



TAMPEREEN  
AMMATTIKORKEAKOULU

# SYLINTERIKANNEN VIRITYSTYÖ JA ETANOLIKÄYTTÖ AJONEUVOSSA

Aapo Sipponen

Opinnäytetyö  
Toukokuu 2017  
Auto- ja kuljetustekniikka  
Korjaamotekniikka



## TIIVISTELMÄ

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Auto- ja kuljetustekniikka  
Korjaamotekniikka

SIPPONEN AAPO:

Sylinterikannen viritystyö ja etanolikäyttö ajoneuvossa

Opinnäytetyö 39 sivua, joista liitteitä 3 sivua  
Toukokuu 2017

---

Opinnäytetyön tarkoituksena oli tutkia, kuinka muutokset sylinterikannessa, imujärjestelmässä ja polttoaineessa vaikuttavat moottorin tehoon ja polttoaineenkulutukseen. Työssä pyrittiin parantamaan sylinterikannen virtausta sekä kasvattamaan moottorin hyötysuhdetta. Muutoksien todentamiseksi työssä käytettiin apuna virtauspenkkiä sekä tehodynamometriä. Polttoaineenkulutusta mitattiin ainoastaan laskemalla.

Työn onnistumisen kannalta oli tärkeää suorittaa valmistelevat toimenpiteet kuten moottorinohjainyksikön asennus ennen varsinaisen kehitystyön aloittamista. Näin pystyttiin mahdollistamaan oikea sytytysajankohta ja polttoainemäärä kullekin kokoonpanolle kussakin ajotilanteessa.

Varsinainen työ aloitettiin mittaamalla ensimmäisen kehitysversion teho ja polttoaineenkulutus. Tämän jälkeen moottori mitoitettiin suunnitteluohjelman avulla ja sylinterikannen kehitystyö aloitettiin. Sylinterikannen muutoksiin kuuluivat palotilan täyttöhitsaus ja muotoilu sekä imukanavien ja venttiilien muokkaaminen. Muutoksien vaikutukset todettiin virtauspenkin avulla. Sylinterikannen muutoksien lisäksi moottoriin mitoitettiin nokka-akseli sekä imu- ja pakosarjat. Polttoaineeksi vaihdettiin myös E85 korkean puristussuhteen vuoksi.

Moottoriin tehdyt muutokset vaikuttivat toivotulla tavalla, sillä sylinterikannen virtausta saatiin kasvatettua ja polttoainekustannuksia pienennettyä. Joitakin asioita kuten pakosarja jäi kuitenkin lopullisessa versiossa toteuttamatta, minkä takia saadut lopputulokset ja moottorin mitoitus eivät kohtaa parhaalla mahdollisella tavalla.

---

Asiasanat: sylinterikansi, virtausmittaus, tehonmittaus, etanolipolttoaine

## **ABSTRACT**

Tampereen ammattikorkeakoulu  
Tampere University of Applied Sciences  
Automobile and Transportation Engineering  
Mechanical Engineering

SIPPONEN AAPO

Automotive Cylinder Head Tuning Work and Ethanol Use in Vehicle

Bachelor's thesis 39 pages, appendices 3 pages

May 2017

---

The purpose of this study was to find out how different modifications in the cylinder head, the induction system and fuel affect on engine power and fuel consumption. The attempt of the work was to improve the cylinder head flow features and to raise engines efficiency. Flowbench and dynamometer were used to verify the effects. Fuel consumption was measured by calculation.

To make the study success it was important to do some preparing work like to install the engine management system before starting the real work. That made possible to tune ignition advance and fuel amount right in every driving situation with different assembling.

The work was started with dyno testing and fuel consumption calculations to the first engine development version. After that the right engine parameters were calculated by an engine designing program and cylinder head tuning was started. Cylinder head modifications included chamber welding and shaping along with modifications to intake channel and valves. The effect of the tuning work was verified with flow bench. The intake and exhaust manifolds were also calculated to match the rest of the engine along with camshaft. The fuel was also changed to ethanol because of high compression ratio.

The modifications made to the engine affected to engines performance as hoped. The cylinder head flow was increased and the fuel costs decreased. Some things like the exhaust manifold was left out from the last development version so the results didn't match with the engine design in the best possible way.

---

Key words: cylinder head, flow testing, dyno testing, ethanol fuel

## SISÄLLYS

1	JOHDANTO.....	5
2	TEORIA .....	6
2.1	Volymetrinen hyötysuhde ja paineaaltohtaminen.....	6
2.2	Palotapahtuma.....	7
2.3	Virtauspenkin toimintaperiaate.....	8
2.4	Virtausvastukset ja imukanavan mitoitus .....	9
2.5	Palotilan muotoilu.....	11
2.6	Polttoaineet .....	13
3	VALMISTELEVAT TOIMENPITEET .....	14
4	MOOTTORIN SUUNNITELLU .....	16
4.1	Imukanava, -sarja ja pakosarja.....	19
5	MOOTTORIN MUUTOSTYÖT .....	21
5.1	Palotila .....	21
5.2	Imukanava.....	22
5.3	Venttiilit, ohjaimet ja seetirenkaat .....	24
5.4	Puristussuhde .....	26
5.5	Sylinterikannen kokoaminen ja asennus moottoriin.....	26
6	MITTAUKSIEN SUORITTAMINEN.....	28
7	MITTAUSTULOKSET.....	30
7.1	Mittaukset ennen sylinterikannen muutostöitä.....	30
7.2	Virtauksen, tehon ja kulutuksen mittaukset .....	31
8	POHDINTA.....	34
	LÄHTEET .....	36
	LIITTEET .....	37
	Liite 1. Tehonmittaus moottorinohjainyksikkö .....	37
	Liite 2. Tehonmittaus kansityö + RE85.....	38
	Liite 3. Molemmat tehonmittaukset .....	39

## 1 JOHDANTO

Päästönormien jatkuva kiristyminen ajaa autonvalmistajat kehittämään entistä ympäristöystävällisempiä moottoreita. Viime aikoina yleinen trendi on ollut niin sanottu downsizing, eli pienempien ja hyötysuhteeltaan parempien moottoreiden asentaminen suurempiinkin autoihin. Tavoitteena on ollut parempi polttoainetalous ja pienemmät päästöt esimerkiksi turboahtamisen avulla. Yleisesti käytössä olevien polttoaineiden ominaisuudet asettavat kuitenkin moottorinvalmistajille tietynlaiset perusedellytykset jo moottoria suunniteltaessa.

Vielä tänäkin päivänä valtaosa Suomessa uutena myytävistä ajoneuvoista käyttää polttoaineena joko dieseliä tai bensiiniä. Huoltoasemilla myytävät bensiinit ovat tyypiltänsä yleisesti joko 98E5 tai 95E10 -polttoaineita, joista ensimmäinen sisältää noin 5 % etanolia ja jälkimmäinen noin 10 %. Tämän opinnäytetyön tarkoituksena on tutkia, kuinka erilaiset polttoaineensyöttö- ja sytytysmenetelmät vaikuttavat moottorin polttoaineenkulutukseen, sekä tutkia kuinka E85-polttoaineen ominaisuuksia voidaan hyödyntää moottorin suunnittelussa. Työssä tutkitaan myös, kuinka sylinterinkannen muutokset sekä imu- ja pakosarjojen muokkaaminen vaikuttavat moottorin tehoon ja polttoaineenkulutukseen.

Tutkittavana moottorina käytetään Volvon B230-moottoria, joka on iskuilavuudeltaan 2,3 litraa. Kyseinen moottorin on matalakitkainen kehitysversio B23-moottorista ja sen erilaiset tehoversiot ovat olleet yleisesti käytössä Volvon henkilöautoissa 80- ja 90-luvuilla. Työn kohteena olevassa ajoneuvossa oli aluksi iskuilavuudeltaan 2 litrainen kaasuttimella ja virranjakajasytytyksellä varustettu moottori, mutta tämä päätettiin korvata 2.3 litraisella moottorilla ennen työn aloittamista. Näiden kahden moottorin ainoa merkittävä ero on sylinterin halkaisijassa. Suuremman sylinterinhalkaisijan tuomia etuja pyritään hyödyntämään moottorin toteutuksessa.

## 2 TEORIA

### 2.1 Volymetrinen hyötysuhde ja paineaaltoahtaminen

Volymetrinen hyötysuhde voidaan pitää hyvänä mittarina moottorin imu- ja pakokanaviston suunnittelun onnistumisesta. Moottorin hyötysuhdetta sekä tehoa voidaan kasvattaa hyödyntämällä imutahdin aikana ilmeneviä luonnollisia dynaamisia ilmiöitä. Moottoriin imettävän ilman kineettisen energian ja resonanssipulssien avulla voidaan moottorin volymetrinen hyötysuhde kasvattaa teoriassa jopa yli 100 prosenttiin. Ilman näitä ilmiöitä volymetrinen hyötysuhde on rajoittunut 100 prosenttiin, jos erilaisia ilman ahtamismenetelmiä ei ole käytössä. (SF-110/120 Flowbench operator's manual 2005, 34.)

Paineaaltoahtamisella tarkoitetaan ilmiötä, jossa ilma alkaa liikkua paineaaltona imusarjassa edestakaisin. Imuventtiilin sulkeutuessa paineaalto lähtee liikkumaan vastakkaiseen suuntaan imusarjan ensiöputkessa. Saavutettuaan ensiöputken pään, aalto heijastuu takaisin kohti imuventtiiliä. Imusarjan ensiöputken pituutta muuttamalla pystytään haluttu kerta-aalto ajoittamaan saapumaan imuventtiilille niin, että se auttaa luontaisella liike-energiallaan sylinterin täytöstä heti imuventtiiliin auetessa pitäen myös pakokaasuja poissa imusarjasta. (SF-110/120 Flowbench operator's manual 2005, 34.) Kuvassa 1 ilmenee eri kerta-aaltojen ominaisuudet sekä niiden karkea laskentakaava.

Inlet Pulsation Chart					
Harmonic	Length (in)	(cm)	Lower RPM	Upper RPM	Pulse Strength*
2nd	132,000/ RPM	335,000/RPM	89%	108%	± 10%
3rd	97,000/ RPM	246,000/RPM	91%	104%	± 7%
4th	74,000/ RPM	188,000/RPM	93%	104%	± 4%

*\*Pulse Strength Varies with Inlet Flow and Inlet Valve Opening*

KUVA 1. Kerta-aallon ominaisuudet (SF-110/120 Flowbench operator's manual 2005, 34)

Jotta paineaaltoahdaminen toteutuisi tehokkaasti, on imuventtiilin oltava auki vähintään 0,02 kertaa imuventtiilin halkaisijan verran 15 astetta ennen männän yläkuolokohtaa. Suositeltavaa on kuitenkin, että venttiili olisi auki kyseisen arvon verran 20-40 astetta ennen yläkuolokohtaa vaikutuksien tehostamiseksi. (SF-110/120 Flowbench operator's manual 2005, 35.)

