



TAMPEREEN
AMMATTIKORKEAKOULU

IMUSARJAN OPTIMOINTI AHDETUSSA MOOTTORISSA

Tero Rahunen

Opinnäytetyö
Toukokuu 2018
Ajoneuvotekniikka
Auto- ja korjaamotekniikka



TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu
Ajoneuvotekniikka
Auto- ja korjaamotekniikka

RAHUNEN TERO:

Imusarjan optimointi ahdetussa moottorissa

Opinnäytetyö 66 sivua, joista liitteitä 8 sivua
Toukokuu 2018

Opinnäytetyössä keskitytään imusarjan virtaukseen ja perehdytään turboahtimen vaikutukseen moottorin ilmanvirtauksessa. Työssä tehtiin laskelmia imusarjan osista, mallinnettiin tämän pohjalta imusarja Volvon 8-venttiiliseen B230 moottoriin ja suoritettiin CFD simulointi, jonka perusteella mallinnetun imusarjan hyvyttä arvioitiin.

Työn alkuvaihe keskittyi luomaan kuvaa hyvän imusarjan suunnittelusta, ja siitä kuinka virtaus ahdetussa moottorissa tapahtuu. Imusarjan mallinnuksessa pyrittiin saamaan aikaiseksi sellainen imusarja, jossa virtaus tapahtuisi mahdollisimman hyvin ja tasaisesti jokaiseen sylinteriin. Teoriaosuudessa käsiteltiin tärkeitä virtaukseen vaikuttavia moottorin toiminnallisia ominaisuuksia, sekä ilmanseoksen ominaisuuksia.

Mallinnuksessa pyrittiin hyödyntämään mahdollisimman paljon teorian tuomaa näkemystä virtauksen ominaisuuksista. Imusarjan optimointiin laskettiin imuputkiston pituudet, jolla laajennus- ja jäännösaallot toteutuvat ja volymetrinen hyötysuhteen lisäys saadaan aikaiseksi.

Asiasanat: ilmanvirtaus, turboahdin, imusarja, moottori, volymetrinen hyötysuhde

ABSTRACT

Tampereen ammattikorkeakoulu
Tampere University of Applied Sciences
Vehicle Engineering
Garage Engineering

RAHUNEN TERO:

Optimization of the Intake Manifold in a Turbocharged Engine

Bachelor's thesis 66 pages, appendices 8 pages

May 2018

This thesis focuses on inlet manifolds flow and turbochargers effects on engine airflow. In this work calculations were made on the parts of the inlet manifold, based on that modeled inlet manifold for Volvo 8-valve B230 engine and CFD simulation was performed to evaluate the quality of the modeled inlet manifold.

The first part of this study focused creating image of designing good inlet manifold, and how flow occurs inside the turbocharged engine. In the modeling of inlet manifold attempts were made to create such inlet manifold, where flow occurs as good and stable as possible for each cylinder. The theoretical part discussed important functional properties of the engine affecting the flow as well as the properties of the air mixture.

The results of this study were modeled intake manifold which results were obtained by simulation. The results of the simulation showed that the modeled intake manifold still needs to be modified for better flow. To utilize the intake manifold in the engine, there is a simulation work to be developed in the future.

Key words: air flow, turbocharger, inlet manifold, engine, volumetric efficiency

SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	6
2	TEORIA	7
2.1	Nelitahti ottomoottorin toimintaperiaate	7
2.1.1	Moottori	7
2.1.2	Kaasunvaihto.....	8
2.1.3	Polttoaineen palamisen edellytykset	10
2.2	Turboahtaminen	12
2.2.1	Ahtimen kompressori	13
2.2.2	Ahtimen turbiini	16
2.2.3	Ahtoilman jäähdytys	17
2.3	Virtauksen teoriaa	19
2.3.1	Ilma seoksena	20
2.3.2	Ilman virtaus putkessa.....	22
2.3.3	Turboahntimen tuottama ilmanvirtaus	25
2.3.4	Imujärjestelmän laajennus- ja jäännösaallot	27
2.4	Imusarja	30
2.4.1	Kaasuläppäkotelo	31
2.4.2	Kokoojakammio.....	31
2.4.3	Imusuppilot	32
2.4.4	Imuputki	36
3	LÄHTÖARVOJEN LASKENTA	38
3.1	Lähtökohdat	38
3.2	Moottorin alkuarvot	38
3.3	Imusarjan mitoitus	39
3.3.1	Kokoojakammio.....	40
3.3.2	Imuputkien pituus	40
3.3.3	Imusuppiloiden mitoitus	43
4	MALLINNUS	45
4.1	Mallinnuksen ohjelma.....	45
4.2	Lähtökohdat ja rajoitteet mallinnukselle.....	45
4.3	Mallinnus	45
4.3.1	Imusarjanlaippa	45
4.3.2	Imuputket	46
4.3.3	Kokoojakammio.....	47
4.3.4	Imusuppilot	48
4.3.5	Kokoonpano	48

4.4	Mallinnetun kokonaisuuden muokkaus simulointiin	49
5	CFD SIMULOINTI	51
5.1	Simulointi ohjelma	51
5.1.1	Transient simulointi	52
5.1.2	Simulointi sylinterien vakiomääräisestä massavirrasta	54
6	TULOSTENKÄSITTELY	55
7	POHDINTA	56
	LÄHTEET	57
	LIITTEET	59
	Liite 1. Imusarjanlaippa	59
	Liite 2. Imuputket	60
	Liite 3. Kokoojakammio	61
	Liite 4. Imusuppilot	62
	Liite 5. Transient simuloinnissa käytetty data	63

1 JOHDANTO

Tämän opinnäytetyön tarkoituksena on tutkia ahdetun ottomoottorin imusarjan virtausta, sekä mallintaa ja optimoida simuloimalla imusarja erääseen Volvon B230 moottoriin. Työssä käydään läpi virtaukseen vaikuttavia moottorin oleellisia tapahtumia, sekä vaikutuksia ja tämän pohjalta tutkitaan virtauksen merkitystä moottorin toiminnalliseen kokonaisuuteen, pyrkimällä tehostamaan volymetristä hyötysuhdetta.

Kehitettävä imusarja tulee Volvon B230 8-venttiiliseen moottoriin, joka on varustettu elektronisella moottorinohjauslaitteella. Sitä voidaan ohjata haluamallaan tavalla tietokoneella parametrejä muutellen. Seoksen muodostus tapahtuu kyseisessä moottorissa ulkoisella seoksenmuodostuksella, jossa polttoaine syötetään ennen imuventtiiliä imukanaavaan. Tällöin seoksesta muodostuu homogeeninen. Imusarjan virtauksen optimoinnilla pyritään saamaan mahdollisimman hyvä ja tasapuolinen sylinterintäytös jokaiselle neljälle sylinterille.

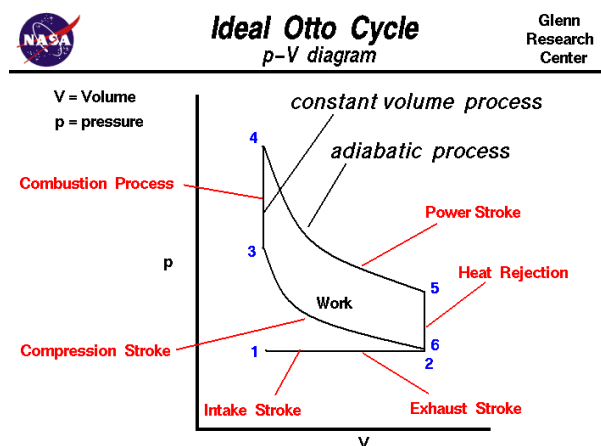
2 TEORIA

2.1 Nelitahti ottomoottorin toimintaperiaate

Moottorin päätehtävänä on muuttaa polttoaineen sisältämä lämpöenergia mekaaniseksi työksi. Tätä varten moottorille on annettava puhdasta polttoainetta ja ilmaa. Ottomoottorilla tarkoitetaan mäntämoottoria, jossa seoksen muodostus on toteutettu ulkoisella tai sisäisellä menetelmällä ja sytytys yleisesti ulkoisella lähteellä. Ulkoisessa seoksenmuodostuksessa seos on pääosin homogeeninen, kun vastaavasti sisäisellä seoksenmuodostuksella varustetussa moottorissa vallitsee heterogeeninen seos sytytyshetkellä.

2.1.1 Moottori

Moottori koostuu useasta eri komponentista ja se pööräntekseen kuuluu sylinteriryhmä, sylinterikansi, öljypohja, imu- ja pakosarja. Moottorin ollessa ahdettu tähän voidaan myös liittää mahdollinen ahdin. 4-tahtisessa ottomoottorissa työkierto on 720° , eli tämä tarkoittaa moottorin kahta kampiakselin pyörähdystä, jonka aikana tapahtuu imutahti, puristustahti, työtahti ja poistotahti. Polttomoottori muuttaa polttoaineeseen sitoutuneen kemiallisen energian lämmöksi ja lämmön edelleen mekaaniseksi työksi. Lämpöenergiaa voidaan muuntaa jatkuvasti mekaaniseksi työksi vain työaineen olotilamuutoksien ja vain siten, että se aina palaa takaisin alkutilaansa. Prosessista saatava mekaaninen työ liittyy paine- ja tilavuusmuutoksiin, jotka voidaan esittää parhaiten paine-tilavuustyö piirroksessa.



KUVA 1. Ideaalisen ottoprosessin pV -piirros. (NASA)

Ottomoottori perusteisessa mäntämoottorissa puristetaan jaksoittain ilmapolttoaineesta. Seos sytytetään sytytyskipinän avulla ja tästä syntyvä hyötytyö muunnetaan kampikoneiston avulla kampiakselilta saatavaksi vääntömomentiksi. Otto-prosessi eli polttomoottorin kiertoprosessi koostuu täytös-, puristus-, palamis-, paisunta ja poistovaiheesta. Kiertoprosessia voidaan kuvata parhaiten kuvassa 1 esitettävällä pV -piirroksella. Kiertoprosessin osassa $2 \rightarrow 3$ on adiabaattinen puristustahti, jossa työaineen paineen noustessa myös lämpötila nousee. Vaiheessa $3 \rightarrow 4$ tapahtuu isokoorinen lämmönvienti, jolloin polttoaine palaa, lämpötila ja paine nousevat. Polttoaineen sytytys on ajoitettu niin, ettei sylinterissä männän rajoittama tilavuus muutu paljoa. Tämän jälkeen vaiheessa $4 \rightarrow 5$ alkaa työtahti, joka on adiabaattinen paisunta. Tässä palamisprosessissa syntyneet palokaasut laajetessaan luovuttaa työtä. $5 \rightarrow 6$ tapahtuu isokoorinen paineenlasku ja palamiskaasujen poisto. Tällöin syntynyt jäännöslämpö poistuu myös palamiskaasujen mukana. Ideaalisessa nelitahtimoottorissa tapahtuu myös poisto- ja imutahti $6 \rightarrow 1 \rightarrow 2$, joka tapahtuu vakio-paineessa. Isobaariset tilavuuden muutostyöt kumoavat toisensa, kun virtausvastukset jätetään huomiotta imu- ja pakovirtauksissa. Kiertoprosessissa tuodun ja siitä poistuvan lämpömäärän erotus on sama kuin prosessissa tehty työ. Tällöin nettotyötä esittää piirroksen tilanmuutuskäyrien väliin jäävä pinta-ala. (Momentti 1)

2.1.2 Kaasunvaihto

Polttomoottorilla joka toimii avoimella kiertoprosessilla ja sisäisellä palamisella, on kaasunvaihdolla kaksi päätehtävää. Ensimmäinen näistä on kaasunvaihdon yhteydessä työkaasun palauttaminen kiertoprosessin alkuolotilaan. Toinen vastaavasti on palamiseen tarvittavan hapen ottaminen uuden ilmalatauksen muodossa ympäröivästä ilmakehästä. Kaasunvaihdon hyvyttä voidaan arvostella DIN 1940 normin mukaisesti. Tätä ilmantarvesuhdetta voidaan kuvata ilman läpivirtaukseen moottorissa perustuvalla huuhteluilmansuhteella. (Autoteknillinen taskukirja)

$$\lambda_a = \frac{m_g}{m_{th}} \quad (1.)$$

Kaavassa m_g tarkoittaa työkierron aikana käytettyä kokonaisilmamäärää ja m_{th} sitä ilmamäärää joka teoreettisesti moottorin tilavuuteen nähden mahtuisi.

Volymetrisellä hyötysuhteella η_v tarkoitetaan venttiilien sulkeuduttua sylinteriin ideaalisesti mahtuvan ilman massan m_z suhdetta todelliseen sylinteriin otetun ilman massan täytöslataukseen m_{th} . Kaavana se voidaan esittää seuraavasti.

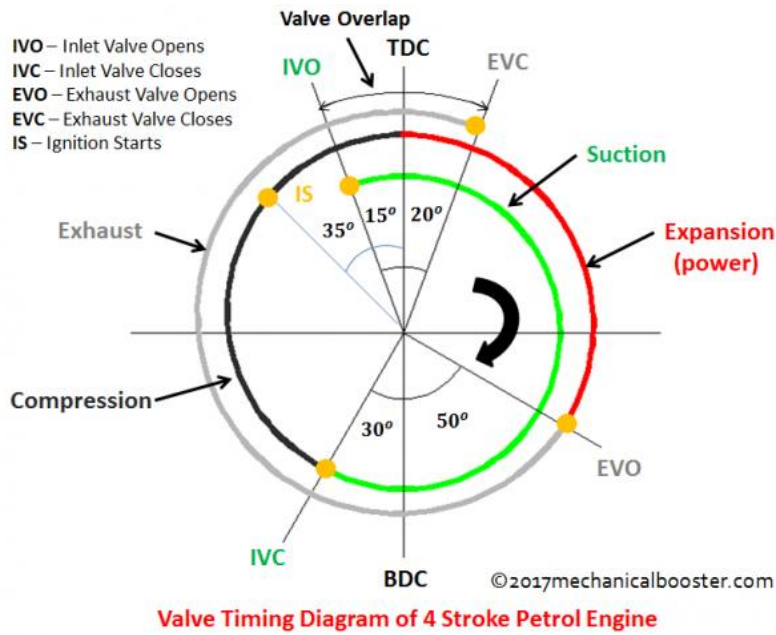
$$\eta_v = \frac{m_z}{m_{th}} \quad (2.)$$

Ideaalinen ilman massa lasketaan johonkin vertailtavaan tilaan nähden. Tämä tila voi olla joko ympäristö tai imusarjassa vallitseva olosuhde. Jos vertailukohtana käytetään ympäristöä, kuvaa volymetrinen hyötysuhde koko ilmanoton hyötysuhdetta. Vastaavasti kun vertailukohtana käytetään imusarjan olosuhdetta, kuvaa hyötysuhde tällöin imuventtiilien toimintaa. Volymetrinen hyötysuhde voidaan myös laskea nelitahtimoottorille käyttämällä seoksen painetta p_1 puristustahdin alussa, ulkoilman painetta p_0 , seoksen lämpötilaa T_1 puristustahdin alussa ja ulkoilman lämpötilaa T_0 . Tämä voidaan esittää seuraavasti yhtälöllä.

$$\eta_v = \frac{p_1}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_1} \quad (3.)$$

Volymetrinen hyötysuhde kuvaa parhaiten moottorin hengittävyyttä ja sen tarkastelu tapahtuu aina täydellä kaasulla, jolloin ilman saanti on mahdollisimman esteetön. Volymetrinen hyötysuhde voi olla myös yli 100% myös vapaasti hengittävällä moottorilla imusarjan painevaihteluiden takia tai jos moottori on esimerkiksi varustettu ahtimella.

Sylinterin täytös eroaa käytetystä kokonaisilmamäärästä siksi, että venttiilien ristiin menon aikana osa uudesta seoksen latauksesta pääsee suoraan pakokanavistoon, eikä tällöin ole käytettävissä palamiseen. Kaasunvaihtoa ohjaa moottorissa kampiakselin pyörittämä ohjausakseli, nokka-akseli, jonka pyörintänopeus on puolet moottorin pyörintänopeudesta.



KUVA 2. 4-tahtimoottorin kaasunvaihdon ajoituspiirros. (Famreit)

2.1.3 Polttoaineen palamisen edellytykset

Polttoaineen palamiseen tarvitaan sopivassa suhteessa ilmaa. Normaalilla bensiinillä ihanteellisen stoikiometrisen palamisen edellyttämä ilmantarve yhden kilon polttoainemäärälle on 14,5-14,8kg ilmaa. Tällöin puhutaan ilmakertoimesta $\lambda = 1$.

Moottori puristaa polttoaineilmaseoksen noin 20-30 baarin paineeseen. Puristuksen johdosta syntyvä loppulämpötila on 400-500 astetta. Tämä ei kuitenkaan ole kyllin korkea lämpötila seoksen syttymiselle ja sen takia ottomoottorissa palamistapahtuman aloittaa sytytyskipinä männän ollessa lähellä yläkuoloa. Homogeeninen seos syttyy hyvin herkästi hyvin kapealla seossuhdealueella ilmakertoimen λ ollessa 0,6-1,6. Palamisrintaman etenemisnopeus kuitenkin laskee ilmakertoimen kasvaessa ja täten homogeeninen seoksen ottomoottorit toimivat lambda arvon ollessa 0,8-1,4. Lambda määritellään seuraavasti

$$\lambda = \frac{L}{L_0} = \frac{\text{Sylinteriin tuotu ilmamäärä}}{\text{Teoreettinen ilmamäärä}} \quad (4.)$$

Ottomoottori toimii suhteellisen laajalla ilmakerroin alueella. Ilmapolttoaineen seos on homogeeninen, jolloin seoksen eri kerroksissa ja kohdissa ilmakerroin on saman suuruisen. Lambda arvo laihalla seoksella on suurempi kuin yksi ja vastaavasti rikkaalla seoksella arvo on alle yhden. Kun halutaan moottorista suurin teho ja mahdollisimman tasainen käynti on seoksen oltava rikkaalla, jolloin lambda arvo on noin 0,8-0,9. Rikas seos kuitenkin johtaa suurempiin päästöihin, sekä polttoaineen ominaiskulutuksen kasvamiseen. Ilman ja polttoaineen suhdetta kuvataan AFR suhteella. Seuraavassa taulukossa on listattuna lambda kertoimen ja AFR suhteen välinen yhteys eri polttoaineilla.

TAULUKKO 1. Lambda arvon ja AFR suhteen välinen yhteys eri polttonesteillä. (Pelicanparts)

Operating Condition	Lambda	Gasoline	Alcohol	Diesel
High Boost, Turbo, Supercharged, Air Cooled	0.70	10.3	4.5	10.2
	0.75	11.0	4.8	10.9
	0.80	11.8	5.1	11.6
Low Boost and N/A Power	0.85	12.5	5.4	12.3
	0.90	13.2	5.8	13.1
Idle, Part Throttle, Cruise and Economy	0.95	14.0	6.1	13.8
	1.00	14.7	6.4	14.5
	1.05	15.4	6.7	15.2
	1.10	16.2	7.0	16.0
Lean	1.15	16.9	7.4	16.7
	1.20	17.6	7.7	17.4
Too Lean, Possible Misfire or Engine Damage Could Result	1.25	18.4	8.0	18.1
	1.30	19.1	8.3	18.9
	1.35	19.8	8.6	19.6
	1.40	20.6	9.0	20.3
	1.45	21.3	9.3	21.0
	1.50	22.1	9.6	21.8
	1.55	22.8	9.9	22.5
	1.60	23.5	10.2	23.2

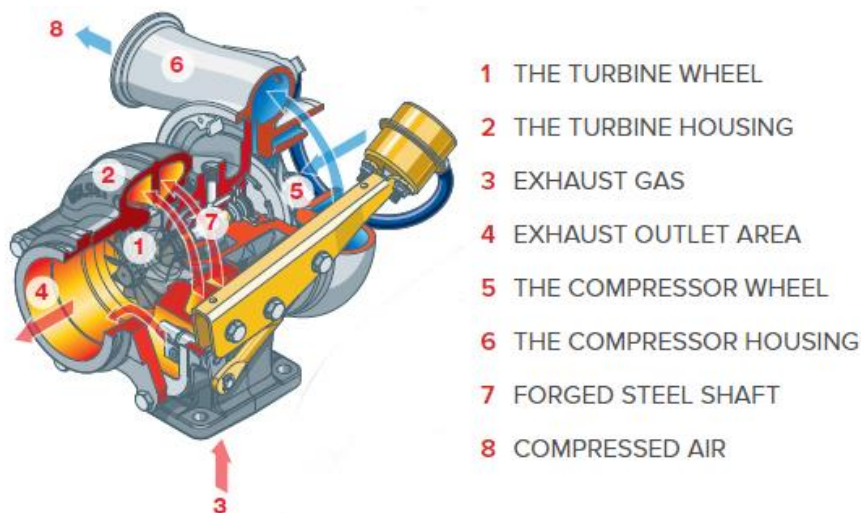
Ensimmäisessä palamisvaiheessa, jossa sytytyskipinän muodossa tuotu energia saa ilmapolttoaineen seoksen palamaan, kutsutaan leimahdusvaiheeksi. Sen kestoaika on likimain vakio ja riippuu vain seoksen koostumuksesta, jolloin syntyy kierrosnopeuden kasvaessa männän liikkeeseen nähden ja seossuhteeseen riippuvaa syttymisviivettä. Pyörintänopeuden ja ilmakertoimen kasvaessa täytyy siis sytytysennakkoa aikaistaa

Prosessissa lämmönkehitys riippuu palamisen nopeudesta, joka muodostuu liekkirintaman etenemisnopeudesta ja pinta-alasta. Palamisnopeus on suurimmillaan noin 10% ilmaylimäärällä, lambdakertoimen ollessa 0,9. Tällöin palamisnopeus on 20-40 m/s. Liek-

kirintaman pinta-alaan palotilassa voidaan vaikuttaa palotilan muotoilulla ja sytytystulpan sijainnilla. Oleellista on myös turbulenssin ja imukanaviston suuntauksen aiheuttamalla dralli- ja tumblepyörteillä. Tärkeä merkitys on myös squish-virtauksilla, jotka luovat männän reuna-alueille paikallisen korkean puristussuhteen. Nämä kaikki virtaukset nopeutuvat moottorin pyörintänopeuden noustessa. Virtausten nopeutuessa, nopeutuu myös liekkirintaman pinta-ala. Tämä selvittää miksi pyörintänopeuden kasvaessa lämmön vapautuminen nopeutuu, vaikka liekin etenemisnopeus ei sinänsä voi kasvaa. (Autoteknillinen taskukirja)

