



UNIVERSITAS INDONESIA

**STUDI HEAT RELEASE PADA MESIN DIESEL BERBAHAN
BAKAR CAMPURAN SOLAR-BIODIESEL JARAK-
BIODIESEL KELAPA SAWIT**

TESIS

**SUBHAN NAFIS
0706173124**

**FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM PASCA SARJANA BIDANG ILMU TEKNIK
DEPOK
JULI 2009**

**PERPUSTAKAAN
UNIVERSITAS INDONESIA**



UNIVERSITAS INDONESIA

**STUDI HEAT RELEASE PADA MESIN DIESEL BERBAHAN
BAKAR CAMPURAN SOLAR-BIODIESEL JARAK-
BIODIESEL KELAPA SAWIT**

TESIS
Diajukan Sebagai Syarat
Untuk memperoleh Gelar Magister Teknik

SUBHAN NAFIS
0706173124

FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM PASCA SARJANA BIDANG ILMU TEKNIK
DEPOK
JULI 2009

HALAMAN PENGESAHAN

Tesis ini diajukan oleh

Nama : Subhan Nafis
NPM : 0706173124
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Tesis : Studi Heat Release pada Mesin Diesel Berbahan Bakar Campuran Solar-Biodiesel Jarak-Biodiesel Kelapa Sawit

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Magister Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Indonesia.

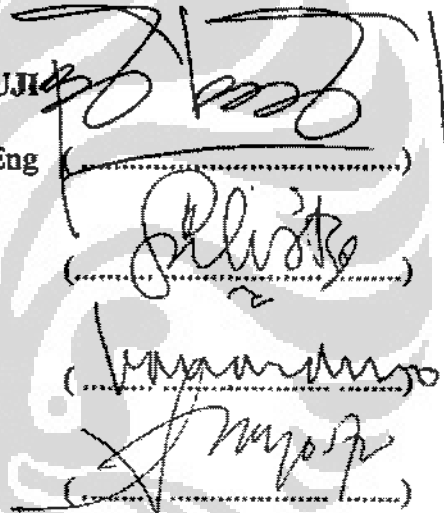
DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Prof. DR. Bambang Sugiharto MEng

Penguji : Ir. Yulianto S.N, Msc, Phd

Penguji : DR. Ir. R. Danardono AS, DEA. PE

Penguji : DR. Ir. Adi Surjasatyo M.eng



(.....)

(.....)

(.....)

(.....)

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : Juli 2009

KATA PENGANTAR/UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur saya panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas berkat dan rahmat-Nya, saya dapat menyelesaikan tesis ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Magister Teknik Program Studi Teknik Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa, tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan tesis ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan tesis ini. Oleh karena itu, saya menyampaikan ucapan terima kasih kepada:

- (1) Prof. DR. Bambang sugiarto, Meng, selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan tesis ini;
- (2) Bpk Hari Sumartono, Bpk Rizqon Fajar, Bpk. Rudi Cahyo, dan Bpk. Taufik yang telah memberikan fasilitas dan dorongan untuk menyelesaikan tesis ini
- (3) Pihak Laboratorium Pengujian Motor Bakar BTMP-BPPT yang telah banyak membantu dalam usaha memperoleh data yang saya perlukan;
- (4) Istri dan Anakku tercinta yang selalu memberikan semangat untuk menyelesaikan tesis ini.
- (5) Orang tua dan keluarga saya yang telah memberikan bantuan dukungan material dan moral; dan
- (6) Rekan-rekan Teknik Mesin khususnya mahasiswa/i pasca 2007 yang telah berbagi dukungan moril maupun sumber informasi kepada saya dalam menyelesaikan tesis ini.

Akhir kata, saya berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga tesis ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu.

Depok, Juli 2009

Penulis

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI
TESIS UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Subhan Nafis
NPM : 0706173124
Program Studi : Konversi Energi
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis karya : Tesis

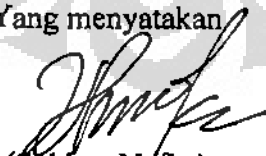
demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

Studi Heat Release pada Mesin diesel Berbahan Bakar Campuran Solar-Biodiesel Sawit-Biodiesel Jarak

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tesis saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok
Pada tanggal : Juli 2009
Yang menyatakan


(Subhan Nafis)

ABSTRAK

Pemanfaatan biodiesel sebagai bahan bakar alternatif solar merupakan hal yang gencar dilakukan, terutama pemanfaatan minyak sawit sebagai bahan baku biodiesel di Indonesia, mengingat ketersediannya yang cukup besar. Namun disisi lain hal ini menimbulkan kontroversi akan kekhawatiran bahwa pemanfaatan minyak sawit sebagai biodiesel akan bersaing dengan pemanfaatannya sebagai bahan baku minyak goreng.

Oleh karena itu dalam penelitian ini dilakukan usaha untuk mengurangi pemanfaatan minyak sawit dengan melakukan pencampuran (*blending*) dengan minyak jarak pagar. Studi ini berusaha mencari data tentang performan mesin diesel yang menggunakan bahan bakar biodiesel 10% (B-10), 20% (B-20), 30% (B-30), dan 100% (B-100). Komposisi bahan bakar biodiesel itu sendiri terdiri atas campuran 60% biodiesel sawit dengan 40% biodiesel jarak. Pada studi kali ini proses pembakaran diruang bakar dipelajari dengan menggunakan analisa *heat release* dan tekanan puncak silinder. Dari analisa ini dapat diketahui bahwa perubahan *Static Injection Timing (SIT)* bakar dan kecepatan putaran mesin sangat mempengaruhi tekanan yang dihasilkan dalam ruang bakar. Bahan bakar yang lebih dahulu mengalami proses pembakaran cenderung memiliki puncak tekanan (P_{max}) yang lebih tinggi, dan cenderung menyebabkan emisi Nox dan HC menjadi lebih tinggi. Untuk putaran rendah, dalam hal ini 1500 rpm pembakaran pada bahan bakar solar lebih cepat terjadi dibandingkan dengan bahan bakar biodiesel, sehingga tidak terdapat perbedaan yang berarti antara penggunaan bahan bakar solar dan biodiesel. Penggunaan bahan bakar biodiesel baru menunjukkan hasil yang lebih baik dari bahan bakar solar pada kecepatan tinggi, baik dari *heat release* dan emisi yang dihasilkan.

Kata kunci:

Heat Release, Static Injection Timing (SIT), Emisi, Performa

ABSTRACT

The combustion and heat release of engines using diesel fuel and bio-diesel have been investigated. The bio-diesel consists of palm and jatropha oil, and were tested in variation of static injection timing (SIT) with 1500, 2500, 3000, and 3500 Rpm engine speed. The research conduct in a Ricardo Hydra Research Single Cylinder Direct Injection Diesel Engine. Engine in cylinder pressure data were collected and use to evaluate the rate of heat release with respect to crank angle. It was observed that commonly the peak rates of heat release for all fuel blends were less than diesel fuel on low engine speed. But some of bio-diesel getting higher than diesel fuel on high speed of engine. Static Injection Timing (SIT) will give significant effect of heat release rate and emissions. The emissions from bio-diesel and diesel fuel are compared paying special attention to the most concerning emission: Nox, HC, and CO. The result show that smoke emissions further reduced when engine speed was increased. A reduction in charged temperature can reduce NO emission.

Key words:

Heat Release, Static Injection Timing, Emission

DAFTAR ISI

JUDUL.....	i
PERNYATAAN ORISINALITAS.....	ii
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
KATA PENGANTAR/UCAPAN TERIMA KASIH.....	iv
LEMBAR PERSETUJUAN PUBLIKASI TESIS.....	v
ABSTRAK.....	vi
ABSTRACT.....	vii
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	x
DAFTAR TABEL.....	xi
DAFTAR ISTILAH/SIMBOL.....	xii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xiii
1. PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Tujuan.....	3
1.3. Rumusan Masalah.....	3
1.4. Batasan Masalah.....	3
1.5. Metodologi Penelitian.....	4
1.6. Sistematika Penulisan.....	4
2. TINJAUAN PUSTAKA.....	6
2.1. Motor Pembakaran Dalam.....	6
2.2. Geometri Mesin.....	6
2.2.1. Posisi Piston.....	6
2.2.2. Kecepatan Piston.....	7
2.2.3. Volume Ruang Bakar.....	8
2.3. Mesin Diesel.....	9
2.4. Bahan Bakar Diesel.....	9
2.5. Bahan Bakar Biodiesel.....	10
2.6. Proses Pembakaran Pada Motor Diesel.....	11
2.7. Pembakaran Pada Mesin Diesel Injeksi Langsung (Direct Injection).....	12
2.7.1. Fase persiapan pembakaran (Ignition Delay).....	12
2.7.2. Fase pembakaran cepat (Premixed or Rapid Combustion Phase).....	12
2.7.3. Fase pembakaran terkendali (Mixing Controlled Combustion).....	13
2.7.4. Fase pembakaran lanjutan (Late Combustion).....	13
2.8. Pembakaran Pada Mesin Diesel Injeksi Tidak Langsung (IDI).....	13
2.7. Analisa Tekanan Di Dalam Silinder.....	14
2.8. Emisi Gas Buang.....	17
2.8.1. Pembentukan Emisi Pada Mesin Bensin.....	17
2.8.2. Pembentukan Emisi Pada Mesin Diesel.....	20

3. METODE PENELITIAN.....	23
3.1. Fasilitas Dan Alat Uji.....	23
3.1.1. Hydra Research Engine.....	24
3.1.2. Dynamometer.....	25
3.1.3. Sistem Suplai Bahan Bakar.....	26
3.1.4. Pengukuran Tekanan Gas Dalam Silinder.....	26
3.1.5. Pengukuran Smoke.....	27
3.2. Prosedur Pengujian.....	28
3.2.1. Kalibrasi Alat.....	28
3.2.2. Pengujian Dan Pengambilan Data.....	29
3.2.3. Langkah-langkah Pengujian.....	29
4. HASIL DAN ANALISA DATA.....	31
4.1. Analisa Variasi SIT.....	31
4.2. Perhitungan Tekanan Dalam Silinder.....	35
4.3. Analisa Tekanan dan Heat Release.....	35
4.3.1. Analisa Tekanan dan Heat Release pada Putaran 1500 RPM.....	36
4.3.2. Analisa Tekanan dan Heat Release pada Putaran 2500 RPM.....	38
4.3.3. Analisa Tekanan dan Heat Release pada Putaran 3000 RPM.....	41
4.3.4. Analisa Tekanan dan Heat Release pada Putaran 3500 RPM.....	43
4.4. Analisa B-20.....	45
4.5. Analisa Emisi Smoke.....	46
4.6. Analisa Hidrocarbon.....	47
4.7. Analisa Nox.....	48
4.8. Analisa CO.....	49
5. KESIMPULAN DAN SARAN.....	50
5.1. Kesimpulan.....	50
5.2. Saran.....	50
DAFTAR PUSTAKA.....	51
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

- Gambar 2.1. Geometri Dasar Mesin Motor Pembakaran Dalam
- Gambar 2.2. Siklus Utama Mesin
- Gambar 2.3. Typical Diagram Kecepatan Heat Release Pada Pembakaran Mesin Diesel
- Gambar 2.4. Profil Heat Release dari Mesin DI
- Gambar 2.5. Mekanisme Pembentukan Emisi pada Mesin Bensin
- Gambar 2.6. Variasi emisi HC, NO, dan CO pada mesin Bensin thd AFR
- Gambar 2.7. Mekanisme Pembentukan Polutan Pada Mesin Diesel
- Gambar 3.1. Diagram *Hydra Research Engine*
- Gambar 4.1 Grafik specific energy consumption pada 1500 rpm
- Gambar 4.2 Grafik specific energy consumption pada 2500 rpm
- Gambar 4.3 Grafik specific energy consumption pada 3000 rpm
- Gambar 4.4 Grafik specific energy consumption pada 3500 rpm
- Gambar 4.5. Grafik tekanan (p) vs sudut engkol (deg) pada putaran 1500 rpm
- Gambar 4.6. Grafik heat release rate pada putaran 1500 rpm
- Gambar 4.7. Grafik total heat release rate pada putaran 1500 rpm
- Gambar 4.8. Grafik tekanan vs sudut engkol pada putaran 2500 rpm
- Gambar 4.9 Grafik rate of heat release pada putaran 2500 rpm
- Gambar 4.10. Grafik total heat release pada putaran 2500 rpm
- Gambar 4.11. Grafik tekanan vs sudut pada putaran 3000 rpm
- Gambar 4.12. Grafik rate of heat release pada putaran 3000 rpm
- Gambar 4.13. Grafik total heat release pada putaran 3000 rpm
- Gambar 4.14. Grafik tekanan vs sudut pada putaran 3500 rpm
- Gambar 4.15. Grafik rate of heat release pada putaran 3500 rpm
- Gambar 4.16. Grafik total heat release pada putaran 3500 rpm
- Gambar 4.17. Grafik tekanan vs sudut B-20 pada tiap putaran
- Gambar 4.18. Grafik total heat release B-20 pada tiap putaran
- Gambar 4.19. Perbandingan emisi smoke
- Gambar 4.20. Perbandingan emisi hidrocarbon
- Gambar 4.21. Perbandingan emisi Nox
- Gambar 4.22. Perbandingan emisi CO

DAFTAR TABEL

Tabel-1 Karakteristik Solar Berdasarkan SK Dirjen Migas No. 3675K/24/DJ/2006

Tabel-4.1. Setting Pengujian SIT

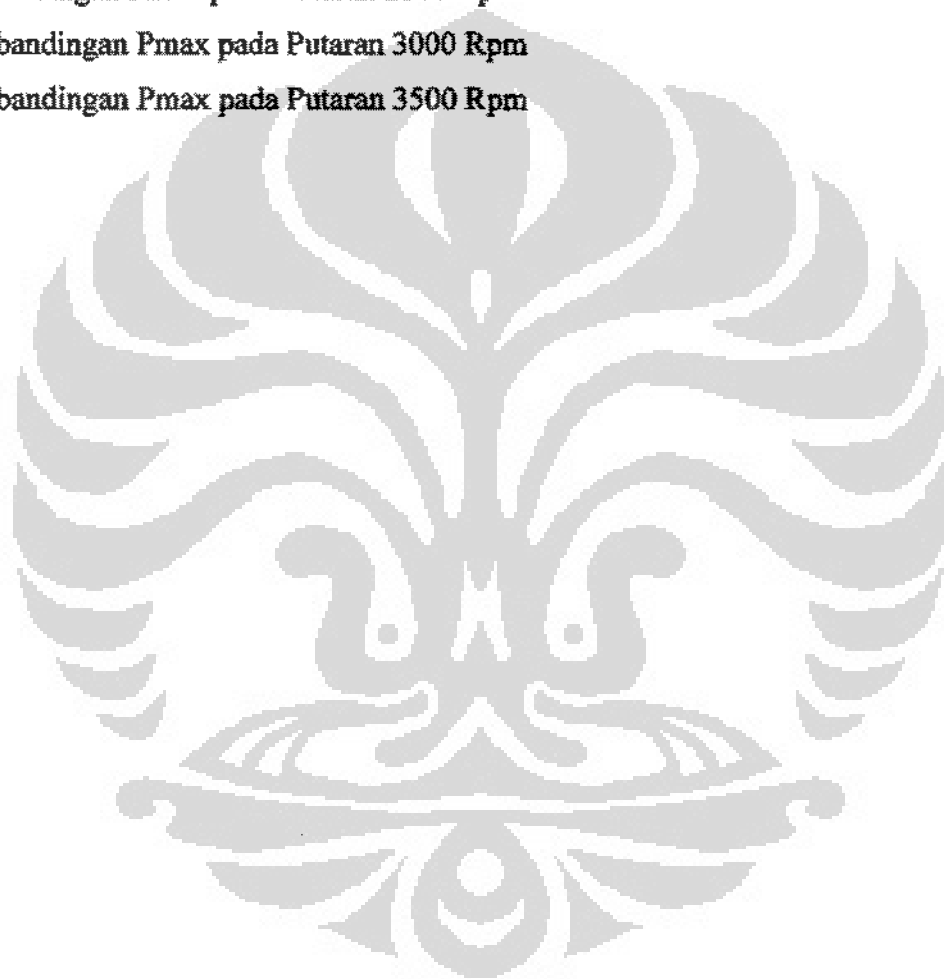
Tabel-4.2. SIT Optimum

Tabel -4.3. Perbandingan Pmax pada Putaran 1500 Rpm

Tabel-4.4. Perbandingan Pmax pada Putaran 2500 Rpm

Tabel -4.5. Perbandingan Pmax pada Putaran 3000 Rpm

Tabel -4.6. Perbandingan Pmax pada Putaran 3500 Rpm

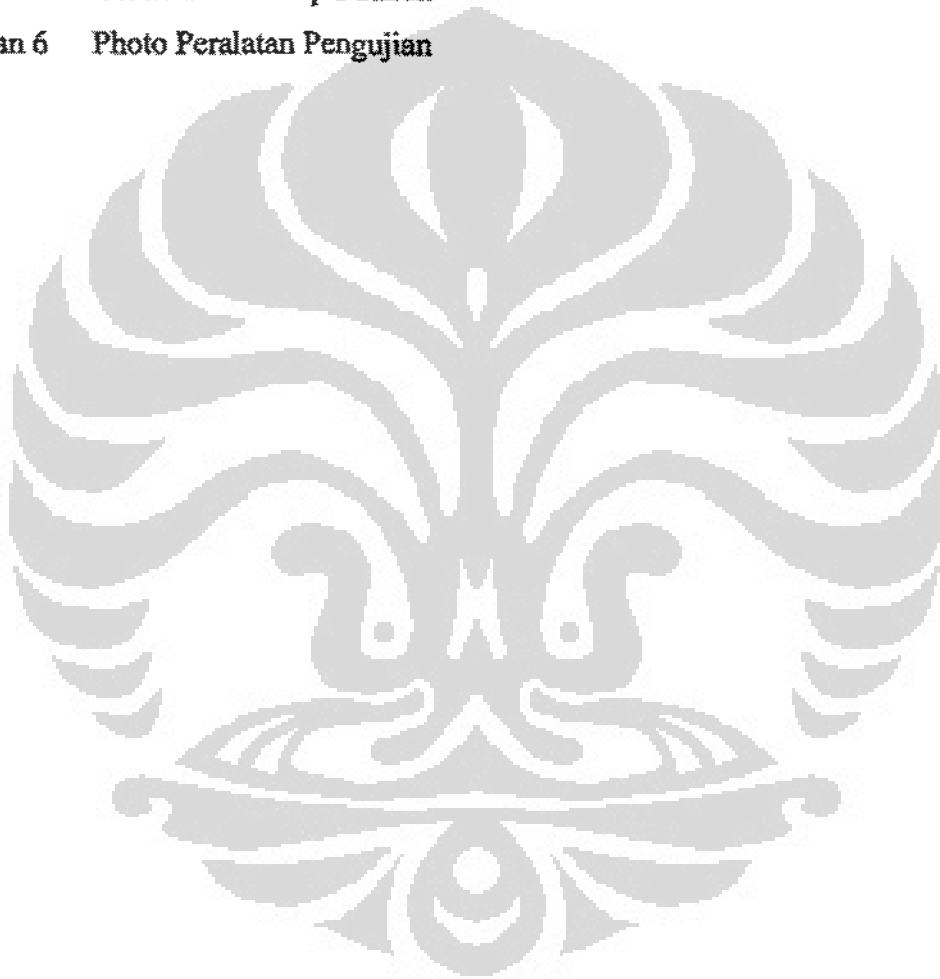


DAFTAR ISTILAH/SIMBOL

Q_{LHV}	Kandungan energi rendah bahan bakar
Q_0	Energi bersih yang dilepas saat pembakaran
B-0	Bahan Bakar Solar
B-10	Campuran Solar biodiesel 90:10 persen massa
B-20	Campuran Solar biodiesel 80:20 persen massa
B-30	Campuran Solar biodiesel 70:30 persen massa
B-40	Campuran Solar biodiesel 60:40 persen massa
B-100	100% biodiesel
TMA	Titik Mati Atas
T	Torsi
t	Waktu
ρ	Massa jenis bahan bakar
θ	posisi sudut crank
P	Tekanan
V	Volume silinder

DAFTAR LAMPIRAN

1. Lampiran 1 Tabel Data Hasil Pengujian Performa Mesin
2. Lampiran 2 Grafik BSFC
3. Lampiran 3 Grafik Daya
4. Lampiran 4 Data Emisi
5. Lampiran 5 Grafik Emisi Tiap Putaran
6. Lampiran 6 Photo Peralatan Pengujian



BAB 1

1. PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Berbagai kegiatan pada sektor industri, transportasi, pertanian dan sektor lainnya, banyak bergantung kepada pemakaian motor diesel. Mesin diesel telah secara luas digunakan sebagai mesin pembangkit daya, otomotif, dan peralatan pengangkutan barang. Pada waktu yang sama, mesin diesel memberikan kontribusi yang cukup besar terhadap polusi udara yang dihasilkan dari emisi, seperti Karbon monoksida (CO), Oksida-oksida dari Nitrogen (NO_x), Materi partikulat (PM), dan senyawa bahaya lainnya. Dengan adanya perhatian terhadap lingkungan, reduksi emisi mesin menjadi suatu hal yang sangat mutlak untuk dilakukan. Selain itu semakin lama cadangan minyak bumi yang ada di dunia semakin menipis. Pada saat inipun Indonesia harus mengimpor minyak bumi untuk kebutuhan dalam negeri. Untuk itu perlu ditemukan sumber lain sebagai bahan bakar mesin diesel. Salah satu sumber yang dapat digunakan untuk bahan bakar alternatif mesin diesel adalah minyak dari tumbuhan atau binatang. Minyak ini didapatkan dari bahan baku antara lain : benih bunga matahari, canola, soybean, lemak binatang, minyak kelapa sawit dan lainnya^[2]. Tidak seperti minyak bumi, minyak tumbuhan adalah sumber energi yang terbarui. Disamping itu bahan bakar ini lebih ramah lingkungan dibanding minyak bumi, dan emisi gas buang yang dihasilkan lebih rendah^[2,5,4].

