

Marko Mononen

MOOTTORIPYÖRÄN MOOTTORIN
TEHOLLISEN KESKIPAINEN
NOSTAMINEN
Suzuki GSX-R 1000

Opinnäytetyö
Auto- ja kuljetustekniikka


Helmikuu 2014




MIKKELIN AMMATTIKORKEAKOULU

Mikkeli University of Applied Sciences

KUVAILULEHTI

 MIKKELIN AMMATTIKORKEAKOULU Mikkeli University of Applied Sciences	Opinnäytetyön päivämäärä 15.2.2014				
Tekijä(t) Marko Mononen	Koulutusohjelma ja suuntautuminen Auto- ja Kuljetustekniikka				
Nimeke Moottoripyörän moottorin tehollisen keskipaineen nostaminen.					
Tiivistelmä <p>Työn lähtökohtana on yksityisen henkilön pyyntö mitoittaa ja toteuttaa moottoripyörän moottori hänen ajotottumusten mukaisesti. Moottorin tulisi tuottaa takapyörältä mitattuna tehoa niin paljon, että pyörän laskennallinen teho/painosuhte olisi yli yksi hevosvoimaa per kilo. Moottorin luonne tulisi olla myös nouseva tehoinen kierrosalueen loppuun asti. Kohdepyörä on Suzuki GSX-R 1000 vuosimallia 2001.</p> <p>Moottorin suunnittelua varten perehdyin kirjallisuuden kautta kaasujen virtauksiin, lämpövoimakoneen toimintaan ja polttomoottorin mekaniikkaan. Teorian pohjalta laskeskelin ja arvioin muutokset, mitä moottoriin pitää tehdä tavoitteiden saavuttamiseksi. Työssä käsitellään tarkemmin kaasujenvirtausta, koska se on merkittävin osa-alue työssä. Mekaaniset muutokset käsitellään vain maininnan kannalta. Suunnittelun ja toteutuksen onnistuneisuus tarkastetaan mittaamalla moottorin tuottama teho takapyörältä.</p> <p>Työ jäi kesken moottorinohjaukseen kohdistuneiden ongelmien takia. Moottorin kaasujenvirtauksiin kohdistuneiden muutosten onnistuvuutta ei pystytty toteamaan tehomittauksen puuttuessa, mutta moottori kävi alkuperäisellä moottorinohjaimella ilman ahdinta moitteetta, joten mekaaniset muutokset ovat onnistuneet.</p>					
Asiasanat (avainsanat) Tehollinen keskipaine, moottoripyörä, kaasunvirtaus, pakokaasuahdin, RE85					
Sivumäärä	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 33%;">Kieli</td> <td style="width: 33%;">URN</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Suomi</td> <td></td> </tr> </table>	Kieli	URN	Suomi	
Kieli	URN				
Suomi					
Huomautus (huomautukset liitteistä)					
Ohjaavan opettajan nimi Janne Varis	Opinnäytetyön toimeksiantaja				

DESCRIPTION

 <p>MIKKELIN AMMATTIKORKEAKOULU Mikkeli University of Applied Sciences</p>		Date of the master's thesis 15.2.2014	
Author(s) Marko Mononen		Degreeprogramme and option Automotive and Transport Engineering	
Name of the master's thesis Raising mean effective pressure at engine of motorcycle			
Abstract <p>This thesis began when third part asked me to design and build motorcycle engine by his driving habits. This motorcycle should produce power to weight ratio greater than one. Motorcycle was 2001 year model of Suzuki GSX-R 1000.</p> <p>For designing the engine I first studied principles of gas flow, heat engine and combustion engines. I calculated and designed all the modifications to the engine needed to achieve the goals. This work focused on gas exchange not on mechanical design of engine. This work to be successful, the bike should produce enough power to back wheel to reach wanted power to weight ratio.</p> <p>This thesis didn't quite finish, because I had problems with engine management unit. That's why I couldn't proof that my modifications to gas exchange have any effect. Mechanical modifications engine did work, because I ran it as naturally aspirated engine with turbocharger attached to it.</p>			
Subjectheadings, (keywords) Mean effective pressure, motorcycle, gas flow, turbocharger, RE85			
Pages		Language Finnish	URN
Remarks, notes on appendices			
Tutor Janne Varis		Master's thesis assigned by	

SISÄLTÖ

1	JOHDANTO	1
2	POLTTOMOOTTORITEORIA.....	1
2.1	Työkaasu.....	2
2.2	Lämpövoimakone	2
2.3	Tehollinen keskipaine.....	4
2.4	Lämpöenergian tuotto.....	5
2.5	Ilman virtaus sylinteriin.....	6
2.6	Pakokaasun virtaus	8
3	KOHDEPYÖRÄ	9
3.1	Tarvittava ilma- ja polttoainemäärä.....	9
3.2	Ilman tilavuusvirran kasvattaminen.....	11
3.3	Puristussuhde	12
3.4	RE85-polttoaine.....	13
4	MOOTTORIN OSIEN MUUTOKSET	14
4.1	Pakokaasuahdin	14
4.2	Imusarja	17
4.3	Pakoputkisto	19
4.4	Polttoaineen syöttö ja moottorinohjaus	20
4.5	Mekaniikka	22
5	MOOTTORIN MITTAUS	24
5.1	Moottorin mittaussuureet ja kohdat.....	24
6	POHDINTA	25
	LÄHTEET.....	27
	LIITTEET	
	1 Kohdepyörän tehonmittaustodistus	
	2 Venttiilien ajoituskuvaaja	

1 JOHDANTO

Tämän insinööriyön lähtökohtana on yksityisen henkilön pyyntö, suunnitella ja toteuttaa moottoripyörän moottorin muutokset hänen ajotottumusten mukaisesti. Pääpaino suunnittelussa on saada pyörän teho/painosuhte (HP/Kg, hevosvoimaa/kilogramma) takapyörältä mitattuna suuremmaksi tai yhtäsuureksi kuin yksi. Moottorin teho/painosuhteen toteutuksen ohella kiinnitetään suunnittelussa paljon huomiota moottorin luonteeseen. Moottorin luonne tulisi olla kierrosalueen alusta loppuun nousevatehoinen, mutta pienillä kierroksilla kaasua avattaessa moottori ei saisi olla äkkipikainen. Kohdepyöränä on Suzuki GSX-R 1000 vuosimallia 2001, joka on muuteltu harrastesarjan ratapyöräilyä varten.

Budjettia pyörän rakentamiseen ei ole määritetty. Tärkeämpi on halutun pyörän luonteen saavuttaminen. Rakentamisessa pyritään mahdollisimman halpaan ratkaisuun, mutta kumminkin niin että pyörästä tulisi luotettava ja kestävä pitkäaikaiseen käyttöön.

Työssä keskitytään pääasiassa moottorin kaasunvaihtoon. Polttomoottoreiden ollessa erittäin monimutkaisia ja niissä tapahtuvia pulssien kulkua ja kaasujen virtauksia on erittäin hankala mallintaa tarkasti ilman tietokone pohjaista laskentaa. Tässä työssä ei käytetä hyväksi mallinnusohjelmia ajan puutteen vuoksi, jolloin laskelmat perustuvat joihinkin olettamuksiin ja muualta löytyvien kokeiden tuloksiin. Imu- ja pakosarjan suunnitteluun löytyy paljon tietoa, mutta ei yksioikoisia ratkaisuja, joten työstä saatuja mittaustuloksia käytetään pohjana kohdepyörän moottorin uudelleen kehityksessä. Ajanpuutteen vuoksi tässä työssä ei esitellä mittaustuloksia, ainoastaan teoria, mitä ja mistä mitataan.

2 POLTTOMOOTTORITEORIA

Työn kohteena olevan pyörän moottorion nelitahtinen ottomoottori, joten teoriaosiossakin käsitellään nelitahtisen moottorin tehon tuottoa ja kaasujen virtausta.

2.1 Työkaasu

Polttomoottorit, kuten nelitahtinen ottomoottori, toimii kaasun avulla. Tämä työkaasu paineellaan aiheuttaa moottorin mäntään voiman, joka muutetaan kiertokangen avulla kampiakselia pyörittäväksi momentiksi. Työkaasun ominaisuuksia voidaan kuvailla teoreettisesti ideaalikaasulain avulla.

Ideaalikaasussa ei ole atomien/molekyyliden välisiä vetovoimia, kaikki atomien/molekyyliden väliset törmäykset ovat täysin kimmoisia ja kaasun atomit/molekyylit ovat niin pieniä, että niiden tilavuudella ei ole merkitystä. Tällöin kaasun sisäinen energia on kineettisen energian muodossa, eli

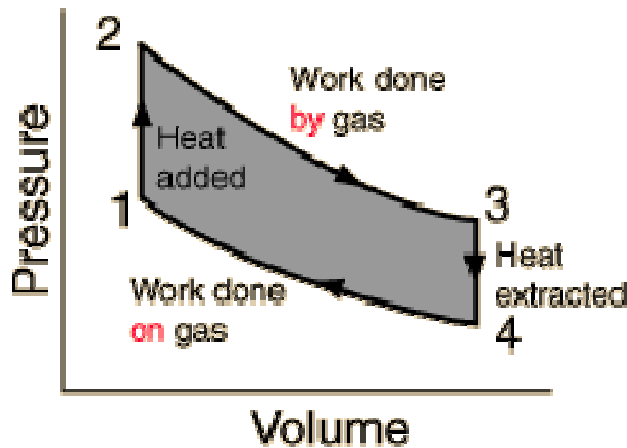
$$nRT = PV \quad (1)$$

, jossa P = kaasun paine, V = tilavuus jossa kaasu on, n = kaasun molaarinen lukumäärä, R = kaasuvakio, T = kaasun lämpötila /1./ Ideaalikaasun sisäistä energiaa nostamalla (kaasun lämpötilaa nostamalla tai molekyyliden määrää nostamalla) kaasun paine nousee, jos tilavuus pysyy vakiona.

