



TALLINNA TEHNIKAÜLIKOOL  
INSENERITEADUSKOND

Mehaanika ja tööstustehnika instituut

# VÕISTLUSMOOTORRATTA GAASIVAHETUSSÜSTEEMI ÜMBERPROJEKTEERIMINE

RACING MOTORCYCLE GAS EXCHANGE SYSTEM REDESIGN

MAGISTRITÖÖ

Üliõpilane:

Joosep Hansar

Üliõpilaskood:

176948MATM

Juhendaja:

Dr. Hans Rämmal, dotsent

Tallinn 2019

## AUTORIDEKLARATSIOON

Olen koostanud lõputöö iseseisvalt.

Lõputöö alusel ei ole varem kutse- või teaduskraadi või inseneridiplomit taotletud. Kõik töö koostamisel kasutatud teiste autorite tööd, olulised seisukohad, kirjandusallikatest ja mujalt pärinevad andmed on viidatud.

“.....” ..... 2019.

Autor: .....

Töö vastab magistritööle esitatud nõuetele

“.....” ..... 2019

Juhendaja: .....

Kaitsmisele lubatud

“.....” .....2019

Kaitsmiskomisjoni esimees .....

## Mehaanika ja tööstustehnika instituut

### LÕPUTÖÖ ÜLESANNE

**Üliõpilane:** Joosep Hansar, 176948MATM  
**Õppekava, peeriala:** MATM02/15 – Tootearendus ja tootmistehnika  
**Juhendaja:** Dotsent, Hans Rämmal, 620 3259

#### Lõputöö teema:

(eesti keeles) Võistlusmootorratta gaasivahetussüsteemi ümberprojekteerimine

(inglise keeles) Racing motorcycle gas exchange system redesign

#### Lõputöö põhieesmärgid:

1. Analüüsida hetkel kasutatavaid süsteeme
2. Vajadusel modifitseerida sisse- ja väljalaskesüsteem 4-taktilise sissepritsega külgvankriga KTM/Husqvarna krossimootoratal
3. Projekteerida hooldevaba summuti

#### Lõputöö etapid ja ajakava:

Nr	Ülesande kirjeldus	Tähtaeg
1.	Summuti rõhukao mõõtmine	11.12.2018
2.	Sisse- ja väljalaskesüsteemi 3D skaneerimine ja uurimine	14.01.2019
3.	Summutiga seotud FIM reeglistiku uurimine külgvankritele	20.02.2019
4.	Sisse- ja väljalaskesüsteemi analüüs	30.03.2019
5.	Väljalaskesüsteemi projekteerimine ja valmistamine	10.04.2019
6.	Testimine ja võrdlemine	06.05.2019

**Töö keel:** eesti keel      **Lõputöö esitamise tähtaeg:** "....." .....2019. a

**Üliõpilane:** Joosep Hansar ..... "....." .....2019 a

**Juhendaja:** Dr. Hans Rämmal ..... "....." .....2019 a

# SISUKORD

EESSÕNA.....	7
Lühendite ja tähiste loetelu.....	8
SISSEJUHATUS.....	11
1 AKUSTILINE ÜLELAADIMINE .....	13
1.1 Akustiline ülelaadimine sisselaskes.....	13
1.2 Akustiline ülelaadimine väljalaskes.....	13
1.3 Mootori võimsuse arvutamine .....	13
1.4 Täiteaste .....	14
2 OLEMASOLEVA SÜSTEEMI ANALÜÜSIMINE .....	15
2.1 Mootori andmed .....	15
2.2 Sisselaskesüsteem.....	16
2.2.1 Andmete kogumine.....	17
2.2.2 Nukkvõll.....	17
2.2.3 Sisselaske kanal.....	21
2.2.4 Helikiirus.....	22
2.2.5 Rõhuline peegelduste arv.....	23
2.2.6 Sisselaske kanali akustilise ülelaadimise väärtuse arvutus.....	23
2.2.7 Sisselaske gaaside kiirus.....	23
2.2.8 Järeldused.....	26
2.3 Väljalaskesüsteem.....	26
2.3.1 Andmete kogumine.....	26
2.3.2 Helikiirus.....	27
2.3.3 Väljalaske kanalid.....	28
2.3.4 Väljalaske kanali akustilise ülelaadimise väärtuse arvutus.....	29
2.3.5 Helmholtzi resonaator.....	29
2.3.6 Summuti uurimine.....	31
2.3.7 Väljalaske vasturõhu mõõtmine .....	32
2.3.8 Väntvõlli pöörlemissagedus väljalaske gaaside kiirusel 76 m/s.....	36
2.3.9 Järeldused.....	37
2.4 Mootori võimsus .....	38
2.4.1 Veojõustendis mõõdetud võimsus.....	38
2.4.2 Arvutatud võimsus .....	39

2.4.3 Mootori simulatsioon .....	40
2.4.4 Järeldused.....	41
3 VÄLJALASKESÜSTEEMI PROJEKTEERIMINE .....	43
3.1 Optimaalne väljalaske gaaside kiirus leegitorus .....	43
3.1.1 Simulatsiooni tulemused .....	45
3.2 Reeglistik.....	46
3.3 Summuti projekteerimine .....	49
3.3.1 Perforeeritud toru .....	50
3.3.2 Leegitoru.....	51
3.3.3 Summuti kest .....	52
3.4 Prototüüp 1.....	52
3.4.1 Valmistamine .....	52
3.4.2 Mära mõõtmine .....	55
3.5 Prototüüp 2.....	56
3.5.1 Valmistamine .....	56
3.5.2 Mära mõõtmine .....	57
3.6 Prototüüp 3.....	58
3.6.1 Valmistamine .....	58
3.6.2 Mära mõõtmine .....	59
3.7 Prototüüp 4.....	60
3.7.1 Valmistamine .....	60
3.7.2 Mära mõõtmine .....	60
3.8 Prototüüp 5.....	61
3.8.1 Valmistamine .....	61
3.8.2 Mära mõõtmine .....	61
3.8.3 Vasturõhu mõõtmine .....	62
3.8.4 Akustiline ülelaadimine .....	64
3.8.5 Võimsus .....	65
3.9 Lõplik summuti.....	67
KOKKUVÕTE.....	68
SUMMARY .....	71
KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU .....	74
Lisad .....	76
Lisa 1 Sõidu käigus salvestatud andmetelogi .....	76
Lisa 2 Projekteeritud summuti joonis.....	77

Lisa 3 Summuti kesta joonis.....	78
Lisa 4 Summuti tagumise otsakaane joonis.....	79
Lisa 5 Summuti esimese otsakaane joonis.....	80
Lisa 6 Perforeeritud toru joonis.....	81

## EESSÕNA

Lõputöö idee sündis juba bakalaureuses kui õppeaines eriõppe projekt valmistasime summuteid ning räägiti mikroperforatsioonist ja akustilisest ülelaadimisest. Kuna olen tegelenud mitmeid aastaid motokrossiga, siis tekkis idee, et mikroperforeeritust võiks külgvankritega motokrossis rakendada, kuna seal on pidevalt summutitega probleeme. Lõputöö teema pakkus välja juhendaja Dr. Hans Rämmal.

Andmeid koguti erinevatest lõputöödest, uurimistöödest ning mootoriarendajalt Glenn Woodmanilt.

Soovin tänada juhendajat Dr. Hans Rämmalit nõuannete ja ideede eest, samuti summuti valmistamisel ja testimisel abistanud inimesi ja ettevõtteid: Tõnis Vanaselja, Amper Engineering, Raivo Sudnikevitš, Argo Põldsaar, Heiki Hansar ning Toomas Hansar

Võtmesõnad: sisselaskesüsteem, mikroperforatsioon, väljalaskesüsteem, külgvankritega motokross, magistritöö

## Lühendite ja tähiste loetelu

$\dot{m}_k$  – kütuse massivool sisselaskes

$\dot{m}_\delta$  – õhumassi vool sisselaske kanalis

$\dot{m}$  – maksimaalne kütusesegu massivool

$\alpha_{sa}$  – kütuse- ja õhumassi suhe mõõtmise hetkel maksimaalsel mootori võimsusel

$\delta_{sa}$  – õhutihedus sisselaskekanalis võimsuse mõõtmishetkel

$\delta_{Vmax}$  – maksimaalne väljalaskegaaside õhutihedus

$\delta_S$  – õhutihedus enne sisselaske klappi

$\eta_e$  – mootori termiline kasutegur

$\eta_{emax}$  – maksimaalne Otto mootori termiline kasutegur

$\eta_{ve}$  – silindri täiteaste

$\eta_{vemax}$  – maksimaalne silindri täiteaste

$\lambda_{min}$  – stöhhiomeetrilise segu väikseim väärtust

$\lambda_{sa}$  – stöhhiomeetrilise segu väärtus mõõtmise hetkel maksimaalsel mootori võimsusel

$\rho_{ai}$  – õhutihedus sisselaskekanalis

$\Delta p_S$  – sisselaske rõhukadu

$A_{avadega}$  – perforeerimata nelinurga pindala

$A_{avadeta}$  – perforeeritud nelinurga pindala

$\alpha_n$  – profiili nurk nukkvõlli Ü.S.S suhtes

$A_{neck}$  – kaela ristlõike pindala

$A_{smin}$  – sisselaske kanali väikseim ristlõike pindala

$\alpha_v$  – profiili nurk väntvõlli Ü.S.S suhtes

$A_{vi}$  – leegitoru väljund ristlõikepindala

$A_{vmin}$  – väljalaske kanali väikseim ristlõike pindala

$C_{ex}$  – helikiirus väljalaske kanalis

$C_{fuel}$  – kütuse kütteväärtus

$C_{fuela}$  – kütuse kütteväärtus

$C_{in1}$  – helikiirus sisselaskekanalis jalga sekundis

$C_{in2}$  – helikiirus sisselaskekanalis

$D_{cha}$  – Helmholtzi resonaatori kambri siseläbimõõt

$D_e$  – väljalaske klapi läbimõõt

$D_{ex}$  – keskmine väljalaske kanali läbimõõt

$D_i$  – sisselaske klapi läbimõõt

$D_{in1}$  – keskmine sisselaske kanali läbimõõt tollides



$D_{in2}$  – keskmine sisselaske kanali läbimõõt  
 $D_{neck}$  – Helmholtzi resonaatori kaela siseläbimõõt  
 $D_{sil}$  – silindri läbimõõt  
 $D_{smin}$  – väikseima läbimõõduga sisselaske kanali osa  
 $D_{vl}$  – leegitoru väljundläbimõõt  
 $D_{vl2}$  – leegitoru väljundläbimõõt, mille korral väljalaske gaaside kiirus on 76 m/s  
 $D_{vmin}$  – väljalaske torustiku väikseima diameetriga koht  
 $EVCD_{ex}$  – väljalaske rõhulaine peegelduse aeg ühe mootori töötsükli suhtes  
 $EVCD_{in}$  – sisselaske rõhulaine peegelduse aeg ühe mootori töötsükli suhtes  
 $EVO$  – väljalaske klapi lahtioleku aeg ühe mootori töötsükli suhtes (ingl k Exhaust Valve Open)  
 $f_0$  – sagedus, millele on Helmholtzi resonator projekteeritud  
FIM – Rahvusvaheline Mootorrattaspordi Föderatsioon (ingl k International Motorcycling Federation)  
 $IVO$  – sisselaske klapi lahtioleku aeg ühe mootori töötsükli suhtes (ingl k Intake Valve Open)  
 $L_{cha}$  – Helmholtzi resonaatori kambri pikkus  
 $L_{ex}$  – väljalaske kanali kogupikkus  
 $L_{exp}$  – prototüüp lahenduse väljalaske kanali pikkus, kus rõhulaine saab levida  
 $L_{in1}$  – optimeeritud sisselaske kanali pikkus tollides  
 $L_{in2}$  – optimeeritud sisselaske kanali pikkus  
 $L_{ks}$  – sisselaske klapi avamine  
 $L_{kv}$  – väljalaske klapi avamine  
 $L_{neck}$  – kaela pikkus  
 $L_{ps}$  – sisselaske nuki profiili kaugus nukkvõlli tsentrist  
 $L_{pv}$  – väljalaske nuki profiili kaugus nukkvõlli tsentrist  
 $m_s$  – sisselaske takti lõpus silindris oleva värsketöösegu mass  
 $m_{teor}$  – teoreetiliselt silindrisse mahtuva töösegu mass  
 $N$  – väntvõlli pöörlemissagedus  
 $n$  – ühe tsükli pöörete arv väntvõllil  
 $N_{76}$  – pöörlemissagedus, kus väljalaske gaaside kiirus on 76 m/s  
 $N_{in}$  – väntvõlli pöörlemissagedus, kuhu sisselaske akustiline ülelaadimine on optimeeritud  
 $N_{max}$  – minimaalne väntvõlli pöörlemissagedus  
 $N_{min}$  – maksimaalne väntvõlli pöörlemissagedus  
 $N_{sa}$  – väntvõlli pöörlemissagedus maksimaalsel mootori võimsusel  
 $P$  – mootori võimsus  
 $P_a$  – arvutatud maksimaalne võimsus

$p_a$  – normaalrõhk  
 $P_{\text{mmax}}$  – arvutatud mootori võimsus arvestades kadusid  
 $P_o$  – summuti perforeeritus  
 $P_{\text{rmax}}$  – tagumisest rattast mõõdetud võimsus  
 $p_s$  – rõhk sisselaske kanalis  
 $P_{\text{sim}}$  – simulatsioonist saadud maksimaalne mootori võimsus  
 $p_{va}$  – arvutatud vasturõhk  
 $p_{vm}$  – mõõdetud vasturõhk  
 $p_{vo}$  – oletuslik summuti vasturõhk  
 $Q_{\text{ex}}$  – maksimaalne väljalaske gaaside mahuvool  
 $Q_{\text{in}}$  – mahuvool sisselaskekanalis  
 $Q_{v76}$  – väljalaske gaaside mahuvool leegitoru alguses kiirusel 76 m/s  
 $Q_{vl}$  – väljalaske gaaside mahuvool leegitoru lõpus  
 $R$  – gaasikonstant õhu korral  
 $R_N$  – nukkvõlli raadius  
 $RV$  – rõhulaine peegelduste arv  
 $S$  – väntvõlli käik  
 $t_{sa}$  – välisõhutemperatuur veojõustendi mõõtmisel  
 $t_{skesk}$  – keskmine temperatuur sisselaske kanalis  
 $t_{smax}$  – maksimaalne temperatuur sisselaske kanalis  
 $t_{smin}$  – minimaalne temperatuur sisselaske kanalis  
 $t_{vkesk}$  – keskmine temperatuur väljalaske kanalis  
 $t_{vmin}$  – madalaim väljalaske gaaside temperatuur  
 $V_{76}$  – väljalaske gaaside kiirus 76 m/s  
 $V_{cha}$  – kambri ruumala  
 $V_h$  – mootori töömaht  
 $V_{ha}$  – mootori töömaht  
 $v_{ls}$  – simulatsiooni tulemus väljalaske gaaside keskmine kiirus leegitoru lõpus  
 $v_m$  – mõõdetud voolu kiirus  
 $v_{smax}$  – maksimaalne gaaside kiirus sisselaske kanalis  
 $v_{vla}$  – arvutatud leegitoru lõpus olev väljalaske gaaside kiirus  
 $v_{vmax}$  – maksikaalne väljalaske gaaside kiirus väljalaske torustiku alguses  
 $\ddot{U}.S.S$  – kolvi ülemine surnud seis  
 $\alpha$  – kütuse- ja õhumassivaheline suhe  
 $\varepsilon$  – mootori surveaste

## SISSEJUHATUS

Käesolev magistritöö on autori külgkorviga krossimootorratta sisse- ja väljalaske süsteemist, mida analüüsitakse ning vajadusel ümberprojekteeritakse. Kuna külgkorvidel võetakse üldjuhul mootor soolomootorrattalt ning modifitseeritakse külgkorvile sobilikuks, siis muutuvad sisse- ja väljalaske süsteemide mõõdud ja omadused, mida pole teadaolevalt analüüsitud. Gaasivahetussüsteemid mõjutavad oluliselt mootori väliskarakteristikuid.

Külgvankritega motokrossi sõidetakse erinevatel maastikuradadel, kus leidub hüppeid ja kurve. Mootorratas on varustatud külgkorviga ning mehitatud kahe inimesega, kellest üks juhib mootorratast juhtrauast ning teine külgkorvist kallutades.

Krossimootorratta raam on VMC (Vruwink MotorCycles) 2016 aasta parema poolse külgkorviga. Mootor on pärit 2013 aasta KTM 450 SX-F mudelilt, mida on modifitseeritud külgkorviga krossimootorrattale sobilikuks.

Töö eesmärgid seati järgmiselt:

1. Analüüsida sisse- ja väljalaske süsteeme
2. Vajadusel gaasivahetussüsteemid ümberprojekteerida
3. Arendada välja hooldevaba summuti

Enamikel 4-taktilistel külgvankritega krossimootorrattastel on gaasivahetussüsteemid modifitseeritud selliselt, et nad sobituks kasutatavale raamile ja mootorile. Selle käigus on need originaal lahendusega võrreldes üsna palju muutunud ning on teadmata, kuidas nende muutmine mõjutab mootori tööd. Kui gaasivahetussüsteem ei sobi antud mootorrattale, tuleks see ümberprojekteerida.

Hetkel kasutatav summuti vajab pidevat hooldust ning müra tase ületab sageli lubatud normi. Müra kontrollitakse erinevatel võistlustel, kus müra piirnormi ületamise eest saadakse ajalise karistuse või ei läbita tehnilist kontrolli. Projekteeritava summutil ei tohiks selliseid probleeme tekkida.

Töö tegemisel kasutati programme SolidWorks, Microsoft Excel, GeoMagic Design X ning Ricardo WaveBuild.

Esimeses põhiosas selgitatakse akustilise ülelaadimise põhimõtet ning kuidas see mootori võimsust mõjutab. Teises põhiosas analüüsitakse uuritava külgvankril hetkel kasutatavat gaasivahetussüsteemi ja võimsust. Kolmandas põhiosas vaadatakse üle reeglid, mis on määratud väljalaskesüsteemile, et sellega saaks erinevatel võistustel osaleda ning projekteeritakse uus hooldevaba summuti uuritavale mootorrattale.

Lisa 1 sisaldab külgvankrilt sõidu käigus salvestatud andmetelogi. Lisa 2-6 jooniseid projekteeritud summutist.

# 1 AKUSTILINE ÜLELAADIMINE

## 1.1 Akustiline ülelaadimine sisselaskes

Sisselaske takti ajal liigub kütuse- ja õhumassi segu mööda sisselaske kanalit põlemiskambrisse. Kui sisselaske klapp sulgub, siis rõhulaine liigub endiselt inertsist edasi. Kuna see, aga silindrisse ei pääse ning peegeldub vastu sisselaske klapi pinda ja seega liigub sisselaske kanalis tagasi ristlõike pindala järsu muutuseni. Seal tekib positiivne rõhulaine, mis liigub suunaga jälle põlemiskambri poole. Nii liigub rõhulaine mitmeid kordi sisselaske kanalis klapi ja suure ristlõike pindala muutuse vahel. Kui sisselaske kanali pikkus on optimeeritud sellisele pikkusele, et uue tsükli klapi avamise ajaks jõuab positiivne rõhulaine silindrisse, siis sisenebki silindrisse kõrgema rõhuga värske töösegu. Seda efekti nimetatakse akustiliseks ülelaadimiseks sisselaskes. [1]

## 1.2 Akustiline ülelaadimine väljalaskes

Väljalaske takti ajal liiguvad väljalaskegaasid mööda torustikku atmosfääri. Jõudes atmosfääri, siis positiivne rõhulaine hajub ning tekitab negatiivse rõhulaine, mis liigub mööda väljalaske torustikku põlemiskambri suunas. Kui väljalaske torustiku pikkus on optimeeritud sellisele pikkusele, et negatiivne rõhulaine jõuab klapi selle avamise hetkel, siis on torustikus välisrõhust madalam rõhk ning väljalaske gaasid sisuliselt imetakse silindrist välja. Seda efekti nimetatakse akustiliseks ülelaadimiseks väljalaskes. [2]

## 1.3 Mootori võimsuse arvutamine

Mootori võimsust on võimalik arvutada valemiga 1.1. [1]

$$P = \frac{\eta_{ve} \cdot \eta_e \cdot N \cdot V_h \cdot C_{fuel} \cdot \rho_{ai} \cdot \alpha}{2} \quad (1.1)$$

Kus  $\eta_{ve}$  – silindri täiteaste  
 $\eta_e$  – mootori termiline kasutegur

$N$  – väntvõlli pöörlemissagedus, 1/s

$V_i$  – mootori töömaht, m<sup>3</sup>

$C_{\text{fuel}}$  – kütuse kütteväärtus, MJ/kg

$\rho_{\text{ai}}$  – õhutihedus sisselaskekanalis, kg/m<sup>3</sup>

$\alpha$  – kütuse- ja õhumassi suhe

Nagu valemist 1.1 näha, siis 4-taktilise mootori võimsus on otseses seoses silindri täiteastmega, siis akustilise häälestamisega, on võimalik mootori võimsust ja täiteastet tõsta märgatavalt.

## 1.4 Täiteaste

Täiteaste on realselt sisselasketakti lõpus silindris oleva värsketöösegu massi ja teoreetilise silindrisse mahtuva töösegu massi suhe. [1]

$$\eta_{\text{ve}} = \frac{m_{\text{sil}}}{m_{\text{teor}}} \quad (1.2)$$

Kus  $m_{\text{sil}}$  – sisselaske takti lõpus silindris oleva värsketöösegu mass, kg

$m_{\text{teor}}$  – teoreetiliselt silindrisse mahtuva töösegu mass, kg

## 2 OLEMASOLEVA SÜSTEEMI ANALÜÜSIMINE

### 2.1 Mootori andmed

Uuritavaks mootoriks on 2013-2015 aasta KTM SX-F 450 mudel, sama mootor on ka Husqvarna FC 450 2014-2015 aasta krossimootorratastel. Tabelis 2.1 on peamised väärtused, mis mootori kohta on avalikustatud. [3]

Tabel 2.1 Mootori andmed

<b>Liigitus</b>	1-silindriline, 4 taktiline vesijahutusega
<b>Väntvõlli käik <math>S</math></b>	63,4 mm
<b>Silindri läbimõõt <math>D_{sil}</math></b>	95 mm
<b>Töömaht <math>V_h</math></b>	449,3 cm <sup>3</sup>
<b>Surveaste <math>\epsilon</math></b>	12,6:1
<b>Sisselaske klapi läbimõõt <math>D_i</math></b>	40 mm
<b>Väljalaske klapi läbimõõt <math>D_e</math></b>	33 mm

Mootori maksimaalseid pöördeid on võimalik piirata, üldjuhul on need piiratud  $N_{max}=11\ 500$  p/min ning minimaalsed pöörded  $N_{min}\ 2300$  p/min.

Uuritavat mootorit on teadaolevalt võimalik modifitseerida erinevas moodsus silindrite ja väntvõllidega. Teadaolevalt on võimalik osta tabelis 2.2 olevaid lahendusi.

Töömahu arvutamiseks kasutatakse valemit 2.1.

$$V_h = \frac{S \cdot \pi \cdot D_{sil}^2}{2} \quad (2.1)$$

Kus  $V_h$  – Töömaht, cm<sup>3</sup>  
 $D_{sil}$  – Silindri läbimõõt, mm  
 $S$  – Väntvõlli käik, mm

Tabel 2.2 Mootori teadaolevad modifikatsioonid

<b>Silindri läbimõõt <math>D_{sil}</math> / mm</b>	95	95	100	102	104	104
<b>Väntvõlli käik <math>S</math> / mm</b>	63,4	72	72	72	72	78
<b>Töömaht <math>V_h</math> / cm<sup>3</sup></b>	449	510	565	588	612	663

## 2.2 Sisselaskesüsteem

Sisselaskesüsteemi kuulub silindripeas olevad kanalid, drossel, lõdvikud ning õhufilter koos korpusega.

Olemasolev sisselaskesüsteem on KTM 450 SXF 2013-2015 aasta mudeli originaal lahenduselt, mis on modifitseeritud külgvankriga mootorrattale.

Hiljuti vahetati drosseli ja õhufiltri vaheline lõdvik KTM 450 SX-F 2016-2018 aasta mudeli lõdviku vastu, mis on jäigem ja pikem.

Kuna hetkel kasutatava süsteemi kohta rohkem andmeid ei ole, siis oleks vaja uurida mis pööretele on häälestatud antud süsteemi akustiline ülelaadimine.

Hetkel kasutatav lahendus on toimiv ning selle modifitseerimine ei ole majanduslikult mõistlik, siis otsustati uurida, mis pööretele on anatud sisselaskesüsteem häälestatud ning kas see on sobivas vahemikus.

