

Tommy Selroos

Dieselmoottorin hyötysuhteenparantaminen

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Auto- ja kuljetustekniikka

Insinööriytyö

26.10.2016

Tekijä Otsikko	Tommy Selroos Dieselmoottorin hyötysuhteenparantaminen
Sivumäärä Aika	35 sivua + 1 liitettä 26.10.2016
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Auto- ja kuljetustekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Jälkimarkkinointi
Ohjaaja	Lehtori Heikki Parviainen, Metropolia Ammattikorkeakoulu
<p>Tämän insinööriyön tarkoituksena oli pyrkiä parantamaan kohdemoottorin hyötysuhdetta verrattuna tehtaan vakioon. Kohteena oli Mercedes-Benz 300 turbodieselin kuusisylinterinen ja kolmelitrainen esikammiodieselmoottori, jonka hyötysuhdetta työssä yritettiin parantaa mahdollisimman tehokkaasti. Moottorin mittaukset suoritettiin jarrudynamometrissä.</p> <p>Opinnäytetyössä tarkastellaan moottorin käyttäytymistä eri ahtopaineilla ja vertaillaan moottorin tehollisen keskipaineen muutosta vakiomoottorin laskennalliseen teholliseen keskipaineeseen. Työssä on pohdittu tehtyjen muutosten etuja ja haittoja ja pyritty löytämään viisain ja kustannustehokkain ratkaisu hyötysuhteen kannalta.</p> <p>Työhön kuului muutosten suunnittelu ja niiden toteuttaminen ajoneuvoon, polttoaineenkulutuksen mittaaminen vakiomoottorilla ja muutosten jälkeen eri ahtopaineilla sekä moottorin tehonmittaus muutosten jälkeen jarrudynamometrissä. Mittaustulosten perusteella moottoria on verrattu tehtaan ilmoittamiin suoritusarvoihin. Polttoaineenkulutuksen muutosta verrataan vakiomoottorilla itse mitattuun kulutukseen.</p> <p>Työn päätyttyä ajoneuvo on valmis jokapäiväiseen käyttöön paremmalla hyötysuhteella. Moottorin teho on noussut ja polttoaineenkulutus pudonnut hieman.</p>	
Avainsanat	Dieselmoottori, hyötysuhde, ahtaminen, keskipaine

Author(s) Title	Tommy Selroos Improving the Efficiency of a Diesel Engine
Number of Pages Date	35 pages + 1 appendices 26 September 2016
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Automotive Engineering
Specialisation option	Automotive After Sales Engineering
Instructor	Heikki Parviainen, Senior Lecturer
<p>The purpose of this Bachelor's thesis was to improve the efficiency of the target engine and compare it to the standard engine used by the factory. The engine was a Mercedes-Benz 300 six-cylinder, three-liter, turbo diesel engine, and an attempt was made to improve its efficiency as much as possible. Power measurements were carried out on a brake dynamometer test.</p> <p>The thesis examines the behavior of the various engines by different boost pressures and compares the mean effective pressure change in the engine with the constant computational effective average pressure in the engine. The thesis discusses the advantages and disadvantages of the changes made and tries to find the smartest and most cost-effective solution in terms of efficiency.</p> <p>The thesis included designing of the changes and their implementation in the vehicle. Fuel consumption measurement was carried out with a standard engine and after the changes with different boost pressures. Engine power measurement was made after the changes in the brake dynamometer. Based on the measurement the engine has been compared to the factory declared performance. Fuel consumption change was compared with the standard engine itself with the measured consumption.</p> <p>As a result of the project the vehicle is ready for everyday use more efficiently. Engine power has increased and fuel consumption has dropped slightly.</p>	
Keywords	Diesel Engine, efficiency, turbocharging, mean pressure

Sisällys

Lyhenteet

1	Johdanto	1
2	Dieselmoottori	1
2.1	Dieselmoottorin todellinen hyötysuhde	1
2.2	Toimintaperiaate	2
2.3	Dieselpolttoaineen palaminen	3
2.4	Dieselmoottorin nakutus	4
2.5	Dieselmoottorin teoreettinen kiertoprosessi	4
2.6	Tehollinen keskipaine	6
2.7	Polttoaineensyöttö dieselmoottorissa	7
2.8	Rivipumppu	7
3	Ahtaminen	8
3.1	Pakokaasuahtimen toiminta	9
3.2	Hukkaportti	10
3.3	Välijäähdytys	12
	Toiminta	13
4	Työn suunnittelu	14
4.1	Tavoitteet	14
4.2	Lähtötilanne	14
4.3	Kohdemoottori	15
	4.3.1 Toteutuksen suunnittelu	15
5	Työn toteutus	16
5.1	Pakosarja	16
5.2	Imusarja	18
5.3	Paineputkisto	21
5.4	Turboahhtimen valinta	22
	Hukkaportin valinta	26
5.5	Moottorin muutokset	27
	5.5.1 Kannentiiviste	27
	5.5.2 Ruiskutuspumppu	29
	5.5.3 Jäähdytyksen parannus	30

6	Mittaukset	31
6.1	Tehon mittaustulokset	31
6.2	Polttoaineenkulutusmittaukset	32
7	Yhteenveto	33
	Lähteet	35
	Liitteet	
	Liite 1. Jarrudynamometrimittaus ahtopaineella 1,6 bar	

Lyhenteet

EYKK ennen yläkuolokohtaa

rpm revolution per minute, moottorin kierrosta minuuttia kohden

hp horsepower, hevosvoima

kW kilowatti, tehon yksikkö

Nm newtonmetri, vääntömomentti

1 Johdanto

Tämän insinööriyön tarkoituksena oli tutkia dieselmoottorin hyötysuhteen parantamista. Työ toteutettiin Mercedesen jo valmiiksi turboahdettuun, kuusisylinteriseen dieselrivimoottorin. Moottori on tehtaalta tullessaan turboahdettu KKK:n valmistamalla K24-turboahdimella, eikä moottorissa ole välijäähdytintä.

Opinnäytetyön tarkoituksena oli nostaa moottorin hyötysuhdetta ja pyrkiä parantamaan sen polttoaineenkulutusta. Tehonmittaukset suoritettiin jarrudynamometrissä ja niitä verrattiin tehtaan ilmoittamiin vakioarvoihin. Polttoaineenkulutus mitattiin ennen ja jälkeen muutosten maantiellä ajamalla. Suorituskykyä oli tavoitteena nostaa vaihtamalla turboahdin, parantamalla jäähdytystä, muuttamalla polttoaineenruiskutusta ja parantamalla moottorin hengitystä.

Työhön kuului moottorin muutosten suunnittelu ja toteuttaminen, tehonmittaus jarrudynamometrissä sekä polttoaineenkulutuksen mittaaminen. Näiden muutosten ja mittaustulosten jälkeen voidaan verrata lopullista toteutusta tehtaan ilmoittamiin vakioarvoihin sekä vakio moottorilla mitattuun polttoaineenkulutukseen.

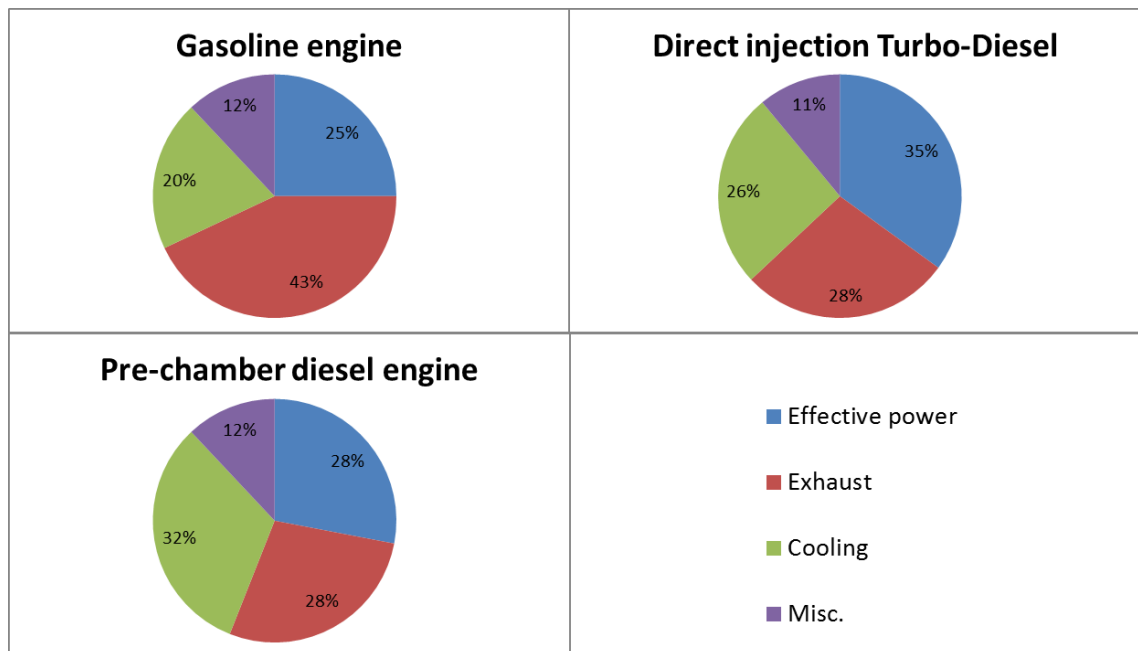
2 Dieselmoottori

Ensimmäinen toimiva dieselmoottori valmistettiin vuonna 1897 ja patentoitiin heti perään vuonna 1898. Dieselmoottorin on kehittänyt ja patentoinut saksalainen keksijä Rudolf Diesel. Alkuaikoina Suomessa puhuttiin dieselmoottorista usein virheellisesti nimellä tasapainemoottori

2.1 Dieselmoottorin todellinen hyötysuhde

Dieselmoottorin käyttämästä energiasta pystyttyä hyödyntämään lopulliseksi työksi vain pieni määrä kokonaisenergiasta. Dieselin todellinen hyötysuhde on yleensä noin 30–40 %. Loppuosa käytetystä kokonaisenergiasta kuluu jäähdytykseen, hukkalämpöön, kitkahäviöihin ja pakokaasun mukana ilmaan. Työssä käytetyn

esikammiollisen dieselmoottorin hyötysuhde on jo lähtökohtaisesti huonompi kuin suoraruiskutteen nykyaikaisen dieselmoottorin (kuva 1).