Sejumlah minyak tumbuhan mempunyai sifat fisik dan kimia yang hampir sama dengan solar, sehingga dapat digunakan sebagai bahan bakar mesin diesel. Akan tetapi minyak tumbuhan memiliki viskositas yang lebih tinggi daripada solar, proses pembakaran tidak sebagus solar, dan untuk pemakaian dalam waktu lama dapat menyebabkan terjadinya *fouling* pada *injector*. Untuk mengatasi masalah ini, minyak tumbuhan dapat diubah menjadi bentuk lain yaitu *methyl ester* maupun *ethyl ester* atau lebih dikenal sebagai biodiesel. Biodiesel adalah nama yang diberikan untuk ester yang digunakan sebagai bahan bakar. Sejauh ini jenis tanaman yang telah siap untuk dijadikan sumber bahan bakar alternatif sebagai substitusi solar di Indonesia adalah kelapa sawit. Namun saat ini kita dihadapkan pada kontroversi seputar pemanfaatan minyak sawit mentah (CPO) ini

sebagai bahan baku pembuatan biodiesel. Alasannya adalah bahwa selama ini CPO sudah banyak dimanfaatkan sebagai sumber minyak pangan (*Edible Oil*) dan andalan ekspor. Itulah sebabnya muncul anggapan bahwa pemanfaatan CPO sebagai energi hijau akan saling bersaing dengan pemanfaatan CPO untuk ekspor dan kebutuhan minyak goreng di tanah air. Oleh karena itu salah satu solusi yang ditawarkan adalah dengan mencampur CPO dengan biodiesel yang berasal dari jarak pagar. Sehingga diharapkan dapat mengurangi penggunaan CPO sebagai bahan baku biodiesel. Oleh karena itu studi ini berusaha memberikan gambaran pengaruh komposisi campuran bahan bakar tersebut terhadap performance mesin.

Analisa *Heat Release* dapat memberikan gambaran pengaruh penggunaan bahan bakar biodiesel terhadap unjuk kerja, penggunaan bahan bakar dan emisi yang dihasilkan mesin. Analisa *Heat Release* terhadap penggunaan bahan bakar alternatif pada mesin diesel telah banyak dilakukan, diantaranya oleh Yusuf Ali, Milford A. Hanna dan Joseph E. Borg^[8]. Penelitian ini menggunakan bahan bakar blending *methyl tallowate*, *methyl soyate* dan *fuel ethanol*. Aspek yang diteliti antara lain evaluasi *Rate of Heat Release*, Massa bahan bakar yang terbakar, temperatur terhadap posisi sudut engkol serta emisi gas buang. Percobaan dilakukan pada putaran mesin 1100, 1200, 1400, 1600, 1800 dan 1900. Penelitian lain yang telah dilakukan untuk mengetahui performance mesin diesel berbahan bakar biodiesel adalah penelitian yang dilakukan oleh Lu Xing-cai, Yang Jian-guang, Zhang Wu-gao, dan Huang Zhen^[4]. Aspek yang diteliti antara lain, *Fuel Consumption*, dan *Emission Characteristic*. Percobaan dilakukan dengan menggunakan campuran etanol dan bahan bakar diesel. Selain itu juga dilakukan analisa pengaruh perbaikan terhadap angka setana terhadap *Heat Release Rate* dan gas buang. Dari beberapa penelitian dan pemanfaatan yang telah dilakukan, penambahan biodiesel akan menurunkan emisi gas buang yang dihasilkan mesin diesel terutama emisi asap atau jelaga (*soot*)^[3]. Hasil yang optimum didapat dari penambahan biodiesel sebanyak 20 s/d 30 % massa, dimana penurunan emisi yang dihasilkan signifikan tanpa adanya masalah pada mesin untuk penggunaan jangka panjang^[3]. Konsentrasi biodiesel yang tinggi dapat menyebabkan kerusakan pada komponen yang terbuat dari karet alam yang terdapat dalam saluran bahan bakar. Dengan demikian penelitian penggunaan biodiesel sebagai

pengganti bahan bakar minyak diesel harus dilakukan secara kesinambungan berikut aspek-aspek teknisnya.

1.2. Tujuan

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh komposisi campuran bahan bakar, variasi sudut waktu injeksi (*Static Injection Timing*) dan putaran mesin terhadap *Heat Release* pada mesin diesel yang menggunakan bahan-bakar campuran Solar – Biodiesel Jarak - Biodiesel Kelapa sawit. Disamping itu juga diteliti juga pengaruh komposisi campuran bahan bakar terhadap pemakaian bahan bakar serta emisi asap (*soot*) yang dihasilkan.

1.3. Rumusan Masalah

Dalam penelitian ini yang menjadi objek utama adalah pengujian terhadap unjuk kerja mesin dengan menggunakan bahan bakar campuran (*Blending*) Biodiesel kelapa sawit dan Biodiesel jarak pagar melalui analisa terhadap *heat release* pada mesin pengujian.

1.4. Batasan Masalah

Agar studi ini dapat memberikan hasil yang lebih terarah, maka penulis membatasi lingkup pengujian diantaranya:

1. Daya yang dihasilkan mesin diusahakan sama.
2. Pengujian Performa mesin dibatasi dengan *smoke number* maksimal 4 FSN.
3. Untuk mengetahui *Heat Release* dilakukan dengan pengukuran tekanan gas dalam silinder, untuk mendapatkan hasil yang baik, rentang sudut yang diambil sebesar 720° .
4. Pengujian dilakukan dengan komposisi solar 100% dan Biodiesel 10% (B-10), Biodiesel 20% (B-20), dan Biodiesel 30% (B-30), dan biodiesel 100% (B-100). Untuk komposisi biodiesel diatur dengan perbandingan 60% Biodiesel Kelapa Sawit dan 40% Biodiesel Jarak. Selain itu pengukuran tekanan dilakukan pada beban 100% dan pada putaran mesin 1500, 2500, 3000, dan 3500 rpm dengan beberapa variasi SIT.

1.5. Metodologi Penelitian

Pendekatan Masalah

Karakteristik suatu bahan bakar dapat diketahui dengan melakukan pengujian pada mesin dimana hal ini dapat dilihat pada karakteristik unjuk kerja mesin dan karakteristik pembakarannya. Salah satu hal yang dapat dilihat dari karakteristik unjuk kerja mesin dan karakteristik pembakarannya adalah *Heat Release* dimana untuk mengetahuinya dilakukan dengan pengukuran tekanan gas dalam silinder dan pengukuran posisi *crankshaft* (poros engkol). Pengujian dilakukan pada beberapa kecepatan dan variasi *injection timing* (SIT).

Sumber dan Metode Pengambilan Data

Data-data yang diperlukan dalam penelitian ini adalah data hasil pengujian yang dilakukan di Lab Motor Bakar Balai Termodinamika Motor Bakar dan Propulsi (BTMP)-BBPT Serpong. Pengujian dilakukan di Engine Test Cell 1 yang merupakan fasilitas uji mesin yang dikhususkan untuk penelitian.

Pengolahan Data

Data yang diperoleh diolah dengan menggunakan teori yang ada dalam pustaka tentang mesin diesel terutama masalah analisa *heat release* dan pengujian mesin.

Analisa Data

Hasil pengolahan data berbentuk tabel dan grafik untuk lebih mempermudah analisa. Dari bentuk grafik yang dihasilkan dilakukan analisa dengan melihat kecenderungan masing-masing, sehingga dapat diambil kesimpulan yang baik mengenai masalah yang telah dirumuskan.

1.6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan ini terdiri dari 5 bab ditambah beberapa lampiran yang diperlukan. Untuk setiap babnya mencakup uraian berikut

Bab 1 : Pendahuluan

Pada bab ini berisi tentang hal yang melatar belakangi penulisan ini permasalahan yang akan dibahas serta bahasannya. Tujuan penulisan, rumusan masalah, batasan masalah serta metodologi penelitian dan sistematika penulisan ada di bab ini juga.

Bab 2 : Dasar Teori

Landasan teori pada bab ini meliputi teori dan penjelasan umum mengenai bahan bakar, proses pembakaran yang terjadi pada mesin diesel, dan emisi hasil pembakaran .

Bab 3 : Metode Penelitian

Bab ini menerangkan tentang peralatan-peralatan serta alat ukur yang digunakan untuk melakukan pengujian, yaitu mengenai spesifikasi, prinsip kerja serta penempatannya. Dalam bab ini juga menerangkan tentang proses pengujian yang dilakukan.

Bab 4 : Data dan Analisa

Pada bab ini ditampilkan metode perhitungan dan pengolahan data yang digunakan, hasil pengujian serta analisisnya.

Bab 5 : Kesimpulan

Bab ini merupakan akhir dari uraian keempat bab sebelumnya, merupakan kesimpulan yang diambil berdasarkan hasil perhitungan serta analisa yang diambil.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Motor Pembakaran Dalam (*Internal Combustion Engines*)

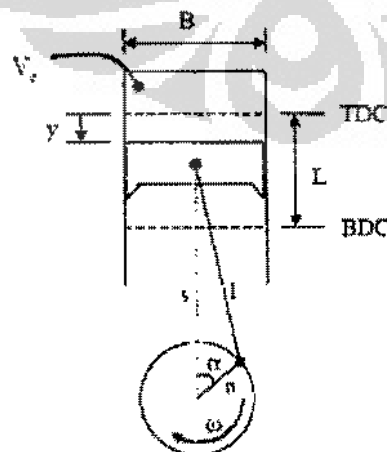
Motor pembakaran dalam adalah mesin kalor yang mengkonversi energi kimia dalam bahan bakar menjadi energi mekanis. Energi kimia dalam bahan bakar pertama-tama diubah menjadi energi thermal melalui proses pembakaran atau oksidasi dengan bantuan udara dalam ruang bakar. Energi ini akan menaikkan temperatur dan tekanan didalam ruang bakar juga tekanan tinggi ini akan menggerakkan mekanisme mekanis pada mesin. Mekanisme ini akhirnya akan menyebabkan adanya rotasi yang merupakan keluaran yang diharapkan pada umumnya. Contohnya yaitu mesin otto dan mesin diesel.

2.2. Geometri Mesin (*Engine Geometry*)

Geometri dasar dari motor pembakaran dalam dapat dilihat pada gambar 2.1, yang terdiri dari cylinder, piston, crank shaft, dan connecting rod.

2.2.1. Posisi Piston

Posisi vertikal piston ditentukan oleh sudut engkol (*crank angle*) α . Hal ini merupakan sebuah ekspresi yang menggambarkan posisi vertikal piston sebagai sebuah fungsi terhadap sudut engkol. Dari hal ini dapat ditentukan kecepatan piston.



Gambar 2.1. Geometri dasar motor pembakaran dalam dengan B =Bore, L =Stroke, l =Connecting rod length, V_c =Clearance volume, a =Crank radius, dan α =Crank angle. ^[1].

Teori cosinus dapat dipergunakan pada segitiga yang dibangun oleh *connecting rod*, *crank*, dan garis vertikal yang menghubungkan baut pada piston dan pusat *crank shaft*.

$$l^2 = s^2 + a^2 - 2as \cos \alpha \quad (2.1)$$

Dengan menyusun dan melengkapi persamaan diatas maka didapatkan

$$l^2 - a^2 + a^2 \cos^2 \alpha = s^2 - 2a \cos \alpha s + a^2 \cos^2 \alpha \quad (2.2)$$

dengan mempergunakan persamaan trigonometri untuk sebelah kiri dan rumus persamaan kuadrat disebelah kanan maka didapatkan

$$l^2 - a^2 \sin^2 \alpha = (s - a \cos \alpha)^2 \quad (2.3)$$

maka melalui persamaan 2.3 diatas diperoleh

$$s = a \cos \alpha \pm (l^2 - a^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} \quad (2.4)$$

Akar kuadrat akan selalu bernilai positif sehingga

$$s = a \cos \alpha + (l^2 - a^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} \quad (2.5)$$

Sekarang posisi vertikal piston relatif terhadap *Top Dead Center* (TDC) dapat diekspresikan sebagai

$$z = l + a - s \quad (2.6)$$

Dengan mempergunakan persamaan 2.5. maka diperoleh

$$z(\alpha) = l + a(1 - \cos(\alpha)) - (l^2 - a^2 \sin^2(\alpha))^{1/2} \quad (2.7)$$

2.2.2. Kecepatan Piston

Persamaan kecepatan piston V_p , didapat dari

$$V_p = \frac{dz}{dt} = \frac{dz}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dz}{d\alpha} \omega_c \quad (2.8)$$

Dengan ω_c adalah kecepatan sudut *crank shaft*, dengan mempergunakan persamaan 2.7, maka

$$\begin{aligned} \frac{dz}{d\alpha} &= a \sin \alpha - \frac{1}{2} (l^2 - a^2 \sin^2 \alpha)^{1/2} \cdot [-2a^2 \sin \alpha \cos \alpha] \\ &= a \sin \alpha \left[1 + a \cos \alpha (l^2 - a^2 \sin^2 \alpha)^{-1/2} \sin^2 \alpha \right] \end{aligned} \quad (2.9)$$

2.2.3. Volume Ruang Bakar

Pada saat piston mencapai TDC, volume ruang bakar adalah *clearance volume*, V_c . Untuk posisi *crank* yang lain, volume ruang bakar adalah jumlah dari *clearance volume*, V_c ditambah dengan volume silinder, dengan diameter B dan tinggi y . Sehingga volume ruang bakar dapat diekspresikan sebagai fungsi terhadap crank angle

$$V(\alpha) = V_c + \frac{\pi B^2}{4} z(\alpha) \quad (2.10)$$

Perbedaan antara volume maksimum dan minimum ruang bakar disebut *displacement volume*, V_d .

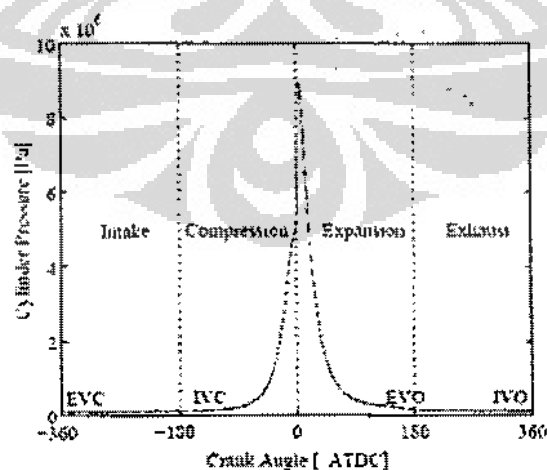
$$\begin{aligned} V_d = V(\pi) - V(0) &= \left(\frac{V_c + \pi B^2}{4} \right) z(\pi) - \left(\frac{V_c + \pi B^2}{4} \right) z(0) \\ &= \left(V_c + \frac{\pi B^2}{4} \right) 2a - V_c = \frac{\pi B^2}{4} L \end{aligned} \quad (2.11)$$

Dimana L adalah *Stroke*

Sehingga dapat diketahui persamaan volume ruang bakar terhadap *crank angle* dengan mendiferensiasikan pers. 2.10 terhadap α , maka diperoleh

$$\frac{dV}{d\alpha} = \frac{\pi B^2}{4} 2z \frac{dz}{d\alpha} = \frac{\pi B^2}{2} z \frac{dz}{d\alpha} \quad (2.12)$$

dimana z , dan $\frac{dz}{d\alpha}$, diperoleh dari persamaan (2.7) and (2.9).



Gambar 2.2. Siklus utama mesin. *EVC* = Exhaust valve closing, *IVC* = Intake valve closing, *EVO* = Exhaust valve opening, and *IVO* = Intake valve opening.⁽¹⁾

2.3. Mesin Diesel

Prototipe pertama mesin diesel diperkenalkan oleh Rudolph Diesel, seorang ilmuwan Jerman pada tahun 1882. mesin diesel termasuk dalam motor pembakaran dalam (*internal combustion Engine*) karena gas panas yang digunakan untuk melakukan kerja mekanis diperoleh dari proses pembakaran di dalam mesin itu sendiri.

Mesin diesel juga disebut dengan "*Compression Ignition Engine*". Disebut demikian karena penyalaan bahan bakar pada mesin diesel menggunakan udara panas yang bertekanan tinggi. Temperatur pada udara bertekanan di dalam silinder dapat mencapai 550°C . Panas yang terjadi mengakibatkan bahan bakar yang diinjeksikan kedalam silinder terbakar (*auto ignited*), kemudian menghasilkan gas panas yang disertai pelepasan kalor. Akibat penambahan panas dalam ruang bakar, maka piston tereksansi secara isentropic dan menimbulkan kerja. Langkah selanjutnya gas buang dibuang ke udara.

Pada dasarnya mesin diesel tidak berbeda dengan mesin otto, hanya saja mesin diesel berbeda dari segi penyalaan dan sistim injeksi bahan bakarnya. Pada mesin otto, penyalaan bahan bakar (yang sebelumnya dicampur dengan udara di karburator) menggunakan percikan api dari busi, sedangkan pada mesin diesel bahan bakar menyala akibat adanya proses kompresi yang menimbulkan panas (injeksi dilakukan tanpa pencampuran dengan udara).

2.4. Bahan Bakar Diesel

Mesin diesel menggunakan bahan bakar petroleum diesel. Di Indonesia, bahan bakar tersebut lebih dikenal dengan nama solar. Berdasarkan jenis putaran mesinnya, mesin diesel dibagi menjadi 2 jenis, antara lain :

1. **Automotive Diesel Oil.** Bahan bakar ini khusus digunakan untuk mesin yang memiliki kecepatan putar diatas 1000 rpm. Bahan bakar jenis inilah yang disebut sebagai solar, pada umumnya digunakan sebagai bahan bakar kendaraan bermotor.
2. **Industrial Diesel Oil.** Bahan bakar jenis ini digunakan untuk mesin-mesin yang memiliki putaran mesin kurang dari 1000 rpm. Bahan bakar ini biasa disebut dengan minyak diesel.