Optimaalse sisselaske kanali pikkuse arvutamiseks on erinevaid valemeid ning kalkulaatoreid. Leiti valem 2.2, mis sõltus kõige rohkematest muutujates, mis arvatavasti tagab ka täpsema tulemuse. Samuti on sama valemit kasutatud mitmeski teises uurimistöös ning üle 60 aasta erinevate sisselaske kanalite projekteerimiseks. [4,5]

$$L_{in1} = \left( \frac{EVCD_{in} \cdot 0,25 \cdot C_{in1} \cdot 2}{N_{in} \cdot RV} \right) - 0,5 \cdot D_{in1} \quad (2.2)$$

Kus  $L_{in1}$  – optimeeritud sisselaske kanali pikkus, in

$EVCD_{in}$  – sisselaske rõhulaine peegelduse aeg ühe mootori töötsükli suhtes, °

$C_{in1}$  – helikiirus sisselaskekanalis, ft/s

$D_{in1}$  – keskmine sisselaske kanali läbimõõt, in

$RV$  – Rõhulaine peegelduste arv

$N_{in}$  – väntvõlli pöörlemissagedus, kuhu sisselaske akustiline ülelaadimine on optimeeritud, p/min

Kuna valem ei ole SI süsteemis, siis valemis 2.3 on teisendus ja lihtsustus.



$$L_{in2} \cdot 39,37 = \left( \frac{EVCD_{in} \cdot 0,25 \cdot C_{in2} \cdot 3,28 \cdot 2}{N_{in} \cdot RV} \right) - 0,5 \cdot D_{in2} \cdot 39,37 \rightarrow \quad (2.3)$$

$$\rightarrow \frac{EVCD_{in} \cdot 0,25 \cdot C_{in2} \cdot 3,28 \cdot 2}{N_{in} \cdot RV} = L_{in2} \cdot 39,37 + 0,5 \cdot D_{in2} \cdot 39,37 \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{EVCD_{in} \cdot 0,25 \cdot C_{in2} \cdot 3,28 \cdot 2}{39,37 \cdot (L_{in2} + 0,5 \cdot D_{in2})} = N_{in} \cdot RV \rightarrow N_{in} = \frac{EVCD_{in} \cdot C_{in2} \cdot 0,0417}{RV \cdot (L_{in2} + 0,5 \cdot D_{in2})}$$

Kus  $L_{in2}$  – optimeeritud sisselaske kanali pikkus, m

$C_{in2}$  – helikiirus sisselaskekanalis, m/s

$D_{in2}$  – keskmine sisselaske kanali läbimõõt, m

### 2.2.1 Andmete kogumine

Kuna arvutustes on vaja nukkvõlli andmeid, sisselaske kanalite läbimõõtu ning pikkust, siis oleks mõistlik kasutada 3D skaneerimist kuna vajalikke väärtusi ei ole mujal avalikustatud.

Olemasolevate komponentide uurimiseks skaneeriti ettevõttes Amper Engineering Creaform Metrascan 210 3D-skanneriga nukkvõll ning sisselaskekanalid. Saadud tulemus töödeldi ning mõõdeti vajalikud suurused programmiga GeoMagic Design X.

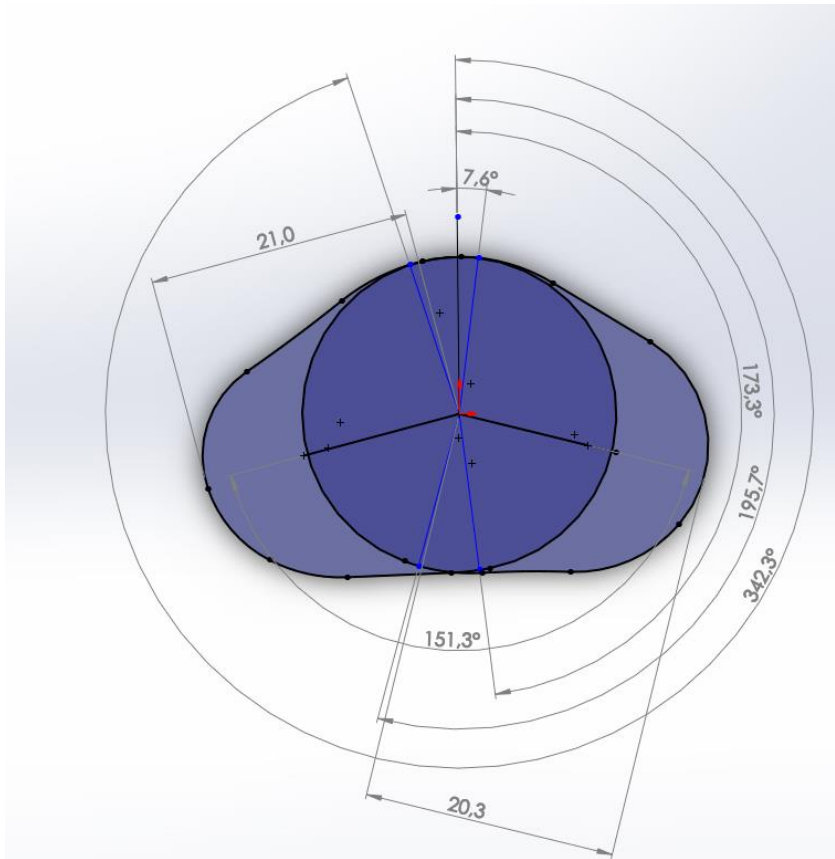
Helikiirus sõltub uuritava keskkonna temperatuurist. Temperatuuride teada saamiseks pöörduti külgkorviga krossimootorratta mootoriehitaja Glenn Woodmani poole, kes on aastaid kogunud andmeid erinevatelt etappidelt. Temalt saadi Belgias Lommeli etapil 24.06.2018 kogutud andmed sama tüüpi mootori kohta, mis mõõdeti mootorratta enda originaal anduritega, kuid salvestamiseks kasutati AiM andmesalvestus seadet, mis võtab andmeid gaasijuhtblokist. Sõitjaks Valentin Giraud, kes on pidevalt maailmameistrivõistlustel poodiumil. Saadud andmed on lisa 1.

Lommel on liivase pinnasega krossirada, kus mootor saab väga suurt koormust. Välisõhutemperatuur oli andmete logimise päeval keskmiselt 20 °C. [6]

### 2.2.2 Nukkvõll

3D skaneeritud nukkvõllil mõõdeti programmi GeoMagic Design X kasutades iga 10° tagant ära profiili kaugus nukkvõlli tsestrist. Seejärel lahutati sellest nukkvõlli võlli raadius  $R_N=12,6$  mm ning sellega leiti klapi avamine, võttes aluseks, et nookurite ülekandesuhted on 1:1.

Joonisel 2.1 on toodud pilt nukkvõlli profiilist, kus on märgitud klappide avamise ja sulgemise nurk Ü.S.S suhtes. Vasakul on sisselaske klappi avav nukk ning paremal väljalaske klappi avav nukk. Tulemused on toodud tabelis 2.3, mille järgi on koostatud joonis 2.2.



Joonis 2.1 Nukkvõlli profiil mõõtmetega

Kuna väntvõll teeb ühe töötsükliga  $n$  2 täispööret, mille jooksul nukkvõll teeb 1 pöörde, siis arvutatakse väntvõlli pöördenurk valemiga 2.4.

$$a_v = 2 \cdot a_n \quad (2.4)$$

Kus  $a_v$  – profiili nurk väntvõlli Ü.S.S suhtes  
 $a_n$  – profiili nurk nukkvõlli Ü.S.S suhtes

Tabelis 2.3 olevate väärtuste põhjal saab arvutada sisse- ja väljalaske klapi lahtioleku aja ühe mootori töötsükli suhtes, lahutades maksimaalse väntvõlli pöördenurga minimaalsest pöördenurgast kui klapid on avatud.

Tabel 2.3 Nukkvõlli analüüs

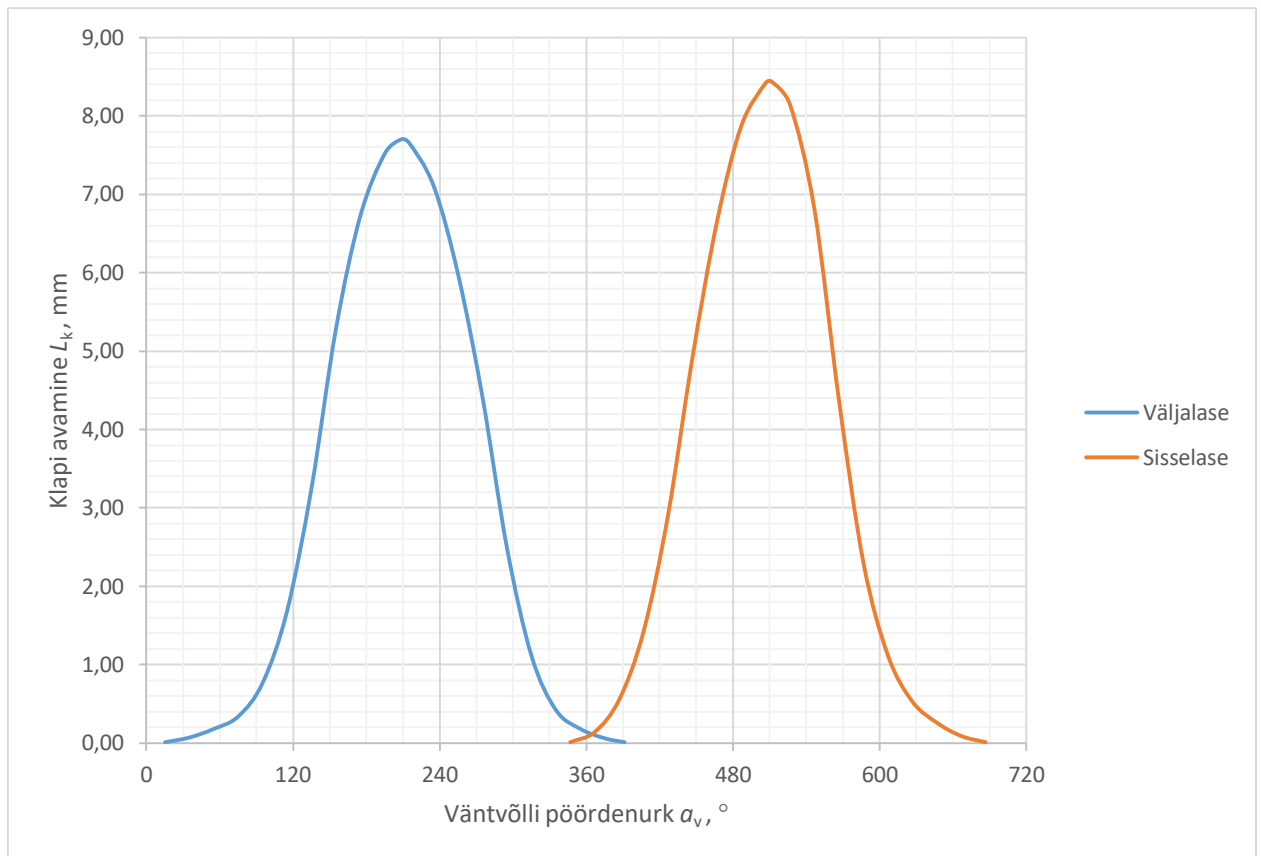
Väljalase				Sisselase			
Nurk nukkvõlli Ü.S.S suhtes $\alpha_N / ^\circ$	Nurk väntvõlli Ü.S.S suhtes $\alpha_V / ^\circ$	Profiiili kaugus nukkvõlli tsentrist $L_{pv} / \text{mm}$	Klapi avamine $L_{kv} / \text{mm}$	Nurk nukkvõlli Ü.S.S suhtes $\alpha_N / ^\circ$	Nurk väntvõlli Ü.S.S suhtes $\alpha_V / ^\circ$	Profiiili kaugus nukkvõlli tsentrist $L_{ps} / \text{mm}$	Klapi avamine $L_{ks} / \text{mm}$
7,6	15,2	12,61	0,01	173,3	346,6	12,61	0,01
17,6	35,2	12,67	0,07	183,3	366,6	12,74	0,14
27,6	55,2	12,78	0,18	193,3	386,6	13,15	0,55
37,6	75,2	12,94	0,34	203,3	406,6	14,02	1,42
47,6	95,2	13,37	0,77	213,3	426,6	15,50	2,90
57,6	115,2	14,29	1,69	223,3	446,6	17,51	4,91
67,6	135,2	15,86	3,26	233,3	466,6	19,24	6,64
77,6	155,2	17,89	5,29	243,3	486,6	20,47	7,87
87,6	175,2	19,33	6,73	253,3	506,6	21,02	8,42
97,6	195,2	20,12	7,52	255,6	511,2	21,04	8,44
104,4	208,8	20,3	7,70	263,3	526,6	20,74	8,14
107,6	215,2	20,25	7,65	273,3	546,6	19,40	6,80
117,6	235,2	19,7	7,10	283,3	566,6	16,97	4,37
127,6	255,2	18,57	5,97	293,3	586,6	14,90	2,30
137,6	275,2	17	4,40	303,3	606,6	13,72	1,12
147,6	295,2	15,08	2,48	313,3	626,6	13,13	0,53
157,6	315,2	13,71	1,11	323,3	646,6	12,86	0,26
167,6	335,2	13,02	0,42	333,3	666,6	12,69	0,09
177,6	355,2	12,78	0,18	343,3	686,6	12,61	0,01
187,6	375,2	12,66	0,06				
195,7	391,4	12,61	0,01				

$$EVO = 391,4 - 15,2 = 376,2^\circ \quad (2.5)$$

$EVO$  – väljalaske klapi lahtioleku aeg ühe mootori töötsükli suhtes, °

$$IVO = 686,6 - 346,6 = 340^\circ \quad (2.6)$$

$IVO$  – sisselaske klapi lahtioleku aeg ühe mootori töötsükli suhtes, °



Joonis 2.2 Klappide avamine väntvõlli pöördenurga suhtes

Kuna klapi avamine sõltub nukkvõlli profiilist ning see ei avane ega sulge kohealt, siis tuleb lahutada 20-30° maha klapi avanemisest, et saada teada millise väntvõlli pöördenurga jooksul saab rõhuline kanalid levida. Vähesel klapi avatusega ei pääse rõhuline silindrisse ning peegeldub veel klapi pinnalt tagasi. Kuna nukkvõlli profiil on klapi avamisel ja sulgemisel üsna lameda kujuga, siis võeti lahutatavaks väärtuseks 30°. [5]

Sisselaske rõhuline peegelduse aeg ühe mootori töötükli suhtes

$$EVCD_{in} = 720 - IVO - 30 = 720 - 340 - 30 = 350^\circ \quad (2.7)$$

Kus  $EVCD_{in}$  – sisselaske rõhuline peegelduse aeg ühe mootori töötükli suhtes, °

Väljalaske rõhuline peegelduse aeg ühe mootori töötükli suhtes

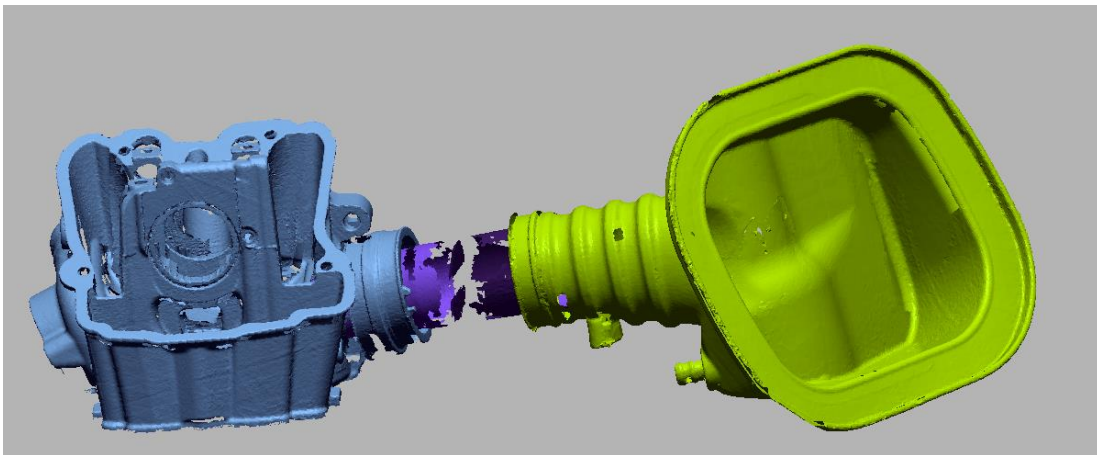
$$EVCD_{ex} = 720 - EVO - 30 = 720 - 376,2 - 30 = 313,8^\circ \quad (2.8)$$

Kus  $EVCD_{ex}$  – väljalaske rõhuline peegelduse aeg ühe mootori töötükli suhtes, °

### 2.2.3 Sisselaske kanal

Sisselaske kanali moodustavad silindripeas olevad kanalid, ühenduslõdvik silindripea ja drosseli vahel, drossel ning õhufiltri ja drosseli vahel olev lõdvik.

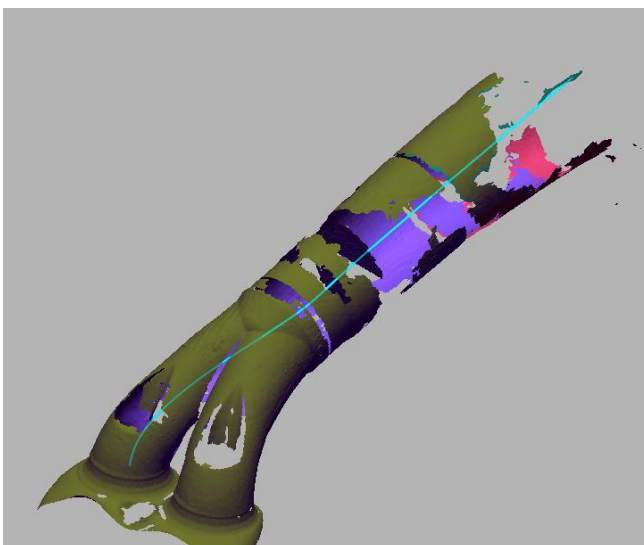
Kõik mainitud komponendid 3D-skaneeriti eraldi, et saada sisemiste pindade pikkused ja läbimõõdud, milles rõhulaine levib. Skaneeritud detailid joondati teineteise suhtes, nagu nad reaalselt ka mootorratta küljes on. Nende paiknemist on näha joonisel 2.3.



Joonis 2.3 Sisselaske kanali komponentide paiknemine

Saadud tulemusel mõõdeti sisselaske kanali pikkus mööda profiili tsentrit. Joone pikkus mõõdeti klapi tagumisest pinnast kuni järsu ristlõike pindala muutuseni. Kuna sisselaske klappe on 2 ja mõlemad kanalid silindripeas on võrdse pikkusega, siis võeti arvesse ainult ühe kanali pikkust.

Sisselaske kanali pikkus  $L_{in2} = 260 \text{ mm} = 0,26 \text{ m}$ .



Joonis 2.4 Sisselaske kanal koos tsentrijoonega

Kuna sisselaske kanali läbimõõt on ühtlaselt muutuv, siis võetakse keskmiseks sisselaske kanali läbimõõduks läbimõõt, mis on kõige pikemalt domineeriv ning mis on samuti keskmise osa läbimõõt. Seega  $D_{in2}=0,043$  m.

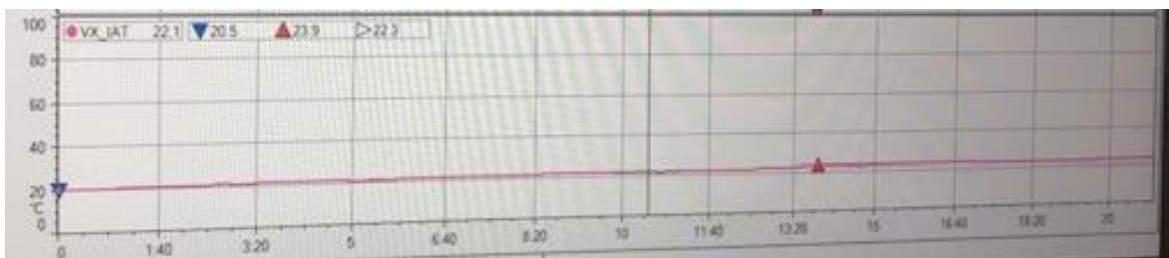
Väikseima läbimõõduga sisselaske kanali osa  $D_{smin}=42,5$  mm =0,0425 m

## 2.2.4 Helikiirus

Helikiirus sõltub uuritava keskkonna temperatuurist, selleks tuleb välja selgitada sisselaske kanalis liikuvate gaaside temperatuur.

Glenn Woodmannilt saadud andmetest lisa 1, millest on tehtud tõmmis joonis 2.5, on näha, et minimaalne temperatuur sisselaske kanalis  $t_{smin}=20,5$  °C ja maksimaalne  $t_{smax}=23,9$  °C. Sealjuures keskmine temperatuur  $t_{skesk}=22,3$  °C. Temperatuur on mõõdetud sisselaske drosseli lähedalt, mis on ligikaudu sisselaske kanali keskosa, andur oli torustiku läbimõõdust umbes 1/3 kõrgusel.

Kuna andmeid logiti rajal, kus mootor saab maksimaalset koormust maailmamestrivõistluste esikolmiku sõitjalt, siis võib arvestada, et üldjuhul on sisselaske temperatuur võrdne välistemperatuuriga .



Joonis 2.5 Glen Woodmanilt saadud andmed sisselaske temperatuuri kohta

Kuna tegemist on sissepritsesüsteemiga, kus toimub väline segumoodustus, mida kontrollib gaasijuhtblokk, siis sisselaskeklapi sulgemisel on sisselaskekanalis puhas õhk. Temperatuuriks võeti välisõhutemperatuur 20 °C.

Helikiiruse arvutamiseks kasutati kalkulaatorit, kust leiti, et helikiirus uuritavas keskkonnas  $C_{in2}=343,14$  m/s . [7]

## 2.2.5 Rõhulaine peegelduste arv

Rõhulaine peegelduste arv on väärtus, mitu korda jõuab rõhulaine mööda kanalit edasi-tagasi liikuda, seega on see alati täisarv. Ainult esimesed 3 peegeldust arvestatavad, kuna iga peegeldusega rõhulaine hääbib. [8]

Mida vähem laine peegeldub, seda tugevama mõjuga see on ja seda tugevamalt see mõjutab täiteastet.

Üldjuhul kasutatakse sisselaskesüsteemides kolmandat peegeldust, kuna sellega on võimalik saada kanalite pikkused võimalikul lühikeseks. [5]

## 2.2.6 Sisselaske kanali akustilise ülelaadimise väärtuse arvutus

Kuna eelnevates punktides on leitud muutujad valemi 2.3 jaoks, saab arvutada väntvõlli pöörlemissageduse, kuhu sisselaske akustiline ülelaadimine on optimeeritud. Arvutustes arvutatakse esimese kolme rõhulaine peegeldusi. Arvutatud tulemused on tabelis 2.4.

Tabel 2.4 Sisselaske kanali akustilise ülelaadimise väärtuse arvutus

Rõhulaine peegelduse arv <i>RV</i>	Väntvõlli pöörlemissagedus, kuhu sisselaske akustiline ülelaadimine on optimeeritud $N_{in} / p/min$
1	17 777
2	8888
3	5926

## 2.2.7 Sisselaske gaaside kiirus

Sisselaske gaaside voolukiirus ei tohiks ületada 75 m/s, kuna selleks loetakse piiri, kui hakkab langema silindri täiteaste ning seetõttu ka mootori väliskarakteristikud. Selleks uuritakse sisselaske gaaside kiirust olukorras, kus see on kõige suurem. [2]

Uuritud sisselaskesüsteemi kasutatakse ka antud mootori tüübi suurima töömahuga variandil. Seega valitakse tabelist 2.2 suurime töömahuga variant, milleks on  $663 \text{ cm}^3=0,000663 \text{ m}^3$  kuna selle õhutarve on suurem ning seega ka sisselaske gaaside kiirused suuremad kuna kanali läbimõõt jääb samaks.

Maksimaalne täiteaste vabalthingavatel võistlusmootoritel on maksimaalselt 1,22. [9]

Kuna uuritaval mootoril maksimaalne täiteaste ei ole maksimaalsetel pööretel nagu selgus punktis 2.2.6, siis võetakse täiteastmeks enimlevinud väärtus  $\eta_{ve} = 1$ .

Mida madalam on sisselasegaaside temperatuur, seda suurem on õhutihedus, tänu millele on õhumassi vool sisselaskekanalis suurem. Kuna sageli sõidetakse uuritava mootoriga ka külmades tingimustes, siis arvutatakse sisselaske gaaside massivool  $t_{smin} = -20\text{ °C} = 253\text{ K}$ .