2.2 Turboahtaminen

Turboahdin on nykyisin hyvin yleinen osa moottoria. Se on kaikessa yksinkertaisuudessaan eräänlainen ilmakompressor, joka koostuu turbiini- ja kompressoripyöristä, jotka on kiinnitetty samaan akseliin niin että ne sijaitsevat akselin eri päissä omissa koteloissaan. Sylintereistä purkautuva pakokaasun energia pyörittää ahtimen turbiinipyörää, jolloin akselin toisessa päässä oleva kompressoripyörä pyörii samalla nopeudella puristaen keskipakopumpun tavoin ilmaa imusarjaa ja sitä kautta moottorin sylintereihin. Turboahdinten avulla saadaan sylinterien täytös normaalia suuremmaksi, jolloin moottorista saatava teho ja vääntömomentti kasvaa. (A. Graham Bell)



KUVA 3. Turboahdinten rakenne. (Cummins)

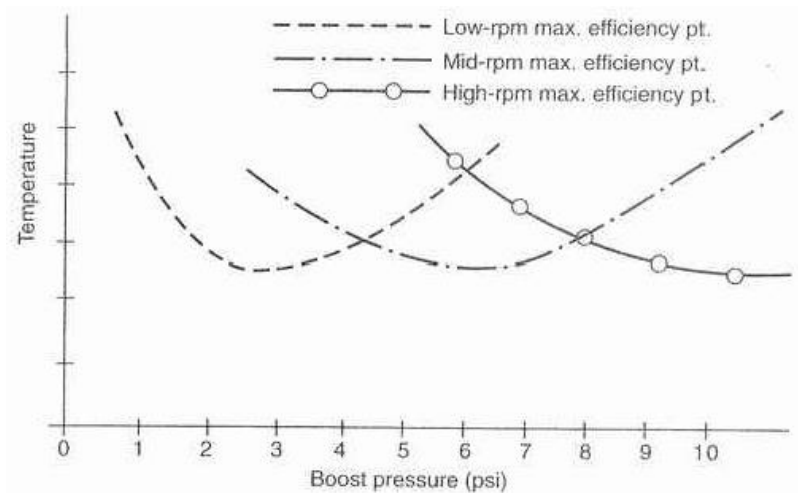
Moottorin ahtamisen periaatteena ja tarkoituksena on tehon lisääminen ilman että perusmoottoria tai sen kierrosnopeutta suurennetaan fyysisesti. Tehon lisäys toteutuu, kun

moottorin tehollista keskipainetta saadaan nostettua työkiertoa kohti. Tehollinen keskipaine riippuu sylinterin poltetusta polttoainemäärästä. Palamisen mahdollistaa happi ja palaminen jatkuu niin kauan kuin sitä sylinterissä riittää, joten sylinterin täytöspaineen nosto ahtimen avulla mahdollistaa suuremman polttoaine määrän lisäämisen sylinteriin. Tehollinen keskipaine kasvaa lähes tulkoon suoraan verrannollisesti ahtopaineeseen nähden. Kokonaishyötysuhde eli tehollinen hyötysuhde kasvaa vastaavasti ahtopaineen noustessa tiettyyn pisteeseen asti, mutta kääntyy sen jälkeen laskuun. (Oiva E. Eerola, 1.)

2.2.1 Ahtimen kompressori

Turboahtimen koon valinta koostuu monista tekijöistä ja sen vaikutus moottoriin on suuri ajatellen kokonaisuutta. Turbon valinnassa tasapainoillaan monien kompromissien kanssa, kuten esimerkiksi ahtopaineen viiveen, syntyvän lämmön, moottorin alhaisilla kierrosnopeuksilla saatavan väännön sekä halutun maksimitehon suhteen. Valittaessa ahdinta kokonaisuuteen on syytä tehdä nämä valinnat ensimmäisenä. Käytännössä tämä tarkoittaa turbon koon valinnassa sitä mille moottorin kierrosalueelle paras toimivuus halutaan. Karkeasti sanottuna mitä isompi turbo on, sitä suurempi on saatava teho moottorin suurilla pyörintänopeuksilla. Lisäksi toimiessa maksimaalisella tuotolla, aiheuttaa suurempi kompressori vähemmän lämpöä moottorille menevään paineistettuun imuilman lataukseen. Myös suurempi turbiini aiheuttaa vähemmän pakosarjassa muodostuvaa vastapainetta, joka lisää epätoivottua liiallista lämpökuormitusta oleellisesti. Liian suuri turboahdin kuitenkin aiheuttaa haitallisia vaikutuksia moottorin alakierroksilla saatavaa vääntömomenttiin, kaasun vastaavuuteen ja voi tehdä moottorin käytöksestä hyvin kulmikkaan. (Maximum Boost)

Kompressorin koko on kombinaatio ilmanvirtauksen ja ahtopaineen suhteen, jolla saavutetaan paras mahdollinen tehokkuus. Valittaessa optimaalisinta kompressoria pyritään kompressorin tuottama maksimi tehokkuus sijoittamaan niin, että se saavutettaisiin moottorin kierrosluvun yläpäässä, kierrosrajoittimen läheisyydessä. Tämä siksi koska tehokkuuden tippuessa kompressori tuottaa enemmän epäedullista lämpöä. Kuitenkin tällainen ahdin soveltuu ja on käytännöllinen ainoastaan kaasupohjassa ajettaviin kiihdytysautoihin, koska kompressori aiheuttaa myös suurempaa lämpöä ilmavirtaukseen toimiessaan pienellä kuormalla. Tätä lämmön ja ahtopaineen suhdetta voidaan kuvata paraabelimaiseksi kuten kuvasta 4 käy ilmi. (Maximum Boost)



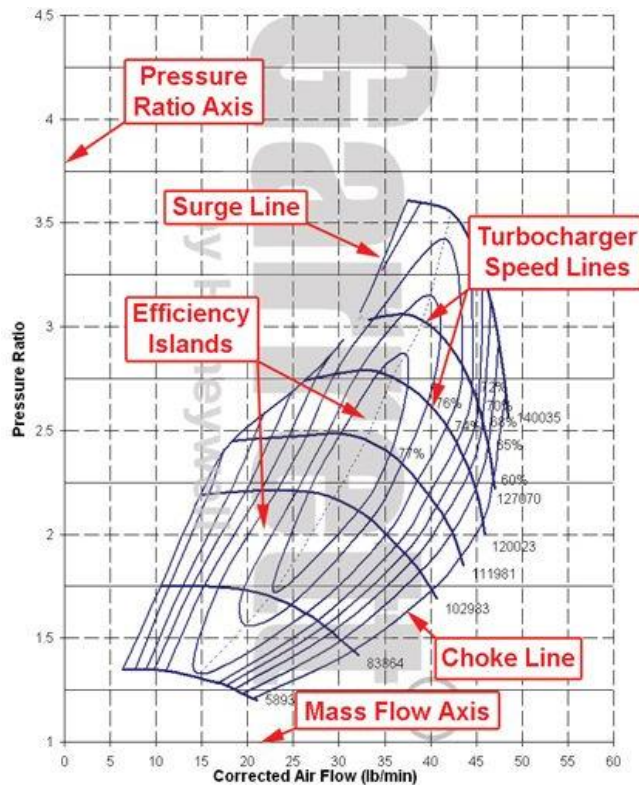
KUVA 4. Lämpötilan ja ahtopaineen vaikutus turboahtimen tehokkuuteen. (Maximum Boost)

Tarkastelemalla kuvaa 4 ilmenee, että pienen turboahtimen maksimaalisen tehokkuuden piste saavutetaan hyvin varhaisessa vaiheessa ja sen aiheuttama lämpökuorma on pienimmillään ahtopaineen ollessa alhainen. Tämä aiheuttaa sen, että haluttaessa suurempaa tehoa vähemmällä lämpökuormalla on valittava suurempi ahdin. Suuremmalla tai pienemmällä kompressoripesällä ei ole kuitenkaan hirvittävä vaikutusta ahtimen aiheuttamaan ahtopaine viiveeseen, koska ahtimen kompressorisiipi on yksi kevyimmistä pyörivistä osista, jolloin sen tuottama inertia jää vähäiseksi. Tämän takia ahtimesta saatava ilman tuottoon vaikuttaa eniten turbiinin koko, joka säätelee kuitenkin ahtimen pyörimisnopeutta. (Maximum Boost)

Turboahtimen kompressoripyörä on yleensä alumiinista valmistettu kiekko, johon on yhdistetty kaarevia siipiä (noin 12 kappaletta, riippuen toki ahtimesta) toiselle puolelle kiekkoa. Tällöin kiekko estää ja ohjaa ilman kulkua vain yhteen suuntaa siipien mukaisesti. Kompressoripyörä ja sen siivet on muotoiltu siten, että kulkeutuva ilma tulee kokonaisuutena aksiaalisesti ja poistuu säteisesti kompressoripyörään nähden. Säteinen ilma kulkeutuu tästä edelleen kompressorikotelon diffuusoriin ja poistuu paineistettuna poistoaukosta. (Turbo Machinery Dynamics)

Moottorin iskutilavuus ja pyörintänopeus antavat karkean käsityksen siitä kuinka paljon moottori tarvitsee ilman ja polttonesteen seosta haluttuun tehoon ja vääntömomenttiin. Tämä vaikuttaa oleellisesti valittavaan kompressorisiin. Kompressorin valinnassa huomi-

oitava on sen painesuhte ja tuottama ilman massavirta. Ahtimen pyörintänopeus ja tuottama ahtopaine antavat tarkimman ja luotettavimman kuvan moottorin tarvitsemasta ilmamäärästä. Tässä voidaankin hyödyntää ahtimen kompressorikarttaa. (Turbotekniikka)



KUVA 5. Havainnollistava kuva ahtimen kompressorikartasta ja saatavasta informaatiosta. (Turbobygarrett.com)

Kompressorilta vaadittava ilman massavirta määrää ahtimen pyörintänopeuden, jotta se tuottaisi halutun virtauksen tietyllä painesuhteella. Kompressorisiiven suurin halkaisija ns. jättöpää on suoraan verrannollinen sen tuottamaan minimi- ja maksimipainesuhteeseen. Kompressorisiiven pienin halkaisija ns. ottopää vastaavasti muodostaa kompressorin minimi- ja maksimipumppauslinjat. Nämä pumppauslinjat erottavat toisistaan epästabiilin (surge line) ja stabiilin (choke line) ahtimen toiminta-alueen. Surge line tarkoittaa ahtimen sakkaurajaa eli liian pientä massavirtaa ja painesuhdetta suhteessa moottorin tilavuuteen ja kompressorisiipeen. Choke line kuvastaa taas kompressorille imetyyn ilman massavirran siirtymistä äänen nopeuteen, joka vastaa kompressorin maksimia jonka se pystyy maksimissaan ahtamaan eteenpäin moottorille. Kompressorisiipeä kasvattamalla niin, ettei siiven ottopään ja jättöpään suhde muutu, saadaan tällöin kompressorin kokonaissuorituskykyä nostettua. Tällöin massavirta ja painesuhte kasvavat samassa suhteessa. Ottopään halkaisijan muutoksella ei ole suurta merkitystä kompressorin painesuh-

teelle, kun jättöpää pysyy ennallaan, mutta sillä on suuri merkitys maksimi- ja minimimassavirtojen muutokselle. Viritetyissä moottoreissa pyritään valitsemaan kompressorikartta niin, että huipputehon vaatima ilman massavirta ja painesuhde kohtaisi kartan keskellä. (Turbotekniikka)

2.2.2 Ahtimen turbiini

Turbiinipyörä on lähtökohtaisesti samankaltainen verrattuna kompressoripyörään. Sen toimintatapa on kuitenkin käänteinen siihen nähden. Turbiinipyörään kohdistuu valtavat lämpökuormat pakokaasuista, joiden lämpötila turbiinikoteloon mennessä voi olla 600-900 asteen välillä moottorin kuormituksesta riippuen. Tästä johtuen materiaalina turbiinipyörässä käytetään korkeita lämpötiloja vastustavaa materiaalia, kuten esimerkiksi nikkeli johdannaisia seosmetalleja. Koska turbiinipyörän toimintatapa on käänteinen, on myös sen siiven fyysinen geometria käänteinen. Turbiinipyörään ja sen koteloon pakokaasu johdetaan säteisesti ja se poistuu kotelosta aksiaalisesti pakoputkistoon. (Turbo Machinery Dynamics)

Ajoneuvomoottoreiden nopeat tehovaihtelut vaativat ahtimen turbiinilta herkkää reagoitakykyä, jotta se pystyy seuraamaan moottorin kuormituksen muutoksia. Tästä johtuen ajoneuvojen turboahtimien massahitausmomentti tulee olla mahdollisimman pieni, mikä merkitsee yleensä pientä ja kevyttä ahtimen rakennetta, sekä suurta pyörimisnopeutta. Pyörimisnopeus ahtimessa voi kohota aina 100 000rpm saakka ja osassa ahtimista jopa tämän kierrosluvun yli. (Oiva E. Eerola, 2.)

Kun tiedetään tarvittava ahtimen kompressorin, joka tuottaa halutun massavirran ja painesuhteen, on sille etsittävä sopiva turbiini ja kotelo. Kompressorin kriittinen alue (A/R suhde) ei vaikuta oleellisesti kokonaissuoritukseen, mutta sen sijaan turbiinikotelon vaikutus on huomattava kriittisellä alueella stabiiliin ja epästabiiliin alueeseen, joka käy ilmi kompressorikartalta. Kompressorin jättöpää antaa käsityksen turbiinin oikeasta koosta. Yleensä kompressorin jättöpää ei saisi olla yli 15% suurempi, kuin turbiinin suurin halkaisija eli ottopää. Turbiinin painesuhde on suhteutettava kompressorin painesuhteeseen, jotta tarvittavat massavirrat saadaan virtaamaan niin, ettei kummankaan rakenteellisia nopeuksia ylitettäisi. Tällöin turbiinin ja kompressorin toiminta keskittyy stabiileille alu-

eille. Tähän voidaan tehdä myös poikkeuksia, kun oikeanlaista sovellusta haetaan ja mahdollisesti tiedetään myös haluttu huipputeho ja vääntö. Turbiinikotelon kriittisellä alueella määritellään se millä nopeudella kompressorin halutaan pyörivän. Kriittisellä alueella tarkoitetaan sitä pistettä ennen kuin turbiinikotelon kanava tai kanavat aukeavat turbiinipyörälle ja sitä kautta mekaaniseksi pyöritysenergiaksi kompressorille. (Turbotekniikka)

Turbiinin valinnalla pyritään pitämään kompressorin toiminta kartan stabiililla alueella, ja parhaimmassa tapauksessa niin että sen toiminta osuisi kartan keskusta. Tavoitteena on mahdollistaa turbiinin läpi mahdollisimman hyvä pakokaasun virtaus niin, ettei kompressorin toiminta kärsisi, eikä se aiheuttaisi liiallista vastapainetta moottoriin. Vastapaineen ollessa pienempi, on tällöin moottorin kokonaishyötysuhde korkeampi mahdollista suuremmat sytytysennakot. Turbiinikotelon vaikutus on oleellinen turboahtimen aiheuttamaan vastapaineeseen. Yleisesti voidaan todeta, että mitä pienempi turbiinikotelo on, sitä suurempi on vastaavasti vastapaine ja moottorin kokonaishyötysuhde on huonompi. Tästä syystä ahtopaineen nostamisella ei ole enää tässä kohtaa vaikutusta huipputehoon. Toisaalta pieni kotelo edistää pakokaasujen virtausta, mikä vähentää turbiinikotelon nielun lämpötilaa. (Turbotekniikka)

Turbiiniakselin rakenteita on useita, joilla voidaan vaikuttaa virtaavan kaasun nopeuteen ja painesuhteeseen. Turbiininsiiven lapojen määrää kasvattamalla voidaan kasvattaa virtausta ja painesuhdetta. Tällöin korkeammilla moottorin kierrosluvuilla saavutetaan korkeampi ahtimen hyötysuhde. Lapojen määrää vähentämällä saadaan ahtimen heräämistä lisättyä. Tämä kuitenkin vähentää ahtimen hyötysuhdetta kiihdyttäessä. Akselin suunnittelulla ja siiven aerodynaamisella suunnittelulla voidaan vaikuttaa paljon siihen, millaisella kompressorilla moottoria voidaan kuormittaa ja kuinka ahtimen halutaan vastaavan kaasuun. (Turbotekniikka)

2.2.3 Ahtoilman jäähdytys

Ahtopaineen lisäys vaikuttaa tehoon likimain suoraan verrannollisesti. Tehon nousuun vaikuttaa myös huomattavasti käytetäänkö ahtimen jälkeen välijäähdytintä. Välijäähdytinten jäähdyttämä ilma lisää se täytöstä noin 3% jokaista 10°C lämpötilan laskua kohti. Tällä lämpötilan laskulla on myös positiivinen vaikutus moottorin lämpörasitukselle,

koska se vähentää myös männän ja pakokaasujen lämpötilaa. Samalla täytöslämpötilan lasku kyseisissä kohteissa lisää tehoa noin 5% jokaista 10°C kohti. (Oiva E. Eerola, 1.)

Ahtoilman jäähdytys toteutetaan välijäähdyttimen avulla. Välijäähdytin on usein ilma-jäähdytteinen, niin sanottu ilma-ilma tyyppinen lämmönvaihdin. Turboahtimen ahtama ilma johdetaan siihen, jolloin ulkoilman virtaus jäähdyttää kennon sisällä olevaa ahdettua ilmaa. Tämän lisäksi on olemassa ilma-vesi tyyppinen välijäähdytin, jossa lämpö siirtyykin kennossa kiertävään jäähdytysveteen, eikä suoraan ympäristössä vallitsevaan ulkoilmaan. Ilma-vesi tyyppinen välijäähdytin on kuitenkin melko harvinainen verrattuna ilma-ilma tyyppiseen ratkaisuun. Tavanomaisen ilma-ilma tyyppisen välijäähdyttimen jäähdysteho riippuu kolmesta tekijästä, välijäähdyttimen koosta, sen ympärillä virtaavan jäähdytysilman lämpötilasta ja virtausnopeudesta. (A. Graham Bell)

Välijäähdyttimen realistisena hyötysuhteena voidaan pitää noin 80 %. Välijäähdyttimen hyötysuhteella tarkoitetaan sitä, että ideaalitapauksessa hyötysuhteen ollessa sata prosenttia poistaa välijäähdytin ahtoilmasta kaiken ylimääräisen lämmön, jota siihen on ahtamisprosessin aikana kertynyt ulkoilmaan verrattuna. Tällöin ulkoilman lämpötila on sama kuin ahtoilman. Joissakin kilpa-autoissa on saavutettu sadan prosentin hyötysuhde, mutta se vaatii äärimmäisen tarkkaa mitoittamista välijäähdyttimen tehokkuuteen vaikuttavan kolmen päätekijän osalta. Periaatteena ja lähtökohtana voidaan pitää välijäähdyttimen minimi teholla sitä, että hyötysuhteen ollessa huonompi kuin 60%, on välijäähdytin tällöin lähestulkoon hyödytön. (A. Graham Bell)

Kokoon puristetun ahtoilman latauksen jäähdyttäminen parantaa latauksen tiheysuhdetta. Välijäähdyttimellä saavutettava hyöty saadaan ahdettavan ilman lämpötilan laskeamisella, joka nostaa ilman tiheyttä. Puristetun ilmalatauksen tiheyden lisäys perustuukin välijäähdyttimen tehokkuuteen jäähdyttää ahtimen kompressorin jälkeinen kuumentunut lataus. Välijäähdyttimen tehokkuus e on määritelty todellisen ja maksimaalisen mahdollisen lämmönsiirron suhteella ja kaavana se voidaan kirjoittaa seuraavasti. (Turbo Machinery Dynamics)

$$e = (T_2 - T_3)/(T_2 - T_1) \quad (5.)$$

Kaavassa T_1 tarkoittaa jäädytykseen käytettävää lämpötilaa (ilma-ilma tyyppisessä välijäädyttimessä ulkoilman lämpötila), T_2 on ahtimen jälkeinen kompressorista saatava ahtoilman lämpötila ja T_3 ahtoilman lämpötila välijäädyttimen jälkeen.

Yhteenvedona välijäädyttimestä voidaan siis ajatella, että se tarjoaa keinon vähentää moottorin tuloilman, sekä siitä muodostuvan ilman ja polttonesteen seoksen lämpötilaa ahtimen kompressorin ja moottorin imukanavien välillä. Tällä saavutetaan useita hyötyjä moottorin kannalta. Se esimerkiksi pitää sylinterikanteen kohdistuvan lämpökuormituksen alhaisempana moottorin raskaassa kuormituksessa, mikä vähentää oleellisesti moottoriin kohdistuvia lämpöjännityksiä ja täten pidentää moottorin komponenttien elinikää. Välijäädytin kasvattaa ilman massaa ilman lämpötilan jäähtyessä, jolloin sylinterien täytös suurenee ja saatava teho kasvaa. Tehoa voidaan tällöin kasvattaa sytytysennakkoa nostamalla, koska alentunut täytöksen lämpötila nostaa bensiinimoottorin epämieluisan nakutusilmiön rajaa. Tällöin sytytysennakkoa nostamalla saadaan aikaiseksi suurempi sylinterin loppupaine. (Turbo Machinery Dynamics)

2.3 Virtauksen teoriaa

Ilmanvirtauksella on tärkeä merkitys moottorille, kun haetaan parempaa polttoaineen ja ilman sekoittumista. Seoksenmuodostuminen on varsinkin PFI moottorissa erittäin tärkeää, jossa polttoaineen ruiskusuuttimet sijaitsevat imusarjassa ennen imuventtiileitä ja seoksen muodostus tapahtuu juurikin imukanavan sisällä ennen imuventtiiliä. PFI eli port fuel injection polttoaineen syöttöjärjestelmän kaksi tärkeintä osaa ovat imusarja ja polttoainesuuttimet. Polttoainesuuttimet syöttävät tietyn määrän polttoainetta sumuna, jonka elektroninen moottorinohjainlaite (ECU) on tiettyyn tilanteeseen laskenut sopivaksi antureiden tiedon pohjalta. Toisaalta imusarja on mekaaninen osa, joka hoitaa tärkeää roolia, jotta moottori saisi mahdollisimman hyvän polttoaineen ja ilman suhteen (AFR) toimiakseen. Päätehtävänä imusarjalla onkin kuljettaa ilman- ja polttoaineenseosta niin paljon kuin mahdollista moottorin palotilaan. (ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences)

2.3.1 Ilma seoksena

Ilma koostuu monen eri kaasujen seoksesta. Suurimmaksi osaksi ilma sisältää typpeä ja happea. Seuraavassa taulukossa on lueteltu ilmanseoksen tärkeimmät kaasut tilavuudessa esiintyvänä pitoisuuksina.