Khusus untuk mesin-mesin yang memiliki putaran tinggi (diatas 1000 rpm), bahan bakarnya memiliki karakteristik yang diperlukan berhubungan dengan auto ignition, kemampuan mengalir dalam saluran bahan bakar, kemampuan untuk teratomisasi, kemampuan lubrikasi, nilai kalor dan karakteristik lain. Karakteristik dari bahan bakar solar dapat dilihat pada tabel di bawah ini :

Tabel-1. Karakteristik Solar Berdasarkan SK Dirjen Migas No.3675K/24/DJM/2006
(sumber : PPPTMGB "Lemigas")

Karakteristik	Satuan	Batasan	
		Min.	Maks
Bilangan Cetana			
¹ - Angka Cetana atau	-	48	-
¹ -Indeks Cetana	-	45	-
Berat Jenis (Pada suhu 15°C)	kg/m ³	815	870
Viskositas (Pada suhu 40 °C)	mm ² /s	2.0	5.0
Kandungan Sulfur	%-wt	-	0.35
Titik Nyala	°C	60	-
Titik Tuang	°C	-	18
Kandungan Air	%-Vol	-	500

2.5. Bahan Bakar Biodiesel

Dalam pengertian ilmiah yang setepat-tepatnya, istilah biodiesel berarti bahan bakar mesin diesel yang dibuat dari sembarang sumber daya hayati. Akan tetapi dalam pengertian populer dewasa ini yang dimaksud dengan biodiesel adalah bahan bakar mesin diesel yang terdiri dari ester-ester metil (atau etil) asam-asam lemak. Produk ini umumnya dibuat melalui reaksi metanolis (atau etanolis) minyak-minyak nabati atau hewani dengan alkohol (metanol atau etanol). Produk samping reaksi ini adalah gliserin, suatu bahan kimia yang juga berpangsa-pasar besar. Biodiesel dapat dimanfaatkan secara murni (*neat*) ataupun dalam bentuk campuran (*blend*) dengan minyak solar, yang berasal dari minyak bumi tanpa mengharuskan adanya modifikasi signifikan pada mesin kendaraan. Bentuknya yang cair dan kemampuan dicampurkan dengan solar pada segala perbandingan merupakan salah satu keunggulan penting biodiesel. Pemanfaatannya secara komersial tidak memerlukan infrastruktur penyediaan yang baru, karena dapat langsung menggunakan infrastruktur yang sudah ada untuk penyediaan minyak solar

(stasiun pengisian, truk tangki, dispenser, dan lain-lain). Sampai saat ini berbagai negara sudah memproduksi dan menggunakan biodiesel secara komersial dengan memanfaatkan bahan mentah minyak nabati yang banyak tersedia di wilayahnya. Negara-negara seperti : Jerman, Perancis, dan Austria menggunakan biodiesel berbahan baku minyak lemak dari tanaman Kanola (*rapeseed*) yang tumbuh baik di negara subtropis. Amerika Serikat (USA) bertumpu pada minyak kedelai (*soybean*), Spanyol pada minyak zaitun (*olive oil*), Italia pada minyak bunga matahari (*sunflower oil*), Afrika Selatan pada minyak jarak pagar, Filipina pada minyak kelapa dan Malaysia pada minyak sawit^[9]. Selain itu di beberapa kota besar di negara maju juga memanfaatkan minyak jelantah (*used frying oil*).

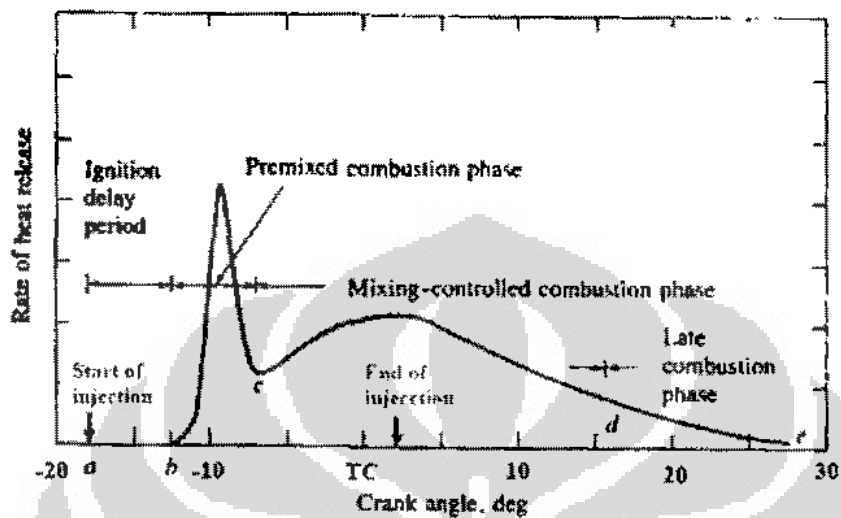
2.6. Proses Pembakaran Pada Motor Diesel

Proses pembakaran pada mesin diesel secara mendasar dapat dijabarkan sebagai berikut. Bahan bakar disemprotkan ke dalam silinder beberapa saat menjelang titik mati atas pada langkah kompresi. Bahan bakar cair disemprotkan dalam kecepatan tinggi melalui nozel dari injektor kemudian bahan bakar akan teratomisasi menjadi butiran-butiran kecil. Bahan bakar kemudian menguap dan bercampur dengan udara yang bertekanan dan bersuhu tinggi. Apabila suhu dan tekanan udara dalam silinder mencapai titik nyala bahan bakar, akan terjadi penyalaan secara spontan pada sebagian udara dan bahan bakar yang telah tercampur tadi setelah periode tunda (*delay period*) selama beberapa derajat putaran poros engkol. Tekanan gas dalam silinder akan bertambah selama proses pembakaran terjadi *Consequent compression* dari sebagian gas yang belum terbakar memperpendek delay sebelum penyalaan dari bahan bakar dan udara yang telah tercampur dan mencapai batas bisa terbakar, dan kemudian akan terbakar secara cepat. Dan akan mempercepat waktu penguapan cairan bahan bakar tersisa.

Penyemprotan bahan bakar terus berlanjut sampai jumlah yang dibutuhkan. Atomisasi, penguapan, pencampuran bahan bakar dengan udara dan pembakaran terus berlanjut sampai semua bahan bakar mengalami seluruh proses tadi. Pencampuran udara yang tersisa dengan gas yang sedang dan sudah terbakar terus berlanjut selama proses pembakaran dan ekspansi.

2.7. Pembakaran Pada Mesin Diesel Injeksi Langsung (Direct Injection)

Secara garis besar proses pembakaran pada motor diesel direct injection (DI) terbagi menjadi empat tahap, yaitu *ignition delay*, *premixed or rapid combustion phase*, *Mixing-Controlled combustion phase*, *Late combustion phase*.



Gambar 2.3. Typical diagram kecepatan *Heat Release* Pada Pembakaran Mesin Diesel DI^[1]

2.7.1 Fase Persiapan Pembakaran a – b (*Ignition Delay*)

Ignition delay adalah waktu yang diperlukan antara bahan bakar mulai disemprotkan dengan saat mulai terjadinya pembakaran. Waktu pembakaran bergantung pada beberapa faktor, antara lain tekanan dan temperatur udara pada saat bahan bakar mulai disemprotkan, gerakan udara dan bahan bakar, jenis dan derajat pengabutan bahan bakar, serta perbandingan bahan bakar-udara lokal. Jumlah bahan bakar yang disemprotkan selama periode persiapan pembakaran tidaklah merupakan faktor yang terlalu menentukan waktu persiapan pembakaran.

2.7.2 Fase Pembakaran Cepat b – c (*Premixed or rapid combustion phase*)

Pada fase ini udara dan bahan bakar yang telah tercampur (air-fuel mixture) akan terbakar dengan cepat dalam beberapa derajat. Proses pembakaran tersebut terjadi dalam suatu proses pengecilan volume (selama piston masih bergerak menuju titik mati atas), sampai piston bergerak kembali beberapa derajat sesudah TMA, tekanannya masih bertambah besar

tetapi laju kenaikan tekanan yang seharusnya terjadi dikonvensasikan oleh bertambah besarnya volume ruang bakar akibat pergerakan piston dari TMA ke TMB (Titik Mati Bawah). Pada premixed mixture terjadi kenaikan tekanan dan temperatur secara drastis.

2.7.3 Fase Pembakaran Terkendali c – d (*Mixing controlled combustion phase*)

Setelah campuran bahan bakar – udara terbakar pada fase premixed, kecepatan pembakaran ditentukan oleh tersedianya campuran yang siap terbakar. Beberapa proses yang terjadi disini antara lain atomisasi bahan bakar, penguapan, pencampuran dengan udara dan reaksi kimia, sehingga proses pembakaran ditentukan oleh proses pencampuran antara udara dan bahan bakar.

2.7.4 Fase pembakaran lanjutan d – e (*Late combustion phase*)

Pada fase ini terjadi proses penyempurnaan pembakaran dan pembakaran bahan bakar yang belum sempat terbakar. Pelepasan energi akan terus berlangsung dengan kecepatan rendah sampai langkah ekspansi. Ada beberapa faktor yang menyebabkan terjadinya pembakaran lanjut ini, antara lain sebagian kecil bahan bakar belum terbakar dan sebagian energi bahan bakar tersebut menjadi soot dan produk pembakaran campuran kaya, yang energinya masih dapat terlepas.

2.8. Pembakaran Pada Mesin Diesel Injeksi Tidak Langsung (IDI)

Proses pembakaran di dalam silinder motor diesel injeksi tidak langsung (indirect injection) dapat dijelaskan sebagai berikut. Pembakaran parsial yang terjadi dari bahan bakar berlangsung terlebih dahulu pada ruang bakar tambahan (prechamber atau precombustion chamber) sebelum masuk ke dalam ruang bakar utama (main chamber). Pada saat torak melakukan langkah kompresi dan mendekati titik mati atas (TMA), sebagian besar udara masuk ditekan melalui saluran kecil penghubung ke dalam ruang bakar tambahan. Sedangkan udara masuk yang lainnya tetap berada dalam ruang bakar utama antara cekungan dipuncak torak dan kepala silinder. Pada saat penginjeksian terjadi (Beberapa derajat sebelum TMA) bahan bakar diinjeksikan

kedalam udara kompresi panas didalam ruang bakar tambahan yang ukurannya kecil sehingga terjadi penyalaan. Kurang lebih 30% - 40% dari seluruh jumlah udara berada di ruang bakar tambahan. Jumlah ini sangat kurang untuk terjadinya pembakaran yang sempurna. Api hasil penyalaan dalam ruang bakar tambahan akan menjalar keluar melalui saluran penghubung kedalam ruang bakar utama (*main chamber*) dan membakar bahan bakar yang berada didalamnya. Rambatan api meluas keseluruh ruang bakar sehingga sebagian besar udara dipakai untuk pembakaran. Saluran kecil penghubung bekerja seperti *nozzle* menginjeksikan bahan bakar dari ruang bakar tambahan ke ruang bakar utama. Sebagian bahan bakar yang tidak terbakar dan campuran udara-bahan bakar yang terbakar akan memancar masuk kedalam ruang bakar utama diantara puncak torak dan kepala silinder, kemudian bercampur dengan udara panas yang berada dalam ruang bakar utama sehingga proses pembakaran berlangsung seluruhnya dalam ruang bakar utama ini.

2.9. Analisa Tekanan di Dalam Silinder

Perubahan tekanan dalam silinder terhadap sudut engkol pada saat kompresi dan ekspansi dapat digunakan untuk mengetahui secara kuantitatif proses pembakaran didalam ruang bakar. Metode analisa yang digunakan untuk mendapatkan gambaran tentang jumlah pelepasan energi kimia bahan bakar didalam silinder adalah analisa pelepasan panas (*Heat Release Analysis*) atau analisa pelepasan masa (*Mass Release Analysis*). Dasar dari perhitungan *Heat Release* adalah hukum pertama termodinamika untuk sistem terbuka dengan asumsi *quasy static* (tekanan dan suhu seragam) yaitu seperti sebagai berikut:

$$\frac{dQ}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \sum_i m_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (2.13)$$

Dimana:

$\frac{dQ}{dt}$ = Laju perpindahan panas kedalam sistem

$P \frac{dV}{dt}$ = Laju kerja yang dilakukan sistem

m_i = Laju aliran masa i kedalam sistem

h_i = Enthalpi flux i masuk atau keluar sistem

U = Kandungan energi di dalam sistem

Ada beberapa hal yang menyebabkan penerapan persamaan (2.13) untuk menganalisa pembakaran pada mesin diesel menjadi sulit, yaitu:

1. Proses yang terjadi bukan *quasy static*, bahan bakar yang diinjeksikan kedalam silinder akan menguap dan bercampur dengan udara dan membentuk daerah-daerah dengan rasio bahan bakar-udara yang tidak seragam dan selalu berubah dari waktu ke waktu.
2. Komposisi gas yang sudah terbakar juga tidak seragam dan tidak diketahui.
3. Model untuk memperkirakan perpindahan panas pada mesin diesel yang ada saat ini belum diketahui akurasiya.
4. *Crevice volume*, celah antara piston, piston ring dan dinding silinder akan terisi oleh campuran bahan bakar – udara. Campuran yang ada disini akan mengalami proses pendinginan (karena terjadi perpindahan panas kedinding silinder) sehingga massa jenisnya meningkat. Jadi di dalam *crevice volume* terdapat campuran bahan bakar – udara dalam jumlah yang tidak bisa diabaikan dan campuran tersebut mempunyai kondisi yang berbeda dengan campuran bahan bakar – udara lainnya yang ada dalam silinder.

Oleh karena itu analisa dengan metode yang lebih rumit (dengan memasukan berbagai faktor) maupun dengan metode yang lebih sederhana, keduanya hanya bisa memberikan perkiraan jawaban (*aproximate answer*).

Untuk mempermudah perhitungan pada mesin diesel injeksi langsung, asumsi yang digunakan adalah suhu dan tekanan yang seragam pada saat waktu yang sedikit (*instant*). Jika U adalah energi dalam sensibel gas didalam silinder dan h_f adalah entalpi sensibel dari bahan bakar yang diinjeksikan, maka dQ/dt adalah selisih energi kimia bahan bakar yang terbakar (positif) dengan perpindahan panas dari sistem, jika $h_{s,r} \approx 0$ maka persamaan diatas dapat ditulis menjadi seperti dibawah ini:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = P \frac{dV}{dt} + \frac{dU_s}{dt} \quad (2.14)$$

$$\frac{dQ_n}{dt} = \text{Laju pelepasan panas bersih}$$

$$\frac{dQ_{ch}}{dt} = \text{Laju pelepasan panas kotor}$$

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = \text{Laju perpindahan panas ke dinding}$$

Dengan asumsi gas didalam silinder merupakan gas ideal, maka persamaan (2.14) dapat ditulis menjadi:

$$\frac{dQ_n}{dt} = P \frac{dV}{dt} + mc_v \frac{dT}{dt} \quad (2.15)$$

Dengan asumsi gas didalam silinder merupakan gas ideal, maka $PV = mRT$, dengan asumsi R konstant maka:

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (2.16)$$

Persamaan (2.16) bisa digunakan untuk mengeleminir faktor T dari persamaan (2.15), sehingga menjadi:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) P \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dP}{dt} \quad (2.17)$$

atau bisa ditulis menjadi:

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{dt} \quad (2.18)$$

Dimana:

$\gamma =$ Rasio panas spesifik = c_p/c_v

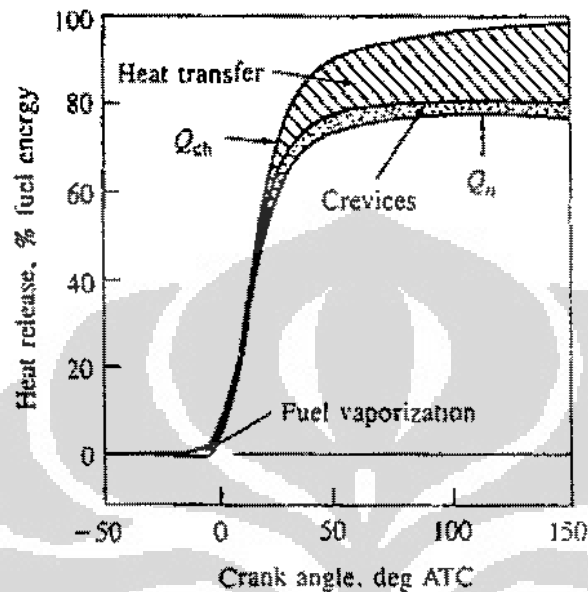
Selain untuk variabel bebas t persamaan diatas juga berlaku jika yang menjadi variabel bebasnya adalah θ . Sehingga persamaan (2.18) bisa diubah menjadi:

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (2.19)$$

Nilai γ yang sering digunakan dalam analisa *heat release* pada mesin diesel sekitar 1,3-1,35. Jika diinginkan bisa digunakan nilai $\gamma \approx 1,35$, untuk gas saat mulai dari langkah hisap sampai pada saat sebelum terjadinya pembakaran mendekati TMA, dan setelah terjadinya pembakaran dapat digunakan nilai $\gamma \approx 1,26 - 1,3$. Untuk saat ini harga yang pasti dari γ pada saat pembakaran berlangsung belum diketahui secara tepat. Untuk aplikasi engineering persamaan diatas sudah cukup untuk digunakan dalam analisa pembakaran pada mesin diesel.

Gambar 2.4. memperlihatkan perbandingan besarnya *heat release* kotor, *heat release* bersih, perpindahan panas kedinding, efek *crevice volume*, panas penguapan dan

pemanasan bahan bakar pada mesin diesel DI dengan turbocharger yang beroperasi pada beban dan kecepatan sedang. *Heat release* bersih adalah *heat release kotor* dari bahan bakar dikurangi perpindahan panas ke dinding silinder, efek *crevice volume*, efek pemanasan dan penguapan bahan bakar.



