

Emil Niemi

# Sylinterikansien virtausominaisuuksien vertailu

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Auto- ja kuljetustekniikka

Insinöörityö

4.11.2016

Tekijä Otsikko	Emil Niemi Sylinterikansien virtausominaisuuksien vertailu
Sivumäärä Aika	33 sivua + 2 liitettä 4.11.2016
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Auto- ja kuljetustekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Tuotetekniikka
Ohjaaja	Projekti-insinööri Aleksi Malinen
<p>Opinnäytetyön tarkoituksena on vertailla samaan polttomoottoriin suunniteltujen, mutta ominaisuuksiltaan erilaisten sylinterikansien virtausominaisuuksia virtausdynamometrillä. Lisäksi tarkoitus on tutkia havaittujen erojen vaikutusta tosielämässä hyödyntäen Metropolian autolaboratorion testimoottoria sekä moottoridynamometriä.</p> <p>Työssä tarkastellaan myös moottorin polttoaineensyöttö- ja sytytysjärjestelmien säätämistä, moottorin kokoonpanon optimoimista sekä testimoottorin rakennetta ja toimintaa.</p> <p>Työn ohessa tehtiin useita muutoksia ja korjauksia testimoottoriin aikaisemmin ilmenneiden sekä työn yhteydessä havaittujen ongelmien korjaamiseksi.</p> <p>Sylinterikansien ominaisuuksia tutkittiin onnistuneesti ja moottori saatiin koottua, säädettyä ja testattua suorituskykymittauksia varten. Moottorille oli tarkoitus tehdä suorituskykymitaukset molemmilla testatuilla sylinterikansilla muun konfiguraation pysyessä identtisenä. Varsinaisten suorituskykymittausten alkaessa moottorissa havaittiin kuitenkin työn keskeyttänyt vaurio, joka johti työn keskeytymiseen.</p> <p>Tuloksena saatiin luotettavaa dataa sylinterikansien toiminnasta. Sylinterikansien virtausominaisuuksien vaikutus moottorin toimintaan ja kokoonpanojen suorituskykyerojen ja kansien ominaisuuksien analysointi jäi kuitenkin testimoottorin vaurioitumisen vuoksi suorittamatta.</p>	
Avainsanat	sylinterikansi, virtaus, virtauspenkki, moottoridynamometri

Author Title	Emil Niemi Comparison of Flow Characteristics of Cylinder Heads
Number of Pages Date	33 pages + 2 appendices 4 November 2016
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Automotive Engineering
Specialisation option	Automotive Design Engineering
Instructor	Aleksi Malinen, Project Engineer
<p>The purpose of this thesis was to study the differences between different cylinder heads designed for the same engine using a flowbench. In addition, the effect of the flow properties of each head on the test engine's performance was examined using the test engine and engine dynamometer provided by the Automotive Engineering Laboratory of Helsinki Metropolia University of Applied Sciences.</p> <p>The thesis also describes optimizing the fuel management and engine management systems, as well as the structure and functions of the test engine.</p> <p>During the research many changes were made and repair work was carried out to solve problems that had been found out earlier or that were found out during this project.</p> <p>The flow properties of the cylinder heads were examined and the test engine was assembled, tuned and tested successfully. Performance testing on the engine was planned to be carried out with both the examined cylinder heads, while the rest of the engine's structure was to remain the same. However, in the beginning of the actual performance testing, the test engine was found to be faulty. The suspected damage in the engine ultimately ended the progress of the work.</p> <p>As a result of the thesis reliable data from the flow characteristics of the cylinder heads was gained. However, the comparison of different engine assemblies and analysis of the effect of flow characteristics on the measured performance of the engine were not accomplished because of the defect in the test engine.</p>	
Keywords	cylinder head, flow, flowbench, engine dyno

## Sisällys

### Lyhenteet

1	Johdanto	1
2	Teoria	1
2.1	Polttomoottorin toimintaperiaate	1
2.2	Sylinterikannen rakenne ja virtausmekaniikka	4
3	Sylinterikansien mittaukset	11
3.1	Mittauslaitteisto	11
3.2	Mittausjärjestelyt	13
3.3	Imukanavien mittaustulokset ja tulosten analysointi	17
3.4	Pakokanavien mittaustulokset ja tulosten analysointi	20
4	Testimoottorin suorituskykymittaus	22
4.1	Mittausten tavoite	22
4.2	Testimoottori	22
4.3	Mittauslaitteisto	24
4.4	Mittausjärjestelyt	26
4.5	Moottorin säätö- ja testiajo sekä suorituskykymittaus	27
5	Yhteenveto	31
	Lähteet	33

### Liitteet

Liite 1. SuperFlow SF-1020 Pro Bench -virtausdynamometrin datalehti

Liite 2. SuperFlow SF- 901 -moottoridynamometrin datalehti

## Lyhenteet

AFR	AirFlow Research. Yhdysvaltalainen sylinterikansien valmistaja.
CFM	Cubic feet per minute. Kuutiojalkaa minuutissa. Eräs tilavuusvirralle käytetyistä USC-yksiköistä, joka on yleisesti käytössä moottorien sylinterikansien virtausominaisuuksien tutkinnassa ja aiheeseen liittyvässä kirjallisuudessa. $1 \text{ cfm} \approx 28,32$ litraa minuutissa.
inH <sub>2</sub> O	Inches of H <sub>2</sub> O, paineen yksikkö. 1 inH <sub>2</sub> O vastaa hydrostaattista painetta, joka vallitsee 1 tuuman korkuisen vesipatsaan alla veden lämpötilan ollessa 4 °C. $1 \text{ inH}_2\text{O} = 0,2488 \text{ kPa}$ .
RPM	Revolutions per minute, kierrosta minuutissa. Moottoritekniikassa yleisesti käytetty pyörimisnopeuden yksikkö.
USC	United States Customary System (myös USCS). Brittiläiseen, siirtomaakalaiseen yksikköjärjestelmään perustuva mittayksikköjärjestelmä, jota käytetään pääasiassa Yhdysvalloissa.

## 1 Johdanto

Tämä työ suoritettiin Metropolian autolaboratorion tutkimustyönä. Työn tarkoituksena on tutkia ja mitata laboratorion testimoottoriin tarkoitettujen erilaisten sylinterikansien virtausominaisuuksia ja niiden eroja sekä arvioida ja tutkia eriävien ominaisuuksien vaikutusta testimoottorin suorituskykyyn ja toimintaan.

Aikaisemmin testiajoa moottorilla suoritettaessa ei sylinterikansien välillä ollut havaittu merkittävää eroa ja moottorilla suoritettujen suorituskykymittausten tuloksissa oli havaittu laajaa hajontaa. Näistä syistä johtuen työn ohessa on tavoitteena myös optimoida moottorin kokoonpano hyödyntämään sylinterikansien ominaisuudet mahdollisimman tehokkaasti sekä saada moottorin toiminta johdonmukaiseksi ja suorituskykyarvot stabiileiksi. Lisäksi tarkoituksena on opiskelijan syvälinen perehtyminen moottorinohjaukseen sekä käytettyihin mittalaitteisiin.

## 2 Teoria

Projekti aloitettiin perehtymällä aiheen teoriaan laajasti. Tarkoituksena oli sekä virkistää että syventää opiskeluaikana kerättyä tietoa polttomoottorin toiminnan yksityiskohdista ja täten luoda pohja työn vaiheiden sekä tulosten analysoinnille. Lähteinä käytettiin paitsi aiheeseen liittyvää kirjallisuutta myös testimoottoriin liittyvää aikaisempaa insinööriä.

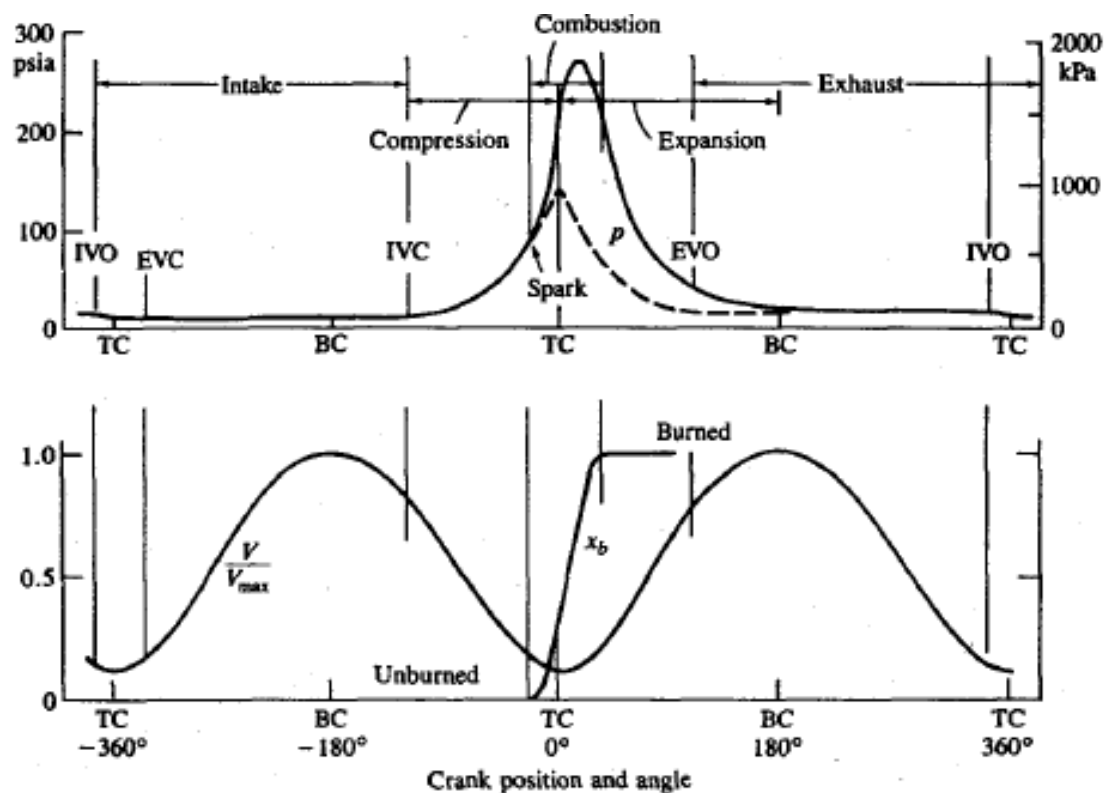
### 2.1 Polttomoottorin toimintaperiaate

Polttomoottorin tarkoituksena on muuntaa moottorille syötetyn polttoaineen sisältämä kemiallinen energia käyttökelpoisessa muodossa esiintyväksi mekaaniseksi energiaksi [1, s. 1]. Polttomoottorissa poltettava aine atomisoidaan, sekoitetaan palamisen mahdollistavaa happea sisältävään kaasuun ja syötetään moottorin sylinteriin sylinterikohtaisten imukanavien kautta. Tämän jälkeen polttoaineen ja kaasun muodostama seos poltetaan hallitusti suljetussa tilassa (moottorin sylinteri). Polttomoottorin puristustahti puristaa polttonesteen kaasun seoksen, ja keinotekoisen sytytyksen tai hallitun itsesyttymisen ai-

heuttaman palamisen aikana polttonesteen sisältämä kemiallinen energia muuttuu lämmöksi. Palamisen jälkeen jäännöskaasut poistetaan sylinteristä pakokanavien kautta. [1, s.17.]

Palamisen johdosta tapahtuva lämpötilan nousu alentaa sylinterissä olevan kaasun tiheyttä johtaen nopeaan paineen nousuun. Kasvanut paine pakottaa sylinterissä liikkuvan männän liikkumaan alaspäin, ja tämä männän liike muutetaan kiertokankien ja kampiakselin välityksellä pyöriväksi liikkeeksi. Kampiakselilla voidaan tämän johdosta havaita vääntömomentti.

Kuvassa 1 esitetään nelitahtimoottorin toiminta havainnoimalla sylinterissä vaikuttavia tapahtumia kampiakselin asennon suhteen.



Kuva 1. Nelitahtimoottorin toimitaperiaatetta havainnoivia kuvaajia [1, s.18].

X-akselilla nähdään kampiakselin asento asteina (yksi työtahti vaatii kaksi kampiakselin täyttä kierrosta), kohdissa *TC* mäntä on yläkuolokohdassaan ja *BC* alakuolokohdassaan. Ylemmässä kuvaajassa nähdään moottorin eri tahtien tyypillinen ajoitus. Yhtenäisellä viivalla kuvataan sylinterissä vaikuttava sylinteripaine ja katkoviivalla moottorin sytytys ja

kaasuseoksen palaminen. Alemmassa kuvaajassa nähdään sylinterin kunkin hetkinen tilavuus suhteessa sylinterin suurimpaan tilavuuteen  $V/V_{max}$ , sekä poltetun kaasuseoksen määrä (lyhyt viiva). [1, s. 18.]

Polttomoottori ei siis varsinaisesti tuota tehoa, vaan teho on määritettävissä moottorin tuottamasta vääntömomentista kaavalla

$$P = T * \omega \quad (1)$$

jossa  $P$  on teho,  $T$  akselilta mitattu vääntömomentti ja  $\omega$  akselin kulmanopeus.

Mikäli moottorin tuottamaa vääntömomenttia toivotaan kasvatettavan, tulee moottorin palotapahtumassa vapautuvan lämpöenergian määrää kasvattaa tai moottorin sisäisiä tehohäviöitä vähentää. Lämpöenergian määrää voidaan kasvattaa yksinkertaisesti lisäämällä palotapahtumaan syötettävän polttoaineen sisältämän energian määrää. Syötetyn energian määrää voidaan taas kasvattaa esimerkiksi kasvattamalla sylinterin täytöstä ja täten lisäämällä polttoaineen syöttöä, tai käyttämällä lämpöarvoltaan suurempaa polttoainetta.

