sele 46. Maksimaalse klapitõusu suurendamise mõju pöördemomendile

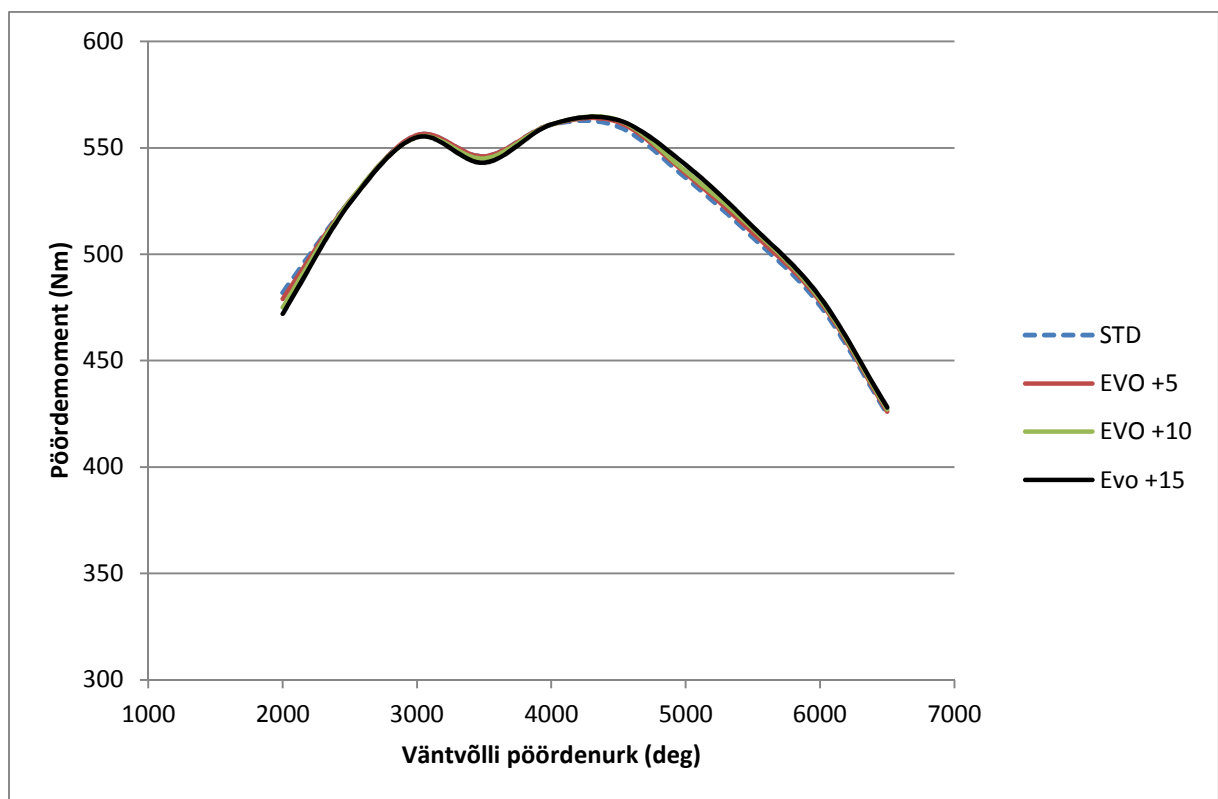
Kuni 4000 pöördeni ei mõjuta suurem klapitõus täiteastet ja seeläbi pöördemomenti. Tõenäoliselt nende pööreteni on kogu sisselasketrekti voolavus piisav ka standard klapitõusu korral ja ei pärsi arendatavat pöördemomenti. Kõrgematel pööretel aga on näha selget korrelatsiooni klapitõusu suurendamise ja pöördemomendi kasvu vahel. Mida kõrgem on väntvõlli pöörlemissagedus, seda vähem aega on klapid avatud ja vajaliku õhukoguse

silindrisse või silindrist välja viimine peab toimuma kiiremini. Sellest tulenevalt tõstab parem sisse –ja väljalasketrakti voolavus täiteastet ja pöördemomenti kõrgematel pööretel.