TAULUKKO 2. Ilman seoksen koostumus tilavuudessa. (Wikipedia)

Kaasu	Prosenttiosuus tilavuudesta	
Typpi, N ₂	78,084	%
Happi, O	20,946	%
Argon, Ar	0,934	%
Hiilidioksidi, CO ₂	0,04	%
Neon, Ne	0,001818	%
Helium, He	0,000524	%
Metaani, CH ₄	0,0001745	%
Krypton, Kr	0,000114	%
Vety, H	0,000055	%

Ilman seoksen ominaisuuksista helposti mitattavia suureita on paine p , tilavuus V , ja lämpötila T . Nämä suureet ovat termisiä tilasuureita ja kuvaavat kaasun tilaa. Näiden lisäksi on termodynaamisia tilasuureita mm. sisäenergia U , ominaislämpökapasiteetti c , viskositeetti $\eta_{visk.}$ ja lämmönjohtavuus $\lambda_{lämm.}$.

Ilman tiheys on yksi tärkeimmistä tekijöistä moottorin toiminnan kannalta ja siksi moottoria virittäessä täytyisi ymmärtää sen vaikutus. Ympäröivän ulkoilman tiheys ei ole aina vakio, vaan se riippuu lämpötilasta ja paineesta. Merenpinnan taso on valittu eräänlaiseksi nollatasoksi, jossa ilman tiheys on noin 1,225-1,293 Kg/m³ lähteestä riippuen. Ilman tiheys ρ voidaan laskea myös seuraavalla kaavalla.

$$\rho = \frac{p \cdot M}{R \cdot T} \quad (6.)$$

Kaavassa moolimassa M ja kaasuvakio R on ilman ominaisuuksiin kuuluvia suureita ja paine p ja lämpötila T ympäristöstä riippuvaisia ominaisuuksia. Seuraavassa taulukossa on koottuna ilman seoksen ominaisuuksia.

TAULUKKO 3. Ilman seoksen ominaisuuksia. (Tammertekniikan kaavasto)

Ilman seos		
Moolimassa	29	$\frac{M}{10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{mol}}}$
Tiheys normaalitilassa	1,293	$\frac{\rho_0}{\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$
Normaali kiehumispiste	-194	$\frac{t_r}{^\circ\text{C}}$
Normaali höyrystymislämpö	197	$\frac{r}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$
Kriittinen lämpötila	-141	$\frac{t_{kr}}{^\circ\text{C}}$
Kriittinen paine	37,7	$\frac{p_{kr}}{\text{bar}}$
Ominaislämpökapasiteetti (0 °C)	1,001	$\frac{c_p}{\frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}}$
Suhde	1,4	$\frac{c_p}{c_v}$
Lämmön johtavuus	0,026	$\frac{\lambda}{\text{W}/(\text{m}^\circ\text{C})}$

Kaasujen tutkimuksella on pitkä historia. Eräs englantilainen fyysikko ja kemisti Robert Boyle tutki paineen alentamista ilmapumppujen avulla ja osoitti, että ilma on ainetta, jolla on massa. Boyle havaitsi, että tietyn kaasumäärän ja tilavuuden tulo pysyy vakiona, edellyttäen lämpötilan pysymistä vakiona. Nämä tulkinnat voidaan kirjoittaa seuraavilla yhtälöillä ja ne tunnetaan peremmin Boylen lakina. (Momentti 1)

$$p \cdot V = \text{vakio, kun } T = \text{vakio} \quad (7.)$$

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2, \text{ kun } T = \text{vakio} \quad (8.)$$

Käsitteenä ideaalikaasu tarkoittaa sellaista kaasua, joka noudattaa tarkoin Boylen lakia kaikissa lämpötiloissa ja paineissa. Käytännössä se on reaalikaasun matemaattisesti yksinkertainen malli kaasujen käyttäytymiselle. Siinä tehdään yksinkertaisia oletuksia, ettei kaasumolekyylillä ole lainkaan kokoa eivätkä molekyylit ole vuorovaikutuksessa toistensa tai tilan kanssa. Paineella ja lämpötilalla on merkittävä riippuvuus toisiinsa. Tilan paine aiheutuu siitä, kun molekyylit törmäilevät tilan seiniin. Paineen ollessa tietynlainen molekyyleillä on tietty taajuus, jolloin ne aiheuttavat keskimääräisen kokonaisvoiman. Tilan tilavuuden pienentyessä molekyylit törmäilevät useammin tilan seiniin, jolloin kokonaisvoima kasvaa ja paine kasvaa. Paine siis riippuu myös kaasumolekyyliden määrästä,

koska niiden määrä lisää tilaan osuvien molekyylien määrän. Ideaalikaasulle voidaan johdattaa seuraava yhtälö.

$$p \cdot V = M \cdot R \cdot T \quad (9.)$$

Yhtälössä paineen p ja tilavuuden V tulo on yhtä suuri kuin ainemäärän m , kaasuvakion R , ja lämpötilan T tulo. Kaasuvakio R on mitattu kokeellisesti ja sen arvo on 8,314 J/(mol · K). Ilmaseoksen kokonaisenergian määrä riippuukin molekyylien määrästä.

Äänen nopeus suureena on myös hyvin suuressa roolissa. Sen nopeus ilmassa on noin 20 asteen lämpötilassa 343 metriä sekunnissa, riippumatta sen taajuudesta. Äänen nopeus c ideaalikaasulle voidaan määrittää, kun tiedetään adiabaattinen vakio k , kaasuvakio R ja lämpötila T kelvineinä. Kaavana se voidaan muodostaa seuraavasti.

$$c = \sqrt{k \cdot R \cdot T} \quad (10.)$$

2.3.2 Ilman virtaus putkessa

Virtaavan aineen virtausnopeus on putken keskellä suurempaa kuin reunoilla. Tämän nopeuseron aiheuttaa ainekerrosten välinen kitka, viskositeetti. Viskositeetti aiheutuu molekyylien välisistä vetovoimista. Viskositeetti kasvaa kaasuilla lämpötilan noustessa, koska kaasumolekyylien keskinäiset törmäykset lisääntyvät. Viskositeetteja on kahta erilaista: dynaaminen viskositeetti $\eta_{visk.}$ ja kinemaattinen viskositeetti $\nu_{kin.}$. Näiden suhdetta voidaan kuvata yhtälöllä seuraavasti

$$\eta_{visk.} = \rho \cdot \nu_{kin.} \quad (11.)$$

Yhtälössä ρ kuvaa aineen tiheyttä. Viskositeetin takia putkistossa on oltava paine-ero virtauksen säilymiseksi. Virtausnopeuden ollessa laminaarista voidaan sylinterimäiselle putkelle antaa nopeusjakaumalle lauseke. Virtausnopeus v etäisyydellä r putken keskiakselista on tällöin

$$v = \frac{p_1 - p_2}{4 \cdot \eta_{dyn.} \cdot L} \cdot (R^2 - r^2) \quad (12.)$$

Kaavassa paine-ero $p_1 - p_2$ on putkessa matkalla L ja putken säde on R . Putken tilavuusvirta riippuu putken paine-erosta, putken pituudesta ja on verrannollinen putken säteen neljänteen potenssiin sekä kääntäen verrannollinen viskositeettiin. Putkessa tapahtuvan virtauksen tilavuusvirta \dot{V} riippuu paine-erosta, putken pituudesta ja on verrannollinen putken säteen neljänteen potenssiin sekä kääntäen verrannollinen viskositeettiin. Tilavuusvirran yhtälö eli Poiseuillen yhtälö on seuraavanlainen.

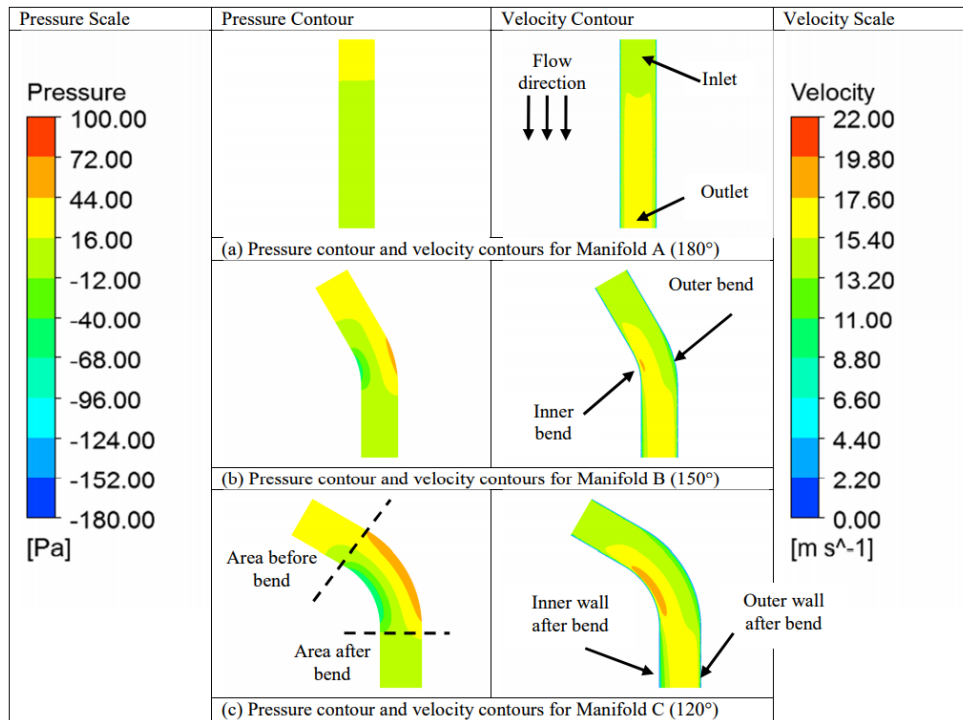
$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot R^4}{8 \cdot \eta_{visk.}} \cdot \frac{p_1 - p_2}{L} \quad (13.)$$

Virtaavan aineen nopeuden ollessa tarpeeksi suuri, virtaus muuttuu laminaarisesta turbulentsiksi. Laminaarinen virtaus on viskoottinen virtaus, jossa virtaavan aineen hiukkaset etenevät hyvin tasaisesti. Virtaus on laminaarista, kun virtausnopeus pysyy tarpeeksi pienenä ja aineen viskositeetti sopivana. Turbulenttista virtausta voidaan pitää laminaarisen virtauksen vastakohtana. Turbulenttinen virtaus on virtauksen kannalta nopeaa nopeuden ja suunnan muutosta ajan suhteen. Sen määritelmä ei ole yksiselitteinen. Laminaarinen virtaus voi muuttua turbulentsiksi, jos virtausnopeus kasvaa tarpeeksi tai jokin aiheuttaa virtaukseen äkillisen nopeusmuutoksen saaden virtauksen muuttumaan epäsymmetriseksi. Virtauksen ja painehäviöiden kannalta on hyvin tärkeää tietää, milloin virtaus muuttuu. Sitä kuvaa Reynoldsin luku Re , joka on kaavana seuraavanlainen.

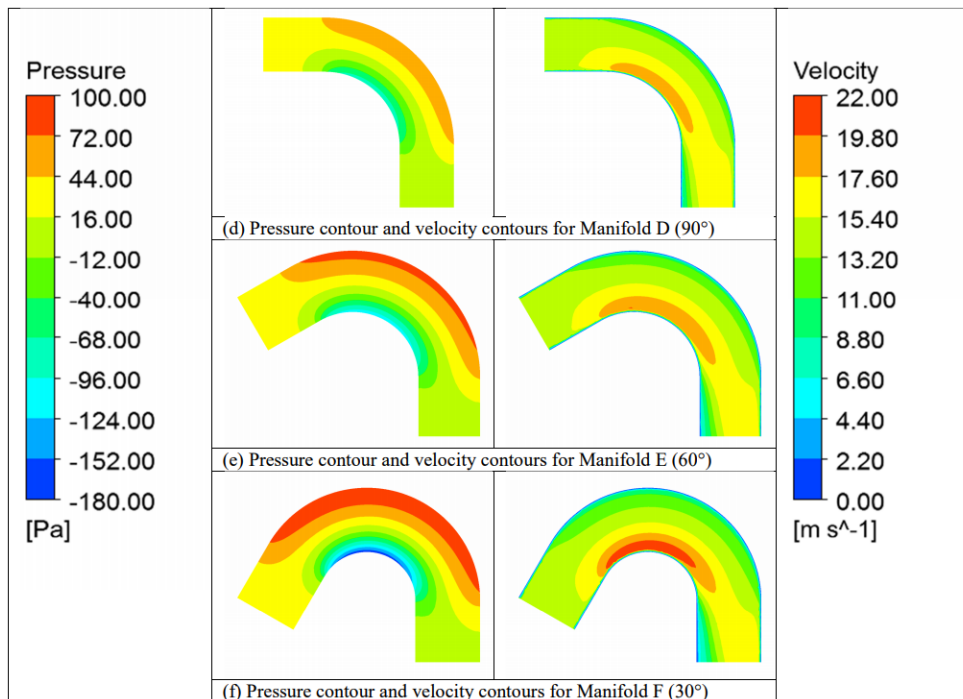
$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\eta_{visk.}} \quad (14.)$$

Kaavassa kriittinen keskimääräinen nopeus v riippuu aineen tiheydestä ρ ja viskositeetista $\eta_{visk.}$ sekä putken halkaisijasta d . Kokeellisesti on osoitettu, että putkessa virtaus on laminaarista, jos $Re < 2000$, ja turbulentsista, jos $Re > 3000$. Näiden välissä on siirtymäalue, jolloin virtaus on epästabiilista ja voi vaihdella muotojen välillä. Turbulenttinen virtaus kuluttaa laminaarista virtausta enemmän energiaa kitkan voittamiseen. Tällöin painehäviö on suurempi Poiseuillen yhtälöstä laskettuna. (Momentti 1)

Seuraavissa kahdessa kuvassa on kuvattu imusarjan putkien kulman vaikutusta virtauksen ja paineen kehitykseen verrattuna täysin suoraan kanavaan.



KUVA 6. Paine- ja nopeus imusarjan imuputkien eri malleissa. (ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences)



KUVA 7. Paine- ja nopeus imusarjan imuputkien eri malleissa. (ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences)

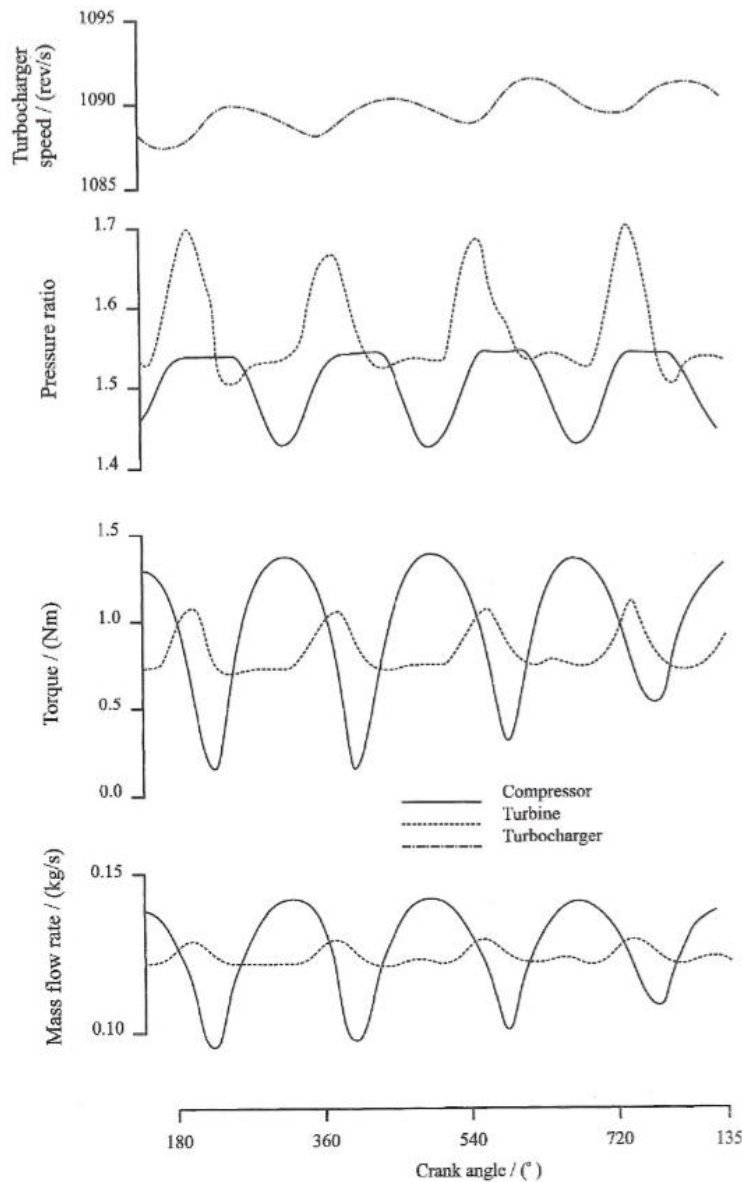
2.3.3 Turboahtimen tuottama ilmanvirtaus

Moottorin tehoon vaikuttaa suoraan verrannollisesti moottorin ilmankäyttö m_z . Koska moottorin käyttämä ilmamassa on suoraan verrannollinen sylinterin ilman tiheyteen, voidaan moottorin tehoa nostaa kasvattamalla sylinteriin tulevan ilman tiheyttä ahtamalla. Ahtamisaste kertoo käytännössä, kuinka paljon tiheys kasvaa vastaavaan vapaasti hengittävään moottoriin nähden ja se riippuukin pitkälti käytetystä ahtamismenetelmästä eli käyttökelpoisesta painesuhteesta. Ilman tiheyden ja ahtamisasteen kasvu on suurimmillaan vakio painesuhteella silloin, kuin puristetun ilman lämpötila ei nouse tai jos ahdettava ilma jäähdytetään alkulämpötilaansa välijäädyttimen avulla. Ahtamisastetta rajoittaa ottomoottorissa nakutusilmiö, jota pyritään ehkäisemään alhaisemmalla moottorin geometrisellä puristussuhteella, sytytysennakolla ja esimerkiksi korkeampaa polttoaineen oktaani lukua käyttämällä. (Autoteknillinen taskukirja)

Periaatteessa turboahdin on hyvin yksinkertainen laite, mutta todellisuudessa valtaisan suuret lämpökuormat ja pyörintänopeudet tekevät siitä erittäin haastavan komponentin. Turboahtimen pakupuolen lämpötilat voivat kohota yli 1000:n asteen, eikä se ole kovinkaan harvinaista. Tämän lisäksi ahtimen turbiini- ja kompressoripyörien sekä niiden koteloiden mitoittamiseen on kiinnitettävä erityistä huomiota. Näiden kokonaisuuksien edellytyksenä on saada moottorilta sellaiset ominaisuudet, että kaasunvastaavuus, teho, ja auton ajettavuus saataisiin halutunlaiseksi. Yksi merkittävimmistä käytännön ongelmista turboahtimessa on keskipakopumpulle ominainen piirre eli se, että ilman virtaus lisääntyy nopeuden neliössä. Toisin sanoen ahtimen pyörintänopeuden kasvaessa kaksinkertaiseksi sen pumppaama ilmamäärä nouseekin jo nelinkertaiseksi. Tämä johtaa käytännössä siihen, että moottorin alemmilla pyörintänopeuksilla ahtopaine jää usein liian alhaiseksi ja vastaavasti moottorin toiminta-alueen yläpäässä ahtopainetta onkin enemmän kuin olisi tarvetta. Todellinen turboahtaminen liittyykin hyvin vankasti juuri siihen, kuinka saadaan aikaiseksi hyvät ominaisuudet moottorin alemmille pyörintänopeuksille kuitenkin rajoittamatta liiaksi moottorin huipputehoa. (A. Graham Bell)

Turboahtimien tuottama ilmanvirtaus on yleensä hyvin epävakaa, johtuen moottorin työkierrosta ja toimintatavasta. Tämä tarkoittaa sitä, ettei ilmavirtaus turboahtimen läpi saavuta koskaan vakaa tilaa, arvioidessa laitteen suorituskykyä. Huomattavassa määrässä eri tutkimuksia on todettu, että turboahtimien toimiessa epävakaaolosuhteissa

suorituskyky ei ole vastannut turbiinin osalta haluttua, jos oletetaan sen toimivan keskimääräisellä syklillä. (Theory of engine manifolds desing)



KUVA 8. Turboahtimen tuottaman epävakaan ilmanvirtauksen parametreja erään moottorin kampikulman mukaan. (Theory of engine manifolds desing)

Turbiinin tuottamaan todelliseen virtaukseen käytetty laskenta menetelmä yhdistää aaltoyhtälöt, jotka kuvaavat kaasun virtausominaisuuksia ahtimen turbiinin sisäänmenossa. Virtausominaisuuksien laskennallinen tulos on yhteydessä tapahtuman ja heijastuneiden Riemann-muuttujien välinen suhde, λ_{in} ja λ_{out} . Turbiinin tuottama massavirta \dot{m} voidaan laskea Riemann-muuttujien avulla, kun tiedetään virtauksen putken pinta-ala F sisääntulossa, virtauksen paine p_{ref} vallitsevassa olosuhteessa, äänen nopeus a_{ref} vallitsevissa olosuhteissa, epäulotteinen entropia taso A_A , sekä ilman adiabaattinen vakio κ .

$$\dot{m} = \frac{4\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(\frac{p_{\text{ref}} \cdot F}{a_{\text{ref}}} \right) \cdot \left\{ \frac{\lambda_{\text{in}} - \lambda_{\text{out}}}{(\lambda_{\text{in}} + \lambda_{\text{out}})^2} \right\} \cdot \left(\frac{\lambda_{\text{in}} + \lambda_{\text{out}}}{2A_A} \right)^{2\kappa/(\kappa-1)} \quad (15.)$$

Yleensä ahtimien turbiineista on tarjolla tietoja graafisena ominaiskäyrästä tai taulukoituina empiirisinä tietoina, ei analyttisessä muodossa. Turboahtimen kompressorin tuottama luonteenomainen vakaa ilmavirtaus voidaan nähdä turboahtimen valmistajan kompressorikartasta.