Polttoaineen syötön määrää rajoittaa tarvittava hapen määrä; esimerkiksi bensiiniä polttoaineena käytettäessä tulisi normaalia hengitysilmaa syöttää moottoriin 14,7- kertainen massa suhteessa polttoaineen massaan [1, s. 280]. Tätä teoreettisesti optimaalista suhdetta kutsutaan stoikiometriseksi seossuhteeksi. Seossuhdetta ilmaisemaan käytetään ns. lambda-arvoa, joka määritetään vertaamalla palotapahtumassa esiintyvää ilman ja polttoaineen seosta stoikiometriseen seokseen. Lambda-arvo määritetään kaavalla

$$\lambda = \frac{A/F_{actual}}{A/F_{stoichiometric}} \quad (2)$$

jossa  $A/F_{actual}$  on palotapahtuman ilman ja polttoaineen seos ja  $A/F_{stoichiometric}$  on stoikiometrinen seossuhde (bensiniin tapauksessa siis 14,7). Täten käytettäessä moottoria stoikiometrisella seossuhteella lambda saa arvokseen 1,0. Seoksen sisältäessä täydellisen palamisen kannalta ylimääräistä happea arvo kasvaa yli yhden, ja ylimääräisen polttoaineen tapauksessa arvo laskee alle yhteen. Seossuhteen muutoksilla on voimakas vaikutus moottorin jäännöskaasujen koostumukseen. Lambda-arvon laskiessa sylinterissä tapahtuva palaminen muuttuu epätäydelliseksi, mikä johtaa palotapahtuman

hiilimonoksidipäästöjen (CO) kasvamiseen. Mikäli taas hapen määrä palotapahtumassa kasvaa, nousee myös palamislämpötila. Tämä johtaa imuilman sisältämän typen ja hapen väliseen reagoimiseen, ja palamistuotteena syntyy typen oksidipäästöjä (NO<sub>x</sub>). [1, s. 835.]

Käytännön testeillä on havaittu täydellä kaasuläpän avauksella operoitavien moottorien tuottavan parhaimman suorituskyvyn moottorin käyttämän polttoaineseoksen suhteen ollessa n. 12,5. Polttoainetalouden kannalta parhaiksi seossuhteiksi taas on määritetty suhteet noin viidestätoista ylöspäin. [2.] Moottorin kannalta paras seossuhde riippuu ennen kaikkea moottorin käytön luonteesta. Raskaasti kuormitettu moottori toimii hyvin erilaisissa olosuhteissa kuin pientä kuormaa vastaan operoiva moottori; esimerkkinä mainittakoon auton kiihdyttäminen täydellä kaasulla raskasta kuormaa vastaan verrattuna auton ajonopeuden ylläpitoon tasaisella tiellä.

Tarjolla olevan hapen määrää, ja täten mahdollisuutta hyödyntää palotapahtumassa suurempaa polttoainemäärää, voidaan kasvattaa joko syöttämällä polttoaineen kanssa reagoivaa happea lisäävää substanssia moottorin imuilmaan, esimerkiksi käyttäen niin sanottua ilokaasujärjestelmää, tai kasvattamalla moottoriin imettävän ilman ja polttoaineen määrää ja tätä kautta kasvattamalla moottorin palotilan täytöstä.

Sylinterin täytöstä voidaan tehostaa esimerkiksi optimoimalla sylinterikannen ilmavirtausta erityisesti imukanavissa, jäädyttämällä imuilmaa, jolloin imuilman tiheys kasvaa, tai käyttämällä kompressoria imuilman tiheyden kasvattamiseksi [1, s. 248]. Lisäksi palamisen jäännöskaasujen tehokas poisto tulee ottaa huomioon onnistuneen palotapahtuman takaamiseksi. Jäännöskaasujen poistamista käsiteltäessä huomionarvoisia tekijöitä ovat esimerkiksi pakokanavan virtausominaisuudet sekä moottorin kaasunvaihtoon käytettävän venttiilikoneiston ajoitus.

## 2.2 Sylinterikannen rakenne ja virtausmekaniikka

Tutkittaessa edestakaiseen mäntien liikkeeseen perustuvan polttomoottorin virtausmekaniikkaa kiinnittyy huomio ennen kaikkea moottorin sylinterikanteen tai -kansiin. Moottorin kaasunvaihto tapahtuu sylinterikannen imu- ja pakokanavien ja niissä sijaitsevien imu- ja pakoventtiilien kautta. Edeltävässä luvussa mainittu sylinterin täytöksen tehosta-

minen moottorin tuottaman vääntömomentin kasvattamiseksi tapahtuu nimenomaan sylinterikannessa ja sylinterissä tapahtuvan kaasunvaihdon parantamiseen tähtäävillä muutoksilla.

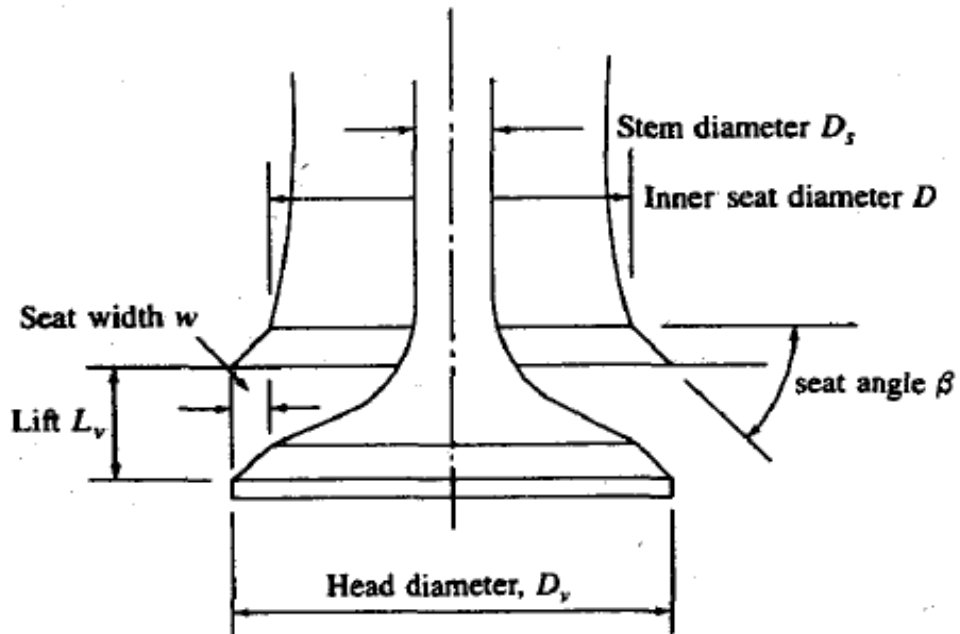
Koska työn testimoottorina on vapaasti hengittävä moottori, voidaan imuilman happirikastaminen niin kutsuttua ilokaasua käyttämällä sekä imuilman tiheyden kasvattaminen erilaisten kompressorien avulla sivuuttaa. Työssä keskitytään siis erityisesti sylinterikannen imu- ja pakokanavien tutkimiseen ja vertailuun.

Moottorin imujärjestelmä koostuu tavanomaisesti imuilman suodattimesta, moottoriin imettävän kaasun määrää säätelevästä venttiilistä (kaasuläppä, kaasuttimen läppärunko tai vastaava), polttoaineen syöttöjärjestelmästä (ruiskutus tai kaasutin), imusarjasta ja sylinterikannen imukanavasta venttiileineen. Pakopuoli muodostuu yksinkertaisimmillaan sylinterikannen pakokanavasta ja pakoventtiilistä, yleisesti kuitenkin on käytössä lisäksi pakosarja ja pakoputkisto mahdollisine saastelaitteineen sekä äänenvaimentimineen. [1, s. 208.]

Polttomoottorin tarvitsema ilma-polttoaineseos koostuu tavallisesti hengitysilma, poltettavasta aineesta sekä mahdollisista pakokaasujen takaisinkierätyjärjestelmän imupuolelle syöttämistä palotapahtuman jäännöskaasuista. Imu- ja polttoaineen syöttöjärjestelmän komponenttien tehtävänä ennen kaikkea valmistaa polttoaineen ja ilman seos palotapahtumaan homogenisoimalla seos, mahdollistaa yhtenäisen ja tasalaatuinen täytös eri sylinterien välillä sekä ylläpitää moottorin toiminnan kannalta optimaalista seossuhdetta.

Pakojärjestelmän tehtävänä on tyhjentää sylinteri palotapahtuman jäännöskaasuista ja täten mahdollistaa sylinterin täytös käyttökelpoisella seoksella, sekä huolehtia jäännöskaasujen mahdollisesta jälkikäsitteystä (esim. hapetuskatalysaattori).

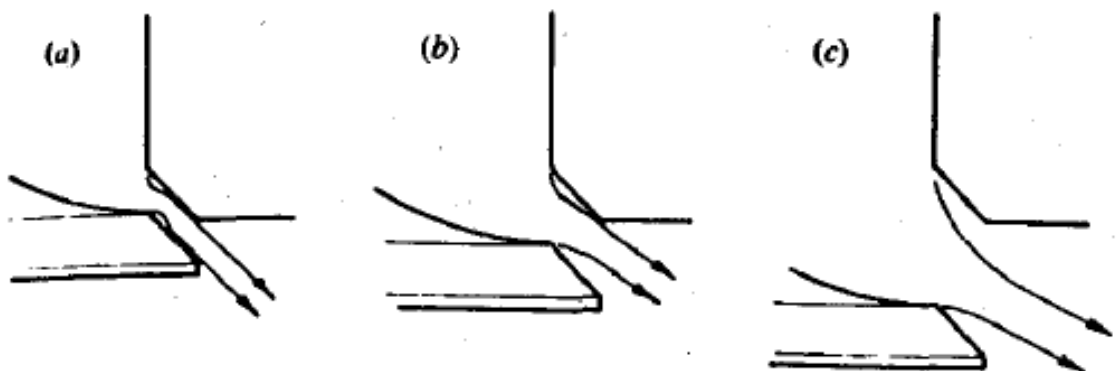
Kanavan ja venttiilin virtausominaisuudet riippuvat kanavan muotoilusta, kanavan pinnanlaadusta, venttiilin nostosta sekä venttiilin geometriasta. Kuvassa 2 esitetään venttiilin geometrian määräävät mitat.



Kuva 2. Venttiilin geometria [1, s. 220].

Kuvassa 2  $D_v$  on venttiilinlautasen halkaisija,  $D_s$  on venttiilinvarren halkaisija,  $\beta$  on seetiikulma,  $D$  seetin sisähalkaisija,  $w$  seetin leveys ja  $L_v$  venttiilin nosto.

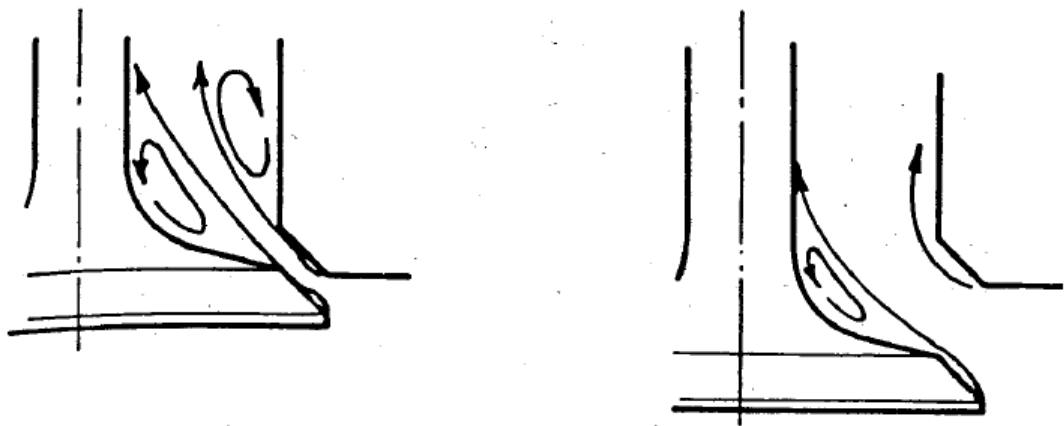
Venttiilin mahdollistama virtaus riippuu venttiilin nostosta, ja erisuuruisilla nostoilla virtauksen ominaisuudet vaihtelevat huomattavasti. Kuvissa 3 ja 4 on esitettyä havainnekuvia imu- ja pakoventtiilien virtausominaisuuksista venttiilien erisuuruisilla nostoilla.



Kuva 3. Imuventtiilin virtauksen käyttäytyminen erisuuruisilla venttiilin nostoilla [1, s. 227].

Kuvasta 3 havaitaan, kuinka hyvin pienillä venttiilin nostoilla virtaus on kiinnittynyt sekä venttiilin lautasen reunaan että venttiilin istukan reunaan. Tällaisen virtauksen laskeminen käyttäen venttiilin ja istukan geometriaa on yksinkertaista, johtuen turbulენტtisuuden vähäisestä vaikutuksesta. Nostoa kasvatettaessa virtaus irtoaa ensin venttiilin lautasen reunasta, ja noston yhä kasvaessa virtaus irtoaa myös istukasta.