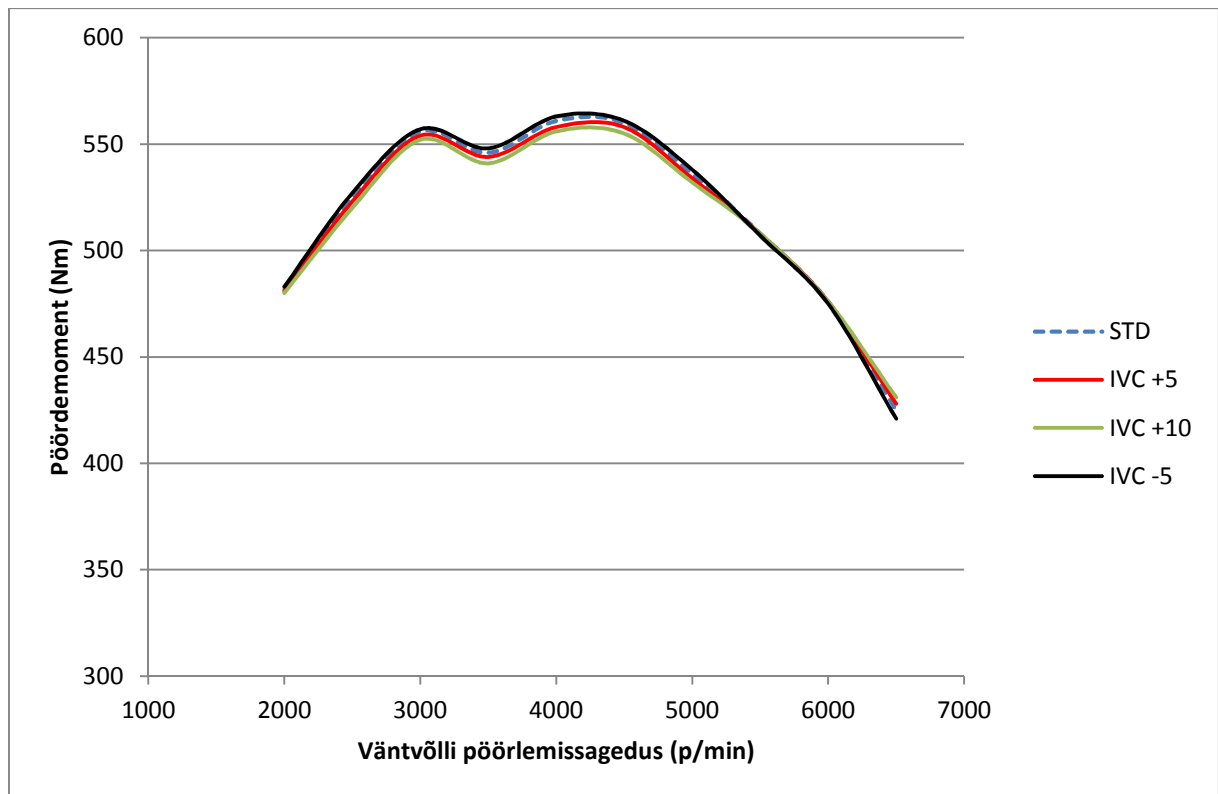
5.3.3.3 Klappide lahtiolekuaja muutmise

Eelnevas peatükis kirjeldatud klapitõusu ja väntvõlli pöördenurga graafiku alust pindala saab muuta peale klapitõusu tõstmise ka klapi lahtiolekuaja suurendamisega. See tähendab, et klappi hoitakse väntvõlli pöördenurga suhtes kauem lahti.

Järgnevalt simuleeritakse sisse –ja väljalaskeklappide avanemis –ja sulgumispunktide muutmise mõju pöördemomendile.