Todellisilla kaasuatomeilla/molekyyleillä on tilavuus, niiden välisissä törmäyksissä vaihtuu energiaa ja atomien/molekyyliden välillä on vetovoimia (Van der Waalsin voima). Siksi ideaalikaasulaki ei täysin päde käytännössä. Koska polttomoottorin toimintaan hyvin monimutkainen ja sitä laskiessa täytyy turvautua käytännön kokemukseen ja arvattuihin lähtöarvoihin, ideaalikaasulain käyttö on perusteltua.

2.2 Lämpövoimakone

Lämpövoimakone on kone, jossa muutetaan lämpöenergiaa mekaaniseksi työksi. Lämpöenergian muutos työksi tapahtuu kaasun avulla. Kaasua lämmitettäessä sen sisäinen energia nousee, jolloin paine kasvaa ideaalikaasulain mukaisesti. Tämä paineen nousu voidaan muuntaa mekaaniseksi työksi. Tästä prosessista jää käytännössä aina lämpöä, jota ei voida hyödyntää työn tuottamisessa, joten tämä lämpö poistetaan prosessista osittain tai kokonaan ennen seuraavan työkierron alkua. /2./Lämpövoimakoneen kaasun kiertoprosessia havainnollistetaan pV -piirroksella (paine-tilavuuspiirros) (kuva 1).



KUVA 1. Lämpövoimakoneen pV-piirros /2/

Piirroksessa lämpövoimakoneen ideaalisen työkierron vaiheet:

4 – 1 koneen sisällä olevan kaasun tilavuus pienenee ja paine kasvaa lämpötilan pysyessä vakiona. Mekaanista energiaa sidotaan kaasuun.

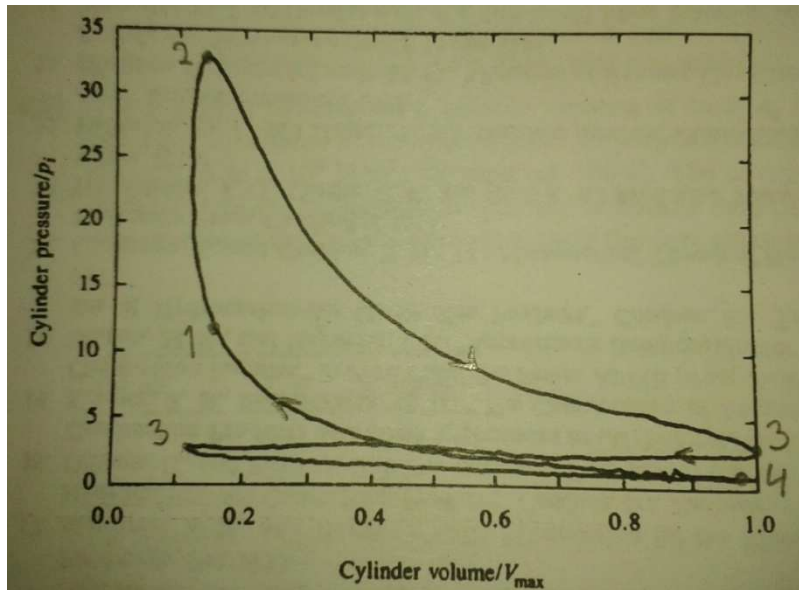
1 -2 kaasuun lisätään lämpöä, paine nousee tilavuuden pysyessä vakiona

2 – 3 tilavuus suurenee ja paine laskee lämpötilan pysyessä vakiona. Kaasun kineettistä energiaa muutetaan mekaaniseksi työksi.

3 – 4 lämpöenergia, mitä ei pystytty muuntamaan mekaaniseksi työksi, poistetaan.

1 - 4 Työkierron rajaama alue (harmaalla kuvassa 1) on energia, jonka lämpövoimakone voi muuttaa mekaaniseksi työksi.

Nelitahtinen polttomoottori toimii samalla tavalla. Puristustahdin aikana polttoaine-ilmaseos puristetaan sylinterissä pienempään tilavuuteen (työtä siirtyy männästä kaasuun), jolloin paine kasvaa. Puristustahdin lopussa ja työtahdin alussa polttoaine-ilmaseos sytytetään, jolloin se palaa synnyttäen lämpöä, joka lisää painetta ideaalikaasulain mukaisesti. Työtahdin aikana paine työntää mäntää alaspäin (kaasusta siirtyy työtä mäntään)saaden aikaan mekaanista työtä. Poistotahdin aikana käyttämätön lämpöenergia poistetaan sylinteristä uuden polttoaine-ilmaseoksen tieltä. Kuvassa 2 on 4-tahtisen polttomoottorin pV-piirros, joka on pääpiirteiltään sama kuin kuvan 1 lämpövoimakoneen työkierto. Ainoana erona on 4-tahtisen polttomoottorin kaasun vaihto (kuvassa 2 kohta 3 – 4), johon käytetään yksi kampiakselin kierros, eli lämpöä saadaan muutettua työksi vain joka toinen kampiakselin kierto.



KUVA 2. 4-tahtisen polttomoottorin pV-piirros /3, s.162/

pV-piirroksessa työkierron rajaama alue osoittaa, miten paljon mekaanista työtä voidaan saada, eli mitä isompi alue, sitä enemmän työtä. Tästä työstä voidaan laskea teho, jos tiedetään moottorin kierrosnopeus ja sylinterien lukumäärä.

2.3 Tehollinen keskipaine

Vaikka pV-piirros kertoo, kuinka paljon voidaan saada työtä tai tehoa sylinteriin tuodusta lämpöenergiasta, niin se jättää erittelemättä, kuinka hyvin moottori tuottaa työn kokoonsa nähden. Tilavuudeltaan isompi moottori tuottaa saman työn pienemmillä paineilla kuin pienempitilavuuksinen moottori. Tehollinen keskipaine (meaneffectivepressure, mep) on moottorin tekemä työ per työkierron jaettuna sylinterin tilavuudella. Mep kertoo, kuinka paljon sylinterissä pitää olla painetta keskimäärin työtahdin aikana, jotta haluttu teho saavutetaan. Tehollisella keskipaineella on raja-arvo, minkä määrääkäytettävän polttoaineen naputus kestävyys, moottorin termisen ja mekaanisen kuorman kestävyys.

Heywood aikanaan julkisti vapaasti hengittävien moottoreiden tehollisen keskipaineen rajaksi 850 – 1050 kPa /3, s50/. Otetaan esimerkiksi moottoripyörä Suzuki GSX-R 1000 vuosimallia 2008. Sen 998,6-kuutioisesta moottorista on saatu tehoa 136 kW moottorin kiertäessä 12000 kierrosta minuutissa /4/. Mep tälle moottorille on

$$(136000W*2)/(0,0009986m^3*(12000 \text{ 1/min} /60 \text{ s/min}) = 1361906Pa,$$

eli noin 1362 kPa. Tästä päätellen polttomoottorit ja polttoaineet ovat kehittyneet parempaan suuntaan.

2.4 Lämpöenergian tuotto

Lämpöenergia moottoriin saadaan polttamalla sylinterissä polttoainetta, yleensä bensiiniä nelitahtisissa ottomoottoreissa. Bensiini, kuten ihan mikä tahansa polttoaine, tarvitsee ilman happea palaakseen. Ilman ja polttoaineen määrä suhteessa toisiinsa pitää olla sopiva, jotta palaminen tapahtuisi ja se tuottaisi mahdollisimman paljon lämpöä. Bensiinille teoreettinen ilman tarve on 14,7 kiloa ilmaa jokaista bensiinikiloa kohden /3, s. 280/. Tätä sopivaa polttoaineen ja ilman seossuhdetta sanotaan stökiometriseksi seokseksi.

Poltettavan polttoaineen määrä kertoo mahdollisen saatavan työn, eli mitä enemmän poltetaan polttoainetta sylinterissä, sitä enemmän syntyy lämpöä ja tätä kautta työtä. Rajoituksena sylinteriin syötettävälle polttoaine määrälle on sylinteriinimetyn ilman määrä, koska samassa aikaan polttoaineen kanssa ilmaa on virrattava 14,7 kertaa enemmän sylinteriin. Teoriassa vapaasti hengittävään moottoriin on mahdollista virrata sylinterin täytöstilavuuden verran ympäröivää ilmaa, mutta ilmalla on hitausvoima ja ilmaa lämpenee imuputkistossa, jolloin sylinterin maksimi ilman täytös on 80-90% sylinterin tilavuudesta /3, s. 54/. Sylinterin ilmantäytöstä voidaan parantaa ahtamalla, jolloin täytös voi olla yli 100% sylinterin tilavuudesta.

Bensiini sisältää 42,7 MJ/kg (megajoulea / kilogramma) energiaa /5, s.280/. Kaikkea polttoaineen sisältämää energiaa ei voida muuttaa mekaaniseksi energiaksi. Energiaa menee hukkaan sylinterin seinämiin johtumalla, osa polttoaineesta jää palamatta, palaminen on epätäydellistä ja palamisesta syntynyt paine pystytään vain osittain käyttämään hyödyksi. Miten saavuttaa paras mahdollinen palamisen hyötysuhde? Beau de Rochasmäärityt olosuhteet parhaalla mahdollisella hyötysuhteella /3, s.2-3/.