Kuva 1. Diesel- ja ottomoottorin energiankulutus osakomponentteina (1)

Työssä tehtyjä muutoksia tullaan tarkastelemaan tehollisen keskipaineen avulla ja tehollisen keskipaineen nousua vertaillaan vakiomoottorin keskipaineeseen. Tehollinen keskipaine kertoo, kuinka rasitettu moottori on, ja kuvaa moottorin akselilta saatua hyötytyötä. Tällä tavoin vertailu on yksinkertaisempaa ja vertailulukemat ovat luotettavampia.

2.2 Toimintaperiaate

Dieselmoottori on puristus-sytytteinen polttomoottori, joka toimii pääasiassa diesel- tai polttoöljyllä. Sylinteriin imetään imuahdin aikana aukinaisen imuventtiilin kautta ilmaa. Sylinteriin tuotu ilma puristetaan puristustahdin aikana kasaan molempien venttiileiden ollessa kiinni, ja ilman lämpötila nousee yli 500 °C:seen. Kasaan puristetun kuuman ilman joukkoon suihkutetaan puristustahdin lopuksi polttoainetta. Puristetun ilman korkeasta lämpötilasta ja paineesta johtuen polttoaine syttyy palamaan. Räjähdyksmäisesti palamaan syttyneen seoksen tuottamat palokaasut ja paine työntävät mäntää alaspäin työtahdissa. Mäntä työntää pakotahdin aikana palokaasut

ulos auenneesta pakoventtiilistä. Dieselmoottorin pakokaasut sisältävät typpeä, happea, hiilidioksidia, rikkidioksidia, nokea, hiilivetyjä, typenoksideja ja vesihöyryä.

Esikammiodiesel

Nykyaikaisissa dieselmoottoreissa polttoaine suihkutetaan suoraan moottorin palotilaan jossa se palaa, mutta vanhemmissa kuten työssä käytetyssä Mercedeksen moottorissa polttoaine suihkutetaan esikammioon. Kaasunvirtauksen voimakas pyörteily hajottaa polttoaineen ohueksi sumuksi. Varsinaisen palotilan lähellä on huonosti jäähdytetty kuumaseinämäinen esikammio, jonka tilavuus on noin 2–3 % palotilan suuruudesta. Esikammiossa polttoainesumu ohjataan törmäämään kammion kuumaan seinämään ja näin sumu syttyy palamaan (2, s. 75.)

Esikammiomoottoreissa käytetään vain yhtä tappimaista polttoainesuutinta, jonka virtausvastus on huomattavasti pienempi pienireikäisyytensä ansiosta. Tarvittava polttoainepumpun paine on sen takia pienempi ja muun muassa tiivistys on helpompaa. Moottori voidaan rakentaa vain yhdellä polttoainepumpulla, ja moottorin säätö tapahtuu yksinkertaisesti polttoainepumpun täytöstä säätämällä. Esikammiodieselin käynti on pehmeämpää, mutta sen polttoaineenkulutus on noin 10 % suurempi suorasuihkutudieseliin verrattaessa. Suurempi polttoaineen kulutus johtuu palotilan suuresta pinta-alasta ja ”myöhästyneestä” palamisesta (2, s. 75.)

2.3 Dieselpolttoaineen palaminen

Kuten edellä mainittiin työssäkin käytetyn esikammiomoottorin polttoaine syttyy kuumaan kammion seinään törmätessään. Nykyaikaisemmassa dieselmoottorissa, jossa polttoaine suihkutetaan suoraan palotilaan, tapahtuma on hieman monimutkaisempi. Syttyminen tapahtuu, kun kuuma korkeapaineinen ilma saattaa polttoainepisarat syttymislämpötilaan. Lämpötilan nousuun kuluu aikaa, ja sen takia aiheutuu syttymisviivettä. Viiveen aikana polttoainesuuttimesta ehtii tulla lisää polttoainetta palotilaan, joka syttyy nopeasti, kun sylinterissä oleva lämpötila ja paine nousevat ensin sylinteriin tulleen polttoaineen palamisesta johtuen. Näin syntyy nopean palamisen vaihe, joka riittää niin pitkään, että sylinteriin varastoitunut polttoaine on palanut. Tämän jälkeen polttoaine syttyy ja palaa pois, sitä mukaa kun sitä suuttimesta suihkutetaan. Nopean palamisen vaihe vastaa pV-piirroksen paineennousua

vakiotilavuudessa. Nopean palamisen jälkimmäinen vaihe taas sopii pV-piirroksen tilavuuden kasvua paineen pysyessä vakiona. Näiden palotapahtumien osuudet toisiinsa verrattuna vaikuttavat dieselmoottorin pääasialliseen käyntiin. Suurella syttymisviiveellä käynti on karkea ja palotapahtuman lämpötila korkealla samoin palopaine. Pienellä syttymisviiveellä vastoin käynti on tasaista, koska pääasiallinen palaminen tapahtuu vakiopaineessa. Liian suurella syttymisviiveellä dieselmoottori nakuttaa, koska syttymisen jälkeen palaa paljon polttoainetta lähes yhtä aikaa ja painen nousee liian nopeasti. Paras kokonaistulos saavutetaan, jos paineen nousu saadaan alkamaan hieman ennen moottorin yläkuolokohtaa noin 4–7 astetta eykk. (2, s. 32.)

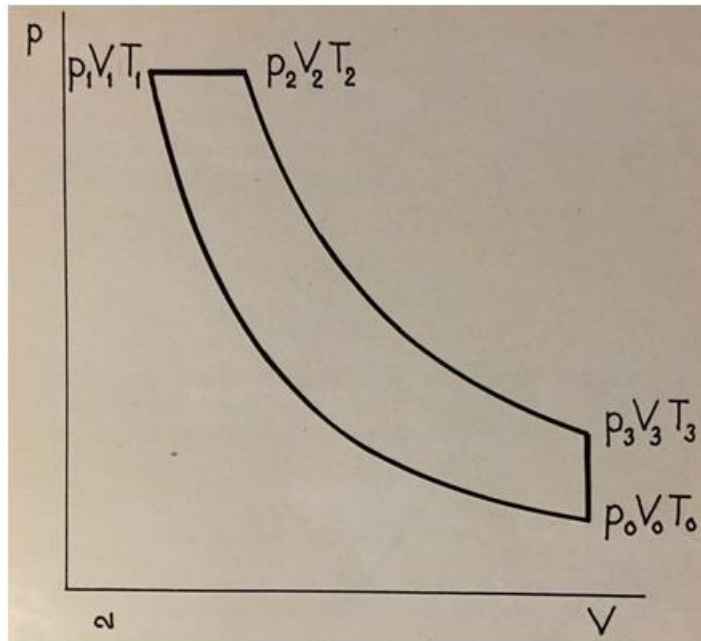
2.4 Dieselmoottorin nakutus

Dieselmoottorissa normaali käyntiääni on melko terävä verrattuna bensiinimoottoriin. Karkeampi käyntiääni johtuu normaalista palamisprosessista. Osittain dieselmoottorin nakuttava ääni on siis normaalia. Polttoainetta ruiskutetaan sylinteriin, ja alueet, joilla polttoaineen ja ilman sekoittuminen on tapahtunut aikaisemmin, tai alueet, joissa on enemmän happea, syttyvät aikaisemmassa vaiheessa lämpötilan ja paineen vaikuttaessa. Tästä aiheutuu ”kolinaa” tai ”nakutusta” muistuttavaa ääntä, joka on dieselmoottorille ominaista.

Dieselmoottorissa itsesyttymistä eli detonaatiota tapahtuu lämpövaikutuksesta. Kuuma pinta moottorissa tai hehkuva karsta moottorin palotilassa sytyttää polttoaineseoksen itsestään. Detonaatio rasittaa moottoria ja laskee sen suorituskykyä. Itsesyttymisvaara on suurimmillaan käynnin hidastuessa (2, s. 31.) Mitä aikaisemmin detonaatio tapahtuu, sitä suurempi määrä palamatonta seosta antaa sille energiaa. (12, s. 209.)

2.5 Dieselmoottorin teoreettinen kiertoprosessi

Koska dieselmoottorin teoreettinen kiertoprosessi tapahtuu teoreettisesti vakiopaineessa käsitellään vain palamisvaihe. Palaminen vakiopaineessa on havainnollistettu pV-piirroksessa kuvassa 2.



Kuva 2. Dieselmoottorin teoreettinen palotapahtuma, joka tapahtuu vakiopaineessa (2, s. 39).

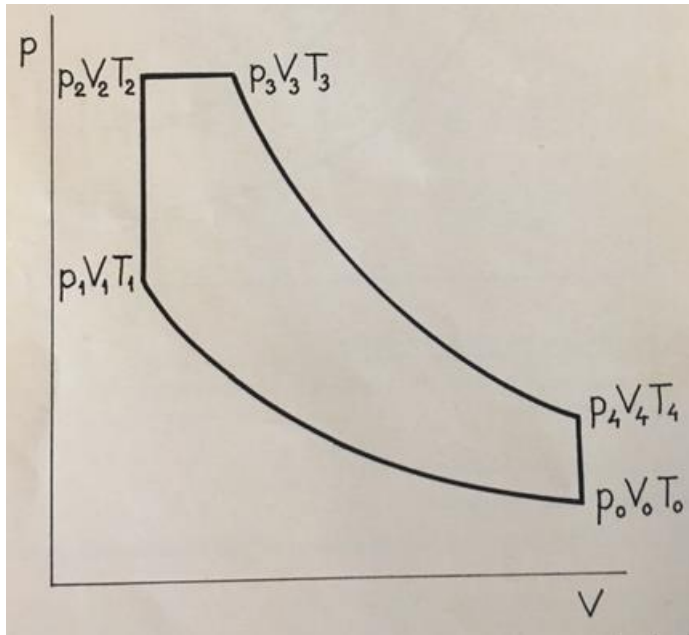
Mäntä liikkuu palamisen aikana niin, että palamisen jälkeen sylinterissä kaasun tilavuus

$$V_2 = \frac{T_2}{T_1} V_1 \quad (2)$$

Teoreettista termistä hyötysuhdetta laskettaessa esiintyy kuolokohtatilavuuksien V_1 ja V_0 lisäksi välitilavuus V_2 . Palamisenergian kaavan kaasun ominaislämpö c_p ja pakokaasujen mukana poistuva energia c_v eivät supistu. Vaan ne muodostavat suhteen $c_p / c_v = x$. Teoreettisen termisen hyötysuhteen kaava monimutkaistuu muotoon

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{m-1}} \cdot \frac{\varphi^{m-1}}{x(\varphi-1)}, \text{ missä } \varphi = \frac{V_2}{V_1}$$

Todellisuudessa polttoaineensuihkutus sylinteriin on aloitettava jo ennen yläkuolokohtaa ja palamista tapahtuu myös männän ollessa yläkuolokohdassa kuvan 2 mukaiesesti. Osa palamisesta tapahtuu vakiotilavuudessa, loppuosan palaessa lähes vakiopaineessa kuvan 3 mukaisesti.