Turbiinin keskimääräinen ilmanmassavirta \dot{m}_T saadaan laskettua halutun keskimääräisen syklin aikana seuraavalla kaavalla.

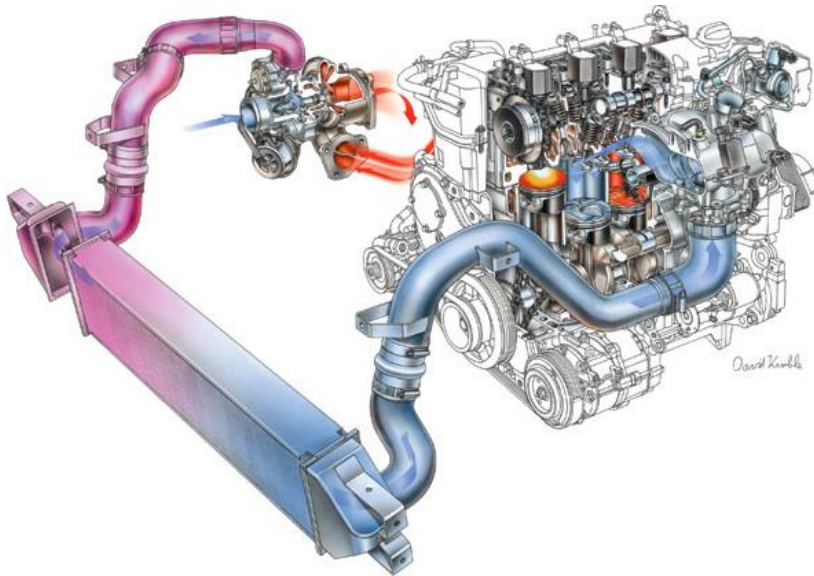
$$\dot{m}_T = n_c \int \dot{m} dt \quad (16.)$$

Kaavassa n_c tarkoittaa moottorin kierroslukua sekunnissa 2-tahti moottoreilla. Nelitahti moottoreilla kierrosluku n_c on kuitenkin jaettava kahdella, moottorin työkierron aiheuttaman toimintatavan vuoksi. Integraatio otetaan yhdeltä moottorin työkierron sykliltä (360° CA tai 720° CA) riippuen moottorin tahtisuudesta. Kaavaa voidaan myös hyödyntää kompressorin tuottaman massavirran laskemiseen. (Theory of engine manifolds design)

2.3.4 Imujärjestelmän laajennus- ja jäännösaallot

Imusarjan optimoinnin lähtökohtana on edellyttää mahdollisimman korkean paineen kulku imuventtiilille, jotta maksimaalinen ilman massavirta saataisiin moottorin pyörimisnopeudelle. Erityisesti on tärkeää, että imuventtiilin kohdalla ylläpidetään tätä suurta painetta, kun moottorin kiertoprosessi on imutahdin aikana männän alakuolokohdan (bdc) ja imuventtiilin sulkeutumisaikojen välissä. Tämä mahdollistaa moottorin sylinterin paremman täytöksen männän alakuolokohdan jälkeen, jolloin imuventtiilillä sijaitseva korkeapaine estää sylinterissä olevan ilman takaisinvirtauksen imusarjaan. Ahdetussa moottorissa tämän vastapaineen saa aikaiseksi ahtimen kompressorin. Pulssivaikutuksen käyttöä ahdetuissa moottoreissa oletettiin aluksi olevan haitallista kompressorin vakaalle toiminnalle. Välijäähdyttimen käyttö kuitenkin eristää kompressorin toiminnan muusta

osasta imuputkistoa ja näin ollen välijäähdytin mahdollista kaasun dynaamisten viritysvaikutuksien käyttöä imusarjan optimoinnissa. (Design Techniques for Engine Manifolds)



KUVA 9. Ilmankulku turboahdetussa moottorissa. (Blognyamitra)

Nelitahtisen moottorin imujärjestelmän volymetrinen tehokkuuden vastuussa on kaksi erillistä ilmiötä. Ilmiöt muodostuvat moottorin ja sen venttiilikoneiston mekaanisesta toimintatavasta. Venttiilien avautuminen ja sulkeutuminen yhdessä moottorin männän liikkeen ja muuttuva sylinteritilavuus aiheuttaa imuputkistoon aaltomaista liikettä. Muodostuvat aallot ovat venttiilin aukiolosta muodostuvia laajennusaaltoja tai venttiilin sulkeutumisesta muodostuvia jäännösaaltoja. Imusarjan viritys on helpoin kuvailla moottoriin joka on varustettu yhdensuuntaisilla imuputkilla, joilla on yhtenäinen poikkipinta-ala. Imuventtiilin aukeamisen jälkeen ja männän liikkeessä alas imutahdin aikana, aiheuttaa tämä sylinterissä vallitsevan paineen alenemisen ja samalla laajennusaaltojen muodostumisen imuputkistoon. Tästä laajennusaalto kulkee imuputkiston päähän, josta painekotelossa vallitseva paineaalto heijastaa sen takaisin. Paineaallon saapuva piikki oikealla kriittisellä hetkellä täyttää sylinterin ilmalla. (Design Techniques for Engine Manifolds)

Imuventtiilin ollessa auki viritys tapahtuu, kun moottorin pyörintänopeuden taajuus on sama, kuin imuputken ja sylinterin kokonaisuus. Tätä viritys taajuutta voidaan kuvata Helmholtz resonaattorilla, jolloin paine piikki esiintyy imutahdin aikana männän ollessa alakuolokohdassa. Tämä voidaan esittää seuraavasti kaavana.

$$n = \frac{15a}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{F_p}{l_p \cdot V_p}} \quad (17.)$$

Kaavassa moottorin pyörintänopeus n saadaan äänennopeuden a , imuputken poikki pinta-alan F_p , imuputken pituuden l_p ja sylinterin tilavuuden V_p avulla. Tällöin koko imu-järjestelmä on kokonaisuudessaan keskenään resonanssissa.

Jäännösaallot muodostuvat vastaavasti imuputkistoon venttiilin sulkeuduttua, kun virtaava ilma törmää imuventtiiliin ja alkaa kulkea imuputkessa kohti imusarjan kokoojakammiota, törmäten siellä olevaan paineaaltoon, jolloin jäännösaallot heijastuvat takaisin kohti imuventtiiliä. Ajoittamalla jäännösaallot niin, että palautuvan jäännösaallon energia saadaan hyväksikäytettyä uuteen seuraavaan imutahtiin, saadaan aikaiseksi tällöin voymetrinen hyötysuhteen nousu. Tämä jäännösaalloista saatava energia lataus voi tapahtua useammalla kuin yhdellä tietyllä moottorin pyörimisnopeudella. Tätä tapahtumaa voidaan kuvata kaavalla 18.

$$n = \frac{1}{q_s} \cdot \frac{\theta^*}{24} \cdot \frac{a}{l_p} \quad (18.)$$

Moottorin pyörimisnopeus n saadaan kyseisellä yhtälöllä, kun $\frac{1}{q_s}$ kuvaa täydellisesti toteutunutta jäännösaaltoa imuventtiilin ollessa kiinni eli suljetulla jaksolla. Yhtälössä θ^* kuvaa kampiakselin astemäärää, jolloin jäännösaallot ovat olemassa. Tämä astemäärä voidaan kuvata seuraavasti.

$$\theta^* = 720 - (180 + \theta_{ivc}) \quad (19.)$$

Tällöin tässä kaavassa θ_{ivc} on astemäärä männän alakuolokohdasta imuventtiili sulkeutumiseen, joka saadaan selvittämällä nokka-akselin asteista ja ajoituksesta.

2.4 Imusarja

Moottorin imusarja on moottorin osa, joka on kaasuläppäkotelon ja sylinterien välillä. Monisylinterisissä moottoreissa imusarjan ensisijainen tehtävä on kuljettaa tarvittava palamisilma moottorin sylintereihin ja luoda polttoaineilmaseos ulkopuolisella seoksen muodostuksella varustetussa moottorissa. Imusarja määrää sen kuinka paljon ilmaa voidaan saada, kuinka nopeasti ilma liikkuu ja kuinka hyvin ilma saadaan sekoittumaan polttoaineeseen. (Awanish Pratap singh)



KUVA 10. Imusarjan osat. (performancebyie.com)

Kaasunvirtausprosessi moottorissa on yleisesti hyvin epävakaata, niin sisään- kuin ulos- tulossa. Epästabiiliin kaasuun vaikuttaa mikä on ilmavirran vallitseva paine, lämpötila ja kaasun hiukkasten nopeus, joka vaihtelee suljetussa kanavassa tilanteen mukaan. Sylinteriin kulkeva virtaus imuventtiilin kautta, jonka virtaava pinta-ala muuttuu ajan myötä, muuttuu myös imuputken paine, koska sylinterin paine on yhteydessä männän liikkeen tekemään volymetriseen tilaan. Polttomoottorissa tapahtuva sisään- ja ulosvirtaus tapahtuu pulssimaisesti ja tästä syystä pulssimaista virtausta voidaan kuvata kulkeviksi paineaalloiksi. Paineaallot ovat joko puristusaaltoja tai laajennusaaltoja. Paineaallossa paine on missä tahansa paineaallon mittauspisteessä alle ympäröivän paineen ja vastaavasti laajennusaallolla se on päinvastainen vaikutus. Paineaaltojen eteneminen ja niiden aiheuttama massavirta riippuu kaasujen ominaisuuksista, erityisesti lämmön, paineen ja lämpötilan. (Subhash Seshadri)

2.4.1 Kaasuläppäkotelo

Kaasuläppäkotelo ja siinä oleva kaasuläppä rajoittaa ilman kulkua moottoriin ja täten säätelee haluttua vääntömomenttia. Kaasuläppäkotelo on yleensä yksi suurimmista ilman virtausvastuksen aiheuttajista. Kaasuläppä vastustaa ilmanvirtausta sitä enemmän, mitä pienempi se on ja usein se ratkaisee saavutettavissa olevan moottorin maksimitehon. Riittävän koon lisäksi on tärkeää että, sen muoto sallii moottorin imuilman mahdollisimman vapaan ja jouhevan virtauksen. Tämä tarkoittaa sitä, että kotelossa mahdolliset virtausta vastustavat portaat ja huullokset on syytä poistaa. Joissakin kaasuläpissä on myös hyvin paksu akseli, joka omalta osaltaan kasvattaa virtausvastusta. Tällöin vastuksen vähentämiseksi on hyvä hioa akselin paksuutta ohuemmaksi. (A. Graham Bell)

Kaasuläppäkotelon suurennuksella voi olla myös haittavaikutuksensa, varsinkin pienillä moottorin kierrosnopeuksilla voi suurella kaasuläpällä esiintyä on/off tyyppistä kierroksien vaihtelua. Ilmanvirtauksen nopeuden pitäisi pysytellä maksimissaan alle 91 metriä sekunnissa, jolloin virtauksen häviöt pysyvät kohtuudessa. Ilmanvirtauksen nopeus V voidaan laskea kaasuläpän kohdalta seuraavasti, kun tiedetään massavirta \dot{m} ja kaasuläppäkotelon virtauksen pinta-ala A . (Maximum Boost)

$$V = \frac{\dot{m}}{A} \quad (20.)$$

2.4.2 Kokoojakammio

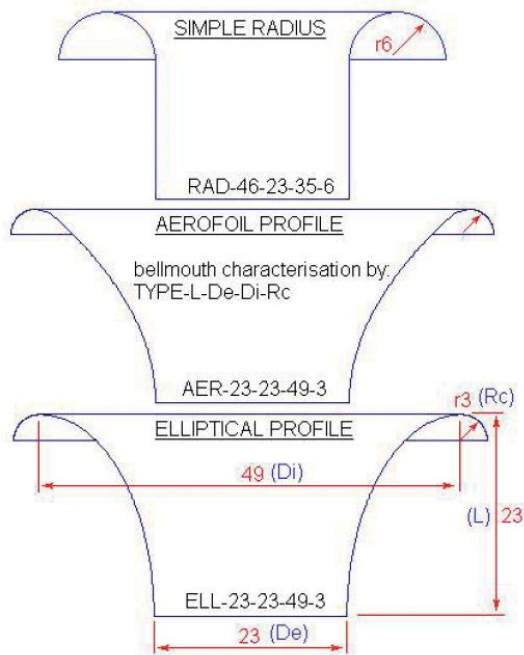
Plenum eli niin sanottu painekotelo tai kokoojakammio on kaasuläpän ja imukaulojen välissä oleva tila, jonka tehtävänä on tasata painetta. Kokoojakammio ratkaisuja on useita. Kokoojakammio voi olla esimerkiksi yksi- tai kaksiosainen. Yksiosaisessa ratkaisussa on yksi ainoa kokoojasäiliö, josta ilman virtaus kulkeutuu imukauloja pitkin sylintereihin. Kaksiosaisessa kokoojakammio kokoonpanossa se on jaettu kahteen. Tällaisessa rakenteessa virtaus kulkeutuu kaasuläpältä ns. esikammioon, joka auttaa kohdistamaan virtauksen tasaisemmin. Tällä ratkaisulla saadaan yleensä hyötyä moottorin keskialueen vääntöön. Yksi kaksiosaisen painekotelon eduista on siihen esiintyvä ilmiö, tilavuusresonans-

silataus. Sen sijaan että imusarjan kokoonpanossa resonoi yksi suuri painekotelo moottorin kierrosnopeudesta riippuen, saadaan kaksiosainen painekotelo viritettyä myös toiseen lataukseen. (Subhash Seshadri)

Imusarjan kokoojakammion merkityksellisiä asioita on kammion tilavuus, ja se kuinka hyvin ja tasaisesti se pystyy sisällään olevan ilman kullekin imuputkelle jakamaan. Kokoojakammion tilavuudesta ollaan virittäjäpiireissä montaa mieltä. Usein tilavuuden käytetään jopa 2-3 kertaa suurempaa tilavuutta kuin moottorin litratilavuus. Hyvänä nyrkisääntönä voidaan todeta, että alle kuusisylinterisillä moottoreilla mitaksi riittää useimmissa tapauksissa vain 0,8-1,5 kertaa suurempi kokoojakammion tilavuus moottorin litratilavuuteen nähden. Yli kuusisylinterisissä moottoreissa voidaan käyttää jopa pienempää tilavuutta. Ihannetapauksessa kokoojakammion tulisi toimia siten, että virtaus olisi mahdollisimman pieni vastukseltaan ja jokainen imuputki saisi kaikissa olosuhteissa imuilmasta täsmälleen saman määrän ilmaa. Tavanomaista kokoojakammion toiminnalle on se, että imusarjan kokoojakammion ilmantuloaukon lähin sylinteri saa ilmavirtauksesta 3-5 prosenttia vähemmän ilmaa keskiarvosta, kun taas vastaavasti kauimmaiselle sylinterille virtaa jopa 5-7 prosenttia enemmän ilmaa kaikkien sylinterien keskiarvoon nähden. (A. Graham Bell)

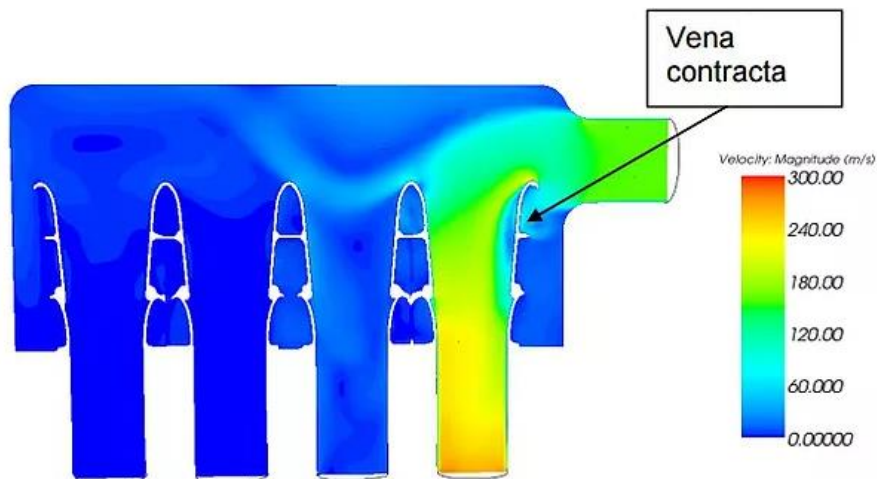
2.4.3 Imusuppilot

Intake bellmount eli imusuppilo sijaitsee putken päässä, johon virtavaa ilmaa syötetään. Imusuppilo on käytännössä putken pään laajennus, jolla pyritään mahdollistamaan virtauksen kulku mahdollisimman esteettömästi putkeen. Imusuppilon profiililla pyritään lisäämään putkeen saatavaa massavirtaa. Imusuppiloiden profiileja on käytännössä kolmea eri perusmuotoa, radius profile, aerofoil profile ja elliptical profile.



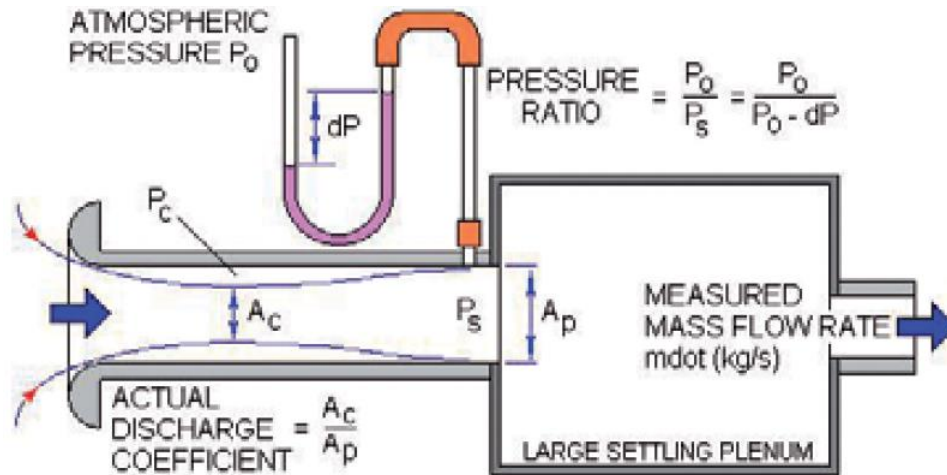
KUVA 11. Imusuppiloiden perusprofiilit leikkauskuvana. (Desing of an intake bellmouth)

Virtaus imuputkeen aiheuttaa ongelmia, koska putken seinämät estävät ilmanvirtauksen tasaisen siirtymisen painekotelosta imuputkeen. Imuputken pään läheisyyteen sen seinämien viereen syntyy alue (vena contracta), jossa virtausnopeus on huomattavasti pienempi kuin putken keskustassa. Tämä nähdään kuvasta 12, joka kuvaa ilman virtausnopeutta imusarjan eriosissa sylinterin yksi imutahdin aikana.



KUVA 12. Vena contracta, alue imuputken päässä, jossa virtausnopeuden laskusta aiheutuu kuristusta virtaavaan pinta-alaan. (Didier De Lille)

Virtausjärjestelmän tehokkuutta ns. poistokerrointa CD voidaan kuvata poikkileikkauksen läpi kulkevan todellisen poikkipinta-alan A_c ilman suhdetta kyseisen poikkileikkauksen kiinteään geometriseen alueeseen A_p . Tämä voidaan mitata kokeellisesti käyttäen virtauksen mittaamiseen käytettävää laitetta. Kuva X havainnollistaa kyseisen tilanteen. (Desing of an intake bellmouth)



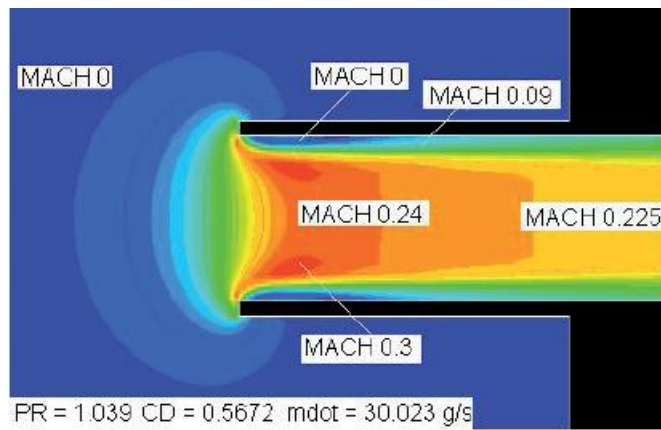
KUVA 13. (Desing of an intake bellmouth)

Poikkileikkausten A_c ja A_p suhteesta saadaan poistokerroin CD . Poistokertoimella voidaan arvioida eri profiilien hyvyyttä toisiinsa nähden. Poistokerroin voidaan johtaa myös seuraavasta kaavasta 20, jossa PR tarkoittaa paine suhdetta kuvan 13 mukaisesti. (Desing of an intake bellmouth)

$$CD = 1,7869 - (2,9326 \cdot PR) + (2,5275 \cdot PR^2) - (0,6446 \cdot PR^3) \quad (20.)$$

Imusuppilolla pyritään käytännössä siis suurentamaan todellista poikkipinta-alaa A_c , jolloin se pienentäisi haitallista ”vena contracta” aluetta. Poistamalla tämän alueen putken läpi kulkeva massavirta kasvaa, mikä edistää moottorin volymetristä hyötysuhdetta. (Didier De Lille)

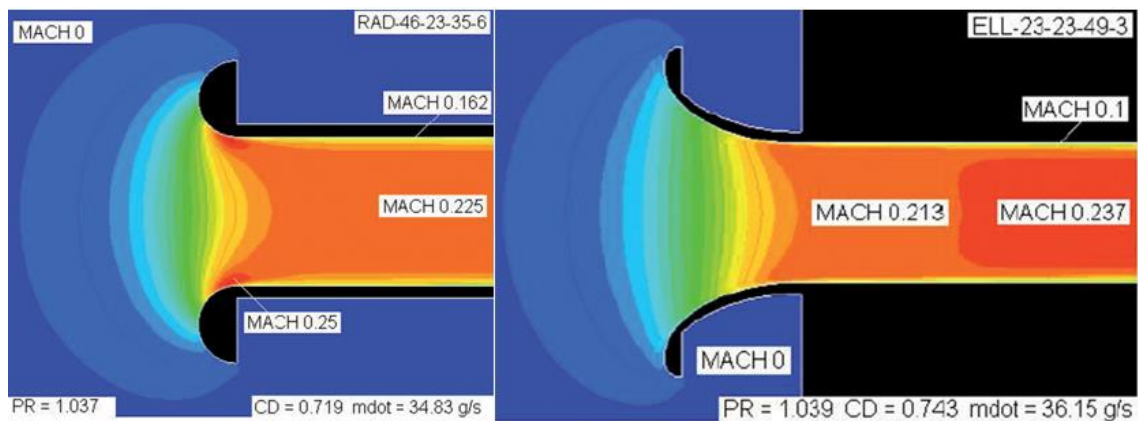
Seuraavassa kuvassa 14 on simuloitu suorassa putkessa tapahtuva virtaus. Virtausprofiiliä voidaan nähdä, kuinka virtausnopeus vaihtelee putken eri kohdissa.