1. Suurin mahdollinen sylinteri tilavuus, pienimmällä mahdollisella seinämä pinta-alalla
2. Suurin mahdollinen käyntinopeus
3. Suurin mahdollinen laajenemissuhde
4. Suurin mahdollinen paine työtahdin alussa.

Kaksi ensimmäistä olosuhdetta minimoi lämmön johtumisen sylinterin seinämiin. Pidemmällä iskulla suhteessa halkaisijaan ja pienemmällä puristussuhteella saadaan seinämä pinta-alaa pienemmäksi. Samalla halutaan suuri käyntinopeus, mutta iskunpituuden kasvaessa käyntinopeutta on tiputettava, jotta männän keskinopeus ei kasva liian suureksi. Iskunpituuden ja käyntinopeuden välille pitää löytää kompromissi. Puristussuhdettakaan ei voi nostaa rajattomasti, koska paineen nousu aiheuttaa lämpötilan kasvua ja liian suuressa lämpötilassa polttoaine syttyy itsestään räjähdysmäisesti. Tätä räjähdysmäistä itsesytytystä kutsutaan naputukseksi sen aiheuttaman äänen perusteella. Naputus aiheuttaa korkeilla painehuipuillaan todella nopeasti moottorivaurion, siksi sitä ei saa tapahtua moottorissa ollenkaan. Kolmas olosuhde osoittaa, että hyvällä polttoaineen höyrystymisellä saadaan eniten energiaa irti palamisesta. Polttoaine tarvitsee lämpöä höyrystyäkseen. Parempi höyrystyminen saadaan lämpimällä imuilmalla ja suuremmalla puristussuhteella, mutta imuilman lämmitessä sylinterin täytös pienenee. Neljäs olosuhde kertoo siitä, että jos alkupaine on ollut korkein mahdollinen, silloin saavutetaan suurimman mahdollisen työpaineen koko työtahdin ajaksi. Suurin paine työtahdin alkuun saadaan oikealla sytytyksen ajoituksella, jolloin sylinterissä oleva polttoaine palaa pienimmässä tilavuudessa (puristustilavuus) synnyttäen suurimman paineen./3, s.2-3./

2.5 Ilman virtaus sylinteriin

Sylinteriin virtaava ilma kulkee imuputkistossa, johon kuuluu ilmanpuhdistaja, ensiöputki, kokoojakammio eli plenumi, kaasuläppä(t), toisioputket elirunnerit ja sylinterikannessa olevat imukanavat ja venttiilit. Imuputkiston ja sen komponenttien on tarkoitus tarjota jokaiselle sylinterille tasaisesti puhdasta ilmaa mahdollisimman paljon.

Imuventtiilit ajoittavat ilman virtauksen imutahdin alkuun, niin ettei venttiilien auetessa tapahdu pakokaasun virtausta imusarjaan päin, jolloin virtauksen suunta olisi hetkellisesti väärään suuntaan ja sylinterin täytös huononisi. Suurin sylinterin täytös saavutetaan sulkemalla imuventtiilit, kun ilman virtaus pysähtyy venttiilien kohdalla. Ilmaa voi virrata sylinteriin päin, vaikka mäntä olisi tulossa ylös, koska ilmalla on hitausvoima, joka taistelee männän liikkeen aiheuttamaa paineen kasvua vastaan. Imuventtiilien virtauspinta-ala (venttiililautasen kehänpituuden ja venttiilin noston rajaama ala) rajoittaa myös ilman virtausta. Suuremmalla virtauspinta-alalla saadaan suurempi täytös, mutta virtauspinta-alaa ei voida kasvattaa rajattomasti tilan puutteen takia.

Imuventtiilien avautuessa venttiilien ohi lähtee virtaamaan ilmaa äkillisesti, joka aiheuttaa runneriinplenumia kohti äänennopeudella matkaavan harvennusaallon. Harvennusaalto plenumin saavuttaessaan heijastuu takaisin runneriin päin tihennysaaltona. Tihennysaallon saavuttaessa kiinni oleva venttiili, heijastuu aalto takaisin plenumiin päin kerta-aaltona. Nelitahtimoottorin ollessa syklinen laite, eli imutahtien välissä on aikaa, jolloin ilman virtausta sylinteriin ei tapahdu, ilmavirta pysähtyy, ja se joudutaan kiihdyttämään liikkeelle seuraavan imutahdin alussa. Kiihdytystä voidaan auttaa plenumin kokoa ja runnerien pituuksia/poikkipinta-alaa muuttamalla, jotta tihennysaalto saapuu venttiilille sen juuri auetessa. Helmholtzin resonaattoriteoria kuvailee hyvin pitkälle runnereissa ja plenumissa tapahtuvaa värähtelyä $\lambda/6$. Plenumin tilavuutta ja runnerien pituutta suurentamalla sekä runnerien poikkipinta-alaa pienentämällä saadaan resonanssitaajuutta pienennettyä, eli sylinterin täytös paranee pienemmällä moottorin kierrosnopeuksilla.

Toisioputkien poikkipinta-alaa pienentämällä saadaan suurennettua ilman virtausnopeutta, mutta liian suuri virtausnopeus aiheuttaa suuremman turbulenssin virtaukseen, jolloin sylinterin täytös pienenee. Suurilla moottorin käyntinopeuksilla toisioputki tulisi olla tilavuudeltaan suuri, mutta pituudeltaan lyhyt, jolloin saadaan ilmassa nopeasti kiihdytettyä liikkeelle. Näin ollen yksi toisioputken poikkipinta-ala ja pituus toimii parhaiten vain kapealla kierrosalueella.

Kokoojakammio toimii ilmareservinä, josta ilma lähtee virtaamaan vuorotellen toisioputkia pitkin sylintereihin. Ilman virratessa toisioputkea pitkin kokoojakammion

paine laskee hetkellisesti. Määrä, jonka paine laskee kokoojakammiossa, riippuu pääasiassa kammion tilavuudesta ja ensiöputken koosta. Pienempitilavuuksisessa kokoojakammiossa paine laskee enemmän kuin isompitilavuuksisessa, eli pienempitilavuuksisen paineen värinä on suurempaa. Liian suuri värinä aiheuttaa sylinterien huonomman täytöksen, koska kokoojakammiossa on hetkellisesti vähemmän painetta, jolloin ilman kiihtyvyys on hitaampaa toisioputkien suuntaan. Kokoojakammiossa kohtaavat myös imuventtiileiltä tulevat harvennusaallot. Näiden aaltojen vaikutusta toisten sylinterien täytökseen voidaan tehostaa pienentämällä kokoojakammion tilavuutta, mutta positiivinen vaikutus jollain kierrosalueella voi olla negatiivinen toisella.

2.6 Pakokaasun virtaus

Polttoainetta polttaessa syntyy ”pakokaasua”, joka on työtahdin loppuvaiheessa sylinterissä korkeassa paineessa ja lämpötilassa. Pakokaasu tulisi poistaa sylinteristä täydellisesti ennen imutahdin alkua, jotta koko sylinterin tilavuus olisi käytettävissä puhtaalle ilma-polttoaineseokselle. Pakokaasun poistaminen sylinteristä aloitetaan työtahdin lopussa silloin, kun mäntä on vielä matkalla alaspäin. Pakokaasusta suurin osa poistuu sylinteristä, ennen kuin mäntä on saavuttanut alakuolokohdan. Tapahtumaväliä pakoventtiilin aukeamisesta pisteeseen, jolloin mäntä on alakuolokohdassa, kutsutaan blowdowniksi. Blowdownin aikana pakokaasu poistuu pakosarjaan ilman, että työtä siirtyisi männästä kaasuun. Pakokaasun virtaus samalla tavalla kuin ilman virtaus muuttuu turbulenttisemmaksi virtausnopeuden kasvaessa. Kaasun virtaus tulisi olla mahdollisimman nopeaa ja laminaarista, jotta saavutetaan paras pakokaasun poisto sylinteristä.

Pakokaasut virtaavat sylinteristä pakoventtiilien ohi pakosarjaan, joka koostuu sylinterikohtaisista putkista, jotka liittyvät yhdeksi putkeksi yhdessä tai kahdessa askeleessa. Kaasun virtausnopeuteen sylinteristä voidaan vaikuttaa pakoventtiilien virtauspinta-alan lisäksi pakosarjan putkien sisähalkaisijalla ja pituudella. Pienemmällä sylinterikohtaisen putken sisähalkaisijalla saavutetaan suurempi virtausnopeus vähäisemmällä kaasunmäärällä, eli pienemmillä moottorin kierrosnopeuksilla tai sylinterin tilavuuksilla. Lyhyimmillä sylinterikohtaisilla putkilla

saavutetaan suurempi virtausnopeus suuremmilla kierrosnopeuksilla tai sylinterin tilavuuksilla. /7./

3 KOHDEPYÖRÄ

Moottoripyörä on vuosimallia 2001 oleva Suzuki GSX-R 1000, joka on rakennettu harrasteluokan ratapyöräilyä varten. Pyörään on vaihdettu tehdasasennuksesta poikkeavia osia mm. katteet, alusta, moottorinohjain ja pakoputkisto. Uudesta ko. pyörästä löytyy tehoa 160 HP kampiakselilta mitattuna /8/, mutta kohdepyörästä on mitattu 156 HP takapyörältä (Liite 1). Tästä päätellen moottorin tehoa on nostettu alkuperäisestä, jolloin ei ole varmaa tietoa, onko kaikki moottorin osat alkuperäisiä.