Kuna sisselaskekanalitest imetakse õhku silindri poole, siis oleks vaja imemismeetodi kasutada sisselaskesüsteemi rõhukao mõõtmiseks. Kuna sellised vahendid Tallinna Tehnikaülikoolis puuduvad, ning arvatavasti muudab täpne väärtus arvutustulemust minimaalselt, siis võeti rõhukao väärtus oletuslikult.

Suurimaks takistuseks on õlitatud polüestrist või polüeeterist õhufilter, siis loeme rõhukao minimaalseks. [10]

Lihtsustuse mõtteks arvestame, et rõhukadu on  $\Delta p_s = 1325\text{ Pa} = 0,01325\text{ bar}$

Seega, rõhk sisselaske kanalis

$$p_s = p_a - \Delta p_s = 101\,325 - 1325 = 100\,000\text{ Pa} \quad (2.9)$$

Kus  $\Delta p_s$  – sisselaske rõhukadu, Pa  
 $p_a$  – normaalrõhk, Pa

Gaasikonstant R puhta õhu korral  $R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$

Seega õhutihedus enne sisselaske klappi

$$\delta_s = \frac{p_s}{R \cdot t_{smin}} = \frac{100\,000}{287 \cdot 253} = 1,397 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (2.10)$$

Kus  $\delta_s$  – Õhutihedus enne sisselaske klappi,  $\text{kg}/\text{m}^3$   
 $p_s$  – Rõhk sisselaske kanalis, Pa



R – Gaasikonstant õhu korral,  $\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$

$t_{s\min}$  – Sisselaskegaaside temperatuur, K

Kuna maksimaalne sisselaske gaaside kiirus saavutatakse üldjuhul maksimaalsetel pööretel, siis nagu alapeatükis 2.1 mainitud, on maksimaalsed pöörded antud tüüpi mootoril  $N_{\max}=11\,500$  p/min = 191,667 1/s.

Seega õhumassivool sisselaske kanal

$$\dot{m}_{\delta} = \delta_s \cdot V_h \cdot \eta_{ve} \cdot \frac{N_{\max}}{n} = 1,397 \cdot 0,000663 \cdot 1 \cdot \frac{191,667}{2} = 0,0887 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (2.11)$$

Kus  $\dot{m}_{\delta}$  – Õhumassi vool sisselaske kanal, kg/s

$n$  – Ühe tsükli pöörete arv väntvõllil, 4 taktilise mootori korral  $n=2$

Mahuvool sisselaske kanal

$$Q_{in} = \frac{\dot{m}_{\delta}}{\delta_s} = \frac{0,0887}{1,397} = 0,0635 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (2.12)$$

Kus  $Q_{in}$  – mahuvool sisselaskekanal,  $\text{m}^3/\text{s}$

Kuna sisselaske gaaside kiirus sõltub torustiku läbimõõdust, siis suurim gaaside kiirus on sisselaskekanali väikseima läbimõõduga osas.

Sisselaske kanalite uurimisel punktis 2.2.3 segus, et väikseima läbimõõduga sisselaske kanali osa  $D_{s\min}=42,5$  mm =0,0425 m.

Seega maksimaalne gaaside kiirus sisselaske kanal

$$v_{s\max} = \frac{Q_{in}}{A_{s\min}} = \frac{4 \cdot Q_{in}}{\pi \cdot D_{s\min}^2} = \frac{4 \cdot 0,0635}{\pi \cdot 0,0425^2} = 44,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.13)$$

Kus  $v_{s\max}$  – maksimaalne gaaside kiirus sisselaske kanal, m/s

$A_{s\min}$  – Sisselaske kanali väikseim ristlõike pindala,  $\text{m}^2$

$D_{s\min}$  – sisselaske kanali väikseima läbimõõduga koht, m

## 2.2.8 Järeldused

Kuna uuritava mootori maksimaalne pöörlemissagedus  $N_{\max}=11\,500$  p/min ning minimaalsed pöörded  $N_{\min}=2300$  p/min, siis võib öelda, et punktis 2.2.6 arvutatud akustilise ülelaadimise väärtused sisselaskesüsteemis jäävad mootori tööpiirkonda ainult 2. ning 3. peegeldus. 2. peegeldus on domineeriv, kuna see on vähem hajunud ja seega selle mõju on tugevam. Kuna kaks rõhuline peegeldust jääb pööretevahemikku, milles mootor töötab, siis tähendab, et antud sisselaskesüsteem on optimeeritud kahele pöörlemissagedusele.

Sisselaskesüsteemi maksimaalne gaaside kiirus jääb isegi ekstreemsetes tingimustes lubatud vahemikku ning seega sobib kasutamiseks uuritava mootoril.

Seega puudub vajadus sisselaskesüsteemi modifitseerida. Sisselaske kanalite pikendamisega oleks võimalik saada kõik 3 rõhuline peegeldust mootori tööpiirkonda ja seega suurendada täiteastet, kuid see ei ole majanduslikult teostatav antud töökäigus. Samuti hoiab lühema sisselaskesüsteemiga oluliselt ruumi ning massi kokku, mis on võistluspordis tähtsal kohal.

## 2.3 Väljalaskesüsteem

### 2.3.1 Andmete kogumine

Väljalaskesüsteemi kuulub silindripeas olevad kanalid, väljalaske toruslik ning summuti. Olemasolev väljalaskesüsteem on VanHasselti toodang, mis on spetsiaalselt külgvankritele toodetud. VanHasselt on juhtiv väljalaskesüsteemide tootja 4-taktilistel külgvankritega motokrossi mootorratastel.

Visuaalse uurimise tulemusena võib öelda, et väljalaske toruslikul on Helmholtzi resonator, kuid selle töösagedus on teadmata. Rohkem andmeid antud süsteemi kohta ei ole.

Väljalaskesüsteemi on üsna lihtne ja soodne modifitseerida ning uusi detaile katsetada.

Kuna hetkel on teadmata, mis vahemikku on häälestatud väljalaskesüsteem, siis otsustati seda uurida sarnaselt sisselaskesüsteemiga.

Helikiirust sisse- ja väljalaske gaasides võib käsitleda sarnasena, ainuke erinevus on temperatuuris, mis mõjutab helikiirust antud keskkonnas. Seega kehtivad samad valemid sisse- ja väljalaske süsteemide analüüsimisel. [11]

Kuna sisselaske kanalite analüüsimiseks kasutatud valem 2.3 andis adekvaatse vastuse, kasutatakse sama valemit ka väljalaske analüüsiks.

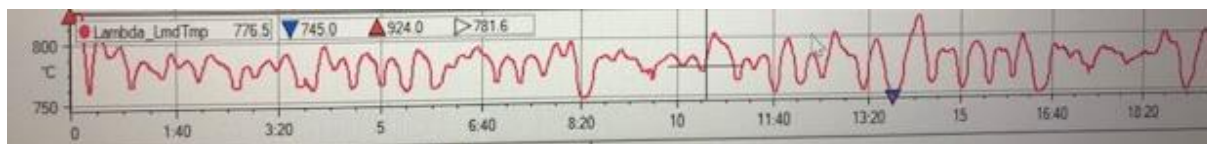
Helikiiruse arvutamiseks kasutati Glenn Woodmanilt saadud andmeid, mis on lisa 1.

Sarnaselt sisselaske süsteemiga, 3D-skaneeriti ka väljalaske kanalid ettevõttes Amper Engineering Craform Metrascan 210 3D- skanneriga. Saadud tulemus töödeldi ja mõõdeti vajalikud suurused programmiga GeoMagic Design X. Summuti skaneerimine ei olnud vajalik, kuna see on lihtsa geomeetriaga ning kergesti iseseisvalt mõõdetav nihiku ja mõõdulindiga.

Nukkvõlli andmed on eelnevalt uuritud punktis 2.2.2.

### 2.3.2 Helikiirus

Glenn Woodmannilt saadud andmetest lisa 1 tehti tõmmis, mis on joonis 2.6 ja seal on näha väljalaske gaaside temperatuurid kogu sõidu vältel. Väljalaske gaaside minimaalne temperatuur  $t_{vmin}=745,0$  °C Sealjuures keskmine temperatuur kogu sõidu vältel oli  $t_{vkesk}=781,6$  °C, ning sellel temperatuuril arvutati ka helikiirus väljalaskegaasides. Väljalaske gaaside temperatuur mõõdeti 400 mm kauguselt väljalaskeklappidest ning 7 mm kauguselt väljalaske torustiku siseseinast.



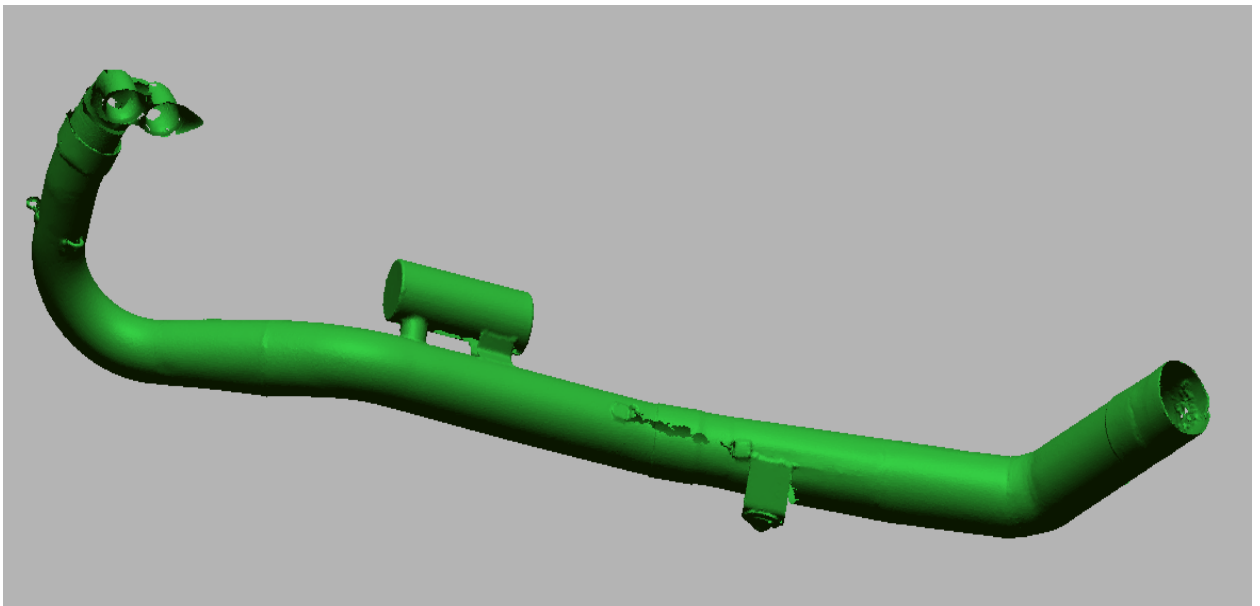
Joonis 2.6 Glen Woodmanilt saadud väljalaske gaaside temperatuur

Helikiirust väljalaskegaasides arvutatakse sarnaselt helikiirusega sisselaskegaasides. [11]

Kalkulaatorit kasutades saadi, et antud tingimustel on helikiirus väljalaskegaasides  $C_{ex}=650,69$  m/s. [7]

### 2.3.3 Väljalaske kanalid

Väljalaske kanali moodustavad silindripeas olevad kanalid ja väljalaske torustik koos summutiga. Summutis asuv perforeeritud toru on otse läbiv ja sellel on 5 mm avad, mis ei takista rõhulainel levimist. Silindripeas olevad kanalid ja leegitoru 3D-skaneeriti kuna nende mõõtmine on keerukas. Summuti mõõdeti mõõdulindi ja nihikuga. Skaneeritud detailid joondati teineteise suhtes, nagu nad realselt ka mootorrattal asuvad, et saada täpne kanalite pikkus.



Joonis 2.7 Väljalaske kanalid ilma summutita

Saadud tulemusel mõõdeti väljalaske kanali pikkus mööda profiili tsentrit. Joone pikkus mõõdeti klapi tagumisest pinnast kuni summuti lõpuni, kuna sealt edasi liiguvad väljalaske gaasid atmosfääri. Kuna väljalaske klappe on 2 ja mõlemad kanalid silindripeas on võrdse pikkusega, siis võeti arvesse ainult ühe kanali pikkust. Väljalaske kanali pikkus väljalaskeklapist kuni leegitoru lõpuni on 1273 mm. Summuti pikkus on 560 mm, kuid leegitoru läheb summutisse 70 mm sisse.

Seega väljalaske kanali kogupikkus

$$L_{ex}=1273+560-70=1763 \text{ mm}=1,763 \text{ m} \quad (2.14)$$

Kuna leegitoru läbimõõt läheb ühtlaselt suuremaks ning summutis väheneb ühtlaselt, siis keskmise läbimõõdu arvutamiseks liideti leegitoru sisend- ja väljundläbimõõt ning summuti väljundläbimõõt ning jagati kolmega, et saada keskmine tulemus.

Seega väljalaske kanalite keskmine läbimõõt

$$D_{ex} = \frac{42 + 55 + 48}{3} = 48,3 \text{ mm} = 0,0483 \text{ m} \quad (2.15)$$

### 2.3.4 Väljalaske kanali akustilise ülelaadimise väärtuse arvutus

Kuna eelnevates punktides on leitud muutujad valemi 2.3 jaoks, saab arvutada väntvõlli pöörlemissageduse, kuhu väljalaske akustiline ülelaadimine on optimeeritud. Arvutustes arvutatakse esimese kolme rõhulaine peegeldusi. Arvutatud tulemused on tabelis 2.5.

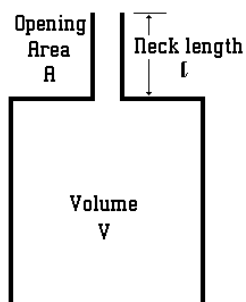
Tabel 2.5 Väljalaske kanali akustilise ülelaadimise väärtuse arvutus

Rõhulaine peegelduse arv <i>RV</i>	Väntvõlli pöörlemissagedus, kuhu väljalaske akustiline ülelaadimine on optimeeritud <i>N<sub>ex</sub> / p/min</i>
1	4761
2	2380
3	1587

### 2.3.5 Helmholtzi resonator

Helmholtzi resonatorit kasutatakse sisepõlemismootoritel üldjuhul väljalaske gaaside müra vähendamiseks. See koosneb „kaelast“ ning kambrit, milles gaasid resoneerivad. See on projekteeritud kindlale sagedusele, millel see müra summutab, teistel sagedustel resonator erilist mõju ei avalda. [12]

Hetkel kasutatava Helmholtzi resonatori töösagedus on teadmata, selle teadasaamiseks kasutatakse valemit 2.16. [13]



Joonis 2.8 Helmholtzi resonator seletustega [13]

$$f_0 = \frac{c_{ex}}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{A_{neck}}{L_{neck} \cdot V_{cha}}} \quad (2.16)$$

Kus  $f_0$  – sagedus, millele on Helmholtzi resonator projekteeritud

$c_{ex}$  – helikiirus väljalaske torustikus, m/s

$A_{neck}$  – kaela ristlõike pindala, m<sup>2</sup>

$L_{neck}$  – kaela pikkus, m

$V_{cha}$  – kambri ruumala, m<sup>3</sup>

Kuna eelnevalt oli 3D skaneeritud leegitoru, siis pöördprojekteeriti see programmis GeoMagic Design X ning mõõdeti Helmholtzi resonatori vajalikud mõõdud, oletades, et seinapaksus on igalt poolt sama, ehk 1 mm. Mõõtmise tulemused on tabelis 2.6.

Tabel 2.6 Helmholtzi resonatori mõõdud

<b>Kaela siseläbimõõt</b> $D_{neck} / m$	0,02
<b>Kaela pikkus</b> $L_{neck} / m$	0,0135
<b>Kambri pikkus</b> $L_{cha} / m$	0,116
<b>Kambri siseläbimõõt</b> $D_{cha} / m$	0,0426

Tabeli 2.4 tulemuste järgi arvutatakse kaela ristlõike pindala ning kambri ruumala.

$$A_{neck} = \frac{\pi \cdot D_{neck}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 0,000314 \text{ m}^2 \quad (2.17)$$

Kus  $D_{neck}$  – Helmholtzi resonatori kaela siseläbimõõt, m

$$V_{cha} = \frac{\pi \cdot D_{cha}^2}{4} \cdot L_{cha} = \frac{\pi \cdot 0,0426^2}{4} \cdot 0,116 = 0,000165 \text{ m}^3 \quad (2.18)$$

Kus  $D_{cha}$  – Helmholtzi resonatori kambri siseläbimõõt, m

$L_{cha}$  – Helmholtzi resonatori kambri pikkus, m

Kuna 4 taktilisel mootori on ühe tsükli pöörete arv väntvõllil  $n=2$ , siis tuleks valemist 2.16 saadud väärtus tuleks jagada läbi väärtusega 2.

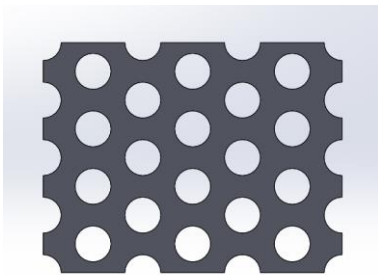
Seega Helmholtzi resonaatori sagedus

$$f_0 = \frac{c_{ex}}{2\pi} \cdot \frac{\sqrt{A_{neck}}}{n \sqrt{L_{neck} \cdot V_{cha}}} = \frac{650,69}{2\pi} \cdot \frac{\sqrt{0,000314}}{\sqrt{0,0135 \cdot 0,000165}} = 614,8 \text{ Hz} = 73\,717 \text{ p/min} \quad (2.19)$$

### 2.3.6 Summuti uurimine

Summutit läbib otse perforeeritud toru, mille ümber on kiudvill. Väljaspoolt katab summutit alumiinium ümartoru. Summuti mass on 3,8 kg ning leegitoru mass 1,8 kg.

Perforeerituse uurimiseks mõõdeti pefo avade läbimõõt ning paiknemine teineteise suhtes. Kõik avad on läbimõõduga 5 mm ning asuvad teineteisest 8 mm kaugusel. Perforeeritud osa pikkus 442 mm.



Joonis 2.9 Originaal summuti perforeeritus

Perforeerituse väärtuse teada saamiseks joonestati programmiga Solidworks avad sellisel, nagu nad paiknevad teineteise suhtes. Joonestati suvalise suurusega nelinurk, mille tipud ühendati ringide avade tsentritesse, seejärel mõõdeti selle pindala  $A_{avadega}=859,32 \text{ mm}^2$ . Seejärel mõõdeti sama ristküliku pindala ilma avadeta, milleks oli  $A_{avadeta}=1330,56 \text{ mm}^2$ . Valemi 2.20 abil arvutati perforeeritus.

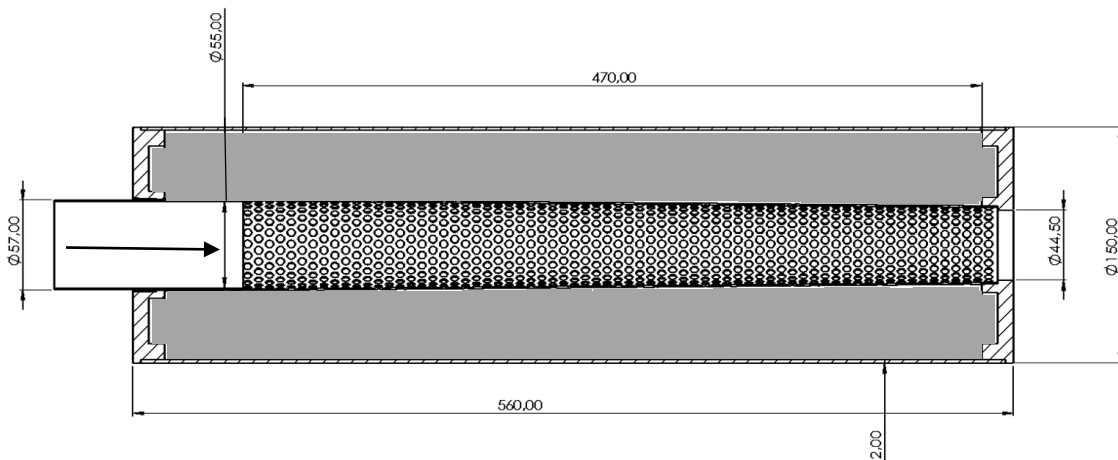
$$P_o = 100 - \frac{A_{avadega} \cdot 100}{A_{avadeta}} = 100 - \frac{859,32 \cdot 100}{1330,56} = 35,4 \% \quad (2.20)$$

Kus  $P_o$  – Summuti perforeeritus, %

$A_{avadeta}$  – Perforeeritud nelinurga pindala,  $\text{mm}^2$

$A_{avadega}$  – Perforeerimata nelinurga pindala,  $\text{mm}^2$

Summuti peamised mõõdud on näha joonisel 2.10, kus halli värviga on tähistatud villa asukoht. Väljalaske gaasid liiguvad noolega näidatud suunas.



Joonis 2.10 Summuti läbilõige koos mõõtetudega

Summutiga on osaletud erinevatel võistlustel, kus on mõõdetud mootorratta poolt tekitatavat müra maksimaalsetel väntvõlli pööretel. Müra mõõtmise protseduurist on lähemalt kirjutatud alapeatükis 3.2. Antud summutiga on mootorratta müra jäänud ligikaudu 113 dB kanti.

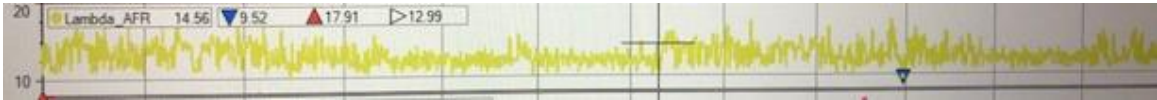
### 2.3.7 Väljalaske vasturõhu mõõtmine

Väljalaske torustiku ja summuti vasturõhu mõõtmiseks kasutati Tallinna Tehnikaülikooli akustikalaborit.

Et mõõtmine toimuks õiges vahemikus, on vaja leida mootori maksimaalsed massivoolud ning voolukiirused. Kuna väljalaske massivool sõltub ka sisselaske massivoolust, siis kasutatakse punktis 2.2.7 arvatud tulemusi, kus leiti sisselaske massivoolud suurima töömahuga mootori modifikatsioonile.

Glenn Woodmanilt saadud logist lisa 1 saab arvutustes kasutada stöhhiomeetrilise segu väikseimat väärtust  $\lambda_{\min} = 9,52$  kuna rikkama kütuse segu korral on kütusekulu suurem ning sellega ka väljalaske gaaside vooluhulk suurem. Jooniselt 2.11 on tehtud tõmmis andmetel logist lisa 1, kus on näha stöhhiomeetrilise segu väärtused sõidu jooksul.





Joonis 2.11 Glen Woodmanilt saadud andmetelogi stöhhiomeetrilise segu väärtus.

Sarnaselt sisselaskegaaside uurimisega, kehtib seos mida madalam on gaaside temperatuur, seda suurema tihdusega on gaasid ning suurem on massivool. Seega võeti punktis 2.3.2 leitud madalaima väljalaske gaaside temperatuuri  $t_{vmin}=745,0\text{ }^{\circ}\text{C}=1018\text{ K}$ .

Oletuslik torustiku ja summuti vasturõhk  $p_{vo}=0,15\text{ bar}$

Maksimaalne väljalaskegaaside õhutihedus

$$\delta_{Vmax} = \frac{p_s + (p_{vo} \cdot 101325)}{R \cdot t_{vmin}} = \frac{100\ 000 + (0,15 \cdot 101325)}{287 \cdot 1018} = 0,394 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (2.21)$$

Kus  $\delta_{Vmax}$  – maksimaalne väljalaskegaaside õhutihedus,  $\text{kg}/\text{m}^3$

$t_{vmin}$  – madalaim väljalaske gaaside temperatuur, K

$p_{vo}$  – oletuslik summuti vasturõhk, bar

Väljalaske gaaside maksimaalne voolukiirus saavutatakse väikseima diameetriga piirkonnas. Väljalaske torustiku väikseima diameetriga koht on ka väljalaske torustiku sisendi läbimõõt  $D_{vmin}=0,042\text{ m}$ .