## 2.2 Palotapahtuma

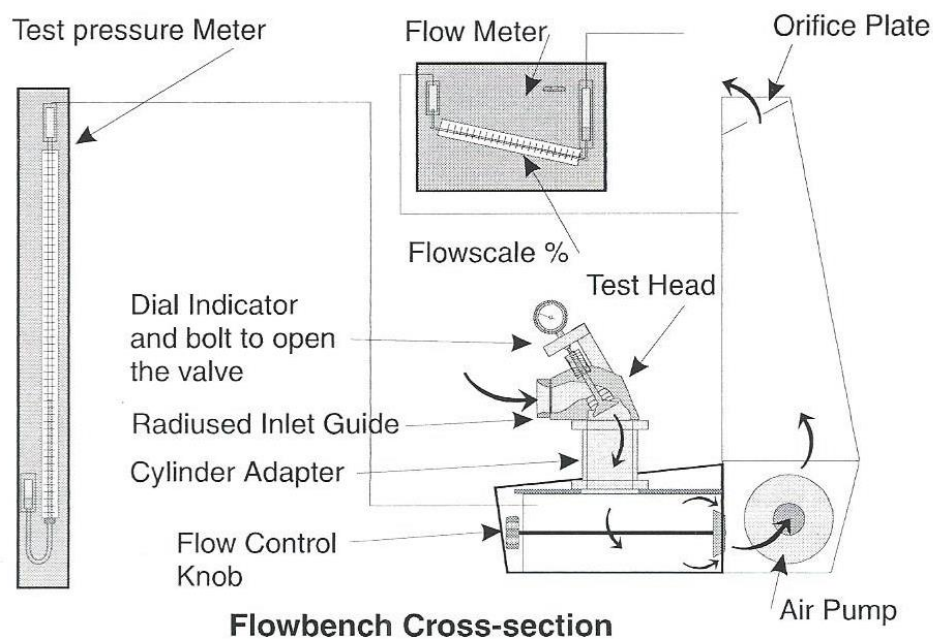
Hallittu palotapahtuma lähtee etenemään sytytystulpan tuottamasta kipinästä. Palotapahtuma etenee sytytystulpalta kohti palotilan reunoja kasvattaen jatkuvasti painetta sylinterissä. Huippupaine sylinterissä olisi edullista saavuttaa 14° moottorin yläkuolokohdan jälkeen moottorityypistä ja käyttötarkoituksesta riippumatta. (Engine Basics: Detonation and Pre-Ignition 2000.) Palotilan muotoilulla ja koolla pystytään vaikuttamaan siihen, kuinka tehokkaasti palotapahtumasta saatava energia pystytään muuttamaan mäntää alaspäin työntäväksi voimaksi. Jos sylinteriin imetty seos pystytään polttamaan tehokkaasti ja nopeasti, voidaan käyttää pienempää sytytysennakkoa ja saavuttaa silti huippupaine sylinterissä 14° yläkuolokohdan jälkeen. Hyöty muodostuu siitä, että myöhäisempi sytytysennakko vähentää männän liikettä vastustavaa voimaa puristustahdin aikana ennen yläkuolokohtaa.

Palonopeus kuvastaa ilma-polttoaineseoksen palamiseen kuluvaan aikaan, eli aikaan, jolloin polttoaine luovuttaa energiaa. Mitä nopeampi palonopeus on, sitä parempi hyötysuhde on mahdollista saavuttaa. Polttoaineella on hyvin vähän aikaa luovuttaa energiaa ja palamisesta aiheutuvan paineen tulisi saavuttaa huippuarvonsa 15° moottorin yläkuolokohdan jälkeen. Jos huippupaine saavutetaan ennen tätä arvoa, vastustaa palotapahtuma männän liikettä turhaan. Jos huippuarvo taas saavutetaan tämän jälkeen, ei saavuteta ihanteellista mäntää alaspäin työntävää voimaa. (Performance Trends Inc: Burn Rate.)

### 2.3 Virtauspenkin toimintaperiaate

Virtauspenkin avulla pystytään tutkimaan sylinterikannen imu- ja pakokanavien virtausominaisuuksia. Kanavien lisäksi pystytään tutkimaan myös esimerkiksi imu- tai pakosarjan virtausvastusta, kun ne ovat kiinnitettyinä sylinterikanteen. Mittaus perustuu puhaltimen tuottamaan alipaineeseen, joka imee ilmaa imukanavan läpi. Ilma puhalletaan suutinlevyjen kautta ulos laitteesta. Virtauspenkki sisältää mittarin vallitsevalle testipaineelle sekä viiden suutinlevyn välisiä paine-eroja ilmoittavan mittarin eli virtausmittarin. Testiolosuhteiden ollessa samanlaiset, voidaan sylinterikannen muutostöiden vaikutukset todeta virtausmittarin perusteella. (SF-110/120 Flowbench operator's manual 2005, 5–6.)

Kuvasta 2 ilmenee virtauspenkin eri osat ja mittarit sekä ilman kulku laitteistossa, kun mitataan imukanavan virtausta. Mittaus toimii samalla tavalla myös pakokanavalle, mutta sen sijaan että ilma imettäisiin sylinterikannen läpi, se puhalletaankin pakokanavan kautta pois. Virtauspenkin avulla ei pystytä simuloimaan todellista kaasunvaihtoa moottorissa, sillä kaasun virtausnopeus ja paineenvaihtelut sylinterikannessa ovat todellisuudessa huomattavasti suuremmat. Virtauspenkki on kuitenkin hyvä apuväline tutkittaessa kanavan muokkauksen vaikutuksia.

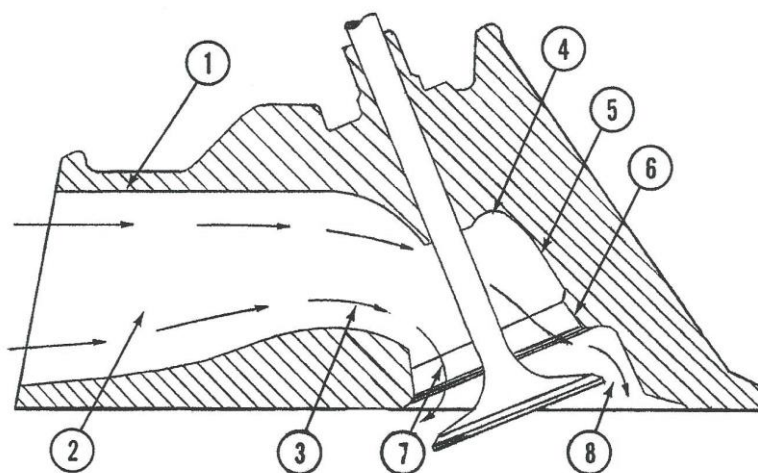


KUVA 2. Virtauspenkin eri osat ja ilman kulku (SF-110/120 Flowbench operator's manual 2005, 5)



## 2.4 Virtausvastukset ja imukanavan mitoitus

Suurimmat virtausvastusten aiheuttajat imukanavassa muodostuvat useimmiten venttiilinohjaimen ja seetirenkaan väliselle alueelle riippuen sylinterikannen rakenteesta. Kaikki jyrkät käännökset ja virtaavan ilman nopeat suunnanmuutokset kasvattavat virtausvastusta kanavassa. Varsinaisesti siis kanavien suurentaminen ja viimeistely suoralta osiolta ei ole kovinkaan suuressa roolissa yritettäessä parantaa imukanavan virtausta. Kuvassa 3 ilmenevät sylinterikannen virtaushäviöiden aiheuttajat prosentteina, jossa selkeästi suurimmat virtaushäviöt aiheuttavat seoksen purkautumislaajeneminen sylinteriin sekä virtauksen nopea kääntyminen ja poikkipinta-alan laajeneminen kanavassa tultaessa kohti imuventtiiliä.



Source of Flow Loss	% of Loss
1. Wall Friction	4%*
2. Contraction at Push-Rod	2%
3. Bend at Valve Guide	11%
4. Expansion Behind Valve Guide	4%
5. Expansion, 25 Degrees	12%
6. Expansion, 30 Degrees	19%
7. Bend to Exit Valve	17%
8. Expansion Exiting Valve	31%
	100%

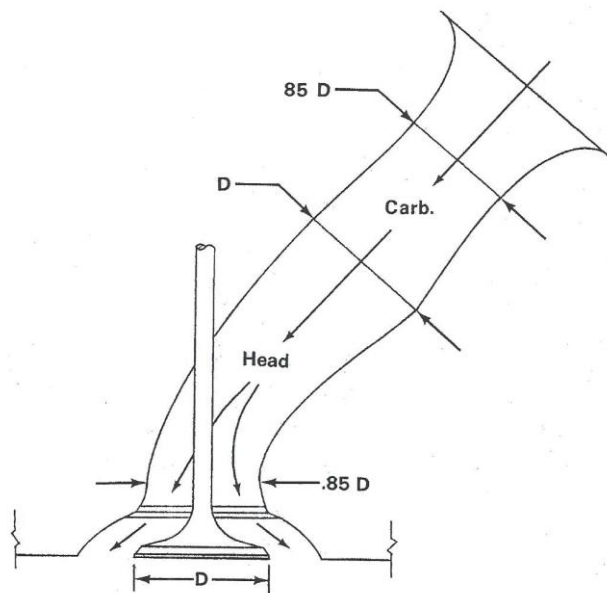
\*(for sand cast surface; 3% for polished surface)

KUVA 3. Virtaushäviöiden aiheuttajat prosentteina. (SF-110/120 Flowbench operator's manual 2005, 26)

Määrävimmät tekijät imukanavan mitoituksessa ovat sylinterikannen rakenne sekä imuventtiilin halkaisija. Jos imukanava on muodoltaan pyöreä, tulisi sen kapeimman kohdan olla katu- tai ratakäytössä halkaisijaltaan keskimäärin 0,81-0,83 kertaa venttiilin halkaisija. Pienemmillä kanavan halkaisijoilla saavutetaan suurempi kaasun

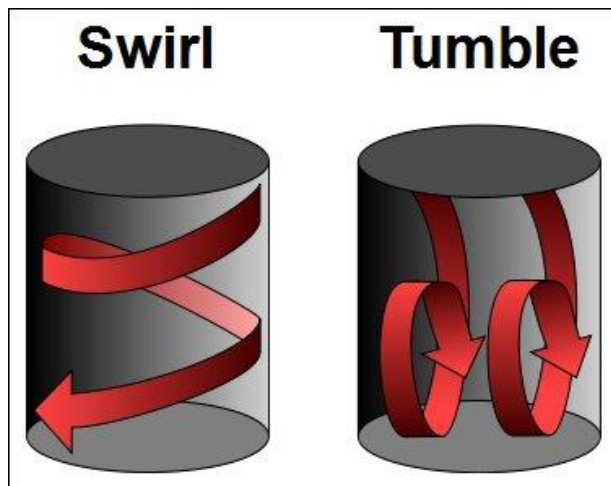
virtausnopeus sekä parempi ilma-polttoaine-seoksen sekoittuminen. Nämä ominaisuudet ovat välttämättömiä matalilla moottorin pyörintänopeuksilla, kun tavoitellaan laajaa tehoaluetta ja hyvää kaasuun vastaavuutta. (Bell 1998, 15–16.)

Mahdollisimman suurta virtausta tavoiteltaessa olisi ihanteellinen imukanavan malli sellainen, että kanava lähtisi pienentymään vastaavasta halkaisijasta kuin imuventtiili, tasaisesti kohti sylinteriä (kuva 4). Kanavan tulisi pienentyä tasaisesti, kunnes se saavuttaisi kapeimman kohtansa, eli venturin 12 mm ennen imuventtiiliä. Venturin tulisi olla halkaisijaltaan 0,8-0,85 kertaa imuventtiilin halkaisija. Venturin jälkeen kanava pyöristyy jouheasti ja yhtyy seetirenkaseen. (SF-110/120 Flowbench operator's manual 2005, 24.)



KUVA 4. Imukanavan malli (SF-110/120 Flowbench operator's manual 2005, 24)

Kanavan muotoilussa tulisi myös huomioida kaasun pyörteilyä edistävät muutokset. Tehokas kaasun pyörteily parantaa sylinterin täytöstä sekä auttaa homogeenisen ilma-polttoaineseoksen muodostumista. Tästä on apua etenkin osakaasuajossa, kun männän nopeus ja täten myös kaasun virtausnopeus ovat alhaisempia. 2-venttiilirakenteisessa sylinterikannessa tavoiteltavaa ilmiötä kutsutaan nimellä squish ja 4-venttiilirakenteisessa nimellä tumble (kuva 5).