Pakovernttiilin havainnekuvassa (kuva 4) nähdään selkeästi virtauksen huomattavasti suurempi turbulენტtisuus pienillä nostoilla johtuen venttiilin lautasen yläosan muotoilusta. Toisin kuin imuventtiilissä, jossa noston kasvaessa voidaan havaita turbulენტtisuuden lisääntymistä, pakovernttiilin yhteydessä noston kasvatus tasaa virtausta. Venttiilien virtausominaisuuksia virtausdynamometrissä tutkiessa voidaan virtauksessa havaita mahdollisesti epäjohtonmukaisuutta sellaisilla nostoilla, millä virtaus pääsee radikaalisti muuttumaan, esimerkiksi mikäli pakokanavan ja -venttiilin geometria mahdollistaa jäännöskaasujen virtauksen turbulენტtisuuden äkillisen tasaantumisen ja täten virtauksen tehostumisen.

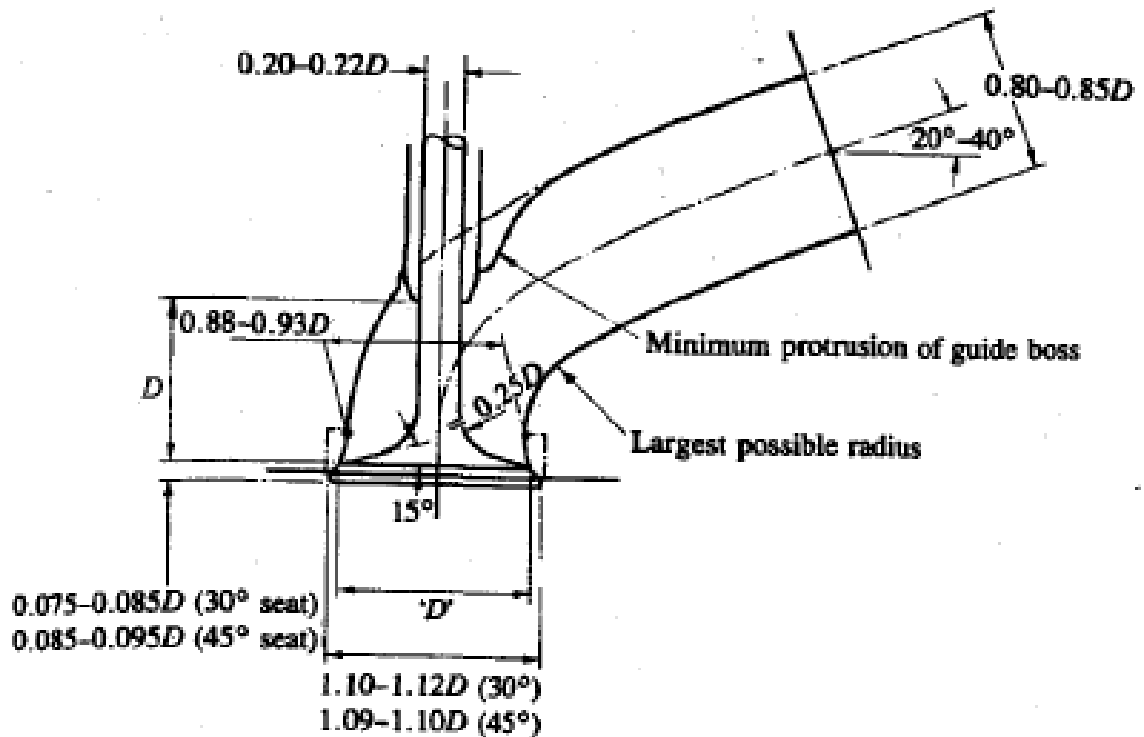


Kuva 4. Pakovernttiilin virtauksen käyttäytyminen erisuuruisilla venttiilin nostoilla [1, s. 229].

Sylinterikannen virtauskanavien muotoilun tulisi mahdollistaa mahdollisimman tehokas kaasunvaihto virtauksen esteettömyyden sekä riittävän virtausnopeuden avulla. Tähän pyritään venttiilinohjuriin muotoilulla ja koolla, kanavien pinnankarkeuden optimoinnilla sekä kanavien profiililla ja poikkileikkauksen muodolla. Imukanavien tapauksessa tämä tarkoittaa yleensä jyrkkien muotojen välttämistä. Pakokanavien suunnittelussa tulee erityistä huomiota kiinnittää lisäksi tehokkaaseen lämmön siirtymiseen, jotta vältetään moottorin sylinterikansien ja tätä kautta imukanavissa siirtyvän seoksen kuumeneminen, sekä moottorin komponenttien, esimerkiksi pakovernttiilien, vaurioituminen liiallisesta lämpökuormasta johtuen. [1, s. 221.] Pinnankarkeuden optimoinnilla on tarkoitus mahdollistaa suuri virtausnopeus sekä imu- että pakokanavissa, ja minimoida polttoaineen

pisaroituminen imukanavien seinämissä, jotta palotapahtumassa voitaisiin hyödyntää mahdollisimman suuri osuus syötetystä polttoainemäärästä.

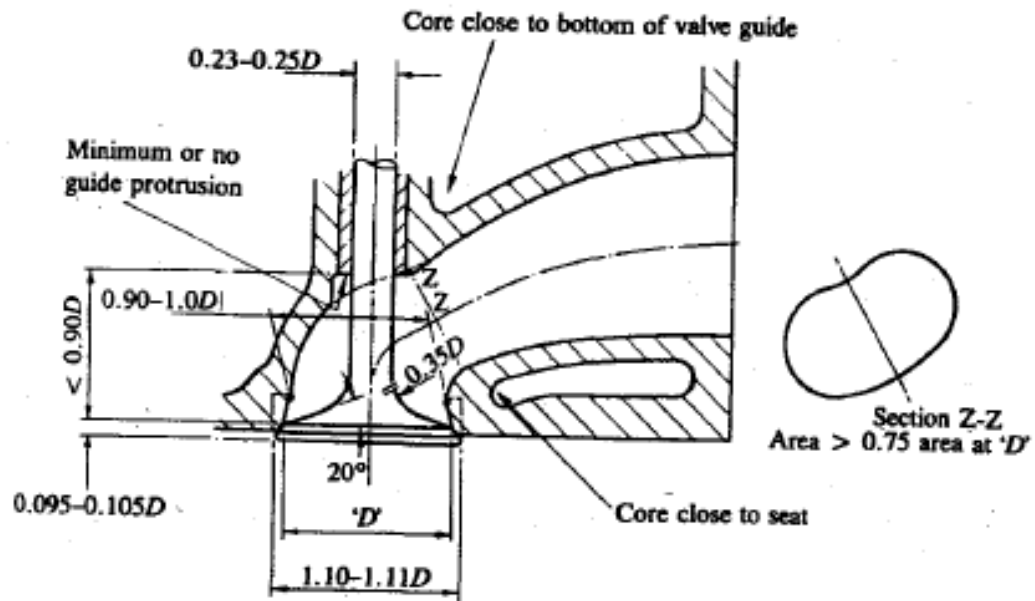
Kuvassa 5 on esitettyä esimerkki imukanavan geometriasta. Huomionarvoisina seikoina mainittakoon venttiilinohjurin koon minimointi sekä jyrkkien, turbulenssia aiheuttavien muotojen välttäminen. Kuvassa venttiilin ja kanavan mitat on esitetty venttiilin lautasen halkaisijan  $D$  funktiona.



Kuva 5. Esimerkkikuva imukanavan muotoilusta [1, s. 221].

Kuvassa 6 taas nähdään esimerkkikuva pakokanavan geometriasta. Venttiilin kuumentumisen välttämiseksi venttiilinvarren paljastettu pituus on pyritty minimoimaan. Myös kanavan seinämien ainevahvuuden vähäisyys on nähtävillä. Tällä pyritään siirtämään jäännöskaasuista syliterinkansiin siirtynyttä lämpöä kannessa virtaavaan jäähdytysnesteseen. Itse kanavan muoto eroaa imukanavan vastaavasta hyvin radikaalisti; jäännöskaasujen poistoa on tehostamassa poistotahdin aikana ylöspäin työntyvä mäntä,

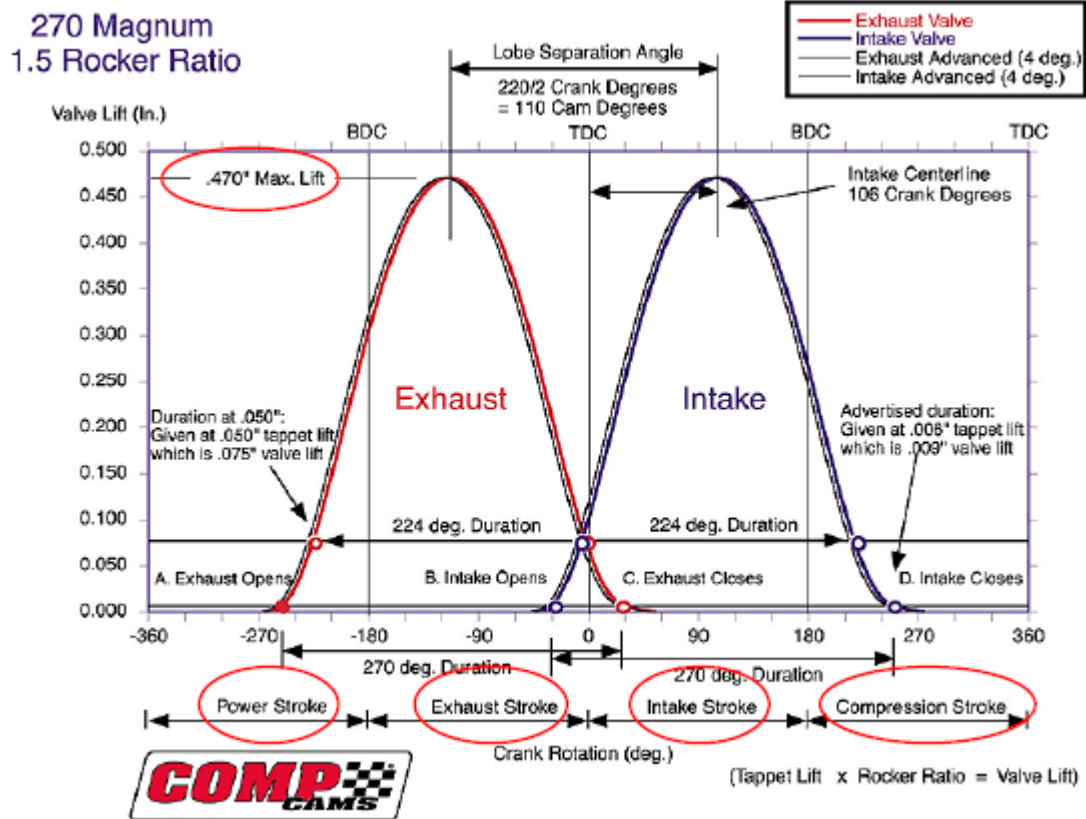
joka toimii käytännössä kompressorina painaen jäännöskaasut sylinteristä kanavaan.



Kuva 6. Esimerkkikuva pakokanavan muotoilusta [1, s. 221].

Nelitahtimoottorin venttiilejä ohjataan (työssä käytetyn testimoottorin tapauksessa) moottorin sylinteriryhmään sijoitetulla nokka-akselilla, joka muuttaa venttiilien asentoa työntötankojen, sylinterikanteen sijoitettujen keinuvipujen ja venttiilinjousien avulla. Nokka-akseli määrää venttiilien suurimman nostoarvon (johon voidaan toisaalta vaikuttaa myös, venttiilikoneiston rakenteesta riippuen, mahdollisten keinuvipujen geometrialla), aukioloajan sekä venttiilien avautumiseen ja sulkeutumiseen käytetyn ajan. Lisäksi nokka-akselin geometrialla määritetään venttiilien ajoitus.

Kuvassa 7 nähdään esimerkki venttiilien ajoituksesta.



Kuva 7. Nokka-akselin geometrian esittävä venttiilinajoituspiirros, jossa on nähtävissä sekä imu- että pakoventtiilien nosto kampiakselin kulman funktiona [3].

Venttiilien ajoituksen optimoinnilla pyritään mahdollistamaan moottorin mahdollisimman tehokas kaasunvaihto. Esimerkkinä kuvassa 7 huomataan imuventtiilin sulkeutuvan vasta männän ohitettua alakuolokohtaan, toisin sanoen mäntä on jo liikkumassa ylöspäin sylinterissä. Kuitenkin imukanavassa liikkuvan kaasupatsaan sisältämä liike-energia mahdollistaa kaasun virtauksen imusarjalta palotilaan. Imuventtiilin avaaminen ajoitetaan tapahtuvaksi ennen männän yläkuolokohtaa; täten imuventtiilin avautuminen on jo alkanut männän painuessa alaspäin ja synnyttäessä paine-eroa imusarjan ja sylinterin välille. Tällöin imutahti on tehokas alusta alkaen. Samasta syystä pakoventtiilin aukeaminen alkaa jo ennen männän alakuolokohtaa. Männän liikkeen kääntyessä ylöspäin pakoventtiili on jo osittain auennut, jolloin kompressorina toimiva mäntä pystyy poistamaan jäännöskaasut sylinteristä tehokkaasti. Kaasunvaihdon aikana tapahtuvan venttiilien yhtäaikaisen aukiolon tarkoitus on tehostaa jäännöskaasujen poistamista sylinteristä. [3.]

### 3 Sylinterikansien mittaukset

Sylinterikansien mittausten tarkoituksena oli tuottaa vertailukelpoista ja luotettavaa dataa erilaisten sylinterikansien virtausominaisuuksista. Tätä dataa analysoimalla luotiin arvioita eroavaisuuksista kahden sylinterikansia lukuun ottamatta identtisen, moottorikoonpanon suorituskykyarvojen välillä. Sylinterikansissa venttiilien halkaisijat sekä venttiilikoneiston keinuvipujen geometria olivat samanlaisia, joten yksinkertaisen virtausmittauksen todettiin tarjoavan riittävän tarkkaa tietoa vertailua varten.