Kuva 3. pV-piirros, jossa alkuosa palamisesta tapahtuu vakiotilavuudessa ja loppuosa vakioaineessa (2, s. 40).

Yllä mainitun teoreettisen termisen hyötysuhteen kaavaksi saadaan

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{m-1}} \cdot \frac{\varphi^m \delta^{-1}}{\delta^{-1} + x\delta(\varphi-1)}, \text{ jossa } \delta = \frac{p_2}{p_1} \quad \varphi = \frac{V_3}{V_2}$$

On vaikeahkoa havaita, miten φ ja δ vaikuttavat hyötysuhteen arvoon. Tarkemmin kaavaan perhdyttäessä osoittautuu, että paras hyötysuhde saavutetaan silloin, kun φ on pieni ja δ on suuri.

2.6 Tehollinen keskipaine

Se, kuinka paljon työtä saadaan sylinteriin tuodusta lämpöenergiasta, selviää pV-piirroksista. Kuitenkin pV-kuvaaja jättää erottelematta, kuinka hyvin moottori tekee työn omaan kokoonsa nähden. Mitä suurempi moottori on tilavuudeltaan, sitä pienemmällä paineella se tuottaa saman työn.

Tehollinen keskipaine kuvaa, kuinka rasitettu moottori on. Keskipaine p_{mi} on suorakaiteen korkeus, jonka pinta-ala on työpiirroksen pinta-alan suuruinen ja pituus

yhtä suuri kuin iskun pituus. Moottorin akselilta saatua hyötytyötä vastaava tehollinen keskipaine p_{me} saadaan kertomalla keskipaine p_{mi} mekaanisella hyötysuhteella:

$$p_{me} = \eta_m p_{mi}$$

Työssä käytetystä Mercedesen moottorista on saatu 108 kilowattia moottorin kiertäessä 4600 kierrosta minuutissa. Moottorin iskutilavuus on 2996 kuutiosenttimetriä. Sen tehollinen keskipaine on siis ennen muutostöitä

$$\frac{(108000w) \cdot 2}{(0,002996m^3) \cdot \frac{4600}{60}} = 941 KPa$$

2.7 Polttoaineensyöttö dieselmoottorissa

Dieselmoottorissa syttymiseen tarvittava korkeapaine ja lämpötila saadaan puristamalla. Dieselmoottorissa polttoaine suihkutetaan sylinteriin vasta puristuksen lopussa, jolloin siellä on jo vaadittu lämpötila ja paine. Suurin hyötysuhde saavutetaan mahdollisimman nopealla palamisella. Mitä enemmän polttoainetta saadaan palamaan ennen kuin mäntä lähtee alaspäin ja lisää tilavuutta, sitä parempi hyötysuhde saadaan. Tavoitteena on siis suihkuttaa polttoaine juuri oikealla hetkellä ja mahdollisimman nopeasti sylinteriin, jossa vallitsee puristuspaine.

2.8 Rivipumppu

Työssä käytetty dieselmoottori on esikammiodieselmoottori. Tämä dieselmoottori on varustettu kuvan 4 mukaisella rivipumpulla. Rivipumppu saa käyttövoimansa kampiakselilta. Pumpun sisällä oleva nokka-akselia muistuttava akseli ohjaa pumpun mäntiä, joita on yksi jokaista sylinteriä kohden. Pumppu pyörii nopeudella, joka on puolet kampiakselin pyörimisnopeudesta. (3)

Jokainen mäntä annostelee ja paineistaa polttoaineen omalle sylinterillensä. Paluuvoiman mäntä saa jouselta. Uritetut männät tekevät hieman pyörivää liikettä liikkeessaan ja alhaalla ollessaan avaavat kanavan, josta polttoaine virtaa männän päälle. Männän liikkeessa ylös tulokanava sulkeutuu ja mäntätyöntää polttoaineen

polttoaineputkeen ja lopulta suuttimen kautta esikammioon. Männän liikkua ylöspäin sen tuottama paine avaa suuttimen. Suutin sulkeutuu männän ollessa taas alhaalla polttoaineen tulokanavan avautuessa. Moottori sammuu, kun mäntä käännetään nolla-asentoon. Tällöin polttoaine virtaa pumpun läpi suoraan paluukanavaan. (3)



Kuva 4. Polttoaine rivipumppu halkaistuna (3).

Männän kokoa muuttamalla voidaan säädellä radikaalisti ruiskutettavan polttoaineen määrää. Käyttöakselin nokan muotoa muuttamalla voidaan säädellä polttoaineen ruiskutuksen nopeutta. Polttoainepumpun ajoitusta voidaan muuttaa, ja se onkin tehtaan asettamana 13° yläkuolokohdan jälkeen. Näitä on hyödynnetty projektissa käytetyssä rivipumpussa ja muutokset kuvataan työn toteutusta käsittelevässä osiossa.

3 Ahtaminen

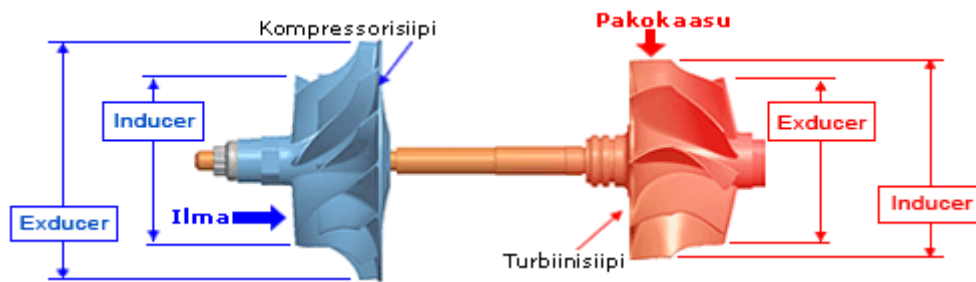
Suurentamalla moottorin täytöstä saadaan sylinterissä poltettua enemmän polttoainetta. Lämpöenergian määrä kasvaa ja palolämpötila nousee, minkä ansiosta moottorin teho ja hyötysuhde saadaan kasvamaan. Täytöksen ollessa yli 100 %

moottoria sanotaan ahdetuksi. Jotta täytös sisältäisi mahdollisimman suuren määrän happea, ahtoilmaa usein jäähdytetään välijäähdyttimellä ennen kuin se viedään sylinteriin. Moottorin teho kasvaa likimain suoraan verrannollisena täytöksen paineen nousuun, Lukuun ottamatta ahtimen pyörittämiseen kuluva teho. Dieselmoottoreiden ahtaminen on ollut jo pitkään yleistä, mutta tänä päivänä ahdetut ottomoottorit ovat lisääntyneet markkinoilla huomattavasti.

3.1 Pakokaasuahntimen toiminta

Pakokaasuahdin saa käyttövoimansa moottorin palamistuotteina syntyvistä pakokaasuista. Pakokaasuahdin eli tuttavallisemmin turboahdin koostuu selkeistä komponenteista. Ahdin muodostuu kompressoripuolesta, jossa on siivistä koostuva kompressoripyörä eli kompressorisiipi. Kompressorisiiven tehtävänä on ahtaa ilmanpuhdistimen kautta tulevaa ilmaa moottoriin. Kompressorisiipi taas saa käyttövoimansa vastaavanlaisen rakenteen omaavalta turbiinisiiveltä, jota moottorin tuottamat pakokaasut pyörittävät. Kompressorisiipi sekä turbiinisiipi sijaitsevat samalla akselilla. Akseli on laakeroitu ahtimen runkoon kuula- tai liukulaakereilla. Pakokaasuahntimen suurimpia ongelmia on hidas heräävyys. Hidasta heräävyyttä voidaan parantaa esimerkiksi edellä mainitulla kuulalaakeroinnilla. Laakeroinnille tarvitaan jatkuva voitelu moottorin käydessä ja turboahntimelta vapaa öljynpaluu takaisin moottorin öljypohjaan. Turboahntimen öljynkierto myös jäähdyttää ahdinta voitelun lisäksi ja on näin ollen todella tärkeä osa toimintaa. Turboahntimia on saatavilla myös vesijäähdytyksellä olevalla keskirakenteella, jolloin turboahntimen rungossa kiertää öljyn lisäksi moottorin jäähdytysneste.

Jotta kompressori pystyisi ahtamaan ilmaa moottoriin, on moottorista tultava riittävästi pakokaasua, jotta ahdin saa riittävän pyörimisnopeuden. Ilman riittävää pyörimisnopeutta turboahdin ei pysty tuottamaan ylipainetta sylinteriin. Aikaa joka kuluu turboahntimen riittävän pyörintänopeuden saavuttamiseen kutsutaan turboviiveeksi. Tätä voidaan muuttaa turbiinisiiven ja tai turboahntimen pakopesän kokoa vaihtamalla. Kuvasta 5 nähdään pakokaasuahntimen poikkileikkaus sekä siipien sijainnit.



Kuva 5. Pakokaasuahtimen poikkileikkaus (4).