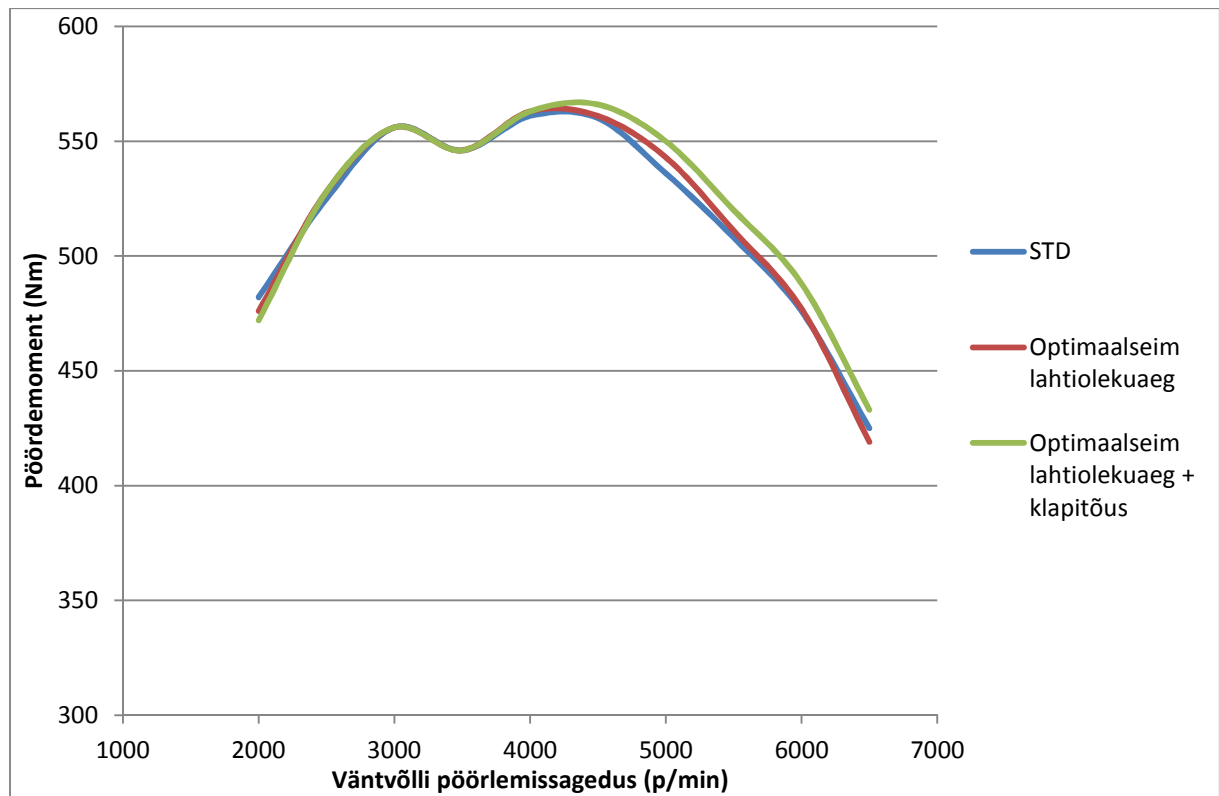
Sele 47. Pöördemomendi sõltuvus väljalaskeklapi avamisest



Sele 48. Pöördemomendi sõltuvus sisselaskeklapi sulgemisest

Väljalaskeklapi varasem avamine (sele 47) tõstab pöördemomenti keskmistel ja kõrgematel pööretel. 15 kraadi varasem väljalaskeklapi avanemine suurendab 5000 p/min juures pöördemomenti 6 Nm võrra. Kui töotakti ajal on kolb ülemisest surnud seisust alla poole liikunud üle 120-130 väntvõlli kraadi, on silindri rõhk piisavalt madal, et otstarbekam on klapp avada. Selliselt jõuab silindri rõhk veel väheneda, et kolvi üles liikumise ajal oleks takistus viimasele võimalikult väike. Võrreldes standard väljalaskeklapi avamise hetkega on 15 kraadi varem avatud väljalaskeklapi korral kolvi üles poole liikuma hakkamise hetkel rõhk silindris 2 bari madalam. See vähendab mootori sisetakistust ja tõstab pöördemomenti.

Sisselaskeklapi hilisem sulgemine (sele 48) annab kõrgema pöördemomendi vaid 6500 p/min juures, igal pool mujal on tulemus standard sulgemise punktiga võrreldes kehvem. Samas sisselaskeklapi varasem sulgemine 5 kraadi võrra annab kuni 5500 pöördeni parema tulemuse. Põhjuseks on see, et klapi varasema sulgemisega vähendatakse sisselaskeõhu silindrist uuesti välja liikumist sisselasketakti lõpus.



Sele 49. Pöördemomendi sõltuvus klappide lahtiolekuajast ja klapitõusust

Selel 49 võrreldakse optimaalseima lahtiolekuaja ja suurendatud klapitõusuga nukkvõlle standardnukkvõllidega. Optimaalseima lahtiolekuajaga nukkvõllide avamis – ja sulgumispunktid võrreldes standardnukkvõllidega on järgmised:

- sisselaskeklapp avaneb 5 kraadi varem
- sisselaskeklapp sulgub 5 kraadi varem
- väljalaskeklapp avaneb 15 kraadi varem
- väljalaskeklapi sulgumispunkti ei muudetud

Kolmandal graafikul on samade avamis – ja sulgumispunktide juures maksimaalset klapitõusu suurendatud 2 mm võrra, mis tõstab 6000 p/min pöördemomenti 11 Nm ja võimsust 8 kW.

Kokkuvõttes on võimalik muudetud parameetritega nukkvõllidega saada lisavõimsust ja pöördemomenti, kuid mitte märkimisväärselt. Seega standardnukkvõllid sarnaselt standard sisselaskekollektoriga on antud turbosüsteemi jaoks sobilikud.

6. VÄLJALASKEKOLLEKTORI PROJEKTEERIMINE

6.1 Ülevaade

Turbomootori väljalaskekollektorit võib defineerida kui torustikku, mis algab plokikaane väljalaskekanalite tasapinnast ja lõpeb flantsiga, mille külge kinnitub turbokompressori turbiinikoda. Eesmärgiks on juhtida heitgaasid väljalaskekanalist võimalikult väikse takistusega turbokompressori turbiini labadeni.