#### 3.1 Mittauslaitteisto

Sylinterikansien mittaukseen käytettiin Metropolian autolaboratorion käytössä olevaa, yhdysvaltalaisen SuperFlow'n valmistamaa, SuperFlow SF-1020 Pro Bench -virtauspenkkiä. Mittalaitteen datalehti on esitettyä liitteessä 1. Virtauspenkillä on mahdollista simuloida moottorissa tapahtuvaa kaasunvaihtoa ja mahdollistaa erilaisten kaasunvaihtoon liittyvien komponenttien ja kokonaisuusominaisuuksien tutkiminen. Penkkiä voidaan käyttää sekä imu- että pakojärjestelmien kokonaisuusominaisuuksien ja komponenttien tutkimiseen.

Virtauspenkin sisällä oleva puhallin muodostaa virtauspenkin kammioon ympäristön vallitsevasta ilmanpaineesta poikkeavan ilmanpaineen. Kammiossa vallitseva ilmanpaine on joko ympäristön ilmapainetta suurempi tai pienempi, riippuen testin tarkoituksesta (imujärjestelmän ominaisuuksia tutkittaessa matalapaine, pakojärjestelmän ominaisuuksia tutkittaessa korkeapaine). Ilmanpaine-ero ympäröivän ilman ja virtauspenkin kammioiden välillä pyrkii tasoittumaan virtauspenkin kannessa olevan kanavan kautta, ja tähän kanavaan kiinnitetään tutkittava kokoonpano tai komponentti. Näin saadaan muodostettua ilmavirta tutkittavan kanavan läpi. Penkin sisä- ja ulkopuolella olevat ilmanpaineanturit määrittävät ilmanpaine-eron kammioiden ja ympäröivän ilman välille, ja tästä paine-erosta määritetään kanavan läpi kulkeva tilavuusvirta.

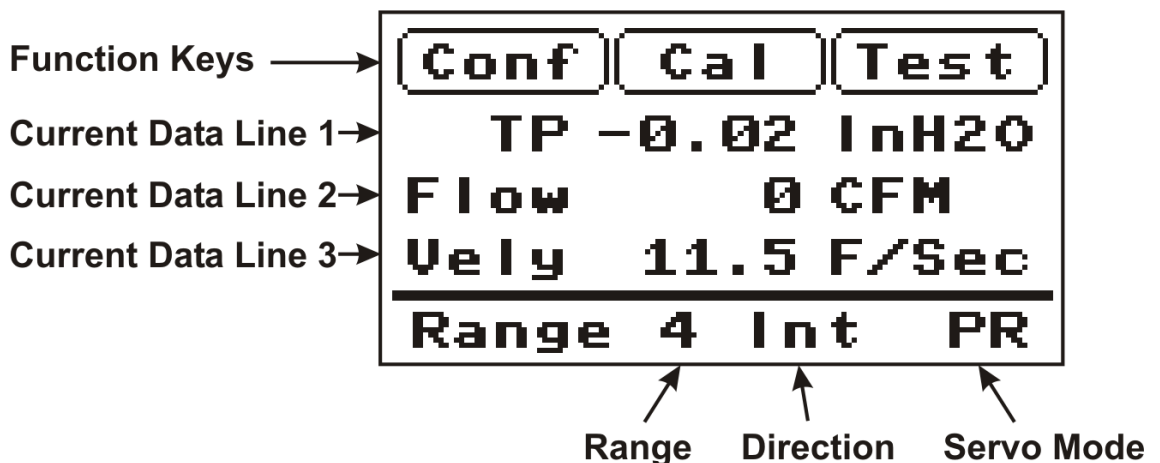
Virtauspenkki mahdollistaa lisäksi virtausnopeuksien tutkimisen erillisten pitot-putkien avulla, sekä ilmavirran pyörteilyn seurannan. Tämän työn mittauksessa virtausnopeuksia ja pyörteilyä ei tutkittu, joten sivuutamme virtausnopeuden ja pyörteilyn tutkimisen teorian ja laitteiston esittelyn.

Virtauspenkin käyttöliittymänä toimii SuperFlow FlowCom -ohjausjärjestelmä ja ohjauspaneeli (kuva 8). FlowCom-ohjainlaitteen avulla käyttäjä voi ohjata kaikkea virtauspenkin toimintaa. Lisäksi FlowComin avulla on mahdollista syöttää mittausrvoja suoraan käyttäjän tietokoneeseen jatkokäsittelyä varten, sekä seurata mittauksia reaaliajassa tietokoneen kautta. Ohjauspaneelin vasemmassa laidassa ovat liittimet virtauksen pyörteilyä mittaavalle swirl-anturille sekä virtausnopeuden mittaukseen käytettäville pitot-putkille.



Kuva 8. FlowCom -ohjainlaite [4, 4-4].

Kuvassa 9 esitetty näytönäkymä näkyy FlowComin näytössä mittauksen aikana.



Kuva 9. FlowComin näytönäkymä [4, 4-6].

Rivillä *Current Data Line (CDL) 1* näkyy testipaine, rivillä *CDL 2* näkyy mittaushetkellä havaittu virtaus ja rivillä *CDL 3* virtausnopeus. *Range* kertoo mittauksen arvoalueen ja *Direction* ilmavirran suunnan (*Int* = imu, *Exh* = puhallus). *Servo Mode* ilmoittaa mittauksen tilan; asetuksessa *Test Pressure (PR)* FlowComiin syötetään haluttu testipaine, ja

virtauspenkki mittaa virtausta, asetuksessa *Flow Rate (FL)* taas syötetään haluttu virtaus ja tuloksena saadaan virtauksen mahdollistava testipaine.

SuperFlow on kiistatta johtava yritys moottorien komponenttien virtausominaisuuksien tutkimiseen tarkoitettujen mittalaitteiden markkinoilla, ja yhdysvaltalaisena yrityksenä suurin osa yrityksen valmistamasta laitteistosta ja tuottamasta kirjallisuudesta käyttää Yhdysvalloissa käytössä olevia USC-yksiköitä. Myös suuri osa, erityisesti yhdysvaltalaisvalmisteisten moottorien, sylinterikansien tutkimiseen ja kehitykseen liittyvästä kirjallisuudesta ja aineistosta käyttää näitä yksiköitä. Tästä syystä mittaukset ja mittaustulosten analysointi päätettiin suorittaa USC-yksiköitä käyttäen.

### 3.2 Mittausjärjestelyt

Tutkittava sylinterikansi kiinnitettiin virtauspenkkiin, ja kannen ja penkin väliin asennettiin kannelle tarkoitetun moottorin porauksen kokoinen putki. Putken halkaisijan tulee vastata sylinteriryhmän porausta mahdollisimman tarkasti, sillä tämän putken tarkoitus on simuloida sylinteriä. Putkella on merkittävä vaikutus mittauksen tulosten oikeellisuuteen, johtuen venttiilin ja sylinterinseinämän välisen alueen turbulenssin vaikutuksesta virtaukseen. Erityistä huomiota tulee kiinnittää myös mittausjärjestelyn komponenttien väliseen tiiveyteen. Mittauksessa käytettiin kumimatosta leikattuja tiivisteitä sekä huoneenlämmössä plastista tiivistysmassaa.

Venttiilien avaamisen helpottamiseksi tutkittavan kanavan venttiilinjousi vaihdettiin jousivakioltaan hyvin pieneen, jolloin venttiilin avaamiseen tarvittavan voima määrä laskee huomattavasti. Tämä mahdollistaa sekä tarkemman venttiilien noston säätämisen, että miellyttävämmän mittaustapahtuman, johtuen venttiilin säätämisen vaivattomuudesta verrattuna korkean jousivakion omaaviin venttiilinjousiin.

Sylinterikanteen kiinnitettiin mekanismi, joka mahdollisti venttiilien avaamisen ja sulkeamisen ruuvia kääntämällä. Noston säätäminen ruuvilla mahdollistaa hyvin pienet ja tarkat muutokset venttiilin nostoon. Mekanismi on esitelty kuvassa 10. Venttiilin nostoa mittaamaan asetettiin mittakello. Mittakello asetettiin apukäden avulla kuvassa esiintyvän ruuvin kanssa yhdensuuntaiseksi, mittaamaan ruuvin ja täten venttiilin liikettä. Mittaus suoritettiin ruuvin päästä johtuen mittakellon huomattavan hankalasta kohdistamisesta, mikäli mittauskohdaksi olisi valittu venttiilin jousilautanen.



Kuva 10. Havainnekuva kanavasta ja venttiiliä avaavasta ruuvista.

Ennen mittausten aloittamista virtauspenkin FlowComiin valittiin mittayksiköt sekä testipaine ja määritettiin kunkin kanavan vuoto.

SuperFlow kalibroi valmistamansa mittalaitteiston testipaineella 25,0 inH<sub>2</sub>O [4, 2-5], ja tämä arvo on virtausdynamometreissä oletusarvona. Arvo perustuu moottorin sylinterikannassa moottorin operoinnin aikana havaittavaan paineen vaihteluun [4, 6-4]. Tästä syystä työtä tehtäessä testipaineeksi valittiin mainittu 25,0 inH<sub>2</sub>O. Testipaineen arvoa voidaan tarvittaessa muuttaa, jolloin myös virtausmittauksen tuloksen arvot muuttuvat; tästä syystä testipaineen maininta mittauksia suoritettaessa on tärkeää. SuperFlow tarjoaa käyttöohjeissaan valmiit muutostaulukot erilaisilla testipaineilla suoritettujen testien keskinäiseen vertailuun. Syy testipaineen kasvattamiseen / pienentämiseen voi olla esimerkiksi mitattavan komponentin ominaisuuksissa; vaikkapa hyvin pienillä nostoilla operoitavien venttiilien mittauksessa testipaineen on syytä olla korkea ja päinvastoin matalaa testipainetta voidaan käyttää suurien venttiilien tai kanavien tutkintaan [4, 6-4].

FlowComissa valitaan myös ilmavirran suunta sekä säädetään testin aikana virtauksen arvoaluetta. Vuoto määritettiin käynnistämällä virtausmittaus venttiili suljettuna, jolloin FlowComista voidaan lukea mittausjärjestelyn vuoto valittuina yksiköinä. Tämä arvo syötettiin FlowComin leakage-parametriksi, jolloin virtauspenkki kompensoi vuodon automaattisesti mittaustuloksiin. Mittauksen aikana tapahtuva virtauksen arvoalueen säätö määrittää, kuinka suuren imun/puhalluksen virtauspenkki aiheuttaa. Ilmavirran pyrkiessä

tasaamaan paine-eroa virtauspenkki määrittää kanavan kautta kulkevan ilmavirran prosentuaalisen osuuden arvoalueen määräämstä maksimivirtauksesta, ja laskee tästä kanavan kautta kulkevan virtauksen. Luotettavien tuloksien saavuttamiseksi virtausmittausta suoritettaessa mitatun virtauksen tulisi SuperFlow'n ohjeiden mukaan olla n. 70 - 100 % kunkin arvoalueen maksimivirtauksesta. SF- 1020 Pro Benchin virtausalueet ovat esitettyinä kuvassa 11.

Table 4-4. SF-1020 Flow Ranges

Range Number	Nominal Full-Scale Flow Range
1	25 cfm (12 lps)
2	50 cfm (24 lps)
3	100 cfm (47 lps)
4	150 cfm (71 lps)
5	200 cfm (94 lps)
6	300 cfm (142 lps)
7	400 cfm (189 lps)
8	500 cfm (238 lps)
9	700 cfm (330 lps)
10	1000 cfm (472 lps)

Kuva 11. Virtauksen arvoalueet [4, 4-4].

Mittaukset suoritettiin molemmissa sylinterikansissa kahdelle imukanavalle, ja kahdelle pakokanavalle. Kullekin kanavalle suoritettiin toistomittauksia; toistomittausten havaittiin kuitenkin antavan yhteneviä tuloksia hyvin pienellä hajonnalla (< 1 cfm), joten tulokset kirjattiin suoraan ylös keskiarvoja laskematta. Virtauspenkillä mittauksia tehtäessä FlowComin näyttämässä arvoissa havaitaan käytännössä aina jatkuvaa vaihtelua, joten tulokseksi valittiin arvo, johon FlowComin arvo näytti vakiintuvan. Molemmille sylinterikansille määritettiin mitattujen kanavien tulosten perusteella keskiarvot, joiden avulla sylinterikansia voitiin vertailla keskenään. Toistomittausten välillä tarkastettiin kannen kiinnityksen tiiveys sekä vuotomittauksella, että mahdollisesta vuodosta johtuvaa ilmavirtausta käsin tunnustelemalla.

Mittauksia suoritettaessa venttiiliä avattiin kuuteentoista millimetriin asti, ja tulokset kirjattiin ylös millimetrin välein. Enimmäisnosto 16 mm johtuu testimoottoriin valittujen komponenttien ominaisuuksista; moottoriin valitulle nokka-akselille on ilmoitettu suurimmaksi nostoksi 0,565 tuumaa moottorin tehdasasenteisilla keinuvivuilla. Millimetreissä nosto on

siis noin 14,351 mm. Mittauksissa määritetyt arvot kirjattiin Exceliin jatkokäsittelyä varten.