KUVA 5. Swirl ja Tumble ilmiöt (Grumpysperformance 2010)

## 2.5 Palotilan muotoilu

Sylinterikannen palotilan rakenteita on olemassa useita erilaisia. Erilaisilla rakenteilla pystytään vaikuttamaan tehokkaasti haluttuihin ominaisuuksiin, mutta joissakin tapauksissa esimerkiksi venttiilien koko ja määrä rajoittavat muotoilua. Palotilan erilaiset rakenteet on esitetty kuvassa 6.

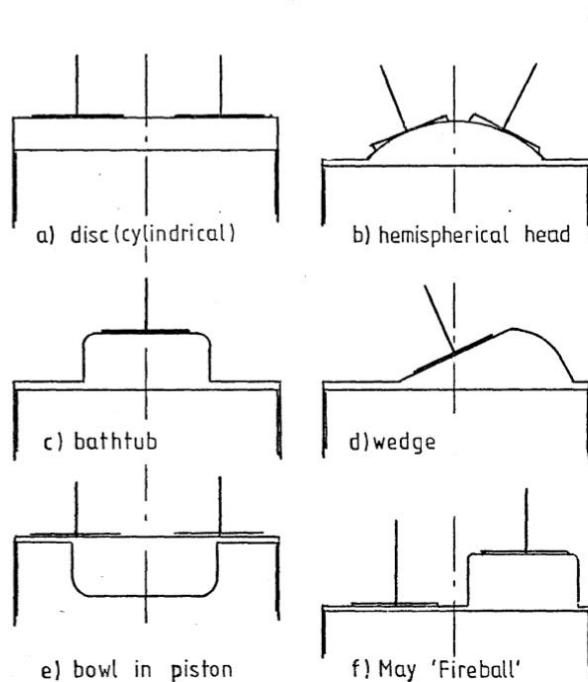
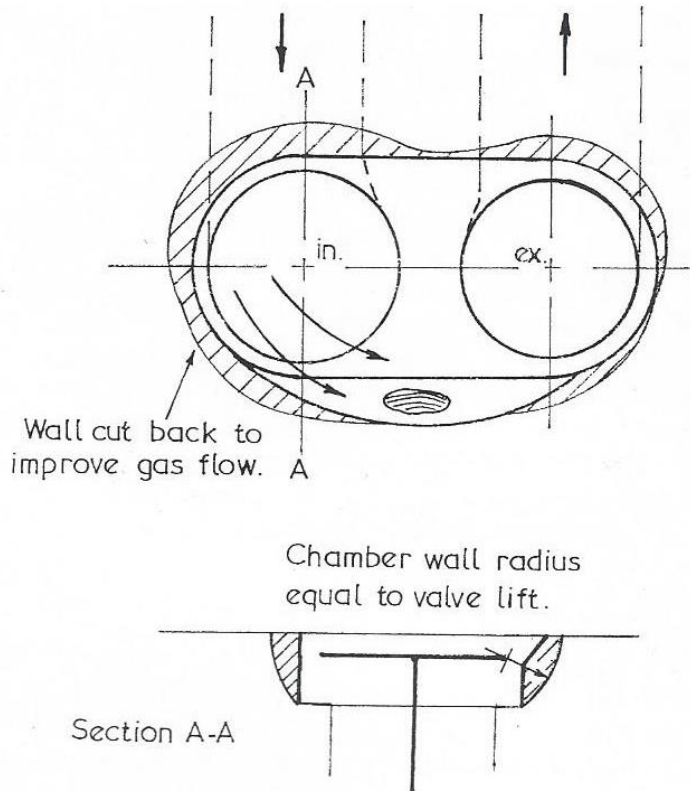


Fig 1-3 EXAMPLES OF COMBUSTION CHAMBER SHAPES

KUVA 6. Erilaiset palotilan rakenteet (Brunt 1980, 11)

Palotilan muotoilulla pystytään vaikuttamaan sylinterin täytökseen, tasaisen seoksen muodostumiseen sekä sylinteripaineen kasvun nopeuteen. Palotilan reunat ovat usein hyvin lähellä niin imu- kuin pakoventtiiliäkin, mikä häiritsee kaasun virtausta sylinteriin. Palotilan reunoja tulisi avartaa venttiilien läheisyydestä siten, että etäisyys venttiililautasesta palotilan seinämään vastaisi kulloistakin venttiilinnostoa (kuva 7). (Bell 1998, 25–26.)



KUVA 7. Ihanteelliset palotilan seinämät (Bell 1998, 26)

Ammeen muotoisen palotilan avartaminen heikentää kuitenkin squish-ilmiötä eli tapahtumaa, jossa mäntä työntää seosta puristustahdin lopulla sylinterikannen paljealueilta läheltä sylinterin seinämiä kohti sylinterin keskustaa. Tämä ilmiö auttaa tasaisen seoksen muodostumista, ylläpitää tasaista seoksen palonopeutta sekä vähentää moottorin nakutus- ja esisyttymistäipumusta. (Bell 1998, 26.)

## 2.6 Polttoaineet

Etanolipolttoaineen E85 energiasisältö eli lämpöarvo on pienempi kuin esimerkiksi 98E5 bensiinin, jonka vuoksi sitä täytyy syöttää moottoriin noin 35-40 prosenttia enemmän vastaavan tehon saavuttamiseksi. Etanolin oktaaniluku on 110 ja E85 polttoaineen 106. Korkean oktaaniluvun ansiosta E85 polttoaine kestää paremmin puristusta kuin 98E5 ja 95E10 polttoaineet. Parempi puristuskestävyys ehkäisee nakutusilmiötä käytettäessä korkeaa puristussuhdetta. E85 polttoaineen viskositeetti on myös korkeampi kuin perinteisten bensiinien, minkä vuoksi se virtaa huonommin. Tämä tulee huomioida mitoittaessa polttoainepumppua ja polttoainelinjoja. (Lehtonen 2008.)

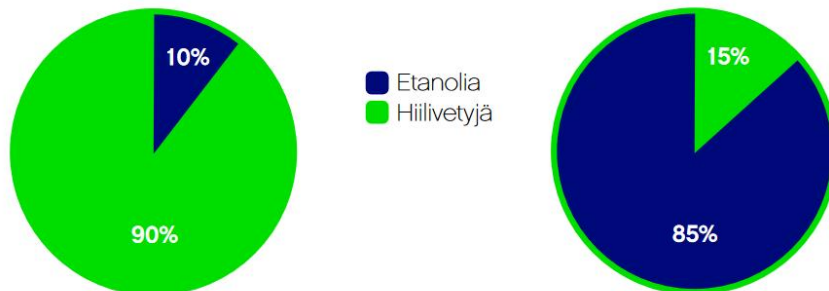
98E5 polttoaineen oktaaniluku on nimensä mukaisesti 98 ja sen etanolisisältö 0–5%. 95E10 polttoaineella vastaavat arvot ovat 95 ja 0–10%. Korkeaseosetanolin E85 etanolisisältö vaihtelee Suomessa välillä 50–85%, jäljelle jäävän osuuden ollessa hiilivetybenssiiniä. Talviaikaan etanolin osuutta polttoaineessa on vähennetty käynnistyvyden varmistamiseksi. (Bensiiniopas 2015, 14–16.)

Polttoaineen energiasisältö on suoraan verrannollinen polttoaineenkulutukseen. Pieniä määriä etanolia sisältävissä polttoaineissa energiasisällön ero on niin pieni, että sen vaikutusta kulutukseen on hankala tutkia. Esimerkiksi 95E10 polttoaineen energiasisältö on vain noin 3% pienempi kuin hiilivetybenssiinin. (Bensiiniopas 2015, 22.) Kuitenkin kuvan 8 mukaan verrattaessa 95E10 polttoainetta korkeaseosetanoliin ero on jo merkittävämpi.

95E10:n energiasisältö verrattuna E85:n energiasisältöön

95E10:n energiasisältö ~30,9 MJ/l

E85:n energiasisältö ~22,7 MJ/l



22 Bensiiniopas

KUVA 8. Polttoaineiden energiasisältö (Bensiiniopas 2015, 22)

### 3 VALMISTELEVAT TOIMENPITEET

Työssä käytettävä ajoneuvo on Volvo 240 vuodelta 1988. Ajoneuvo on alun perin varustettu 2.0 litraisella vapaasti hengittävällä bensiinimoottorilla. Moottori on tyypiltänsä B200K ja se toimii Solex Cisac-kaasuttimella sekä virranjakajasytytyksellä. Moottori päätettiin vaihtaa 2.3 litraiseen B230E-moottoriin ennen työn aloittamista. Moottorinvaihto tehtiin siksi, että 2.3 litraisien moottorin sylinterin halkaisija on suurempi kuin 2 litraisessa. Suuremman sylinterihalkaisija vuoksi on mahdollista muokata sylinterikannen palotiloja laajemmalla alueella niin, että seoksella olisi paremmin tilaa virrata sylinteriin. Myös iskutilavuuden kasvusta on hyötyä korkeaa puristussuhdetta tavoiteltaessa. Sylinterikansi on kummassakin moottorissa käytännössä samanlainen.

Moottorin alkuperäinen sytytyksen ja polttoaineensyötön tarkkuus todettiin työn onnistumisen kannalta riittämättömäksi. Työssä päätettiin hyödyntää elektronista polttoaineensuihkutusjärjestelmää sekä suorasytytystä. Tarvittavat komponentit ohjeilmoitavan moottorinohjaimen asentamista varten ovat imuilman lämpöanturi, moottorin lämpöanturi, imusarja ja läppärunko/rungot, kaasuläpän asentoanturi, suuttimet, polttoainekisko, polttoainepumppu, paineensäädin, lambda-anturi säätämistä varten, sytytyspuolat sekä moottorinohjainlaite ja johtosarja. Moottorinohjaimeksi valittiin Megasquirt MS2 V3-rakennussarja kustannussyistä. Moottorinohjain valittiin siksi, että opinnäytetyön tekijällä on entuudestaan kokemuksia Megasquirt-moottorinohjaimista sekä niiden säätämisestä. Ohjaimessa todettiin myös olevan kaikki tarvittavat ominaisuudet työn onnistumisen kannalta.

Moottori ja sen oheislaitteet haluttiin pitää ensimmäisiä tehonmittauksia varten lähellä alkuperäisiä, jotta pelkän moottorinohjaimen asennuksen vaikutukset pystyttäisiin todentamaan. Moottoriin asennettiin hieman muokattu K-Jetronic-imusarja, johon on hitsattu paikat suuttimille sekä uudelle kaasuläpälle. Muut moottorin tehoon vaikuttavat osat jätettiin toistaiseksi ennalleen (kuva 9). Puolaksi valittiin VAG-konsernin hukkakipinäpuola helpon asennuksen vuoksi.



KUVA 9. Vakiomoottori K-Jetronic-imusarjalla

Pelkällä moottorinohjainyksikön asennuksella saavutettiin tehodynamometrissä tehoa 126 Hp ja vääntöä 210 Nm, joita käytettiin pohjatietona suunniteltaessa muutoksia.

Ennen kanavien muokkaamista sylinterikansi purettiin, pestiin, soodapuhallettiin sekä kaikki ylimääräiset pinnapultit irrotettiin helpottamaan työstöä. Kannesta tarkastettiin myös kaikki kuluvat osat, jotka todettiin osittain käyttökelpoisiksi. Liiallista kulumaa ilmeni venttiilinohjaimissa niin imu- kuin pakopuolellakin. Myös venttiilien tiivistepinnat olivat hieman syöpyneen näköisiä, joten niitäkään ei sellaisinaan todettu käyttökelpoisiksi. Paininkupit sekä nokka-akseli puolestaan olivat kulumaltaan vielä sallituissa arvoissa.

#### 4 MOOTTORIN SUUNNITELLU

Moottorin eri komponenttien mitoituksessa käytettiin apuna Pipemax-ohjelmistoa. Pipemaxin avulla pystytään mitoittamaan likimääräisesti moottorin imu- ja pakosarjan pituuksia sekä halkaisijoita. Ohjelma huomio laskennassa huipputehon pyörintänopeuden, puristussuhteen, nokka-akselin tiedot, venttiilien mitat sekä yleisimmät moottorin muut suureet (kuva 10). Sylinterikannen suunnittelussa hyödynnettiin myös ensimmäisessä tehonmittauksessa saatuja tietoja.