KUVA 14. Virtausprofiili ilman imusuppiltoa. (Desing of an intake bellmouth)

Suorassa putkessa jossa ei ole imusuppiltoa, virtaus synnyttää putken päässä huomattavan suuren vena contracta alueen, jolloin tämä tukos estää virtausta. Tämä tukos luo käytännössä pienen turbulenttisen alueen imuputken terävän reunan kohdalle. Kun virtaus osuu imuputken terävään reunaan saa sen aiheuttamat aallot aikaan turbulenttisen pyörteilyn, estäen virtauksen putkeen reunojen sijainnin suhteen. (Didier De Lille)

Kuvasta 15 voidaan nähdä yksinkertaisen sädeprofiilin ja elliptisenprofiilin vaikutusta virtaukseen putken eri kohdissa.



KUVA 15. Virtausprofiilit säde- ja elliptisellä imusuppilolla varustetussa imuputkessa. (Desing of an intake bellmouth)

Elliptinen profiili on tutkitusti suorituskykyisin muihin nähden, vaikka ero ei sinänsä ole suuri profiilien välillä. Elliptinen profiili on CD kertoimen osalta noin 3,5 prosenttia parempi yksinkertaiseen sädeprofiiliin nähden. Suunniteltaessa optimaalisinta imusuppiltoa voidaan todeta, että elliptisessä profiilissa pituuskeriteeri L on sama kuin halkaisija D_e , tällöin optimaalisin sisääntulohalkaisija D_i on noin 2,13 kertaa suurempi halkaisijaan D_e

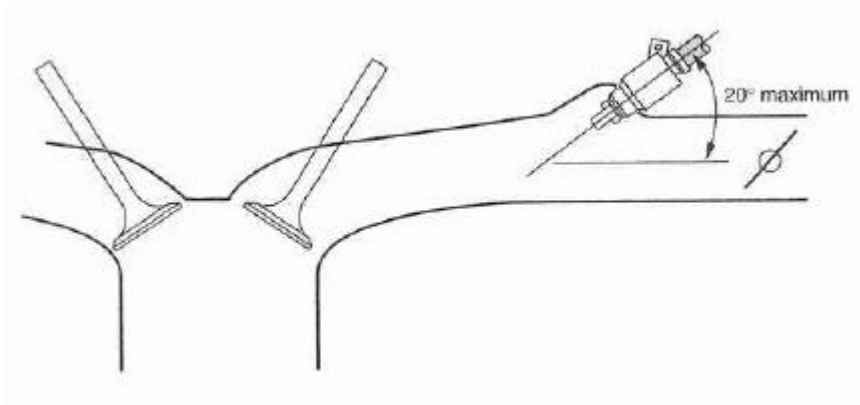
nähdän. Tällöin imusuppilon kulmasäteen suuruus R_c voidaan määrittää 0,08 kertaiseksi sisääntulohalkaisijaan nähden (kuva 11). (Desing of an intake bellmouth)

2.4.4 Imuputki

Runners eli imusarjan imuputket ovat käytännössä ainoastaan sylinterikannen imukavien jatkeita, jotka kuljettavat ilmaa sylintereihin kokoojakammioilta. Mahdollinen seoksen muodostus tapahtuu tässä kohtaa ulkoisessa seoksenmuodostuksessa. Koska näiden putkien tehtävä on ilman jakaminen jokaiseen sylinteriin, on tärkein tehtävä niillä kuljettaa mahdollisimman tehokkaasti ilmaa ja lisätä täten volymetristä hyötysuhdetta. Imuputkien pituudella ja läpimitalla on ratkaiseva merkitys moottorin ominaisuuksiin. Perussääntönä voidaan pitää se, että mitä suurempiläpimittaiset ja lyhyemmät imuputket ovat, sitä suurempi on moottorin huipputeho ja sitä korkeammalla moottorin kierrosluvulla se saavutetaan. Tämä aiheuttaa kuitenkin alemmille kierroksille huonompaa käyttöominaisuutta moottorin käytöksen siirtyessä ylemmille kierroksille. Vastaavasti kun imuputkien läpimittaa pienennetään ja pituutta kasvatetaan, saadaan moottorin alimmille kierroksille siirrettyä tehokkuutta ja vääntöominaisuuksia. Tällainen ratkaisu kuitenkin rajoittaa moottorin maksimitehoa. (A. Graham Bell)

Imuputkien koon ja mitoituksen tarkoituksena on, saadaan aikaan sopiva resonanssi. Värähtelyn aikaansaaman paineaallon hyväksikäyttö moottorin kaasunvaihdossa ja täytöksessä perustuu resonanssiin kaasun värähtelyn ja moottorin pyörintänopeuden välillä. Siinä jaksottaiset imu- ja pakovaiheet ylläpitävät värähtelyä ja syntyneet paineaallot saapuvat venttiililautasen kohdalle juuri sopivalla hetkellä. Sylinterin täytöksen tehokkuus riippuu lopputilan paineesta ja lämpötilasta. Mikäli värähtelyn paineaalto imuputkessa sattuu venttiililautasen eteen imuvaiheen lopussa, saadaan sylinterin täytöspaine nousemaan. Koska männän imuliike saa aikaan ilman virtauksen ja toimii siten värähtelyn herättäjänä, täytyy toistuvien imuvaiheiden olla tällöin resonanssissa kaasun värähtelyn kanssa. Tästä seuraa se, että kaasun värähtelyn avulla saavutetaan sylinterin parempi täytös. Värähtelyn avulla voidaan lisätä moottorin tehoa vain määrätyle suhteellisen kapealle moottorin pyörimisnopeudelle ja tavallisimmin moottorin korkeille pyörintänopeusalueille. Mikäli moottorin pyörimisnopeus ei ole moottorin imujärjestelmän ominaisvärähtelyn kanssa resonanssissa, ei näin ollen värähtelyä synny eikä rakenne tällöin aiheuta vaikutusta sylinterin täytökseen positiivisesti eikä negatiivisesti. (Oiva E. Eerola)

Imusarjan imuputkilla on tehtävänä myös muodostaa mahdollisimman tehokkaasti polttoaineen- ja ilmanseos sellaisessa järjestelmässä jossa polttoainesuuttimet sijaitsevat juurikin imukaulassa. Käytännössä polttoainesuuttimien sijoittamiseen on kaksi pääsääntöä. Ensimmäiseksi suutin tulisi olla suunnattuna mahdollisimman keskelle imukanavaa kuin mahdollista. Toisena, suuttimen antama polttoainelataus tulisi purkaantua mahdollisimman lähelle siihen pisteeseen, jossa ilmanvirtauksen nopeus on suurimmillaan. (Maximum Boost)



KUVA 16. Polttoainesuuttimen sijoitus imuputkeen. (Maximum Boost)

3 LÄHTÖARVOJEN LASKENTA

3.1 Lähtökohdat

Tässä kappaleessa käsitellään ja toteutetaan laskenta imusarjan mitoitus suhteen. Mitoituksessa huomioidaan moottorin asettamat kriteerit, jonka mittojen ja ehtojen pohjalta imusarja mallinnetaan niin, että se olisi lähtökohtaisesti mahdollisimman lähellä optimaalista.

3.2 Moottorin alkuarvot

Seuraavassa taulukossa on esitetty moottorin lähtökohtaiset arvot.

TAULUKKO 4. Moottorin tiedossa olevia alkuarvoja, johon imusarja mallinnetaan.

Iskutilavuus, V_i	2345 cc
Porauksen halkaisija, D	96,6 mm
Isku, S	80 mm
Kiertokangen pituus	152 mm
Runkolaakerin halkaisija	63 mm
Kiertokangenlaakerin halkaisija	49 mm
Männän tapin halkaisija	24 mm
Haluttu teho, P	360 kW
Teho kierrosnopeudella, n	6500 rpm/min
Puristussuhde, ε	9,2
Sylinteriluku i	4
Iskusuhde, S/D	0,828
Käytettävä ahtopaine (absoluuttinen paine), p_1	250 000 Pa
Lambda arvo, jolla max. teho saavutetaan, λ	0,83

Tämän lisäksi tarvitaan alkuarvot ulkoilman lämpötilasta, ulkoilman paineesta, ilman lämpötilasta moottorin puristustahdin alussa. Nämä alkuarvot arvioidaan mahdollisimman oikeiksi todellista tilannetta.

TAULUKKO 5. Muut tarvittavat tiedot

Ulkoilman lämpötila, T_0	293 K
Ulkoilman paine, p_0	101 300 Pa
Ilman lämpötila puristuksen alussa, T_1	320 K

Tämän jälkeen voidaan määrittää moottorin volymetrinen hyötysuhde η_v moottorin alkuarvojen ja valittujen olosuhde arvojen perusteella sijoittamalla kaavaan 21 tarvittavat suureet.

$$\eta_v = \frac{250000 \text{ Pa}}{101300 \text{ Pa}} \cdot \frac{293 \text{ K}}{320 \text{ K}} \approx 226,1\% \quad (21.)$$

Volymetrinen hyötysuhteen avulla voidaan määrittää moottorin käyttämä polttoaineen massavirta \dot{m}_f halutulle moottorin kierrosnopeudelle, joka tässä tapauksessa on moottorin maksimitehon tuottava kierrosnopeus. Polttoaineen massavirran laskemiseen voidaan käyttää seuraavaa kaavaa.

$$\begin{aligned} \dot{m}_f &= \frac{\varepsilon \cdot V_i \cdot \eta_v \cdot \rho_0 \cdot n}{2(\varepsilon - 1)\lambda \cdot L_0} \quad (22.) \\ &= \frac{9,2 \cdot 0,002345 \text{ m}^3 \cdot 2,261 \cdot 1,20526 \text{ Kg/m}^3 \cdot \left(\frac{6000 \text{ rpm}}{60}\right)}{2(9,5 - 1) \cdot 0,83 \cdot 14,5} \\ &= 0,0297905 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

Tällöin kyseiselle polttoainemäärälle tarvittava ilman massavirta voidaan laskea AFR suhdetta hyödyntäen.

$$\dot{m}_a = 0,0297905 \text{ Kg/s} \cdot 12,20 = 0,3634739 \text{ Kg/s} \quad (23.)$$

Tällöin yhtä sylinteriä kohden tarvittava ilman määrä saadaan jakamalla sylinterien lukumäärällä.

3.3 Imusarjan mitoitus

Imusarjan mitoituksessa pyritään hyödyntämään teoriaosuudessa ilmenneitä ja läpikäytyjä asioita. Näiden pohjalta pyritään saamaan mahdollisimman hyvät lähtökohdat mallinnukselle. Lopulta simulaation avulla saadaan selvyys siitä, kuinka mallinnettu imusarja toimisi todellisuudessa.

3.3.1 Kokoojakammio

Tilavuus pyritään saamaan 1,7-2,5 kertaa suuremmaksi kuin moottorin tilavuus. Tällaista kokoojakammion tilavuutta on käytetty kokempohjaisesti useammassakin kokoonpanossa menestyneesti. Lopullinen tilavuus muotoutuu kuitenkin mallinnuksen yhteydessä, jolloin saadaan kokoojakammion lopullinen sisätilavuus selville. Kokoojakammion tilavuus myös pienenee imusuppiloiden viemän tilavuuden verran.

3.3.2 Imuputkien pituus

Imuputkien laskenta aloitetaan selvittämällä moottorin nokka-akselin lähtötiedot, jotta jäännösaallon liikkeitä saadaan moottorissa selville. Imusarjan imuputkissa kulkeva virtaus törmää imusarjassa sulkeutuneeseen imuventtiiliin äänennopeudella ja tämän johdosta heijastuu takaisin kohti imusarjan kokoojakammioita. Jäännösaalto heijastuu takaisin imuputken alkupäästä kohti imuventtiiliä, jolloin tämä jäännösaallon energia lataus pyritään hyödyntämään mahdollisimman hyvin.

TAULUKKO 6. Nokka-akselin lähtötiedot.

Nokka-akselin tiedot					
Cam	Lift (in)	Lift (out)	Duration (in)	Duration (out)	LSA (in)
Enem K15	12,5	12,5	292	292	107

Valitussa nokka-akselissa imuventtiilin aukioloaika on 292 astetta. Jotta imuputken pituus voidaan määrittää kaavan X mukaan, täytyy siihen tarvittava jäännösaaltojen olemassaolon astemäärä θ^* ja jälkeen imuventtiilin aukioloaika jälkeen bdc kaavalla X.

Selvitetään nokka-akselin tietojen perusteella θ_{ivc} , kun nokka-akselin imunokan LSA eli suurin nosto jälkeen yläkuolokohdan on 107 astetta.

$$\theta_{ivc} = \frac{292}{2} - (180 - 107) = 73 \quad (24.)$$

Näin ollen voidaan selvittää astemäärä θ^*

$$\theta^* = 720 - (180 + 73) = 467 \quad (25.)$$

Tämän jälkeen on mahdollista hyödyntää kaavaa X. niin, että muuttuvana tekijänä on moottorin kierroslukumäärä ja haettavana suurena on imusarjan imuputken pituus l_p . Tällöin kaavaa muuttamalla voidaan määrittää pituus halutulle kierrosluvulle, esimerkiksi 5500 rpm.

$$l_p = \frac{a \cdot \theta^*}{24 \cdot n \cdot \frac{1}{q_s}} = \frac{358,86 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 467}{24 \cdot 5500 \text{rpm} \cdot \frac{1}{1}} = 1.27 \text{ m} \quad (26.)$$

Näin tulokseksi saadaan tarvittava imuputken pituus, jonka avulla on mahdollista saada hyödynnettyä kyseiselle moottorin kierrosluvulle jäännösaallon aiheuttama energialataus. Jäännösaalto liikkuu siis valitulla kierrosnopeudella edestakaisen 1,27 metrin matkan imuventtiilin ollessa suljettuna. Tämä tarkoittaa sitä, että optimaalisin imuputken pituus valituilla lähtökohdilla on kyseinen laskettu pituus. Tämä pituus on kuitenkin pituudeltaan niin suuri, että lähtökohtaisesti se on käyttökelvoton ajoneuvokäyttöön. Tästä syystä on muutettava muuttujaa q_s niin että pituus saadaan kohtuulliseksi. Muuttaessa tätä muuttujaa on kuitenkin muistettava se, että paineaallon kuljettama energia määrä vähenee, koska aallon kuljettama energia vähenee mitä myöhäisempää aaltoa käytetään ja tätä myöten saatava kokonaishyöty myös heikkenee. Saadussa pituudessa on myös sylinterikannen kanavan pituus, koska kaava antaa kokonaispituuden kokonaisuudessaan.

TAULUKKO 7. Laskennalliset imuputkien pituudet metreinä, jolla jäännösaallot parantavat volymetristä hyötysuhdetta tietyllä moottorin pyörimisnopeudella.

Residual Waves						
Moottorin (rpm)	$q_s = \frac{1}{1}$	$q_s = \frac{1}{2}$	$q_s = \frac{1}{3}$	$q_s = \frac{1}{4}$	$q_s = \frac{1}{5}$	$q_s = \frac{1}{6}$
1000	6,983	3,491	2,328	1,746	1,397	1,164
1250	5,586	2,793	1,862	1,397	1,117	0,931
1500	4,655	2,328	1,552	1,164	0,931	0,776
1750	3,990	1,995	1,330	0,998	0,798	0,665
2000	3,491	1,746	1,164	0,873	0,698	0,582
2250	3,103	1,552	1,034	0,776	0,621	0,517
2500	2,793	1,397	0,931	0,698	0,559	0,466
2750	2,539	1,270	0,846	0,635	0,508	0,423
3000	2,328	1,164	0,776	0,582	0,466	0,388
3250	2,149	1,074	0,716	0,537	0,430	0,358

3500	1,995	0,998	0,665	0,499	0,399	0,333
3750	1,862	0,931	0,621	0,466	0,372	0,310
4000	1,746	0,873	0,582	0,436	0,349	0,291
4250	1,643	0,822	0,548	0,411	0,329	0,274
4500	1,552	0,776	0,517	0,388	0,310	0,259
4750	1,470	0,735	0,490	0,368	0,294	0,245
5000	1,397	0,698	0,466	0,349	0,279	0,233
5250	1,330	0,665	0,443	0,333	0,266	0,222
5500	1,270	0,635	0,423	0,317	0,254	0,212
5750	1,214	0,607	0,405	0,304	0,243	0,202
6000	1,164	0,582	0,388	0,291	0,233	0,194
6250	1,117	0,559	0,372	0,279	0,223	0,186
6500	1,074	0,537	0,358	0,269	0,215	0,179
6750	1,034	0,517	0,345	0,259	0,207	0,172
7000	0,998	0,499	0,333	0,249	0,200	0,166
7250	0,963	0,482	0,321	0,241	0,193	0,161
7500	0,931	0,466	0,310	0,233	0,186	0,155
7750	0,901	0,451	0,300	0,225	0,180	0,150
8000	0,873	0,436	0,291	0,218	0,175	0,145

Moottorin laajennusaaltojen aiheuttama volymetrinen hyötysuhteen parantuminen voidaan laskea Helmholtz resonattorin avulla. Tästä saatava hyöty ei siis tapahdu kuin tietyllä moottorin pyörintänopeudella, jolloin moottorin sylinteri ja imuputki ovat resonanssissa. Putken pituus voidaan määrittää kaavan 17 avulla muuttamalla se sellaiseksi, että tulokseksi saadaan putken pituus seuraavasti moottorin pyörintänopeuden ollessa esimerkiksi sama 5500rpm.

$$l_p = \frac{225 \cdot a^2 \cdot F_p}{n^2 \cdot \pi^2 \cdot V_c} = \frac{225 \cdot 358,86 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,001257 \text{m}^2}{5500 \text{rpm} \cdot \pi^2 \cdot 0,000586 \text{m}^3} = 0,208 \text{m} \quad (27.)$$

Imuputken halkaisijana on käytetty 40mm, koska sylinterikannen sisäänmenon halkaisija on sama. Seuraavassa taulukossa on esitetty putken pituus, jolla resonanssin aiheuttama laajennusaalto voidaan hyödyntää.

TAULUKKO 8. Imuputken pituus, jolloin resonanssin aiheuttama laajennusaalto saadaan aikaiseksi.

Helmholtz Resonator	
Moottorin (rpm)	Putken pituus (m)
1000	6,292
1250	4,027

1500	2,797
1750	2,055
2000	1,573
2250	1,243
2500	1,007
2750	0,832
3000	0,699
3250	0,596
3500	0,514
3750	0,447
4000	0,393
4250	0,348
4500	0,311
4750	0,279
5000	0,252
5250	0,228
5500	0,208
5750	0,190
6000	0,175
6250	0,161
6500	0,149
6750	0,138
7000	0,128
7250	0,120
7500	0,112
7750	0,105
8000	0,098

3.3.3 Imusuppiloiden mitoitus

Imusuppiloiden mitoitukseen ja muotoon käytetään teoriaosuudessa jo parhaaksi todettua elliptistä imusuppiloprofiilia, koska sen virtausprofiili on tunnetusti paras. Elliptisen imusuppilon mitoituksessa tarvitaan mitat sisääntulohalkaisija D_i , sisäänmenohalkaisija D_e , pituus L ja kulmasäde R_c .

$$L = D_e = 40\text{mm} \quad (28.)$$

Lasketaan sisääntulohalkaisijan D_i , kertomalla sisäänmenohalkaisija D_e kertoimella 2,13.

$$D_i = D_e \cdot 2,13 = 85,2\text{mm} \quad (29.)$$

Tämän jälkeen voidaan laskea kulmasäde R_c , joka saadaan kertomalla sisääntulohalkaisija D_i kertoimella 0,08.

$$R_c = D_i \cdot 0,08 = 6,8\text{mm} \quad (30.)$$

4 MALLINNUS

4.1 Mallinnuksen ohjelma

Mallinnus toteutettiin Catia 3D-mallinnusohjelmistolla, joka on erityisesti suunniteltu käytettäväksi lentokone-, auto- matkapuhelinteollisuudessa. Sitä käyttää esimerkiksi auto- ja työkoneteollisuudessa mm. Audi, Bmw, Daimler, Valtra, Volvo Bus/Trucks.