Erityistä huomiota kiinnitettiin mittausjärjestelyn tiiveyteen, jota tarkkailtiin jatkuvasti mittauksia suoritettaessa, sekä mittausolosuhteiden vakioimiseen vertailtavien komponenttien välillä. Sylinterikannet pyrittiin kiinnittämään virtauspenkkiin niin, etteivät mittausjärjestelyn komponentit pääsisi vaikuttamaan ilman virtaukseen kanavien ulkopuolella. Mittaukset pyrittiin tekemään mahdollisimman yhtenevissä olosuhteissa tarkkailemalla erityisesti ilman lämpötilaa, johtuen ympäröivän ilman lämpötilan vaikutuksesta ilman tiheyteen ja tätä myötä paineeseen. Optimitilanteessa laboratorion olosuhteet olisivat mittausajan kontrolloitavissa mm. ilmanpaineen ja lämpötilan osalta. Mittausolosuhteet kuitenkin katsottiin riittävän stabiileiksi työtä ajatellen huolimatta mittausolosuhteiden kontrollin puutteesta. Erityishuomiota kiinnitettiin kuitenkin virtauspenkissä vallitsevan ilman lämpötilaan, ja laitteiston annettiin jäähtyä tarvittaessa.

Kaikissa mittauksissa testipaineena oli 25,0 inH<sub>2</sub>O. Mittauspöytäkirjassa näkyvä vuotoarvo syötettiin FlowComiin, ja taulukoissa esitetyt virtausarvot ovat FlowComin kompensoimat.

### 3.3 Imukanavien mittaustulokset ja tulosten analysointi

Taulukoissa 1 ja 2 on esitettyä sylinterikansien imukanavien mittauspöytäkirjat.

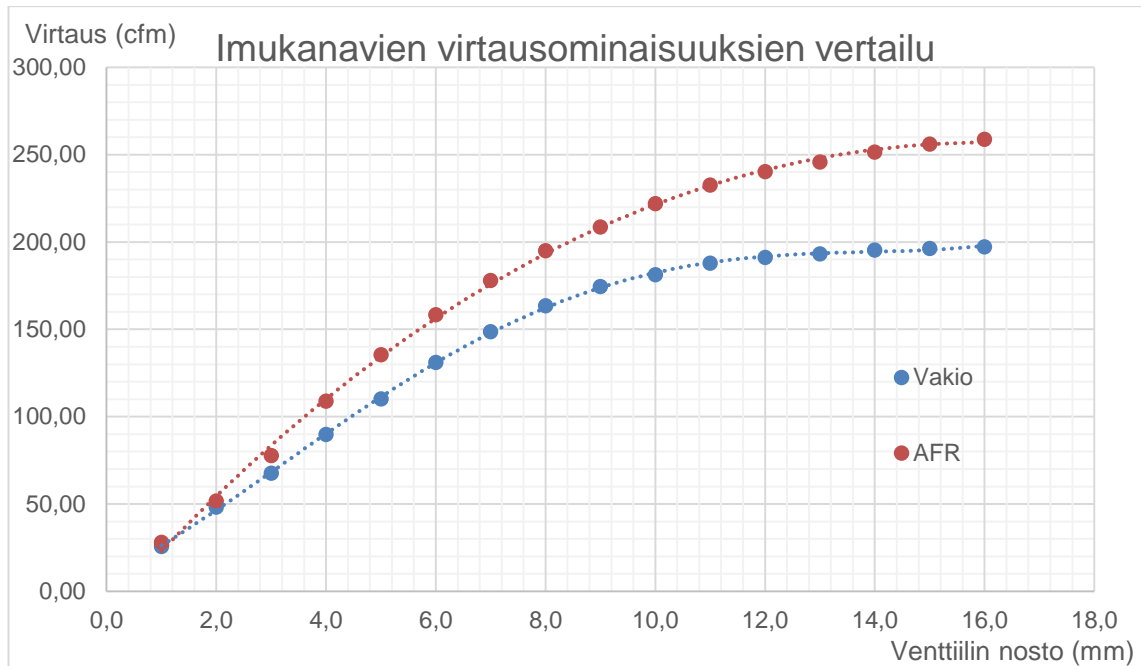
Taulukko 1. Testimoottorin tehdasasenteisen sylinterikannen imukanavien mittaustulokset.

Sylinteri 2 vuoto 1,8 cfm			Sylinteri 3 vuoto 5,7 cfm			Keskiarvo
Nosto (mm)	Virtaus (cfm)	Mittausalue	Nosto (mm)	Virtaus (cfm)	Mittausalue	
1,0	25,4	2	1,0	26,0	2	25,70
2,0	48,2	2	2,0	48,3	2	48,25
3,0	67,7	3	3,0	67,5	3	67,60
4,0	90,3	3	4,0	89,3	3	89,80
5,0	110,9	4	5,0	109,4	4	110,15
6,0	131,8	4	6,0	130,1	4	130,95
7,0	149,7	4	7,0	147,4	4	148,55
8,0	164,2	5	8,0	162,9	5	163,55
9,0	173,5	5	9,0	175,5	5	174,50
10,0	181,7	5	10,0	180,9	5	181,30
11,0	188,2	5	11,0	187,5	5	187,85
12,0	192,4	5	12,0	189,7	5	191,05
13,0	195,1	5	13,0	191,2	5	193,15
14,0	196,7	5	14,0	193,9	5	195,30
15,0	197,5	5	15,0	195,1	5	196,30
16,0	198,5	5	16,0	196,0	5	197,25

Taulukko 2. AFR:n valmistaman sylinterikannen imukanavien mittaustulokset.

Sylinteri 2 vuoto 3,0 cfm			Sylinteri 3 vuoto 3,7 cfm			Keskiarvo
Nosto (mm)	Virtaus (cfm)	Mittausalue	Nosto (mm)	Virtaus (cfm)	Mittausalue	
1,0	27,5	2	1,0	28,6	2	28,05
2,0	50,8	3	2,0	52,5	3	51,65
3,0	77,1	3	3,0	78,4	3	77,75
4,0	107,7	4	4,0	109,9	4	108,80
5,0	134,8	4	5,0	136,2	4	135,50
6,0	157,5	5	6,0	159,0	5	158,25
7,0	177,0	5	7,0	178,9	5	177,95
8,0	194,2	5	8,0	195,9	5	195,05
9,0	208,0	6	9,0	209,2	6	208,60
10,0	221,8	6	10,0	221,9	6	221,85
11,0	232,7	6	11,0	232,4	6	232,55
12,0	239,9	6	12,0	240,6	6	240,25
13,0	244,8	6	13,0	246,7	6	245,75
14,0	250,9	6	14,0	251,9	6	251,40
15,0	255,6	6	15,0	256,3	6	255,95
16,0	258,8	6	16,0	258,9	6	258,85

Piirrettäessä imukanavien virtauksien keskiarvot samaan kuvaajaan (kuva 12) venttiilin noston funktiona, päästään sylinterikansia vertailemaan keskenään.



Kuva 12. Testattujen kansien imukanavien virtausominaisuudet venttiilin noston funktiona.

Kuvan 12 kuvaajasta havaitaan AFR:n valmistaman kannen huomattavasti paremmat virtausominaisuudet kaikilla venttiilin nostoilla. Lisäksi havaitaan vakiokannen virtauksen tasaantuvan jo 12–14 mm:n nostoilla, täten lähestyen maksimiarvoaan, kun AFR:n mahdollistama tilavuusvirta kasvaa vielä testissä käytetyllä maksiminostolla 16mm. Voidaan siis tulkita AFR:n kannen mahdollistavan korkeamman tehopotentialin erityisesti vakiota suuremman noston mahdollistavilla nokka-akseleilla, sekä korkeilla kierrosnopeuksilla operoitavissa moottoreissa, jolloin venttiilin aukioloaika kasvaa. AFR:n kannet sallisivat jopa testimoottoriin valittua nokka-akselia suuremman noston mahdollistavan nokkaprofiilin käytön.

Kuvaajasta havaitaan AFR:n virtauskyvyn kasvavan vakiokantta nopeammin venttiilin noston edetessä. Moottorin kaasunvaihdon aikana venttiilin aukeaminen ja sulkeutuminen vievät huomattavan osan venttiilin aukioloajasta, jolloin aukeamisen ja sulkeutumisen aikana tapahtuva virtaus nousee merkittävään osaan kaasunvaihdon tehokkuutta arvioitaessa. Nokka-akselin profiililla voidaan vaikuttaa siihen, kuinka nopeasti venttiili aukeaa ja sulkeutuu. Kuvaajan muodon perusteella voidaan arvioida AFR:n kansien kaasunvaihdon olevan tehokkaampaa nokka-akselin profiilista riippumatta, mutta korostuvan erityisesti nopean nousun aiheuttavalla jyrkkäprofiilisella nokka-akselilla. Lisäksi koska virtausarvo on huomattavasti vakiota korkeampi erityisesti suurilla nostoilla, voi-

daan olettaa kaasunvaihdon tehostuvan erityisesti korkealla käyttönopeusalueella, jolloin venttiili viettää suhteessa suuremman osan ajasta suuren nostoarvon aukiolossa. Toisaalta kasvanut kulmanopeus nokka-akselilla lyhentää ajallisesti suurten nostojen käyttöaikaa, mutta kasvanut kierrostaajuus mitätöi tämän ja kaasunvaihto tehostuu.

SuperFlow tarjoaa ohjemateriaalissaan työkaluja moottorin tehopotentialin arvioimiseen virtausmittauksen tuloksien perusteella. SuperFlow'n mukaan nämä kaavat ja työkalut perustuvat empiirisiin testeihin kerättyyn materiaaliin, ja ovat tarkoitettuja moottorin toiminnan arviointiin, eivät niinkään absoluuttisten suorituskykyarvojen määrittämiseen. Virtauspenkin käyttöohjeen mukaan moottorin imujärjestelmän mahdollistamaa tehopotentialia voidaan, mikäli moottorin imujärjestelmän virtausarvot tunnetaan, melko luotettavasti arvioida kaavalla 2 [4, 7-6].

$$\frac{HP}{cyl} = C_{power} * Test\ flow \quad (2)$$

jossa  $HP/cyl$  on moottorin tuottama sylinterikohtainen teho hevosvoimina,  $C_{power}$  on coefficient of power, eli testipaineesta riippuva kerroin (25 inH<sub>2</sub>O tapauksessa  $C_{power} = 0,272$ ) [5, 12-5], ja  $Test\ flow$  on virtauspenkillä mitattu virtaus kuutiojalkoina minuutissa. Huomionarvoisena seikkana kaavasta mainitaan, että kaava antaa vain arvion moottorin mahdollisesta tehopotentialista, ja kaavan antaman tuloksen saavuttamiseksi moottorin tulee olla kaikilta komponenteiltaan optimoitu koko virtauspotentialin hyödyntämiseen. Kaavasta saadaan johdettua arvio koko moottorin potentialiselle tuotetulle teholle kilowatteina kertomalla tulos sylinterien lukumäärällä ja kertoimella 0,746 [4, A-6].

Täten saadaan vakiokansilla kootulle moottorille  $0,746 * 8 * 0,27 * 197,25\ cfm = 317\ kW$ , ja AFR:n kansilla kootulle moottorille  $0,746 * 8 * 0,27 * 258,85\ cfm = 417\ kW$ . Kansien virtausominaisuuksien perusteella mahdollinen tehonlisäys korkeavirtteisessä, optimoidussa moottorissa olisi siis jopa 100 kW, tai n. 32 %.

Koska työn mittauksessa käytettiin vain sylinterikantta, ei koko imujärjestelmää, ja koska moottorin muun rakenteen kyvystä hyödyntää imujärjestelmän virtauspotentialia ei ole tarkkaa tietoa, ei näitä tuloksia kuitenkaan voida suoraan käyttää moottorin tämänhetkisen kokoonpanon tehopotentialin määrittämiseen. Kuitenkin imukanavien mittaustuloksia vertaamalla voidaan olettaa moottorin momentintuottokyvyn paranevan havaittavasti sylinterikansien vaihdolla ja moottorinohjauksen optimoinnilla kullekin kokoonpanolle.

### 3.4 Pakokanavien mittaustulokset ja tulosten analysointi

Taulukoissa 3 ja 4 on esitettyä sylinterikansien pakokanavien mittauspöytäkirjat.

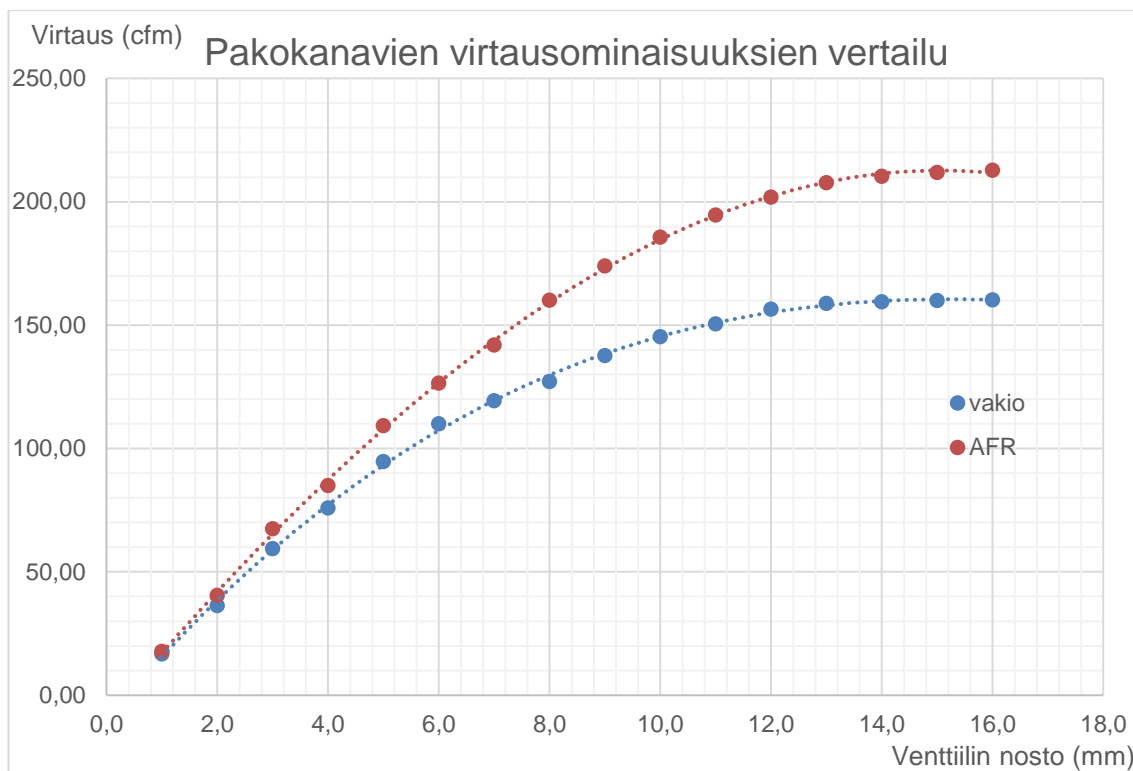
Taulukko 3. Testimoottorin tehdasasenteisen sylinterikannen pakokanavien mittaustulokset.