Ensimmäisen tehonmittauksen jälkeen pystyttiin moottorin volymetrinen hyötysuhdetta arvioimaan likimääräisesti kaavan 1 avulla.

$$\frac{123 \cdot KW \cdot 100\%}{RPM \cdot Liters} \quad (1)$$

Sijoittamalla kaavaan 1 ensimmäisessä tehonmittauksessa saatu teho sekä tehoa vastaava moottorin pyörintänopeus saadaan kaava muotoon

$$\frac{123 \cdot 93,96 \cdot 100\%}{5044 \cdot 2,3171} ,$$

josta lopputulokseksi saadaan 99,6%.

Syöttämällä uudelleen Pipemax-ohjelmaan moottorinohjainyksikön asennuksen jälkeen suoritettua tehonmittausta vastaavat tiedot sekä laskettu volymetrinen hyötysuhde 99,6 %, ohjelma arvio keskimääräiseksi huipputehoksi 126,8 hp (kuva 10), mikä on todella lähellä mitattua 126 hevosvoiman tulosta. Tämän perusteella ohjelmaa voidaan pitää jollain tavalla luotettavana tutkittaessa eri komponenttien muutoksien vaikutuksia moottorin toimintaan.



PipeMax 3.98

Exit Files Notes Printer Print Calculate Calculators SnapShot Register\_Activate About Help

Engine Data		Intake Data		Exhaust Data	
Volumetric Efficiency %	99,60	Number of Valves	1	Number of Valves	1
Engine Bore size	3,780	Valve Head Diameter	1,732	Valve Head Diameter	1,457
Crankshaft Stroke	3,150	Valve Stem Diameter	,3150	Valve Stem Diameter	,3150
Rod Length C-C	5,984	Camshaft Valve Lift	,4440	Camshaft Valve Lift	,4440
Cylinders	4	Intake Valve Lash	0,012	Exhaust Valve Lash	0,012
Peak HP RPM	5044	Duration @ .050	210,0	Duration @ .050	210,0
Compression Ratio	10,300	Degreed CenterLine	111,0	Port CenterLine Length	3,937
600 RPM/Second Dyno Rate		Lobe Separation Angle	111,0	Race only Header	

141,398 Cubic Inches @ 5044 RPM with 99,60 % Volumetric Efficiency PerCent

Required Intake Flow CFM @28 in. = 129,1 to 136,8 at ,444 inch Valve Lift  
 Required Exhaust Flow CFM @28 in. = 103,3 to 111,9 at ,402 inch Valve Lift

600 RPM/Sec Dyno Test	Lowest	Low	Average	Best
Peak HorsePower	122,6	125,2	126,8	128,4
Peak Torque Lbs-Ft	140,8	144,5	146,1	148,2
HorsePower per CID	0,867	0,885	0,897	0,908
Torque per Cubic Inch	0,996	1,022	1,035	1,048
BMEP in psi	150,2	154,1	156,1	158,1
Carb CFM at 1.5 in Hg.	206	229	246,1	252

**Arvioitu huipputeho**

Recommended Intake Valve Lift to prevent Choke = ,444 Lift @ 5044 RPM  
 Recommended Exhaust Valve Lift to prevent Choke = ,402 Lift @ 5044 RPM

Recommended	Minimum	Normal	Maximum	Time-Area-Duration	_lifts
Intake Valve Lift = 0,3944	0,4442	0,4887	0,5743	0,6053	0,6364
Exhaust Valve Lift = 0,3695	0,4016	0,4417	0,5184	0,5508	0,5833

IntOpen= -6,00 IntClose= 36,00 ExhOpen= 36,00 ExhClose= -6,00  
 Intake Duration @ .050 = 210,00 Exhaust Duration @ .050 = 210,00  
 Intake CenterLine = 111,00 Exhaust CenterLine = 111,00  
 Compression Duration= 144,00 Power Duration = 144,00  
 OverLap Duration = -12,00 Lobe Separation Angle (LSA)= 111,00  
 Camshaft Straight Up = 0.00 degrees Cylinder Ignition Interval= 180 deg.

-- Operating RPM Ranges of various Components --

Best estimate RPM operating range from all Components = 2958 to 4958  
 Intake Flow CFM @28inches RPM Range from Flow CFM only = 2933 to 4933  
 Intake and Exhaust Systems operating RPM Range = 2697 to 4697  
 Intake and Exhaust Time-Area operating RPM Range = 2110 to 4110  
 Camshaft's Intake and Exhaust Lobes operating RPM range = 2622 to 4622  
 Intake Valve Curtain Time-Area at 0,444 Lift RPM Range = 3041 to 5041  
 Exhaust Valve Curtain Time-Area at 0,444 Lift RPM Range = 3577 to 5577

### KUVA 10. Pipemax-ohjelmassa arvioitu huipputeho

Moottorin huipputeho haluttiin pitää edelleen melko matalalla pyörintänopeudella, jotta ajoneuvo sopisi paremmin päivittäiseen ajoon. Tavoiteltavaksi huipputehon pyörintänopeudeksi valittiin 5300 rpm. Kun halutut moottorin käyttökiertoalueet oli valittu, aloitettiin muiden osien suunnittelu niihin perustuen. Huipputehon pyörintänopeuden avulla pystytään mitoittamaan imukanavan poikkipinta-ala siten, että virtausnopeus kanavassa pysyy ihanteellisena tavoiteltuja käyttökiertoalueita ajatellen. Tehotavoitteeksi asetettiin noin 160 hevosvoimaa, joka on ohjelman mukaan mahdollista saavuttaa pyörintänopeudella 5300 rpm, jos volymetristä hyötysuhdetta

onnistutaan kasvattamaan noin 110 prosenttiin ja staattista puristussuhdetta arvoon 12 (kuva 11).

PipeMax 3.98 volvo evo2  
Exit Files Notes Printer Print Calculate Calculators SnapShot Register\_Activate About Help

Engine Data	Intake Data	Exhaust Data
Volumetric Efficiency % <b>110,00</b>	Number of Valves <b>1</b>	Number of Valves <b>1</b>
Engine Bore size <b>3,780</b>	Valve Head Diameter <b>1,732</b>	Valve Head Diameter <b>1,398</b>
Crankshaft Stroke <b>3,150</b>	Valve Stem Diameter <b>,3150</b>	Valve Stem Diameter <b>,3150</b>
Rod Length C-C <b>5,984</b>	Camshaft Valve Lift <b>,4720</b>	Camshaft Valve Lift <b>,4330</b>
Cylinders <b>4</b>	Intake Valve Lash <b>0,010</b>	Exhaust Valve Lash <b>0,012</b>
Peak HP RPM <b>5300</b>	Duration @ .050 <b>235,0</b>	Duration @ .050 <b>235,0</b>
Compression Ratio <b>12,500</b>	Degreed CenterLine <b>107,0</b>	Port CenterLine Length <b>3,937</b>
600 RPM/Second Dyno Rate	Lobe Separation Angle <b>107,0</b>	Street Header + Muffler

141,345 Cubic Inches @ 5300 RPM with 110,00 % Volumetric Efficiency PerCent	Moottorin tilavuus	Pyörintänopeus	Volymetrinen hyötysuhde
600 RPM/Sec Dyno Test	Lowest	Low	Average
Peak HorsePower	155,8	159,0	161,1
Peak Torque Lbs-Ft	170,2	174,7	176,8
HorsePower per CID	1,102	1,125	<b>Tavoiteltu</b> 140
Torque per Cubic Inch	1,204	1,236	<b>huipputeho</b> 252
BMEP in psi	181,6	186,4	8,8
Carb CFM at 1.5 in Hg.	238	265	279
Best			1,154
			1,268
			191,2
			292

Recommended Intake Valve Lift to prevent Choke = ,467 Lift @ 5300 RPM  
Recommended Exhaust Valve Lift to prevent Choke = ,440 Lift @ 5300 RPM

Recommended	Minimum	Normal	Maximum	Time-Area-Duration Lifts
Intake Valve Lift = 0,4142	0,4665	0,5132	0,5379	0,5669 0,5960
Exhaust Valve Lift = 0,4044	0,4396	0,4836	0,5088	0,5406 0,5725

IntOpen= 10,50 IntClose= 44,50 ExhOpen= 44,50 ExhClose= 10,50  
Intake Duration @ .050 = 235,00 Exhaust Duration @ .050 = 235,00  
Intake CenterLine = 107,00 Exhaust CenterLine = 107,00  
Compression Duration= 135,50 Power Duration = 135,50  
OverLap Duration = 21,00 Lobe Separation Angle (LSA)= 107,00  
Camshaft St Interval= 180 deg.

**Nokka-akselin toimivuus eri pyörintänopeuksilla**

```
-- Operating RPM Ranges of various Components --
Best estimate RPM operating range from all Components = 3377 to 5377
Intake Flow CFM @28inches RPM Range from Flow CFM only = 3348 to 5348
Intake and Exhaust Systems operating RPM Range = 3219 to 5219
Intake and Exhaust Time-Area operating RPM Range = 2581 to 4581
Camshaft's Intake and Exhaust Lobes operating RPM range = 3401 to 5401
Intake Valve Curtain Time-Area at 0,472 Lift RPM Range = 3362 to 5362
Exhaust Valve Curtain Time-Area at 0,433 Lift RPM Range = 3220 to 5220
```

KUVA 11. Tavoiteltavat arvot moottorin mitoituksessa

Myös nokka-akseli pyrittiin mitoittamaan vastaamaan haluttuja moottorin käyttökiertoja. Tämä tarkoittaa profiilin muodostumista melko miedoksi niin noston kuin aukioloasteidenkin osalta. Pipemax myös antaa oman suosituksensa nokka-akselin nostosta sekä arvioi sylinterikannen sekä imu- ja pakokanavien toimivuutta eri pyörintänopeuksilla. Nokka-akseli mitoitetttiin siten, että se toimisi parhaiten välillä 3300-5300 rpm. Nokan asteiksi valittiin imupuolella 240° ja pakopuolella 235° millistä

milliin mitattuna. Mittaustapa tarkoittaa asteiden mittaamisen aloittamista siitä, kun venttiili on todellisuudessa millin auki ja lopettamista siihen, että venttiili on vielä millin auki ennen sulkeutumistaan. Tässä mittaamenetelmässä huomioidaan myös venttiiliväläykset sekä oikea paininkupin halkaisija. Imupuolen nostoksi valittiin 12 mm ja pakopuolelle 11,5 mm. Nokkien väliseksi kulmaksi valittiin puolestaan 107°, jotta verrattain pienien aukioloasteiden kanssa saataisiin hieman enemmän overlapiä eli huuhtelua, joka pienentää hieman sylinteripainetta staattisen puristussuhteen ollessa korkea. Kyseisellä nokka-akselilla saavutettiin dynaamisen puristussuhteen laskennalliseksi arvoksi 10.6, joka olisi bensiinimoottorille jo liikaa, mutta toimii oletettavasti vielä etanolin kanssa hyvin.

#### 4.1 Imukanava, -sarja ja pakosarja

Moottorin imukanavan kokoa päätettiin arvioida myös Pipemaxin avulla. Halutut käyttökierrosalueet huomioiden imukanavan poikkipinta-alan tulisi olla keskimäärin noin  $9,2 \text{ cm}^2$ . Pienempi imukanava auttaa ylläpitämään riittävää virtausnopeutta myös alhaisemmilla moottorin pyörintänopeuksilla. Poikkipinta-alan perusteella saadaan kanavan keskimääräiseksi halkaisijaksi laskettua 34,2 mm.