Kohdepyörän massa kuivana on 171kg /9/, ja kun siihen lisätään polttoaineen, öljyn ja jäähdytysnesteen massa, saadaan noin 195kg. Pienimmän halutun teho/painosuhteen saavuttamiseksi moottorista pitäisi siis saada 39 HP lisää tehoa. Pyörän omistaja ei kumminkaan ole tyytyväinen 195 HP:hen, vaan hän haluaa vähintään 230 HP, eli tehoja pitää nostaa 74 HP nykyisestä.

Koska pyörän moottorion tehokkaampi kuin tehtaalta tullut alkuperäinen ja moottorin sisäisistä osista ei ole mitään tietoa, en pysty moottoria purkamatta selvittämään suunnittelulle tärkeitä tietoja, esimerkiksi kuutiotilavuutta, puristussuhdetta, venttiilien kokoa jne.

Moottorin purkamisessa ilmeni, että moottoriin on vaihdettu kytkin, puristussuhdetta on nostettu, imukanavat on siistitty, PAIR-venttiilit (lisäilmaventtiilit) on tukittu, toisiokaasuläpät on poistettu ja moottorinohjaimen ja suuttimien väliin on asennettu powercommander, joka muuttaa suuttimien aukioloaikaa moottorinohjaimen arvoista. Edellä mainittuja lukuun ottamatta moottorissa on alkuperäiset osat paikallaan.

3.1 Tarvittava ilma- ja polttoainemäärä

Takapyörältä mitatussa tehossa ei näy tehoa, joka menee öljyn- ja jäähdytysnesteen kierrätykseen, sähkön tuottoon, polttoaineen pumppaamisen jne. Moottorin tuottama

teho on 10 – 25 % enemmän kuin takapyörältä mitattuna. Tehohäviö riippuu moottorin pyörintä nopeudesta, eli pienemmillä pyörintänopeuksilla tehohäviö on 10 % ja täydellä pyörintänopeudella 25 % /3, s. 49./ Takapyörältä mitattu teho on saatu suuren pyörintänopeuden kohdalla, jolloin moottorin tuottama teho on

$$156 \text{ HP} * 1,25 = 195 \text{ HP}$$

ja tavoitetehto on

$$230 \text{ HP} * 1,25 = 287,5 \text{ HP}$$

eli moottorilta on saatava 92,5 HP lisää tehoa tavoitteen saavuttamiseksi. Miten sitten saada 92HP lisää? Polttamalla enemmän polttoainetta ajanjaksossa saadaan lisää tehoa, mutta miten paljon sitten tarvitaan polttoainetta ja ilmaa halutun tehon tuottamiseksi? Polttoaine sisältää noin 42,7 MJ/kg energiaa, eli 287,5 HP saavuttamiseksi tulee polttaa polttoainetta

$$287,5 \text{ HP} * 735,5 \text{ W/HP} = 211456,3 \text{ W}$$

$$211456,3 \text{ J/s} / 42,7 * 10^6 \text{ J/kg} = \underline{4,95 * 10^{-3} \text{ kg/s.}}$$

Polttoaineen sisältämästä energiasta nelitahtisessa ottomoottorissa voidaan muuttaa mekaaniseksi työksi vain noin 30% /3, s. 887/, eli polttoainetta on poltettava 70 % enemmän tehotavoitteen saavuttamiseksi.

$$4,95 * 10^{-3} \text{ kg/s} * 1,70 = \underline{8,42 * 10^{-3} \text{ kg/s}}$$

Polttoaineen tiheys on 720-775 kg/m³ /5, s. 275/, joten poltettava polttoaine litroina

$$8,42 * 10^{-3} \text{ kg/s} / 720 \text{ kg/m}^3 = 1,17 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} = \underline{1,17 * 10^{-2} \text{ l/s}}$$

Ilman suhde polttoaineeseen stökiometrisessä seoksessa on 14,7 kg/kg eli ilmaa tarvitaan

$$14,7 \text{ kg/kg} * 8,42 * 10^{-3} \text{ kg/s} = \underline{0,124 \text{ kg/s.}}$$

Kuivan ilman tiheys 25 °C on 1,184 kg/m³ /3, s. 65/ , jolloin tarvittava ilmamäärä litroina

$$0,124 \text{ kg/s} / 1,184 \text{ kg/m}^3 = 0,105 \text{ m}^3/\text{s} = \underline{105\text{l/s.}}$$

3.2 Ilman tilavuusvirran kasvattaminen

Kohdepyörän moottorin ollessa 0,988-litrainen neljäsylinterinen nelitahti /9, s.18/ jokaista kampiakselin kierrosta kohti moottoriin voi virrata puolet kokonaistilavuudesta, jos täytös olisi 100 %. Moottori on tuottanut täydet tehonsa (liite 1) 12488 rpm:n(rounds per minute, kampiakselin kierrosta minuutissa) kohdalla, eli moottoriin virtaava ilman määrä on 100 % täytöksellä

$$(0,988 \text{ L} / 2) * (12488 \text{ 1/min} / 60 \text{ s/min}) = \underline{103 \text{ l/s.}}$$

Moottoriin ei siis pysty virtaamaan riittävästi ilmaa, mutta miten sitten saada tarvittava ilmamäärä sylinteriin? Järkeviä mahdollisuuksia on moottorin tilavuuden kasvattaminen, kierrosluvun nostaminen tai ahtaminen, koska ilokaasut yms. ovat hankalia jatkuvassa käytössä. Moottorin tilavuus tulisi olla jotenkin realistiselle 80% sylinterin täytökselle

$$(105 \text{ L/s} * 2) / ((12488 \text{ 1/min} / 60 \text{ s/min}) * 0,8) = \underline{1,26\text{l.}}$$

Tilavuuden kasvattaminen noinkin suureksi on liian kallista, koska iskunpituuden ja sylinterin halkaisijan kasvattamiseksi ei ole tilaa moottorissa. Kierrosluvun nostaminen lisää männän keskinopeutta, eli edestakaisten massavoimien suuruus lisääntyisi heikentäen moottorin mekaanista luotettavuutta. Vaihtoehdoksi tehon lisäämiseksi jää ahtaminen.

Tehollinen keskipaine kohdepyörän moottorille halutuilla tehoilla olisi

$$(211456,3 \text{ W} * 2) / (0,000988 \text{ m}^3 * (12488 \text{ 1/min} / 60 \text{ s/min})) = 2056609\text{Pa}$$

eli noin 2057 kPa. Vapaasti hengittävälle moottorille edellä mainittu tehollinen keskipaine olisi mahdottomuus, mutta ahdetulle moottorille ei.

3.3 Puristussuhde

Sylinterin täytöstä suuretaessa on otettava huomioon että puristusaine ja tätä kautta lämpötila nousee aiheuttaen naputus vaaraa, ellei puristussuhdetta lasketa. Itsesyttymistä ei vielä tapahdu lämpötilan ollessa 400-500 °C /5, s.412/. Kohdepyörän puristussuhdetta oli nostettu alkuperäisestä 12:sta 13,5:n, jolloin vapaasti hengittävälle moottorille puristuslämpötila

$$313,15 \text{ K} * 13,5^{(1,30-1)} = 683,68 \text{ K} = \underline{410,5^\circ\text{C}}$$

jossa

313,15 K on ilman alkulämpötila(40°C).

13,5 on puristussuhde

1,30 on polytrooppineneksponentti, joka kertoo suhteen, kuinka paljon energiaa muuttuu lämmöksi paineen kasvaessa ja tilavuuden pienentyessä. Eksponentti voi vaihdella 1,2-1,4 välillä riippuen polttoaine-ilmaseoksen suhteesta. Stökiometriselle seokselle eksponentti on 1,3. /3, s.169-173./ Kohdepyörän vapaasti hengittävään moottoriin virtaa ilmaa

$$195 \text{ HP} * 735,5 \text{ W/HP} = 143422,5 \text{ W}$$

$$143422,5 \text{ W} / 42,7 * 10^6 \text{ J/kg} = 3,36 * 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$3,36 * 10^{-3} \text{ kg/s} * 1,7 = 5,71 * 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$5,71 * 10^{-3} \text{ kg/s} * 14,7 \text{ kg/kg} = 0,084 \text{ kg/s}$$

$$0,084 \text{ kg/s} / 1,184 \text{ kg/m}^3 = \underline{0,071 \text{ m}^3/\text{s}}$$

Oletan että virtausvastukset pysyvät vakiona ja ahtamalla kasvatetaan vain ilmantiheyttä, jolloin halutun tehon saavuttamiseksi paineen olisi oltava

$$0,105 \text{ m}^3/\text{s} / 0,071 \text{ m}^3/\text{s} \approx \underline{1,48 \text{ yli ilmakehän paineen}}$$

Tällöin 13,5:n puristussuhteella puristuslämpötila on

$$313,15 \text{ K} * 1,48^{(1,30-1)} = 352,23\text{K}$$

$$352,23 \text{ K} * 13,5^{(1,30-1)} = 769,00 \text{ K} = \underline{495,9^{\circ}\text{C}}$$