Sylinteri 2 vuoto 2,8 cfm			Sylinteri 3 vuoto 1,5 cfm			Keskiarvo
Nosto (mm)	Virtaus (cfm)	Mittausalue	Nosto (mm)	Virtaus (cfm)	Mittausalue	
1,0	16,9	2	1,0	16,6	2	16,75
2,0	35,1	2	2,0	37,4	2	36,25
3,0	58,9	3	3,0	60,0	3	59,45
4,0	74,0	3	4,0	77,8	3	75,90
5,0	94,1	4	5,0	95,3	4	94,70
6,0	110,3	4	6,0	109,8	4	110,05
7,0	120,1	4	7,0	118,7	4	119,40
8,0	127,5	5	8,0	126,9	5	127,20
9,0	138,4	5	9,0	136,9	5	137,65
10,0	145,5	5	10,0	145,1	5	145,30
11,0	150,7	5	11,0	150,4	5	150,55
12,0	156,8	5	12,0	156,2	5	156,50
13,0	158,9	5	13,0	158,7	5	158,80
14,0	159,7	5	14,0	159,2	5	159,45
15,0	160,3	5	15,0	159,7	5	160,00
16,0	160,5	5	16,0	160,0	5	160,25

Taulukko 4. AFR:n valmistaman sylinterikannen pakokanavien mittaustulokset.

Sylinteri 2 vuoto 1,8 cfm			Sylinteri 3 vuoto 5,7 cfm			Keskiarvo
Nosto (mm)	Virtaus (cfm)	Mittausalue	Nosto (mm)	Virtaus (cfm)	Mittausalue	
1,0	17,9	2	1,0	17,7	2	17,80
2,0	39,5	2	2,0	41,4	2	40,45
3,0	65,0	3	3,0	69,8	3	67,40
4,0	82,9	3	4,0	87,0	3	84,95
5,0	107,2	4	5,0	111,2	4	109,20
6,0	124,2	4	6,0	128,7	4	126,45
7,0	139,8	4	7,0	144,0	4	141,90
8,0	157,8	5	8,0	162,3	5	160,05
9,0	172,2	5	9,0	175,8	5	174,00
10,0	184,6	5	10,0	186,8	5	185,70
11,0	194,2	5	11,0	195,0	5	194,60
12,0	200,9	5	12,0	203,0	5	201,95
13,0	205,8	5	13,0	209,7	5	207,75
14,0	208,7	5	14,0	212,0	5	210,35
15,0	210,1	5	15,0	213,6	5	211,85
16,0	211,0	5	16,0	214,6	5	212,80

Piirrettäessä imukanavien virtauksien keskiarvot samaan kuvaajaan venttiilin noston funktiona, päästään sylinterikansia vertailemaan keskenään. Kuvaaja nähdään kuvassa 13.



Kuva 13. Testattujen kansiin pakokanavien virtausominaisuudet venttiilin noston funktiona.

Kuten imukanavien tapauksessa (kuva 12), myös pakokanavien virtauspotentiaalin (kuva 13) havaitaan olevan huomattavasti korkeampi AFR:n kanssa kuin vakiossa. Korkeilla nostoilla (>10 mm) virtaus on jopa 30 % suurempi. Virtausarvon suuruus korkeilla nostoilla mahdollistaa, kuten imukanavienkin tapauksessa, virtauspotentiaalin tehokkaan hyödyntämisen erityisesti moottorin korkeilla käyttönopeuksilla.

## 4 Testimoottorin suorituskykymittaus

Olennaisena osana työtä oli moottorin testiajo ja suorituskykymittaukset erilaisilla kokoonpanoilla.

### 4.1 Mittausten tavoite

Suorituskykymittausten tavoitteena oli todentaa virtausdynamometrillä havaittujen erojen vaikutusta moottorin toimintaan tosielämän tilanteissa. Mittausten yhteydessä tekijä myös perehtyi moottorin polttoaineensyötön ja sytytysjärjestelmän optimointiin sekä testaustoimintaan. Optimaalisissa olosuhteissa odotettavissa olisi siis moottorin suorituskyvyn paraneminen jopa 30 prosentilla; todennäköisempänä pidettiin kuitenkin maltillisempaa suorituskyvyn kasvua, johtuen testimoottorin käyttäjille tuntemattomasta suorituskyky potentiaalista sekä varovaisesta suhtautumisesta SuperFlow'n tarjoamiin arvioihin sylinterinkannen virtausominaisuuksien vaikutuksesta moottorin suorituskykyyn.

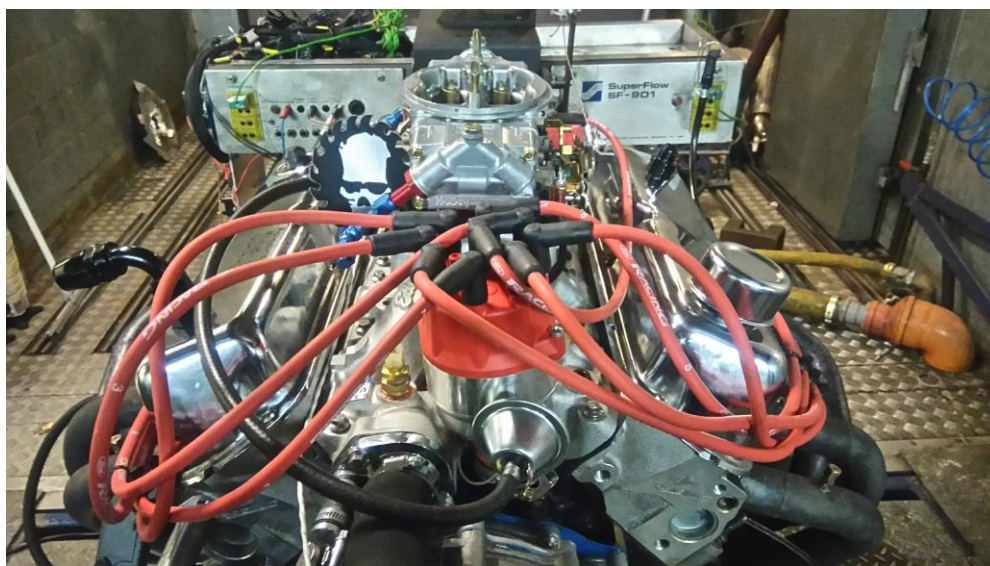
Moottorissa ei aiemmissa testeissä ollut havaittu suorituskykyeroja erilaisten sylinterikansien välillä. Tämän arvioitiin johtuneen polttoaineensyöttö- ja sytytysjärjestelmien toiminnasta sekä mahdollisesti moottorin rakenteen, erityisesti moottorin tehdasasenteisen nokka-akselin, ominaisuuksista. Sylinterikansien virtausarvojen ero on toisaalta niin huomattava, että mikäli moottoria testattaessa suorituskykyeroja ei optimoinnin jälkeen havaita, lienee tarpeen perehtyä moottorin kokoonpanoon ja ohjaukseen tarkemmin.

### 4.2 Testimoottori

Testimoottorina käytettiin Metropolian autolaboratorion käytössä olevaa Ford Racing 302 -polttomoottoria (kuva 14). Moottori on 8 sylinterinen, yhdellä sylinteriryhmään sijoitetulla nokka-akselilla varustettu V-konfiguraation omaava moottori. Iskuutilavuus on 302 kuutiotuumaa (n. 4,9 litraa), sylinterin poraus 102 mm ja iskun pituus 76 mm. Vakiokokoonpanossa moottorin puristussuhde on valmistajan mukaan 9,0: 1 ja moottorin tuottama teho n. 340 hevosvoimaa. Moottoriin on tämän työn yhteydessä vaihdettu nokka-akseli, joka omaa seuraavat ominaisuudet: tehdasasenteisia vastaavia keinuvipuja (vipusuhde 1,6) sylinterinkannessa käytettäessä imuventtiilin suurin nosto 14,1 mm ja pa-

koventtiin suurin nosto 14,35 mm. Imuventtiin suurin aukioloaika 247 astetta kampiakselilta mitattuna, pakoventtiin suurin aukioloaika 282 astetta. Imu- ja pakoventtiilien suurimpien nostoarvojen erotus on 112 astetta mitattuna nokka-akselilta. Uuden nokka-akselin toivottiin tehostavan moottorin kaasunvaihtoa ja täten suorituskykyä erityisesti korkeilla käyttönopeuksilla, jolloin AFR:n kansien vakiota paremmat virtausominaisuudet mahdollisesti korostuisivat. Moottori oli jo aikaisemmin muutettu autolaboratorion henkilökunnan toimesta käyttämään imusarjaruiskutusjärjestelmää, jota ohjattiin Kronenbourg Management Systemsin valmistamalla moottorinohjausjärjestelmällä.

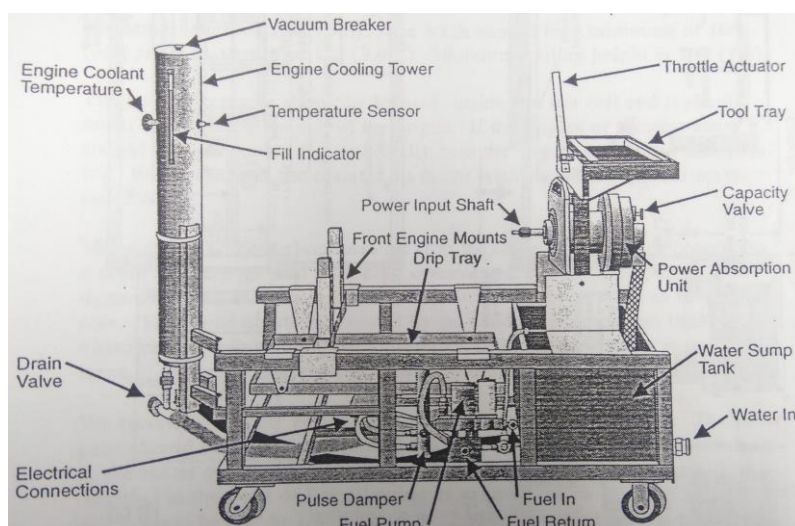
Työn yhteydessä moottoria säädettäessä ja testattaessa havaittiin kuitenkin ongelmia moottorinohjauksessa: ohjaus ei reagoanut säätöihin halutulla tavalla moottorin pakokaasujen jäännöshapetta seossuhteen säätämisen parametrina käytettäessä. Lisäksi moottorin suorituskyvyssä havaittiin mittauksien yhteydessä katastrofaalista vääntömomentin degressiota, jolle ei löydetty selitystä. Koska moottorin toiminta ei reagoanut moottorinohjaukseen tehtyihin muutoksiin halutulla tavalla, ja koska moottorin käytökselle ei keksitty loogista selitystä, päätettiin moottorin muuttaa kaasuttimella ja virranjakajalla toimivaksi. Samalla syntyi ajatus tutkia ruiskutusjärjestelmän komponentteja tulevaisuudessa tarkemmin, esimerkiksi suutinten mittauksella, jotta löydettäisiin mahdollinen selitys ruiskutusjärjestelmällä varustetun moottorin toiminnalle testiajossa. Moottorin polttoaineensyöttöön ja seostamiseen päätettiin käyttää Holley Performance Productsin valmistamaa korkean suorituskyvyn omaavaa kaasutinta, ja sytytysjärjestelmänä käytettiin MSD:n valmistamaa virranjakajaa ja sytytyspuolaa.



Kuva 14. Testimoottori kiinnitettyä dynamometriin.

### 4.3 Mittauslaitteisto

Mittauslaitteena käytettiin Metropolian autolaboratorion SuperFlow SF 901- moottoridynamometriä. Mittalaitteen datalehti on esitettyä liitteessä 2. Dynamometrillä pystytään mittaamaan moottorin tuottamaa vääntöä käyttäen moottorin kampiakseliin kiinnittyvää nesteen virtauksen vastustamiseen perustuvaa jarrulaitetta. Jarrulaitteella siis käytännössä muodostetaan moottoria kuormittava momentti. Tämä momentti on säädettävissä dynamometrin ohjauspaneelista. Ohjauspaneelin kautta käyttäjä pystyy myös esittämään moottorille momenttitoiveita kaasuläpän/-läppien asentoa säätämällä, sekä tarkkailemaan moottorilta mitattuja arvoja. Dynamometrillä moottoria kuormittamalla saadaan mitattua moottorin tuottama vääntömomentti annettua kuormaa vastaan halutulla käyntinopeudella. Dynamometrin rakenne nähdään kuvassa 15.