Imusarja päätettiin mitoittaa toimimaan parhaiten moottorin huipputehon alueella, eli pyörintänopeudella 5300 rpm. Paineaaltohtamisen kerta-aalloksi valittiin kolmas aalto, sillä se on ensimmäinen kerta-aalto, jonka puitteissa imusarja saadaan vielä jotenkin mahtumaan auton moottoritilaan. Sijoittamalla pyörintänopeus kuvassa 1 esiintyvään kaavaan saadaan kaava muotoon,

$$\frac{246000 \text{ rpm}}{5300 \text{ rpm}}$$

josta lopputulokseksi saadaan 464 mm. Pipemax ohjelma puolestaan antaa kolmannelle kertaluvulle pituudeksi 393 mm. Työssä päätettiin luottaa enemmän Pipemaxin laskemaan pituuteen, kuin yksinkertaiseen jakolaskuun, sillä ohjelmaan on syötetty enemmän tietoja moottorista. Kun pituus oli tiedossa, aloitettiin imusarjan osien valitseminen. Volvo 530:n kannen imukanavan pituus on noin 110 mm, käytettävän imusarjan pituus 112 mm sekä läppärungon pituus 117 mm. Yhteenlaskettuna

imukanaviston pituudeksi muodostuu siis 339 mm, joten läppärunkoihin kiinnitettävien imusuppiloiden tulisi olla pituudeltaan noin 54 mm halutun kokonaispituuden saavuttamiseksi. Tällaisella imusarjan pituudella myös neljäs kerta-aalto pystytään hyödyntämään hieman yli 4000 rpm kierrosluvulla, vaikkakaan se ei ole vaikutukseltaan yhtä tehokas.

Pakosarja päätettiin myös mitoittaa Pipemax-ohjelmiston suositusten mukaisesti. Pakosarjaksi valittiin 4-2-1-tyyppinen sarja, jonka ensiöputket ovat halkaisijaltaan 35 mm ja toisioputket 38,5 mm. Putkien pituudeksi määritettiin niin ensiö- kuin toisioputkillekin noin 400 mm, jolloin pakosarjan pituus on kokonaisuudessaan noin 800 mm. Kollektoriksi valittiin megafonin mallinen kartiolieriö, joka kasvaa alkuhalkaisijasta 72 mm halkaisijaan 88 mm matkalla 488 mm ja supistuu sitten nopeasti. Tällöin kollektorin alkuosan pituudeksi muodostuu 2,1 litraa, johon lisätään vielä putkikoon supistumisesta aiheutuva tilavuus noin 0,2 litraa. Kollektorin lopullinen tilavuus on siis hyvin lähellä moottorin tilavuutta.

## 5 MOOTTORIN MUUTOSTYÖT

### 5.1 Palotila

Sylinterikannen muutostyöt aloitetaan palotilasta. Palotilaa täytehitsattiin, minkä jälkeen se muotoiltiin vastamaan mahdollisimman hyvin kuvassa 5 esitettyä palotilan seinämää. Muutoksilla tavoiteltiin parempaa imupuolen virtausta sekä korkeampaa puristussuhdetta. Palotilan hitsauksessa materiaalia ei pystytty lisäämään niin lähelle seetirengasta kuin olisi tarpeen seetirenkaaseen kohdistuvan suuren lämpökuorman vuoksi. Tämän takia palotilan reuna jouduttiin jättämään kauemmas venttiililautasesta, jolloin palotilan seinä nousee jyrkästi, eikä seinän etäisyys venttiiliin muutu noston funktiona (kuva 12).

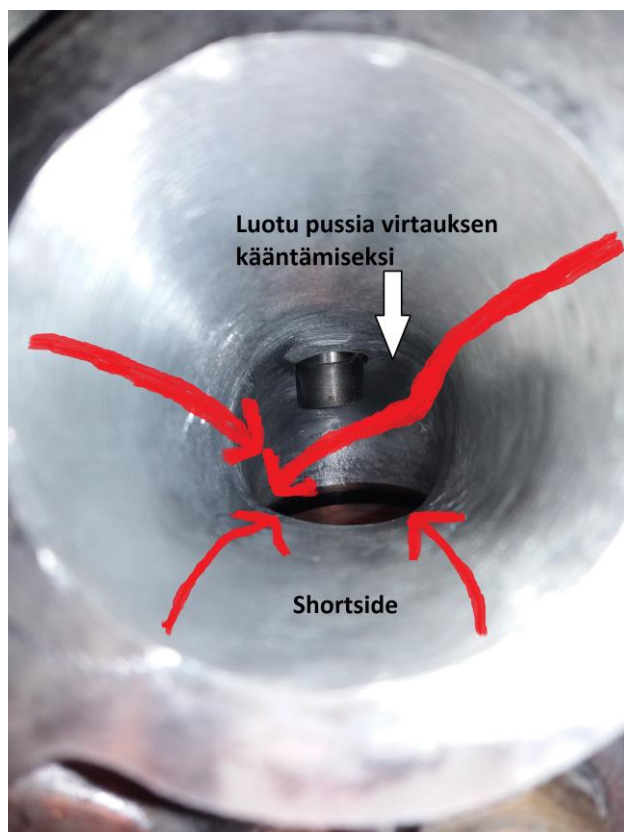


KUVA 12. Palotilan karkea muoto

Palotilan muokkausta imuventtiilin vierestä rajoitti puolestaan sylinterin halkaisija. Vaikka moottori oli vaihdettu suuremmalla porauksella olevaan 2,3 litraiseen, ei palotilan seinämää pystytty siirtämään riittävän kauas imuventtiilistä virtauksen edistämiseksi tällä alueella.

## 5.2 Imukanava

Imukanavan muokkauksessa ei tavoiteltu mahdollisimman paljon virtavaaa sylinterikantta, vaan kanavia muokattiin sellaiseen suuntaan, että ne toimisivat hyvin myös matalilla moottorin pyörintänopeuksilla. Kanavan ja palotilan muotoilulla pyrittiin edistämään mahdollisimman hyvin ilman pyörteilyä kanavassa ja palotilassa. Imukanavaa päätettiin muokata lähinnä vain virtaukselle kriittisistä kohdista eli kuvassa 3 esitetyistä paikoista. Huomiota kiinnitettiin kanavan kohtaan, jossa virtaus ohittaa venttiilinohjaimen ja alkaa taittua kohti imuventtiiliä sekä kohtaan, jossa virtaus ohittaa venttiililautasen ja laajentuu palotilaan. Virtausta pyrittiin myös kääntämään kohti palotilan keskustaa poistamalla materiaalia ainoastaan oikealta puolelta venttiilinohjainta sekä ohjaamalla virtausta venttiilinohjaimen jälkeen rakentamalla ikään kuin pussia kanavan yläosaan (kuva 13). Myös venttiilin ohjaimet sorvattiin ohuemmiksi kanavaan tulevalta osuudelta virtausvastuksen pienentämiseksi. Tällainen imukanavan muotoilu edistää ilman pyörteisyyttä sekä ohjaa ilmaa palotilassa sellaiselle puolelle, jossa on paremmin tilaa täyttyä, eli kohti sylinterin keskustaa. Nämä kanavan muutokset eivät näy yhtä tehokkaasti virtauspenkissä kuin moottorin oikeasti käydessä virtauspenkin pienestä 10 tuuman testauspaineesta johtuen.



KUVA 13. Imukanavan muutostyöt ja virtauksen toivottu kulkusuunta

Kanavaa ei siis muokattu suoralta osuudeltaan, mutta sitä muokattiin melko paljonkin venttiilinohjaimen sivuilta sekä kohdasta jossa virtaus kääntyy kohti imuventtiiliä. Vakiokanava, jossa virtaus kulkee melko tasaisesti kummaltakin puolelta venttiilinohjainta, on esitetty kuvassa 14.



KUVA 14. Volvo 530:n vakio imukanava

Virtauspenkissä tutkittaessa huomattiin virtausnopeusmittaria (kuva 15) apuna käyttäen, että virtaus pyrkii kuitenkin pääosin kulkemaan kanavan alaosaa, eli niin sanottua shortsidea pitkin. Ero oli merkittävä, sillä shortsiden puolella 10 tuuman mittauspaineella huomattiin virtausnopeuden olevan parhaimmillaan  $80 \text{ m/s}$ , kun taas kanavan yläosassa se oli vain noin  $55 \text{ m/s}$ . Tämä johtuu pääosin Volvon 530 sylinterikannen imukanavan muodosta sen taittuessa hyvin nopeasti kohti venttiiliä. Tavoitteena oli saavuttaa tasainen virtaus joka puolelta kanavaa, mutta jo tässäkin kohtaa riittävän virtausmäärän vuoksi kanavaa ei muokattu enempää. Parempia tuloksia tasaisen virtauksen kannalta olisi saavutettu kanavalla, joka taittuisi suuremmalla säteellä kohti imuventtiiliä.





KUVA 15. Virtausnopeusmittari

### 5.3 Venttiilit, ohjaimet ja seetirenkaat

Sylinterikannen 44 mm imuventtiilit korvattiin muokatuilla 46 mm rosteriventtiileillä parempien virtausominaisuuksien takia. Venttiilit muotoiltiin siten, että ne auttavat omalta osaltaan sylinterin täytöstä sekä ehkäisevät pakokaasujen takaisinvirtausta imukanavaan. Venttiilien lopullista muotoilua ei kuitenkaan esitetä tässä opinnäytetyössä. Pakoventtiileiden osalta päädyttiin vain hiomaan tiivistepinta vanhoihin 35 mm venttiileihin.

Imupuolelle vaihdettiin uudet päästä kartioiksi sorvatut venttiilinohjaimet, mutta varmuuden vuoksi kaikkiin ohjaimiin asennettiin K-line-pronssiholkit. Holkkien avulla saatiin poistettua turhia välyksiä venttiilinvarren ja ohjaimen väliltä. Pronssi sitoo itseensä enemmän öljyä kuin tavallinen ohjain, joten myös voitelua saatiin parannettua.

Seetirenkaat koneistettiin sopiviksi uusille 46 mm imuventtiileillä käyttämällä säteistä koneistusterää. R-seetit mirattiin vanhoihin seetirenkaisiin vanhojen 44 mm



imuventtiileiden tilalle jonka jälkeen kanavan ja seetirengaan liitoskohta pyöristettiin vielä jouheaksi (kuva 16).



KUVA 16. Koneistettu seetirengas ja käytetty R-terä

Pakopuolella käytettiin tavanomaisempaa koneistusterää ja keskityttiin vain saamaan tiivistepinta mahdollisimman hyväksi. Venttiileiden tiiveys tarkastettiin vielä alipaineen avulla ja koneistustyö todettiin onnistuneeksi (kuva 17).