Turbomootorite väljalaskekollektorid jagunevad üldjoontes kaheks: log-tüüpi kollektorid ja eraldi torudest 4-1, 6-2-1 vms konfiguratsiooniga kollektorid.

Log-tüüpi kollektori (sele 50) puhul on torud paigutatud selliselt, et heitgaasid juhitakse väljalaskekanalist lühikeste torude kaudu ühisesse torusse ja üldjuhul on turbokompressori kinnitusflants kohe selle ühise toru küljes. Sellist tüüpi kollektoreid kasutatakse üldiselt masstootmises standardmootorite puhul, kuna neid on hea toota valutehnoloogia abil. Peamisteks eelisteks antud lahenduse juures on masstootmise korral madal hind, kompaktsus ja vastupidavus. Viimase põhjuseks on valatud kollektori suur seinapaksus. Peamiseks puuduseks on kanalite järsud suunamuutused, mis mõjuvad negatiivselt heitgaaside voolavusele ja seeläbi pöördemomendile ning võimsusele. Lisaks valamisele valmistatakse antud tüüpi kollektoreid ka torudest ja põlvedest keevitamise teel, kuid sellist valmistamistehnoloogiat kasutatakse pigem väikeseerias ja järelturu jaoks.



Sele 50. Valamise teel valmistatud log-tüüpi väljalaskekollektor

Eraldi torudest keevitamise teel valmistatud kollektorite puhul (sele 51) on torude paigutusel väiksemad piirangud. Sellest tulenevalt on antud tüüpi kollektorite torud sujuvamate suunamuutuste ja torude ühenduskohtadega, mis tähendab paremat voolavust ja kõrgemat võimsuspotsentsiaali.

Sellise kollektori puuduseks on peamiselt vastupidavus. Selle põhjuseks on väiksem torude seinapaksus võrreldes valatud kollektoriga, mis suurendavad pragude tekkimise ohtu. Viimast suurendab ka võrdlemisi suur keevisõmbluste arv.



Sele 51. Eraldi torudest keevitamise teel valmistatud väljalaskekollektor

6.2 Asukoht ja piirangud

Turbokompressori ja sobiliku väljalaskekollektori mahutamisel mootoriruumi peab arvestama paljude piirangutega, sest mootoriruumis on üldiselt vaba ruumi võrdlemisi vähe. Käesoleva magistritöö raames projekteeritav väljalaskekollektor on mõeldud kasutamiseks M50-M54 mootoritel, mis on paigaldatud E36 ja E46 keretähisega BMW-dele. Antud mootorid on paigutatud piki-asendis ja väljalaskekollektor jääb kõrvalistuja poole.

Enne kollektori projekteerimist analüüsi mootoriruumi, leiti turbokompressorile sobilik koht ja mõõdeti ala, mille piiridesse peavad väljalaskekollektori torud jääma.

Turbokompressor asetseb mootori esiosaga ühel joonel, piki-asendis ja turbiini kinnitustasapind on ühel kõrgusel plokikaane ja klapikambrikaane ühenduspinnaga.

Selleks, et turbokompressorit eelnimetatud asukohta paigutada, on vaja klaasipesuvedeliku anum teise kohta viia.

Ala, mille piiridesse peab kollektori torustik jääma, on:

- vertikaalsuunas plokikaane ja klapikambrikaane ühenduspinnast kuni ploki ja karteri ühenduspinnani
- pikisuunas mootori gabariitide piiridesse
- külgsuunas maksimaalselt 150 mm kaugusele plokikaane ja väljalaskekollektori kinnitustasapinnast

Nimetatud alas on vaja arvestada veel sellega, et torustik ei puutuks vastu mootori kinnituskäppa ega mootori eesosas paiknevat ketipinguti korpust.

6.3 Materjali valik

Antud väljalaskekollektor valmistatakse torudest ja painutatud põlvedest keevitamise teel. Torude materjaliks otsustati valida roostevaba, austeniitse struktuuriga teras markeeringuga SAE 316. Roostevaba terast kasutatakse mootorite väljalaskeüsteemides kahe olulise eelise tõttu: kõrge korrosioonikindlus ja hea vastupidavus kõrgele temperatuurile. Temperatuuri –ja korrosioonikindluse annab terasele kroomisisaldus, mis austeniitse struktuuriga teraste puhul on enamasti üle 18%. [10]

SAE 316 terase füüsikalised ja termilised omadused: [11]

- Tugevuspiir - 580 MPa
- Voolavuspiir - 290 MPa
- Elastsusmoodul - 193 GPa
- Rockwelli kõvadus – 79
- Sulamispiir – 1400 °C

6.3 CAD-projekteerimine

Väljalaskekollektori projekteerimisel kasutati SolidWorksi nimelist CAD tarkvara. Solidworksi kasuks otsustati seetõttu, et programmiga on varasem kogemus ja lisaks on saadaval palju treeningvideoid, kust vajadusel erinevate tarkvara kasutamise nüansside kohta abi saab.