Kuva 15. SF-901 dynamometrin rakenne [5, 1-5].

Dynamometri mahdollistaa moottoriin syötettävän ilman ja polttoaineen määrän tarkan reaaliaikaisen mittauksen erillisillä antureilla seossuhteen sekä hyötysuhteen määrittämiseksi. Koska autolaboratorion aiemmin suorittamissa mittauksissa ilmamääräanturin oli havaittu vähentävän huomattavasti jo testimoottoria pienempien moottorien hapensaantia, ja haittaavan täten moottorin suorituskykyä, ilmamäärämittarin käytöstä testien yhteydessä luovuttiin. Seossuhteen mittaamiseksi päädyttiin käyttämään erillistä pakokaasujen jäännöshapen määrää mittaavaa laajakaistalambdamittaria.

Dynamometrillä on testin aikana mahdollista mitata testattavasta moottorista seuraavia arvoja: käyntinopeus, moottorin tuottama vääntö, moottorin polttoaineenkulutus, moottorin imuilman kulutus, imuilman lämpötila, moottorin pakokaasujen lämpötila, ympäröivän ilman ilmanpaine, imusarjan ilmanpaine sekä erinäisiä moottorin nesteiden lämpötiloja. Mitatuilla arvoilla dynamometri pystyy laskemaan muun muassa seuraavat arvot: moottorin teho, käytetyn ilma-polttoaineseoksen seossuhde, polttoaineen ominaiskulutus, moottorin imuilman ominaiskulutus, tilavuudellinen hyötysuhde sekä mekaaninen hyötysuhde.

Dynamometrin ohjauspaneeli (kuva 16) sisältää kontrollit moottorin imuilman määrän ja dynamometrin moottorille kohdistaman kuorman säätämiseen, mittareita mitattujen arvojen havainnointiin sekä valitsimet erilaisille testiohjelmille parametreineen.



Kuva 16. Autolaboratorion SF-901 dynamometrin ohjauspaneeli.

Dynamometrin ohjauspaneelin kautta on mahdollista suorittaa täysin manuaalista testiä, ohjaten sekä kaasuläpän asentoa että moottoria kuormittavaa momenttia käsin. Tämä on käytännössä järkevää vain moottorinohjauksesta säädettäessä; suorituskykyrajoitus on helpompaa ja tehokkaampaa suorittaa dynamometrin automaattisilla testeillä. Dynamometri suorittaa testin jarruttamalla moottorin kierrosnopeuden käyttäjän valitsemaan arvoon, josta testin alettua käyntinopeuden annetaan nousta halutulla nopeudella (säädettävissä ohjauspaneelistä 25–2000 rpm/s, normaalina suositusasetuksena käy-

tään asetusta 300 rpm/s). Testin aikana moottorin kaasuläppä on täysin avattuna, ja dynamometri antaa kierrosnopeuden nousta haluttuun ylärajaan asti. Käytössä on myös esimerkiksi ns. step-testi, jossa dynamometri jakaa ylä- ja alakierrosrajan välisen alueen haluttuun määrään askelia, ja mittaa vääntömomentin näiltä askelilta nostaen kierrosnopeutta hallitusti.

Dynamometrin toiminnan ohjaamista ja mitattujen arvojen seuraamista sekä erityisesti arvojen tallentamista ja jälkikäsitteilyä varten dynamometrin varusteisiin kuuluu myös SuperFlow WinDyn-tietokoneohjelma. WinDynin avulla voidaan säätää dynamometriin muun muassa raja-arvoja testeille (esim. testin keskeytys moottorin jäähdytysnesteen lämpötilan noustessa annettuun raja-arvoon), sekä suunnitella ja tallentaa erilaisia testikokonaisuuksia. WinDynin avulla myös moottorilta mitattujen arvojen seuraaminen on huomattavasti helpompaa kuin dynamometrin ohjauspaneelista tarkkailemalla; kaikki halutut arvot saadaan yhdelle tietokoneen näyttönäkymälle vrt. ohjauspaneeli, jossa haluttu arvo pitää manuaalisesti valita nähtäväksi ja kaikkia arvoja ei voida seurata samaan aikaan. Testi ja tulokset pystytään tallentamaan WinDynin kautta datan jälkikäsitteilyä varten, ja tämän lisäksi WinDyn mahdollistaa testitulosten graafisen esittämisen.

#### 4.4 Mittausjärjestelyt

Suorituskykymittaukset suoritettiin Metropolian autolaboratorion emissiolaboratoriossa. Laboratorion varusteet mahdollistavat olosuhteiden tarkan havainnoinnin ja kontrollin, esimerkiksi ilmanpaineen tarkkailun ja tehokkaan ilmanvaihdon. Ilmanlaatu ja ilman lämpötilan kontrollointi ovat erittäin tärkeitä polttomoottoria testattaessa; ilman lämpötila vaikuttaa ilman tiheyteen, jolloin sylintereihin ei ilman lämpötilan liiallisesti noustessa saada riittävää täytöstä. Mikäli taas moottorin imuilma ei sisällä riittävästi reagoivaa happea, palotapahtuma ei pysty hyödyntämään kaikkea tarjottua polttoainetta lämmön muodostamiseksi. Hapen määrän takaamiseksi moottorin pakokaasujärjestelmä liitettiin erilliseen pakokaasuimuriin, ja laboratorion koneellisella ilmanvaihdolla taattiin riittävä raittiin ilman määrä. Tehokkaalla ilmanvaihdolla on myös huomattava vaikutus laboratorion sisäilman lämpötilaan ja sitä kautta moottorin imuilman lämpötilaan.

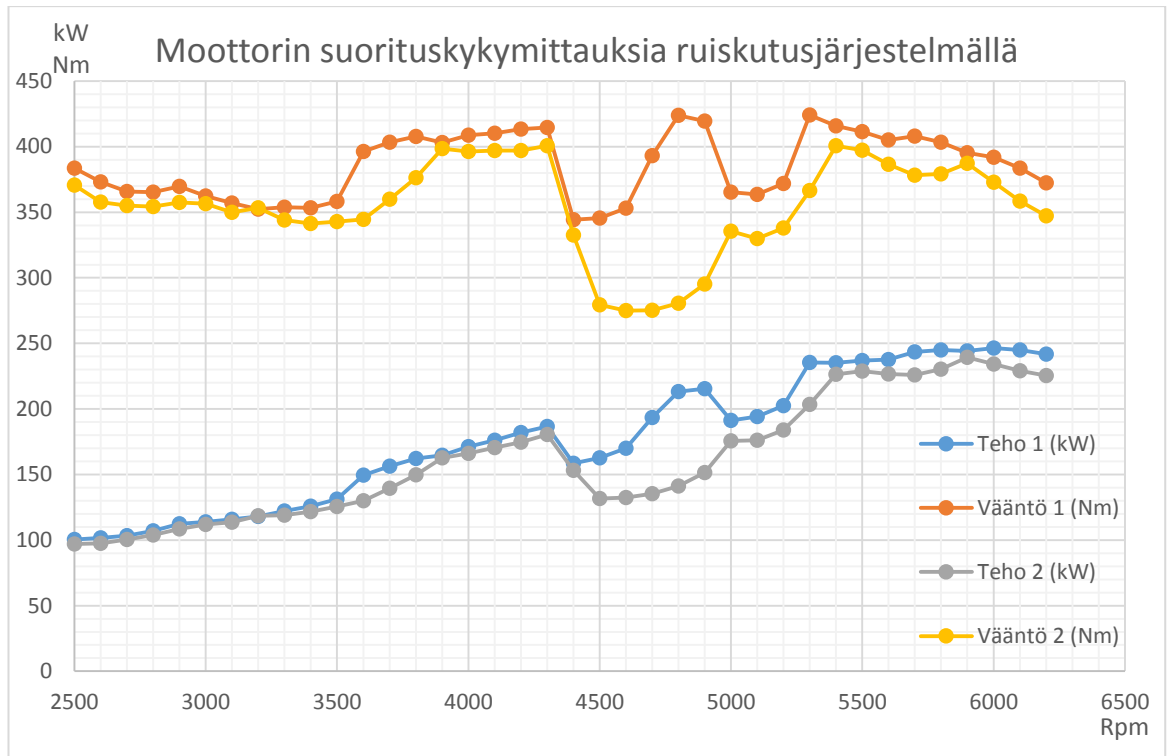
Suorituskykymittauksia suoritettiin dynamometrin Auto Test Acceleration -testiohjelmalla. Automaattisen testisyklin suorittamiseksi moottorin kaasuläppä avataan täysin,

jonka jälkeen automaatiikka jarruttaa moottorin käyntinopeuden haluttuun aloitusnopeuteen säätämällä dynamometrin jarruttavaa momenttia. Moottorin käyntinopeuden taasaannuttua tähän haluttuun arvoon, testi aloitetaan ohjauspaneelin kytkintä painamalla. Testin aikana dynamometri säätää jarruttavaa momenttia automaattisesti antaen moottorin kierrosnopeuden kasvaa kontrolloidusti käyttäjän valitsemalla nopeudella. Testissä käytettiin kierrosnopeuden nousulle arvoa 300 rpm/s. Kun haluttu yläraja kierrosnopeudelle saavutetaan, moottorin kierrosnopeus pudotetaan sulkemalla kaasuläpät ja täten katkaisemalla imuilman virtaus. Testeissä aloituskierrosnopeudeksi valittiin 2500 rpm ja päättymisnopeudeksi 6200 rpm.

Ohjeissaan SuperFlow suosittelee kierrosnopeuden kasvattamiselle maltillista arvoa, johtuen moottorin ja dynamometrin komponenttien hitausmomentin vaikutuksen kasvusta moottorilta mitattuun vääntömomenttiin kulmakiihtyvyyden kasvaessa. Tutkitusti moottorilta indikoitu vääntömomentti vähenee moottorin kulmakiihtyvyyden kasvaessa ja päinvastoin kasvaa moottorin pyörimisnopeutta vähennettäessä (negatiivinen kulmakiihtyvyys). SuperFlow antaa käyttöohjekirjassa esimerkin empiirisesti havaitusta vaikutuksesta moottorilta mitattuun vääntömomenttiin; esimerkkimoottorissa (Chevrolet 350 Small Block) on havaittu moottorilta mitatun vääntömomentin vähenevän n. 4 Nm testin aikana käytetyn kulmakiihtyvyyden kasvaessa 100 rpm/s.

#### 4.5 Moottorin säätö- ja testiajo sekä suorituskykymittaus

Kuten edellä mainittiin, moottorin suorituskykymittaukset aloitettiin ruiskutusjärjestelmän säätämällä. Moottorin toiminta ei kuitenkaan reagoinut säätöihin halutulla ja odotetulla tavalla. Lisäksi moottorin tuottamaa vääntömomenttia Autotest-toiminnolla mitattaessa havaittiin selittämätöntä, mutta hyvin säännöllistä ja tarkasti toistuvaa vääntömomentin katoamista. Moottoria testattiin myös Step-testillä useita kertoja, muuttaen sekä moottorinohjauksen että testiohjelman parametrejä, mutta tulosten luotettavuus ei parantunut kuin ei myöskään moottorin toiminta. Kaksi esimerkkiä ruiskutusjärjestelmällä varustetun moottorin Acceleration-suorituskykymittauksista on esiteltynä kuvassa 17.



Kuva 17. Esimerkkejä ruiskutusjärjestelmällä ohjatun moottorin suorituskykymittauksista.

Kuvassa 17 nähtävissä kuvaajissa nähdään selkeästi pyörimisnopeudessa 4300 rpm toistunut vääntömomentin romahtaminen sekä moottorin epälooginen reagointi moottorinohjauksen säätöihin. Kuvassa esitetyt mittaukset suoritettiin peräjälkeen, kasvattaen mittausten välissä polttoaineen ruiskutusmäärää kierrosalueella 3000–4000 rpm. Muutokset suoritettiin käyttämällä lambda-anturin antamaa arvoa ja moottorinohjauksen lambdaan perustuvaa automaattisäätöä. Toisen mittauksen jälkeen moottorinohjaus pyrki tekemään samalla kierrosalueella edellisen muutoksen lähes täysin kumoavan korjauksen vähentämällä polttoaineen ruiskutusmääriä. Lisäksi kuvaajat poikkeavat toisistaan suuresti kierrosnopeuden kasvaessa yli 4400 rpm, vaikka näillä pyörimisnopeuksilla moottorinohjausta ei muutettu.

Moottorin käynti alle 2500 rpm:n käyntinopeuksilla oli hyvin epätasaista, ja testiajoa kuormaa vastaan ajettaessa moottorin käyntinopeus vaihteli jopa +/- 500 rpm. Kaiken kaikkiaan moottorin toiminta ruiskutusjärjestelmällä oli hyvin epätasaista, ja suorituskykymittausten tuloksissa oli suurta vaihtelua vaikka olosuhteet ja moottorinohjauksen säädöt pysyivät lähes identtisinä.

Mahdolliseksi syiksi moottorin selittämättömälle käytökselle epäiltiin muun muassa ruis-kutusjärjestelmän suuttimien toiminnassa tapahtuvaa virhettä, esimerkiksi polttoaineen atomisoinnin epäonnistumista, tai imusarjan sopimattomuutta muuhun kokoonpanoon. Testimoottoriin imusarjaa valittaessa oli huomattu moottoriin olevan tarjolla käytännössä vain yksi ns. single plane -tyyppinen imusarjaruiskutteinen imusarja, jonka käyttäjäkoekemuksia on saatavilla erittäin niukasti. Läppärunkoruiskutteinen järjestelmä mahdollistaisi minkä tahansa imusarjan, esimerkiksi kaasutinkäytössä usein suorituskyky potentiaallistaan paremmaksi havaitun ns. dual plane -tyyppisen imusarjan käytön.