Kütuse massivool sisselaskes

$$\dot{m}_k = \frac{\dot{m}_{\bar{o}}}{\lambda_{min}} = \frac{0,0887}{9,52} = 0,00932 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (2.22)$$

Kus  $\dot{m}_k$  – kütuse massivool sisselaskes,  $\text{kg}/\text{s}$

$\lambda_{min}$  – väikseim stöhhiomeetrilise segu väärtus

Kütusesegu massivool, mis on ka väljalaske gaaside massivool

$$\dot{m} = \dot{m}_k + \dot{m}_{\bar{o}} = 0,00932 + 0,0887 = 0,098 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (2.23)$$

Kus  $\dot{m}$  – maksimaalne kütusesegu massivool,  $\text{kg}/\text{s}$

Maksimaalne väljalaske gaaside mahuvool

$$Q_{\text{ex}} = \frac{\dot{m}}{\delta_{v_{\text{max}}}} = \frac{0,098}{0,394} = 0,249 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (2.24)$$

Kus  $Q_{\text{ex}}$  – maksimaalne väljalaske gaaside mahuvool,  $\text{m}^3/\text{s}$

Maksimaalne väljalaske gaaside kiirus väljalaske torustiku alguses

$$v_{v_{\text{max}}} = \frac{Q_{\text{ex}}}{A_{v_{\text{min}}}} = \frac{4 \cdot Q_{\text{ex}}}{\pi \cdot D_{v_{\text{min}}}^2} = \frac{4 \cdot 0,249}{\pi \cdot 0,042^2} = 179,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (2.25)$$

Kus  $v_{v_{\text{max}}}$  – maksikaalne väljalaske gaaside kiirus väljalaske torustiku alguses,  $\text{m}/\text{s}$

$A_{v_{\text{min}}}$  – väljalaske kanali väikseim ristlõike pindala,  $\text{m}^2$

$D_{v_{\text{min}}}$  - väljalaske torustiku väikseima diameetriga koht,  $\text{m}$

Arvutusest 2.25 selgus, et suurim väljalaske gaaside liikumise kiirus väljalaske torustikus antud tingimustes on  $179,4 \text{ m/s}$ .

Võrdluseks – helikiirus antud keskkonnas temperatuuril  $1018 \text{ K}$  on  $639,44 \text{ m/s}$ . [7]

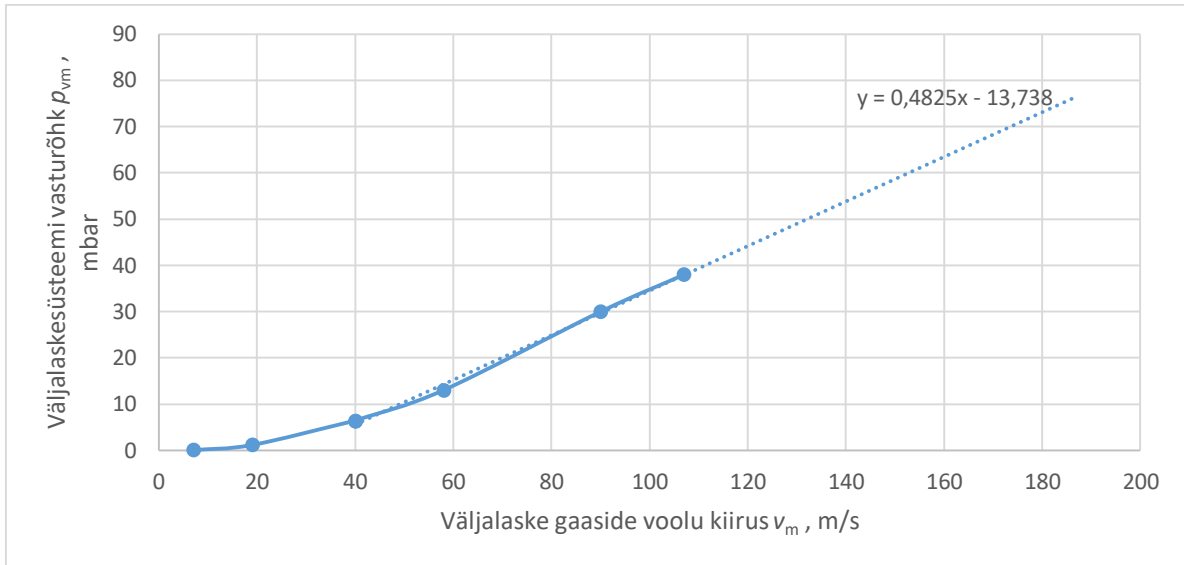
### Olud mõõtmisel:

Õhutemperatuur  $20,7 \text{ }^\circ\text{C}$

Suhteline õhuniiskus  $33 \%$

Tabel 2.7 Mõõdetud summuti vasturõhu mõõtetulemused

Mõõdetud vasturõhk, $p_{vm} / \text{mbar}$	Mõõdetud voolu kiirus $v_m / \text{m/s}$
0,1	7
1,2	19
6,4	40
13,0	58
30	90
38	107



Joonis 2.12 Väljalaskesüsteemi vasturõhu sõltuvus gaaside voolukiirusest

Kuna müra läks laboris üsna väljakannatamatuks, siis lõpetati testid voolukiirusel  $v_m=107$  m/s. Samuti oli piisav hulk andmeid olemas, et neid edasi analüüsida.

Lisati ka joonis 2.12, kus on näha väljalaske gaaside kiiruse ja väljalaskesüsteemi vasturõhu vaheline suhe. Kuna graafiku tõus oli üsna lineaarne viimastel mõõtmistel, siis genereeriti sarnase tõusuga sirge ka edasistele väärtustele. Selle sirge valem on näha joonisel 2.12, ning selle järgi saab arvutada väljalaskesüsteemi vasturõhku maksimaalse väljalaske gaaside voolukiiruse korral.

$$p_{va} = 0,4825 \cdot v_{vmax} - 13,738 = 0,4825 \cdot 179,4 - 13,738 = 72,8 \text{ mbar} = 0,072 \text{ bar} \quad (2.26)$$

Kus  $p_{va}$ – arvutatud vasturõhk

Kuna valemis 2.21 kasutati oletuslikku väljalaske gaaside vasturõhku, mis selgus, et oli liiga suur, ning selle tulemuse järgi arvutati väljalaske gaaside kiirus, siis arvutatakse väljalaske gaaside voolukiirus uuesti, kasutades valemi 2.26 vasturõhku. Tulemuseks tuli, et maksimaalne väljalaske gaaside kiirus  $v_{max1}=191,426$  m/s ning sealjuures on väljalaskesüsteemi vasturõhk 0,0786 bar.

Joonisel 2.13 on pildid laboris kasutatud mõõteseadmetest.



Joonis 2.13 Summuti vasturõhu mõõtmise mõõteseadmed

### 2.3.8 Väntvõlli pöörlemissagedus väljalaske gaaside kiirusel 76 m/s

Väljalaske gaaside kiirust saab muuta torustiku läbimõõdu muutmisega. Suure läbimõõduga torustik vähendab gaaside kiirust ning vastupidi. Mootorid saavutavad üldjuhul maksimum pöördemomendi kui väljalaske gaaside kiirus on 76 m/s. [2]

Kuna eelnevalt on sisestatud valemid programmi Microsoft Excel, saab GoalSeek käsuga leida millisele väntvõlli pöörlemissagedusele on väljalaske kanali läbimõõt häälestatud. Punktis 2.3.7 leiti, et väljalaske torustiku väikseima diameetriga koht on ka väljalaske torustiku sisendi läbimõõt  $D_{vmin}=0,042$  m, kus väljalaske gaasid saavutavad suurima kiiruse.

Sama meetodi kasutati, et arvutada välja mis on optimaalne pööretevahemik erinevate mootori konfiguratsioonide korral kui väljalaske gaaside kiirus summutis  $v_{76}=76$  m/s. Tulemused koondati tabelisse 2.8.

Tabel 2.8 Optimaalne mootori pöörlemissagedus väljalaske gaaside kiiruse 76 m/s korral

<b>Silindri läbimõõt</b> $D_{sil} / \text{mm}$	95	95	100	102	104	104
<b>Väntvõlli käik</b> $S / \text{mm}$	63,4	72	72	72	72	78
<b>Töömaht</b> $V_h / \text{cm}^3$	449	510	565	588	612	663
<b>Väljalaskesüsteemi väikseima läbimõõduga koht</b> $D_{vmin} / \text{mm}$	42					
<b>Väljalaske gaaside kiirus</b> $v_{76} / \text{m/s}$	76					
<b>Väntvõlli pöörlemissagedus</b> $N_{76} / \text{p/min}$	6045	5323	4804	4618	4442	4100

### 2.3.9 Järeldused

Kuna uuritava mootori maksimaalne pöörlemissagedus  $N_{\max}=11\,500$  p/min ning minimaalsed pöörded  $N_{\min}=2300$  p/min, siis võib öelda, et punktis 2.3.4 arvatud akustilise ülelaadimise väärtused väljalaskesüsteemis jäävad mootori tööpiirkonda ainult 1. ning 2. peegeldus. Need peegeldused on häälestatud üsna madalatele väntvõlli pöörlemissagedustele, mistõttu tuleks võimalusel lühendada väljalaske torustikku või tekitada rõhuline peegeldus enne väljalaske torustiku lõppu. Nii on võimalik saada ka kõik 3 peegeldust mootori tööpiirkonda ning suurendada sellega võimsust.

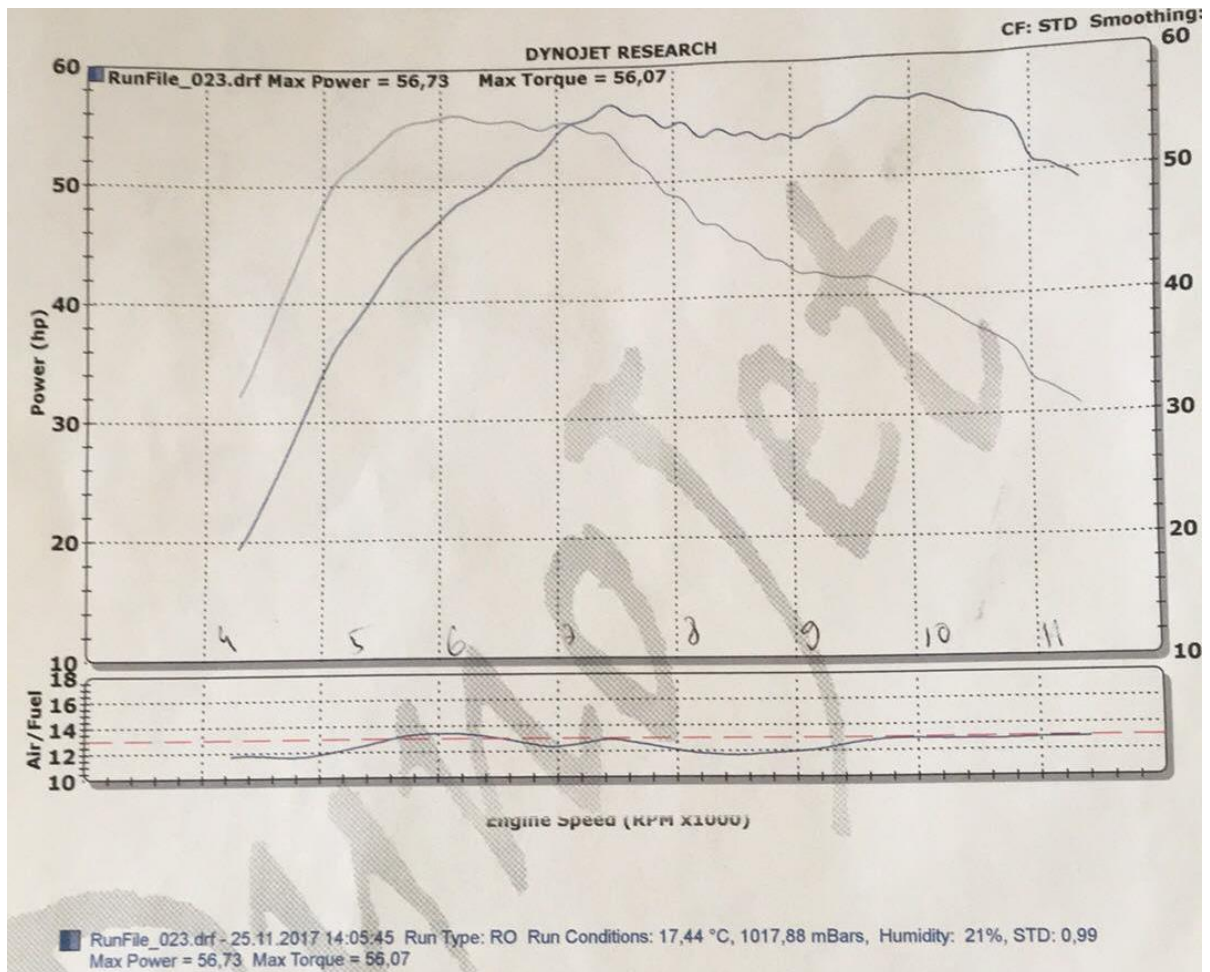
Arvutusest 2.19 selgub, et hetkel kasutatav Helmholtzi resonator ei ole projekteeritud mootori tööalasse, seega on see kasutu. Samuti ei ole Helmholtzi resonator summutuselemendina väga kasulik, kuna see on häälestatud ainult ühele kindlale pöörlemissagedusele ning ainult sellel summutab maksimaalselt heli. Samuti selleks Helmholtzi resonator töötaks madalamatel pöörlemissagedustel efektiivselt, oleks vaja suuremaid kambrite ruumalasisid. [12]

Tabelist 2.8 selgub, et kui suurendada mootori töömahtu, siis tuleks ka suurendada väljalaske kanali väikseimat diameetrit, et väljalaske gaaside kiirused ei läheks liiga suureks, mis võivad hakata silindri täiteastet vähendama kõrgematel pööretel. Samuti langeb töömahtu suurendades ka optimaalne väntvõlli pöörlemissagedus, kuid igal juhul jäävad tabeli 2.8 väärtused mootori tööpiirkonda.

## 2.4 Mootori võimsus

### 2.4.1 Veojõustendis mõõdetud võimsus

Kuna olemas on veojõu stendis mõõdetud graafikud mootorile, millel on silinder läbimõõduga  $D_{sil}=100$  mm ning vāntvõlli kāiguga  $S=72$  mm siis analüüsitakse sellise modifikatsiooniga mootorit. Veojõu stendist saadud tulemused on joonisel 2.14.



Joonis 2.14 Veojõu stendi mõõtetulemused

Tulemused on mõõdetud seadmega Dynojet 250ix.

#### Tingimused mõõtmisel:

Välisõhutemperatuur  $t_{sa} = 17,44$  °C

Õhurõhk 1017,88 mBar

Õhuniiskus 21%

**Tulemused:**

Maksimaalne võimsus  $P_{\max}=56,73$  hp pööratel 7500 p/min, samuti vahemikus 9600-10200 p/min  
 1 hp = 0.7457 kW, mis tähendab, et  $P_{\max}=56,73$  hp=42,30 kW

Pöördemomenti arvesse ei võeta kuna pole teada millise lõppülekandega ning tagumise rattaga veojõustendis tulemusi mõõdeti.

Kuna mõõtmine veojõustendis toimus läbi tagumise ratta, siis tuleb arvesse võtta läbilibisemine ja hõõrdekaod käigukastis ning lõppülekandest, mis on umbes 15 %. [14]

Seega ainult mootori maksimaalne võimsus leitakse valemis 2.27.

$$P_{m\max} = P_{r\max} \cdot 1,15 = 42,3 \cdot 1,15 = 48,6 \text{ kW} \quad (2.27)$$

Kus  $P_{r\max}$  – tagumisest rattast mõõdetud maksimaalne võimsus, kW

$P_{m\max}$  – arvatud mootori maksimaalne võimsus arvestades kadusid, kW

**2.4.2 Arvatud võimsus**

Kuna arvatud väärtusi võrreldakse reaalselt mõõdetud väärtusega, siis võetakse kõik tingimused sarnased veojõustendil mõõdetud tingimustega sarnased. Võimsuse arvutamiseks kasutatakse valemit 1.1.

Kuna õhutihedus sisselaskekanalis sõltub õhutemperatuurist, siis nagu punktis 2.2.4 selgus et temperatuuri võib võrdsustada välistemperatuuriga.

Õhutihedus sisselaskekanalis

$$\delta_{sa} = \frac{p_s}{R \cdot t_{sa}} = \frac{100\,000}{287 \cdot (273 + 17)} = 1,20 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (2.28)$$

Kus  $\delta_{sa}$  – Õhutihedus sisselaskekanalis võimsuse mõõtmishetkel, kg/m<sup>3</sup>

$t_{sa}$  – Välistemperatuur võimsuse mõõtmishetkel, °C

Kütuse- ja õhumassi suhe mõõtmise hetkel maksimaalsel mootori võimsusel

$$\alpha_{sa} = \frac{1}{\lambda_{sa}} = \frac{1}{13} = 0,077 \quad (2.29)$$

Kus  $\alpha_{sa}$  – Kütuse- ja õhumassi suhe mõõtmise hetkel maksimaalsel mootori võimsusel

$\lambda_{sa}$  – Stõhhiomeetrilise segu väärtus mõõtmise hetkel maksimaalsel mootori võimsusel

Arvutatud maksimaalne võimsus

$$P_a = \frac{\eta_{vemax} \cdot \eta_{emax} \cdot N_{sa} \cdot V_{ha} \cdot C_{fuela} \cdot \rho_{sa} \cdot \alpha_{sa}}{2} = \quad (2.30)$$

$$= \frac{1,22 \cdot 0,35 \cdot 125 \cdot 0,000565 \cdot 43,4 \cdot 10^6 \cdot 1,20 \cdot 0,077}{2} = 60399 \text{ W} = 60,4 \text{ kW}$$

Kus  $P_a$  – Arvutatud maksimaalne võimsus, kW

$\eta_{vemax}$  – maksimaalne silindri täiteaste, 1,22 [9]

$N_{sa}$  – väntvõlli pöörlemissagedus maksimaalsel mootori võimsusel, 7500 p/min=125 1/s

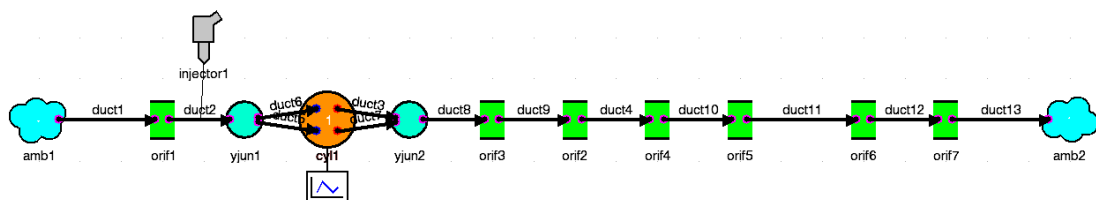
$V_{ha}$  – mootori töömaht, 0,000565 m<sup>3</sup>

$C_{fuela}$  – kütuse kütteväärtus, 43,4 MJ/kg [15]

$\eta_{emax}$  – maksimaalne Otto mootori termiline kasutegur, 0,35 [16]

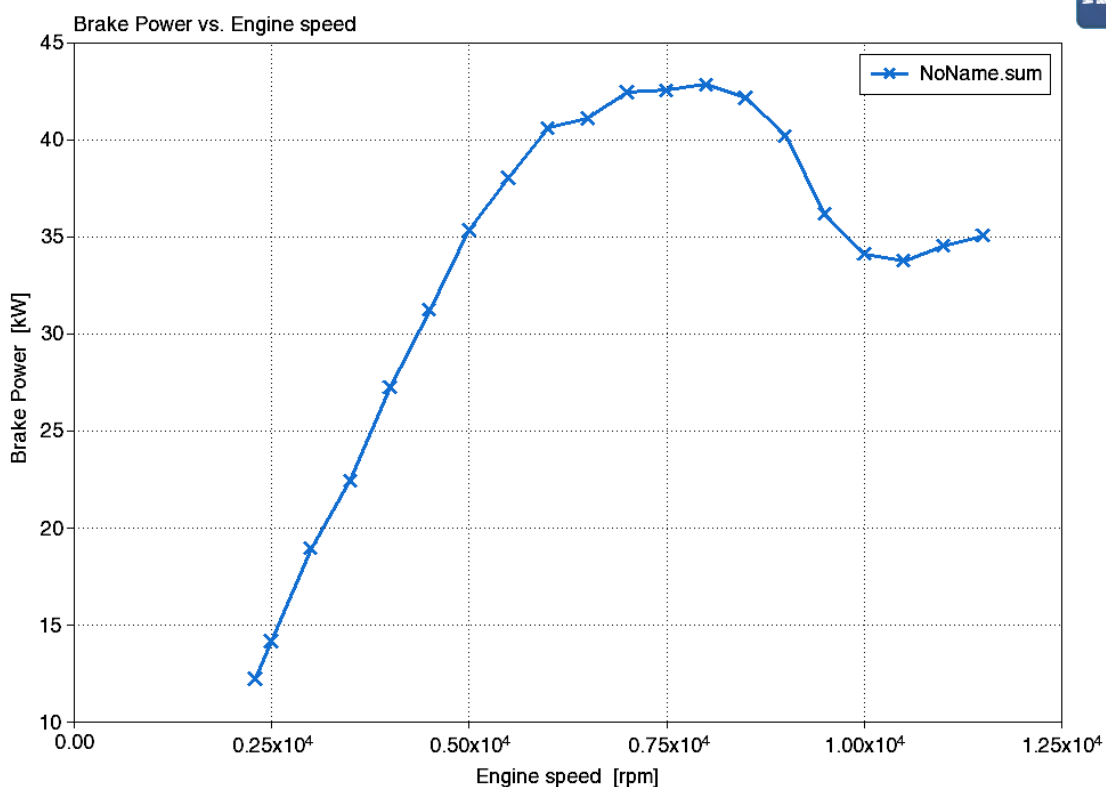
### 2.4.3 Mootori simulatsioon

Mootori simulatsiooniks kasutati programmi Ricardo WaveBuild. Lihtsustatud skeem on joonisel 2.15. Piirtingimused seati vastavalt eelnevalt välja arvutatud ja mõõdetud väärtustele. Lihtsustuse mõttes ei kaasatud summutit ja drosselit. Võimsuse mõõtmise täpsus määrati iga 500 p/min tagant.



Joonis 2.15 Mootori simulatsiooni skeem





Joonis 2.16 Simulatsiooni käigus saadud võimsuse graafik

Simulatsiooni käigus saadud võimsuse graafikut on näha joonisel 2.16, sealt lugedes maksimaalne võimsus on  $P_{sim}=42,9$  kW mootori pöörlemissagedusel 8000 p/min.

## 2.4.4 Järeldused

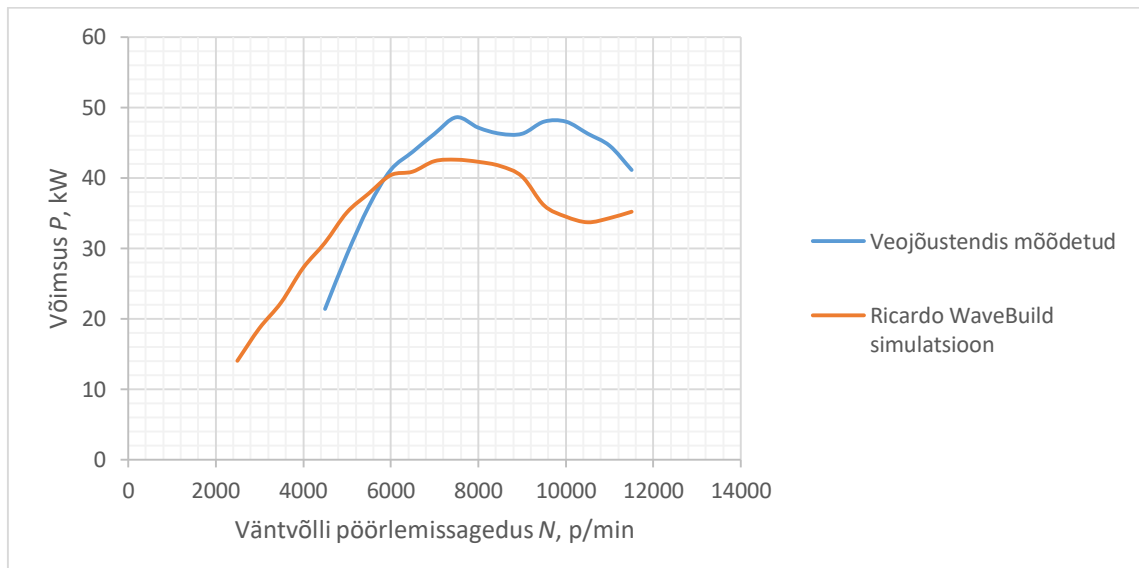
Simulatsiooni käigus saadud tulemus sarnaneb kõige rohkem realselt mõõdetud tulemusele, kuid on ikkagi väike erinevus. Geomeetrist tulenevad võimsuspiigid, mis arvatati alapeatükkides 2.2 ja 2.3 välja on toodud tabelis 2.9.