4.2 Lähtökohdat ja rajoitteet mallinnukselle

Imusarjan mallinnuksen tärkein lähtökohta on käytettävissä olevan tilan kartoittaminen, jotta mallinnettu imusarja voidaan sijoittaa moottoritilaan esteettömästi. Tila on rajallinen, mutta kyseisessä tapauksessa Volvo 242:n moottoritila on suhteellisen kookas. Mallinnuksessa tulee ottaa huomioon moottorin asettamat lähtökohdat ja pyrittävä teorian pohjalta mallintamaan mahdollisimman hyvä virtaukseltaan oleva imusarja. Simuloinnin avulla voidaan tulkita mahdolliset parannukset ja muutokset imusarjaan, jotta jokaiseen sylinteriin saataisiin mahdollisimman hyvä ja tasapuolinen täytös.

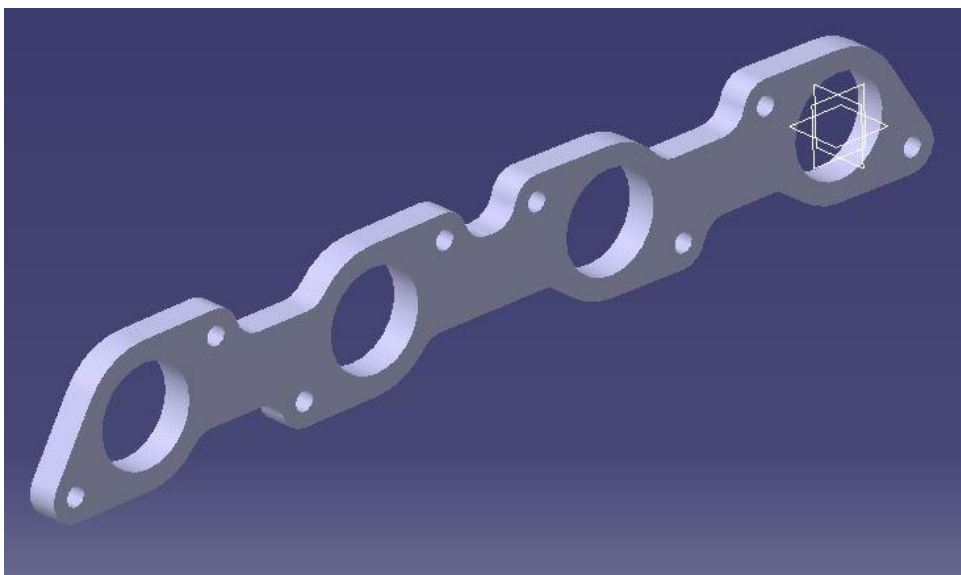
Erityisenä suunnittelutavoitteena on pyrkimys jakaa ilmanvirtaus mahdollisimman tasaisesti kunkin sylinterin kesken. Tällöin saadaan parannettua moottorin kykyä tuottaa tehokkaasti vääntöä ja tehoa, ilman suurempia virtaushäviöitä imusarjan osalta.

4.3 Mallinnus

Mallinnus toteutettiin osan perusmallinnuksella (Part Desing), joka on niin sanottu solidi mallinnus. Siinä kukin imusarjanosa mallinnettiin erikseen ja tämän jälkeen kokoonpano toteutettiin ohjelman Assembly Desing työkalulla.

4.3.1 Imusarjanlaippa

Imusarjan laippa on mitoitettu Volvon vinomoottorin kahdeksanventtiiliseen kanteen. Mallinnuksessa hyödynnettiin mm. imusarjan tiivistettä ja vakio imusarjasta saatavia mittoja.

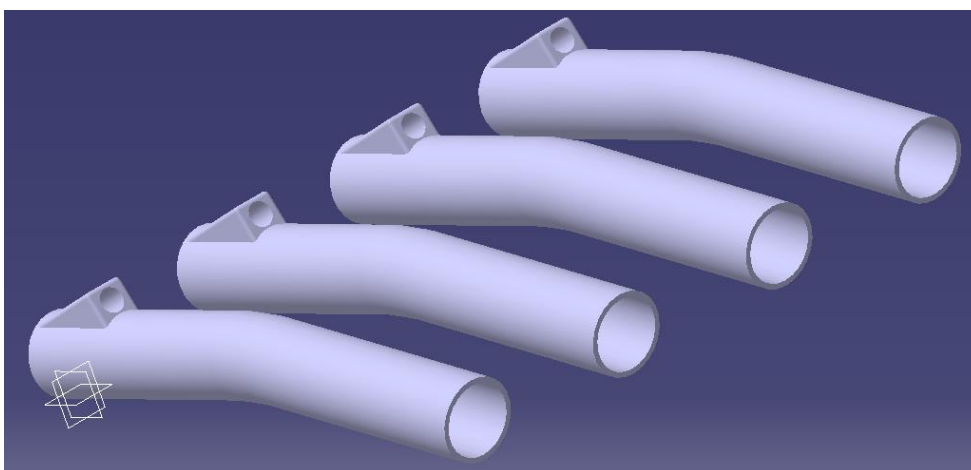


KUVA 17. Mallinnettu imusarjanlaippa Volvon B230 moottorin 8-venttiiliseen kanteen.

Imusarjanlaippa on lähtökohtana kokoonpanolle, koska se muodostaa esimerkiksi imuputkien sisähalkaisijan mitat. Imusarjanlaipan tekninen piirustus on esitetty liitteessä 1.

4.3.2 Imuputket

Imuputken pituuden valinta riippuu paljolti siitä mille moottorinkierrosalueelle imuputken aiheuttama volymetrinen hyötysuhteen nousu halutaan saada. Imuputkien pituudeksi tässä tapauksessa valittiin 349,4 mm pituus. Kun tähän pituuteen lisätään vielä imusarjanlaipan paksuus, imukanavan pituus ja kokoojakammio aiheuttama pituuden lisäys, saadaan kokonaispituudeksi noin 497,4 mm. Tällä kokonaispituudella saadaan hyödynnettyä niin laajennus- kuin jäännösaaltojen aikaan saamat sylinterin täytöstä parantavat ilmiöt.

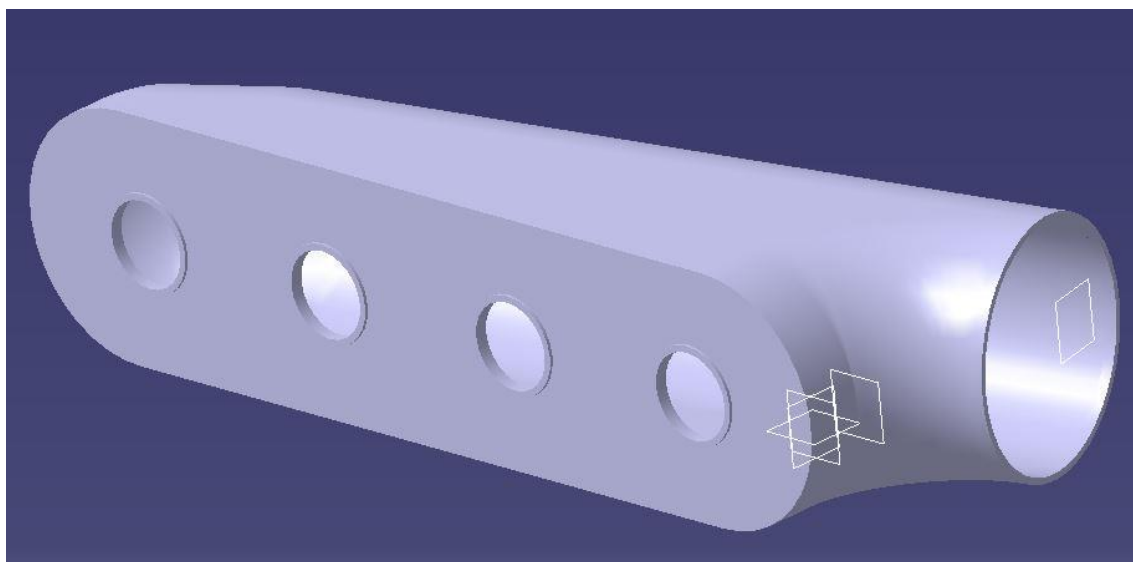


KUVA 18. Mallinnetut imuputket

Imuputkiin on myös mallinnettu suuttimien paikat, jotka ovat 20° kulmassa imuputken keskilinjaan nähden. Tällöin polttoainesuuttimen tuottama suihku sekoittuu hyvin virtaavaan ilmamassaan. Imuputkien tekninen piirros on esitetty liitteessä 2.

4.3.3 Kokoojakammio

Kokoojakammion muodot muodostuvat pääpiirteittäin käytettävästä tilasta. Kokoojakammion sisätilavuus pyrittiin saamaan 1,7-2,5 kertaa suuremmaksi moottorintilavuuteen nähden.

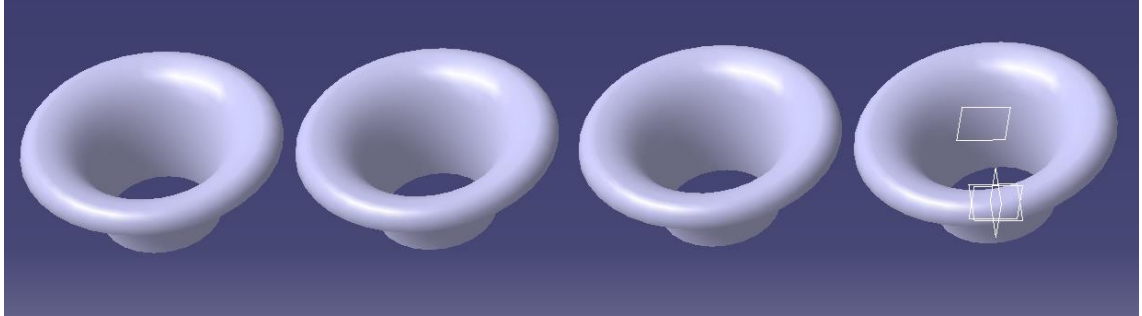


KUVA 19. Kokoojakammio mallinnettuna.

Kokoojakammion kooksi muodostui lopulta pyöreästi 5,5 litraa. Tästä tilavuudesta täytyy kuitenkin huomioida ja vähentää imusuppiloiden aiheuttama tilavuuden pieneneminen. Yhden imusuppilon tilavuus tässä tapauksessa on 0,13 litraa, joten näin ollen lopullinen kokoojakammion tilavuus on hieman alle 5 litraa. Tämä tarkoittaa sitä, että moottorintilavuuteen suhteutettuna kokoojakammion tilavuus on tällöin 2,17-kertainen. Kokoojakammion tekninen piirustus on esitetty liitteessä 3.

4.3.4 Imusuppilot

Imusuppiloiden mitoitus toteutettiin kappaleessa 3.3.3 ja tämän mitoituksen perusteella imusuppilot myös mallinnettiin niin, että niiden profiilista muodostuu elliptiset. Elliptinen imusuppiloprofiili on tunnetusti virtauksen kannalta suotuisin.

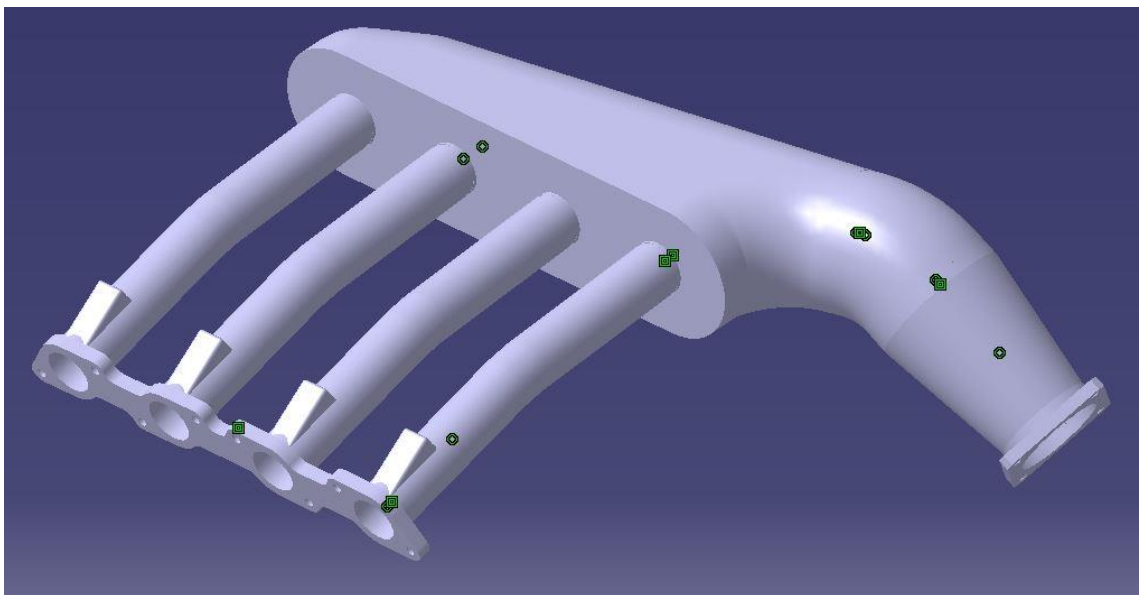


KUVA 20. Imusuppilot mallinnettuna elliptisellä profiililla

Imusuppiloiden tekninen piirustus on esitetty liitteessä 4.

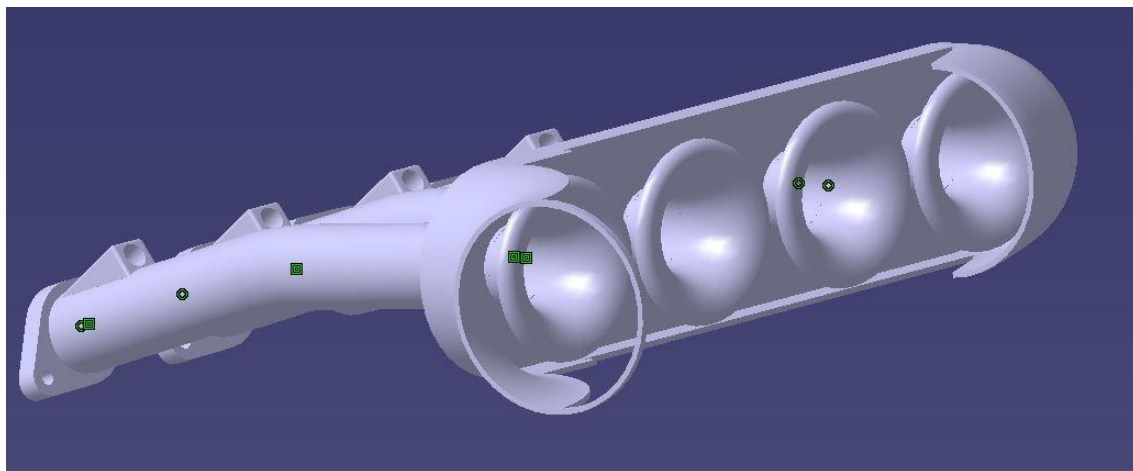
4.3.5 Kokoonpano

Imusarjan osien kokoonpano toteutettiin Catia:n Assembly Desing työkalulla, jolla mallinnetut osat koottiin yksitellen yhteen kokonaisuudeksi. Kokoonpanoon mallinnettiin myös lähtö kaasuläppäkotelolle, joka suunnattiin 35° alaspäin.



KUVA 21. Imusarjan kokoonpano.

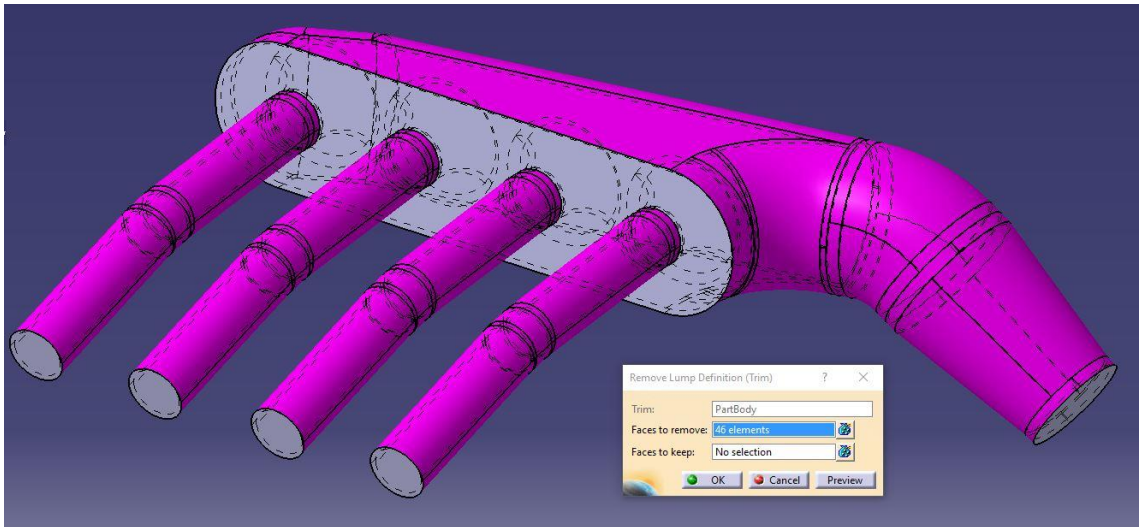
Kaasuläppäkotelon laajennuskartio mallinnettiin niin, että kaasuläpän jälkeinen virtaus olisi mahdollisimman sulavaa laajentuvaan kokoojakammioon.



KUVA 22. Imusarjan kokoonpano kokoojakammio avattuna.

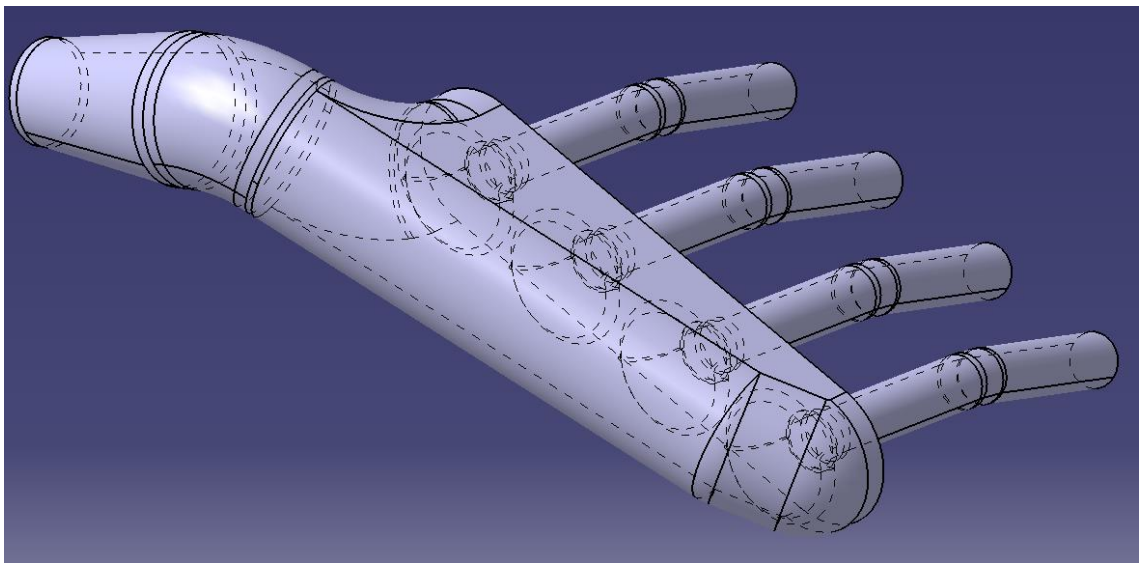
4.4 Mallinnetun kokonaisuuden muokkaus simulointiin

Jotta mallinnettua onttoa imusarjaa voidaan käyttää simuloinnissa, on siitä tehtävä sisätilavuuden mallinnus. Tämä tapahtuu Remove Lump työkalun avulla, joka poistaa mallinnetusta kappaleesta valitut pinnat, jättäen kappaleesta tarvittavan sisätilavuuden. Remove Lump työkalu vaatii kappaleen sulkemista eli kaikkien kappaleen sisätilaan johtavien avonaisten osien sulkemista. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että imusarjan suuttimen reijät, imuilman sisääntulo ja imuputkien ulostulot sylinterikannen kanaviin on suljettava, jolloin kappale on kokonaisuudessaan suljettu.



KUVA 23. Remove Lump työkalun avulla saadaan kappaleesta mallinnettua sisätilavuus.

Simuloitavasta kappaleesta poistettiin myös tarpeettomat kappaleet, joita simuloinnissa ei tarvita. Näitä osia ovat suuttimien paikat, imusarjanlaippa ja kaasuläppäkotelon laippa.



KUVA 24. Imusarjan sisätilavuus simulointia varten.

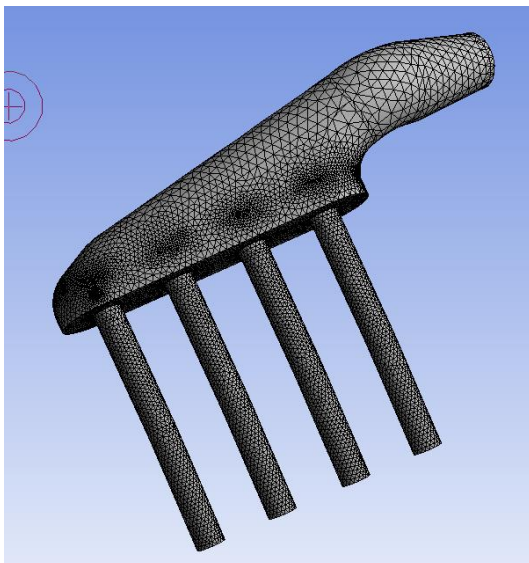
Näin ollen imusarjasta jää jäljelle ainoastaan sisätilavuudesta muodostunut kappale, jota voidaan käyttää simuloinnissa.

5 CFD SIMULOINTI

5.1 Simulointiohjelma

Computational fluid dynamics eli CFD laskenta, on fluidien laskentaa numeerisesti ja algoritmeja ratkaiseva menetelmä. Tätä tapaa käytetään siksi, että tietokone pystyy tehokkaasti laskemaan monimutkaisten kappaleiden laskelmia yksityiskohtaisesti. Useissa tapauksissa on myös mahdotonta lähteä laskemaan mahdollisia tuloksia niin sanotusti käsin laskemalla, koska usein yhtälöt ja kaavat ovat todella monimutkaisia. Simulointi on myös huomattavasti helpompaa ja halvempaa verrattuna esimerkiksi tuulitunneli testaukseen. Myös parametrien säätäminen ja vaihtaminen on mahdollistettu yksinkertaiseksi, jolloin voidaan testata esimerkiksi olosuhteiden muutoksen vaikuttamista laskennan lähtöarvoja muuttamalla. Myös tuloksien tutkinta on havainnollisempaa, koska tulokset saadaan niin halutessaan numeerisena, animoituna tai graafisena. Simulointi tehtiin Ansys ohjelmalla ja se toteutettiin kahdella eri tapaa, vakio massavirran avulla ja ajansuhteen muuttuvalla paineella, niin sanotulla transient simuloinnilla.