KUVA 17. Alipainemittari

## 5.4 Puristussuhde

Moottorin staattisen puristussuhteen arvoksi määritetty 12 ei toteutunut suoraan täyttöhitsauksen jälkeen, koska palotilasta poistettiin hieman materiaalia myös paikoista, joissa sitä oli alunperinkin ollut. Materiaalin poistolla tavoiteltiin parempia virtausominaisuuksia. Kannen tasopinnasta jouduttiin siis koneistamaan materiaalia pois halutun puristussuhteen saavuttamiseksi. Palotilan tilavuutta mitattiin koneistuskertojen välissä läpinäkyvän pleksin ja lääkeruiskun avulla. Kun kannesta oli koneistettu noin 1,5 mm materiaalia pois, saavutettiin tilavuuden arvo 44 cc. Puristussuhde määritettiin tämän arvon perusteella kaavan 2 mukaisesti.

$$e = \frac{V_i + (V_p + V_k)}{(V_p + V_k)} \quad (2)$$

Kaavassa 2  $e$  on puristussuhteen arvo,  $V_i$  sylinterin tilavuus,  $V_p$  palotilan tilavuus ja  $V_k$  kannentiivisteestä aiheutuva tilavuus. Sijoittamalla kaavaan tiedetyt arvot saadaan kaava muotoon

$$e = \frac{579.06cc + (44cc + 9.51cc)}{(44cc + 9.51cc)},$$

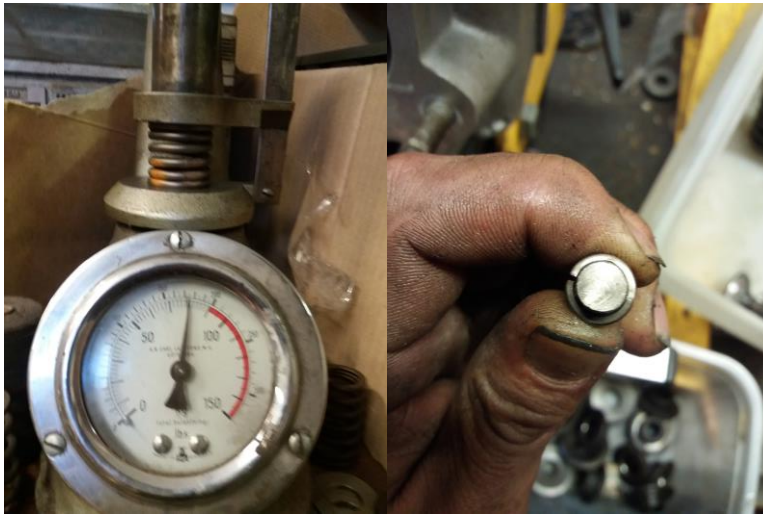
josta puristussuhteen arvoksi saadaan 11,8.

## 5.5 Sylinterikannen kokoaminen ja asennus moottoriin

Ennen sylinterikannen kokoamista säädettiin vielä venttiilivällykset imupuolelle 0,35 mm ja pakupuolelle 0,40 mm. Säädessä käytettiin lähtökohtaisesti säätöpaloja, mutta lopullinen hienosäätö jouduttiin useamman venttiilin kohdalla tekemään siten, että vällys asetettiin säätöpalan kanssa hieman pieneksi ja lopullinen säätö tehtiin lyhentämällä venttiiliä hiomakoneella.

Kun kaikki muutostyöt oli tehty, sylinterikansi koottiin jäykemmällä venttiilijousilla. Jäykemmät jouset vaihdettiin siksi, että moottoria voisi huolelta kierrättää niin korkealle kuin se vain jaksaa toimia. Myös uusi nokka-akselin profiili ja muuttuneet imuventtiilit

vaativat todennäköisesti hieman enemmän jousipainetta, etteivät venttiilit jäisi kellumaan. Venttiilikiilat hiottiin siten, etteivät ne pohjaa toisiaan vasten asennettaessa, vaan puristuvat tiukasti venttiilinvartta vasten. Tämä estää venttiilin kiilaurien hakkautumista jos moottoria kierrätetään paljon, mutta se estää myös venttiilin pyörimistä. Kuvasta 18 ilmenee venttiilikiilojen asettuminen venttiilivarteen sekä venttiilijousien jousipaineiden mittaaminen.



KUVA 18. Jousipaineiden mittaaminen ja venttiilikiilojen välyksen tarkastus.

Sylinterikansi asennettiin moottoriin ja siihen kiinnitettiin kaikki tarvittavat oheiskomponentit. Imusarjan sovituksessa ilmeni ongelmia, sillä täysimittaisena imusarja otti kiinni ajoneuvon jarrutehostajaan. Vaikka ajoneuvoon vaihdettiin halkaisijaltaan pienempi farmarivolvon jarrutehostaja, ei haluttu 5,4 senttimetrin imutorven pituus toteutunut. Läppärungon 42 mm halkaisijan ja lyhyen imutorven mitan takia, ei kaupallista tuotetta löytynyt, joten noin 2 cm pituinen imutorvi päätettiin valmistaa itse putkesta prässin ja 7° kartiotuurnan avulla (kuva 19).



KUVA 19. Valmistettu imutorvi ja muut osat asennettuna ajoneuvoon.

## 6 MITTAUKSIEN SUORITTAMINEN

Kaikki työssä suoritettavat tehonmittaukset mitattiin W-Dynon-tehdynamometrillä Parolassa. Kyseinen paikka valittiin tarkan tehdynamometrin sekä ammattitaitoisen säätäjän takia. Paikan omistajalla on vuosien kokemus Tunerstudio ohjelmalla säätämisestä, joten työssä voitiin luottaa, että kaikki mahdolliset säädöt niin tehoa kuin polttoaineenkulutustakin ajatellen tehtiin mahdollisimman hyvin. Paikan tehdynamometri myös huomioi vallitsevat olosuhteet tehoa laskettaessa ja pystyy suorittamaan virallisen tehonmittauksen. Näin ollen työssä voidaan olettaa, että mittaukset ovat vertailukelpoisia keskenään mittausajankohdasta huolimatta.

Tehonmittauksia suoritetaan työssä kaksi kertaa. Ensimmäinen mittaus tapahtuu moottorinohjainlaitteen asennuksen jälkeen 98E5-polttoaineella ja toinen sylinterikannen muutostyön jälkeen E85-polttoaineella.

Tehonmittauskertojen välissä seurataan polttoaineenkulutusta väliaikaisesti autoon asennetun polttoainesäiliön avulla. Polttoaineenkulutus lasketaan auton matkamittarin näyttämän ja kuluneen polttoaineen perusteella yksinkertaisesti kaavan 3 mukaisesti.

$$\frac{V_{kok}}{s_{kok}} \cdot 100km \quad (3)$$

Kaavassa 3  $V_{kok}$  on kuluneen polttoaineen määrä litroina ja  $s_{kok}$  ajettu matka kilometreinä. Kun tulos kerrotaan vielä  $100 km$ :llä saadaan tulokseksi suoraan  $l/100km$ . Mittaustapa ei ole kovin tarkka, sillä nopeusmittarin vääristämä sekä tankista kuluneen polttoaineen mittavirhe vaikuttavat suoraan mittaustulokseen. Tuloksista saadaan kuitenkin kyseisellä menetelmällä vertailukelpoisia, kun kaikki mittaukset suoritetaan samalla rengaskoolla sekä samalla mittausmenetelmällä.

Sylinterikannen virtausmittaukset suoritettiin Superflow 110-virtauspenkillä ja 10 tuuman testipaineella. Virtausmittaukset suoritettiin vain imupuolelle ja mittauksissa pidettiin koko lopullinen imukanavisto kiinni, jotta tulokset olisivat mahdollisimman lähellä totuutta (kuva 20). Imukanavistoon kuuluu sylinterikannen imukanava, imusarja, läppärunko sekä imutorvi.



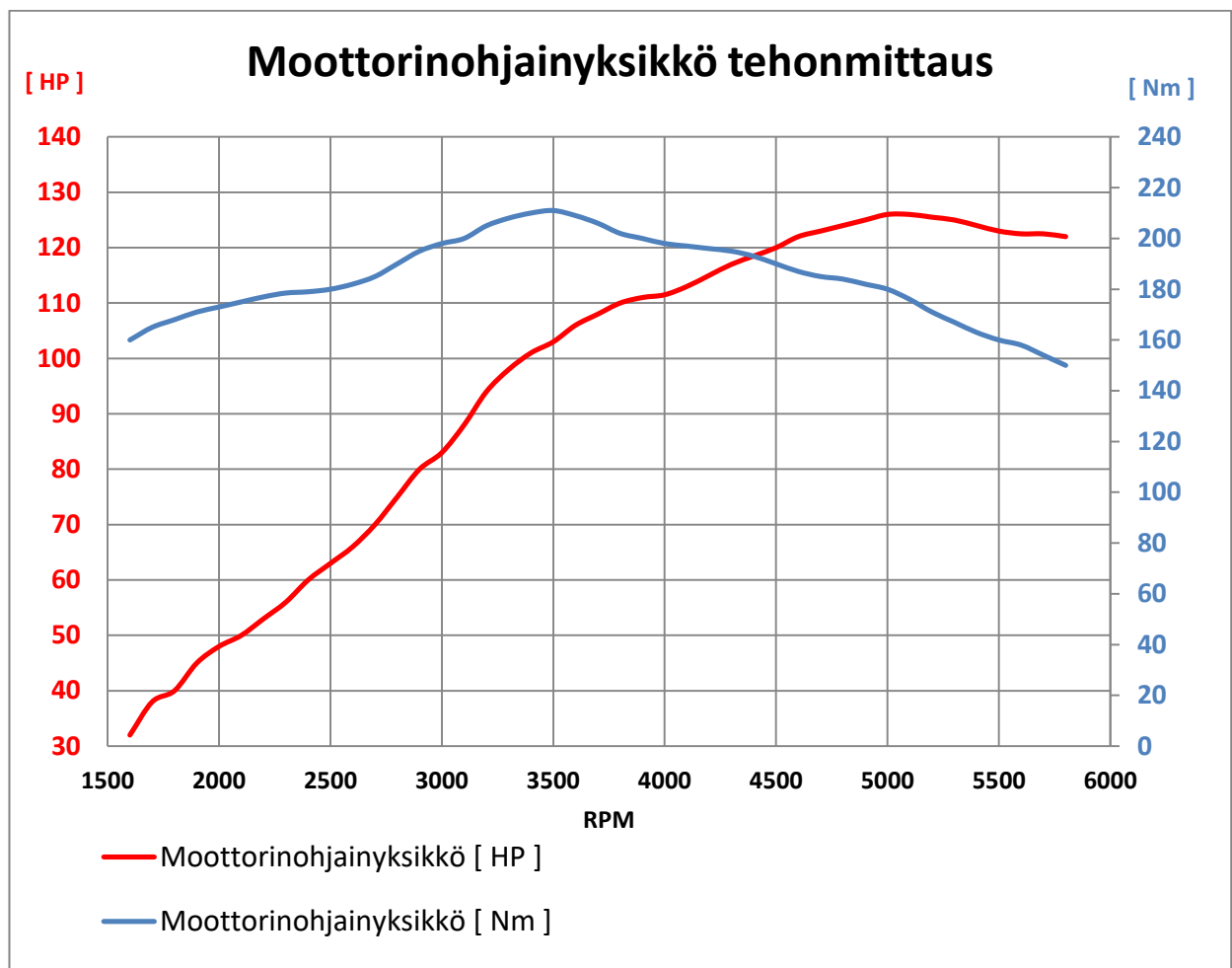
KUVA 20. Sylinterikansi imusarjoineen kiinnitettynä virtauspenkkiin

## 7 MITTAUSTULOKSET

### 7.1 Mittaustulokset ennen sylinterikannen muutostöitä

Alunperin ajoneuvossa olleeseen 2 litraiseen moottoriin ei suoritettu ollenkaan tehonmittausta, mutta tehtaan antamat arvot kyseiselle moottorille ovat 103 Hp ja 155 Nm. Moottorin kulutusta mitattiin ennen työn aloittamista ja sen todettiin olevan noin  $9,5 \text{ l}/100\text{km}$ .

Pelkän moottorinohjainlaitteen asennuksen ja säätämisen jälkeen 2,3 litraisesta moottorista mitattiin tehoa 126Hp @5044 rpm ja vääntöä 211 Nm @3480 rpm. Teho ja vääntökäyrät on esitetty kuvaajassa 1 sekä liitteessä 1.