Gambar 2.4. Profil heat release dari mesin DI Turbocharged, pada beban dan kecepatan sedang, terlihat besarnya heat transfer, crevice dan efek pemanasan dan penguapan bahan bakar⁽¹⁾

2.10. Emisi Gas Buang

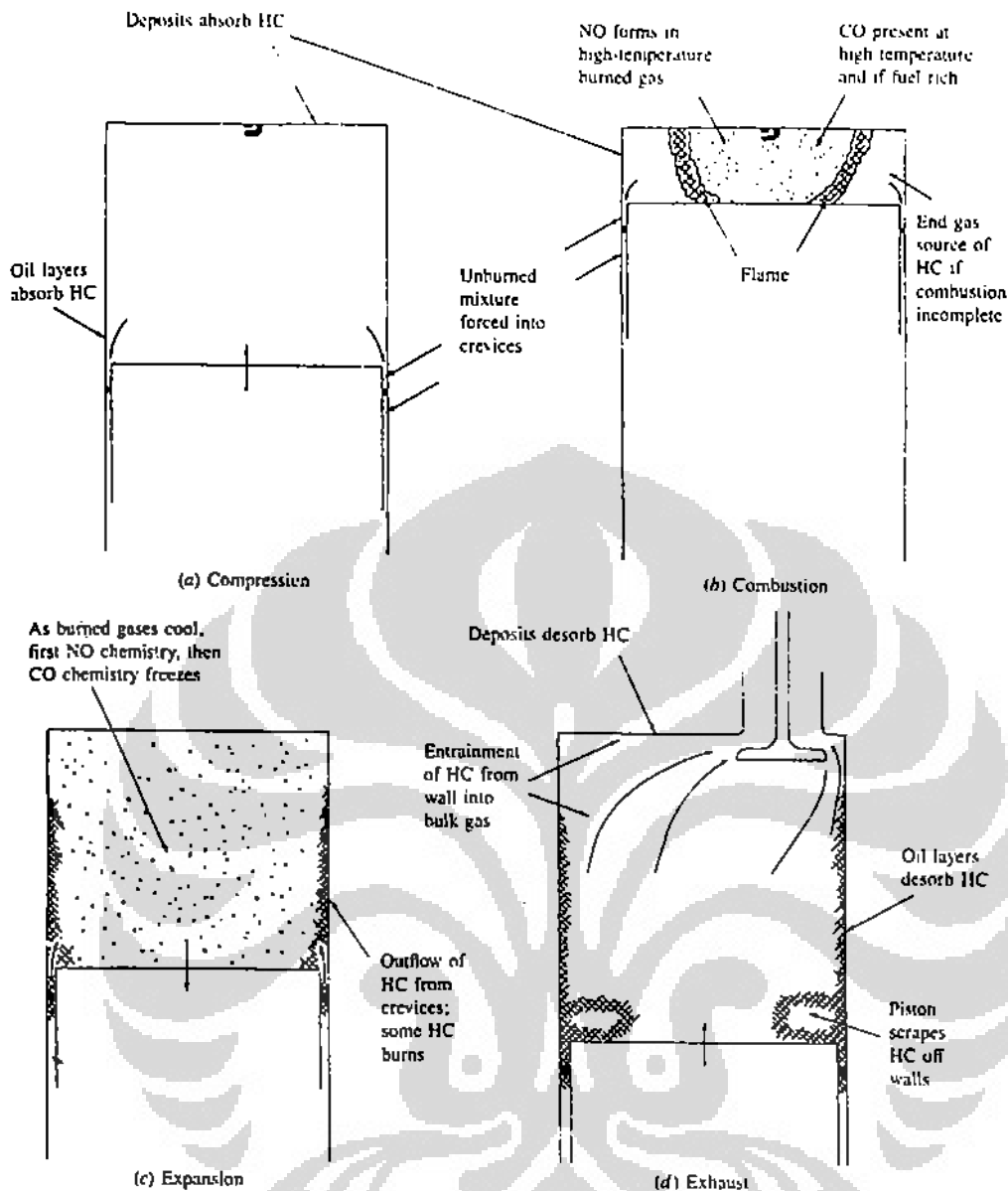
Dewasa ini masalah pencemaran dan polusi udara di dunia, yang sebagian besar disebabkan oleh gas buang kendaraan bermotor, terus meningkat. Hal ini memberi dampak yang sangat berbahaya bagi kehidupan manusia dan lingkungan hidup. Dampak yang berbahaya seperti efek rumah kaca (*Green House Effect*), menipisnya lapisan ozon, kerusakan sistem pernapasan manusia, keracunan yang menyebabkan kematian dan banyak lagi dampak berbahaya lainnya. Semua itu disebabkan oleh zat-zat yang terkandung dalam emisi gas buang kendaraan bermotor tidak sesuai dengan kadar batas yang diizinkan. Zat-zat berbahaya yang terkandung dalam gas buang dari kendaraan bermotor, antara lain : CO (karbon monoksida), HC (hidrokarbon), CO₂ (karbon dioksida), NO_x, dan beberapa zat berbahaya lainnya. Zat-zat berbahaya pada gas buang kendaraan bermotor tersebut dihasilkan melebihi ambang batas oleh kendaraan bermotor jika terjadi pembakaran yang tidak sempurna oleh mesin kendaraan tersebut.

2.10.1. Pembentukan Emisi pada Mesin Bensin

Proses pembentukan emisi pada motor bensin dapat dilihat pada gambar 2.5. dibawah. NO terbentuk melalui reaksi kimia antara Oksigen dan Nitrogen pada daerah gas yang sudah terbakar yang tinggi temperaturnya, dimana jumlah Nitrogen dan Oksigen tidak seimbang. Semakin tinggi temperatur lingkungannya maka semakin cepat pembentukan NO. Ketika piston berekspansi maka temperatur gas didalam silinder akan turun sehingga menyebabkan reaksi pembentukan NO terhenti.

CO terbentuk karena pembakaran yang tidak sempurna akibat kekurangan oksigen. Selain itu CO juga bisa terjadi karena terjadinya dissosiasi. Dissosiasi terjadi pada daerah yang temperaturnya tinggi, walaupun campuran bahan bakar-udara didaerah tersebut miskin (tersedia cukup oksigen).

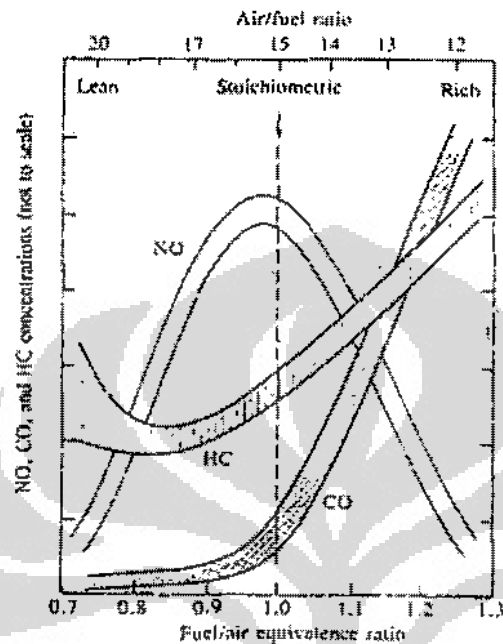
Hidrokarbon (HC) terbentuk melalui beberapa cara, yaitu terjadi pada saat proses kompresi dan proses pembakaran. Tekanan dalam silinder yang tinggi pada proses ini menyebabkan sebagian campuran bahan bakar-udara masuk kedalam *crevice volume*, sehingga pada saat terjadi proses pembakaran, campuran tersebut tidak ikut terbakar. Karena celah sempit menyebabkan api tidak dapat menjangkau campuran bahan bakar-udara yang terjebak didalam *crevice volume*.



Gambar 2.5. Mekanisme pembentukan emisi pada mesin bensin⁽¹⁾

Sumber HC yang kedua adalah karena adanya lapisan tipis ($< 0,1$ mm) campuran bahan bakar-udara yang terdesak kedinding silinder dan tidak sempat terbakar karena api yang menjalar menjadi padam ketika mendekati dinding silinder. Sumber emisi HC yang ketiga adalah lapisan minyak pelumas yang menempel pada dinding silinder, piston, maupun *cylinder head*. Lapisan ini bisa menyerap HC sebelum terjadi proses pembakaran, selanjutnya HC ini akan dilepas kembali setelah proses pembakaran selesai, sehingga secara praktis HC ini tidak terbakar dan ikut terbuang menjadi emisi. Sumber emisi yang lain yaitu

terjadinya *misfire* pada siklus pembakaran. Sisa-sisa HC yang belum terbakar yang terjadi melalui mekanisme-mekanisme diatas bisa saja teroksidasi pada saat langkah ekspansi dan langkah buang, namun seberapa banyak yang bisa teroksidasi tergantung dari temperatur gas dan banyaknya oksigen yang tersedia.

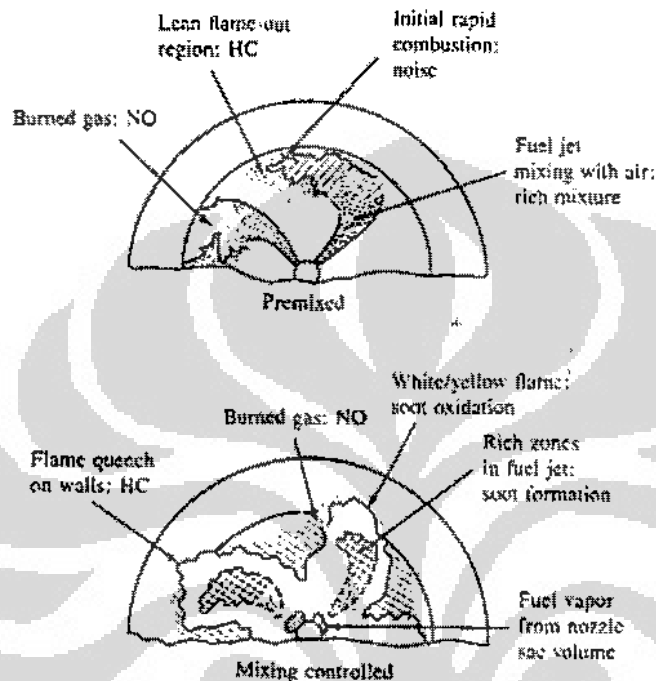


Gambar 2.6. Variasi Emisi HC, NO dan CO pada mesin Bensin terhadap AFR^[1]

2.10.2. Pembentukan Emisi pada Mesin Diesel

Pada mesin diesel bahan bakar diinjeksikan kedalam ruang bakar sesaat sebelum proses pembakaran dimulai, sehingga distribusi bahan bakar tidak bisa seragam selama proses pembakaran terjadi. Proses terbentuknya polutan sangat tergantung pada distribusi bahan bakar dan perubahan distribusi bahan bakar selama proses pembakaran berlangsung. Gambar 2.7. memperlihatkan bagaimana berbagai bagian dari bahan bakar yang diinjeksikan dan api mempengaruhi pembentukan NO, HC yang tidak terbakar dan *soot* (asap) pada saat proses pembakaran *premix* maupun pada saat *mixing controlled combustion*. NO terbentuk pada daerah yang temperaturnya tinggi, sama seperti pada mesin bensin. Tetapi bedanya disini campuran bahan bakar-udara tidak seragam (karena proses pencampuran terus berlangsung seiring dengan jalannya waktu). Pembentukan NO yang terbesar terjadi didaerah yang

mendekati *stoichometric*. *Soot* terbentuk di daerah spray yang kaya yang didalam inti spraynya terdapat bahan bakar yang belum terbakar. Uap bahan bakar yang belum terbakar ini kemudian dipanasi oleh gas yang sudah terbakar. Selanjutnya *soot* akan terbakar saat terjadi kontak dengan oksigen panas sehingga menimbulkan api yang berwarna kuning.



Gambar 2.7. Mekanisme pembentukan polutan pada mesin diesel injeksi langsung selama proses *premix combustion* dan *mixing controlled combustion*⁽¹⁾

Solar mengandung senyawa hidrokarbon yang mempunyai titik didih lebih tinggi dibanding bensin dan berat molekulnya lebih besar. Selain itu terjadi *pyrolysis* pada senyawa bahan bakar didalam *spray* bahan bakar saat peristiwa pembakaran terjadi. Jadi pembentukan *Unburned HC* dan *Partially Burned HC* pada mesin diesel jauh lebih kompleks dibandingkan dengan mekanisme pembentukan emisi HC pada mesin bensin. Emisi HC pada mesin diesel biasanya diukur dengan *heated flame ionization detector (HFID)*. Sampel dilewatkan melalui *heated linesampling system* agar senyawa-senyawa yang berat tidak terkondensasi.

Ada tiga hal yang menyebabkan timbulnya emisi HC pada mesin diesel, yang pertama yaitu adanya daerah yang mempunyai campuran terlalu miskin

(*Overleaning*). Pada daerah batas *spray* terdapat campuran bahan bakar-udara yang terlalu miskin, jauh dibawah batas *combustible limit*, sehingga campuran ini tidak mungkin bisa terbakar, atau jika terbakarpun maka dengan kecepatan yang sangat lambat sehingga pembakaran tidak sempurna. Selain itu *ignition delay* yang panjang merupakan faktor pendorong terjadinya peningkatan emisi HC⁽¹⁾.

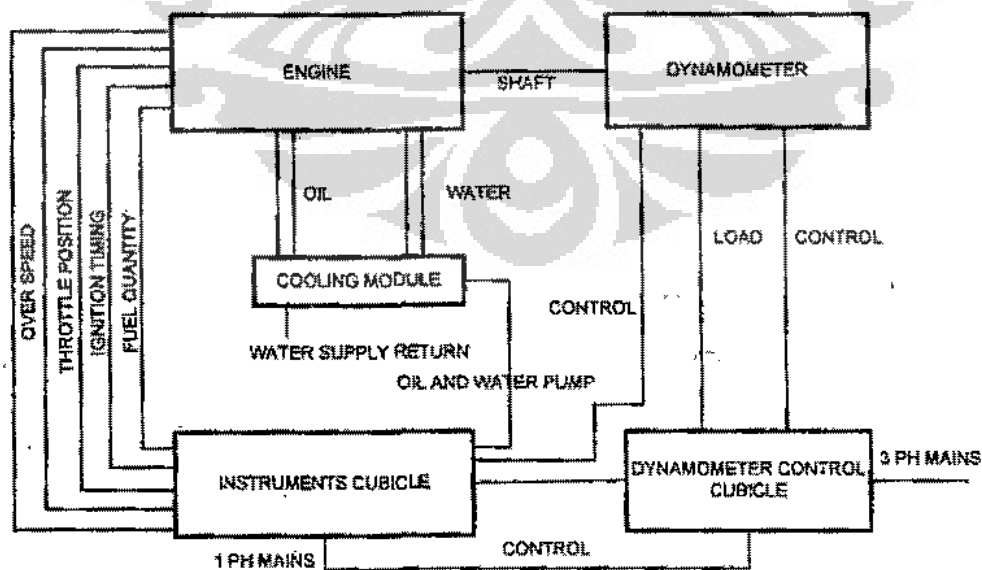
Penyebab yang kedua adalah lambatnya percampuran bahan bakar-udara (*under mixing*). Ada dua faktor yang menyumbangkan peningkatan emisi HC melalui cara ini, yaitu bahan bakar yang lepas dari *injector* dengan kecepatan rendah, dan yang kedua adalah sisa solar yang ada pada ujung *injector* (*sac volume*). Faktor yang dominan adalah *sac volume*. Pada saat terjadi pembakaran dan saat proses ekspansi, solar yang berada didalam *sac volume* akan memuai dan masuk kedalam silinder melalui lubang *nozzle* dengan kecepatan rendah dan selanjutnya akan ikut keluar melalui *exhaust* menjadi emisi HC.

Penyebab yang ketiga adalah *wall quenching* dan *misfire*. *Wall quenching* adalah matinya api saat mendekati dinding silinder disebabkan dinding yang rendah. Penyebab yang lain adalah *misfire* atau kegagalan pembakaran.

BAB 3 METODE PENELITIAN

3.1. Fasilitas dan Alat Uji

Pengujian dilakukan di BTMP (Balai Termodinamika Motor dan Propulsi) - BPPT Serpong dengan ETC (*Engine Test Cell*) I. Pada ETC I terdapat *Hydra Research Engine. Test Cell* ini dikhususkan untuk uji bahan bakar dengan mesin riset Hydra 450 cc yang dilengkapi dengan *dynamometer* arus searah (DC). Perlengkapan lain yang terdapat di dalam *test cell* sebagai penunjang kegiatan pengujian ini antara lain sistem penyuplai bahan bakar cair yang dilengkapi dengan pengukur laju aliran bahan bakar, sistem pendingin mesin dan pendingin oli yang bisa dikontrol secara otomatis agar temperaturnya bisa terjaga pada nilai tertentu. Selain itu *test cell* ini juga dilengkapi dengan sistem pengukur torsi dan putaran mesin, sistem kontrol tata udara yang bisa dikontrol secara otomatis sehingga temperatur udara bisa terjaga pada nilai tertentu. Untuk keperluan pengujian ini, maka didalam *test cell* ini dilengkapi dengan beberapa *channel* yang sudah terpasang pada *service module* untuk mengukur temperatur, baik berupa *thermocouple* maupun PRT dan beberapa *channel* untuk mengukur tekanan. Perlengkapan lain yang dapat dipindah-pindahkan yang bisa dipergunakan dalam pengujian antara lain: *National Instruments (High speed in cylinder pressure data acquisition system)*, *AVL Smoke meter*, dan *signal Emission Analyser* yang dilengkapi dengan *heated line gas sampling system*. Diagram peralatan uji mesin Hydra dapat dilihat pada gambar 3.1.



Gambar 3.1. Diagram *Hydra Research Engine*

3.1.1. Hydra Research Engine

Hydra Reseach engine merupakan mesin satu silinder yang digunakan untuk kegiatan penelitian. Mesin ini bisa dirubah-rubah menjadi beberapa konfigurasi, yaitu : mesin bensin, mesin diesel injeksi langsung (*direct injection*) dan mesin diesel injeksi tidak langsung (*indirect injection*). Dalam pengujian ini konfigurasi yang digunakan adalah mesin diesel injeksi langsung. Adapun spesifikasi mesin ini adalah sebagai berikut.

Spesifikasi mesin :

Jenis	: Diesel Direct Injection 2 katup/silinder
Diameter x langkah	: 80.26 mm x 88.9 mm
Kapasitas	: 450 cc
Rasio kompresi	: 20.3 : 1
Putaran maksimum	: 4500 rpm
Daya	: 9 kW/3600rpm
Pelumas	: Shell Rimula X 15/W40 36
Valve timing	: Katup masuk, membuka : 8° sebelum TMA, menutup : 42° sesudah TMA Katup buang, membuka : 60°sebelum TMB. Menutup :12° setelah TMA
Pompa Injeksi	: VE 1/11 F2250 RV 14061
Injektor	: Bosch KBEL 88PV 1 870 005 546
Nozzle	: Bosch 4 X 4 x 0.25 x 1600
Tekanan operasi nozzle	: 250 bar

Pada mesin ini terpasang beberapa pengukur temperatur, yaitu :

- Temperatur udara masuk (*inlet air temperatur*)
- Temperatur udara pada manifold hisap (*inlet manifold temperature*)
- Temperatur gas buang di manifold (*exhaust manifold temperature*)
- Temperatur minyak pelumas (*oil temperature*)
- Temperatur air pendingin (*coolant temperatur*)
- Temperatur bahan bakar (*fuel temperature*)

Terdapat juga alat ukur tekanan, yaitu :

- Tekanan udara pada manifold hisap (*inlet manifold pressure*).
- Tekanan udara pada manifold buang (*exhaust manifold pressure*)
- Tekanan minyak pelumas (*oil pressure*)\
- Tekanan bahan bakar (*fuel pressure*)

Pada mesin ini terdapat juga saluran untuk pengukuran tekanan gas pada ruang bakar.

3.1.2 Dinamometer

Mesin Ricardo Hydra diatas dihubungkan dengan dinamometer elektrik arus searah (*DC electric dynamometer*), spesifikasinya:

Merk	: David Mc Clure
Type	: DC200A
Daya	: 37 kW
Arus	: 93 Amps
Putaran	: 4500 rpm

Dinamometer elektrik arus searah mempunyai fungsi seperti suatu generator yang menyerap daya mesin. Dinamometer jenis ini dapat digunakan sebagai motor untuk menyalakan mesin dan pengujian motoring (mesin dijalankan pada putaran kerjanya tanpa adanya pembakaran) untuk mendapatkan rugi-rugi akibat gesekan pada mesin (*friction losses*). Torsi atau beban yang diserap dinamometer diatur oleh kuat medan dinamometer.

Dinamometer yang digunakan dalam pengujian ini menggunakan sistem pembebanan yang diatur secara otomatis dengan sistem tertutup (*close loop*). Sebagai contoh, bila mesin sedang bekerja pada putaran dan suplai bahan bakar tertentu, kemudian suplai bahan bakar di tambah sedangkan putaran mesin dijaga tetap, maka sistem akan berusaha mempertahankan putaran mesin, dengan cara menambah beban ke mesin. Skema sistem pengatur ini terdapat dalam lampiran.

Sebagian besar dinamometer mengukur beban yang diserap dengan reaksi torsi pada *casing* dinamometer. Dinamometer diletakkan pada bantalan yang satu sumbu dengan porosnya, sehingga keseluruhan dinamometer bebas

berputar, biasanya dalam rentang tertentu. Torsi reaksi (T) sama dengan perkalian panjang efektif lengan (lb) dan gaya netto pada lengan (F):

$$T = F \cdot L_b \text{ (Nm)} \quad (3.1)$$

Pengukuran gaya netto pada dinamometer ini menggunakan *load cell*, hasil pembacaan load dikirim ke komputer dan ditampilkan dalam layar.