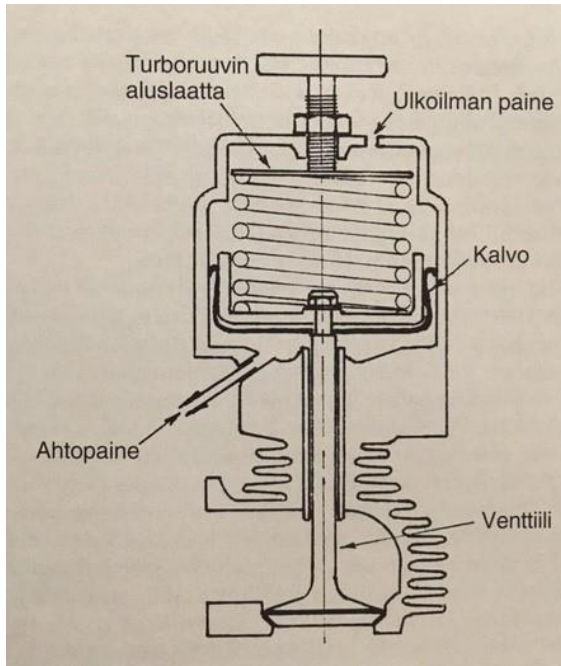
Turboahtimen turbiinipesää valittaessa tärkein luku on A/R -suhde. A/R -suhteessa A -kirjain on turbiinipesän suuaukon pinta-ala. Kirjain R puolestaan on turbiinisiiven keskipisteen ja suuaukon keskikohdan välinen etäisyys.

Mitä pienempi on A/R suhde, sitä parempi on ahtimen heräävyys matalilla kierroksilla. Heikkoutena on menetetty teho yläkierroksilla. Suuremmalla A/R -suhteella saadaan enemmän tehoa yläkierroksilla, mutta heikompi heräävyys ahtimelle.

Nykyajan dieselmoottoreissa käytetään useimmiten jaettua turbiinipesää. Jo pakosarjassa kahteen pulssiin jaetulle pakokaasulle on omat ahtaat kanavansa turbiinikotelossa. Turbiinikotelo on kaksiosainen turbiinisiivelle asti. Tällä pyritään parantamaan turboahtimen heräävyyttä. Pulssiahtamista on tarkasteltu enemmän pakosarjan ahtamisosiossa 5.1.

3.2 Hukkaportti

Hukkaportti on moottorin ahtopaineella ohjattava venttiili, jonka tehtävänä on rajoittaa ahtopaine haluttuun arvoon. Hukkaportin tehtävänä on avautua, kun haluttu ahtopaine on saavutettu. Hukkaportti päästää avautuessaan pakokaasun turboahtimen ohi pakoputkeen tai ulkoilmaan, jolloin turboahdin ei tuota enää lisää ahtopainetta. Hukkaportissa on sisällä jousi (kuva 6), joka estää hukkaportin aukeamisen, kunnes hukkaportin kalvon alle ohjattu ahtopaine voittaa jousivoiman ja venttiili avautuu.



Kuva 6. Hukkaportin poikkileikkaus (5).

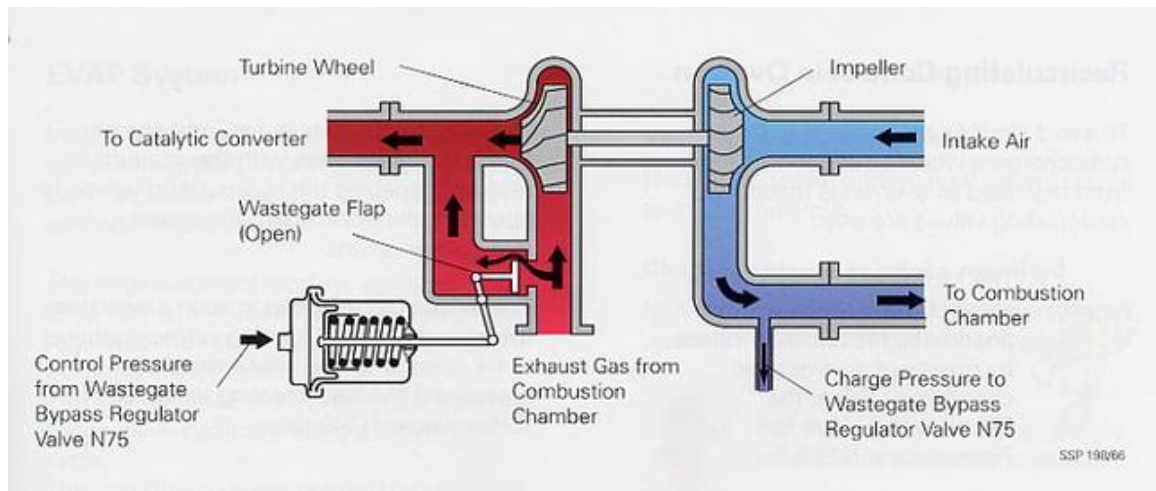
Hukkaportti voi olla kiinteästi turboahtimen pakopesään integroituna tai ulkoinen eli irrallaan turboahtimesta omana yksikkönään. Kiinteän hukkaportin haittapuolena viritetyissä moottoreissa tulee vastaan venttiilin riittämätön koko. Kiinteää hukkaporttia säädetään läppäventtiilin ja ohjaimen välistä tankoa säätämällä. Ulkoista hukkaporttia ohjataan sähköisellä tai mekaanisella ohjaimella. Hukkaportin koko on suhteutettava moottorin iskutilavuuteen ja haluttuun tehoon sekä ahtopaineeseen esimerkiksi taulukon 1 esittämällä tavalla.

Taulukko 1. Suuntaa antavia hukkaportin kokoja

Hukkaportin venttiilin halkaisija	Suosittelun maksimimoottoriteho
35 mm	350 hv
40 mm	400 hv
60 mm	700 hv

Hukkaporttia voidaan ohjata jousijäykkyyttä muuttamalla tai jouta esijännittämällä kuten kuvassa 6. Viritetyissä moottoreissa hukkaportin ohjauksessa käytetään yleensä apuna ahtopainetta. Hukkaportissa on sisällä kalvo, jonka päällä on jousi. Kalvon alle

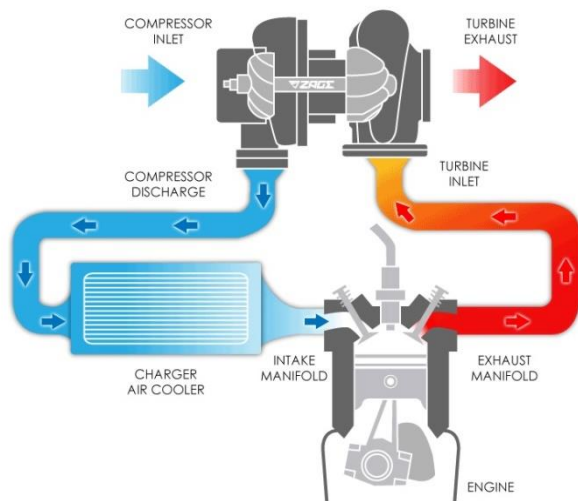
voidaan ohjata suoraan moottorin ahtopaine ja kalvon yläpuolelle ahtopaine, jonka kulkua rajoitetaan. Hukkaportin yläpuolelle ohjatun ahtopaineen arvoa muuttamalla hukkaportti saadaan aukeamaan halutussa paineessa. Jossakin kohtaa, kun moottorin tuottama pakopaine ja ahtopaine hukkaportin jousen alapuolella voittaa yläpuolelle ohjatun maksimiahtopaineen, ei painetta voida enää nostaa. Tällöin jousi on vaihdettava jäykempään tai esijännitettävä. Tällä tavalla voidaan välttää hukkaportin jousenvaihtoa ja saadaan säädettyä hyvin tarkasti haluttu maksimiahtopaine. Tätä ohjaustapaa tullaan käyttämään projektin ahtopaineen ohjauksessa.



Kuva 7. Hukkaportin ohjaama ohivirtaus (6).

3.3 Välijäähdytys

Moottorin imuilmaa ahdettaessa, imuilman lämpötila nousee. Viileämpää imuilmaa saadaan ahdettua moottoriin suurempi määrä samassa tilavuudessa ja paineessa. Tästä syystä ahdetuissa moottoreissa käytetään jäähdytintä, jolla jäähdytetään turbon jälkeistä lämmennytä imuilmaa moottoritehon parantamiseksi. Turbon imuilman jäähdytintä kutsutaan välijäähdyttimeksi. Välijäähdytin jäähdyttää ahdettaessa lämmennytä imuilmaa kennossa, josta ulkoilma ja ajoviima virtaavat lävitse (kuva 8). Välijäähdytin mahdollistaa siis suuremman ilmanmäärän ja näin ollen mahdollistaa suuremman polttoainemäärän syötön sylinteriin. Viileämpi imuilma lisää myös moottorin käyttöikä ja kestävyttä.



Kuva 8. Välijäähdyttimen toiminta ja sijoituspaikka turboahdetussa moottorissa (7)

Toiminta

Välijäähdyttimessä on suuri virtausnopeus ja riittävän jäähdytyksen saavuttamiseksi välijäähdyttimellä on oltava riittävän suuri jäähdytyspinta-ala. Imuilmaa imettäessä moottoriin on välijäähdyttimen myös virrattava tarpeeksi hyvin, jotta siitä ei tule rajoittavaa tekijää paineputkistossa. Pinta-alaa on oltava mahdollisimman paljon, ja usein tilan ahtauden takia joudutaan jäähdyttimen kennon koosta tinkimään. Maksimaalisen jäähdytyksen saavuttamiseksi välijäähdyttimen kennot ovat useimmiten sisärivotettuja.

Perimmäisenä tarkoituksena on siirtää lämpimän ahdetun ilman lämpöenergiaa kennon läpi kulkevaan viileään ulkoilmaan. Tällainen ilmasta ilmaan välijäähdytin on ehdottomasti yleisin ajoneuvokäytössä. Toinen vaihtoehto etenkin ahtaisiin paikkoihin on nestekiertoinen välijäähdytin, jossa ahdetun ilman lämpöenergiaa siirretään välijäähdyttimessä kiertävään nesteeseen. Tällaisella ratkaisulla säästetään usein tilaa, mutta haittapuolena on toteutusvaikeus ja paino.