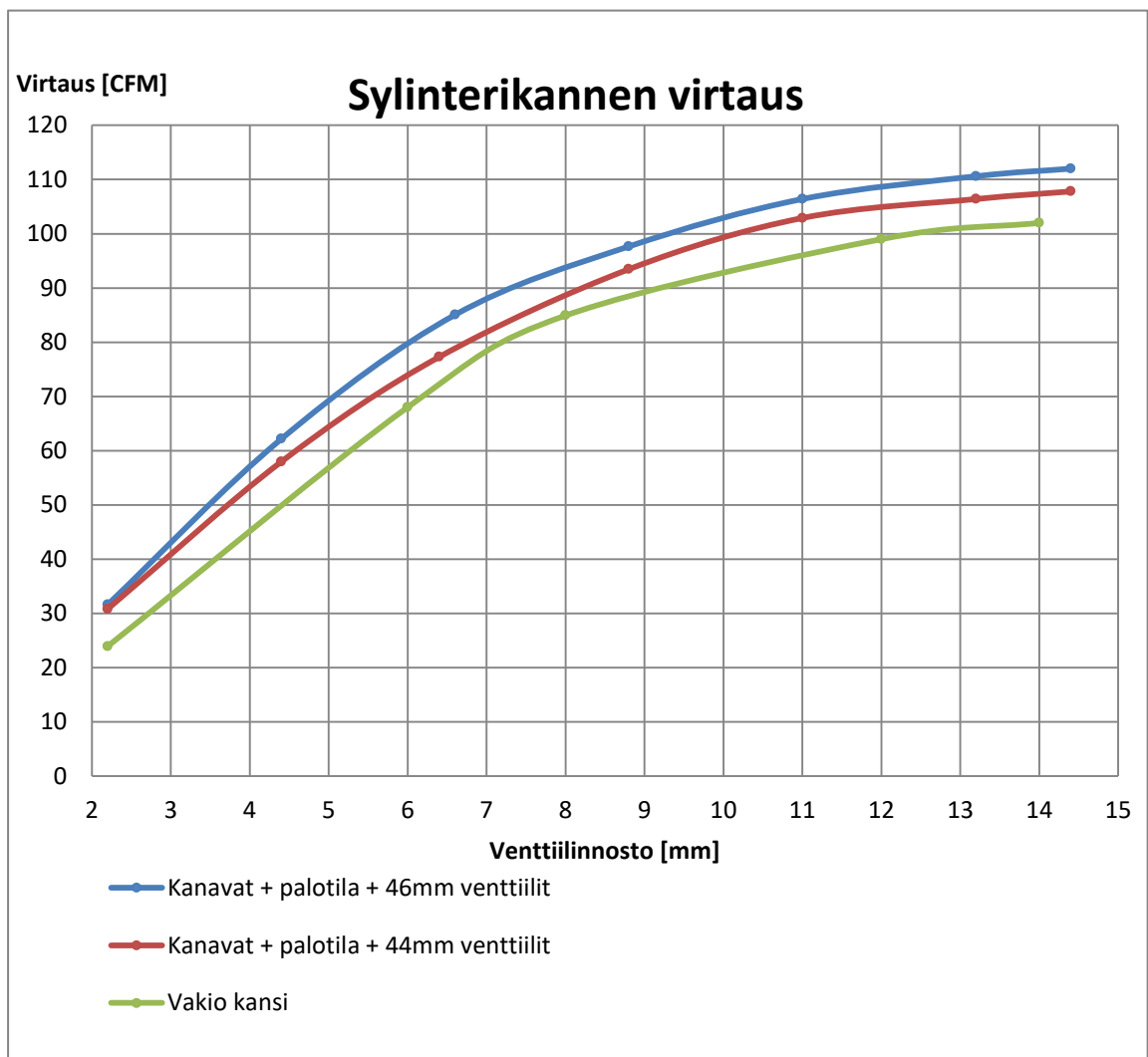
KUVAAJA 1. Teho- ja vääntökäyrät moottorinohjaimen asennuksen jälkeen



Kyseisellä kokoonpanolla mitattiin polttoaineenkulutusta noin 4 viikon ja 2000 kilometrin ajan työmatka-ajossa. Ajo koostui enimmäkseen matka-ajosta, jonka nopeutena oli suurimman osan ajasta noin  $80 \text{ km/h}$ . Keskikulutukseksi muodostui tällä ajanjaksolla  $8,6 \text{ l}/100\text{km}$  98E5-polttoaineella mitattuna.

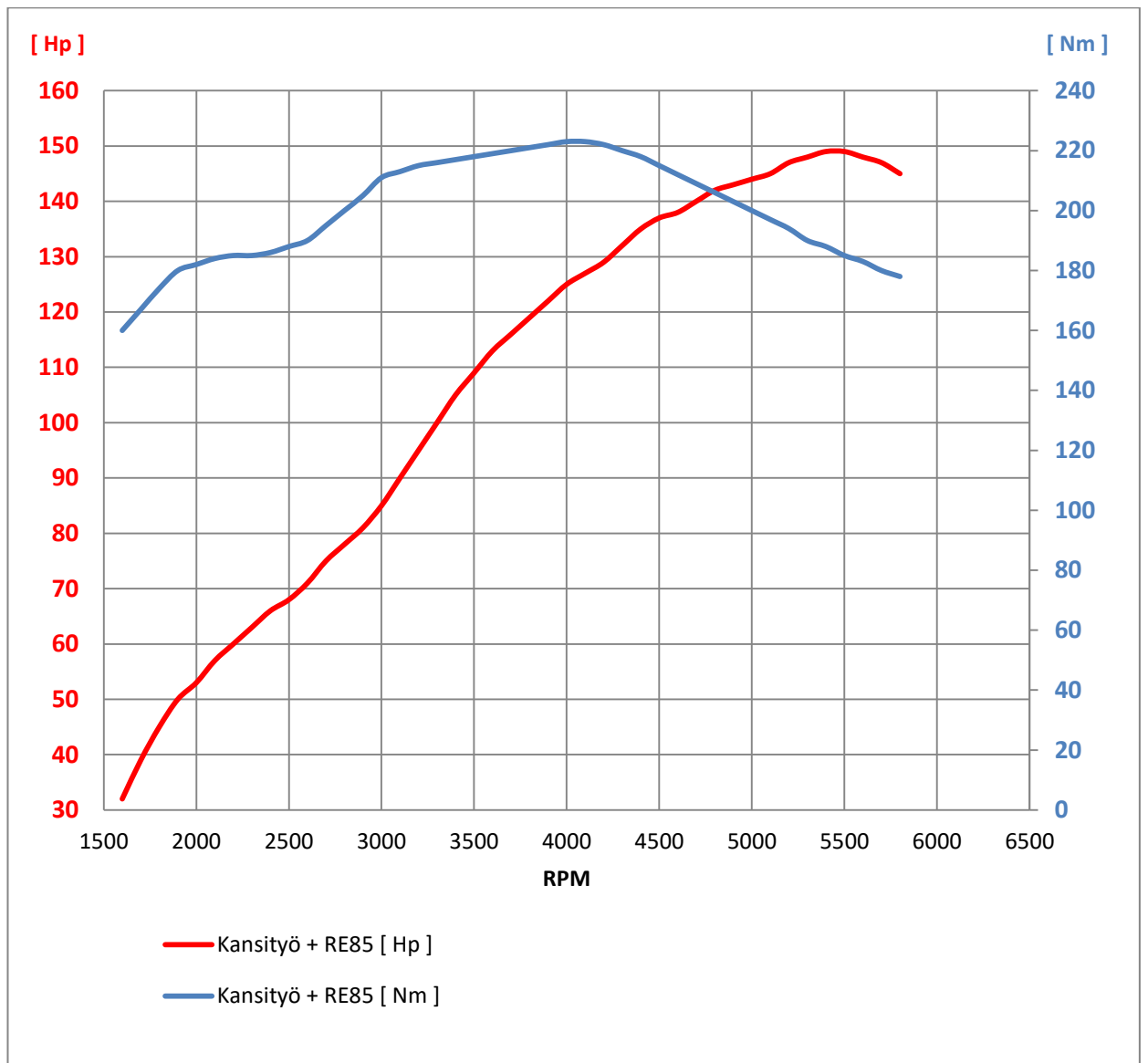
## 7.2 Virtauksen, tehon ja kulutuksen mittaukset

Sylinterikannen virtausta mitattiin ensin vakiokanavalla. Tämän jälkeen mittaus suoritettiin palotilan ja imukanavan muutoksien jälkeen. Lopuksi virtausta mitattiin vielä 46 mm muotoilluilla imuventtiileillä seetityön jälkeen. Virtausmittauksien tulokset on esitetty kuvaajassa 2.



KUVAAJA 2. Sylinterikannen virtaus venttiilinnoston funktiona

Kansityön jälkeen polttoaineeksi vaihdettiin E85-etanolipolttoaine, sillä bensiinin ei uskottu kestävän korkeaa puristussuhdetta nakuttamatta. Muutoksien jälkeen moottorista mitattiin tehoa 149Hp @5468 rpm ja vääntöä 223,5Nm @4079 rpm. Moottorista mitattu teho- ja vääntökäyrä on esitetty kuvaajassa 3 sekä liitteessä 2.

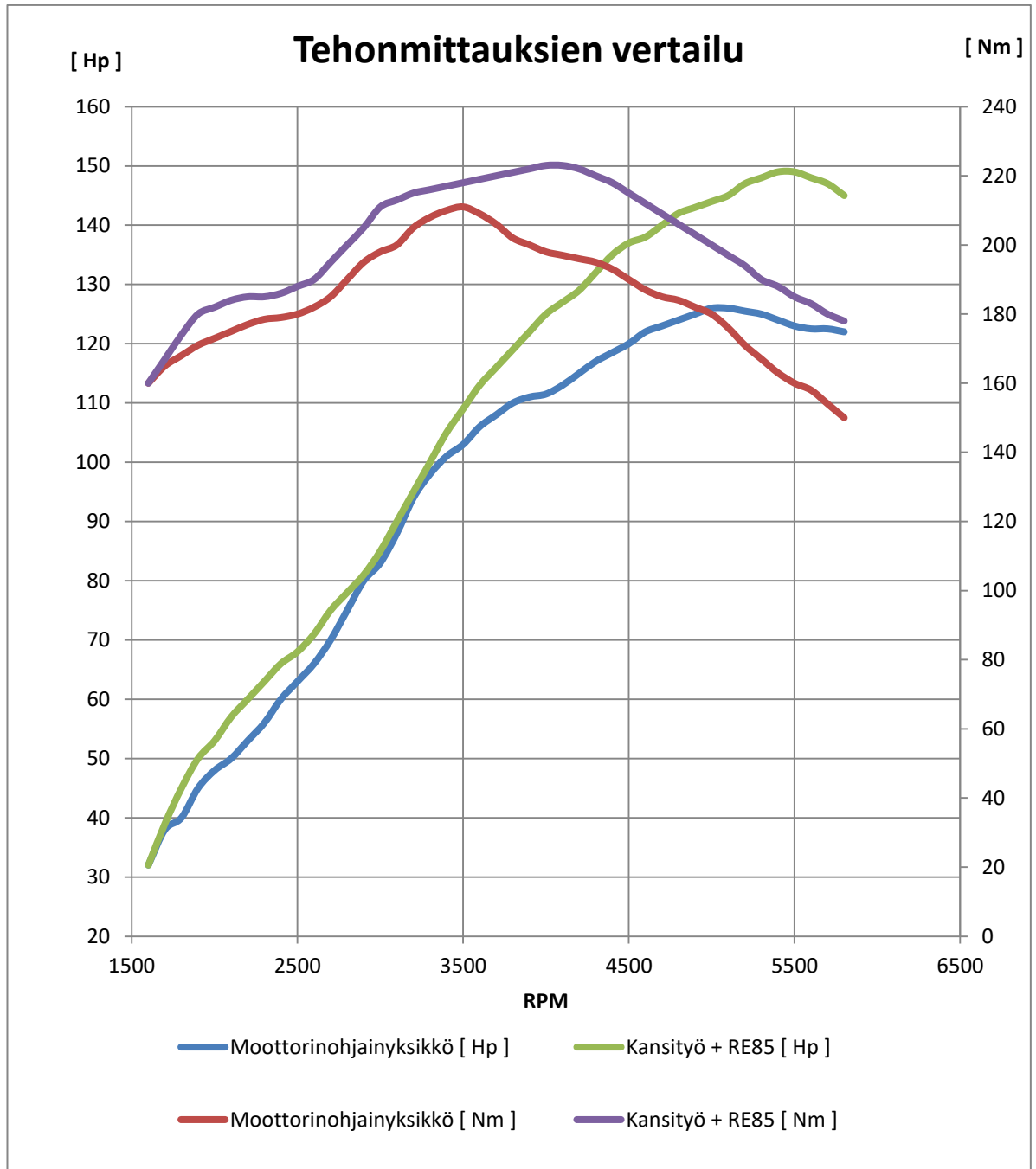


KUVAAJA 3. Lopullinen moottorin teho- ja vääntökäyrä

Polttoaineen kulutusta mitattiin matka-ajossa noin  $80 \text{ km/h}$  nopeudella. Kulutukseksi muodostui noin  $11 \text{ l}/100\text{km}$  E85-polttoaineella mitattuna.