Puristuslämpötila lähentelee polttoaineen lämpötilan kestopajaa. Laskelmoinnissa en ottanut huomioon suuremmin polttoaineen höyrystymiseen kuluva energiaa, lämmön säteilyä sylinteristä kaasuun ja ilman virtausvastuksen nousua tiheyden kasvaessa, jolloin sylinteriin ahdettavan ilman lämpötila olisi vielä suurempi. Selvää kumminkin on että puristussuhdetta on laskettava. Puristussuhteen laskeminen huonontaa moottorin hyötysuhdetta, joten liian alhaiseksi sitä ei kannata laskea. Ajatellaan ilman alkulämpötilan ahdettuna olevan 80 °C (353,15K) ja puristuslämpötila tulisi pysyä 400-450 °C välillä, niin puristussuhteen pitäisi olla välillä

$$0,3\sqrt{(673,15 \text{ K} / 353,15 \text{ K})} \approx \underline{8,6}$$

$$0,3\sqrt{(723,15 \text{ K} / 353,15 \text{ K})} \approx \underline{10,9}$$

Suomessa on helposti saatavilla korkea etanoli pitoisuuden omaavaa RE85 polttoainetta. Etanolin höyrystymislämpö on paljon suurempi kuin bensiinillä, eli etanoli sitoo höyrystyessään paljon enemmän energiaa /5, s.280/. Käytettäessä 10,9 puristussuhdetta ja bensiiniä polttoaineena vältytään periaatteessa naputukselta, mutta pitempiaikaisessa moottorin kuormituksessa sylinterin lämpötila kasvaa huomattavasti ja näin ollen lähestytään naputuksen rajaa. Samalla 10,9 puristussuhteella ja RE85-polttoaineella saataisiin pidempi aikaisessa moottorin kuormituksessa pienempi ilman lämpötilan nousu, jolloin vältyttäisiin paremmin naputuksen riskiltä, siksi on perusteltua käyttää RE85:sta bensiinin sijaan.

3.4 RE85-polttoaine

Etanoli sisältää happea, joten sen ilman tarve stökiometriseen seokseen on pienempi (9 kg/kg), mutta etanoli sisältää energiaa ainoastaan 26,8 MJ/kg, jolloin sitä pitää syöttää sylinteriin enemmän, halutun tehon saavuttamiseksi. RE 85 sisältää 85% tilavuudestaan etanolia ja loput bensiiniä /10, s.1/. Energiaa RE 85 sisältää noin

$$(0,79 \text{ kg/l} * 26,8 \text{ MJ/kg} * 0,85 + 0,72 \text{ kg/l} * 42,7 \text{ MJ/kg} * 0,15) / (0,79 \text{ kg/l} * 0,85 + 0,72 \text{ kg/l} * 0,15) = 22,61 \text{ MJ/l} / 0,78 \text{ kg/l} = \underline{29,0 \text{ MJ/kg}}$$

, jossa 0,79 kg/l on etanolin tiheys

26,8 MJ/kg on etanolin ominaislämpöarvo

0,72 kg/l on bensiinin tiheys

42,7 MJ/kg on bensiinin ominaislämpöarvo.

Halutun tehon saavuttamiseksi on poltettava RE85:sta

$$211456,25 \text{ J/s} / 29,00 \cdot 10^6 \text{ J/kg} = 7,29 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s.}$$

$$7,29 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s} * 1,70 = \underline{0,012 \text{ kg/s}}$$

$$0,012 \text{ kg/s} / 0,78 \text{ kg/l} = \underline{0,015 \text{ l/s}}$$

joka on noin 32% enemmän bensiiniin nähden. Bensiinille stökiometrinen seos saavutettiin 14,7 seossuhteella. Etanolille seossuhde on 9. /5, 280./ RE85:lle seos suhde on

$$9 \text{ kg/kg} * 0,85 + 14,7 \text{ kg/kg} * 0,15 = \underline{9,9 \text{ kg/kg}}$$

Tarvittava ilman virtaus on

$$0,012 \text{ kg/s} * 9,9 \text{ kg/kg} = 0,12 \text{ kg/s}$$

$$0,12 \text{ kg/s} / 1,184 \text{ kg/m}^3 = \underline{0,10 \text{ m}^3/\text{s}} = \underline{100 \text{ l/s}}$$

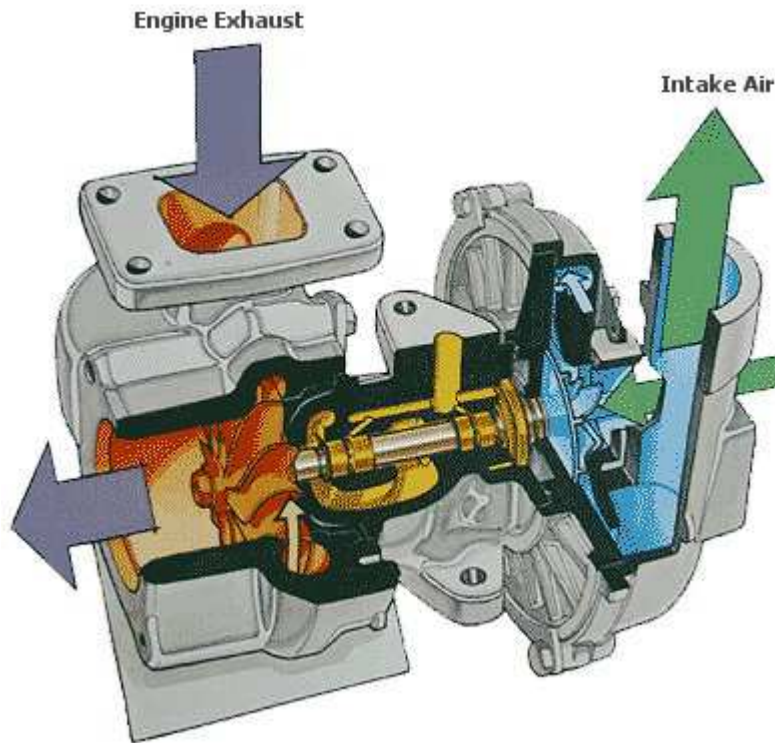
Polttoaineen vaihto bensiinistä RE85:een tiputti ilman kulutusta vain 5% , mutta nosti polttoaineen syöttöä 32%. Suuremman polttoainemäärän syöttäminen ei ole ongelma, koska markkinoilla on tarjolla tehokkaampia polttoainepumppuja ja isompia suuttimia. Edellä laskettua puristussuhdettakin voidaan käyttää, koska tarvittava ilmanmäärä väheni, jolloin puristuslämpötila laskee.

4 MOOTTORIN OSIEN MUUTOKSET

Moottoripyörä luo haasteista osien suunnittelun kannalta, koska moottoripyörät ovat autoihin verrattuna, hyvin pieniä tilansa puolesta. Tila-ahtaus pakottaa kompromisseihin suunnitelmien ja toteutuksen välillä. Tässä osiossa kerron, miten moottorin osat mitoitettiin ja mitkä asiat vaikuttivat lopullisiin osien muotoihin ja sijoitteluun.

4.1 Pakokaasuahdin

Ahdintyyppiksi valikoitui pakokaasuahdin, joka pystyy parantamaan moottorin hyötysuhdetta, käyttämällä blowdownin aikana virtaavan pakokaasun energiaa kasvattamaan imuilman liike-energiaa. Pakokaasun liike-energia pyörittää ahtimen turbiinipyörää, joka on akselilla kiinteässä yhteydessä kompressoripyörään (kuva 3). Hetkeä, jolloin turbiinipyörä pyörittää kompressoripyörää riittävän lujaa, jotta imusarjan absoluuttinen paine nousee yli ilmakehän paineen, kutsutaan ahtimen ”heräämiseksi”.