Työssä käytetyn Mercedesen dieselmoottorissa ei ole alkuperäisenä välijäähdytintä lainkaan. Mahdollisimman viileään imuilman toivossa asennettiin Mercedesen keulalle leveydeltä ja korkeudeltaan suurin valmiiksi saatavilla oleva välijäähdytin. Jäähdytysteholtaan parempi ja hieman isommalla kennolla oleva välijäähdytin olisi ollut saatavana, mutta suuren kustannuseron vuoksi päädyttiin asentamaan varaosaliikkeestä saatavana oleva suurin malli. Tässä tapauksessa kennon koko on

300 mm x 450 mm ja tulevan ja lähtevän paineputken koot 76 mm. Tilaa jouduttiin tekemään tämänkin kokoiselle kennolle paljon, joten autosta poistettiin ilmastointi ja vanhan jäähdyttimen kaikki kiinnitysraudat sekä hinauslenkki.

4 Työn suunnittelu

Tämänkaltainen projektityö on ollut pitkään suunnitteilla ja nyt oli erinomainen hetki sekä hyvä syy toteuttaa se kohde ajoneuvoon. Työn suunnittelussa yritettiin ennaltaehkäistä mahdollisia ongelmakohtia ja ratkaista niitä ennakkoon. Kyseisiä moottoreita on rakennettu Suomessa melko paljon. Sylinterikannen riittämättömien vesikanavien tuomat lämpöongelmat ovat olleet eräs ongelmakohta suurella ruiskutusmäärällä ja isommalla ahtopaineella ajettaessa. Myös sylinterikannen tiivisteiden pitävyys on ollut ongelmakohtana. Työn toteutuksessa on tarkoituksena tulla parantamaan jäähdytystä sekä vaihtaa sylinterikannen tiiviste kestävämpään malliin.

4.1 Tavoitteet

Tavoitteena oli nostaa työssä käytetyn dieselmoottorin hyötysuhdetta reilusti ja saada kulutus pysymään maltillisena, jopa pudottaa maantiekulutusta. Toteutuksen on oltava toimiva ja käyttövarma. Ajoneuvo, johon muutokset toteutetaan on jokapäiväinen käyttökulkuneuvo, ja sen käytettävyydestä ei ole tarkoitus tinkiä.

Budjettirajaksi asetin itselleni 4000 euroa, ja karkean laskelman mukaan tämän pitäisi riittää kaikkiin muutoksiin. Kaikki mahdolliset osat ja osa-alueet toteutetaan itse budjetin pienentämiseksi. Monet tehdyistä muutoksista olisi voitu toteuttaa tehokkaammalla tavalla ja saada näin suurempi hyöty. Muutokset ovat siis harkittuja hyödyn ja budjetin kompromisseja, joilla on tarkoitus yltää asetettuun tavoitteeseen. Työ on onnistunut, jos tehon nousu suhteessa polttoainekulutukseen kasvaa lineaarisesti.

4.2 Lähtötilanne

Kohdeajoneuvolla on projektin aloitusvaiheessa ajettu 550 000 kilometriä. Moottoriin ei ole tehty suuria remontteja. Moottori on kaikin puolin toimiva lähtövaiheessa ja

kulutukseksi mitattiin 7,8 litraa sadalla kilometrillä. Käytettävää ahtopainetta tullaan nostamaan reilusti täytöksen parantamiseksi ja sylinterikannen tiiviste joudutaan vaihtamaan metalliseen. Tästä syystä moottori puretaan täysin ja varman tiiveyden saavuttamiseksi sylinteritaso ja sylinterikannen pinta suoristetaan.

4.3 Kohdemoottori

Työ toteutetaan Mercedes-Benz w124 -korimalliseen farmariautoon. Autossa on kuusisylinterinen iskutilavuudeltaan 2996 cm³:n dieselmoottori. Se on valmiiksi turboahdettu KKK:n valmistamalla K24-turboahdimella. Moottori on esikammiollinen dieselmoottori, ja polttoaineen ruiskutus tapahtuu rivipumpulla. Moottori on mallimerkinnältään om603.960. Moottori tuottaa tehtaan ilmoittamana 108 kilowattia tehoa moottorin käyntinopeuden ollessa 4600 kierrosta minuutissa. Vääntöä kyseinen moottori tuottaa 273 newtonmetriä, kun moottorin käyntinopeus on 2400 kierrosta minuutissa.

4.3.1 Toteutuksen suunnittelu

Syöttöpumppuun tarvittavia muutoksia en pysty itse toteuttamaan ja muutostyöt alkuperäiseen syöttöpumppuun päätettiin tilata Pekka Herlevi Oy:ltä. Turboahtimeksi valikoitui erittäin kilpailukykyisen hintansa vuoksi Holsetin valmistama HX40-sarjan turboahdin. Ahtoputkisto valmistetaan itse ruostumattomasta teräsputkesta. Pakosarja päätettiin valmistaa itse vesijohtoputkesta ja valmiista mutkista. Imusarjan painekotelo tehdään myös itse alumiinista, mutta sen runkona käytetään om603-moottorin vapaasti hengittävän moottorimallin imusarjaa.

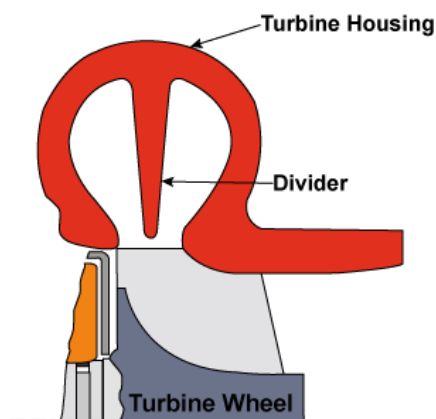
Moottorin jäähdytystä tullaan parantamaan suuremmalla ja paksummalla jäähdyttimellä. Työhön valittiin suurin mahdollinen auton keulalle mahtuva välijäähdytin, joka varaosaliikkeestä edullisesti saadaan hankittua. Myös moottoriöljyn jäähdytin sijoitetaan uudelleen. Pakoputkisto tehdään uudelleen suuremmasta putkesta. Materiaaliksi valittiin 89 millimetriä halkaisijaltaan oleva ruostumatonta teräsputkea sekä valmiita mutkia. Kannentiivisteiden vaihto metalliseen tehdään itse ja tasopintojen oikaisutyöt teetetään ulkopuolisella.

5 Työn toteutus

Työn toteutuksessa on pyritty mahdollisimman hyviin ratkaisuihin käytössä olevia laitteita, tiloja ja budjettia hyödyntämällä. Monia kohteita olisi voitu toteuttaa paremmin, jolloin lopputulos olisi todennäköisesti ollut myös onnistuneempi.

5.1 Pakosarja

Nykypäivän nopeissa ja keskinopeissa dieselmootoreissa käytetään pääosin pulssiahtimia. Pulssiahtamisella tarkoitetaan, että turboahtimen pakopuoli on jaettu kahteen ahtaaseen kanavaan kuvan 9 tavalla. Molempia kanavia pitkin ohjataan omat pakopulssinsa, jotka valitaan niin etteivät ne sekoitu pakosarjassa moottorin tahtien vaihdellussa. Eri kanavia pitkin ohjataan lähimpien tahtien pulssit samanaikaisesti. Pakokaasu ohjataan kapeaan kanavaansa, jonka tarkoituksena on pitää pakokaasun liike-energiaa paremmin yllä. Tällä saadaan turboahtimelle pienempi vasteaika ja nopeampi kiihtyvyys, joka mahdollistaa moottorin paremman heräävyyden. Kuusisylinterisen moottorin pakosarja on helppo valmistaa, koska ensimmäisten ja viimeisten kolmen sylinterien poistotahdit tulevat keskenään 240°:n vaihe-erolla. Moottorin pulssien vaihe-ero 240° on optimaalisin, etteivät painepulssit sekoitu keskenään.



Kuva 9. Jaettu pakopesä, molemmille pakopulsseille on omat kanavat (8).

Pakosarjan pituutta projektissa rajoitti merkittävästi konehuoneen tilanahtaus. Pakosarja on tehty pulssimuotoiseksi kuvan 10 tavalla ja se on hyvin lyhyt. Lyhyen pakosarjan etuna on pakopulssin nopea eteneminen ahtimelle.

Materiaalina käytettiin teräsputkea ja valmiita 90°:n mutkia, jotka olivat kokoa 42,4 mm x 2,6 mm. Moottorin puoleinen laippa on vesileikattua 10 mm:n terästä. Turboahtimen puoleinen laippa on myös vesileikattu 10 mm:n teräslevystä. Putkia ryhdyttiin muotoilemaan niin, että saadaan 1-2-3-sylinterien putket toiseen pulssiin ja 4-5-6-sylinterien putket toiseen. Valmiit putkien liittymäkohdat siistittiin sisältä ennen lopullista kasaan hitsaamista, jotta kollektorikohdat olisivat mahdollisimman hyvin virtaavia. Lopuksi pakosarja hitsautettiin TIG-hitsaamalla siistin ja kestävän lopputuloksen varmistamiseksi.



Kuva 10. Puolivalmis pakosarja osittain hitsattuna.

Hukkaporttia tähän pakosarjaan ei lähdetty rakentamaan lainkaan. Hukkaportti on sijoitettu suoraan turboahtimen pakopesään, koska tavoitteena on saada hukkaportille

hyvä jatkuva virtaus ja sen mahdollistama nopea paineen aleneminen hukkaportin avautuessa.

5.2 Imusarja

Dieselmoottorin imusarjan suunnittelussa tavoitteina ovat vähäinen virtausvastus ja sylintereihin johtavien putkien virtausvastusten yhtäsuuruus. Imusarja koostuu kuitenkin kahdesta osasta. Painekotelosta eli plenumista ja sylintereille johtavista putkista joita nimitetään runnereiksi.

Ilman tulisi jakaantua tasaisesti jokaiselle sylinterille ja turboahdetun moottorin painekotelossa tulisi olla tarvittava määrä varastoitunutta ilmaa. Riittävän suurella painekotelolla varmistetaan riittävä ilmamäärä korkeillakin kierroksilla. A. Graham Bell (11, s. 226) esittää, että painekotelon tulisi olla kooltaan 0,8–1,5 kertaa moottorin iskutilavuuden suuruinen.