Tabel 2.9 Geomeetriast tulenevad võimsuspiigid

Sisselaske kanali akustilise ülelaadimise 2. peegeldus $N_{2in}$ / p/min	8888
Sisselaske kanali akustilise ülelaadimise 3. peegeldus $N_{3in}$ / p/min	5926
Väljalaske kanali akustilise ülelaadimise 1. peegeldus $N_{1ex}$ / p/min	4761
Väljalaske kanali akustilise ülelaadimise 2. peegeldus $N_{2ex}$ / p/min	2380
Väntvõlli pöörlemissagedus väljalaske gaaside kiirusel 76 m/s $N_{76}$ / p/min	4804

Veojõustendi tulemustest joonisel 2.14 on näha, et võimsuse graafik tõuseb järsult 5500 p/min juurde, seejärel võimsus enam nii järsult ei tõuse. Võimsuse järsk tõus madalatel pööretel võib olla seotud väljalaske kanali akustilise ülelaadimise 1. peegeldusega, samuti saavutavad väljalaske gaasid kiiruse 76 m/s pöörlemisagedusel 4804 p/min. Mootor saavutab maksimum võimsuse 7500 p/min juures, mis võib olla seotud sisselaske kanali akustilise ülelaadimise 2. peegeldusega.

Kõige sarnasema tulemuse mõõdetud tulemusele  $P_{\text{max}}=48,6$  kW andis simulatsiooni tulemus  $P_{\text{sim}}=42,9$  kW. Samuti kattub ka graafikute kuju kuni 9000 p/min. Graafikute võrdlus on toodud joonisel 2.17. Erinevus võib tulla sellest, et simulatsioonis ei määratud ära mootori pindade täpseid temperatuure ega voolamise parameetreid, kuna nende reaalseid väärtusi ei ole teada ja on raske mõõta. Samuti võib olla veojõustendis tagumise ratta kaudu mõõdetud võimsuskadod veidi väiksemad.



Joonis 2.17 Simulatsiooni ja veojõustendi tulemuste võrdlus

Teoreetiline arvutatud võimsus  $P_a=60,4$  kW võib realselt mõõdetud võimsusest erineda nii palju sellepärast, et mootori termiline kasutegur ning täiteaste ei pruugi olla nii suured maksimaalse võimsuse juures, kui nad arvutustes võetud on. Samuti võib veojõustendis tagumise ratta kaudu mõõdetud võimsuskadod olla veidi suuremad.

### 3 VÄLJALASKESÜSTEEMI PROJEKTEERIMINE

Hetkel kasutatav summuti vajab pidevat kiudvilla vahetust või kohendamist ning müra tase ületab pidevalt lubatud normi. Müra kontrollitakse erinevate riikide kohalikel meistrivõistlustel ning maailmameistrivõistluste etappidel, kus müra piirnormi ületamise eest saadakse ajalise karistuse või ei läbita tehnilist kontrolli. See probleem puudutab peamiselt 4-taktilise külgvankritega motokrossisõitjaid.

Projekteeritav summuti peab vastama järgmistele nõuetele

- Peab sobima kasutamiseks 4-taktilistel külgvankritega krossimootorratastel, mille baasmootoriks on KTM 450 SX-F 2013-2015 aasta mudel.
- Antud mootoritüübil sobilduma töömahu vahemikus 450 cm<sup>3</sup> kuni 663 cm<sup>3</sup>
- Peab olema kergem kui hetkel kasutatav summuti
- Peab olema gabariidilt sama suur või väiksem kui hetkel kasutatav summuti
- Peab vastama FIM nõuetele
- Tekitama minimaalselt vasturõhku
- Olema hooldevaba
- Soovituslikult suurendama mootori võimsust

#### 3.1 Optimaalne väljalaske gaaside kiirus leegitorus

Väljalaske gaaside kiirus sõltub väljalaske gaaside temperatuurist ning punktis 2.3.3 leiti, et väljalaske kanalite kogupikkus  $L_{ex}=1,763$  m, mis on üsna pikk, et väljalaske gaasid jõuaksid välistemperatuuri mõjul jahtuda. Kuna on teada, väljalaske gaaside kiirust 76 m/s loetakse optimaalseks kiiruseks, kus mootor saavutab suure pöördemomendi, siis võiks väljalaske gaaside kiirus olla selle lähedane kogu torustiku jooksul. [2]

Leegitoru ei ole sirge otsetoru, vaid kõverustega, ning seetõttu läheb raadiustes väljalaske gaaside kiirus suuremaks. Seetõttu ongi hetkel kasutatav leegitoru raadiuste kohapealt suurema läbimõõduga, et vähendada gaaside kiirust käänukohtades. Samuti parandab leegitoru väljundläbimõõdu vähendamine ka murasummutust, kuna üleminek summuti kambrisse on suurema läbimõõtude suhtega.

Täpsemate väljalaske gaaside kiiruste analüüsiks simuleeritakse tingimused programmis Solidworks, et hinnata paremini väljalaske gaaside kiirusi ja temperatuure.

Piirtingimusteks seati, et torustikku sisenevad gaasid kiirusel 76 m/s ning proovitakse seda kiirust hoida ka väljalaske torustiku lõpus. Gaaside temperatuur torustikus võeti punktis 2.3.2 saadud  $t_{\text{kesk}}=781,6$  °C. Välisrõhu väärtuseks võeti normaalrõhk  $p_a=101325$  Pa, ning sellele liideti summuti vasturõhk 2293 Pa, mille väärtus võeti jooniselt 2.12.

Kuna eelnevalt oli leegitoru 3D skaneeritud, siis modelleeriti see parameetriliseks mudeliks programmis GeoMagic Design X.

Punktis 2.3.5 selgus et Helmholtzi resonatorist ei ole kasu, siis seda analüüsi ei kaasatud. Samuti ei ole plaanis Helmholtzi resonatorit kasutada ka uue väljalaskeüsteemi projekteerimisel, kuna selleks Helmholtzi resonator töötaks madalamatel pöörlemissagedustel efektiivselt, oleks vaja suuremaid kambrite ruumalaid. Suuremad kambrite ruumalad aga suurendavad oluliselt gabariit mõõtmeid ja massi. [12]

Simulatsiooni määrati ära väljalaske gaaside koostis, mis on Otto mootoritel üldjuhul 71 % Lämmastikku, 14% Süsihappegaasi, 13% veeauru ning umbes 2% teisi erinevaid gaase. [17]

Konvektsiooni soojusülekandeegur väljalaskegaaside liikumisel roostevabaterasest torus 65 W/(m<sup>2</sup>·K), et määrata kui palju jahtub väljalaskegaasid torustikus. [18]

Väliskeskonnaks on õhk temperatuuriga 20 °C.

Tulemuste adekvaatsuse hinnanguks arvutati käsitsi läbi, mis võiks olla väljalaske gaaside kiirus oletusel et need ei jahtu.

Väljalaske gaaside mahuvool leegitoru alguses

$$Q_{v76} = v_{76} \cdot \frac{\pi \cdot D_{v\text{min}}^2}{4} = 76 \cdot \frac{\pi \cdot 0,042^2}{4} = 0,105 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (3.1)$$

Kus  $Q_{v76}$  – väljalaske gaaside mahuvool leegitoru alguses kiirusel 76 m/s, m<sup>3</sup>/s

Kuna mahuvool jääb samaks, siis leegitoru väljundlõbimõõduga  $D_{v1}=0,055$  m arvutatakse väljalaske gaaside kiirus.

Oletatav väljalaske gaaside kiirus väljalaske torustiku lõpus

$$v_{v1a} = \frac{Q_{v76}}{A_{v1}} = \frac{4 \cdot Q_{v76}}{\pi \cdot D_{v1}^2} = \frac{4 \cdot 0,105}{\pi \cdot 0,055^2} = 44,32 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (3.2)$$

Kus  $v_{v1a}$  – arvatud leegitoru lõpus olev väljalaske gaaside kiirus, m/s

$D_{v1}$  – leegitoru väljundlõbimõõt, m

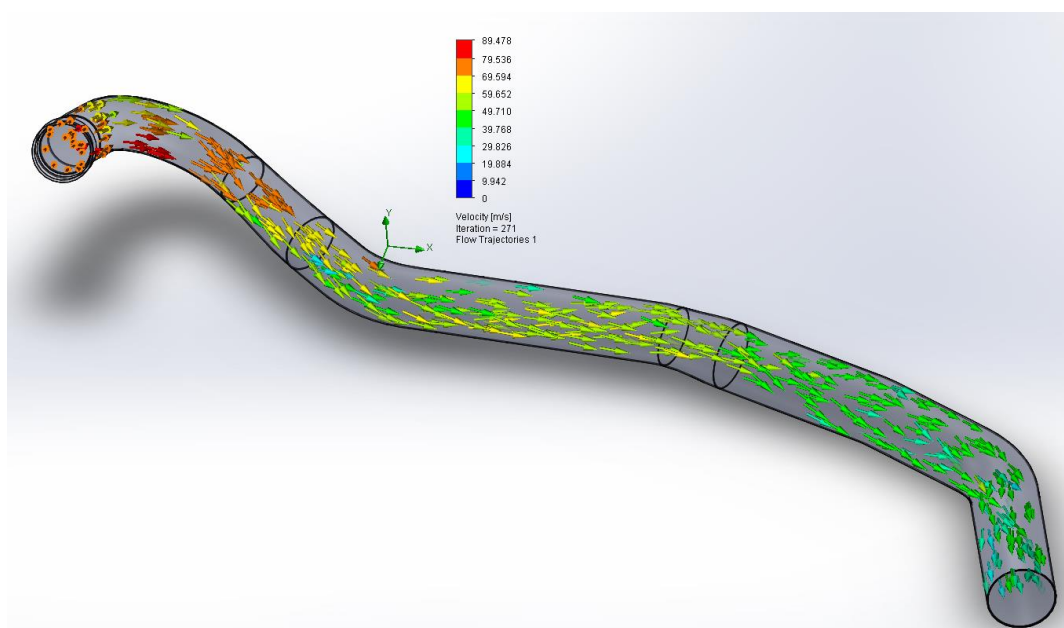
$A_{v1}$  – leegitoru väljund ristlõikepindala, m<sup>2</sup>

### 3.1.1 Simulatsiooni tulemused

Joonisel 3.1 on näha leegitoru lõpus olevaid gaasi kiirusi ja temperatuure. Joonisel 3.2 on toodud pilt simulatsioonist, kus on näha väljalaske gaaside kiirusi kogu leegitorus.

Local Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m <sup>2</sup> ]
Pressure [Pa]	103618.00	103618.00	103618.00	103618.00	0.0024
Velocity [m/s]	20.410	46.852	39.503	40.138	0.0024
Temperature (Fluid) [K]	826.27	971.71	935.50	937.34	0.0024
Temperature (Solid) [K]	459.12	639.68	521.31		0.0024

Joonis 3.1 Väljalaske torustiku simulatsiooni tulemused



Joonis 3.2 Väljalasketorustiku simulatsioon

Simulatsiooni tulemustest selgus, et väljalaskegaaside keskmine kiirus leegitoru lõpus  $v_{v1s}=39,5$  m/s.

Kuna leegitorule sõidu ajal suuremat jahutust ei tule kui seistes, siis kiiruse suurenedes oluliselt suuremat jahtumist ei toimu.

Tulemustest saab välja lugeda keskmise väljalaske gaaside kiiruse väljalaske torustiku lõpust, mis on ka summuti algus, sellest arvutatakse väljalaske gaaside mahuvool leegitoru lõpus.

$$Q_{v1} = v_{v1s} \cdot A_{v1} = 39,503 \cdot 0,00238 = 0,0939 \text{ m}^3/\text{s} \quad (3.3)$$

Kus  $Q_{v1}$  – väljalaske gaaside mahuvool leegitoru lõpus,  $\text{m}^3/\text{s}$

$v_{1s}$  – simulatsiooni tulemus väljalaske gaaside keskmine kiirus leegitoru lõpus,  $\text{m/s}$

Kuna mahuvool leegitoru lõpus on teada, siis selle järgi arvutati minimaalne läbimõõt, mis summutil olla tohib, et väljalaske gaaside voolukiirus ei ületaks 76 m/s.

$$v_{76} = \frac{4 \cdot Q_{v1}}{\pi \cdot D_{v12}^2} \rightarrow D_{v12}^2 = \frac{4 \cdot Q_{v1}}{\pi \cdot v_{76}} \rightarrow D_{v12} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{v1}}{\pi \cdot v_{76}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0939}{\pi \cdot 76}} = 0,0397 \text{ m} \quad (3.4)$$

Kus  $D_{v12}$  – leegitoru väljundläbimõõt, mille korral väljalaske gaaside kiirus on 76 m/s, m

Täpne toru läbimõõt ja kuju selgitatakse järgnevides peatükkides, kui selgub mis torudest on võimalik summutit valmistada.

## 3.2 Reeglistik

Järgnevas loetelus on toodud FIM reeglistik külgvankritele 2019 aasta maailmameistrivõistlustel. [19]

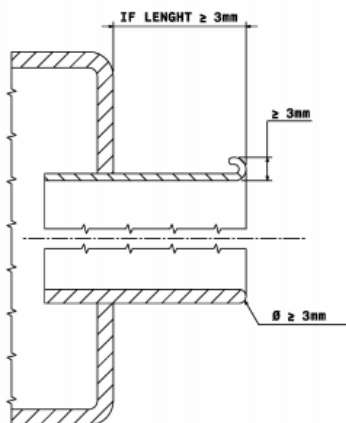
### 31.01

Summuti telg peab olema paralleelne kahe peamise sõiduki pikisuunalise pinnaga (tolerants 15°)

Summuti otspunkt ei tohi olla üle tagumise ratta vertikaalse puutuja

### 31.02

Summuti ots ei tohi olla ohtlik õnnetuse korral sõitjatele ega abistajatele. Kui viimane toru ulatub välja rohkem kui 3 mm, tuleb selv painutada 180° nurga all tagasi painutada või faasida selliselt, et selle paksus oleks 3 mm. Selgitav pilt on joonisel 3.3



Joonis 3.3 Lubatava kujuga summuti ots

### 31.03

Heitgaasid peavad väljuma taha poole, kuid mitte nii, et need tõstaks tolmu, vigastaks rehve või pidureid või tekitavad ebamugavat korvipoisile või teistele sõitjatele.

### 31.04

Külgvankriga masina peavad gaasid väljuma horisontaalselt ja suunaga taha poole ja maksimaalselt 30° nurga all masinast.

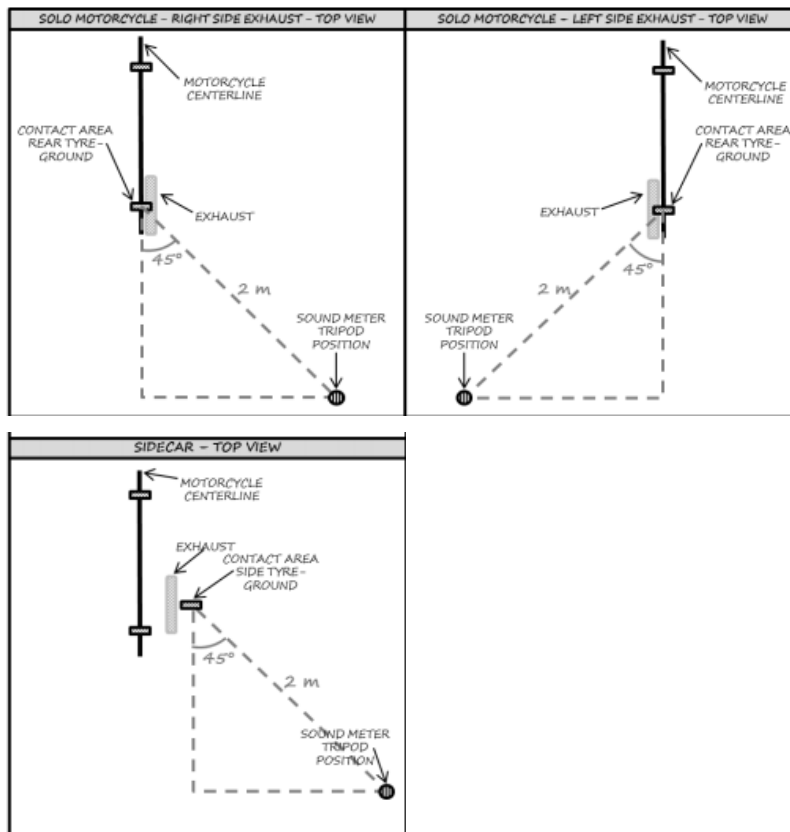
### 53.17

Mootorratta pikitelje suhtes ei tohi väljalaske toru ulatada väljapoole külgvankri laiusest (kui see asub külgvankri küljel) või rohkem kui 330 mm (kui mootorratta poolel).

Kui väljalaske torustik on külgvankri korvis, ei tohi see ületada vertikaal joont, mis joonistub külgvankri tagumise serva puutujana külgvankri korvi põhjast.

### 79.02 Mära mõõtmine

Külgvankritel mõõdetakse müra 45° nurga all sõiduki pikitelje suhtes, külgvankri poolt 2 m kauguselt sõidukist (mõõdetuna punktist kus külgvankri korviratas puutub maapinda). Kui summuti väljund on mootorratta tagumise ratta kõrval, on orientiirpunkt külgvankri tagumise ratta ja maapinna puutepunkt (nagu soolomootorrattal). Skeem on joonisel 3.4



Joonis 3.4 Müramõõtmise skeem

Soovitav on teha mõõtmised pehmel pinnasel, mis ei peegelda, näiteks murul või peenel kruusal. Masinad peavad olema sõidusuunaga vastutuult, juhul kui pole mõõdukas tuul.

Väliskeskonna müra mõõtepunktis peab olema minimaalselt 15 dB/A vähem kui madalaim FIM müra limiit, mis on võistlusklassile määratud.

### 79.03 Müramõõtmise protseduur

Müra mõõdetakse sooja mootoriga.

Müra kontrolli läbiviija avab drossel nii kiiresti kui võimalik (koheselt, vähemalt 0,3 s) kuni jõuab „põhjagaasini“, et jõuda maksimaalsete mootori pööreteni.

Drosselit hoitakse maksimaalselt avatuna maksimaalsetel mootori pööretel vähemalt 1 s, seejärel vabastatakse drossel järsult.

Müramõõtmine toimub terve protseduuri jooksul ja maksimaalne müratase salvestatakse



## 79.04 Müra normid

MOTOCROSS World Championships, Cups and Prizes		
Discipline	Maximum Sound limit (dB/A)	
	Before practice, during practice, before race	After race
MXGP, MX2	114.0	115.0
Sidecars		
2-stroke	114.0	115.0
4-stroke	114.0	115.0
Junior MX		
2-stroke (65/85)	111.0	112.0
2-stroke (125)	114.0	115.0
4-stroke	114.0	115.0
Supermoto	114.0	115.0
Snowcross	114.0	115.0
Quad		
2-stroke	114.0	115.0
4-stroke	114.0	115.0

Joonis 3.5 Müra normid

Ehk külgevankritele maksimaalne lubatud müra enne treeningsõitu, treening sõidu ajal ning enne sõitu 114,0 dB/A ja pärast sõitu 115,0 dB/A

### Märkused

Ümbritseva keskkonna temperatuuri, rõhu või kõrguse kohta erandeid ei tehta.

## 3.3 Summuti projekteerimine

Hetkel kasutatakse kõigil motokrossi mootorratastel mürasummutusvahendina kiudvilla ning porforeeritud toru, mis on üldjuhul silindrilises või elliptilises kestas. Kuna summutit on vaja villaga täita keskmiselt üle ühe võistluse, et see mahuks müra piirnormidesse, siis oleks vaja leida hooldevabamat lahendust.

Punkti 2.3.9 soovitus järgi tuleks vähendada väljalaske kanalite pikkust, kuid seda tehes ei vastaks summuti enam reeglitele või jääks vale asukohta tõttu kaassõitjat segama. Rõhuline peegelduse tekitamine enne torustiku lõppu on võimalik erinevate paisukambrite ja vaheseintega, mida proovitakse järgnevatel punktides.

### 3.3.1 Perforeeritud toru

Hetkel on tõusvaks trendiks mikroperforeeritus. See töötab põhimõttel, et gaasid surutakse läbi väiksemõõduliste avade tühja kambri, mis vähendab müra ning tekitab minimaalset vasturõhku. Sellel lahendusel ei ole vaja kiudvilla kasutada, mistõttu hoiab massi ja kulusid kokku.

Mikroperforeeritud toru võib heitgaasidest ummistuda ning vähendab sellega mürasummutust.

Mida suuremad avad on perforeeritud torul, seda suurem peaks olema kambri ruumala ja seda paremini see summutab madalaid helisid. Peeneavalised torud aga seeest summutavad kõrgemaid helisid ning pole vaja seetõttu nii suur kambrit.

Nagu alapeatükis 3.2 selgus, siis mõõdetakse müra maksimaalsetel väntvõlli pööretel, seega saaks kasutada peeneavalist perforeeritust ning väiksemat kambrit. Samas ei tohiks olla avad nii väiksemõõdulised, et need kergesti ummistuks.

Kuna mikroperforeeringu näol on tegemist üsna uue ja vähelevinud meetodiga, siis puuduvad igasugused valemid ning tuleb küsida seda meetodi katsetanud isikult nõu ning ise testida. Selleks kasutati juhendaja Dr. Hans Rämmali nõuandeid.

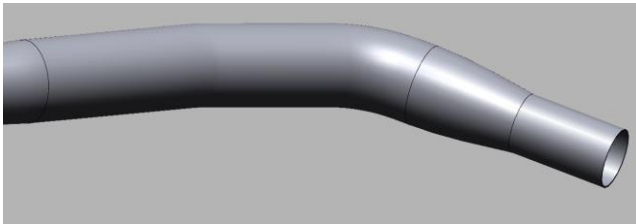
Mikroperforeeringuga toru tuleb lasta eritellimusel valmistada laserlõikuses. Punktis 3.1.1 leitud toru siseläbimõõdule lähimad väärtused on 39,5 mm ning 40,5 mm. Lähim tulemus on küll läbimõõt 39,5 mm, kuid kuna leegitoru läbimõõtu tuleb vähendada, et väljalaske gaaside kiirusi suurendada, siis valitakse suurema läbimõõduga toru, et olla kindel et väljalaske gaaside kiirused ei oleks kindlalt summuti lõpus kiiremad kui summuti alguses ka muutuvates tingimustes, kus väljalaske gaasid jahtuvad vähem. Seega valitakse toru siseläbimõõduks 40,5 mm.

Sarnaselt Hans Rämmali ja Jüri Lavrentjevi artiklile, otsustati perforeerivate avade laiuses valida 0,15 mm, kuna see on piisav laius, et perforeeritud avad ei ummistuks. [20]

Materjaliks tuleks kasutada roostevaba terast AISI 316 kuna see on happekindel ja tõestanud ennast ka teistes uurimistöodes. [20]

### 3.3.2 Leegitoru

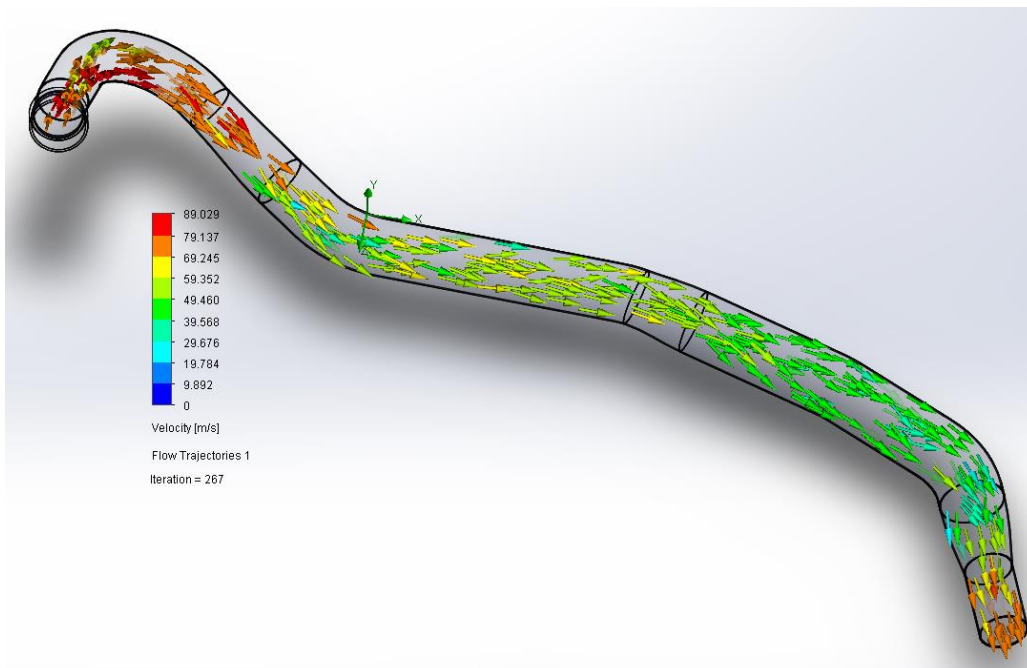
Et kasutada perforeeritud toru siseläbimõõduga 40,5 mm, tuleb leegitoru väljundläbimõõd eelnevalt saada perforeeritud toruga samale läbimõõdule. Kuna enne leegitoru lõppu on raadius, siis vähendatakse leegitoru läbimõõtu alles pärast raadiust, et väljalaske gaaside kiirused ei läheks liiga suureks. Leegitoru lõpus kasutatakse 40,5 mm siseläbimõõduga toru umbes 70 mm ning ühendatakse koonusprofiili kasutades suurema läbimõõduga toru osaga. Joonisel 3.6 on näha kuidas leegitoru üleminek välja näeb.