Projekteerimise protsessi alustati plokikaane flantsi avade keskpunktide määramisega kolmemõõtmelises ruumis. CAD programmidel on koordinaatide alguspunkt ja eelnimetatud flantsi avade keskpunktid nagu ka kõik järgnevad punktid määratakse selle nullpunkti suhtes. Vaikimisi on määratud vertikaalteljeks y-telg, pikiteljeks x-telg ja külgsuunaliseks teljeks z-telg. Koordinaatide nullpunktis lõikuvad ka telgede poolt tekitatud tasapinnad. Kuna plokikaane flants on esimene detail, kust algavad kõikide silindrite torud, asetsevad flantsi avade keskpunktid XY ja XZ tasapindadel, mis tähendab, et Z ja Y koordinaadid võrduvad nulliga. X-koordinaatide väärtused silindrite kaupa on järgmised:

- 1. silinder 227,5 mm
- 2. silinder 136,5 mm
- 3. silinder 45,5 mm
- 4. silinder -45,5 mm
- 5. silinder -136,5 mm
- 6. silinder -227,5 mm

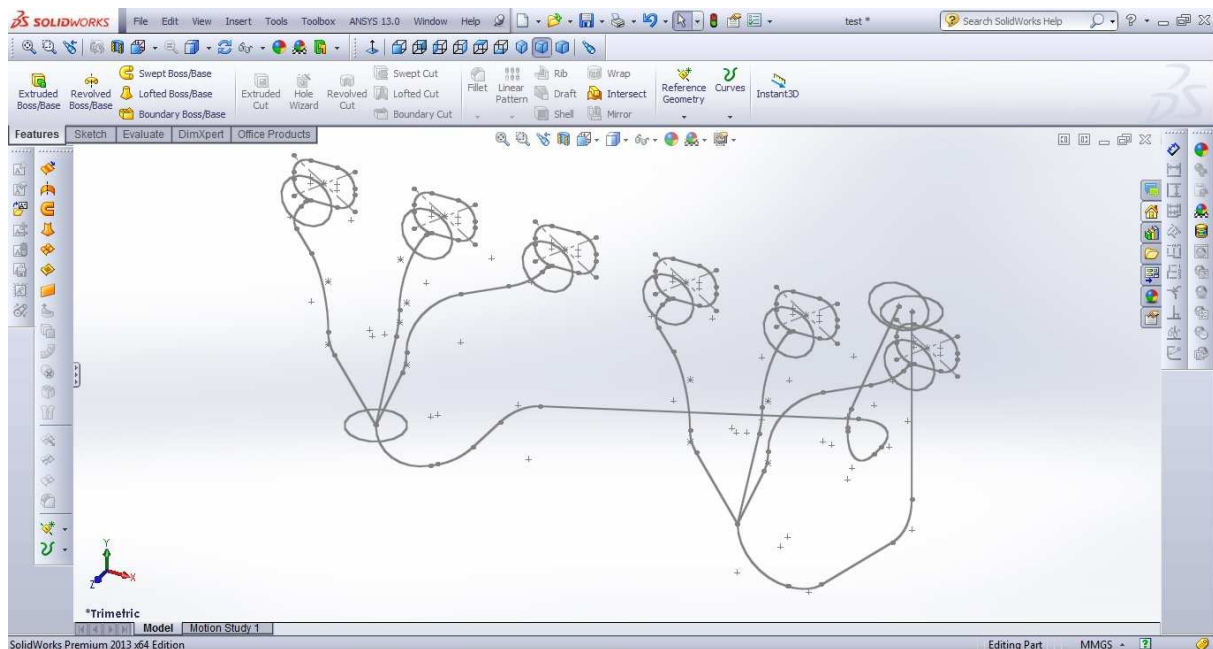
Järgmisena määrati turbokompressori kinnitusflantsi asukoha koordinaadid nullpunkti suhtes. Projekteeritav kollektor on 6-2-1-tüüpi, mis tähendab, et plokikaane ja turbokompressori flantside vahel toimub torude ühinemine. Kõigepealt toimub silindrite 1-3 torude ühinemine ning seejärel silindrit 4-6 torude ühinemine. Kaks alles jäänud toru ühinevad vahetult enne turbokompressori flantsi. Nende kahe toru juhtjoonte lõpu koordinaadid määravad turbokompressori flantsi asukoha:

- eesmine: X = 280 mm, Y = 110 mm, Z = 126 mm
- tagumine: X = 270 mm, Y = 110 mm, Z = 123 mm

Kolmanda etapina määratakse punktid, kus kolm toru ühinevad. Nende kahe punkti koordinaadid on:

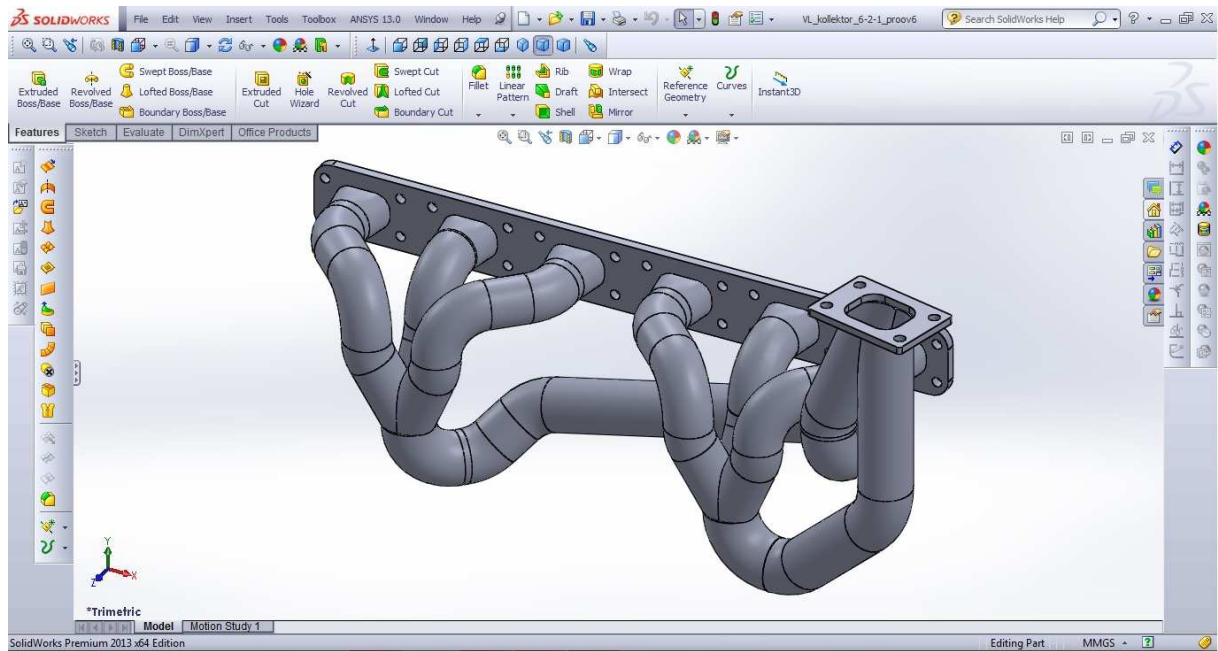
- eesmine (1-3. silinder): $X = 136,5 \text{ mm}$, $Y = -110 \text{ mm}$, $Z = 98 \text{ mm}$
- tagumine (4-6. silinder): $X = -136,5 \text{ mm}$, $Y = -110 \text{ mm}$, $Z = 98 \text{ mm}$

Olles määranud põhiliste punktide koordinaadid, läbi mille kulgevad torude juhtjooned, saab hakata viimaseid joonestama (sele 52). Juhtjoonte puhul arvestati võimalikult palju sellega, millise raadiusega painutatud torupõlvi on võimalik saada ostutootena ehk lisatöötlust mitte vajavana. Kasutatavad põlved on raadiustega 36 mm ja 56 mm. 3-1 sektsioonide toru välisläbimõõdud on 38 mm ja siseläbimõõdud 35 mm. 2-1 torude välisläbimõõdud on 42 mm ja siseläbimõõdud 39 mm.