Moottorin alkuperäinen imusarja oli tähän toteutukseen muodoltaan sopimaton, ja sen ainoa valmis lähtö oli moottorin yli turboahtimelle. Myös imusarjan painekotelo oli todella pieni. Imusarjan ahioksi valittiin vastaavanlaisen moottorin vapaasti hengittävän mallin imusarja, jolloin vältyttiin runneriputkien rakentamiselta. Imusarjan aihioon (kuva 11) hitsattiin ensin plenumia varten valmiiksi pohjakappale, minkä jälkeen siihen sovitettiin alumiiniputkesta prässäämällä valmistetut kiihdytyspilotit. Kiihdytyspilottien tarkoitus on kiihdyttää ilman virtausta sisäänmenon suulla.



Kuva 11. Imusarja-aihiö, plenumin pohja sekä kiihdytyspilot hitsattuna.

Imusarjan ja kiihdytyspilotoiden hitsisauma siistittiin ja kiillotettiin sisäpuolelta parhaan mahdollisen virtauksen saavuttamiseksi. Myös kiinnityslaippojen kanavat kohdistettiin sylinterikannen kanaviin nähden. Imusarjan sisäpinnan valu oli todella karheaa, joten se hiottiin siistiksi virtausvastuksen pienentämiseksi.

Painekotelo mitoitettiin niin, että sen tilavuus on hieman yli 1,5-kertainen moottorin iskutilavuuteen nähden. Tällä tavoin saatiin plenumista halutun mallinen (kuva 12) ja hyvin moottoritilaan istuva. Painekotelon pohja ja kansi valmistettiin 4 millimetrin paksuisesta alumiinilevystä. Painekotelon sivut muotoiltiin halkaisijaltaan 76 millimetriä olevasta alumiiniputkesta ja alumiinisesta mutkakappaleesta. Alumiiniputki leikattiin halki, jotta siitä saadaan valmistettua kotelon päätyosat. Painekotelon keskiosaan hitsattiin vahviketapit ehkäisemään alumiinin myötääminen suurella ahtopaineella ajettaessa. Ennen painekotelon liittämistä varsinaiseen imusarjaan tuli saumakohtat siistiä sisäpuolelta, jotta sisäpintaan ei jää porrasmaisia kulmia.



Kuva 12. Painekotelon sisäpinta siistittynä virtausvastusten minimoimiseksi.

Painekotelon päähän hitsattiin 76 millimetrin liitos (kuva 13) paineputkiston liittämistä varten. Painekotelo hitsattiin imusarjaan kiinni ja sen tiiveys tarkastettiin vielä ennen paikalleen asentamista.



Kuva 13. Valmis pinnoittamaton imusarja.

5.3 Paineputkisto

Ahdettu ilma tulisi siirtää turboahtimen kompressoripuolelta moottorin välijäähdyttimelle ja siitä eteenpäin imusarjalle sekä moottoriin ilman suuria painehäviöitä tai virtausvastuksia. Putken pinta-alan on oltava riittävä suuri vapaan liikkumisen varmistamiseksi. Liian suurella pinta-alalla oleva putki hidastaa ilman virtausnopeutta. Liian pitkä paineputkisto vaikuttaa myös negatiivisesti virtausnopeuteen. Corky Bellin mukaan ilman nopeuden tulisi pysyä alle arvon 0,4 kertaa Mach eli noin 140 m/s. Suuremmalla virtausnopeudella virtausvastukset kasvavat suuriksi. Sopiva putkiston koko voidaan laskea kaavalla:

$$V_i = \frac{V}{A_p}$$

Paineputkisto suunniteltiin kuitenkin siten, että sisäänmeno- ja ulostulohalkaisijat sopivat turboahtimeen, imusarjaan ja välijäähdyttimeen helppoiten. Näin välttyttiin turhilta virtauspinta-alojen muutoksilta.

Kompressorilta välijäähdyttimelle tehtiin 60 millimetrin halkaisijalla oleva paineputki, koska kompressorin ulostulo on ulkohalkaisijaltaan 60 millimetriä. Myös tilanahtauden takia tämän putken halkaisija jouduttiin mitoittamaan mahdollisimman pieneksi. Välijäähdyttimen sisäänmenoaukon halkaisija on 76 millimetriä ja putki sovitettiin välijäähdyttimeen valmiilla letkumuhvilla. Välijäähdyttimeltä imusarjalle tehtiin 76 millimetrin halkaisijalla oleva paineputki, koska sekä välijäähdyttimen, että imusarjan liitokset ovat halkaisijaltaan 76 millimetriä. Tämä putki saatiin tehtyä todella lyhyeksi siirtämällä ilmastoinnin kuivain, jolloin saatiin lähes suora reitti liitosten välillä. Kuvassa 14 näkyy välttämätön, mutta suuri pituus ero paineputkien eri puolten välillä.



Kuva 14. Hitsausvalmiit paineputket koesovituksessa.

Valmiit paineputket hitsattiin TIG-hitsaamalla ja putkien päihin tehtiin kaulukset hitsaamalla varmistamaan letkuliitosten paikallaan pysyminen.

5.4 Turboahtimen valinta

Turboahtimeksi valittiin Holsetin HX40-turboahdin todella edullisen hankintahintansa vuoksi. Koska budjetti on rajallinen, niin hybridahtimet tai muut kustomoidut turbot eivät ole vaihtoehtoina tähän projektiin. Valitun ahtimen kokoluokka on lähellä haluttua ja tehonmittauksessa selviää lopullinen onnistuminen ahtimen valinnassa. Tarkastellaan ahtimen sopivuutta valmistajan kuvan 15 mukaista painesuhdekarttaa apuna käyttäen.

Lasketaan turboahtimen kompressorin haluttu painesuhde kaavalla

$$P_r = \frac{p_2 + p_1}{p_1}$$

jossa

p_2 = ahtopaine (bar) ja p_1 = ulkoilmanpaine (bar).

Käytettäväksi ahtopaineeksi p_2 valittiin 2 bar, ja ulkoilmanpaine p_1 on 1 bar.

Sijoittamalla valitut arvot kaavaan saadaan

$$P_r = \frac{2,0 + 1}{2,0} = 3,0 \text{ bar}$$

Painesuhdekartan tarkastelua varten tarvitaan moottorin tarvitsema tilavuusvirta eli riittävä ilmanmäärä. Tilavuusvirta saadaan laskettua käyttämällä apuna kaavaa

$$V = k \cdot T \cdot V_k \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_2}$$

jossa

V = tilavuusvirta ($m^3 = s^2$)

V_k = moottorin kokonaistilavuus (3l)

n = moottorin pyörintänopeus suurimmalla teholla ($5800rpm = 100\frac{1}{s}$)

T = sylinterin täytösaste, arvioitu (1,0)

k = muunnoskerroin (10^{-3})

p_1 = ulkoilmanpaine (1bar)

p_2 = ahtopaine absoluuttinen (3,0bar)

T_2 = imuilman lämpötila, arvio (400K)

T_1 = ulkoilman lämpötila (300K)

Sijoitetaan arvot

$$V = 10^{-3} \cdot 1,0 \cdot 3l \cdot \frac{100 \frac{1}{s}}{2} \cdot \frac{3,0bar}{1,0bar} \cdot \frac{300K}{400K}$$

Tulokseksi saadaan $V = 0,33 m^3/s$. Jotta kompressorikarttaa voidaan tarkastella, on tulos vielä muutettava muotoon (lb/min). Muutetaan kaavalla

$$lb/min = \frac{V \cdot 1,226kg/cm^3}{7,56 \cdot 10^{-3}}$$

Sijoitetaan tilavuusvirran arvo

$$lb/min = \frac{0,3375m^3/s \cdot 1,226kg/cm^3}{7,56 \cdot 10^{-3}}$$

Tulokseksi saadaan massavirta $V = 54,7 lb/min$. Nyt voidaan tarkastella turboahtimen kompressorikarttaa sellaisestakohdasta, jossa painesuhde on $3,0 bar$ ja massavirta on $54,7 lb/min$.

REF:- 25666

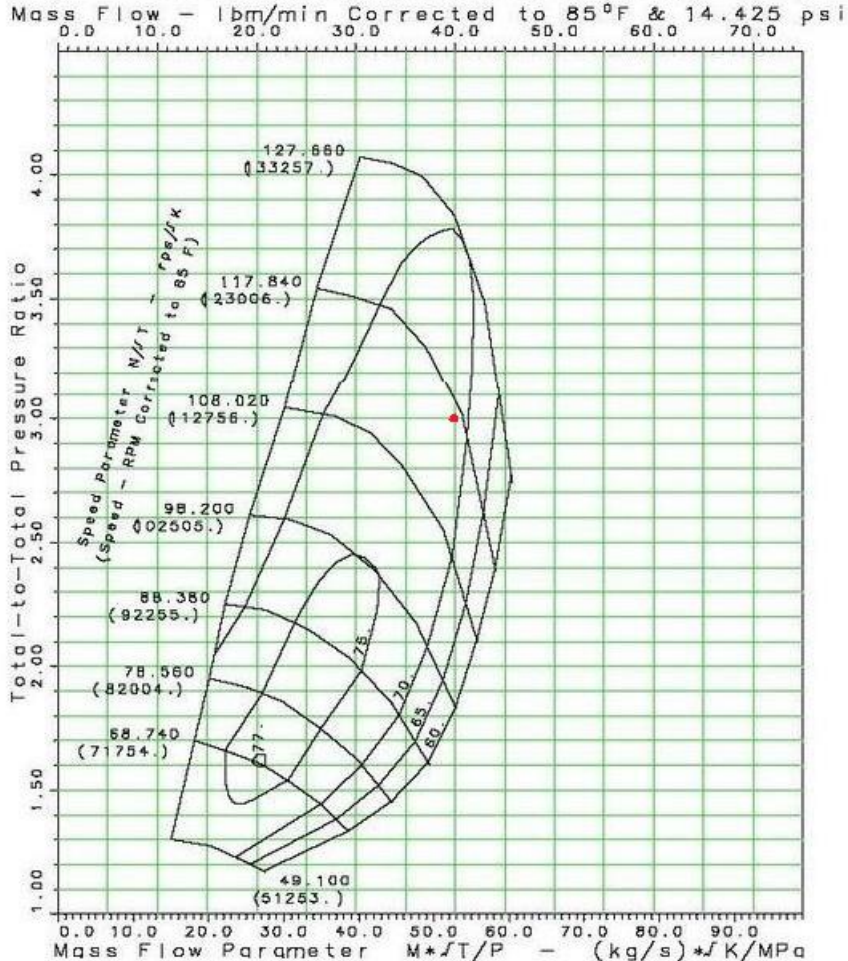
TEST DATE:- 13/12/93

HOLSET

COMPRESSOR TYPE:- HX40-BB554M

Maximum actual rotor speed permitted for each application is available from HOLSET.