Joonis 3.6 Modifitseeritud leegitoru ots

Kontrolliks modelleeriti modifitseeritud leegitoru ning tehti sellele programmis Solidworks gaaside voolavus analüüs, et näha väljalaske gaaside kiirusi leegitoru lõpus. Piirtingimused jäeti samad mis punktis 3.1.1 tehtud analüüsis.

Joonisel 3.8 on näha leegitoru lõpus olevaid gaasi kiirusi ja temperatuure. Joonisel 3.7 on toodud pilt simulatsioonist, kus on näha väljalaske gaaside kiirusi kogu leegitorus.



Joonis 3.7 Modifitseeritud väljalasketorustiku analüüs

Local Parameter	Minimum	Maximum	Average	Bulk Average	Surface Area [m <sup>2</sup> ]
Pressure [Pa]	103618.00	103618.00	103618.00	103618.00	0.0013
Velocity [m/s]	54.861	79.743	73.378	73.648	0.0013
Temperature (Fluid) [K]	858.91	978.32	938.26	939.25	0.0013
Temperature (Solid) [K]	514.95	635.69	561.91		0.0013

Joonis 3.8 Modifitseeritud väljalasketorustiku analüüsi tulemused

Analüüsist selgub, et modifitseeritud torustiku lõpus jääb väljalaske gaaside maksimaalne kiirus 79,4 m/s juurde ning keskmine kiirus 73,4 m/s juurde, mis on sobiv tulemus.

### 3.3.3 Summuti kest

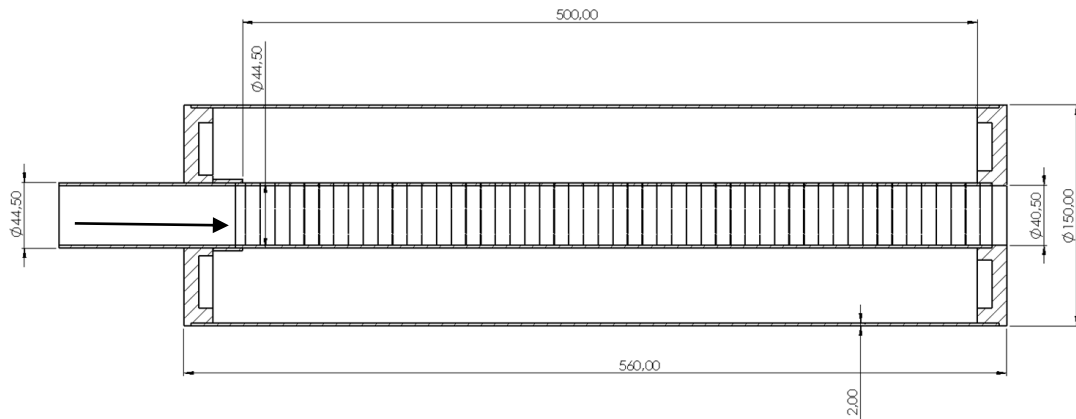
Summuti kest on originaal lahendusel valmistatud 2 mm paksusest alumiiniumist. Massi kokkuhoiu mõttes tuleks seda ka projekteeritaval summutil kasutada. Valida tuleks mõni kergesti keevitav ning kuumust kannatav tugev alumiiniumisulam, näiteks alumiinium 6061.

Summuti täpne pikkus ja läbimõõt pannakse paika kui testid prototüüp summutitega on edukalt õnnestunud.

## 3.4 Prototüüp 1

### 3.4.1 Valmistamine

Summuti välismõõdud jäeti prototüübil samad, mis originaal lahendusel, muudeti ainult perforeeritud toru läbimõõtu ning sisendi ja väljundi läbimõõtu. Pilt summuti läbilõikest koos mõõtudega on joonisel 3.9. Väljalaske gaasid liiguvad noolega näidatud suunas.



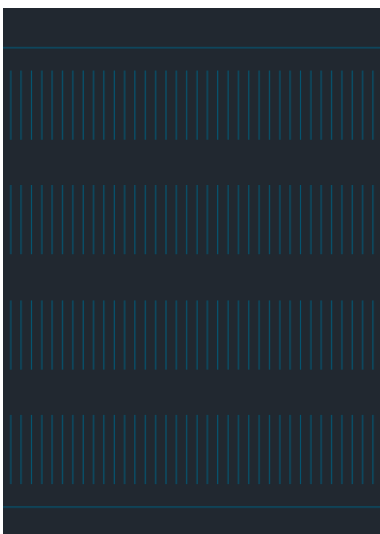
Joonis 3.9 Prototüüp 1 summuti läbilõige mõõtudega

Perforeerivate avade laiuks valiti 0,15 mm, mis otsustati punktis 3.3.1. Perforeeritud toru avade pikkuseks võeti 20 mm ning paigutati need vahemaaga 3 mm järgnevast avast. Kogu toru diameetri jooksul korrati sellist mustrit 4 korda. Sellega tuleb perforeeritus 3,7 %.

Prototüübi valmistamisel ei panda rõhku disainile, massile ega materjalidele, vaid valiti materjalid mida oli võimalik kiiresti saada minimaalsete kuludega.

Perforeeritud toru siseläbimõõduga 40,5 mm on saada välisläbimõõduga 44,5 mm, mis teeb seinapaksuseks 2 mm. Materjaliks AISI 304.

Joonisel 3.10 on tõmmis lõikejoonisest, kus on näha avade paiknemine. Joonisel 3.11 on näha valmis perforeeritud toru.



Joonis 3.9 Prototüüp 1 mikroperforeeritud toru lõikejoonise tõmmis



Joonis 3.10 Prototüüp 1 valmis mikroperforeeritud toru

Kuna leegitoru on võimalik poolitada lihtsalt, siis valmistatakse ainult leegitoru see osa, mis summutisse läheb.

Summuti kesta materjaliks võeti roostevaba teras AISI 304 välisläbimõõduga 150 mm ning seinapaksusega 2 mm.

Summuti otsa flantsid freesiti ettevõttes Amper Engineering materjalist alumiinium 6061.

Perforeeritud toru külge keevitati 44,5 mm siseläbimõõduga 20 mm pikk toru, millega tsentreeritakse leegitoru mikroperforeeritud toruga.

Pilt prototüüp 1 lahendusest on joonisel 3.11.



Joonis 3.11 Prototüüp 1 valmis summuti koos leegitoruga

### 3.4.2 Mõõtmise

Mõõtmisel lähtuti alapeatükis 3.2 nõuetest. Mõõdeti mootorrattal, mille töömaht oli 510 cm<sup>3</sup>, kasutades mõõteseadet TES 52, mille pilt on joonisel 3.12.



Joonis 3.12 Mõõtmise seade TES 52

Võrdluse mõttes mõõdeti müra ka tühipöretel.

Täispöretel mõõdeti müra 2 korda kuna nii palju mõõdetakse ka üldjuhul võistlustel.

Mõõtmise hetkel oli õhutemperatuur 8 °C ning tuulevaikne.

Mõõtmise tulemused on tabelis 3.1.

Tabel 3.1 Prototüüp 1 mõõtmise tulemused

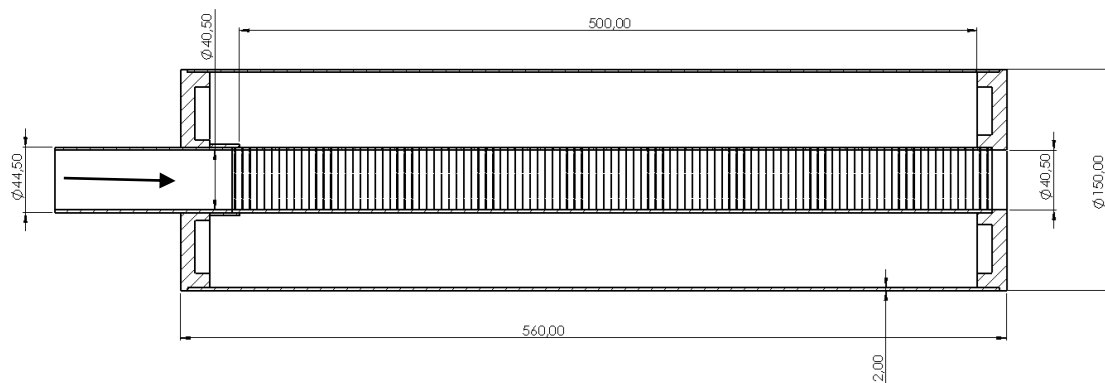
<b>Mõõtmise tühipöretel</b>	89,1 dB
<b>Mõõtmise maksimaalsetel pöretel 1. katse</b>	116,7 dB
<b>Mõõtmise maksimaalsetel pöretel 2. katse</b>	117,0 dB

Tabeli 3.1 andmetest selgub, et müra prototüüp 1 summutiga on liiga vali ning ei sobi osalemiseks võistlustel. Selleks projekteeritakse prototüüp 2, kus suurendatakse perforeerituse väärtust.

## 3.5 Prototüüp 2

### 3.5.1 Valmistamine

Prototüüp 2 lahendusel muudeti ainult mikroperforeerituse väärtust võrreldes prototüüp 1 lahendusega. Pilt summuti läbilõikest on näha joonisel 3.13. Väljalaske gaasid liiguvad noolega näidatud suunas.



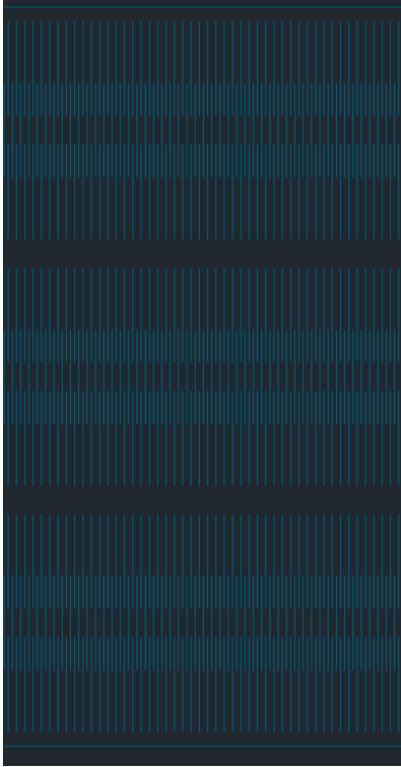
Joonis 3.13 Läbilõige prototüüp 2 summustist

Perforeerivate avade laiuks jäeti endiselt 0,15 mm, kuid ava pikkuseks võeti 17 mm ning paigutati need vahemaaga 1,5 mm järgneva ava keskpunktist. Kogu toru diameetri jooksul korrati sellist mustrit 6 korda. Samuti lisati üle ühe rea veel kahe rea vahele sama mõõduga ava. Sellega tuleb perforeeritus 11,4 %.

Sellisest lahendusest enam tihedamat perforeeritust teha ei anna, kuna lõikamisel tuleb nii palju sulametalli mis ummistab mikroperforeeritud avad. Samuti kui suurendada perforeeritust veelgi, väheneb mikroperforeeritud toru tugevus märgatavalt.

Joonisel 3.14 on tõmmis lõikejoonisest, kus on näha avade paiknemine. Joonisel 3.15 on näha valmis perforeeritud toru.





Joonis 3.14 Prototüüp 2 mikroperforeeritud toru lõikejoonise tõmmis



Joonis 3.15 Prototüüp 2 mikroperforeeritud valmis toru

### 3.5.2 Müra mõõtmine

Müramõõtmise protseduuri korrati sarnaselt punktile 3.4.2. Müra mõõtmise tulemused on näha tabelis 3.2.

Müra mõõtmise hetkel oli õhutemperatuur 4 °C ning vaikne tuul.

Tabel 3.2 Prototüüp 2 müramõõtmise tulemused

<b>Müra väärtus tühipööretel</b>	80,2 dB
<b>Müra väärtus maksimaalsetel pööretel 1. katse</b>	114,4 dB
<b>Müra väärtus maksimaalsetel pööretel 2. katse</b>	114,5 dB

Tabeli 3.2 mõõtmistulemustest selgub, et müra piirnormi ületatakse ainult 0,5 dB, kuid sellest ei piisa, et läbida võistlustel tehnilist kontrolli. Võrreldes tabeli 3.1 väärtustega on müra langenud märgatavalt.

Prototüüp 2 lahendust kasutati uuesti müra mõõtmisel teiste välistingimustega. Tulemused on näha tabelis 3.3.

Müra mõõtmise hetkel oli õhutemperatuur 2 °C ning keskmine tuul.

Tabel 3.3 Prototüüp 2 müramõõtmise tulemused

<b>Müra väärtus tühipööretel</b>	82,5 dB
<b>Müra väärtus maksimaalsetel pööretel 1. katse</b>	116,7 dB
<b>Müra väärtus maksimaalsetel pööretel 2. katse</b>	117,1 dB

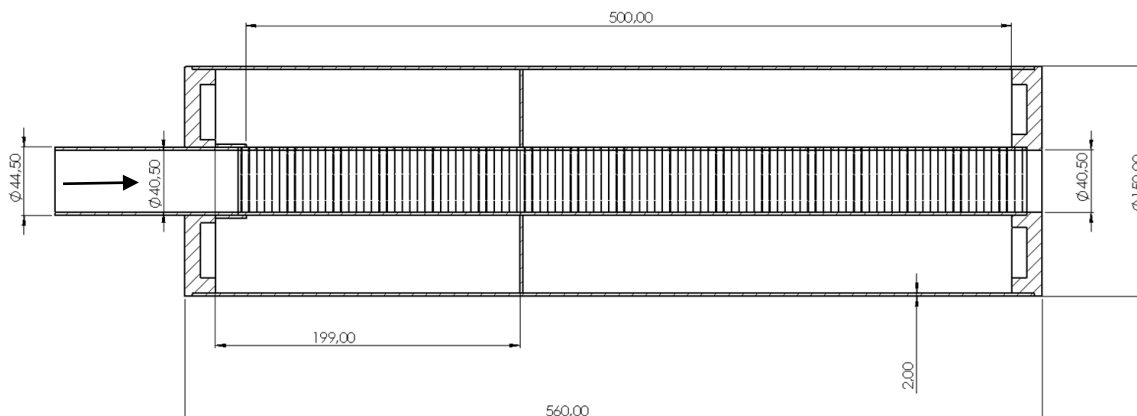
Tabeli 3.3 mõõtmistulemused on sarnased tabeli 3.1 väärtustega. Tulemused on umbes 2 dB erinevad tabeli 3.2 väärtustest, kus mõõdeti sama summutit teistes välistingimustes. Võib järeldada, et antud lahendust ei ole sobilik kasutada.

Järgnevates alapeatükkides proovitakse prototüüp 2 lahenduses valmistatud mikroperforeeritud toruga erinevaid lahendusi, et saada müra nõutud väärtuseni.

## 3.6 Prototüüp 3

### 3.6.1 Valmistamine

Protoüüp 3 lahenduses lisati prototüüp 2 lahendusele vahesein. See lisati, et tekitada kaks kambrit, mis summutavad müra erinevatel sagedustel. Vaheseina asukoht arvutati kuldlõike põhjal, selle asukoht on näha joonisel 3.16. Väljalaske gaasid liiguvad noolega näidatud suunas.



Joonis 3.16 Prototüüp 3 summuti läbilõige mõõturega

Vahesein kinnitati mikroperforeeritud toru külge keevitades ning välisseina külge kuumakindla liimiga selliselt, et gaasid ei saaks pragudest kambrite vahel liikuda.

### 3.6.2 Müra mõõtmine

Müramõõtmise protseduuri korrati sarnaselt punktile 3.4.2. Müra mõõtmise tulemused on näha tabelis 3.4.

Müra mõõtmise hetkel oli õhutemperatuur 5 °C ning vaikne tuul.

Tabel 3.4 Prototüüp 3 müramõõtmise tulemused

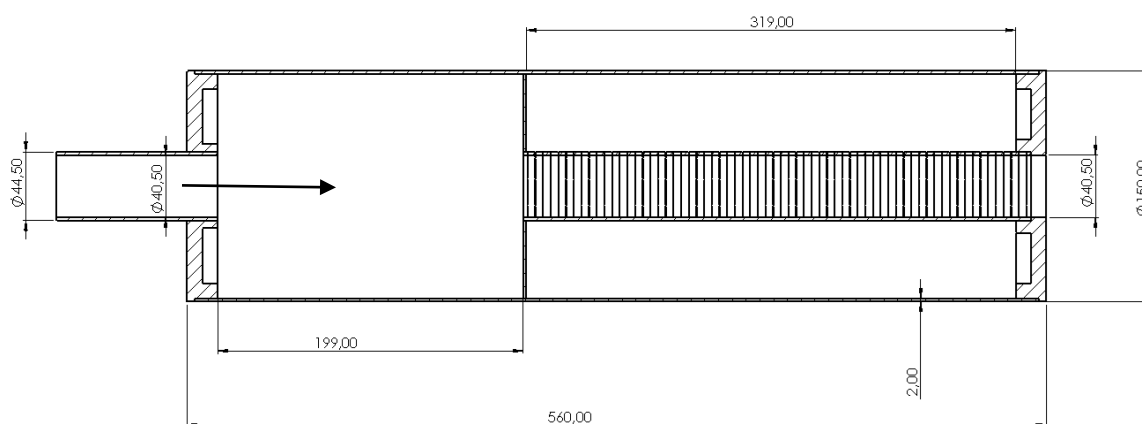
<b>Müra väärtus tühipööretel</b>	76,6 dB
<b>Müra väärtus maksimaalsetel pööretel 1. katse</b>	114,6 dB
<b>Müra väärtus maksimaalsetel pööretel 2. katse</b>	115,1 dB

Tabeli 3.4 väärtustest on näha, et vaheseina lisamisega langes oluliselt müra tühipööretel, mis oli ka kõrvaga selgelt eristatav. Maksimaalsetel pööretel mõõtmine andis sarnase tulemuse nagu prototüüp 2 lahendus esimesel mõõtmisel, mis jääb endiselt üle lubatud piirnормi. Järgnevates lahendustes kasutatakse veel erinevaid lahendusi, millega müra alla piirnормi saada.

## 3.7 Prototüüp 4

### 3.7.1 Valmistamine

Protoüüp 4 lahenduses eemaldati prototüüp 3 lahenduselt leegitoru ning vaheseina vahelt mikroperforeeritud toru tekitades sellega paisukambri, mis peaks vähendama müra, kuid suurendama summutipoolt tekitatavat vasturõhku. Läbilõige prototüüp 4 summutist on näha joonisel 3.17. Väljalaske gaasid liiguvad noolega näidatud suunas.



Joonis 3.17 Prototüüp 4 summuti läbilõige mõõtudega

Vahesein kinnitati mikroperforeeritud toru külge ja välisseina külge keevitades.

### 3.7.2 Müra mõõtmine

Müramõõtmise protseduuri korrati sarnaselt punktile 3.4.2. Müra mõõtmise tulemused on näha tabelis 3.5.

Müra mõõtmise hetkel oli õhutemperatuur 5 °C ning vaikne tuul.

Tabel 3.5 Prototüüp 4 müramõõtmise tulemused

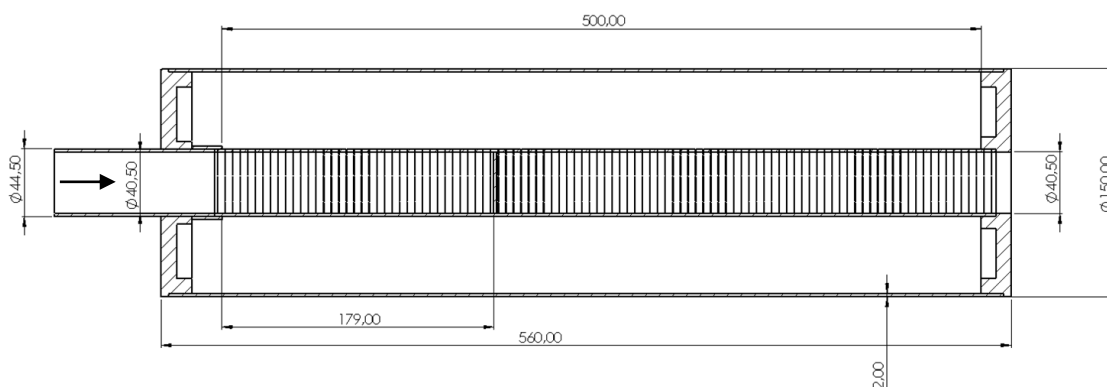
Müra väärtus tühipöoretel	77,6 dB
Müra väärtus maksimaalsetel pööretel 1. katse	116,5 dB
Müra väärtus maksimaalsetel pööretel 2. katse	116,5 dB

Tabeli 3.5 väärtustest on näha, et paisukambri lisamisega suurenes müra tühipööretel. Maksimaalsetel pööretel mõõtmine andis sarnase tulemuse nagu prototüüp 1 lahendus, mis ületab suurelt piirnormi. See võib tulla sellest, et vähenes mikroperforeeritud toru pikkus ja selle kambri ruumala. Järgnevates lahendustes kasutatakse veel erinevaid lahendusi, millega müra alla piirnormi saada.

## 3.8 Prototüüp 5

### 3.8.1 Valmistamine

Protoüüp 5 lahenduses eemaldati prototüüp 4 lahenduselt vahesein ning keevitati samasse kohta perforeeritud toru sisse 2 mm paksune sein. Samuti keevitati seina külge ka punktis 3.7.1 eemaldatud perforeeritud toru. Sellega suunatakse väljalaske gaasid läbi mikroperforeeritud avade kambri ja sealt uuesti perforeeritud torusse. Selline lahendus peaks tekitama suurema vasturõhku väljalaskegaasidele, kuid vähendama müra. Läbilõige prototüüp 5 summutist on näha joonisel 3.18. Väljalaske gaasid liiguvad noolega näidatud suunas



Joonis 3.18 Prototüüp 5 summuti läbilõige mõõtudega

### 3.8.2 Müra mõõtmine

Müramõõtmise protseduuri korrati sarnaselt punktile 3.4.2. Müra mõõtmise tulemused on näha tabelis 3.6.

Müra mõõtmise hetkel oli õhutemperatuur 3 °C ning vaikne tuul.

Tabel 3.6 Prototüüp 5 müramõõtmise tulemused

<b>Müra väärtus tühipööretel</b>	77,5 dB
<b>Müra väärtus maksimaalsetel pööretel 1. katse</b>	113,2 dB
<b>Müra väärtus maksimaalsetel pööretel 2. katse</b>	113,8 dB

Tabeli 3.6 väärtustest on näha, et perforeeritud toru sisse seinä lisamisega saadi müra alla maksimaalse lubatud normi. Samuti vähenes minimaalselt müra ka tühipööretel. Kuna alapeatükis 3.5 selgus, et välistingimused mõjutavad üsna palju müra väärtust, korrati sama katset teistes oludes. Tabelis 3.7 on toodud korduskatse tulemused.

Müra mõõtmise hetkel oli õhutemperatuur 9 °C ning puudus tuul.

Tabel 3.7 Prototüüp 5 müramõõtmise tulemused

<b>Müra väärtus tühipööretel</b>	77,5 dB
<b>Müra väärtus maksimaalsetel pööretel 1. katse</b>	113,6 dB
<b>Müra väärtus maksimaalsetel pööretel 2. katse</b>	113,5 dB

Ka tabeli 3,7 tulemused kinnitavad, et prototüüp 5 lahendust kasutades on müra alla lubatud maksimaalse normi.

Summutit tuleks ka mõõta teiste sarnaste mootoritega, mille töömaht on erinev, kuid testimise hetkel ei olnud see võimalik.

### 3.8.3 Vasturõhu mõõtmine

Kuna on teadmata, kui palju prototüüp 5 lahendus vasturõhku tekitab, siis mõõdetakse see sama moodi nagu punktis 2.3.7.

Pilt vasturõhu mõõtmisest on joonisel 3.19, vasturõhu mõõtmise tulemused on tabelis 3.8.