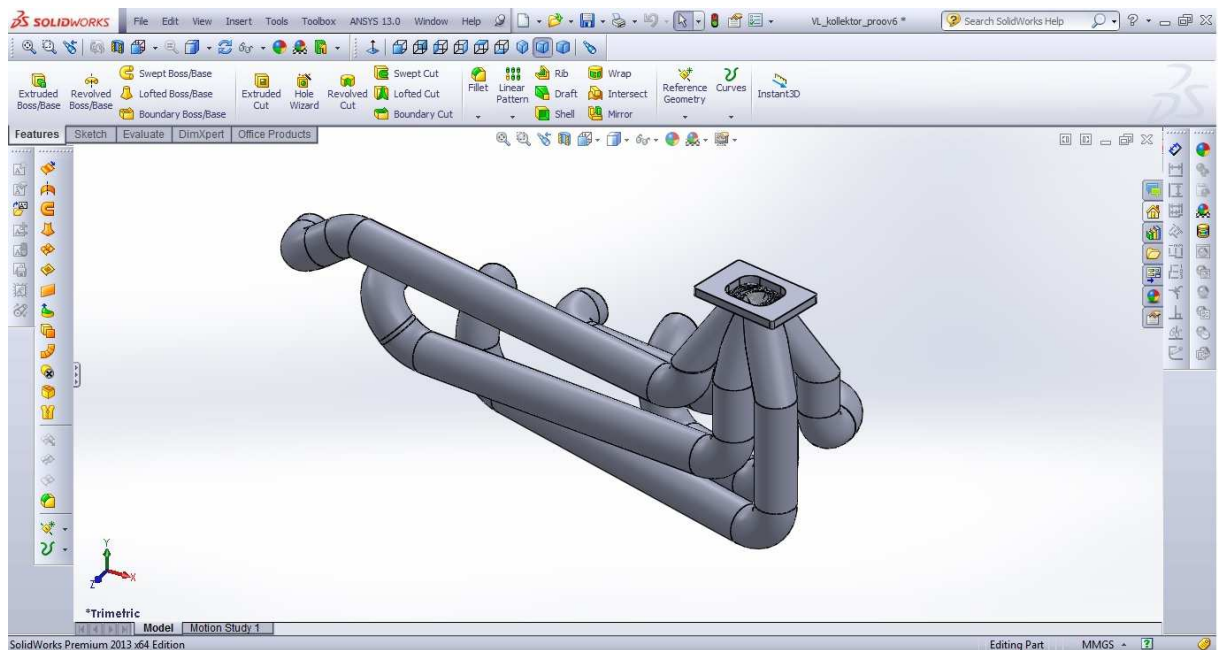
Sele 52. Väljalaskekollektori juhtjooned

Pärast torude juhtjoonte projekteerimist lisati joonte algus ja lõpp-punktidesse toru läbimõõdud, mille abil sai torud nähtavaks muuta ja kontrollida omavahelist kokkupuutumist või soovitud piiridest välja minekut. Viimase etapina joonestati kollektori ja turbokompressori flantsid. Valmis kujul 6-2-1 väljalaskekollektor on esitatud selil 53.



Sele 53. 6-2-1 väljalaskekollektor

Lisaks 6-2-1 kollektorile uuriti ka 6-1 kollektori sobivust. Seel 54 on toodud lõpuni viimistlemata 6-1 kollektor, kuid sellest variandist looduti. Esiteks on 6-2-1 kollektor tundvalt kompaktsem ja teiseks oli 6-1 kollektori puhul keerukas torusid turbokompressori flantsi läheduses olevast ketipinguti korpusest mööda juhtida.



Sele 54. 6-1 konfiguratsiooniga lõpuni projekteerimata kollektor

KOKKUVÕTE

Antud lõputöö eesmärgiks oli projekteerida BMW M50-M54 mootoritele turboülelaadimise süsteem ja uurida erinevate mootorikomponentide mõju antud süsteemile, mis tõstaksid maksimaalse võimsuse ligikaudu 300 kW-ni ja maksimaalse pöördemomendi 500...550 Nm-ni.

Esimeseks etapiks oli sobiva turbokompressori leidmine, mille valimine käib kompressorikaartide abil. Viimaste lugemiseks on vaja enne arvutada vajalik õhuvoolumugus ja ülelaaderõhk, mis tagavad antud mootorite puhul soovitud eesmärgid. Pärast baasarvutuste tegemist analüüsiti erinevaid kompressorikaarte ja valiti välja Garrett GT2871R turbokompressor. Antud turbokompressor võimaldab püstitatud eesmärkide saavutamise ja lisaks sellele tagab üsna madala väntvõlli pöörlemissageduse juures kõrge pöördemomendi, mis muudab mootori karakteristikku paindlikumaks.

Pärast seda loodi Lotus Engine Simulation mootorisimulatsioonitarkvara abil virtuaalne mootori mudel, mis võimaldas täpsemalt arvutada mootori kiiruskarakteristikud. Esmalt loodi standardmootori mudel ja veenduti, et selle poolt simuleeritud kiiruskarakteristikud vastavad tegelikkusele. Pärast seda lisati mootorimudelile turbokompressor, reduktsioonklapp koos vastava juhtloogikaga ja sisselaskeõhu soojusvaheti. Analüüsides antud modifikatsioonidega virtuaalse mootori kiiruskarakteristikuid, selgus, et püstitatud eesmärkidele jõuti väga lähedale.