P=Compressor Inlet Pressure M=Mass Flow
T=Compressor Inlet Temperature N=Actual Rotor Speed
Map contours are Total-to-Total Efficiency.



Kuva 15. Holset HX40 -turboahntimen kompressorikartta (9).

Kompressorikarttaan punaisella merkitty kohta on laskukaavojen mukainen vertailukohta. Voidaan olettaa, että ajettaessa valitulla 2,0 bar:n ahtopaineella ja huippukierrosten ollessa 5800 rpm valitun turboahntimen hyötysuhde on 70 %. Tehonmittauksessa kokeillaan moottoria eri ahtopaineilla ja vertaillaan niitä. Suunnitelmana oli jättää käyttöpaineksi autoon 2,0 bar, mutta ajaa tehonmittauspenkissä myös 2,5 bar:n ahtopaineella. Kompressorikarttaa tutkiessa huomataan, että vaikka nostettaisiin ahtopainetta vielä 0,5 bar ylemmäs, ei turboahntimen hyötysuhde tule laskemaan.

Holset HX40 -turboahdinta on mahdollista saada erikokoisilla kompressorisiivillä. Projektiin valikoidun turboahtimen kompressorisiiven koko on 85/54 mm, joka laskujen mukaan osoittautui oikein sopivaksi hyötysuhteeltaan. Hankintahinta oli tässä valinnassa avainasemassa, mutta myöskään toiminta-alueesta ei jouduttu tinkimään.

Hukkaportin valinta

Hukkaportin valinnassa otettiin huomioon ennen kaikkea vaadittu koko. Hukkaportin on oltava riittävän suuri, jotta sen avautuessa ohivirtaus on riittävä rajoittamaan ahtopaineen nousu suurellakin moottorin kuormalla. Turboahtimen pakopesä on portiton, eli siinä ei ole paikkaa hukkaportille. Jo pelkästään vaaditun kokonsa puolesta hukkaportti tulee olemaan siis ulkoinen malli.

Jälleen budjetissa pysymiseksi käytiin läpi useita halpoja vaihtoehtoja. Valitsin hukkaportiksi HKS-merkkisen hukkaportin kopiomallin. Hukkaportti on 50 mm:n venttiilillä ja on varmasti riittävä haetulle tehoalueelle. Tällä kopiomallilla on tietävästi tehty paljon onnistuneita moottorikokeiluja, ja sen ainoana ongelmakohtana on ollut liian tiukka venttiilin istukka. Ennen hukkaportin paikalleenasennusta hukkaportti purettiin ja venttiilin vartta hiottiin hieman. Myös istukan reuna pyöristettiin, koska työnjälki oli hyvin rosainen. Näillä muutoksilla pyritään ehkäisemään venttiilin jumiutuminen sen lämpötilan noustessa. Venttiilin varsi rasvattiin ja venttiili koottiin.

Ulkaisen hukkaportin yleisin sijoituspaikka on lähellä pakosarjan kollektoria eli putkien yhtymäkohtaa ennen turboahtimen kiinnityslaippaa. Hukkaportti on oltava sijoitettuna siten, että siihen kohdistuu hyvä jatkuva virtaus. Tällöin sen avautuessa saadaan nopea paineen aleneminen aikaiseksi. Tässä projektissa hukkaportti päätettiin sijoittaa suoraan turboahtimen pakopesään heti kiinnityslaipan yläpuolelle (kuva 16). Tällä ratkaisulla säästettiin tilaa pakosarjan ympärillä ja saatiin helpompi kokoonpano aikaiseksi. Virtaus hukkaportille on jatkuva, ja asennuspaikka on toimintavarma. Hukkaporttia varten turboahtimen pakopesään TIG-hitsattiin mutka, jonka päähän liitettiin laippa, johon hukkaportti kiinnitetään.



Kuva 16. Hukkaportti asennettuna poikkeuksellisesti suoraan turboahtimen pakopesään.

5.5 Moottorin muutokset

Itse perusmoottoriin ei tehty muutoksia, jotka olennaisesti vaikuttaisivat työn lopputulokseen. Moottoriin vaihdettiin rakennusvaiheessa kaikki kampikoneiston laakerit ja uudet männänrenkaat. Sylinteripaineiden pitävyyden kautta näillä muutoksilla voi olla parantava vaikutus lopputulokseen, mutta merkitys on niin pieni, että se sivuutetaan. Sen sijaan moottorin kannentiivisteiden vaihto on osana perusmoottorin parannusta, jolla pyritään varmistamaan luotettava toimivuus suuremmalla ahtopaineella ajettaessa.

5.5.1 Kannentiiviste

Moottorin alkuperäinen sylinterikannen tiiviste on riskitekijä suurella ahtopaineella ajettaessa. Tarkoitus on käyttää autoa tehtyjen muutosten jälkeen normaalisti ja lopputuloksen on oltava luotettava. Tästä syystä kannentiiviste vaihdettiin vahvempaan metalliseen monikerroksiseen tiivisteeseen.

Kohde moottoriin ei ole markkinoilla suoraan tarjolla metallista kannentiivistettä, joka sopisi paikalleen sellaisenaan. Mercedesen dieselmoottoriperheen seuraaja projektimoottorillemme on mallimerkinnältään om606. Tässä kuusisynterisessä 24-venttiilisessä dieselmoottorissa on alkuperäisenä kannentiivisteinä metallinen monikerros tiiviste.

Tilasin om606-moottoriin tarkoitetun metallisen kannentiivisteiden ja sovitin sitä omaan projektimoottoriini. Oli jo valmiiksi tiedossa, että metallinen tiiviste sopisi paikalleen muutaman vesikanavan tarvitseman lisäreiän tekemisen jälkeen. Monikerros tiiviste purettiin reunaniiteistä irti ja eripaksuiset metallitiivisteet irrotettiin toisistaan. Järjestys merkittiin kokoamista helpottamaan. Alkuperäisen om603-moottorin tiivistettä apuna käyttäen jokaiseen tiivisteeseen osaan merkittiin tarvittavien lisäreiän paikat tarkasti. Tarvittavien vesikanavien reikien poraamisen jälkeen reunat siistittiin porausjäänteistä. Kannentiiviste kasattiin alkuperäiseen muotoonsa ja apuna käytettiin metallitiivisteeseen tarkoitettua kuparitahnamaista VHT:n valmistamaa liimaa.

Metallinen kannentiiviste on huomattavasti tarkempi tasopintojen suoruudesta tiivistääkseen. Tästä syystä moottorin sylinterikannen tasopinta ja moottorin lohkon tasopinta oikaistiin moottorikoneistamalla (kuva 17).



Kuva 17. Moottorinlohkon sylinterikannen tiivistepinta tasohiottuna.

5.5.2 Ruiskutuspumppu

Moottorin ruiskutuspumppun muutokset tilattiin Pekka Herlevi Oy:ltä. Syöttöpumpun muutostyöt jätettiin ammattilaiselle, koska jo sylinterikohtaisten ruiskutusmäärien säätö kotikonstein tarkaksi on haastavaa.

Ruiskutuspumppuun on vaihdettu alkuperäisten 5,5 millimetrin halkaisijalta olevien elementtien tilalle suuremmat 8 millimetrin halkaisijalla olevat elementit. Tällä muutoksella saadaan suurempi polttoainemäärä kerralla sylinteriin ja näin ollen nopeampi ruiskutus. Kierrosten rajoitinta on muutettu ja maksimikierrokset on rajoitettu 6000 kierrokseen. Ennen venttiilikoneiston muutoksia moottoria ei ole turvallista kierrättää tämän enempää, eikä sitä koeta tarpeelliseksi tällä moottorikokoonpanolla. Rajoittimen nosto on välttämätöntä, koska tehoalue nousee muiden muutosten myötä ylemmäksi. Syöttöpumppuun on asennettu myös pumpun päälle helposti käden ulottuvissa oleva syötönsäätö, joka mahdollistaa helpon ruiskutusmäärän muutoksen tehodynamometrissä.

Muutosten myötä ruiskutuspumppun perussäätö on tehty mittauspenkissä muutosten valmistajalla. Alasyöttö eli ennen ahtopaineen nousua oleva ruiskutusmäärä on alkuperäisen 30 kuution sijasta nostettu 60 kuution. Tällä yritetään saada moottoria heräämään paremmin alakierroksilla ja ahtoviivettä pienennettyä. Pumpun päälle tehty ulkoinen ruiskutusmääränsäätö säätää vain moottorin ahtopaineenalaisen syötön määrää. Valmistajan kanssa sovittiin, että saavutettava maksimiarvo on 160 kuutiomillimetriä. Ruiskutuspumppun ajoitusta on myös muutettu. Alkuperäinen ruiskutuspumppu asennetaan ajoitettuna paikalleen moottoriin 13° jälkeen moottorin yläkuolokohdan. Muokatun pumpun ajoitus suositus on 18° ennen moottorin yläkuolokohtaa.



Kuva 18. Moottori koottuna ja syöttöpumppu ajoitettuna paikalleen.

5.5.3 Jäähdytyksen parannus

Jäähdytyksen parannusta oli pohdittava ja keksittävä siihen jonkinlainen parannuskeino. Olen törmännyt useaan epäonnistuneeseen vastaavanlaiseen projektiin, joissa ongelmakohtana on ollut moottorin ylikuumeneminen ja sen seurauksena sylinterikansiongelmia.