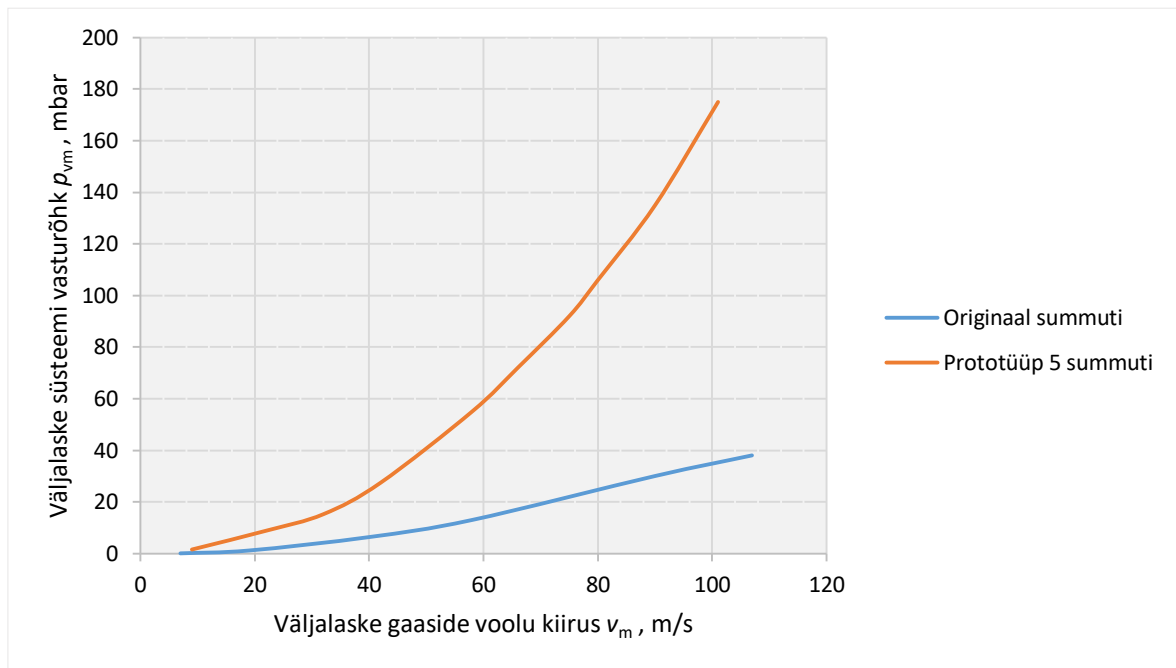


Joonis 3.19 Prototüüp 5 summuti vasturõhu mõõtmine

Tabel 3.8 Prototüüp 5 summuti vasturõhu mõõtetulemused

Mõõdetud vasturõhk, $p_{vm} / \text{mbar}$	Mõõdetud voolu kiirus $v_m / \text{m/s}$
1,5	9
8,8	22
15,2	32
27,4	42
55	58
72	66
92	75
106	80
135	90
175	101

Joonisel 3.20 on toodud prototüüp 5 ja originaal summuti vasturõhu võrdlus sõltuvalt väljalaske gaaside kiirusest. Originaal summuti vasturõhu tulemused võeti tabelist 2.7.



Joonis 3.20 Prototüüp 5 ja originaal summuti vasturõhu võrdlus sõltuvalt väljalaske gaaside kiirusest

Jooniselt 3.20 on näha, et originaal lahendusega võrreldes on prototüüp 5 summutil suurem vasturõhk kuna prototüüp 5 lahenduses on perforeeritud toru sees sein, mis takistab väljalaske gaasidel otse torust väljuda tekitades ka vasturõhku. Rõhukadu ei ole aga liialt suur, näiteks Honda Africa Twin RD04 mootorrattal mikroperforeeritud summuti projekteerimisel oli väljalaske gaaside kiirusel 55 m/s summuti vasturõhu väärtuseks 1000 mbar, prototüüp 5 lahenduses aga 55 mbar. [20]

Alapeatükis 2.3 uuriti väljalaske gaaside akustilist ülelaadimist, kus selgus, et väljalaske torustiku akustiline ülelaadimine on häälestatud väga madalatele pöörlemissagedustele. Prototüüp 5 lahenduses perforeeritud torusse lisatud sein peegeldab rõhulainet, mis eeldatavasti viib pöörlemissageduse, kuhu väljalaske akustiline ülelaadimine on häälestatud, kõrgematele pöörlemissagedustele. Seega originaal lahendusest suurema vasturõhuga summuti võib hoopis suurendada võimsust.

### 3.8.4 Akustiline ülelaadimine

Kuna perforeeritud toru sisse lisatud seinaga vähenes väljalaske kanali pikkus, mida mööda rõhulaine saab peegelduda, siis arvutatakse uuesti millisele pöörlemissagedusele on väljalaske akustiline ülelaadimine häälestatud kasutades valemit 2.3.



Kuna väljalaske kanali pikkus väljalaske klapist leegitoruni jääb samaks, mis punkti 2.3.3 järgi on 1273 mm, siis liidetakse sellele perforeeritud toru pikkus tsentreerivast puksist vaheseinani, mis on 182 mm. Seega väljalaske kanali pikkus, kus rõhulaine saab levida on

$$L_{exp} = 1273 + 179 + 3 = 1455 \text{ mm} \quad (3.5)$$

Ülejäänud väärtused valemis 2.2 jäävad samaks, mis alapeatükis 2.3. Arvutatud tulemused on tabelis 3.9.

Tabel 3.9 Väljalaske kanali akustilise ülelaadimise väärtuse arvutus prototüüp 5 summutiga

Rõhulaine peegelduse arv <i>RV</i>	Väntvõlli pöörlemissagedus, kuhu väljalaske akustiline ülelaadimine on optimeeritud <i>N<sub>exp</sub> / p/min</i>
1	5752
2	2876
3	1917

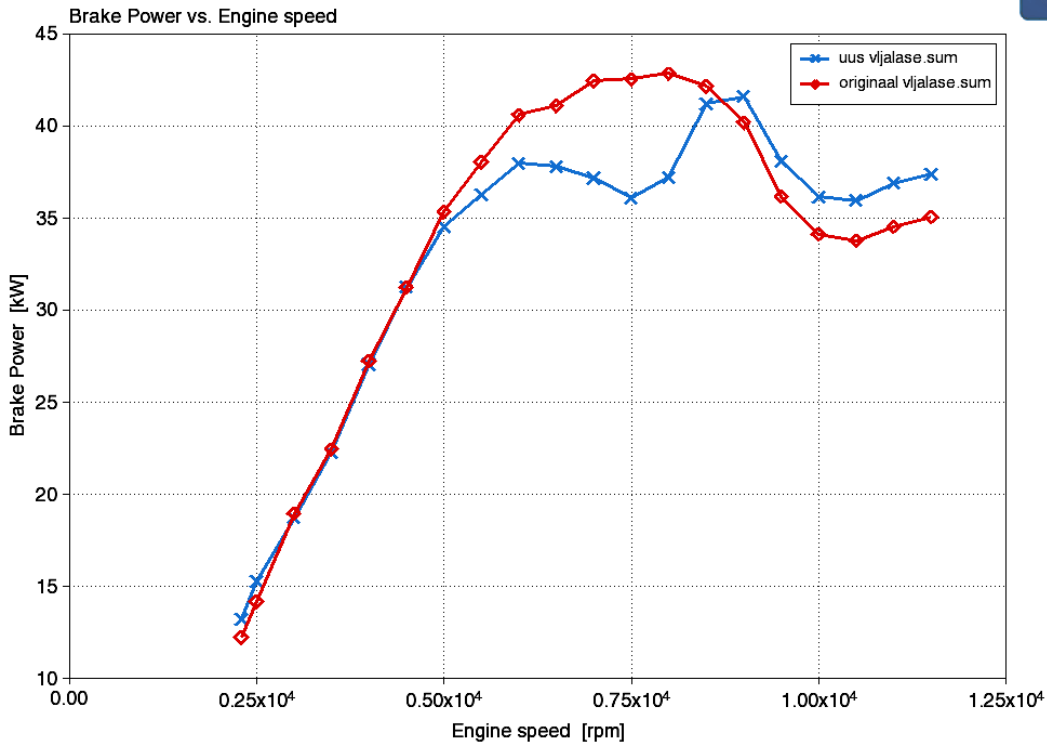
Tabeli 3.9 väärtustest selgub, et väntvõlli pöörlemissagedus, kuhu akustiline ülelaadimine häälestatud on, tõusis. 3. peegeldus ei ole endiselt mootori tööpiirkonnas. 2. peegeldus arvatavasti mõjutab nüüd rohkem mootori täiteastet kuna see on kõrgematele pöörlemissagedustele häälestatud. 1. peegeldus avaldab samuti arvatavasti suuremat mõju täiteastmele ja võimsusele kui varem kuna on maksimaalsele võimsusepiigile lähemal.

### 3.8.5 Võimsus

Kuna prototüübi valmimise hetkeks olid lähiümbruses asuvad veojõustendid, kes saavad külgevankritega krossimootorrattaste mootori võimsust mõõta hoolduses, siis majanduslikel põhjustel ei sõidetud selleks välisriiki. Seega puuduvad reaalsed võimsuse mõõtmise tulemused prototüüp 5 summutiga. Samuti ei ole võimalik prototüüpi kasutada ka sõitmiseks, et saaks võrrelda originaal summutiga, kuna see valmistati ainult müra mõõtmiseks, ning ei peaks krossiraja tingimustes vastu. Võimalik on simulatsioonitarkvaraga Ricardo WaveBuild võrrelda originaal lahendust ja prototüüp 5 lahendust, mida tehakse järgnevas punktis.

Mootori simulatsiooniks kasutati sarnaselt punktile 2.4.3 programmi Ricardo WaveBuild. Kõik tingimused jäeti samaks mis punktis 2.4.3, muudeti ainult väljalaske torustiku pikkust ja läbimõõtu.

Tekkivat vasturõhku ja vaheseina arvesse ei võetud. Tulemused võrreldes originaal väljalaskega on toodud joonisel 3.21.



Joonis 3.21 Simulatsiooni võimsuse graafikute võrdlus

Jooniselt 3.21 on näha, et uus väljalaskesüsteem (sinine joon) suurendab võimsust kõrgematel vääntvõlli pöörlemissagedusel võrreldes originaal lahendusega. 5000-8000 p/min juures on uus väljalaskesüsteem originaal süsteemiga võrreldes vähem efektiivne, kuid seejärel efektiivsem. Maksimaalne võimsus projekteeritud summutiga on 41,4 kW. Võrreldes originaal lahenduse simulatsiooniga vähenes maksimaalne võimsus 1,5 kW. Kuna punktis 2.3.4 saadud simulatsiooni tulemustel ja realselt mõõdetud tulemustel oli suurim erinevus kõrgematel vääntvõlli pöörlemissagedustel, siis on simulatsiooni tulemuste täpsus kaheldav. Samas graafikute kuju kattus madalamatel vääntvõlli pöörlemissagedustel.

Arvestatavate tulemuste saamiseks oleks siiski vaja summutit realselt sõites katsetada.

### 3.9 Lõplik summuti

Lõpliku summuti projekteerimisel pandi rõhku massi vähendamisele ning esteetilise välimusele oluliselt tugevust vähendamata võrreldes prototüüp lahendusega.

Projekteeritud summuti mass tuleb 3,3 kg arvatuna programmis Solidworksis, kui defineerida materjalid nagu pandi paika alapeatükis 3.3. Punktis 2.3.6 leiti, et originaal summuti mass on 3,8 kg. Seega on projekteeritud summuti 0,5 kg kergem kui originaal summuti. Kui vähendada perforeeritud toru seinapaksust oleks võimalik veel massi vähendada. Mujalt enam arvestatavat massivõitu ei saaks.

Projekteeritud summuti koostejoonis on lisa 2, ning alamkoostujoonis lisa 3 ja lisa 4. Detailide tööjoonised on lisa 5 ja lisa 6.

Projekteeritud summutit realselt ei valmistatud.

## KOKKUVÕTE

Käesolevas magistritöös analüüsiti 4-taktilise VMC parempoolse külgvankriga krossimootorratta gaasivahetussüstei, projekteeriti uus väljalaskesüsteem ning arendati välja hooldevaba summuti uuritavale mootorrattale.

Olemasoleva gaasivahetussüsteemi analüüsiks saadi andmeid 3D skaneerimist kasutades, analüüsiti sõidukäigus logitud andmeid ja mõõdeti väljalaskesüsteemi vasturõhku. 3D skaneeritud tulemusi töödeldi programmiga GeoMagic Design X. Saadud tulemusi töödeldi programmiga Microsoft Excel, mille abil koostati tabelid ja graafikud.

Sisselaskesüsteemis uuriti akustilist ülelaadimist ja maksimaalset gaaside kiirust kasutades valemeid erinevatest uurimistöödest. Selgus, et akustiline ülelaadimine on häälestatud üsna kõrgetele väntvõlli pöörlemissagedustele, kuid siiski sobib kasutamiseks ning pole vaja modifitseerida. Kanalite pikendamise saaks mootori võimsust veelgi suurendada erinevatel väntvõlli pöörlemissagedustel, kuid see ei ole majanduslikult ning lühemad kanalid hoiavad oluliselt ruumi ja massi kokku, mis on võistlusspordis tähtsal kohal.

Väljalaskesüsteemis uuriti akustilist ülelaadimist, Helmholtzi resonatorit, summutit, vasturõhku ning erinevatel mootori modifikatsioonidel väntvõlli pöörlemissagedust väljalaske gaaside kiirusel 76 m/s. Selgus, et akustiline ülelaadimine on häälestatud üsna madalatele väntvõlli pöörlemissagedustele, selle vähendamiseks anti soovitusi, mida võeti arvesse väljalaskesüsteemi projekteerimisel. Helmholtzi resonator ei olnud häälestatud mootori tööpiirkonda ning seda uue väljalaskesüsteemi projekteerimisel arvesse ei võeta. Originaal summuti on perforeeritud otsetoru, mida ümbritseb kiudvillaga kamber. Kogu väljalaske torustik tekitab üsna väikest vasturõhku. Kuna mootor saavutab üldjuhul maksimaalse pöördemomendi väljalaske gaaside kiirusel 76 m/s, siis arvutati erinevate mootori modifikatsioonide väntvõllide pöörlemissagedusel sellisel väljalaske gaaside kiirustel. Selgus, et mida suurem on mootori töömaht, seda madalamatel pööretel saavutavad väljalaske gaasid selle kiiruse. Seega kui suurendada mootori töömahtu, siis tuleks ka suurendada väljalaske kanali väikseimat diameetrit, et väljalaske gaaside kiirused ei läheks liiga suureks, mis võivad hakata silindri täiteastet vähendama kõrgematel pööretel. Samuti langeb töömahtu suurendades ka optimaalne väntvõlli pöörlemissagedus.

Võimsuse analüüsil võrreldi arvatud-, mõõdetud- ning simulatsiooni tulemusena saadud võimsust. Kõige sarnasema tulemuse reaalselt mõõdetud tulemusele andis mootori

simulatsioonitarkvara Ricardo WaveBuild, kus graafikute kuju oli madamatel väntvõlli pöörlemissagedustel sarnane. Erinevus võib tulla sellest, et simulatsioonis ei määratud ära mootori pindade täpseid temperatuure ega voolamise parameetreid, kuna nende reaalseid väärtusi ei ole teada ja on raske mõõta. Arvutatud võimsus võib realselt mõõdetud võimsusest erineda nii palju sellepärast, et mootori termiline kasutegur ning täiteaste ei pruugi olla nii suured maksimaalse võimsuse juures, kui nad arvutustes võetud on. Samuti võib mõlemal juhul tulla erinevus ka sellest, et võimsuskad mõõtmisel on erinevad kui arvestati.

Väljalaskesüsteemi projekteerimisel uuriti võistluste reeglistikku, analüüsiti eelnavalt saadud tulemusi ning uurimistöid, samuti mõõdeti müra ja vasturõhku ning analüüsiti mootori simulatsiooni tarkvaraga Ricardo WaveBuild. Väljalaskegaaside omaduste määramiseks kasutati programmis Solidworks voolavuseanalüüsi moodulit. Valmistati 5 prototüüpi milles muudeti leegitoru ning summutit kasutades mikroperforeeritud. Prototüüp 5 lahendusega ei ületanud müra maksimaalsetel väntvõlli pööratel lubatud normi 114,0 dB. Selle lahendusega liiguvad väljalaske gaasid mööda leegitoru summutisse, kus mikroperforeeritud toru sees on sein, mis suunab gaasid läbi 0,15 mm avade kambrisse. Seal liiguvad gaasid uuesti mikroperforeeritud torusse ning väljuvad atmosfääri. Seda lahendust kasutades on suurem vasturõhk kui originaallahendusel, kuid kanali pikkus, mida mööda rõhulaine peegeldub on lühem. Arvutati väntvõlli pöörlemissagedused kuhu akustiline ülelaadimine on häälestatud ning selgus, et akustilise ülelaadimise ning selgus, et see on häälestatud nüüd kõrgematele väntvõlli pöörlemissagedustele. Seejärel tehti simulatsioon tarkvaraga Ricardo WaveBuild, kus selgus, et võrreldes originaal lahenduse simulatsiooniga vähenes maksimaalne võimsus 1,5 kW. Kuna eelnevatel simulatsiooni tulemustel ja realselt mõõdetud tulemustel oli suurim erinevus kõrgematel väntvõlli pöörlemissagedustel, siis on simulatsiooni tulemuste täpsus kaheldav, samas graafikute kuju kattus madalamatel väntvõlli pöörlemissagedustel. Arvestatavate tulemuste saamiseks oleks vaja summutit realselt sõites katsetada.

Prototüüp 5 lahendust kasutades projekteeriti lõplik lahendus kergemate materjalidega. Projekteeritud summuti on kergem kui originaallahendus, samuti puudub vajadust summuti hoolduse järgi. Samuti suurendab uus väljalaskesüsteem simulatsiooni järgi mootori võimsust kõrgematel väntvõllipöörlemissagedustel. Projekteeritud summutit realselt ei valmistatud, samuti reaalseid sõidukatseid ja võimsuse mõõtmisi prototüüp summutiga ei teostatud.

Autori arvates täideti ülesanne edukalt ning magistritöö põhjal on võimalik valmistada hooldevaba summuti 4-taktilisele külgvankriga krossimootorrattale, mis on kergem originaal lahendusest ning suurendab võimsust kõrgematel väntvõlli pöörlemissagedustel.

Antud teemas saaks edasi uurida kuidas summutisse lisatud seinas asukoha muutmine muudab väliskarakteristikuid ning viia läbi reaalsed sõidu- ja mõõtmiskatsed erinevate mootori modifikatsioonidega.

## SUMMARY

In this Master's thesis, a 4 stroke VMC right-hand sidecarcross motorcycle gas exchange system was analysed, a new exhaust system was designed and a new maintenance-free muffler was developed.

Data for existing gas exchange system analysis was obtained using 3D scanning, data logger and exhaust system back pressure was measured. The 3D scanned result were processed with GeoMagic Design X. Obtained results were processed with Microsoft Excel to create tables and graphs.

In the intake system, acoustic tuning and maximum gas velocity were analysed using formulas from different studies. Turned out that the acoustic overcharging was tuned to high crankshaft rotation speeds, but is still suitable for use and does not need to be modified. By extending the ports, the power of the engine can be further increased at various crankshaft rotation speeds, but it is not economically and shorter channels significantly hold up space and mass, which is an important part of racing sport.

In the exhaust system, acoustic tuning, Helmholtz resonator, silencer, backpressure, and crankshaft rotation at the speed of 76 m / s for various engine modifications were analysed. It appeared that acoustic overcharging was tuned to low crankshaft rotation speeds. Recommendations were made to designing the exhaust system. The Helmholtz resonator was not tuned to the engine operating range and will not be considered in the design of the new exhaust system. The original silencer is a perforated direct pipe surrounded by a fibers in a chamber. The entire outlet pipeline creates a rather low back pressure. As the engine generally achieves maximum torque output at 76 m/s, the crankshaft rotation speeds of the various engine modifications were calculated at such exhaust gas velocities. Turned out that when the engine capacity is higher, exhaust gases achieve this velocity in lower crankshaft rotation speeds. Thus, if the engine capacity is increased, then the smallest diameter of the outlet port should also be increased so that the exhaust gas velocities do not become too high, which can reduce the volumetric efficiency at higher revolutions. Also, the optimized crankshaft rotation speed decrease when increasing the capacity.

The power analysis compared the calculated, measured and simulated power. The most similar result of the measured result was given by the engine simulation software Ricardo WaveBuild, where the shape of the graphs was similar to the lowest crankshaft rotation speeds. The difference may come from that the simulation does not determine the exact temperatures or flow parameters

of the engine. Their real values are unknown and difficult to measure. The calculated power may differ from the actually measured power because the thermal efficiency of the engine and the volumetric efficiency may not be as high as the maximum power taken in the calculations. In both cases, there may also be a difference that the power loss is different from the assumed value.

Designing the exhaust system, the rules of the competition were examined, obtained previous results and researches, also measured noise and back pressure, and analysed using the engine simulation software Ricardo WaveBuild. Flow analysis module in SolidWorks was used to determine the exhaust gas properties. 5 prototypes were made using microperforation and changing the exhaust pipe. The prototype 5 solution did not exceed the maximum noise 114,0 dB at the maximum crankshaft rotation speeds. With this solution, the exhaust gases pass through the exhaust pipe to silencer, where the microperforated tube has a wall that guides the gases through the 0.15 mm openings in the chamber. From there, the gases move back into the microperforated tube and exit to the atmosphere. Using this solution, there is greater back pressure than the original solution, but the length of the port along which the pressure wave is reflected is shorter.

The calculations were made to the new acoustic pipe and appeared that acoustic overcharging was tuned now a bit higher crankshaft rotation speeds. The simulation was performed with the Ricardo WaveBuild software, which showed that the maximum power output decreased by 1.5 kW compared to the original solution simulation. Since the previous simulation results and the actual measured results showed the greatest difference in higher crankshaft rotation speeds, the accuracy of the simulation results is doubtful. However, the shape of the graphs overlapped the lower crankshaft rotation speeds. In order to achieve a noticeable result, it would be necessary to test the silencer in the motocross track.

Using the prototype 5 solution, the final solution was designed with lighter materials. The designed silencer is lighter than the original solution, and there is no need for maintenance on the silencer. The new exhaust system also increases the engine power at the higher crankshaft speeds by simulation. The designed silencer was not actually produced, nor did the actual racing tests or power measurements with the prototype silencer.

In the opinion of the author, the task was successfully completed and on the basis of the Master's thesis it is possible to produce a maintenance-free muffler for a 4-stroke sidecar motorcycle, which is lighter than the original solution and increases power at higher crankshaft rotation speeds.



In this topic, one can further explore how changing the location of the wall inserted into the silencer will change the engine characteristics and perform real racing and measurement experiments with different engine modifications.