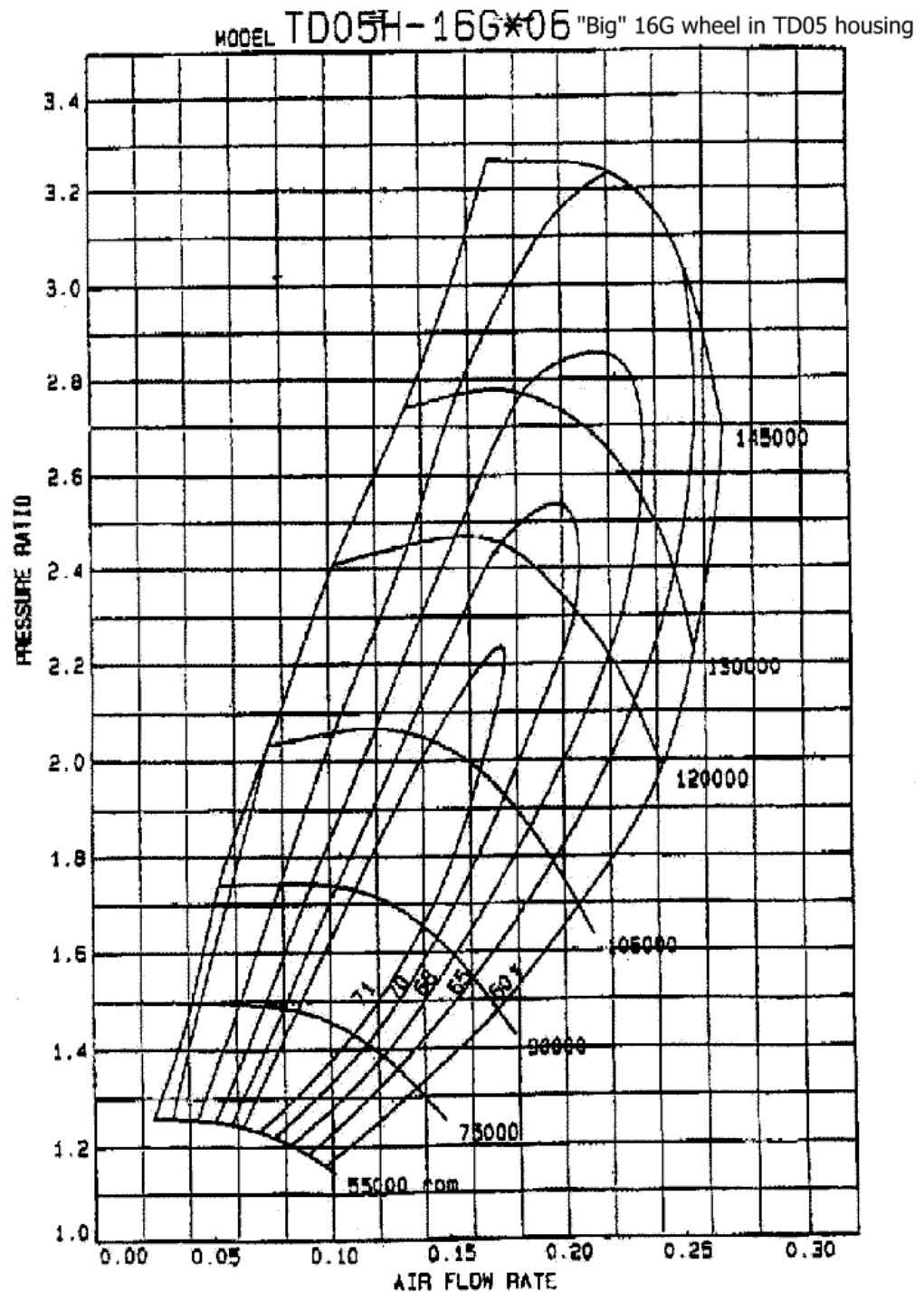


KUVA 3. Pakokaasuahtimen leikkauskuva /11/

Pakokaasuahtimen koko vaikuttaa siitä saatavaan ilman tilavuusvirtaan. Isommalla ahtimella saavutetaan isompi tilavuusvirta. Isoin mahdollinen ahdin ei kumminkaan ole paras ratkaisu, koska isompi ahdin tarvitsee suuremman pakokaasuvirtauksen herätäkseen. Ahtimien valmistajat eivät yleensä anna turbiinipyörästä tietoa, vaan turbon koon valitseminen menee kompressoripyörän virtauskartan (kompressorikartta) mukaan (kuva 4).

Kohdepyörän ilmanvirtaus on 0,12 kg/s, painesuhteen ollessa 1,48. Kompressorikartalle (kuva 4) kyseinen ilmanvirtaus asettuu 71 – 70% hyötysuhteen alueelle, eli kohdepyörän moottoriin TD05H-16G6 ahdin soveltuu hyvin. Pienemmällä ahtimella saisi ahtimen heräävyyttä parannettua, mutta TD05H-16G6 -

ahdin hankittiin budjettiratkaisuna ja siinä on "reserviä" vielä suuremmille virtausmäärille.



KUVA 4. TD05-kompressorikartta /12/

Pakokaasuahtimen turbiini- ja kompressoripyörän yhdistävä akseli on kuula- tai liukulaakeroitu ahtimen runkoon. Laakerit vaativat jatkuvaa voitelua, koska akselin pyörintänopeus on suuri. Liukulaakeroidut turbot eivät tarvitse tarkkaa

öljyntilavuusvirtaa, mutta öljyn paluulinjan tulee olla esteetön, ettei ahtimen runkoon tule painetta. Moottoripyörässä tämä saattaa olla ongelma, koska tilan puutteen vuoksi ahdin asennetaan yleensä aika lähelle öljynpinnan tasoa, jolloin öljyn paluuvirtaus estyy.

4.2 Imusarja

Alkuperäinen kokoojakammio on valmistettu muovista, ja se koostuu kahdesta osasta, jotka ovat ruuveilla kiinni toisissaan. Kokoojakammio ei tule kestäämään ylipainetta, ja siihen on erittäin hankala lisätä tarvittavat lisäsuuttimet, eli uuden kokoojakammion rakentaminen on välttämätöntä. Uuden kokoojakammion materiaali on alumiinia, joka on helposti muokattavissa ja kestää ylipainetta. Kokoojakammion tilavuuden ja toisioputkien mittojen pysyessä alkuperäistä kokoojakammiota vastaavana pysyisi moottorin luonne haluttuna. Ongelmaksi muodostuu lisäsuuttimien sijoitus kokoojakammioon. Suuttimia on yksi lisää jokaista sylinteriä kohti, jotka aloittavat polttoaineen suihkutuksen, kun alkuperäisistä suuttimista loppuu kapasiteetti. Toisilla suuttimilla yhdessä alkuperäisten kanssa saavutetaan tarvittava polttoaineen syöttömäärä. Vaihtoehtona oli alkuperäisten suuttimien vaihtaminen isompiin, mutta se johtaisi moottorin äkkipikaisuuteen alakierroksilla.

Lisäsuuttimien sijoitus kokoojakammioon toisioputkien alkuun (kuva 5) aiheuttaa kokoojakammion tilavuuden tiputuksen alkuperäisestä 6,7 litrasta 3,2 litraan ja toisioputket lyhenevät 264 millimetristä 224 millimetriin.



KUVA 5. Lisäsuuttimen paikka toisioputken alussa

Helmholtzin resonanssitaajuus, kun tihennysaalto saapuu imuventtiilille

$$f = c/2\pi\sqrt{(A/V*2l)} \quad (2)$$

jossa

c = äänennopeus

A = toisioputken poikkipinta-ala

V = kokoojakammion tilavuus

l = toisioputken pituus /6/.

Resonaatiotaajuus alkuperäiselle imusarjalle on

$$(340 \text{ m/s} / 2*\pi) * \sqrt{(1,452*10^{-3} \text{ m}^3 / (0,0067 \text{ m}^3 *2* 0,246 \text{ m}))} = \underline{34,67 \text{ Hz}}$$

Resonaatiotaajuus uudelle imusarjalle on

$$(340 \text{ m/s} / 2*\pi) * \sqrt{(1,452*10^{-3} \text{ m}^3 / (0,0067 \text{ m}^3 *2* 0,224 \text{ m}))} = \underline{54,47 \text{ Hz}}$$

Resonanssitaajuuden kasvaessa moottorin täytös on parempi isommilla kuin pienemmillä kierroksilla, jolloin moottorin luonne ei ole haluttu nousevatehoinen.

Kokoojakammion tilavuus pienenee paljon, jolloin harvennus- ja tihennysaaltojen vaikutus sylinterien kesken kasvaa. Ahdetussa moottorissa kokoojakammiossa olevan

ilman lämpötila ja tiheys vaihtelevat paljon, joka vaikuttaa äänennopeuteen ja tätä myöten resonanssitaajuuteen. Nokka-akselin venttiilien ajoitus ja moottorinkierrosluku vaikuttavat myös siihen, millä resonanssitaajuudella tihennysaalto ja kerta-aallot saapuvat imuventtiilille oikeaan aikaan. Näin monen eri muuttujan vaikutuksia keskenään on hankala mallintaa, joten on parempi testata käytännössä imusarjan toimivuutta.

Moottorin luonteen parantamiseksi ahtimelta kokoojakammioon lähtevä putki on mahdollisimman lyhyt ja loivasti kartio virtausvastusten minimoimiseksi. Virtausvastusten minimoimisella, puristussuhteella ja pakosarjan suunnittelulla pyritään saamaan ahdin heräämään mahdollisimman pienillä moottorinkierrosluvuilla, jolloin imusarjan resonanssitaajuuden nousu ei haittaa niin paljoa. Ahtimen herättäminen pienillä kierroksilla aiheuttaa moottorin äkkipikaisuutta keskikierrosalueella. Tätä pyritään lievittämään ahtimen hukkaportin sähköisellä ohjauksella, jolla ilmanvirtausta ahtimelta voidaan vähentää keskikierrosalueella.

4.3 Pakoputkisto

Pakosarjan suunnittelussa ei tässä tapauksessapystytävävaikuttamaan kovinkaan paljon putkien kokoon ja pituuteen. Enemmän pitää kiinnittää huomiota siihen, että saadaan ahtimen öljynpaluu riittävän ylös ja ahdin sijoittuisi pyörän ulkomittojen sisälle. Ahtimen asettaminen etupyörän ja moottorin väliin jättää tilaa ahtimesta etupyörään (pohjaan joustossa) 0,5 cm, moottoriin 0,5 cm ja ahtimen öljyn paluun korkeus öljypinnasta on 5 cm (kuva 6).



KUVA 6. Ahtimen paikka etupyörän ja moottorin välissä

Ahtimen sijoittelusta johtuen pakosarjalle jäävä tila jäähdyttimen ja moottorin väliin on pieni. Pakosarjan putken koko määräytyi pakoaukon koon ja saatavilla olevien putkien mukaan. Pakoaukko on pyöreä halkaisijaltaan 30 mm, ja tästä suurempi lähinnä oleva putki on 34 mm sisähalkaisijaltaan. Pienempiä putkia on olemassa, mutta käytettävissä olevat putken taivutusmenetelmät pakottivat ko. putken hankintaan. Putkien pituuksista pyrittiin saamaan samat, muuten pituuksiin ei pystytty tilan takia vaikuttamaan. Ahtimelta lähtevä pakoputki on samankokoinen kun ahtimen turbiinikotelon aukko. Pakoputken pituus on lyhyt(n.30 cm), jotta paine pakoputkessa ei nousisi aiheuttaen aksiaalikuormaa ahtimen laakereille.