3.1.3. Sistem Suplai Bahan Bakar

Pada engine test cell 1 ini terdapat sistem suplai bahan bakar ke mesin, sistem ini berfungsi untuk mengatur suplai bahan bakar ke mesin. Sistem ini mengatur sumber pengambilan bahan bakar, jumlah aliran bahan bakar, tekanan bahan bakar, temperatur bahan bakar. Disamping itu juga berfungsi untuk pengukuran aliran, tekanan dan temperatur bahan bakar. Dimana kerja dari sistem pengaturan dan pengukuran tadi dikendalikan software komputer Autotest 4. Untuk lebih jelasnya bisa dilihat pada gambar lampiran.

Mesin Ricardo Hydra bisa memiliki berbagai konfigurasi mesin, yaitu diesel dan bensin. Oleh karena itu sistem suplai bahan bakarnya juga memiliki pilihan, yaitu bahan bakar solar dan bensin, dimana sumber bahan bakarnya ada di *header tank*. Disamping itu terdapat juga sumber lain yaitu troli bahan bakar contoh (*fuel sample trolley*), sumber ini digunakan bila melakukan pengujian dengan bahan bakar bukan solar murni maupun bensin murni. Pemilihan bahan bakar dilakukan di ruang pengatur (*control room*) melalui program dalam komputer. Dalam sistem suplai bahan bakar ini terdapat sistem pengkondisi temperatur bahan bakar (*Peltier Fuel Temperature Control System*) yang akan menjaga temperatur bahan pada temperatur yang diinginkan. Tekanan suplai bahan bakar ke pompa injeksi juga diatur pada tekanan tertentu. Skema sistem suplai bahan bakar terdapat pada lampiran.

3.1.4. Pengukuran Tekanan Gas Dalam Silinder

Data tekanan didalam silinder diperoleh dengan menggunakan *High Speed Cylinder Pressure Data Acquisition System*. Spesifikasi peralatan tersebut adalah sebagai berikut:

Jenis : Piezo Pressure Transducer

Tipe	: 8QP500c
Sensitivitas (nominal)	: 14.5 pc/bar
Resolusi	: 0.004 bar
Linearitas	: <0.6 % FSO
Temperatur maksimum pada diafragma : 200°C	

Alat ini memadukan pengukuran tekanan didalam ruang bakar dengan posisi poros engkol dalam basis waktu. Keluaran dari sensor tekanan dihubungkan dengan kanal y sedangkan waktu kekanal x. Pembacaan waktu berdasarkan dari data dua *magnetic pick-up* yang terpasang pada mesin. Satu *magnetic pick-up* berfungsi sebagai penanda posisi TMA, sedangkan satu *magnetic pick-up* lainnya berfungsi sebagai penunjuk posisi sudut engkol. Setelah data tekanan dan posisi sudut engkol ini diolah oleh *autoscan* maka dapat diperoleh data tekanan terhadap sudut engkol, yang selanjutnya dapat diolah menjadi data tekanan terhadap volume atau bisa diolah menjadi dp/dv terhadap sudut engkol.

Pada bagian muka *Pressure Transducer* ini yang kontak langsung dengan gas didalam ruang bakar terdapat diafragma dari logam. Saat gas menekan diafragma ini maka tekanan akan diteruskan kepada *quartz piezo-electric crystal*. Kristal ini akan melepaskan muatan saat mengalami perubahan tekanan. Besarnya muatan listrik yang dilepas Kristal ini berbanding lurus dengan tekanan yang diteruskan oleh diafragma. Selanjutnya dipergunakan *charge amplifier* yang mengubah besarnya muatan listrik yang dilepas menjadi tegangan. Kemudian data tekanan dan waktu terjadinya tekanan tersebut diteruskan pada *National Instruments*, yang terhubung langsung dengan komputer sehingga grafik dapat langsung terlihat melalui *lab view* yang diinstal dalam komputer.

3.1.5. Pengukuran Smoke

Untuk pengukuran *soot* atau *black smoke* yang keluar dari mesin sebagai gas buang digunakan alat *smoke meter*. Gas buang dihisap dengan menggunakan probe dan dilewatkan ke kertas filter, selanjutnya kertas filter ini akan diukur kadar kehitamannya oleh *reflector head*. Sinyal dari reflektometer

akan dikirim ke pengatur elektronis untuk ditampilkan sebagai *Filter Smoke Number (FSN)* atau unit lain. Pembacaan reflektometer berupa angka dari 0 – 10, dimana 0 dianggap sebagai kertas putih dan skala 10 dianggap sebagai hitam sempurna. Pembacaan pada smoke meter dapat dirubah sesuai dengan kebutuhan, antara lain dalam satuan: mg/m^3 , % kehitaman (JIS), FSN, BSU, Volume sampel (cm^3).

3.2. Prosedur Pengujian

3.2.1. Kalibrasi Alat

Sebelum dilakukan pengujian, terlebih dahulu dilakukan kalibrasi terhadap peralatan yang akan digunakan dalam *Engine Test Cell 1*, untuk memastikan bahwa hasil pengukuran yang diperoleh adalah benar (dengan tingkat kesalahan yang bisa diterima). Alat-alat yang dikalibrasi adalah alat ukur temperatur, alat ukur tekanan, alat ukur torsi dan alat ukur tekanan silinder. Kalibrasi sistem pengukuran di dalam *Test Cell 1* dilakukan oleh tim khusus, yang secara berkala melakukan kalibrasi ulang pada alat ukur tersebut. Sedangkan untuk sistem pengukuran tekanan dalam silinder dilakukan sesuai dengan buku petunjuk operasi yaitu:

- Bila *piezo transducer* tidak diketahui sensitifitasnya (muatan/tekanan), (pC/bar), maka perlu dilakukan kalibrasi dengan menggunakan *dead weight tester*. Dari *dead weight tester* dapat diketahui tekanan yang dialami diafragma, sedangkan dari *autoscan* terbaca tegangan, dengan demikian bisa diketahui hubungan antara besarnya tekanan dan tegangan yang terbaca.
- Bila *piezo transducer* diketahui sensitifitasnya (muatan/tekanan), (pC/bar), dapat dilakukan kalibrasi internal maupun eksternal.

Pada pengujian ini digunakan *kistler piezo electric pressure transducer* nomor 6121 SN 647460 dengan sensitifitas 14,5 pC/bar. Kalibrasi eksternal dilakukan dengan mensuplai tegangan tertentu dengan frekuensi 1 kHz. Suplai tegangan berasal dari alat kalibrasi, sehingga *outputnya* dapat dipertanggungjawabkan. *Output* dari *charge amplifier* dibaca dengan *oscilloscop*. Span diseting untuk mendapatkan penguatan yang diinginkan, kemudian dikunci agar tidak bergeser.

3.2.2. Pengujian dan Pengambilan Data

Dalam penelitian ini dilakukan pengujian 2 (dua) model pengambilan data:

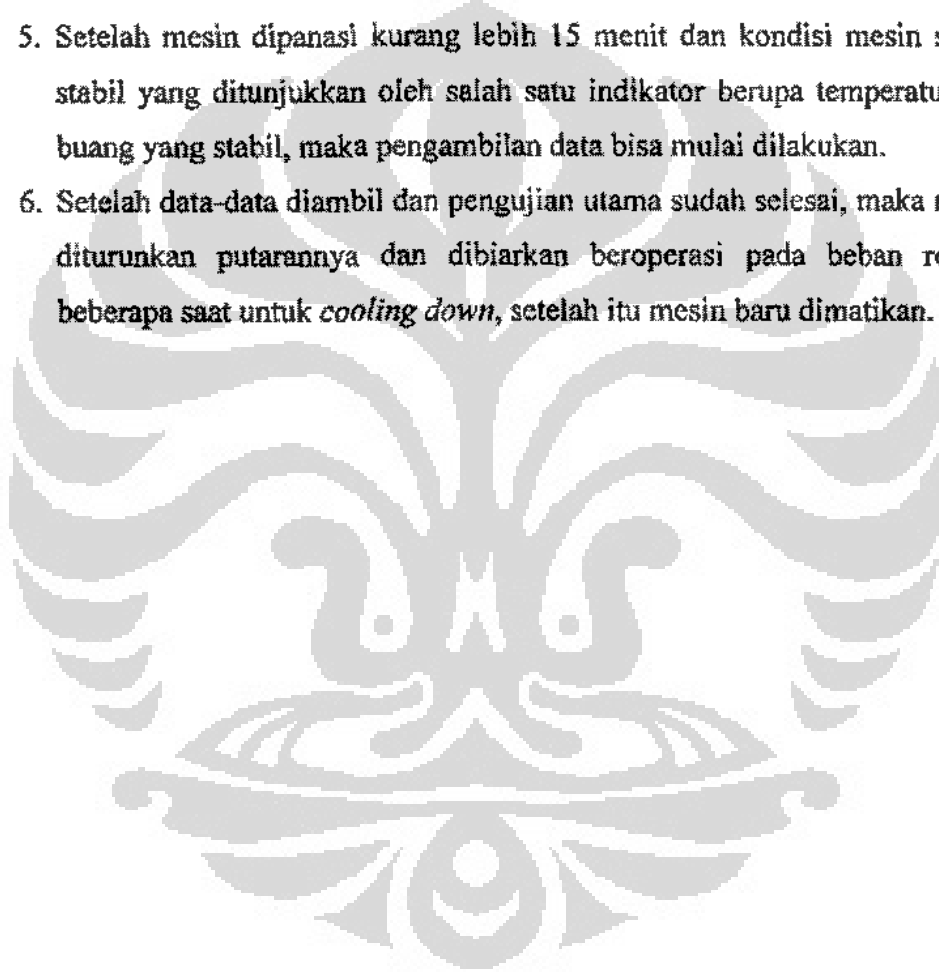
1. Pengujian dilakukan dengan komposisi solar 100% dan Biodiesel 10% (B-10), Biodiesel 20% (B-20), dan Biodiesel 30% (B-30), dan biodiesel 100% (B-100). Untuk komposisi biodiesel diatur dengan perbandingan 60% Biodiesel Kelapa Sawit dan 40% Biodiesel Jarak. Selain itu pengukuran tekanan dilakukan pada beban 100% dan pada putaran mesin 1500, 2500, 3000, dan 3500 rpm dengan beberapa variasi SIT.
2. Pengujian dibatasi pada *smoke number* dibawah 4 FSN. Data-data yang terekam selama pengujian adalah:
 1. Daya mesin
 2. Torsi mesin
 3. Putaran mesin
 4. Laju aliran bahan bakar
 5. Laju aliran udara masuk kedalam mesin
 6. Konsumsi bahan bakar spesifik
 7. Temperatur gas buan
 8. Temperatur minyak pelumas
 9. Temperatur air pendingin
 10. Temperatur ruangan
 11. Tekanan bahan bakar yang masuk ke pompa injeksi
 12. Tekanan minyak pelumas
 13. Tekanan Ruangan
 14. Kurva tekanan didalam ruang bakar utama terhadap waktu
 15. *Smoke Level*
 16. Emisi gas buang : NO, HC, dan CO

3.2.3. Langkah-langkah pengujian

1. 1 (Satu) jam sebelum mesin dihidupkan dan pengujian dilakukan, maka semua sistem yang ada di *test cell* harus sudah dihidupkan.
2. Sebelum mesin dihidupkan, dilakukan pengecekan terhadap semua peralatan yang ada untuk memastikan bahwa semua peralatan terpasang dengan baik, terutama terhadap sambungan-sambungan kemungkinan

terjadinya kebocoran. Selain itu untuk menghindari terjadinya *water hammer*, poros engkol diputar secara manual kira-kira 2 (dua) sampai 3 (tiga) putaran.

3. Sistem sirkulasi air pendingin dan sistem sirkulasi minyak pelumas mesin harus diaktifkan sebelum mesin dinyalakan, serta pemanas air pendingin dan pemanas minyak pelumas diaktifkan agar tercapai suhu sekitar 50°C.
4. Setelah temperatur air pendingin dan minyak pelumas mencapai 80°C, maka mesin dapat dihidupkan untuk memulai pemanasan mesin.
5. Setelah mesin dipanasi kurang lebih 15 menit dan kondisi mesin sudah stabil yang ditunjukkan oleh salah satu indikator berupa temperatur gas buang yang stabil, maka pengambilan data bisa mulai dilakukan.
6. Setelah data-data diambil dan pengujian utama sudah selesai, maka mesin diturunkan putarannya dan dibiarkan beroperasi pada beban rendah beberapa saat untuk *cooling down*, setelah itu mesin baru dimatikan.



BAB 4

HASIL DAN ANALISA DATA

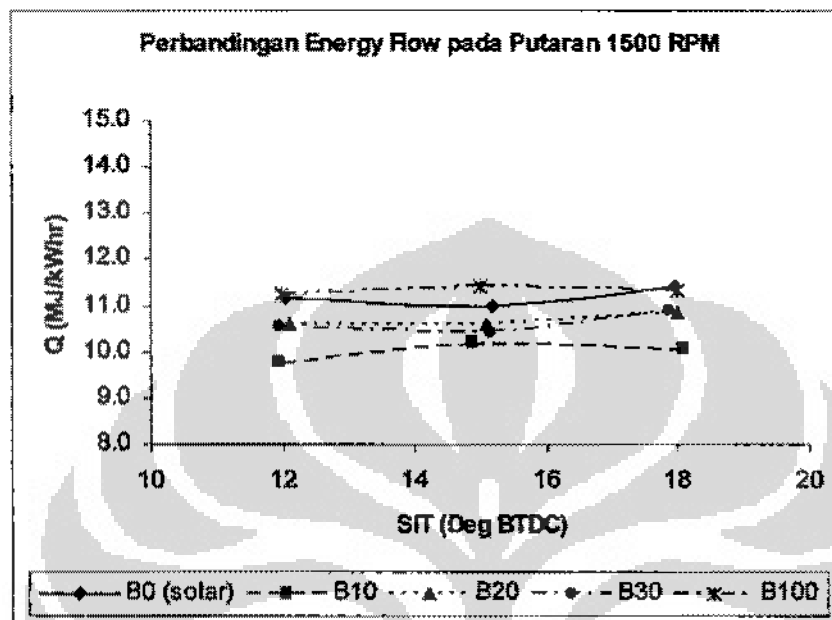
4.1. Analisa Variasi *Static Injection Timing* (SIT)

Pengujian variasi SIT dilakukan dengan merubah waktu injeksi bahan bakar ke dalam ruang bakar. Perubahan waktu injeksi akan berpengaruh terhadap proses pembakaran. Dengan pengujian ini akan diketahui karakteristik pembakaran dengan SIT yang terlalu awal maupun yang terlambat. Dengan demikian akan diperoleh SIT optimum sebagai referensi perbandingan bahan bakar pada putaran 1500, 2500, 3000 dan 3500 rpm. Analisa variasi SIT dievaluasi berdasarkan *specific energy consumption* dari mesin diesel. *Specific energy consumption* merupakan jumlah kalori dari sejumlah massa bahan bakar yang dipergunakan untuk menghasilkan daya mesin. Pada analisa ini daya yang dihasilkan mesin diusahakan sama untuk setiap komposisi bahan bakar. Bahan bakar yang diuji adalah solar (B-0), biodiesel 10% (B-10), biodiesel 20% (B-20), biodiesel 30% (B-30), dan biodiesel 100% (B-100). Komposisi biodiesel sendiri terdiri atas campuran (*blend*) 60% minyak sawit dan 40% minyak jarak. Setting pengujian variasi SIT dapat dilihat pada tabel 4.1.

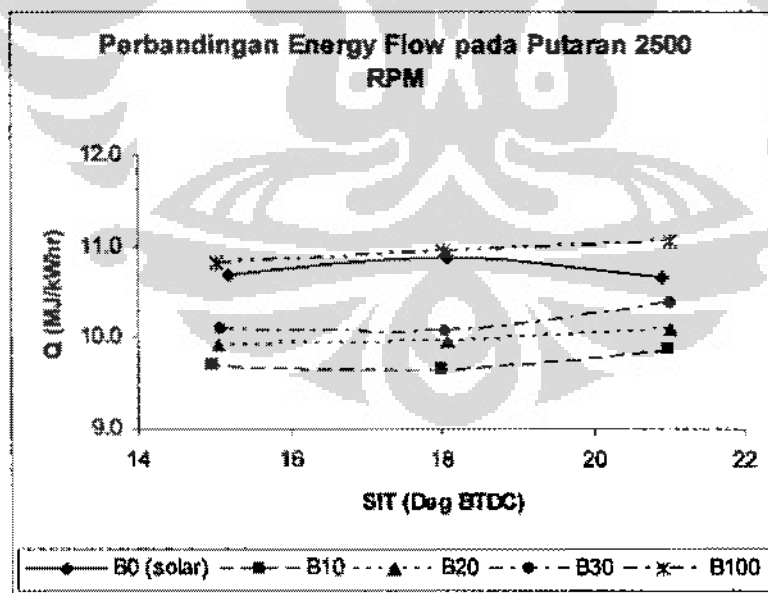
Tabel 4.1. Setting pengujian SIT

No	SIT (deg BTDC)	Putaran (RPM)	Daya (kW)	Bahan Bakar
1	12	1500	2.8	B-0, B-10, B-20, B-30, dan B-100
2	15	1500	2.8	B-0, B-10, B-20, B-30, dan B-100
3	18	1500	2.8	B-0, B-10, B-20, B-30, dan B-100
4	15	2500	4.7	B-0, B-10, B-20, B-30, dan B-100
5	18	2500	4.7	B-0, B-10, B-20, B-30, dan B-100
6	21	2500	4.7	B-0, B-10, B-20, B-30, dan B-100
7	24	2500	4.7	B-0, B-10, B-20, B-30, dan B-100
8	15	3000	5.7	B-10, B-20, B-30, dan B-100
9	18	3000	5.7	B-0, B-10, B-20, B-30, dan B-100
10	21	3000	5.7	B-0, B-10, B-20, B-30, dan B-100
11	24	3000	5.7	B-0, B-10, B-20, B-30, dan B-100
12	15	3500	6.6	B-10, B-20, B-30, dan B-100
13	18	3500	6.6	B-0, B-10, B-20, B-30, dan B-100
14	21	3500	6.6	B-0, B-10, B-20, B-30, dan B-100
15	24	3500	6.6	B-0, B-10, B-20, B-30, dan B-100

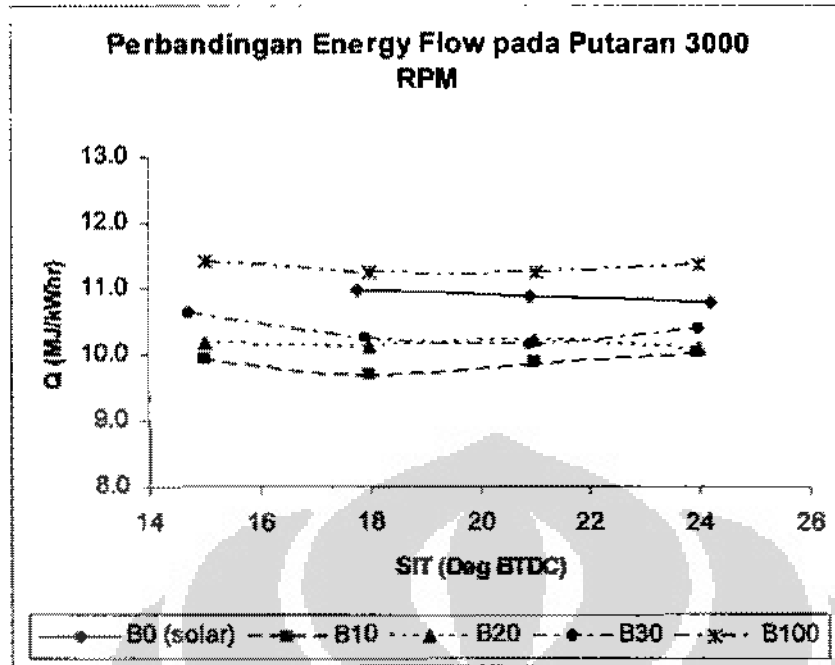
Dari pengujian yang dilakukan dengan variasi SIT untuk setiap bahan bakar, dihasilkan data *specific energy consumption* pada setiap putaran pengujian seperti yang terlihat pada gambar 4.1. sampai dengan gambar 4.4.