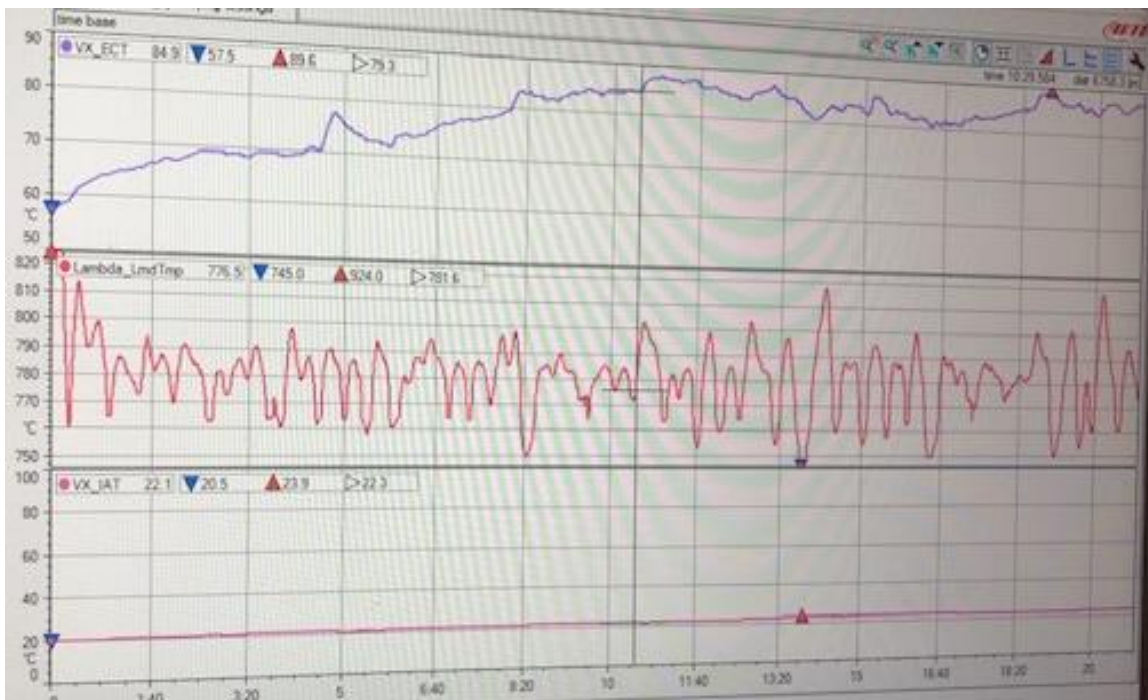
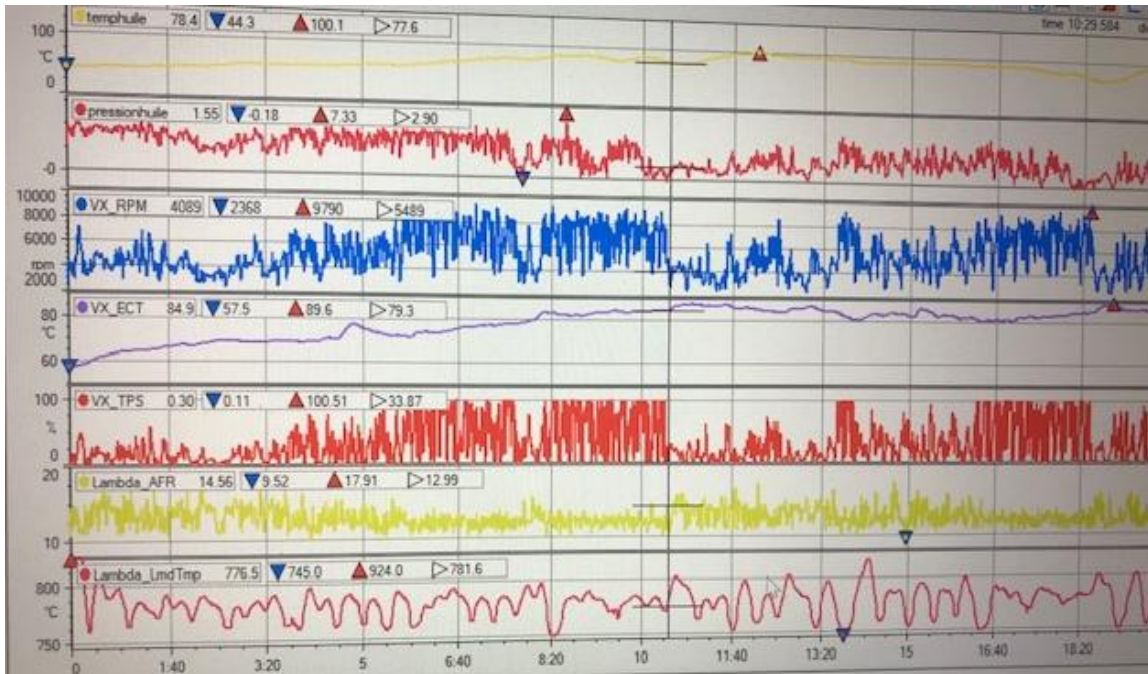
## KASUTATUD KIRJANDUSE LOETELU

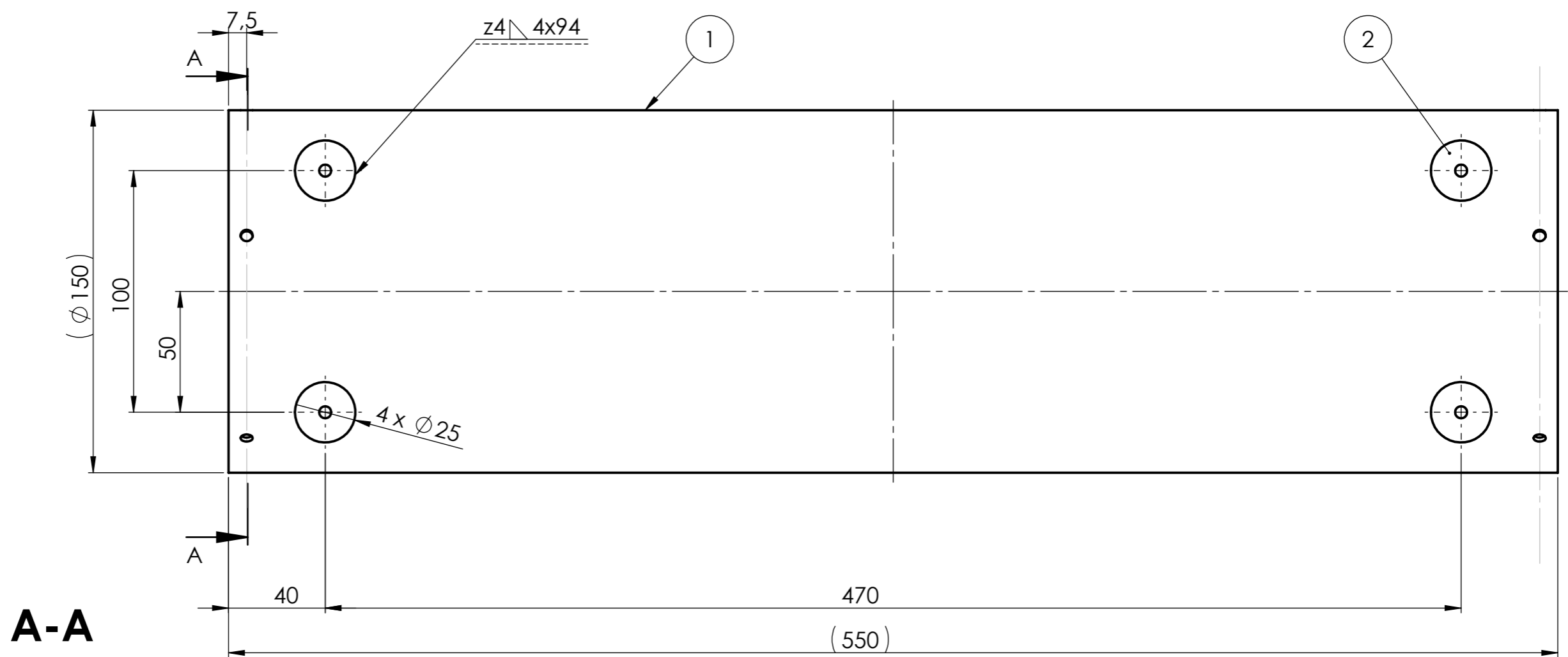
1. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals, USA: McGraw-Hill, 1988.
2. Bell, A. G. Four-stroke performance tuning, third edition, UK: Haynes Publishing, 1998.
3. KTM 450 SX-F 2014 mootori andmed [WWW] <https://www.ktm.com/service/manuals/> (20.02.2019)
4. Sawant, P., Barl, S. Effects of Variable Intake Valve Timings and Valve Lift on the Performance and Fuel Efficiency of an Internal Combustion Engine. — *SAE Technical Paper*, 2018-01-0376, 2018. [Online] ResearchGate (15.03.2019)
5. Akustiline ülelaadimine. [WWW] <https://grapeaperacing.weebly.com/uploads/4/1/2/0/41206275/inductionsyste.ms.pdf> (16.03.2019)
6. Temperatuur Lommelis. [WWW] <https://www.wunderground.com/history/daily/bx/kleine-brogel/EBBL/date/2018-6-24> (25.03.2019)
7. Helikiiruse kalkulaator. [WWW] [https://www.weather.gov/epz/wxcalc\\_speedofsound](https://www.weather.gov/epz/wxcalc_speedofsound) (30.03.2019)
8. Jagadishsingh, G. B., Jadhav, N. P. Effect of Variable Length Intake Manifold on Performance of IC Engine. — *Inpressco*, E-ISSN 2277 –4106, P-ISSN 2347 –5161. [Online] ResearchGate (15.03.2019)
9. Üliõpilastöö, Villau, M. Võistlusauto FEST12 Nukkvõllide Projekteerimine : lõputöö. Tallinna Tehnikakõrgkool, Tallinn, 2013
10. Basher, J. Confessions of an Air-Filter Abuser by John Basher: I. — *Motocross Action Magazine*, 2016, 6 [E-ajakiri] (<https://motocrossactionmag.com/confessions-of-a-motocross-air-filter-abuser-by-john-basher>) (30.03.2019)
11. Keske, J. D., Blough, J. R. Calculating the Speed of Sound in an Engine Exhaust Stream. — *Asme*, ISBN: 0-7918-4839-6 2008 [Online] Asme (02.04.2019)
12. Martins, L. M., Guimarães, G. P., Fragassa, C. Acustical Performance of Helmholtz Resonators Used in Vehicular Silencers. — *FME Transactions*, VOL. 46, No 4, 2018. [Online] ResearchGate (10.04.2019)
13. Jones, R. V. Helmholtz Resonators – Basic Analytic Devices, [WWW] [https://people.seas.harvard.edu/~jones/cscie129/nu\\_lectures/lecture3%20ho\\_helmholtz/ho\\_helmholtz.html](https://people.seas.harvard.edu/~jones/cscie129/nu_lectures/lecture3%20ho_helmholtz/ho_helmholtz.html) (10.04.2019)
14. Hõõrdekaod ülekannetes. [WWW] <https://thumpertalk.com/forums/topic/904110-approximate-drivetrain-power-loss> (12.04.2019)

15. Kütuse kütteväärtused. [WWW] [https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-higher-calorific-values-d\\_169.html](https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-higher-calorific-values-d_169.html) (14.04.2019)
16. Goldenstein, C. Advanced Combustion Engines : kursusetöö. Stanford University, USA, 2011.
17. Väljalaske gaaside koostis. [WWW] [http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP\\_230.pdf](http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_230.pdf) (20.04.2019)
18. Mills, A. F. Heat Transfer. Irwin. USA, 1992.
19. FIM reeglistik. [WWW] [http://www.fim-live.com/en/library/download/73570/no\\_cache/1/](http://www.fim-live.com/en/library/download/73570/no_cache/1/) (20.03.2019)
20. Rämmal, H., Lavrentjev, J. Reliability Study of Micro-Perforated Elements in Small Engine Silencer Application. – *SAE international*, JSAE Paper number 20179075 [Online] SAE International (25.04.2019)

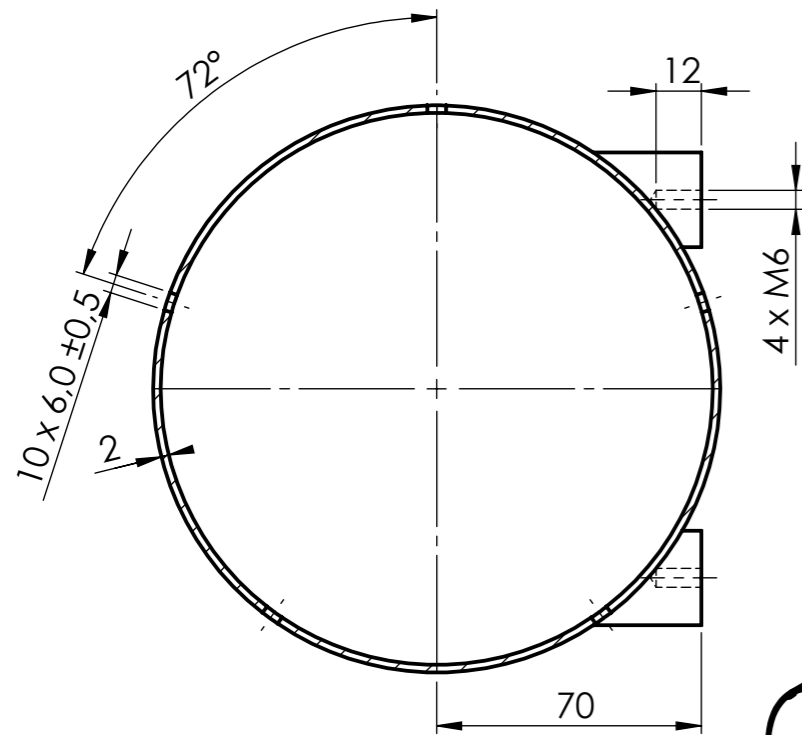
# LISAD

## Lisa 1

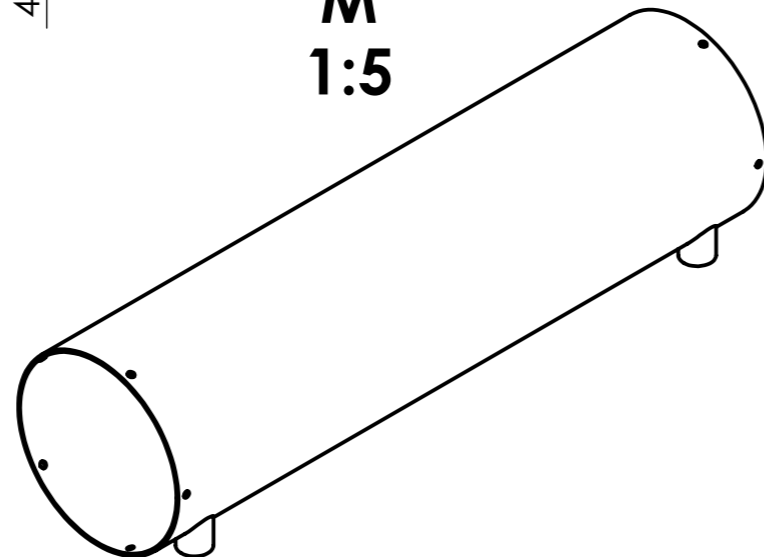




**A-A**

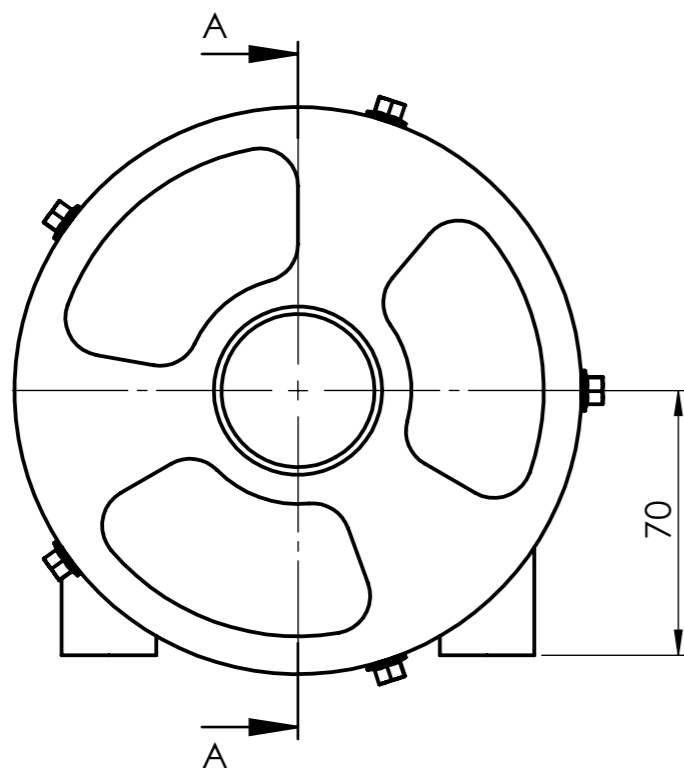
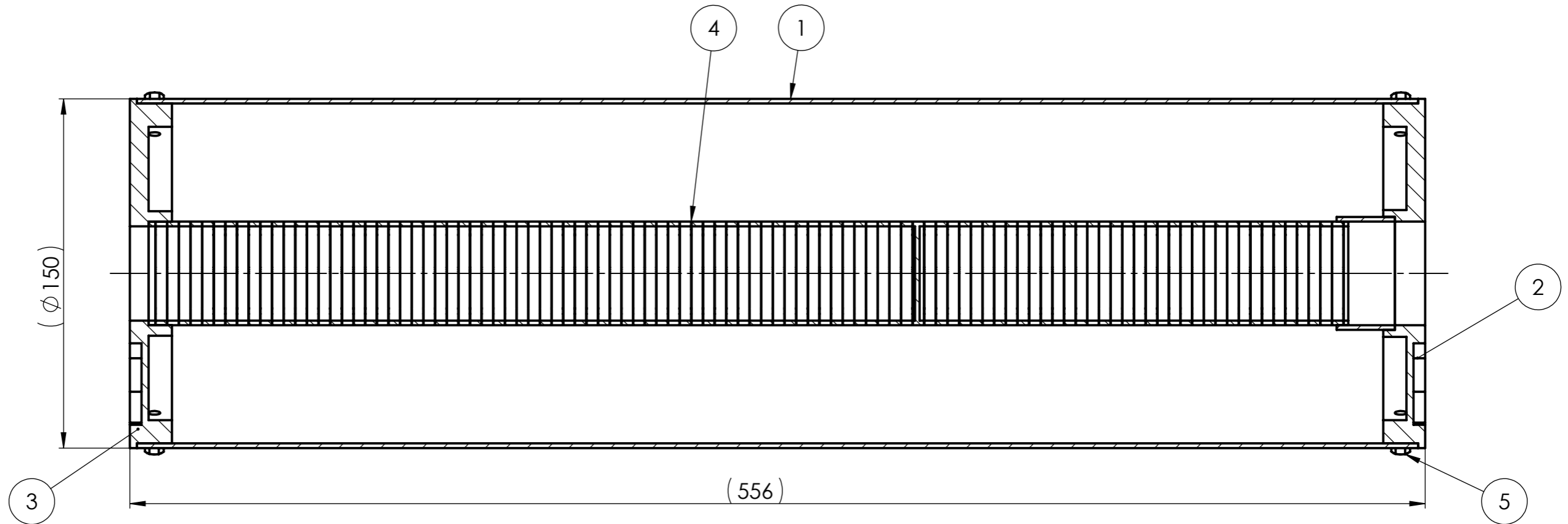


**M**  
**1:5**



Osa	Nimetus	Tähistus	Hulk
1	Toru $\phi$ 150x2 L=550	S.01.02.01	1
2	Ümarmaterjal $\phi$ 25 L=28,5	S.01.02.02	4
	Materjal: <b>Al 6061</b>	Märkimata piirhälbed: $\pm IT12/2$	Mass: 1,5 Kg Mööd: 1:2
Teostas:	J. Hansar	<b>Summuti kest</b>	
Kontrollis:			
Kinnitas:			
Tallinna Tehnikaülikool Inseneriteaduskond		Leht: 1/1	Tähis: S.01.02.00

# A-A

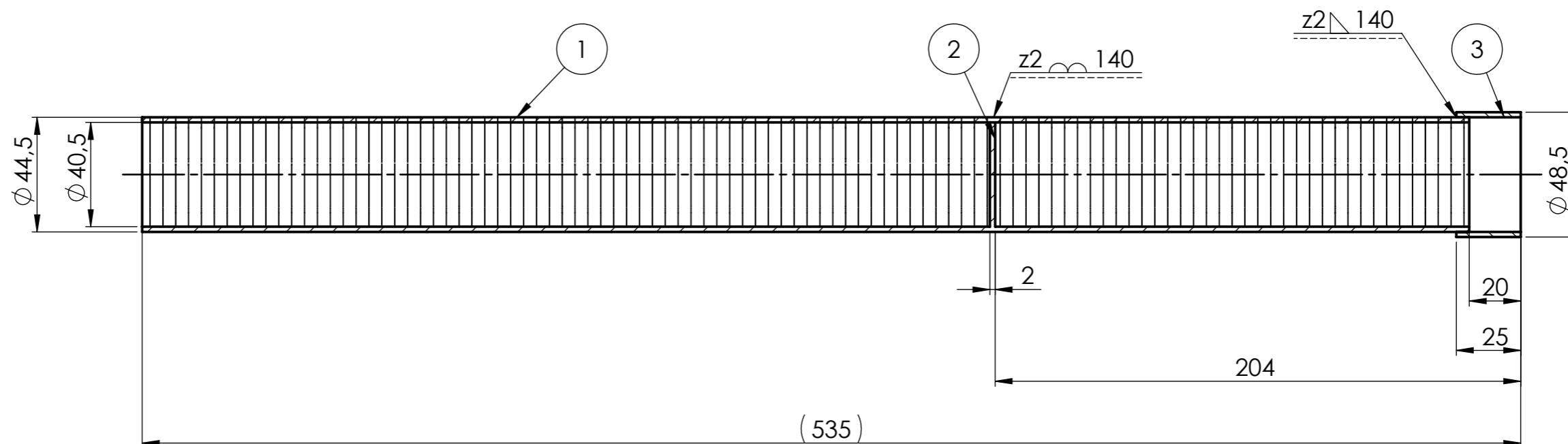


Osa	Nimetus	Tähistus	Hulk
1	Summuti kest	S.01.02.00	1
2	Summuti tagumine otsakaas	S.01.01.01	1
3	Summuti esimene otsakaas	S.01.01.02	1
4	Perforeeritud toru	S.01.03.00	1
5	Polt M5x10	DIN 7500D 70	10
	Materjal:	Märkimata piirhälbed:	Mass: 3,3 kg Mõõt: 1:2
Teostas:	J. Hansar	Nimetus: <b>Projekteeritud summuti</b>	
Kontrollis:			
Kinnitas:			
Tallinna Tehnikaülikool Inseneriteaduskond		Leht: 1/1	Tähis: S.01.01.00

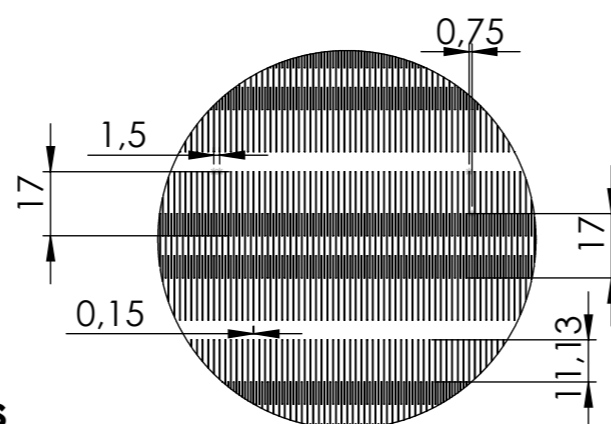






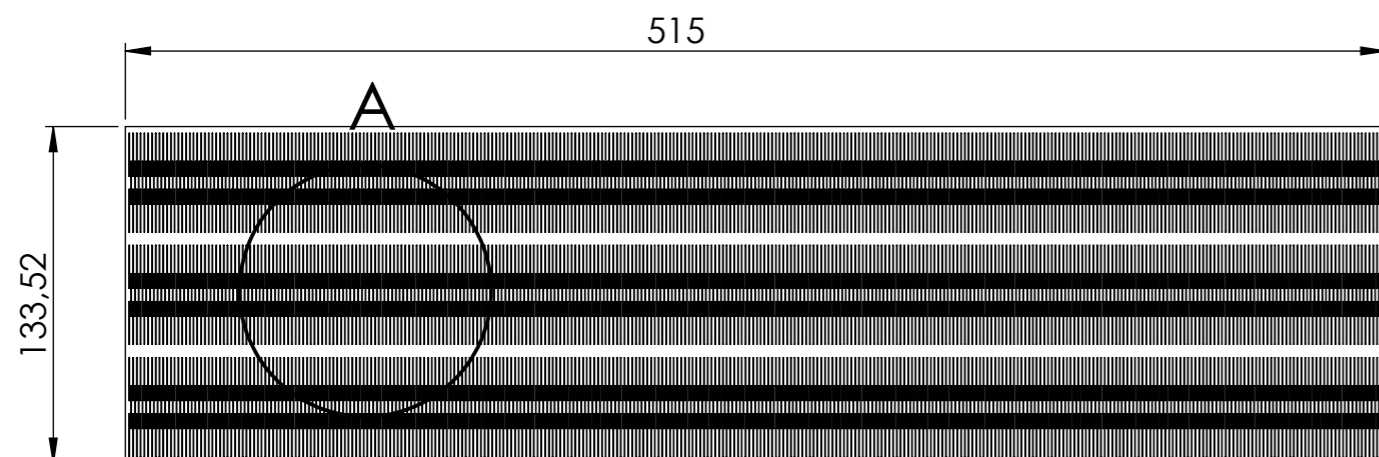



A  
M  
1:2



Osa 1 pinnalaotus

M  
1:3



Osa	Nimetus	Tähistus	Hulk
1	Toru $\phi$ 44,5 x 2 L=515	S.01.03.01	1
2	Leht s=2, $\phi$ 40,5	S.01.03.02	1
3	Toru $\phi$ 48,5 x 2 L=25	S.01.03.03	1
 Materjal: <b>AISI 316</b>		Märkimata piirhälbed: $\pm IT12/2$	Mass: 1,4 Kg Mõõt: 1:2
Teostas:	J. Hansar	<b>Perforeeritud toru</b>	
Kontrollis:			
Kinnitas:			
Tallinna Tehnikaülikool Inseneriteaduskond		Leht: 1/1	Tähis: S.01.03.00