Alkuperäinen turbodieselin jäähdyttimen kenno on mitoiltaan suuri, mutta muovipäätyinen ja hyvin ohut. Totesin, että ilmastoinnin kennon poistamalla saisin mahdutettua paikalleen lähes kaksi kertaa yhtä paksun jäähdyttimen, jonka kenno on poikkipinta-alaltaan yhtä suuri. Ilmastoinnista päätettiin luopua ja jäähdytin vaihdettiin kennoltaan vastaavan kokoiseen mutta paksumpaan täysin alumiiniseen jäähdyttäjään. Sopivankokoinen uusi jäähdytin (kuva 19) löytyi US-partsilta. Alumiinilla on parempi lämmönsiirtokyky, ja myös suuremman pinta-alansa takia jäähdytysteho paranee.

Moottorissa on tehdasasenteisena jäähdyttimen sähkötuuletin ja vesipumpun hihnapyörään kiinnitetty wiskopuhallin. Tilan ahtauden takia molemmat jouduttiin poistamaan ja tilalle laitettiin kaksi kappaletta sähkötuulettimia. Moottoriin on myös tehtaalla asennettu moottoriöljynjäähdytin. Sen paikka siirrettiin puskurin alakulmasta maskin taakse paremmin tuulettuvalle paikalle. Lisäksi vanha tukkeutunut kenno vaihdettiin uuteen vastaavanlaiseen.



Kuva 19. Uusi täysin alumiininen paksumpi jäähdytin (10).

6 Mittaukset

Polttoaineenkulutuksen mittaukset on suoritettu ajamalla sekalaista matka- ja kaupunkiajaja. Työmatka-ajossa vakiomoottorilla mitattu polttoaineenkulutus riittää vertailukohteeksi, koska projektin jälkeen kulutusmittaukseen käytetty ajoreitti on sama. Tehonmittaukset suoritetaan ulkopuolisella mittaajalla.

6.1 Tehon mittaustulokset

Ennen moottoriin tehtyjä muutoksia ajoneuvoa ei käytetty tehonmittauksessa vaan työstä saatuja mittaustuloksia verrataan tehtaan ilmoittamiin lukuihin. Tehonmittaukset on suoritettu jarrudynamometrissä. Kaikki tehonmittaukset on suoritettu samassa dynamometrissä, koska dynamometriä välillä voi olla mittauseroja.

Taulukosta 2 huomataan, että ahtopaineen kaksinkertaistuksessa on moottorin teho ja vääntömomentti noussut korkeammalle kierrosluvulle. Moottorin tehollinen keskipaine on silti yli kolminkertaistunut.

Taulukko 2. Mittaustulokset ja tehollinen keskipaine, eri ahtopaineilla

Ahtopaine (bar)	Teho (kW)	Kierrosluku (huipputeho rpm)	Vääntömomentti (Nm)	Kierrosluku (huippuvääntö rpm)	Tehollinen keskipaine (Kpa)
0,8	108	4600	273	2400	940
1,6	259	5400	471	5100	1921
2	310	5600	560	5300	2217

Lasketaan prosentuaalinen keskipaineen nousu:

$$p_{me} = \frac{1921}{940} \cdot 100 = 204,36\%$$

Tehollinen keskipaine on noussut projektiin tehtyjen muutosten jälkeen 104,36 % tehtaan vakiosta, kun ahtopainetta on nostettu 50 %.

6.2 Polttoaineenkulutusmittaukset

Vakimoottorilla sekalaisessa ajossa 60 litralla dieselpolttoainetta päästiin 507 kilometrin matka. Moottoriin tehtyjen muutosten ahtopaineen ollessa 1,6 bar suuruinen samalla määrällä dieselpolttoainetta päästiin 697 kilometrin matka taulukon 3 mukaisesti. Polttoaineenkulutus saatiin putoamaan moottoriin tehtyjen parannusten myötä.

Taulukko 3. Polttoaineenkulutus eri ahtopaineilla mitattuna

Ahtopaine (bar)	Matka (km)	Käytetty polttoaine (l)	Polttoaineenkulutus (l/100km)
0,8	507	60	11,8
1,6	697	60	8,6
2	712	60	8,4

7 Yhteenveto

Tämän työn tavoitteena oli parantaa dieselmoottorin hyötysuhdetta. Projektin kohteena oli Mercedes-Benzin valmistama turbodieselmoottori. Moottoriin asennettiin muun muassa paranneltu polttoaineenruiskutuspumppu ja turboahdin. Myös moottorin jäähdytystä parannettiin huomattavasti.

Tehollisen keskipaineen perusteella ja verrattaessa keskipaineen nousua polttoaineen kulutuksen kasvuun voidaan projekti todeta onnistuneeksi. Vaikka polttoaineenkulutus onkin kasvanut, on moottorin akselilta saatu mekaaninen hyötytyö kasvanut suhteessa polttoaineenkulutusta enemmän. Tietenkin järkevän lopputuloksen saamiseksi olisi viisasta säätää moottori sellaiseen kohtaan, jossa polttoaineenkulutuksen ja tehollisen keskipaineen ero on suurimmillaan. Koska ajoneuvo on jokapäiväisessä käytössä, tullaan tehoa säätämään olosuhteiden mukaisesti. Esimerkiksi talviajossa noin 250 kilowatin moottoriteho on varmasti riittävä, joten moottorin turha kuormittaminen suuremmalla ahopaineella ja ruiskutusmäärällä on aivan turhaa.

Projektin suunnitteluvaiheessa asetin itselleni budjetin. Budjetin puitteissa olin laskenut, että muutokset pystyttäisiin toteuttamaan. Budjetissa pysyttiin ja isompia kompromisseja ei projektin edetessä tarvinnut tehdä. Ongelmakohtien ratkomiseen kului aikaa, mutta aikataulullisesti projekti eteni todella hyvin. Moottorin osien valmistus ja muokkaus oli ennestään tuttua. Kuitenkin osien mitoituksien laskeminen teki omanlaisen uuden kiinnostuksen aihealueeseen ja onnistuminen tuntui varmemmalta.

Ajoneuvo toimii päivittäisessä ajossa hyvin ja ongelmakohtat, joihin ennalta panostettiin, eivät ole oireilleet. Parannukset, jotka tehtiin, olivat onnistuneita, eikä ongelmia ole ilmennyt suuremmillakaan kuormituksilla. Edes jarrudynamometrissä autoa ajettaessa ei esiintynyt moottorin liiallista kuumenemista.

Auton käytettävyys kärsi hieman moottorin ylävireisyyden takia. Tehoalueiden siirryttyä ylemmäs on kaupunkiajo haastavampaa. Etenkin talviajossa moottorin ylävireinen nopea herääminen aiheuttaa haasteita ajamiselle. Ongelmaan olisi ratkaisuna pienentää turboahtimen turbiinipesää. Pienennettäessä turbiinipesää moottorin huipputeho laskisi ja moottorin tuottama pakopaine nousisi entisestään. Koska pakopaine on nyt optimaalinen ja suurimman ajan jopa alhaisempi kuin ahtopaine, ei

turbiinipesää lähdetä pienentämään. Pakopaineen tuottama lämpökuorma moottorille voi kuitenkin aiheuttaa rikkoutumisen ja tältä pyritään välttymään.

Lähteet

- 1 Bilan thermique. 2013. Verkkodokumentti. Car Engineer. <<http://www.car-engineer.com/wp-content/uploads/2012/12/Heat-balance-comparison.png?x89416>>. Luettu 5.11.2016.
- 2 Sarmi, Ingmar. 1973. Polttomoottorit. Helsinki: Kirjayhtymä.
- 3 Rivipumpun toiminta. 2010. Verkko dokumentti. Jori Isohanni. <<http://users.metropolia.fi/~jorii/Verkkosivuprojekti/rivipumppu.html>>. Luettu 20.11.2016.
- 4 Turboahdin ABC. 2014. Verkkodokumentti. Kosunen Racing. <<http://www.kosunenracing.com/turbo.html>>. Luettu 6.2.2017.
- 5 Graham Bell, A. 1998. Uusi moottoritekniikka virittäminen ja säätäminen. Helsinki: Alfamer kustannus Oy.
- 6 Wastegate. 2007. Verkkodokumentti. S4wiki Community Portal. <<https://s4wiki.com/images/6/61/WasteGate.jpg>>. Luettu 24.2.2017.
- 7 Turboahdin FAQ. 2015. Verkkodokumentti. Fin Turbo. <<http://www.fin-turbo.fi/turboahdimet/turboahdin.html>>. Luettu 10.12.2016.
- 8 Log style vs tubular style. 2017. Verkkodokumentti. Honeywell International. <<https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/turboTech/TurboTech-Advanced/Divided-Housing-Illustration.gif>>. Luettu 3.1.2017.
- 9 Turbobricks. 2009. Keskustelufoorumi. <<http://forums.turbobricks.com/showthread.php?t=165876>>. Luettu 15.12.2016.
- 10 US parts. 2016. Verkkodokumentti. Uspartsperformance.fi. <<http://www.uspartsperformance.fi/media/catalog/product/cache/15/thumbnail/358x436/9df78eab33525d08d6e5fb8d27136e95/1/2/126221-500.jpg>>. Luettu 5.1.2017.
- 11 Eerola, Oiva E. 1976. Polttomoottorit 2. Jyväskylä: Gummerus.
- 12 Lehtonen, Erkki Oskari. 2016. Hyötysuhde ja tehonkerroin. Verkkodokumentti. <<http://docplayer.fi/1831780-6-1-hyotysuhde-ja-tehokerroin.html>>. Luettu 10.11.2016.
- 13 Rajput, R. K. 2005. A Textbook of Internal Combustion Engines. New Delhi, India: Laxmi Publications.

Jarrudynamometrimittaus ahtopaineella 1,6 bar

hasse power oy	
www.lisaavoimaa.fi Puh.0407015748	
FILE: d:\tat9\toomi1.r01 DATE: 28/10/2016 TIME: 17:28:11	
470,7 nm 259,1 kw 352,37 hv <i>1,6 bar</i>	