Järgnevalt analüüsiti simulatsioonitarkvara abil erinevate mootoriparameetrite muutmise mõju, eesmärgiga optimeerida kiiruskarakteristikuid. Täpsemalt uuriti sisselaskekollektori primaartorude pikkuste ja läbimõõtude mõju, väljalaskekollektori primaartorude läbimõõtude mõju ja nukkvõllide ajastuse mõju pöördemomendile ja võimsusele. Muudatustest selgus, et kõige märkimisväärsemat mõju kiiruskarakteristikutele avaldab sisselasketrakti pikkus ja kõige vähem mõjutab väljalasketrakti primaartorude läbimõõt. Ühtlasi selgus, et standardmootori sisselasketrakt ja nukkvõllide ajastus ning klappide lahtiolekuaeg sobivad antud turbokompressori karakteristikuga hästi kokku.

Viimase etapina projekteeriti väljalaskekollektor, mis arvestab turbokompressori, M50-M54 mootorite ning E36/E46 keretähisega BMW-de mootoriruumi mõõtmetega. Väljalaskekollektor on eraldi torudest ja põlvedest keevitamise teel valmistatav ning 6-2-1-tüüpi skeemiga.

Lõputöö tulemusena jõuti püstitatud eesmärkideni. Projekteeritud turboülelaadimissüsteemi abil on võimalik tõsta standardmootori võimsus 141 kW-lt 300 kW-ni, mis on 113%-line võimsuse juurdekasv. Maksimaalne pöördemoment kasvab 245 Nm-lt 550 Nm-ni, mis on 125%-line juurdekasv.

SUMMARY

The objective of this thesis was to design a turbocharging system for BMW M50-M54 engines and to investigate the effect of different engine components that would increase the maximum power output to 300 kW and maximum torque to 500...550 Nm.

The first step was to select a suitable turbocharger, which is done by comparing compressor maps. In order to read the compressor maps, it is necessary to calculate the required mass air flow and boost pressure required to reach the goals that were set for these engines. After these calculations a number of different compressor maps were analysed from which Garrett GT2871R turbocharger was chosen. This turbocharger allows to reach the goals that were set and also gives a high torque output at relatively low engine speeds, which increases the flexibility of the engine characteristics.

After that a virtual engine model was created using an engine simulation software called Lotus Engine Simulation. This allows the engine output characteristics to be accurately modelled. First, the virtual model of the standard engine was created and verified that the output characteristics are similar to the real engine. After that a turbocharger, wastegate with its control logic and an intercooler were added to the model. While analysing the results of this turbocharged model, it became clear, that the output characteristics were already quite similar to the goals.

Next, the effects of changing different engine components were analysed, in order to optimise the output characteristics. More specifically, the effect of intake manifold runner length and diameter, exhaust manifold runner diameter and camshaft timing and duration on power and torque were analysed. The results show that intake manifold runner length has the highest and exhaust manifold runner diameter has the lowest effect on changing the shape of torque and power curves. It also became clear that the standard intake manifold and camshafts are a good combination with the selected turbocharger.

The last step was to design an exhaust manifold that would consider the dimensions of the turbocharger, M50-M54 engines and the engine bay of BMW E36/E46 chassis. The exhaust manifold is a 6-2-1 type design and welded from precut pipes and bends.

The goals of the thesis were reached. The turbocharging system increases the power output by 113% (141 kW to 300 kW) and torque output by 125% (245 Nm to 550 Nm).

KASUTATUD KIRJANDUS

1. BMW M50 [WWW] http://en.wikipedia.org/wiki/BMW_M50 (04.03.2015)
2. BMW M52 [WWW] http://en.wikipedia.org/wiki/BMW_M52 (04.03.2015)
3. BMW M54 [WWW] http://en.wikipedia.org/wiki/BMW_M54 (04.03.2015)
4. VANOS/Double-VANOS [WWW]
http://www.bmw.com/com/en/insights/technology/technology_guide/articles/vanos_double_vanos.html (10.03.2015)
5. Compressor maps [WWW]
http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/compressor_maps (14.04.2015)
6. Turbocharging Performance Handbook / J. Hartman. Minneapolis: MBI Publishing Company, 2007
7. Plotting points on maps [WWW]
http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/plotting_data_on_compressor_map
(03.04.2015)
8. Getting started using Lotus Engine Simulation. Lotus Cars Limited, 2001
9. M50B25 vanos [WWW] <http://www.btcf.fi/forum/archive/index.php/t-54021.html>
(09.04.2015)
10. Mehaanikainseneri käsiraamat / toim. P. Kulu, E. Hendre. Tallinn: TTÜ kirjastus, 2013
11. ASM Material Datasheet [WWW]
<http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MQ316A> (25.04.2015)

LISAD

Lisa 1. Väljalaskekollektori koostejoonis

Lisa 2. Tükítabel

Lisa 3. Kollektori flantsi joonis

Lisa 4. T25 flantsi joonis