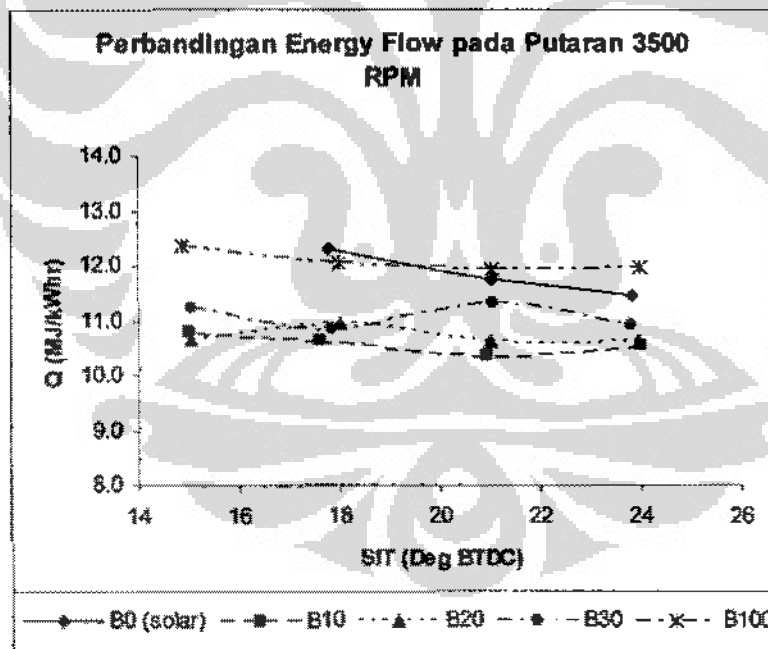
Gambar 4.1. Perbandingan *Specific Energy Consumption* pada 1500 RPM



Gambar 4.2. Perbandingan *Specific Energy Consumption* pada 2500 RPM



Gambar 4.3. Perbandingan *Specific Energy Consumption* pada 3000 RPM



Gambar 4.4. Perbandingan *Specific Energy Consumption* pada 3500 RPM

Dari grafik 4.1. sampai 4.4. di atas dapat dilihat setiap nilai *specific energy consumption* yang terbaik untuk setiap SIT, yaitu nilai *specific energy consumption* yang terendah untuk setiap bahan bakar. Melalui nilai ini ditentukan SIT optimum sebagai referensi perbandingan bahan bakar seperti yang terlihat pada tabel 4.2.

Tabel 4.2. SIT optimum sebagai referensi perbandingan bahan bakar

No	Bahan Bakar	Putaran (RPM)	SIT Optimum (deg BTDC)
1	Solar	1500	15
		2500	21
		3000	24
		3500	24
2	Biodiesel B-10	1500	12
		2500	18
		3000	18
		3500	21
3	Biodiesel B-20	1500	15
		2500	15
		3000	24
		3500	24
4	Biodiesel B-30	1500	15
		2500	18
		3000	21
		3500	18
5	Biodiesel B-100	1500	12
		2500	15
		3000	18
		3500	21

Terlihat dari tabel 4.2. bahwa pada putaran rendah yaitu 1500 rpm, rata-rata SIT optimum tiap bahan bakar berada pada sudut yang mendekati TMA. Jadi dapat dikatakan bahwa tidak terdapat banyak perbedaan SIT optimum untuk setiap komposisi bahan bakar pada putaran 1500 rpm ini. Sedangkan pada putaran menengah yaitu putaran 2500 rpm SIT optimum solar merupakan SIT yang paling awal pembakarannya. Hal ini dikarenakan pembakaran yang terlambat pada bahan bakar solar akan mengakibatkan pembakaran yang tidak efisien dan cenderung boros bahan bakar^[10]. Dan pada putaran tinggi yaitu 3000, dan 3500 rpm SIT optimum bahan bakar biodiesel khususnya B20 mulai sama dengan SIT solar, sehingga kedua bahan bakar ini memiliki SIT yang paling awal pembakarannya. Untuk bahan bakar biodiesel, terutama pada putaran 3000 dan 3500 rpm terlihat bahwa semakin besar kandungan biodiesel, SIT optimum yang dimiliki akan semakin lambat.

4.2. Perhitungan Tekanan Dalam Silinder

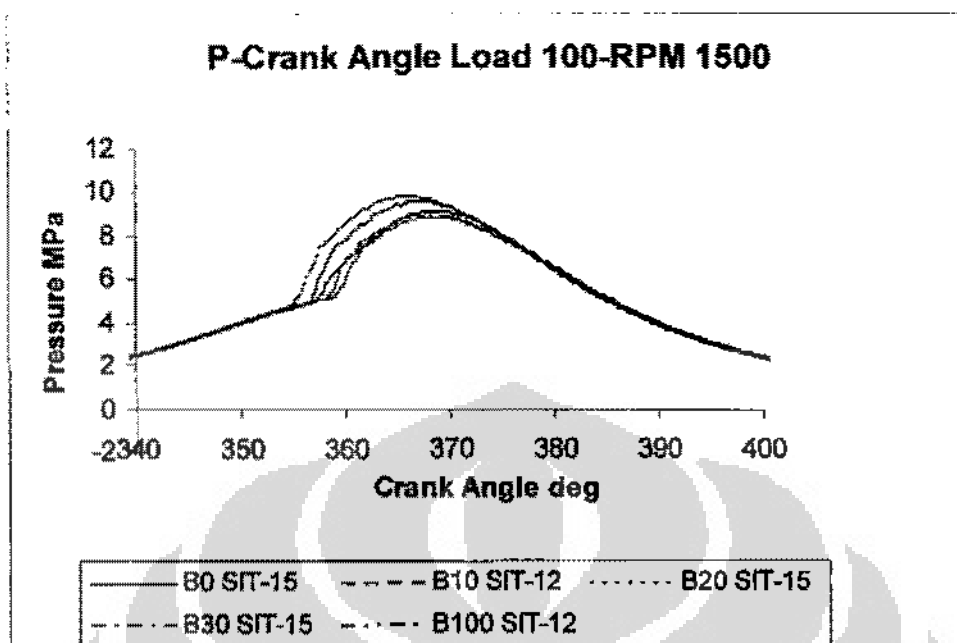
Data tekanan dalam silinder terhadap sudut engkol diperoleh melalui alat perekam tekanan (*high speed cylinder pressure data acquisition system*). Alat ini memadukan pengukuran tekanan silinder dengan posisi poros engkol. *Pressure Transducer* yang digunakan untuk mengukur tekanan didalam silinder, yang merupakan *pressure transducer* jenis *Piezo Electric*. Tekanan gas yang dihasilkan oleh pembakaran didalam silinder akan diteruskan oleh diafragma pada bagian depan *pressure transducer* ke kristal *quart*, sehingga kristal ini akan melepaskan muatan listrik. Selanjutnya muatan listrik ini akan diubah oleh *charge amplifier* menjadi tegangan.

Data sensitifitas *pressure transducer* akan terbaca oleh *national instruments* yang terhubung secara langsung dengan komputer. Melalui software yang telah terinstal dalam komputer maka data dapat langsung terbaca dalam bentuk *labview data*. Untuk memperoleh grafik data tekanan yang relatif halus, maka *national instruments* dapat disetting untuk menghasilkan data rata-rata sesuai dengan yang diinginkan. Selanjutnya untuk pengolahan data tekanan terhadap sudut engkol menjadi data *Rate of Heat Release (RHR)* terhadap sudut engkol dipergunakan rumus (2.19). Data tersebut selanjutnya dapat diolah lagi menjadi data *heat release total* terhadap sudut engkol.

4.3. Analisa Tekanan dan Heat Release

Dalam menganalisa tekanan dalam silinder, data yang didapat dalam bentuk grafik dianalisa menurut bentuk kemiringan/slope untuk menentukan awal pembakaran serta puncak tekanan yang dihasilkan oleh proses pembakaran. Dalam perhitungan laju *heat release* digunakan asumsi-asumsi agar laju *heat release* untuk mesin diesel *direct injection* ini dapat ditampilkan. Asumsi pertama adalah gradien suhu selama proses pembakaran dan komposisi senyawa gas yang terbakar dan yang tidak terbakar dianggap tetap. Dan yang kedua adalah kebocoran dan transfer panas ke dinding ruang bakar diabaikan.

4.3.1. Analisa Tekanan dan *Heat Release* pada Putaran 1500 RPM



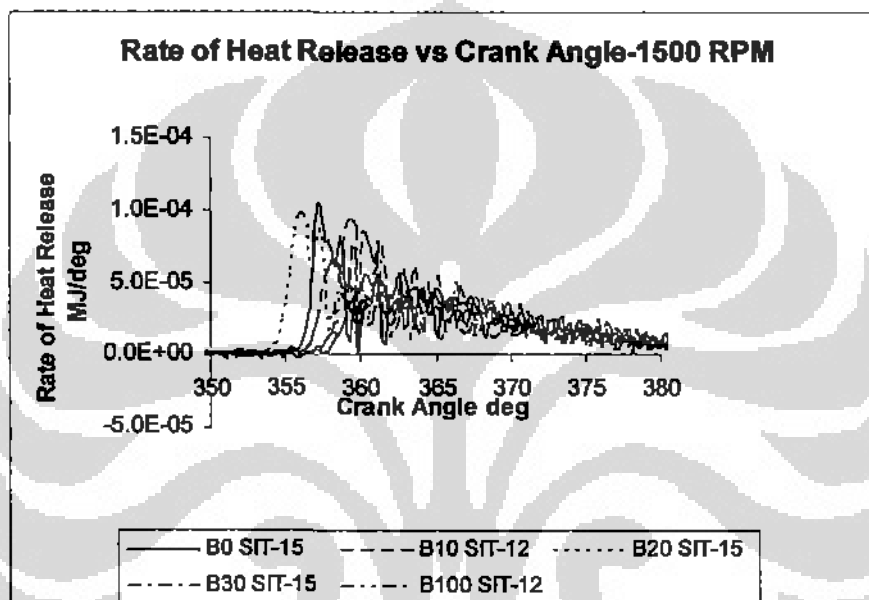
Gambar 4.5. Grafik tekanan vs sudut engkol pada putaran 1500 rpm

Dari pengujian yang dilakukan pada berbagai putaran mesin, dihasilkan data tekanan silinder, emisi gas buang dan smoke. Secara teoritis bentuk grafik tekanan didalam silinder berpengaruh terhadap emisi gas buang dan smoke yang dihasilkan. Pada grafik 4.5 diatas, tekanan puncak untuk bahan bakar B-20 SIT-15 memiliki puncak tekanan yang paling besar yaitu sekitar 9,69 Mpa. Bahan bakar B-10 SIT 12, B-30 SIT-15 dan B-100-SIT-12 memiliki tekanan yang relatif sama serta berada dibawah kedua bahan bakar B-20 SIT-12 dan B-0 SIT-15. Sehingga jika dibuat tabel perbandingan tekanan puncak untuk setiap bahan bakar dapat dilihat pada tabel 4.3. berikut.

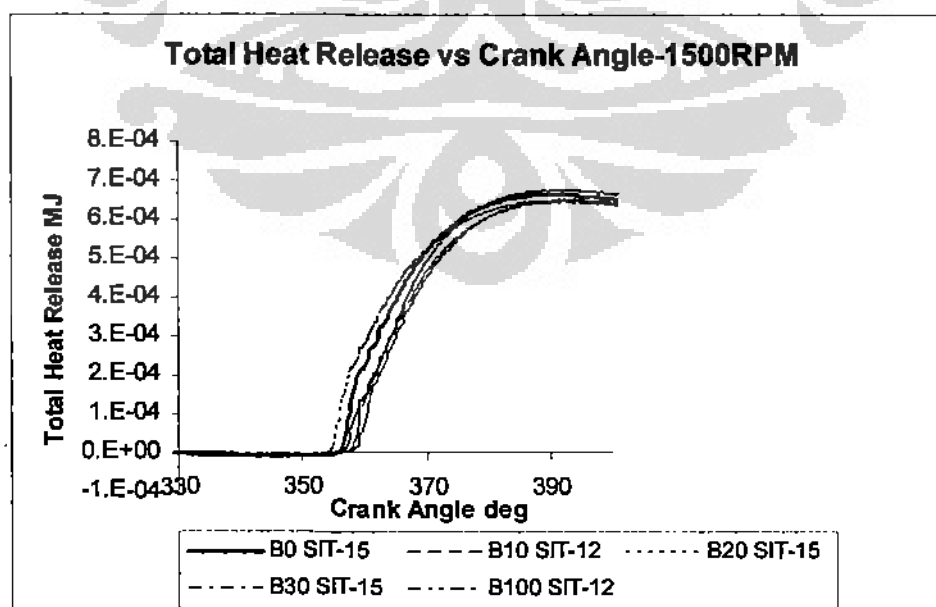
Tabel 4.3. Perbandingan P_{max} untuk setiap bahan bakar pada putaran 1500 RPM

No	Putaran (RPM)	Rangking P_{max}
1	1500	B-20 SIT-15
2	1500	B-0 SIT-15
3	1500	B-10 SIT-12, B-30 SIT-15 dan B-100 SIT 12

Tekanan puncak untuk bahan bakar B-20 SIT-15 dan B-0 SIT-15 memiliki selisih kurang lebih 20% dari total Pmax. Perbedaan besarnya tekanan puncak sangat dipengaruhi oleh awal pembakaran atau semakin cepatnya waktu *ignition delay* seperti yang kita lihat pada gambar 4.6. dan 4.7. Untuk membandingkan waktu *ignition delay* setiap bahan bakar harus memiliki SIT yang sama. Sedangkan B-100 SIT-12 memiliki waktu *ignition* yang relatif lebih pendek dibandingkan dengan B-30 SIT-12.



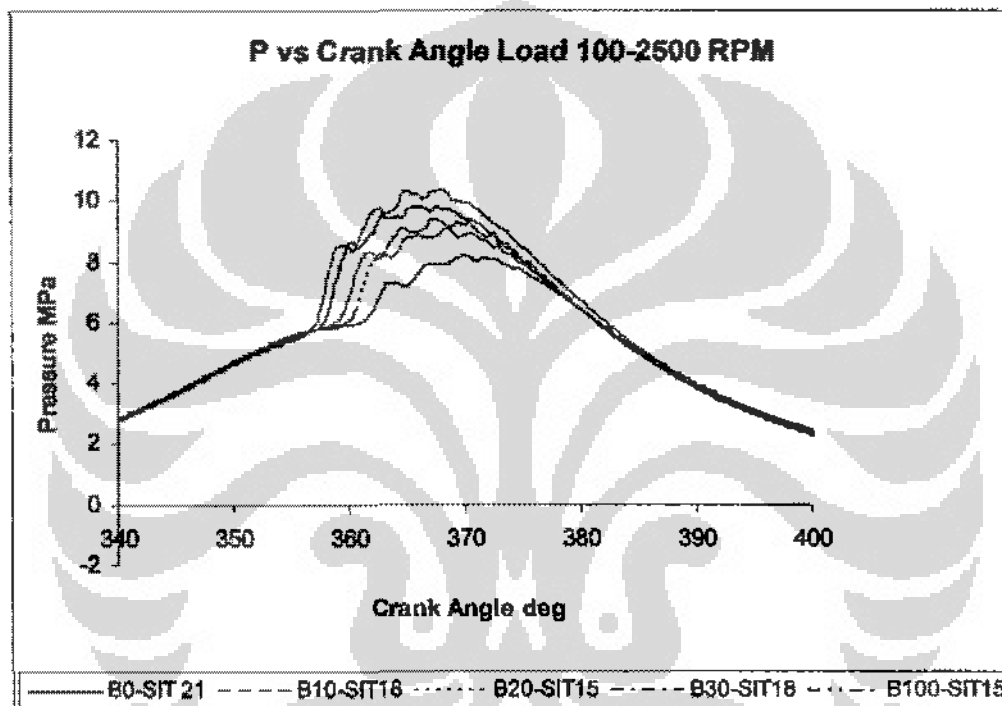
Gambar 4.6. *Rate of Heat Release* pada putaran 1500 RPM



Gambar 4.7. *Total Heat Release* pada putaran 1500 RPM

Tekanan silinder yang tinggi akan mengakibatkan jumlah campuran bahan bakar-udara yang masuk kedalam *crevice volume* menjadi lebih banyak pula. Campuran bahan bakar-udara ini tidak akan terbakar dan pada saat langkah buang akan ikut terbang menjadi emisi HC. Selain itu tekanan silinder yang lebih tinggi akan menyebabkan suara ketukan-ketukan yang nyaring.

4.3.2. Analisa Tekanan dan *Heat Release* pada Putaran 2500 RPM



Gambar 4.8. Grafik tekanan vs sudut engkol pada putaran 2500 rpm

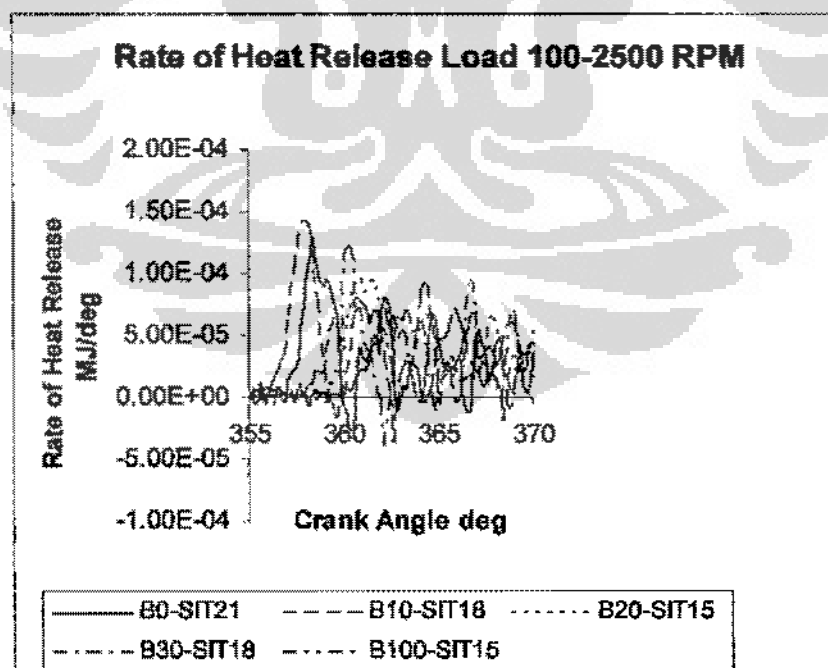
Dari gambar 4.8. diatas diketahui bahwa tekanan puncak terbesar di dapat oleh bahan bakar B10-SIT 18 yaitu sekitar 10.15 Mpa. Tekanan puncak B-0 SIT 21 juga berada pada posisi yang tidak terlalu berbeda dengan putaran 1500 rpm.. Sehingga dapat diklasifikasikan menurut besarnya tekanan puncak seperti pada tabel 4.4.