Ennen simuloinnin toteuttamista tuotiin imusarjan geometria Ansys ohjelmaan Catia:sta stp. tiedostona. Imusarjan geometriaan nimettiin Ansys ohjelmassa sisään- ja ulostulot, jolloin simuloinnin asetuksien kannalta virtauksen suunnan määrittäminen olisi yksinkertaisempaa. Geometriaan tehtiin simulointia varten verkotus, jossa kappaleeseen muodostetaan verkkomainen pinta tietokoneen laskentaa varten.

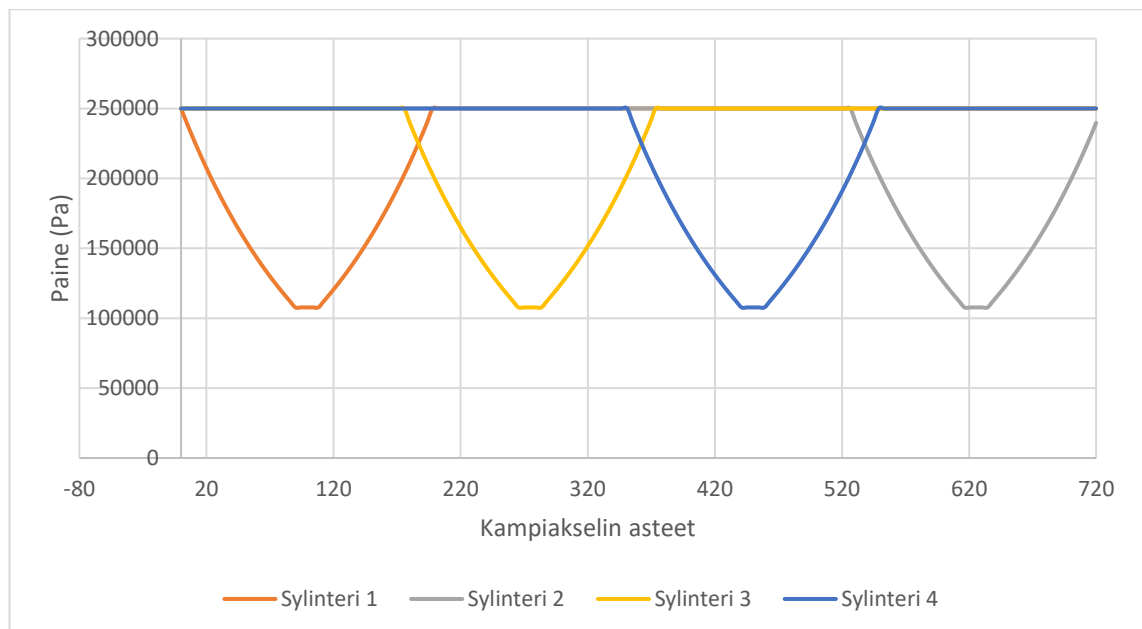


KUVA 25. Imusarjan verkotus simulointia varten.

Simuloinnin verkotuksessa käytettiin kaikkiaan 70939 solmua ja elementtien määränä 365665 elementtiä.

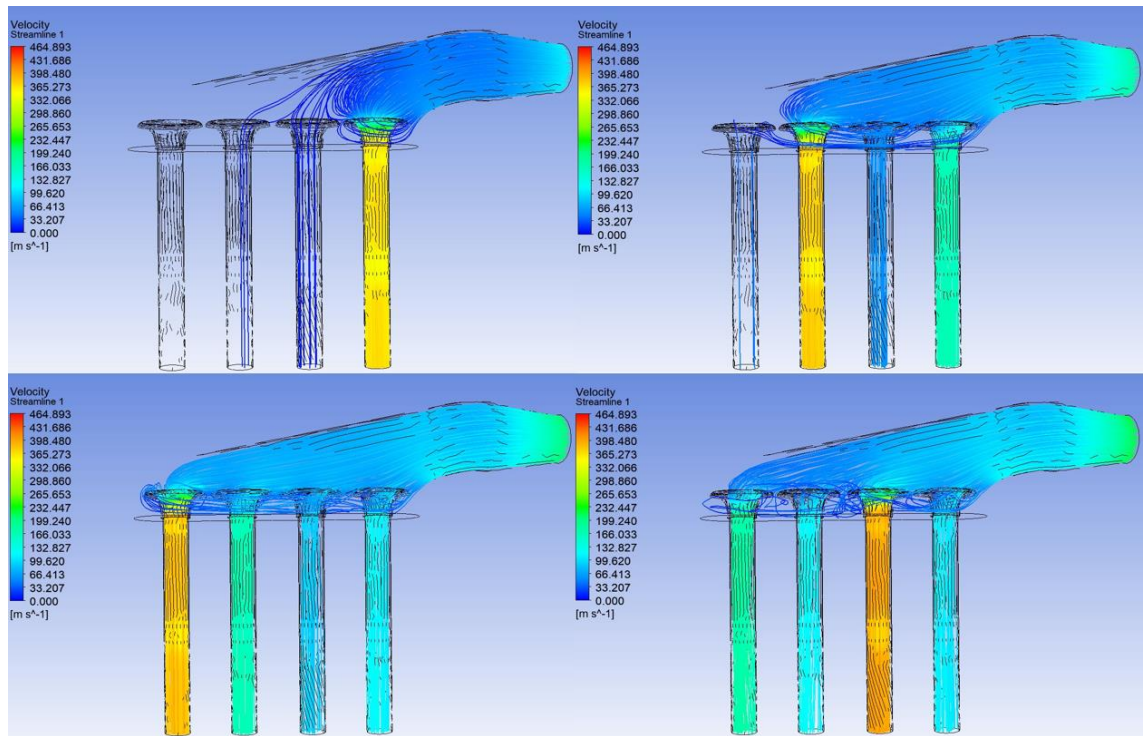
5.1.1 Transient simulointi

Transient simuloinnissa simuloitiin moottorin yksi kokonainen työkierto 720° . Simuloidavaksi kokonaisajaksi asetettiin 0.02 sekuntia, joka vastaa työkiertoa moottorinpyörintänopeudella 6000rpm. Aika askeliksi valittiin kampiakselin $4,5^\circ$ muutos, joka vastaa ajallisesti 0.00125 sekuntia. Simuloinnin tapahtumassa otettiin huomioon myös moottorin sytytysjärjestys, joka tässä tapauksessa oli 1-3-4-2. Sytytysjärjestys määrää milloin kussakin sylinterissä on imutahti. Turbulenttisenä mallina käytettiin k epsilonia.

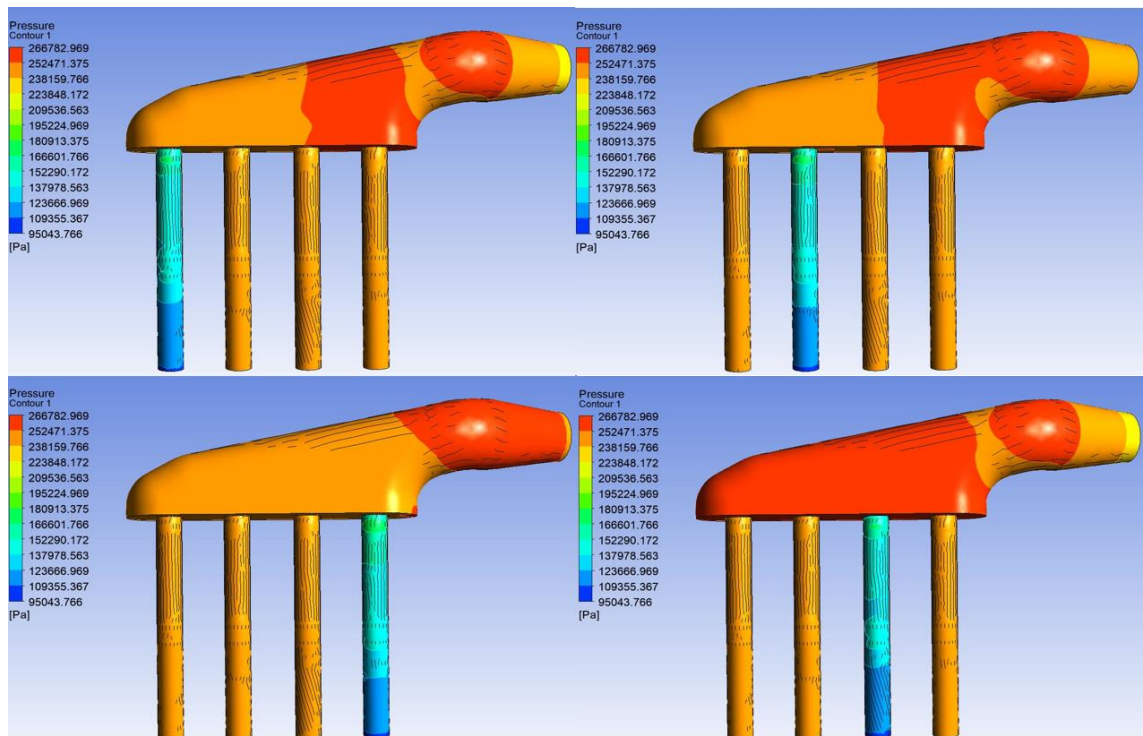


KUVIO 1. Transient simulaatiossa käytetyn datan havainnollistava kuvaaja.

Imusarjaan syötettiin ahtimen tuottamaa vakiomääräistä 1,5bar ylipainetta sisääntulosta ja muuttujana käytettiin imusarjan imuputkien ulostulojenpainetta ajan suhteen. Opinnäytetyön liitteessä 5 on transient simuloinnissa käytetyn data taulukoituna.



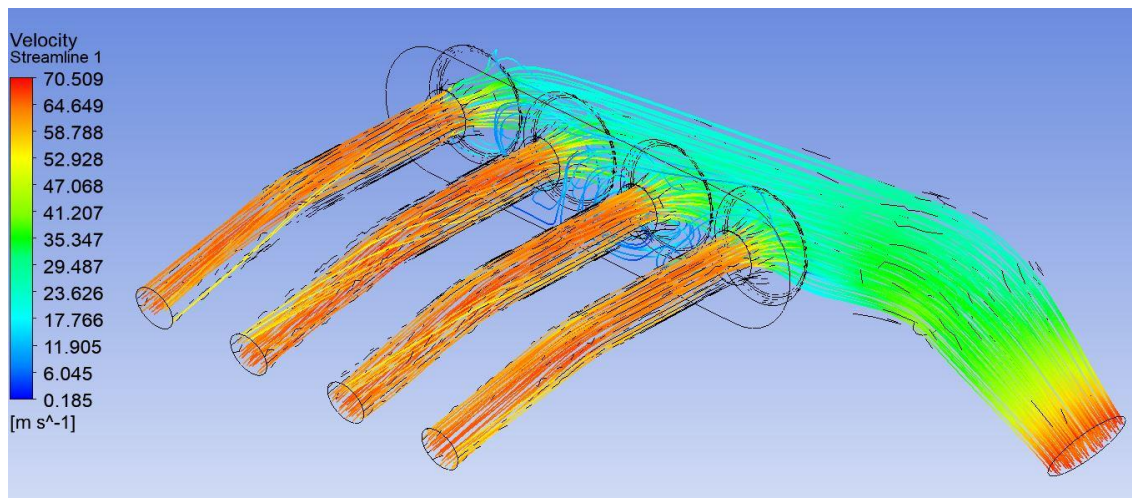
KUVA 26. Nopeusprofiilit eri sylintereihin transient simulaatiossa.



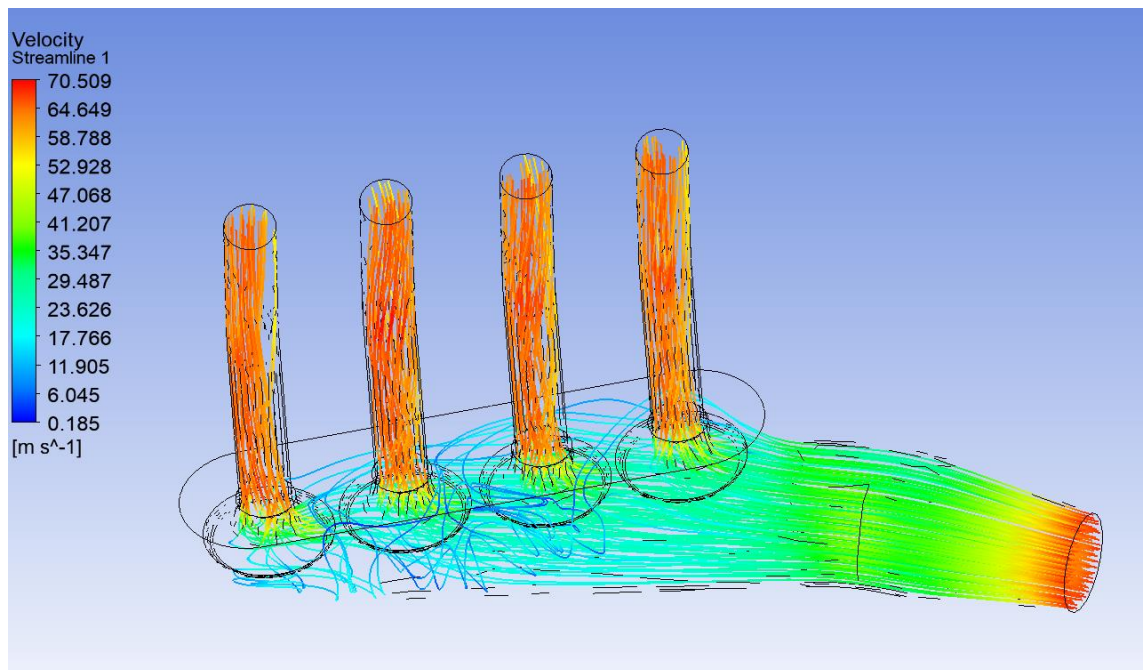
KUVA 27. Paineprofiilit eri sylintereistä transient simulaatiossa.

5.1.2 Simulointi sylinterien vakiomääräisellä massavirralla

Vakio massavirta simuloinnissa imusarjan sisääntulo paineeksi asetettiin 2,5bar, joka tarkoittaa 1,5bar ylipainetta normaaliin ilmanpaineeseen nähden. Imusarjan ulostulon jokaiselle sylinterille vievään imuputkeen asetettiin sama massavirta kuvaamaan tilannetta, jossa 6000rpm jokainen sylinteri saa saman ilmanmassavirran täytöksen. Tällä simuloinnilla pyrittiin havainnollistamaan virtauksen epävakautta kuhunkin sylinteriin, sekä havainnoimaan syntyvät pyörteet kokoojakammiossa.



KUVA 28. Nopeusprofiili vakiomassavirralla jokaiseen sylinteriin.



KUVA 29. Virtauksen aiheuttamaa pyörteilyä imusuppiloiden välillä.

6 TULOSTEN KÄSITTELY

Simuloinneista voidaan havaita, ettei kokoojakammion muotoilu ole aivan optimaalinen. Vakiomassavirta simuloinnissa nähdään esimerkiksi, kuinka ilmanvirtaus pyörteilee voimakkaasti imusuppiloiden edessä etsien ulospääsyä, massavirran pysyessä samana jokaisessa imuputkessa. Pyörteily osoittaa, ettei imuputkiin virtaa lähtökohtaisesti samaa massavirtaa, kun simulointiohjelman toteuttaa reunaehtojen mukaisen laskelman. Tämä voidaan myös todeta transient simuloinnin massavirran tuloksista eri sylintereihin, jossa sylintereihin virrannut massavirta vaihtelee toisistaan.

TAULUKKO 9. Simuloinnin rajavirrat transient simuloinnissa.

Location	Type	Mass Flow	Momentum		
			X	Y	Z
Default Domain Default	Boundary	0.0000e+00	2.4031e+02	1.7237e+03	1.1460e+03
inlet	Boundary	1.0465e+00	-	-	-
runner 1	Boundary	-1.7386e-01	6.0403e+02	3.7321e+02	1.0792e+03
runner 2	Boundary	-4.8488e-01	9.4064e+01	-	-
runner 3	Boundary	-1.8069e-01	1.3063e+02	3.1603e+02	5.4528e+00
runner 4	Boundary	-2.0701e-01	9.4536e+01	4.3836e+02	7.7059e+00
				3.1761e+02	5.5000e+00
				-	-
				3.2433e+02	5.6087e+00

Taulukosta huomataan massavirran kohdalta, kuinka sylinteri 2 (runner 2) saa huomattavasti suuremman määrän ilmaa verrattuna muihin. Tämä voi johtua kokoojakammion muodosta niin, että virtauksen on edullisinta kulkea sylinteriin 2. Huomattavaa on myös se, että osa virtauksesta suuntautuu imusuppiloiden taakse menettäen näin parhaan suorituskykynsä. Tämä voi selittyä kokoojakammion sisäkaarten muodosta, koska se suuntaa virtausta voimakkaasti juurikin suppiloiden taakse. Simuloinneista voidaan kuitenkin päätellä, että imusuppilot toimivat varsin hyvin. Imusuppilot kokoavat virtauksen kokoojakammioista sulavasti ja johtavat virtauksen imuputkiin niin, ettei imuputkiin synny suurta vena contracta aluetta hidastamaan virtausta. Imusarjan sisääntulon virtauksen nopeus kaasuläpän kohdalla on hieman suurehko ja näin ollen kaasuläpän koko olisi suotavaa muuttaa simuloinnissa käytetystä 3 tuumaisesta suuremmaksi, jos halutaan virtausnopeuden kaasuläpän kohdalla olevan alle 91 m/s. Tällä on kuitenkin huonontavat seuraukset alemmille moottorin käyntialueille.

7 POHDINTA

Opinnäytetyönä imusarjan virtauksien tutkiminen oli haastava, mutta opettavainen. Työn lähtökohtana oli tutkia imusarjan virtausta ahdetussa moottorissa ja siinä onnistuttiin. Moottorin ilmanvirtaukseen vaikuttaa kuitenkin todella moni muukin asia kuin työn lähtökohtana ollut imusarja ja turboahdin ja tämän takia työssä joutui ajattelemaan ilmanvirtausta suuremmassa kokonaisuudessa. Moottorin ilmanvirtaukseen vaikuttaa todella moni tekijä ja näin ollen laajuuden vuoksi työstä jäi joitakin asioita pois, joita olisi voinut sisällyttää työhön ajan salliessa sen.

Simulointi aiheutti muutamia ongelmia, mutta ne saatiin ratkaistua ja simuloinnin tulokset saatiin järkevälle tasolle. Transient simulointi oli hyvin raskas käyttöinen, koska yhden simuloinnin tulosten aikaansaamiseen meni jopa pari tuntia. Tämä aiheutti sen, ettei simuloinnin parametrien muutoksen jälkeen tuloksia saanut nopeasti käsiteltäväksi. Simulointiin olisi hyvä myös mallintaa venttiilikoneisto, jolloin tuloksista saataisiin enemmän vertailukelpoiset käytäntöön.

Työtä tullaan tulevaisuudessa hyödyntämään ja kyseinen imusarja valmistetaan tulevaisuudessa myös käytännössä. Ennen tätä kuitenkin kokoojakammioon tehdään vielä muutoksia, jotta sylinterien täytös saadaan mahdollisimman tasaiseksi jokaiseen sylinteriin. Kokoojakammion tilavuuden vaikutusta on myös hyvä simuloida ennen lopullista valmistusta. On myös mahdollista, että imusarja valmistetaan kaksiosaisella kokoojakammionlailla paremman sylinteritäytön edistämiseksi.

LÄHTEET

Oiva E. Eerola. 1976. Polttomoottorit. Gummerus.

Oiva E Eerola. 1978. Polttomoottorit 2. Gummerus.

Robert Bosch GmbH. 2002. Autoteknillinen käsikirja 6. painos. Gummerus.

A. Graham Bell. 2013. Nelitahtimoottorin virittäminen. Alfamer/Karisto Oy.

DE Winterbone and RJ Pearson. 2000. Theory of Engine Manifold Desing. Professional Engineering Publishing Limited London and Bury ST Edmunds, UK.

DE Winterbone and RJ Pearson. 1999. Design Techniques for Engine Manifolds. Professional Engineering Publishing Limited London and Bury ST Edmunds, UK.

Pentti Inkinen, Jukka Tuohi & kustannusosakeyhtiö Otava. 1999. 4. Painos. Momentti 1.