4.4 Polttoaineen syöttö ja moottorinohjaus

Polttoainetta pitää moottorin täyden tehon kohdalla syöttää 0,015 l/s. Alkuperäinen polttoainepumppu pystyi tuottamaan vaaditulla kolmen baarin paineella 0,5 litraa 40 sekuntiin, joka on 0,013 l/s, eli polttoainepumpun tuotto ei riitä. Alkuperäinen polttoainetankinsisäinen pumppu vaihtuu tehokkaampaan tankin ulkopuolelle sijoitettavaan pumppuun. Uudessa polttoainepumpussa ei ole integroitua paineensäädintä, joten sellainen on hankittava myös. Paineensäätimeksi valikoitui säädettävä kaksilähtöinen Malpassi. Kaksilähtöinen valittiin sen takia, koska lisäsuuttimilla on oma painetukki, joka tarvitsee toisen lähdon. Alkuperäisten

suuttimien koko ei ole tiedossa, joten olettamuksena on, että ne kykenevät syöttämään polttoainetta

$$5,71 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s} / 720 \text{ kg/m}^3 = 7,93 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} = \underline{7,93 \cdot 10^{-3} \text{ l/s}}$$

joten lisäsuuttimien virtausmäärä on oltava

$$0,015 \text{ l/s} - 0,00793 \text{ l/s} = \underline{0,0071 \text{ l/s}}$$

Moottorikiertää 12488 rpm = 208,13 r/s = 0,0048 s/r,

joten tarvittava polttoaineen määrä kampiakselin kierrokselle on

$$0,0071 \text{ l/s} * 0,0048 \text{ s/r} = \underline{34,1 \cdot 10^{-6} \text{ l/r}}$$

Kohdepyörän moottorissa kaksi sylinteriä tekee työtä yhden kampiakselin kierroksen aikana, joten yhteen sylinteriin syötetään polttoainetta

$$32,1 \cdot 10^{-6} \text{ l/r} / 2 = \underline{17,0 \cdot 10^{-6} \text{ l/r}}$$

Yhteen kampiakselin kierrokseen meni aikaa 4,8 ms ja imutahdin kestäessä puoli kampiakselin kierrosta jää lisäsuuttimelle aikaa 2,4 ms syöttää polttoaine. Tällöin suuttimen koko on

$$17,0 \cdot 10^{-6} \text{ l/r} / 0,0024 \text{ s/r} = 0,00708 \text{ l/s} = \underline{426 \text{ cc/min}}$$

Koska suuttimet eivät kestä kokoajan aukioloa, on suuttimien oltava 20% isommat, eli $426 \text{ cc/min} * 1,2 = 511 \text{ cc/min}$. Suuttimiksi valikoitui kooltaan 410 cc/min olevat. Laskennan mukaan suuttimien tulisi olla 511 cc/min, mutta jos polttoaineen suihkuttaminen aloitetaan ennen imutahdin alkua, riittää 410 cc/min olevat suuttimet hyvin.

Moottorinohjaukselle kohdepyörän muutokset luovat haasteita. Ahtimen herätessä ilman virtaus sylintereihin kasvaa, jolloin moottorinohjaimen pitäisi reagoida nopeasti ja tarkasti, että saavutettaisiin stökiometrinen seossuhde. Alkuperäisessä moottorinohjaimessa ei riitä laskentateho ja ominaisuudet ohjaamaan lisäsuuttimia ja

sähköistä ahtopaineensäätöventtiiliä /12/. Jälkiasennusmoottorinohjaimia löytyy paljon, mutta niissä hinta ja säätöominaisuudet eivät kohtaa tämän työn tarpeita. Vaihtoehdoksi karsiutui uudemman Suzuki GSX-R 1000 -moottorinohjaimen hankinta, jossa säätöresoluutio on hyvä ja se tukee toisia suuttimia. Sähköiselle ahtopaineensäätöventtiilille hankitaan oma säädinyksikkö. Ajan puutteen vuoksi moottorinohjainta ei ehditty hankkia ja asentaa, joten tämä työ jää alkuperäisistä suunnitelmista poiketen kesken.

4.5 Mekaniikka

Kohdepyörän moottorin tehoa nostettaessa paljon on moottoriin vaihdettava vahvempia osia, jotta moottori kestäisi tehon kasvun. Kohdepyörään vaihdettiin takomännät, H-profiilin kiertokanget, kampiakselin kiinnityspultit, sylinterikannentiiviste, kiertokankien ja kampiakselien laakerit. Osat tilattiin pyörän moottorin mallin mukaan, jolloin niiden pitäisi käydä ilman suurempia muutoksia, mutta todellisuus on toinen.

Kohdepyörän moottorista on nostettu puristussuhdetta alkuperäisestä. Halutun 10,9 puristussuhteen saavuttamiseksi asennan matalampipuristeisetmännät ja ohuemman sylinterikannentiivisteeseen, jolloin laskennan mukaan puristussuhde olisi 10,5. Mäntiä paikalleen asentaessa huomasin mäntien laen tulevan sylinteriryhmän tason yli (kuva 7).



KUVA 7. Alkuperäinen ja vahvempi mäntä sylinteriryhmässä yläkuolokohdassa

Männästä on poistettava 0,74 mm, jotta männän ja kannen väliin jäisi riittävä vällys. Männän sorvaamisen jälkeen tarkistin puristussuhteen, joka nyt on 11,5. Puristuksen noustessa naputuksen vaara lisääntyy. Mistään ei löydy tarkkaa tietoa, paljonko RE85-polttoaine kestäisi puristusta, joten kokeilumielessä testataan moottorin toimivuutta 11,5:n puristuksilla.

Männän asentaminen kiertokankeen esti männän vapaan liikkumisen männäntapin ympäri. Syynä männän liikkeen estymiseen on kiertokangen yläpää, joka ottaa männän laen pohjaan kiinni. Kiertokangen yläpäästä poistettiin vajaan millin verran metallia, jolloin mäntä liikkui taas vapaasti. Kiertokankien paikalleen asennuksen jälkeen kampiakseli ei kiertynyt $\frac{3}{4}$ kierrosta enempää. Syyksi ilmeni kiertokangen pulttien osuvan moottorin runkoon. Ongelman poistamiseksi moottorin runkoon hiottiin kiertokangen pulttien kohdalle kolot (kuva 8), jolloin kampiakseli pyöri vapaasti.



KUVA 8. Kolo moottorin rungossa kiertokangen pultin kohdalla

Ohuempi kannentiiviste ja erilaiset männät saattavat aiheuttaa männän ja venttiilin välisen matkan pienentymisen. Matka pitäisi olla kokoajan vähintään yhden millimetrin. Liitteessä2 näkyy imu-/pakoventtiilien aukeama ja venttiilin etäisyys mäntään kampiakselin kiertoasteen funktiona, kun venttiilivälkyksiä ei ole (liitteessä 2 venttiilien kuvaajat ovat kärjestä tasaiset mittausteknisistä syistä). Venttiilin matka mäntään on pienimmillään 0,5 mm, joka on liian vähän. Venttiilivälkykset

imuventtiilille on 0,1-0,2 mm ja pakoventtiilille 0,2-0,3 mm /8, s.18/, jolloin venttiilin nousema myöhästyy ja matka venttiilistä mäntään on aina yli 1 mm.

5 MOOTTORIN MITTAUS

Ajan puutteen vuoksi moottorin mittaustuloksia ei saatu tähän työhön. Esittelen kumminkin, mitä ja mistä mitataan, kunhan pyörä on kokonaan valmis. Mittaustuloksista voi sitten määrittää, miten hyvin teoria ja käytäntö tukevat toisiaan.

5.1 Moottorin mittaussuureet ja kohdat

Moottorin kaasujen virtauksessa on tärkeintä saada tietää virtausten hyötysuhde, eli kuinka paljon energiaa kuluu virtaushäviöihin ja ilman lämpiämiseen. Mittaukset tapahtuvat ideaalikaasulain mukaan (kaava 1), eli jos tiedetään tilavuus, tarvitsee mitata vain paine ja lämpötila. Mitattavia kohteita on

1. ahtimen kompressorin hyötysuhde,
2. ahtoputkiston virtaushäviöt,
3. painekotelossa sylinterien väliset paineaaltojen vaikutus,
4. pakosarjan ja ahtimen turbiinin suurin pakokaasunvirtaus.

1. Kompressorin hyötysuhteen mittaamiseen sijoitetaan paine- ja lämpötilamittarit ennen ja jälkeen kompressoripyörän, jolloin nähdään, kuinka paljon energiaa menee hukkaan ilman lämpiämiseen.
2. Kompressoripyörän jälkeen ja ahtoputkiston loppuun sijoitettujen paine- ja lämpötilamittareiden lukemien ero kertoo, kuinka paljon ilman virtausenergiaa häviää putkistoon.
3. Painekoteloon sijoitettavan painemittarin tiedon vertailu kampiakselinkiertokulmaan nähden kertoo painekotelossa tapahtuvien painevärähtelyjen suuruuden imutahtien välillä, jota verrataan Helmholtzinresonaatiotaajuuteen ja vääntökäyrän muotoon. Vertailusta nähdään taajuus, jolloin painekotelossa ja toisioputkissa virtaa eniten ilmaa.