Teho ja vääntökäyristä muodostettiin vielä yksi yhteinen kuvaaja mitattujen erojen tulkitsemisen helpottamiseksi, joka on esitetty kuvaajassa 4 sekä liitteessä 3.



KUVAAJA 4. Tehonmittauksien vertailu

## 8 POHDINTA

Moottoriin tehdyt muutokset pystyttiin todentamaan melko luotettavasti virtauspenkin ja tehodynamometrin avulla. Kunkin erillisen muutoksen vaikutusta on kuitenkin vaikea lähteä arvioimaan, sillä moottori on aina kokonaisuus, jonka eri osien tulee toimia hyvin yhdessä. Kunkin muutoksen tutkimiseksi olisi ollut tarpeellista suorittaa teho- ja kulutusmittaus aina muutoksia tehtäessä. Työlle asetettuihin tavoitteisiin päästiin kuitenkin hyvin, sillä sylinterikannen virtausta onnistuttiin parantamaan, etanolipolttoaineen käyttöä testaamaan sekä moottoritehoa ja vääntöä kasvattamaan. Saadut tulokset olivat hyvin samankaltaisia kuin etukäteen oletettiin.

Kaasutinmoottorista siirtyminen ruiskulla varustettuun suurempaan moottoriin laski polttoaineenkulutusta merkittävästi, lähes yhden litran moottorin iskutilavuuden kasvusta huolimatta. Nykyisillä polttoainehinnoilla säästöä kertyi jokaista sataa kilometriä kohden noin 1,46 €. 98E5-polttoaineesta siirtyminen E85-polttoaineeseen puolestaan kasvatti polttoaineenkulutusta noin  $2.5 \text{ l}/100\text{km}$ , mutta suuren hintaeron vuoksi etanolilla ajaminen tulee silti noin 3 € halvemmaksi jokaista sataa kilometriä kohden. Tulos ei ole kuitenkaan aivan yksiselitteinen, sillä etanolia käytettäessä on huomioitava tiheytyneestä huoltovälistä aiheutuvat kustannukset. Etanolia käytettäessä on esimerkiksi moottoriöljyjä sekä sytytystulppia vaihdettava useammin. Myös moottoriin tehdyt muutokset vaikuttavat varmasti polttoaineen kulutukseen. Etanolipolttoainetta käytettäessä syntyy vähemmän ympäristölle haitallisia päästöjä. Polttoaine voidaan myös valmistaa esimerkiksi elintarviketeollisuuden biojätteestä hyvin ympäristöystävällisen prosessin avulla. Polttoaineen käyttöä laajemmin ajatellen ei ajoneuvossa huomattu minkäänlaista eroa etanolin ja bensiinin välillä hajua lukuun ottamatta. Ajoneuvolle ei tosin vielä jouduttu tekemään käynnistyksiä erityisen kylmissä olosuhteissa, joissa käynnistysongelmia voi herkemmin ilmaantua. Tätäkin ongelmaa on pyritty jo korjaamaan polttoainevalmistajien toimesta pienentämällä E85-polttoaineen etanolisisällön osuutta talvella.

Moottorista tuli lopulta erittäin miellyttävä ajaa laajan käyttöalueen vuoksi. Vääntöä on tarjolla huomattavasti paremmin jo matalilla moottorin pyörintänopeuksilla sekä myös huipputeho kasvoi. Huippuväännön ollessa 223,5 nm se vastaa melkein 100 newtonmetriä yhtä iskutilavuuslitraa kohden. Tätä voidaan pitää kelvollisena tuloksena

vapaasti hengittävälle moottorille, jonka sylinterikansi on toteutettu kaksiventtiilirakenteella. Huipputehon kierrosluku nousi hieman korkeammalle kuin oli alunperin suunniteltu, mutta ero oli vain noin 150rpm, joten myös mitoitusta voidaan pitää onnistuneena. Ajanpuutteen vuoksi pakosarja ja kollektorimuutokset jäivät toteuttamatta ja niillä olisikin varmasti saatu merkittävästi lisää vääntöä sekä tehoa. Nämä muutokset tullaan kuitenkin vielä toteuttamaan jossain vaiheessa, minkä jälkeen niiden vaikutuksia aiotaan vielä tutkia tehodynamometrin avulla.

## LÄHTEET

Bell, A. 1998. Four-stroke performance tuning. Sparkford: Haynes Publishing

Brunt, M. 1980. The effect of combustion chamber design on the combustion rate in an S.I. engine. Loughborough University. A doctoral thesis.

Cline, A. 2000. Engine Basics: Detonation and Pre-Ignition. Luettu 17.1.2017.  
<http://www.contactmagazine.com/Issue54/EngineBasics.html>

Grumpys Performance. 2010. Tumble and swirl, quench & squish. Luettu 1.5.2017.  
<http://garage.grumpysperformance.com/index.php?threads/tumble-and-swirl-quench-squish>.

Lehtonen, A. 2008. 98E5-bensiinistä E85-etanolipolttoaineeseen siirryttäessä huomioitavia asioita. Luettu 6.4.2017. [http://www.motec.fi/tuotetuki\\_ohjeet.php](http://www.motec.fi/tuotetuki_ohjeet.php)

Neste. 2015. Bensiiniopas. Espoo: Neste Oyj. Luettu 4.5.2017.  
[https://www.neste.com/sites/default/files/attachments/bensiiniopas\\_2015.pdf](https://www.neste.com/sites/default/files/attachments/bensiiniopas_2015.pdf)

Performance Trends Inc. Burn Rate. Luettu 7.5.2017.  
<http://performancetrends.com/Definitions/Burn-Rate.htm>

SF-110/120 Flowbench operator's manual. 2005.

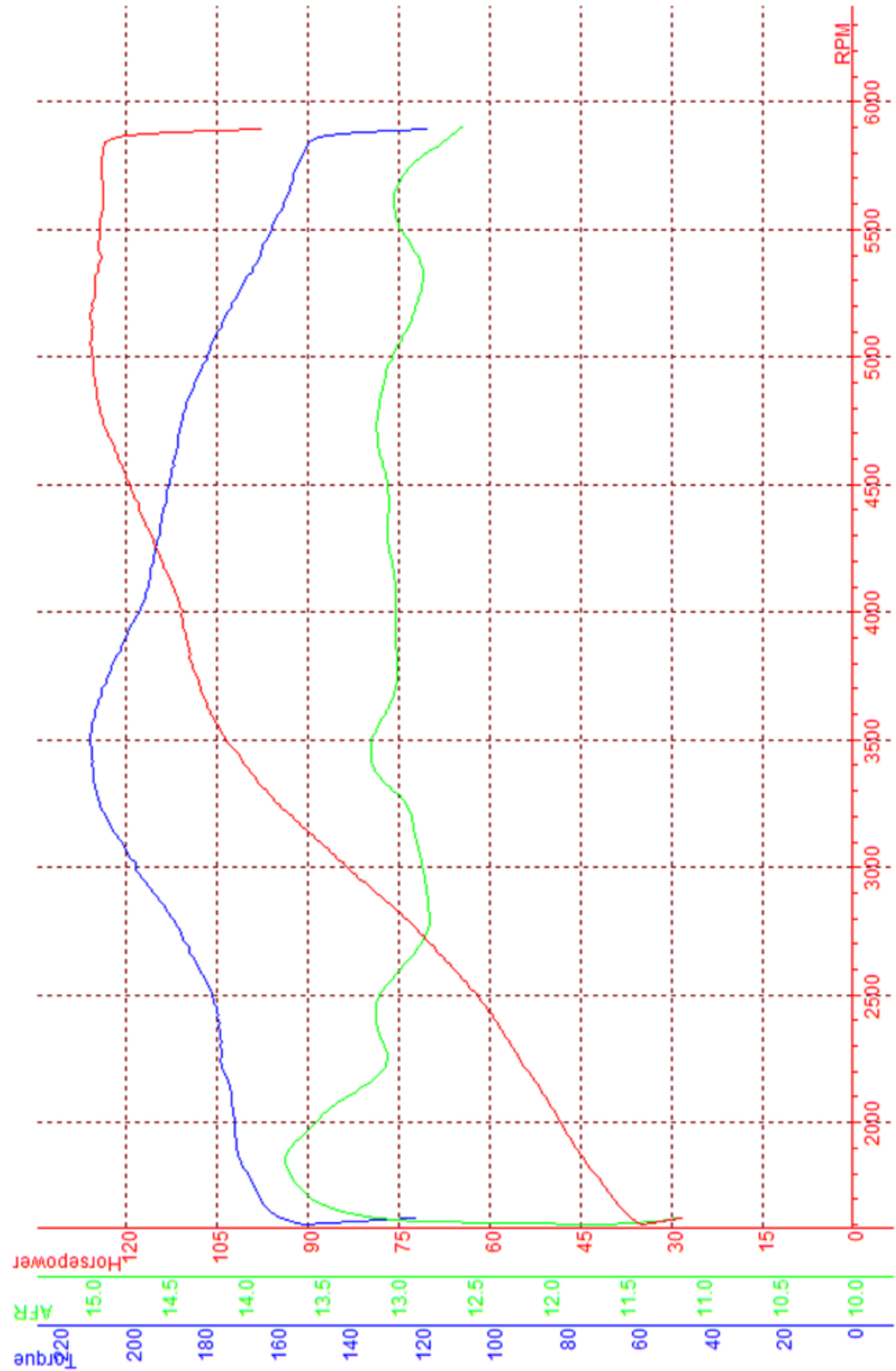
# LIITTEET

Liite 1. Tehonmittaus moottorinohjainyksikkö

SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: W/DYNO  
 ROLLER INERTIA: 19,6

Displacement Correction  
 Correction Factor: SAE J1349 (298 K)  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	HP/rpm	N*M/rpm	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (m bar)	Correction F	Comments	Date/Time
VOLVO043OK	126.0 / 5044	211.1 / 3480	180.0	17.4	26.2	979.0	actor 1.004		22.2.2017 19:40:13



Liite 2. Tehonmittaus kansityö + RE85

SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: W/DYNO  
 ROLLER INERTIA: 19,6

Displacement Correction  
 Correction Factor: SAE J1349 (298 K)  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	HP/rpm	N*M/rpm	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (m bar)	Correction Factor	Comments	Date/Time
VULVA0390KK	149.0 / 5468	223.5 / 4079	179.5	20.8	27.3	999.2	0.989		26.4.2017 19:17:30



Liite 3. Molemmat tehonmittaukset

SPORTDYNO V3.7  
 DYNAMOMETER: W DYNO  
 ROLLER INERTIA: 19,6  
 Displacement Correction  
 Correction Factor: SAE J1349 (298 K)  
 NOTE: Load Cell Included.

Name	HP/rpm	N*M/rpm	KMH	Temp. (°C)	Humidity (%)	Pressure (mbar)	Correction Factor	Comments	Date/Time
VULVA039OKK	149.0 / 5468	223.5 / 4079	179.5	20.8	27.3	999.2	0.989		26.4.2017 19:17:30
VOLVO043OK	126.0 / 5044	211.1 / 3480	180.0	17.4	26.2	979.0	1.004		22.2.2017 19:40:13