Kaasutinjärjestelmän ja virranjakajalla toimivan sytytysjärjestelmän avulla moottori saatiin toimimaan ja säädetyksi halutulla tavalla. Moottorilla suoritettiin testiajoa manuaalisesti kaasua ja kuormaa säätelemällä, ja moottori reagoi odotetulla tavalla.

Kaasuttimen säädössä apuna käytettiin erillistä pakokaasujen happipitoisuusmittaria. Moottoria säädettäessä tarkasteltiin seossuhdetta erilaisilla kuormituksilla ja kierrosalu-eilla. Kaasuttimen huomattiin mahdollistavan tehdasasenteisessa kokoonpanossa melko tarkasti haluttu lambda-arvo ( $\lambda = 0,85$ ), joten tarvetta suuttimien vaihdolle ei nähty. Tyhjäkäynnin seosta sekä polttoaineen tasoa kohokammioissa jouduttiin kuitenkin sää-tämään moottorin käynnin optimoimiseksi.

Moottorin sytytysjärjestelmän sytytysennakko säädettiin muuttamalla virranjakajan asen-toa suhteessa kampiakselin asentoon, eli niin kutsuttua perusennakkoa muuttaen, ja va-litseamalla virranjakajan keskipakoissäätimeen halutun sytytyskäyrän mahdollistavat jou-set. Sytytysennakon käyttäytymistä tutkittiin säätämisen aikana ajoituslampulla. Lopulli- sessa testikokoonpanossa sytytysjärjestelmän perusennakoksi säädettiin 12 kampiak-selin astetta ennen yläkuolokohtaa sytytysennakon maksimiarvon ollessa 32 kampiak-selin astetta ennen yläkuolokohtaa. Sytytysennakon määrään ja käyttäytymiseen moot-torin alipaineen ohjaamana osakaasulla ei nähty syytä perehtyä; koska moottoria käyte-tään suorituskyky mittauksessa vain täydellä kaasun avauksella, ei alipaineohjaus vai-kuta sytytysjärjestelmän toimintaan.

Koska testimoottoriin valmistettujen pakosarjojen rakenne mahdollistaa pakosarjan niin kutsuttujen primääriputkien vaihdon ja tätä kautta pakosarjan pituuden muutoksella pa-kosarjan pulssien manipuloinnin, päätettiin moottorin testauksen yhteydessä suorittaa myös testejä eripituisilla pakosarjoilla. Tavoitteena oli löytää moottorin suorituskyvyn

kannalta paras mahdollinen kokoonpano. Testimoottorin toimintaa oli simuloitu tietokoneellisesti aikaisemmassa opinnäytetyössä [6, s. 72], jossa ei kuitenkaan ole esitelty moottoriin simulaatioiden perusteella määritettyjen optimaalisten komponenttien ominaisuuksia.

Moottoriin oli jo testausvaiheeseen edettäessä suoritettu runsaasti korjauksia ja muutoksia työn tekijän toimesta, muun muassa pyritti vähentämään moottoriin ilmeisesti ohi-  
vuodon seurauksena syntyvää kampikammion painetta muokkaamalla venttiilikoneiston kansasia, sekä suorittamalla jo edellä mainittu muutos ruiskutusjärjestelmästä kaasutti-  
meen. Lisäksi moottoriin suoritettiin muun muassa useita kierteiden korjauksia sekä ko-  
koonpanoon sopimattomien ja vioittuneiden osien korjausta ja vaihtoa. Myös dynamo-  
metriin liittyvää polttoaineensyöttöjärjestelmää jouduttiin muuttamaan kaasutinlaitteis-  
toon siirryttäessä, sekä polttoainejärjestelmän pumpussa sekä letkuissa havaittuja vuo-  
toja korjaamaan. Kaikki nämä työt söivät projektiin varattua aikaa, mikä johti lopulta pro-  
jektin valmistumisen viivästymiseen.

Moottorin säätämisen ja testikäytön jälkeen aloitettiin moottorin suorituskykymittaukset tehdasasenteisilla sylinterikansilla. Varsinaisia suorituskykymittauksia aloitettaessa ha-  
vaittiin moottorilla kuitenkin yhtäkkinen, runsas öljyvuoto. Lisäksi jo säätöajon aikana ha-  
vaitun moottorista kuuluvan melun voimistuminen herätti huolta moottorin kunnosta. Me-  
lua kuunneltiin testikäytön aikana stetoskoopilla, ja lähteeksi havaittiin moottorin kampi-  
koneisto. Syyksi epäiltiin mahdollista laakerivauriota. Öljyvuodon epäiltiin johtuvan vioit-  
tuneesta moottorin niin kutsutusta takapään öljytiivisteestä, jonka tarkoituksena on tiivis-  
tää kampiakselin takapään ja moottorin sylinteriryhmän välinen liitos.

Öljytiivisteiden vioittumisen aiheuttaneen tekijän diagnosoinnin ja öljytiivisteiden vaihtoon  
tarvittavan työmäärän katsottiin yhdessä laakerien kunnan tarkastamisen ja mahdollisen  
vaurion korjaamisen olevan liian aikaa vieviä suoritettavaksi projektin jo entuudestaan  
pitkittyneen aikataulun sallimissa rajoissa. Tästä syystä projektin senhetkisen suunnitel-  
man mukainen toteutus päätettiin keskeyttää ja suorittaa moottorin suorituskykymittauk-  
set tulevaisuudessa moottorin tutkimisen ja korjaamisen jälkeen.

## 5 Yhteenveto

Tavoitteena työssä oli tuottaa vertailukelpoista dataa sylinterikansien virtausominaisuuksien eroista, sekä todentaa erojen vaikutusta moottorin toimintaan moottorin suorituskykymittauksilla. Tavoitteessa onnistuttiin puolittain: sylinterikansien mittaus onnistui tarkoitetulla tavalla, mutta moottorin suorituskykymittaukset jäivät kesken moottorin vaurioitumisesta johtuen. Työn aikana tapahtui lukuisia vastoinkäymisiä, joiden syyt analysoitiin projektin lopetuksen yhteydessä.

Työn tekijällä oli erittäin rajoitettu määrä aikaa työn tekemiselle, vain 1–2 päivää viikossa, johtuen opiskelun ulkopuolisista työtehtävistä. Tästä syystä pienikin viivästyminen haittasi työn etenemistä suuresti. Testimoottoriin suoritettavat muutokset ja korjaukset veivät odotettua enemmän aikaa, ja esimerkiksi ruiskutusjärjestelmän toiminnan tutkimiseen ja parannusyrytyksiin käytettiin huomattavan paljon aikaa. Näitä viivästyksiä olisi helpoiten voitu välttää aloittamalla työskentely moottorin parissa purkamalla moottori, kartoittamalla moottorin kunto sekä laatimalla yksityiskohtainen suunnitelma sekä moottorin kokoonpanosta että tarvittavista osista ja välineistä. Työn keskeyttänyt moottorin toimintahäiriö ei paremmalla aikataulutuksella olisi todennäköisesti lopettanut projektin etenemistä vaan aiheuttanut viivästyksiä. Tällä kertaa kuitenkin aikataulullisista syistä työn eteneminen pysähtyi.

Toisaalta tarkoitus oli myös perehtyä moottorinohjauksen toimintaan sekä moottorin rakenteeseen käytännön tasolla ja tarjota mahdollisuus sekä käyttää että syventää opiskelun aikana karttunutta tietoa. Johtuen lukuisista vastoinkäymisistä sekä moottorinohjauksen toiminnan ongelmallisuudesta tässä onnistuttiin yli odotusten. Tekijän tietotaito moottorin rakenteesta ja erityisesti testaustoiminnasta ja moottorinohjauksen optimoinnista parani huomattavasti. Lukuisat työtunnit moottorinohjauksen säätämisen ja ruiskutusjärjestelmällä varustetun moottorin testiajon parissa valmistasivat opiskelijaa paitsi teoriaan soveltamiseen tosielämässä myös ongelmatilanteiden ratkaisemiseen.

Työ toimi myös arvokkaana oppituntina projektitoiminnan valmistelun ja suunnitelmallisuuden tärkeydestä sekä opetti tekijänsä suhtautumaan skeptisesti kaikkeen tietoon, mitä ei ole mitattu luotettavasti ja dokumentoitu tarkasti myöhempää käyttöä varten.

Työssä kerättyä dataa sylinterikansista voidaan kuitenkin käyttää jatkossa moottorin suorituskykymittausten tulosten vertailussa. Kerätyn datan ja kokemusten voidaan katsoa täydentävän moottorista aiemmissa tutkimuksissa kerättyä tietotaitoa ja työn raporttia voidaan käyttää perehdyttäessä virtausdynamometrin ja moottoridynamometrin toimintaan sekä testaustyöhön.

Lisäksi työn aikana pohdittiin parannusehdotuksia autolaboratorion testausvälineisiin. Esimerkiksi virtauspenkin kiinnitysadapteriksi suositellaan valmistettavan adapteri, joka mahdollistaisi sylinterikannen kiinnityksen esimerkiksi kannen kiinnityspulttien reikiä käyttämällä erillisten puristimien sijaan. Tämä mahdollistaisi paitsi kannen helpomman ja luotettavamman kiinnityksen, ja sitä kautta testauksen mutkattomuuden, myös suurempien kokoonpanojen luotettavan kiinnityksen (esimerkiksi sylinterikannen ja imusarjan muodostaman kokoonpanon). Lisäksi tukevampi adapteri voitaisiin suunnitella käyttämään esimerkiksi kumisia tiivisteitä tiivistysmassan sijaan.

Moottorissa havaittua kampikammion paineistumista, siihen johtavia tekijöitä sekä mahdollisuuksia paineen muodostumisen vähenemiseen tulisi tutkia tarkemmin. Toimenpiteitä tullaan luultavasti suorittamaan moottorin mahdollisten vaurioiden tarkastuksen yhteydessä.

## Lähteet

- 1 Heywood, John B. 1988. Internal combustion engines fundamentals. New York: McGraw-Hill Education.
- 2 Targeting AFR values. 2013. Verkkodokumentti. SAFR.  
< <http://www.safrtool.com/SAFR-AFR-values.asp>>. Luettu 10.9.2016.
- 3 Parviainen, Heikki. 2012. Moottoritekniikan perusteet. Opetusmateriaali. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 4 SF-1020 FlowBench Operator Manual. 2010. Colorado Springs: SuperFlow Technologies Group.
- 5 SF-901 Instruction Manual. 1997. Colorado Springs: Superflow Technologies Group.
- 6 Kangasniemi, Jarno. 2013. Ford 302 -moottorin simulointi. Insinööri työ. Helsinki: Metropolia Ammattikorkeakoulu.

## **SuperFlow SF-1020 Pro Bench -virtausdynamometrin datalehti**

© 2010 SuperFlow Corporation

SF-1020 Flowbench specifications

### Flow Pressure

Accuracy:  $\pm 0.5\%$  of reading in normal operating ranges

Repeatability:  $\pm 0.25\%$  of reading

Range: 0–1 psi

### Test Pressure

Accuracy:  $\pm 0.5\%$  of reading

Range: 0–5 psi

### Temperature Measurement

Accuracy:  $\pm 0.5^\circ \text{ F}$  ( $\pm 0.3^\circ \text{ C}$ )

### Auxiliary Inputs

Voltage range: 0 to +3 Volts DC

Frequency: Mag or TTL, 0 to 3200 Hz

### Power Requirements

240 VAC, 75A, single-phase 50/60 Hz

**SuperFlow SF- 901 -moottoridynamometrin datalehti**

© 1997 SuperFlow Corporation

SF-901 Engine dynamometer systems specifications

Tachometer: Magnetic pickup on 60-tooth gear

Range: 0–22,000 RPM (1/min) x 1

Torque: Temperature-compensated strain gauge bridge

Range: 0–1,000 lb-ft (0–1350 Nm) x 0.1 ± 0.2% fs

Calibration arm included. Other ranges available as options

Compensated temp. range: 0–150 F° (-15° to 65° C)

Fuel flow: Filter, pump, accumulator, pressure regulator, gauge and vibration-isolated radial-flow turbine meter.

Range: 0–800 lb/hr (100 g/s) x 0.1 ± 0.5% fs

Pressure drop: 3 psi D P @ 600 lb/hr max.

Specific gravity range: 0.40–1.40

Air flow: Choose one of the following turbines:

4" (10 cm) diameter turbine: 4–150 cfm (2–70 l/s), 3–100 HP (2–75 kW)

6.5" (16.5 cm) diameter turbine: 10–800 cfm (5–380 l/s), 5–600 HP (3.75–450 kW)

9" (23 cm) diameter turbine: 20–1,200 cfm (10–566 l/s), 30–1,000 HP (22–750 kW)

Accuracy: ± 0.5% fs

Exhaust temperatures:

Type K thermocouples, 8 input channels expandable to 16

Range: 0–2,000°F (-18° to 1100°C) x 1, linearized

Pressures: Six additional channels may be added

Oil: 0–200 psi (0–1300 kPa) x 0.1, ± .01" (.3 mm) of water

Manifold vacuum: -10 to 40 psi (-69 to 275 kPa) x 0.1, ± 0.5% fs

Barometric: 0–32" Hg (0–110 kPa) x 0.01, ± 0.01% fs

Power requirement: 80 VA, 105–130 VAC or 207–260 VAC, 47–63 Hz