Corky Bell. 1997. Maximum Boost. Bentley Publishers

A. S. Rangwala. 2005. Turbo Machinery Dynamics. Library of Congress Cataloging-in-Publication Data.

Awanish Pratap Singh. 2014. Intake manifold desing using computational fluid dynamics. Luettu 10.12.2017. https://www.researchgate.net/profile/Awanish_Singh3/publication/304112290_Intake_Manifold_Design_Using_Computational_Fluid_Dynamics/links/5766b40108aedbc345f5f16f/Intake-Manifold-Design-Using-Computational-Fluid-Dynamics.pdf

ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. Air flow behaviour on different intake manifold angles for small 4-stroke pfi retrofit kit system. Luettu 3.3.2018. <http://eprints.uthm.edu.my/7316/1/1139.pdf>

Subhash Seshadri. 2015. Design and cfd analysis of the intake manifold for the honda cbr250rr engine. Luettu 14.12.2017. https://uta-ir.tdl.org/uta-ir/bitstream/handle/10106/25398/Seshadri_uta_2502M_13339.pdf

Turbo by Garrett. Data on compressor map. Luettu 27.4.2018. https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/plotting_data_on_compressor_map

Turbotekniikka. Viritysturbon valinta. Luettu 10.5.2018. <https://turbotekniikka.fi/viritysturbo-valinta/>

Blognyamitra. Ilman kulku moottorissa. <https://blognyamitra.wordpress.com/2011/04/27/forced-induction-cara-ampuh-naikin-tenaga-lebih-dasyat/>

Performancebyie. The right bell mounth. Luettu 4.3.2018. <https://www.performancebyie.com/blog/the-right-bellmouth/>

Famreit. Engine timing diagram. Luettu 20.3.2018. <http://famreit.com/26-4-stroke-engine-timing-diagram/4-stroke-engine-timing-diagram-valve-of-petrol-efficient-visualize-add/>

Cummins. How a turbocharger works. Luettu 15.5.2018. <https://www.cummins.com/components/turbo-technologies/turbochargers/how-a-turbocharger-works>

Nasa. Otto-cycle. Luettu 10.4.2018. <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/otto.html>

Gordon P. Blair & W. Melvin Cahoon. Special Investigation: Desing of an engine bellmouth. Luettu 13.4.2018. http://www.profbairandassociates.com/pdfs/RET_Bellmouth_Sept.pdf

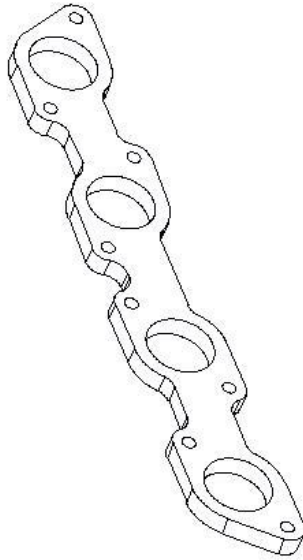
Didier De Lille. How to optimiset he inlet bell mounth. Luettu 15.4.2018. <https://www.goodfabs.com/single-post/Optimising-Bell-Mouth-Design>

Wikipedia. Ilman koostumus. Luettu 23.4.2018. <https://fi.wikipedia.org/wiki/Ilma>

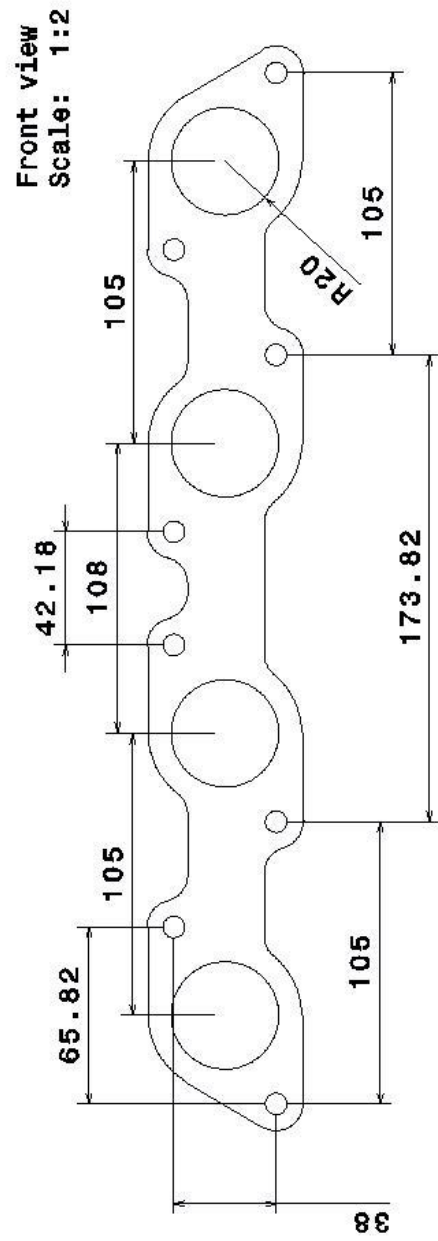
Tekniikan Kaavasto. 2014. 13. Painos. Tammertekniikka/Amk-Kustannus Oy.

LIITTEET

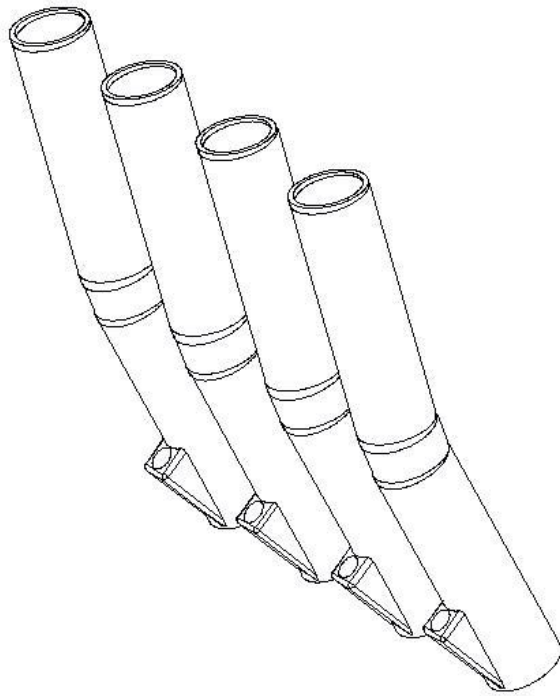
Liite 1. Imusarjanlaippa



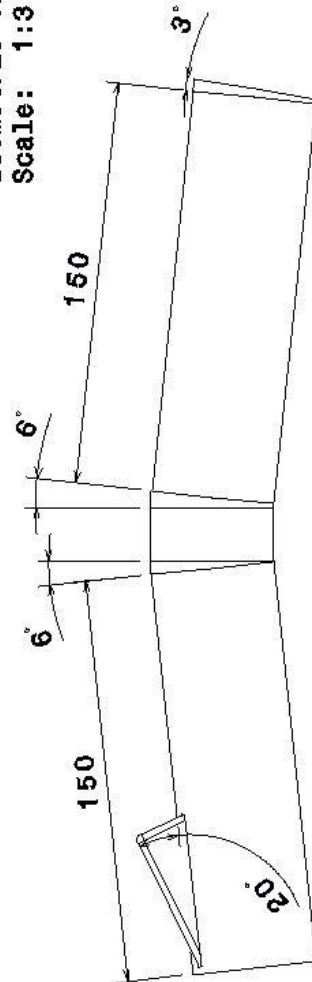
Isometric view
Scale: 1:3



Liite 2. Imuputket

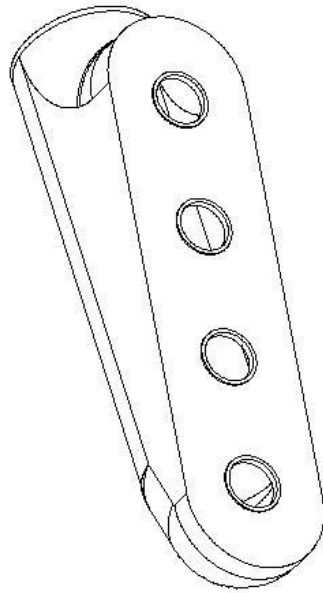


Isometric view
Scale: 1:3

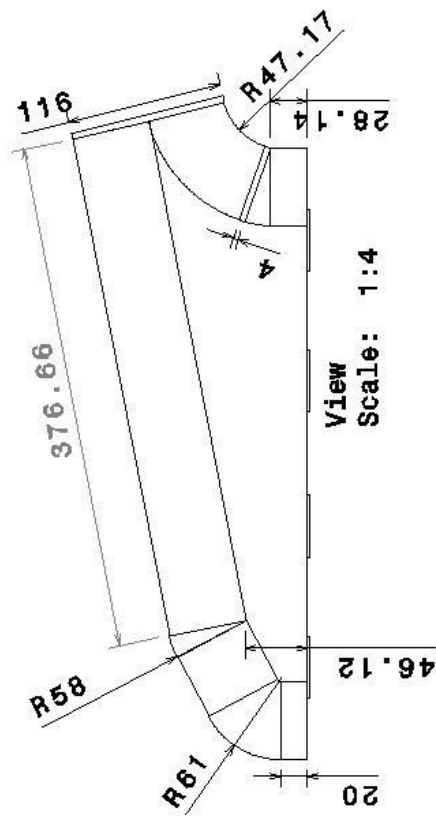


Front view
Scale: 1:2

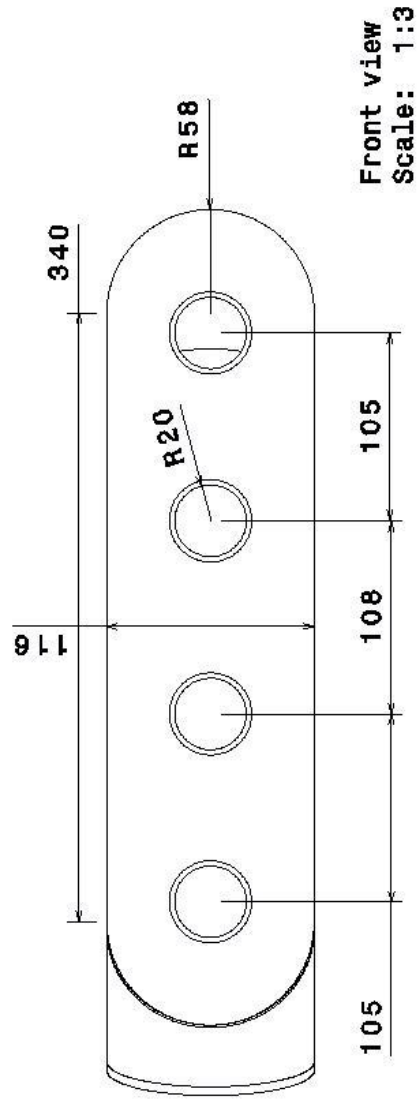
Liite 3. Kokoojakammio



Isometric view
Scale: 1:4

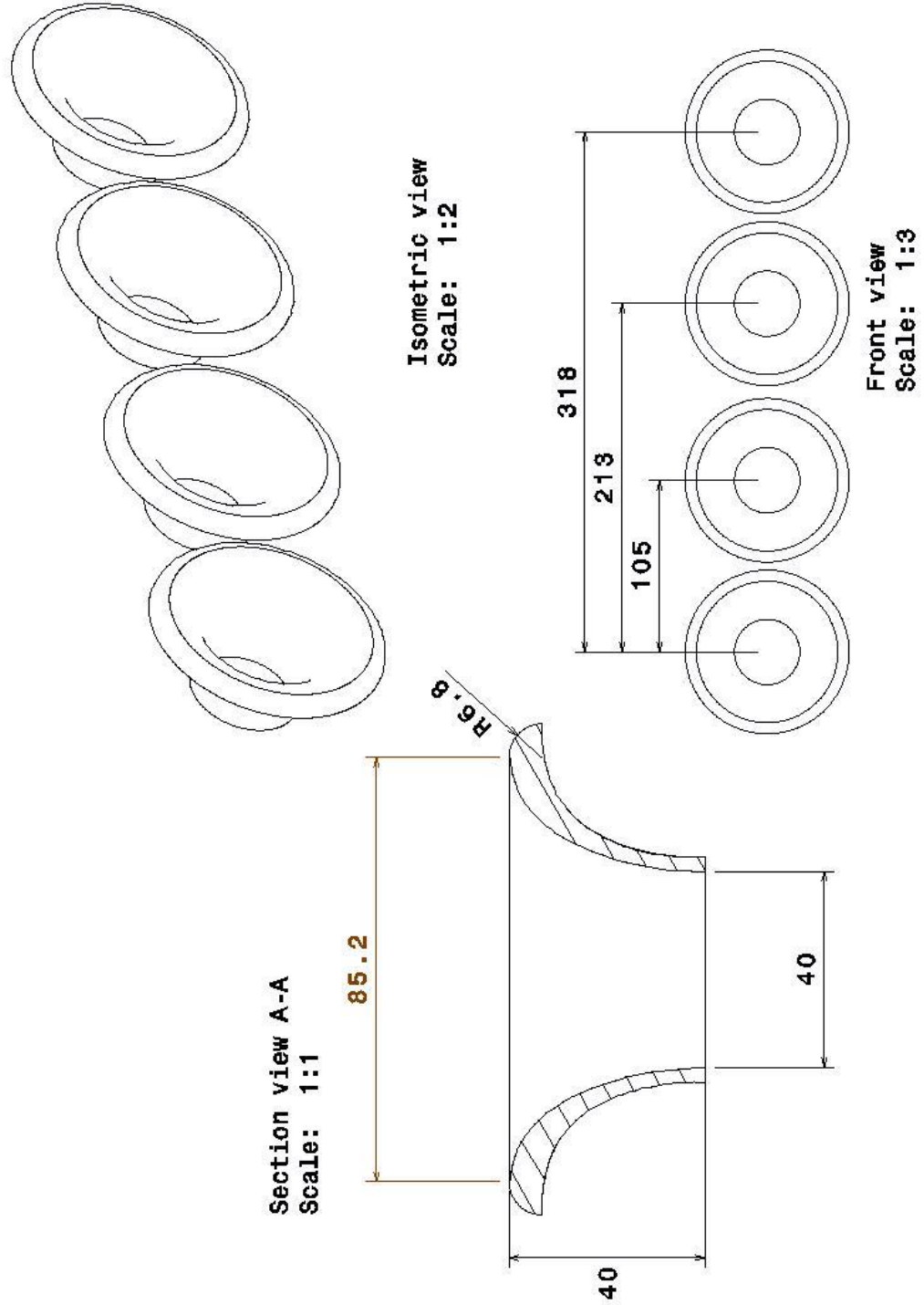


View
Scale: 1:4



Front view
Scale: 1:3

Liite 4. Imusuppilot



Liite 5. Transient simuloinnissa käytetty data.

Paine 6000rpm Pa (pascal)						
Kohta	Aika	Kampiakselin asteet	Sylinteri 1	Sylinteri 2	Sylinteri 3	Sylinteri 4
0	0	0	250000	250000	250000	250000
1	0,000125	4,5	239693	250000	250000	250000
2	0,00025	9	229811	250000	250000	250000
3	0,000375	13,5	220337	250000	250000	250000
4	0,0005	18	211253	250000	250000	250000
5	0,000625	22,5	202544	250000	250000	250000
6	0,00075	27	194193	250000	250000	250000
7	0,000875	31,5	186187	250000	250000	250000
8	0,001	36	178511	250000	250000	250000
9	0,001125	40,5	171152	250000	250000	250000
10	0,00125	45	164096	250000	250000	250000
11	0,001375	49,5	157330	250000	250000	250000
12	0,0015	54	150844	250000	250000	250000
13	0,001625	58,5	144625	250000	250000	250000
14	0,00175	63	138663	250000	250000	250000
15	0,001875	67,5	132946	250000	250000	250000
16	0,002	72	127465	250000	250000	250000
17	0,002125	76,5	122210	250000	250000	250000
18	0,00225	81	117172	250000	250000	250000
19	0,002375	85,5	112341	250000	250000	250000
20	0,0025	90	107709	250000	250000	250000
21	0,002625	94,5	107709	250000	250000	250000
22	0,00275	99	107709	250000	250000	250000
23	0,002875	103,5	107709	250000	250000	250000
24	0,003	108	107709	250000	250000	250000
25	0,003125	112,5	112341	250000	250000	250000
26	0,00325	117	117172	250000	250000	250000
27	0,003375	121,5	122210	250000	250000	250000
28	0,0035	126	127465	250000	250000	250000
29	0,003625	130,5	132946	250000	250000	250000
30	0,00375	135	138663	250000	250000	250000
31	0,003875	139,5	144625	250000	250000	250000
32	0,004	144	150844	250000	250000	250000
33	0,004125	148,5	157330	250000	250000	250000
34	0,00425	153	164096	250000	250000	250000
35	0,004375	157,5	171152	250000	250000	250000
36	0,0045	162	178511	250000	250000	250000
37	0,004625	166,5	186187	250000	250000	250000
38	0,00475	171	194193	250000	250000	250000
39	0,004875	175,5	202544	250000	250000	250000
40	0,005	180	211253	250000	239693	250000

41	0,005125	184,5	220337	250000	229811	250000
42	0,00525	189	229811	250000	220337	250000
43	0,005375	193,5	239693	250000	211253	250000
44	0,0055	198	250000	250000	202544	250000
45	0,005625	202,5	250000	250000	194193	250000
46	0,00575	207	250000	250000	186187	250000
47	0,005875	211,5	250000	250000	178511	250000
48	0,006	216	250000	250000	171152	250000
49	0,006125	220,5	250000	250000	164096	250000
50	0,00625	225	250000	250000	157330	250000
51	0,006375	229,5	250000	250000	150844	250000
52	0,0065	234	250000	250000	144625	250000
53	0,006625	238,5	250000	250000	138663	250000
54	0,00675	243	250000	250000	132946	250000
55	0,006875	247,5	250000	250000	127465	250000
56	0,007	252	250000	250000	122210	250000
57	0,007125	256,5	250000	250000	117172	250000
58	0,00725	261	250000	250000	112341	250000
59	0,007375	265,5	250000	250000	107709	250000
60	0,0075	270	250000	250000	107709	250000
61	0,007625	274,5	250000	250000	107709	250000
62	0,00775	279	250000	250000	107709	250000
63	0,007875	283,5	250000	250000	107709	250000
64	0,008	288	250000	250000	112341	250000
65	0,008125	292,5	250000	250000	117172	250000
66	0,00825	297	250000	250000	122210	250000
67	0,008375	301,5	250000	250000	127465	250000
68	0,0085	306	250000	250000	132946	250000
69	0,008625	310,5	250000	250000	138663	250000
70	0,00875	315	250000	250000	144625	250000
71	0,008875	319,5	250000	250000	150844	250000
72	0,009	324	250000	250000	157330	250000
73	0,009125	328,5	250000	250000	164096	250000
74	0,00925	333	250000	250000	171152	250000
75	0,009375	337,5	250000	250000	178511	250000
76	0,0095	342	250000	250000	186187	250000
77	0,009625	346,5	250000	250000	194193	250000
78	0,00975	351	250000	250000	202544	250000
79	0,009875	355,5	250000	250000	211253	239693
80	0,01	360	250000	250000	220337	229811
81	0,010125	364,5	250000	250000	229811	220337
82	0,01025	369	250000	250000	239693	211253
83	0,010375	373,5	250000	250000	250000	202544
84	0,0105	378	250000	250000	250000	194193
85	0,010625	382,5	250000	250000	250000	186187
86	0,01075	387	250000	250000	250000	178511
87	0,010875	391,5	250000	250000	250000	171152

88	0,011	396	250000	250000	250000	164096
89	0,011125	400,5	250000	250000	250000	157330
90	0,01125	405	250000	250000	250000	150844
91	0,011375	409,5	250000	250000	250000	144625
92	0,0115	414	250000	250000	250000	138663
93	0,011625	418,5	250000	250000	250000	132946
94	0,01175	423	250000	250000	250000	127465
95	0,011875	427,5	250000	250000	250000	122210
96	0,012	432	250000	250000	250000	117172
97	0,012125	436,5	250000	250000	250000	112341
98	0,01225	441	250000	250000	250000	107709
99	0,012375	445,5	250000	250000	250000	107709
100	0,0125	450	250000	250000	250000	107709
101	0,012625	454,5	250000	250000	250000	107709
102	0,01275	459	250000	250000	250000	107709
103	0,012875	463,5	250000	250000	250000	112341
104	0,013	468	250000	250000	250000	117172
105	0,013125	472,5	250000	250000	250000	122210
106	0,01325	477	250000	250000	250000	127465
107	0,013375	481,5	250000	250000	250000	132946
108	0,0135	486	250000	250000	250000	138663
109	0,013625	490,5	250000	250000	250000	144625
110	0,01375	495	250000	250000	250000	150844
111	0,013875	499,5	250000	250000	250000	157330
112	0,014	504	250000	250000	250000	164096
113	0,014125	508,5	250000	250000	250000	171152
114	0,01425	513	250000	250000	250000	178511
115	0,014375	517,5	250000	250000	250000	186187
116	0,0145	522	250000	250000	250000	194193
117	0,014625	526,5	250000	250000	250000	202544
118	0,01475	531	250000	239693	250000	211253
119	0,014875	535,5	250000	229811	250000	220337
120	0,015	540	250000	220337	250000	229811
121	0,015125	544,5	250000	211253	250000	239693
122	0,01525	549	250000	202544	250000	250000
123	0,015375	553,5	250000	194193	250000	250000
124	0,0155	558	250000	186187	250000	250000
125	0,015625	562,5	250000	178511	250000	250000
126	0,01575	567	250000	171152	250000	250000
127	0,015875	571,5	250000	164096	250000	250000
128	0,016	576	250000	157330	250000	250000
129	0,016125	580,5	250000	150844	250000	250000
130	0,01625	585	250000	144625	250000	250000
131	0,016375	589,5	250000	138663	250000	250000
132	0,0165	594	250000	132946	250000	250000
133	0,016625	598,5	250000	127465	250000	250000
134	0,01675	603	250000	122210	250000	250000

135	0,016875	607,5	250000	117172	250000	250000
136	0,017	612	250000	112341	250000	250000
137	0,017125	616,5	250000	107709	250000	250000
138	0,01725	621	250000	107709	250000	250000
139	0,017375	625,5	250000	107709	250000	250000
140	0,0175	630	250000	107709	250000	250000
141	0,017625	634,5	250000	107709	250000	250000
142	0,01775	639	250000	112341	250000	250000
143	0,017875	643,5	250000	117172	250000	250000
144	0,018	648	250000	122210	250000	250000
145	0,018125	652,5	250000	127465	250000	250000
146	0,01825	657	250000	132946	250000	250000
147	0,018375	661,5	250000	138663	250000	250000
148	0,0185	666	250000	144625	250000	250000
149	0,018625	670,5	250000	150844	250000	250000
150	0,01875	675	250000	157330	250000	250000
151	0,018875	679,5	250000	164096	250000	250000
152	0,019	684	250000	171152	250000	250000
153	0,019125	688,5	250000	178511	250000	250000
154	0,01925	693	250000	186187	250000	250000
155	0,019375	697,5	250000	194193	250000	250000
156	0,0195	702	250000	202544	250000	250000
157	0,019625	706,5	250000	211253	250000	250000
158	0,01975	711	250000	220337	250000	250000
159	0,019875	715,5	250000	229811	250000	250000
160	0,02	720	250000	239693	250000	250000