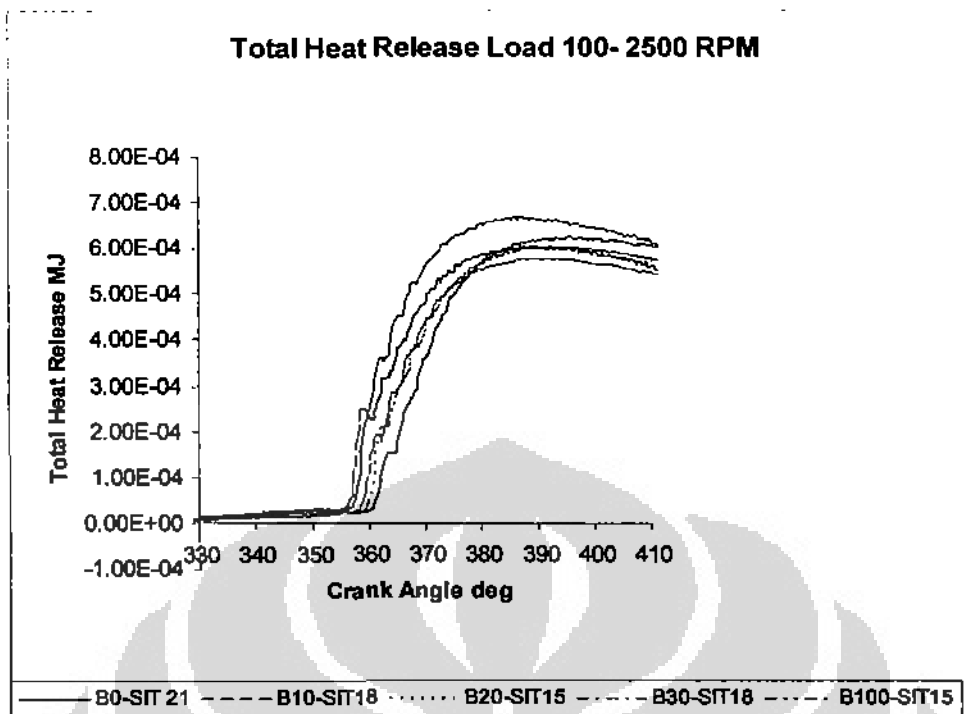
Tabel 4.4. Perbandingan P_{max} untuk setiap bahan bakar pada putaran 2500

RPM

No	Putaran (RPM)	Rankin Pmax
1	2500	B10 SIT-18
2	2500	B0 SIT 21
3	2500	B-20 SIT-15 dan B-30 SIT 18
4	2500	B-100 SIT-15

Seperti yang terlihat pada gambar 4.9. dibawah ini terlihat bahwa bahan bakar B100 merupakan bahan bakar yang paling akhir mengalami proses pembakaran sehingga memiliki tekanan puncak relatif lebih kecil dibandingkan dengan bahan bakar lainnya.

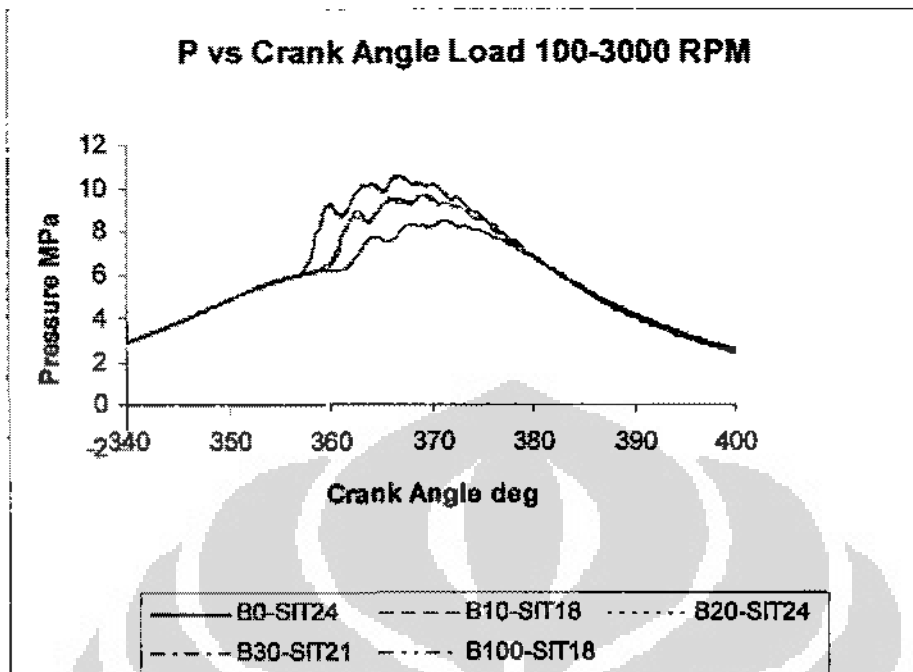
Gambar 4.9. *Rate of Heat Release* pada putaran 2500 RPM



Gambar 4.10. *Heat Release* Total pada putaran 2500 RPM

Gambar 4.10. memperlihatkan total heat release pada putaran 2500 rpm. Energi terbesar dihasilkan oleh B-10 SIT-18 yaitu sekitar $6,6 \times 10^{-4}$ MJ. Sedangkan bahan bakar lain memiliki energi yang hampir sama yaitu berkisar 5×10^{-4} MJ – 6×10^{-4} MJ. Pada gambar 4.10 diatas terlihat grafik bahan bakar B-10 SIT-18 memiliki tinggi slope awal pembakaran yang lebih tegak dibandingkan dengan bahan bakar lainnya, hal ini menunjukkan bahwa *premix combustion* berlangsung sangat cepat. Kecepatan pembakaran ini dipengaruhi oleh tersedianya campuran bahan bakar-udara yang siap terbakar pada waktu ignition delay.

4.3.3. Analisa Tekanan dan *Heat Release* pada Putaran 3000 RPM

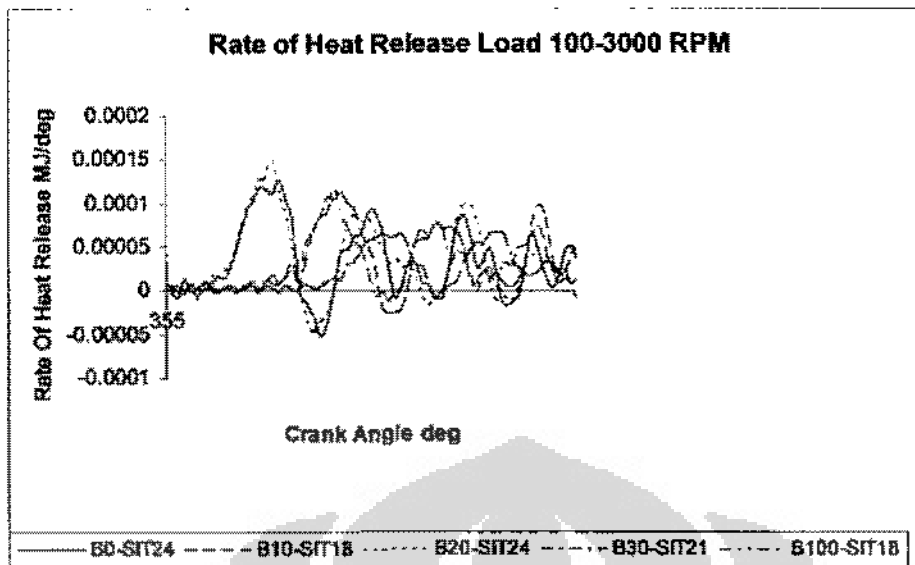


Gambar. 4.11. Grafik tekanan vs sudut engkol pada putaran 3000 rpm

Dari gambar diatas dapat dilihat bahwa tekanan puncak terbesar didapat oleh bahan bakar B0-SIT 24 dan B20-SIT 24. Sehingga dapat diurutkan pada tabel 4.5. sebagai berikut

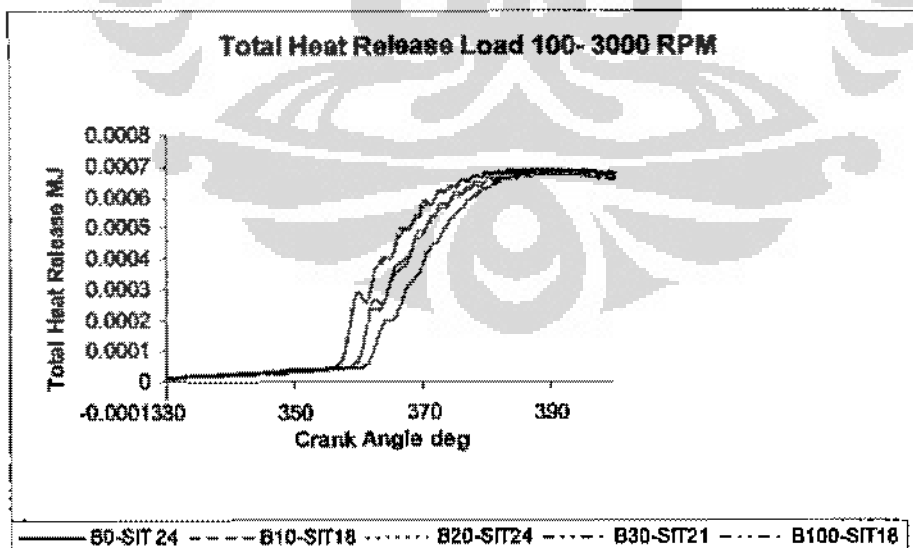
Tabel 4.5. Perbandingan P_{max} untuk setiap bahan bakar pada putaran 3000 RPM

No	Putaran (RPM)	Rankin Pmax
1	3000	B-0 SIT-24 dan B20 SIT-24
2	3000	B-10 SIT-18 dan B30-SIT 21
3	3000	B100 SIT 18



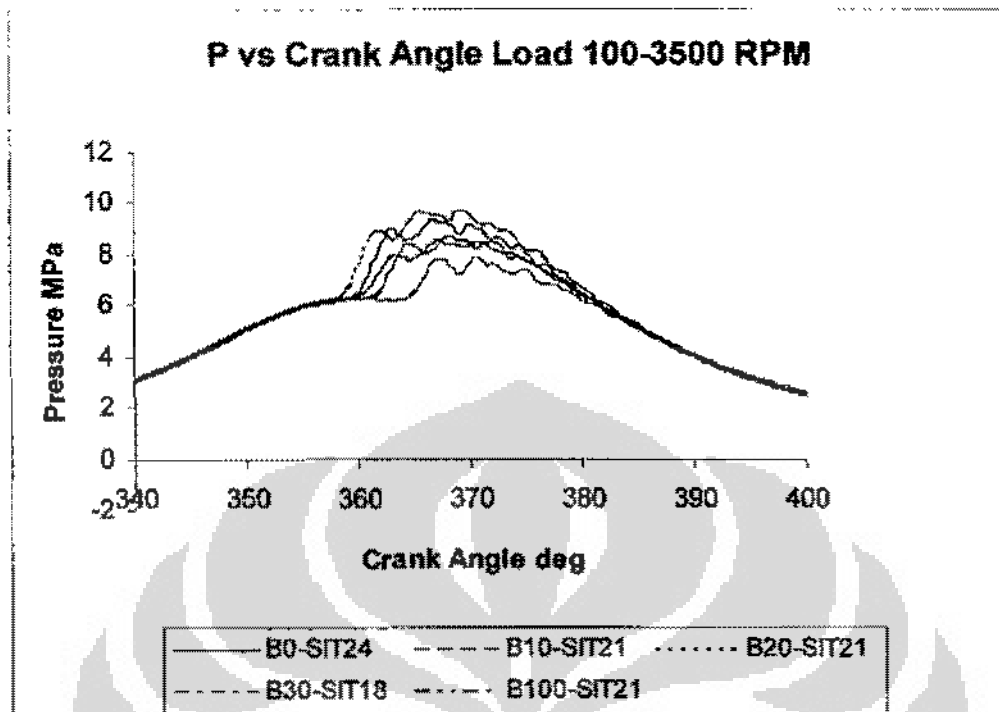
Gambar 4.12. *Rate of Heat Release* pada putaran 3000 RPM

Seperti yang terlihat pada gambar 4.12 diatas bahwa puncak heat release tertinggi terletak pada bahan bakar B-20 SIT-24. Dan pembakaran bahan bakar ini merupakan pembakaran yang paling dahulu terjadi dibandingkan dengan bahan bakar yang lain, selain itu nilai total heat release bahan bakar ini juga merupakan nilai tertinggi dibandingkan bahan bakar lainnya seperti yang terlihat pada gambar 4.13 dibawah.



Gambar 4.13. *Total Heat Release* pada putaran 3000 RPM

4.3.4. Analisa Tekanan dan *Heat Release* pada Putaran 3500 RPM

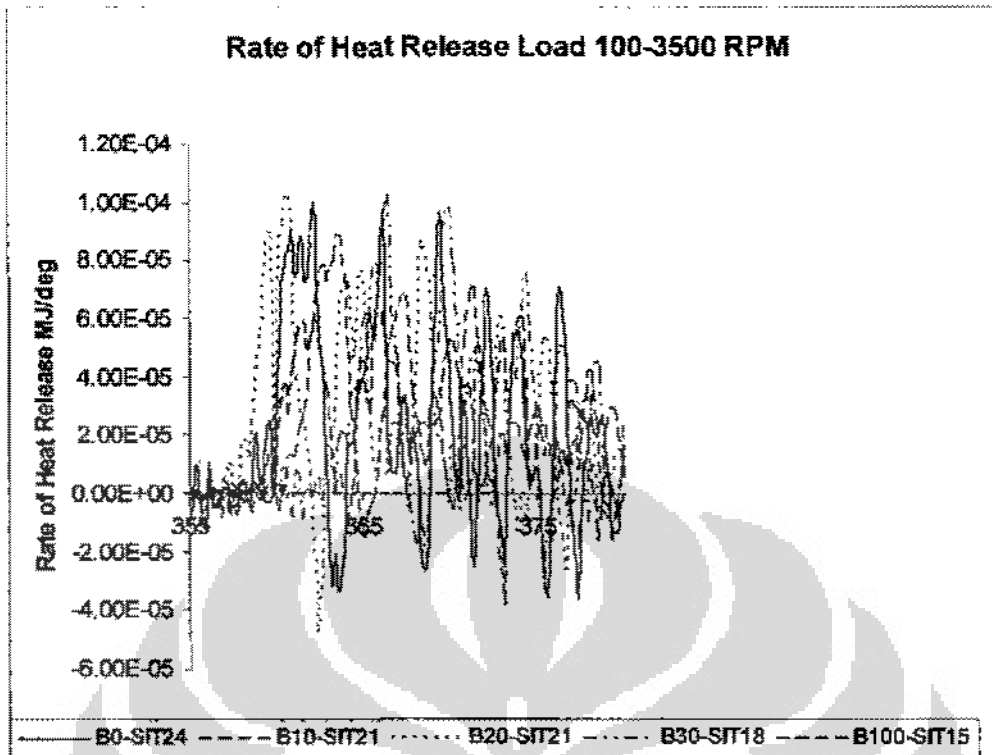


Gambar 4.14. Grafik tekanan vs sudut engkol pada putaran 3500 rpm

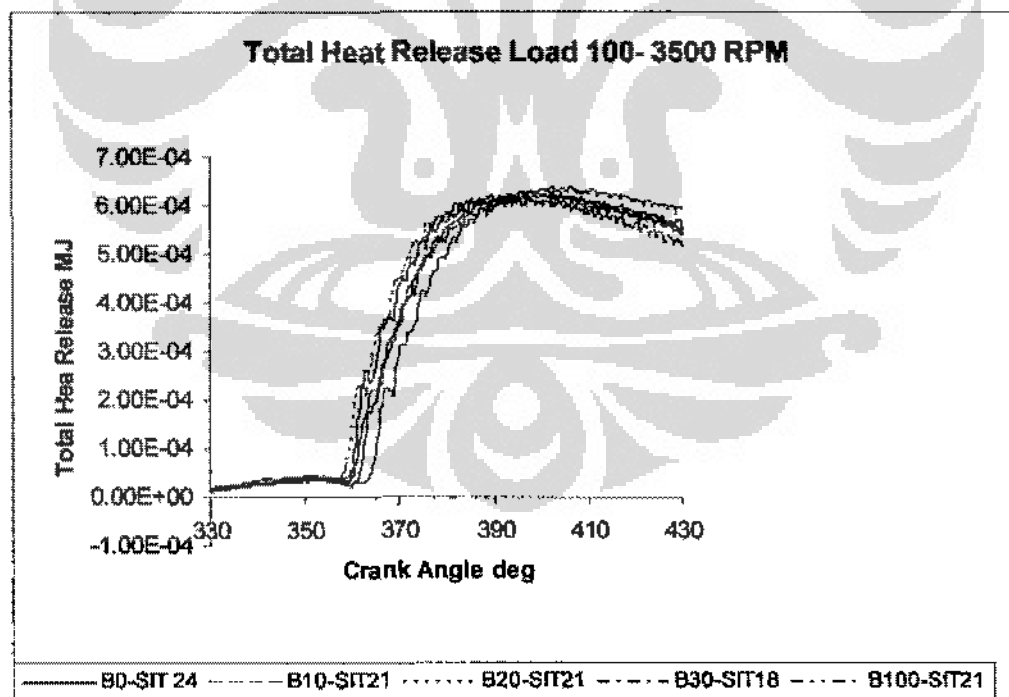
Dari gambar 4.14 diatas dapat terlihat bahwa kondisi tekanan puncak bahan bakar tidak terlalu jauh berbeda dengan keadaan pada putaran 3000 rpm, tekanan puncak terbesar didapat oleh bahan bakar B20-SIT 21 dan dapat dilihat urutannya pada tabel 4.6. Waktu ignition delay bahan bakar B-100 SIT 21 lebih singkat dibandingkan dengan B-10 SIT-21.

Tabel 4.6. Perbandingan P_{max} untuk setiap bahan bakar pada putaran 3500 RPM

No	Putaran (RPM)	Rankin Pmax
1	3500	B20 SIT-21
2	3500	B0 SIT 24
3	3500	B-100 SIT-21 dan B-10 SIT 21
4	3500	B-30 SIT-18



Gambar 4.15. *Rate of Heat Release* pada putaran 3500 RPM

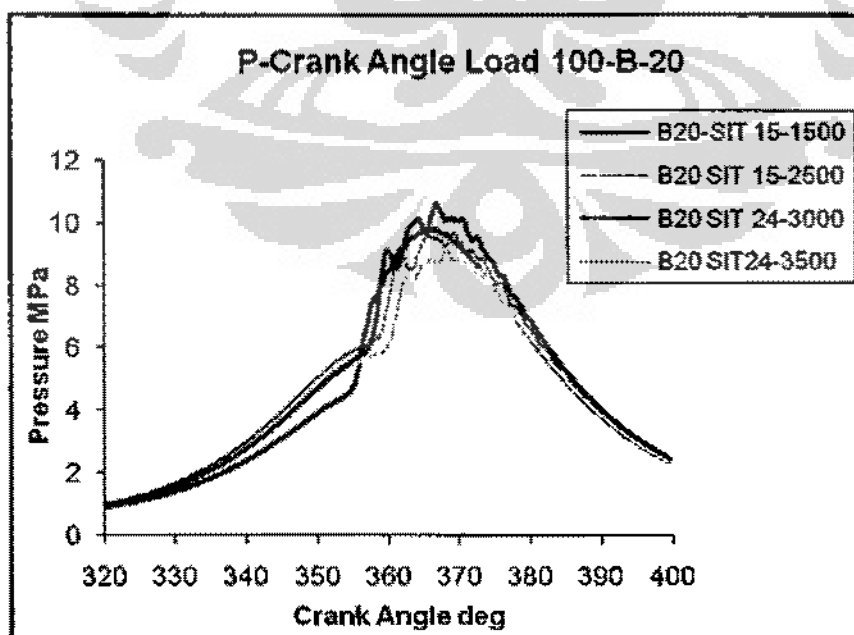


Gambar 4.16. *Total Heat Release* pada putaran 3500 RPM

Seperti yang terlihat pada gambar 4.15 diatas bahwa puncak heat release tertinggi terletak pada bahan bakar B-20 SIT-21 dibandingkan dengan B-10 dan B-100 walaupun mempunyai SIT yang sama. Hal ini menandakan kecepatan pembakaran yang paling tinggi pada *premixed combustion*. Dari grafik *heat release* pada semua putaran yang telah dibahas sebelumnya dapat terlihat bahwa puncak tekanan yang dihasilkan oleh bahan bakar uji cenderung meningkat seiring bertambahnya kecepatan mesin. Hal ini berkaitan dengan semakin bertambahnya kecepatan mesin maka SIT optimum dari masing-masing bahan bakar akan cenderung jauh dari TMA, sehingga menyebabkan waktu *ignition delay* semakin pendek dan tekanan akan lebih tinggi. Selain itu angka setana pada bahan bakar biodiesel juga dapat menyebabkan semakin pendeknya waktu *ignition delay*.