4. Pakosarjaan ennen turbiinia ja pakoputkeen heti turbiinin jälkeen, sijoitettavissa paine- ja lämpötila mittareista nähdään pakosarjan ja turbiinin suurin mahdollinen pakokaasun virtausmäärä.

Mittaustulosten perusteella voidaan lähteä muuttamaan moottorinosia virtausten ja moottorinluonteen parantamiseksi.

6 POHDINTA

Työ oli alusta alkaen työllistävä ja mielenkiintoinen. Tehon nostaminen ei onnistu nykyaikaisiin moottoreihin helposti, koskamoottoareiden osat ovat mitoitettu hyvinkin tarkasti halutun tehon saavuttamiseksi, joten tehon lisäys vaatii osien muuttamisen tai uusimisen. Vapaasti hengittävän moottorin ahtaminen on suuren tehonlisäyksen kannalta halvin ja helpoin ratkaisu.

Työssä tehdyt laskelmat ja arvioinnit eivät ole läheskään niin tarkkoja, kun nykyajan tietokonemallinnusohjelmat. Laskelmoimalla ”yläkanttiin” päästään kumminkin riittävän lähelle totuutta, ja tätä kautta moottoriin voidaan tehdä tarvittavat muutokset. Ilman minkäänlaisia omakohtaisia mittauksia moottoreista on hankala laskeskella ja arvioida kirjallisuudesta löytyvää tietoa, varsinkin puristussuhteen ja naputuksen osalta. Tulevaisuudessa kun kohdepyörästä saadaan mittaustuloksia, voin lähteä tietokonepohjaisella simuloinnilla ja laskelmoinnilla parantamaan kohdepyörän moottorin toimintaa ja hyötysuhdetta.

Mekaanisiin muutoksiin piti tehdä paljon mittauksia ja laskelmointia, joita en esittänyt tässä työssä, koska työn laajuus olisi paisunut turhan laajaksi. Muutokset olivat kumminkin pakollisia, jotta pyörän moottori kestäisi lisätyn tehon. Osien sovittamisessa oli tuuria, koska moottori oli hyvässä kunnossa, joten kaikki sovittaminen ja metallin työstö pystyttiin suorittamaan omilla työkaluilla. Jatkossa, kun pyörää on käytetty jonkin aikaa, tullaan moottori purkamaan osiin ja mittaamaan uudelleen, jolloin nähdään, miten hyvin moottori kestää lisätyn tehon.

Moottoria on tällä hetkellä käytetty vapaasti hengittävänä (ahdin on kumminkin paikallaan) muutaman kerran, jotta saatiin tietää moottorin toimivan uusilla osilla ja että öljypumpussa riittää tuotto myös ahtimen voitelun tarpeisiin. Harmillisesti työ jäi ajan ja ehkä huonon organisoinnin puutteessa kesken, mutta tietoa moottoreiden kaasujenvirtauksista tuli paljon, joka edesauttaa tulevaisuudessa moottoreiden kehittämisessä.

LÄHTEET

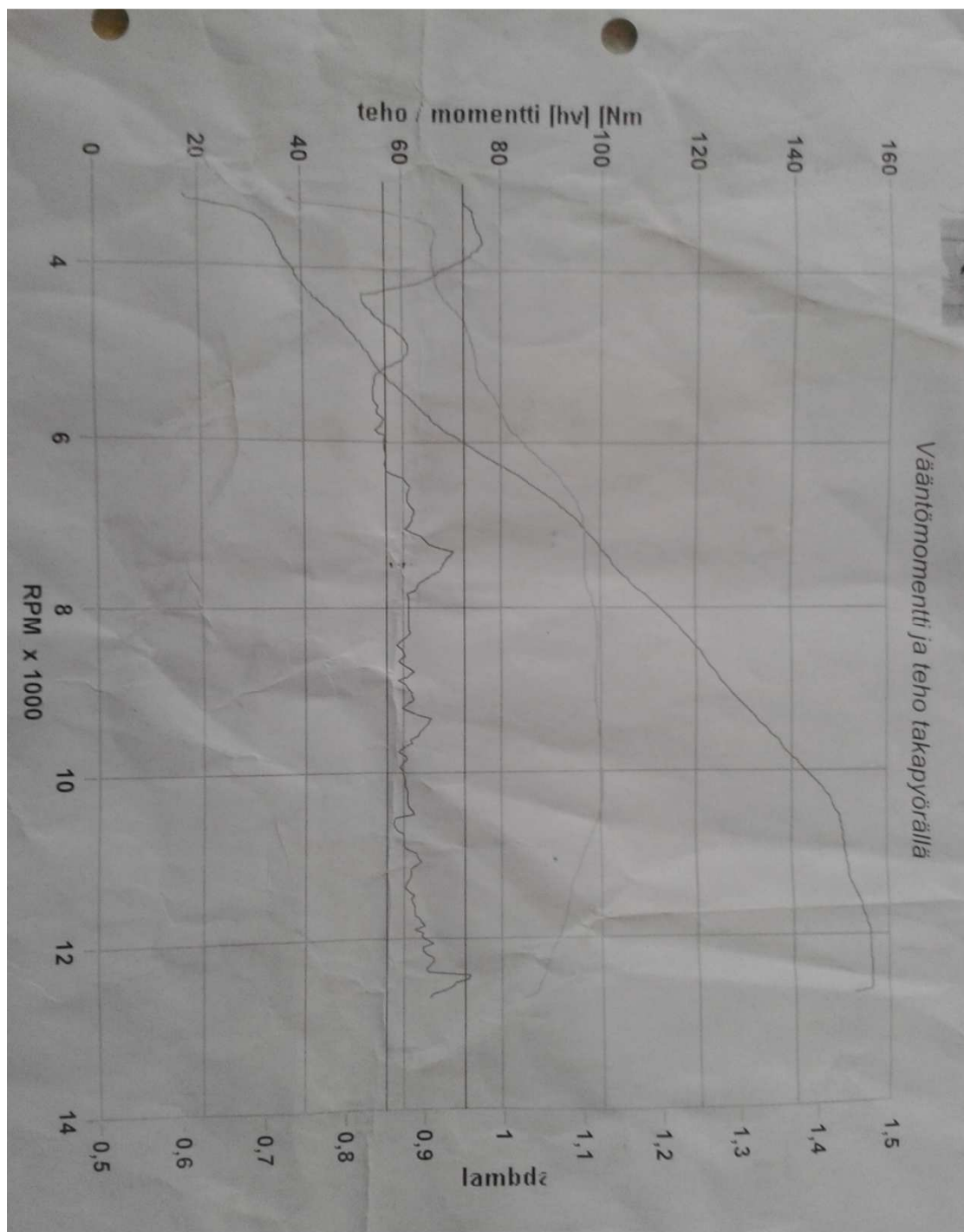
- /1/ HyperPhysics.Ideal Gas Law.WWW-sivu, <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/kinetic/idegas.html>.Päivitetty 6.6.2013.Luettu 6.6.2013.
- /2/ HyperPhysics. Heat Engine Cycle. WWW-sivu, <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/thermo/heaeng.html>.Päivitetty 6.6.2013.Luettu 6.6.2013.
- /3/ John B. Heywood, Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill 1988.
- /4/ MCS Motorcycle Specifications.Suzuki GSX-R 1000 K8. WWW-sivu, http://www.motorcyclespecs.co.za/model/suzu/suzuki_gsx-r1000_08.htm.Päivitetty 23.1.2013.Luettu 23.1.2013.
- /5/ Bosch, Autoteknillinen taskukirja, 6. painos, Gummerus 2003
- /6/ Harvard, HelmholtzResonators – Basic AnalyticDevices, WWW-sivu, http://people.seas.harvard.edu/~jones/csciel29/nu_lectures/lecture3%20ho_helmholtz/ho_helmholtz.html. Päivitetty 2.11.2005.Luettu 23.1.2013.
- /6/ Team-Integra.Header-Exhaust Design Effects on Engine Power.WWW-sivu, <http://www.team-integra.net/forum/blogs/michaeldelaney/2-header-exhaust-design-effects-engine-power.html>. Päivitetty 6.2.2014.Luettu 6.2.2014.
- /7/ Bikez Motorcycle Encyclopedia.Suzuki GSX-R 1000 2001.WWW-sivu, www.bikez.com/motorcycles/suzuki_gsx-r_1000_2001.php, Päivitetty 3.6.2013, Luettu 3.6.2013
- /8/ Suzuki GSX-R1000 Service Manual.Pdf-dokumentti, http://servicemanualsgsxr.com/1000/Suzuki_GSXR_1000_K1-K2.pdf.zip.Luettu 3.6.2013.
- /9/ Tuotetiedote etanolipolttoaine RE85.Pdf-dokumentti, http://www.sti.fi/files/12697/St1_RE85_specs_07_01_2013.pdf.Luettu 6.2.2014

/10/ 2CARPROS, Turbo Charger, Kuva,http://www.2carpros.com/images/articles/engine/exhaust/turbo_charger/engine_turbo_charger_cut_away.jpg.

/11/ Racing Cars, Mitsubishi Lancer Evo III group A, Kuva,<http://tech-racingcars.wdfiles.com/local--files/mitsubishi-lancer-evo-iii/td05h-16gx06-raw.gif>.

/12/ ECU Hacking, Foorumi, <http://ecuhacking.activeboard.com>, Päivitetty 6.2.2014.Luettu 6.2.2014

Kohdepyörän tehonmittaustodistus



Venttiilien ajoituskuvaaja