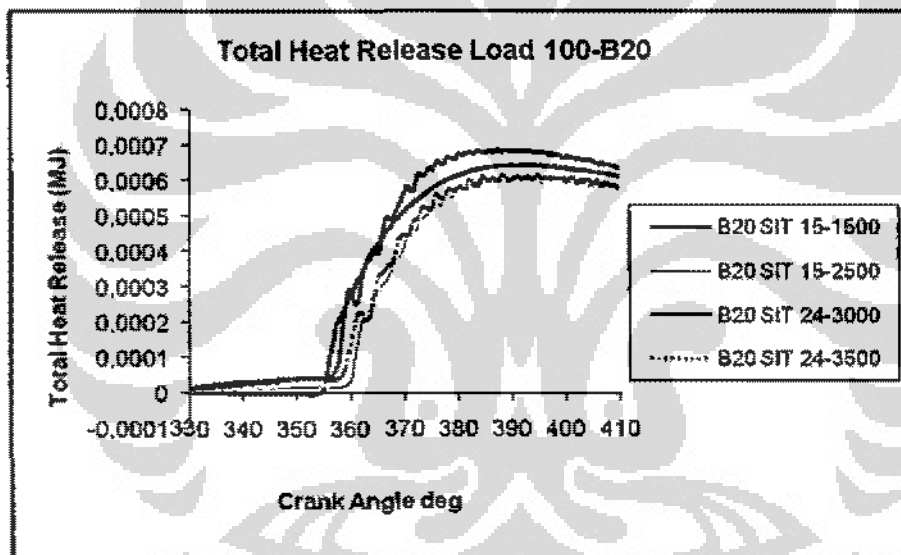
Berdasarkan kurva tekanan pada grafik-grafik diatas, dapat dilihat bahwa sekitar 75% data tekanan puncak tertinggi dimiliki oleh B-20. Hal ini menunjukkan bahwa tekanan puncak rata-rata biodiesel masih lebih tinggi dibandingkan dengan solar (B-0), khususnya biodiesel B-20. Oleh karena itu dibawah ini juga akan dibahas B-20 sebagai biodiesel yang memiliki tekanan rata-rata tertinggi pada pengujian ini.

4.4. Analisa B-20



Gambar 4.17. Grafik Tekanan B-20 pada tiap putaran

Dari gambar 4.17 diatas dapat dilihat bahwa tekanan tertinggi dicapai oleh B20 SIT-24 pada putaran 3000 Rpm. Bentuk kurva tekanan untuk putaran menengah dan tinggi yaitu 2500, 3000, dan 3500 Rpm relatif sama, namun untuk putaran rendah yakni 1500 Rpm memiliki bentuk kurva yang lebih *smooth* dibandingkan dengan putaran lainnya. Hal ini dapat berkaitan dengan pengaruh putaran terhadap karakteristik pembakaran yang terjadi. Selain itu juga itu dapat juga terjadi akibat getaran yang terjadi semakin besar dengan bertambahnya putaran. Hal ini dapat disebabkan karena mesin uji berada pada satu poros dengan *dynamometer* yang berfungsi sebagai beban, sehingga hubungan tersebut dapat menimbulkan getaran yang cukup besar pada putaran tinggi. Kondisi kemampuan instrument alat ukur yang dapat bekerja pada tekanan tinggi juga sangat mempengaruhi bentuk grafik tersebut.

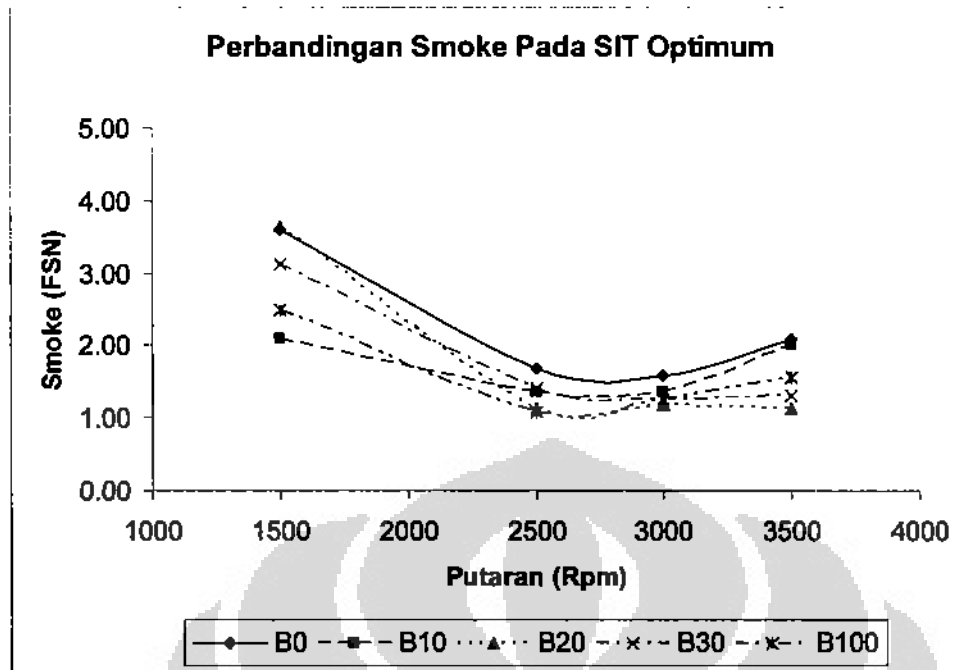


Gambar 4.18. Grafik Total Heat Release B-20 pada tiap putaran

Untuk total heat release yang terbesar juga diperoleh oleh B20 SIT-24 pada putaran 3000 Rpm seperti yang terlihat pada gambar 4.18. Sedangkan untuk membandingkan kecepatan pembakaran tidak dapat kita lakukan mengingat kecepatan putaran mesin yang berbeda.

4.5. Analisa Emisi Smoke

Pada gambar 4.19. dibawah menunjukkan perbandingan smoke dengan beberapa bahan bakar pada berbagai putaran mesin.



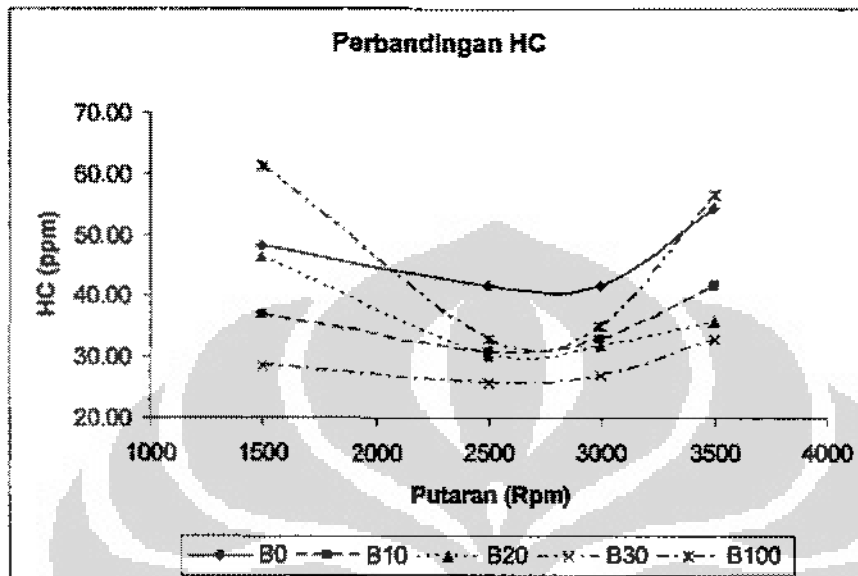
Gambar 4.19. Perbandingan emisi smoke

Pada gambar diatas terlihat untuk putaran 1500 rpm emisi smoke yang dihasilkan oleh B-20 lebih besar dibandingkan dengan bahan bakar lainnya. Namun perbedaan ini sangatlah kecil sehingga belum menunjukkan performan bahan bakar biodiesel secara signifikan. Namun bila dilihat secara keseluruhan emisi smoke bahan bakar biodiesel masih lebih rendah jika dibandingkan dengan bahan bakar solar yaitu sekitar 20-30%. Untuk putaran tinggi yaitu 2500-3500 rpm emisi smoke yang dihasilkan semua bahan bakar berada pada posisi yang lebih rendah dibandingkan dengan solar.

4.6. Analisa Emisi Hidrocarbon

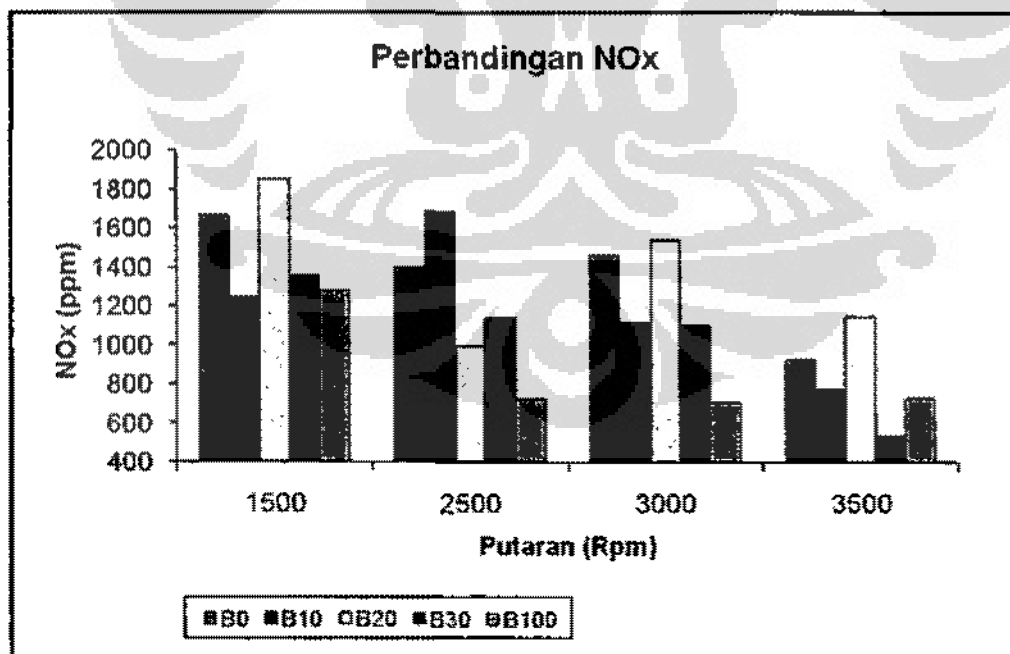
Dari gambar 4.20. Dibawah dapat dilihat bahwa untuk semua bahan bakar biodiesel rata-rata memiliki emisi HC yang lebih rendah dibandingkan solar. Namun pada putaran 1500 dan 3500 rpm emisi HC B100 lebih besar dibandingkan dengan emisi HC pada solar. Hal ini menunjukkan bahwa pada putaran rendah penggunaan biodiesel tidak memberikan hasil yang lebih baik dibandingkan solar dan untuk putaran 3500 rpm hal ini dapat terjadi akibat viskositas B-100 yang lebih tinggi dibandingkan dengan bahan bakar solar, sehingga dapat menyebabkan proses atomisasi pada injeksi

bahan bakar tidak dapat berjalan baik, dan menyebabkan pembakaran berlangsung buruk sehingga membuat emisi HC menjadi lebih tinggi. Secara teoritis memang dikatakan bahwa emisi HC disebabkan oleh kegagalan pembakaran pada daerah campuran bahan bakar yang kaya (*rich mixture*) atau miskin (*Lean Mixture*).



Gambar 4.20. Perbandingan Emisi Hidrocarbon

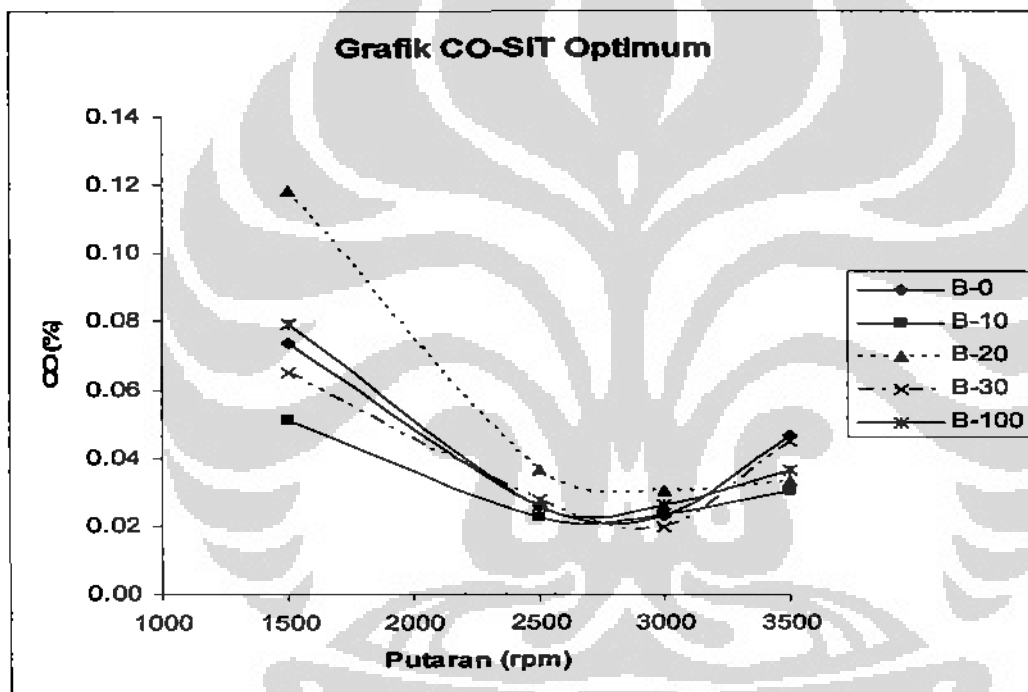
4.7. Analisa Emisi Nox



Gambar 4.21. Perbandingan Emisi NOx

Dari gambar 4.21. diatas dapat dilihat bahwa emisi NOx yang dihasilkan oleh bahan bakar solar memiliki nilai yang lebih kecil dibandingkan biodiesel untuk semua putaran mesin. Selisih nilai antara solar dengan biodiesel tersebut dapat mencapai 20-40%. Hal ini disebabkan karena bahan bakar biodiesel murni (B-100) memiliki kandungan oksigen yang lebih tinggi sekitar 10-12 % dibanding solar. Selain itu juga tekanan pada grafik heat release seperti pada gambar 4.1 sampai 4.16 menunjukkan bahwa tekanan biodiesel lebih tinggi dibandingkan dengan solar, hal ini mengakibatkan emisi NOx biodiesel lebih tinggi daripada solar.

4.8. Analisa Emisi CO



Gambar 4.22. Perbandingan Emisi CO

Walaupun pada gambar 4.22. terlihat emisi CO B-20 lebih tinggi dibandingkan dengan bahan bakar lainnya, namun secara umum tidak terlihat perbedaan yang berarti, karena skala perbedaan yang sangat kecil yaitu hanya sekitar 0.005-0.04%.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

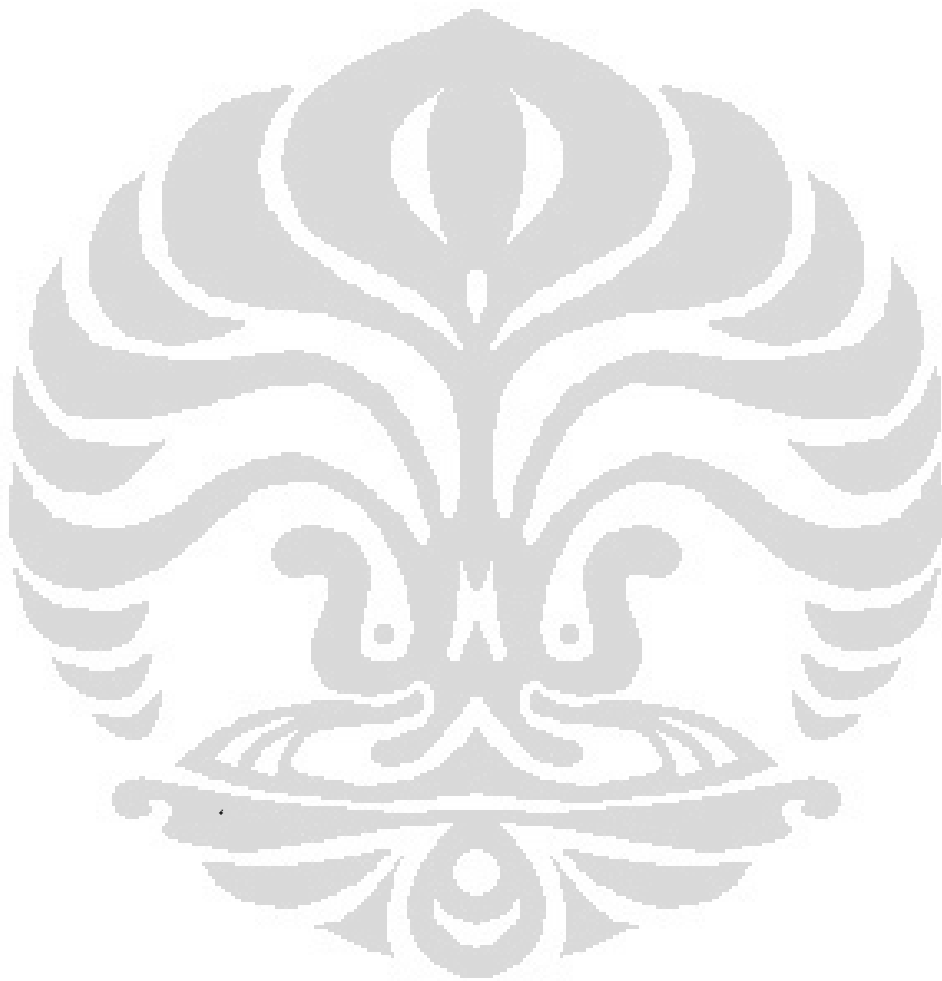
Berdasarkan hasil pengolahan data pengujian dan analisa yang dilakukan maka dapat disimpulkan hal-hal sebagai berikut:

1. Pada bahan bakar biodiesel yang beroperasi pada kecepatan tinggi yaitu diatas 2500 rpm, terdapat kecenderungan semakin besar kandungan biodieselnnya maka akan memiliki *Static Injection Timing (SIT)* yang akan semakin lambat.
2. Berdasarkan *analisa heat release* bahan bakar yang paling akhir terbakar akan memiliki tekanan puncak relatif lebih kecil dibandingkan dengan bahan bakar yang mengalami proses pembakaran lebih awal, selain itu puncak tekanan yang dihasilkan oleh bahan bakar uji khususnya B-20 dan B-0 cenderung meningkat seiring bertambahnya kecepatan mesin, dan puncak tekanan tertinggi rata-rata biodiesel lebih tinggi dibandingkan dengan solar.
3. Emisi smoke dari bahan bakar biodiesel lebih baik jika dibandingkan dengan emisi bahan bakar solar.
4. Pada putaran tinggi emisi HC bahan bakar biodiesel lebih baik jika dibandingkan dengan emisi HC bahan bakar solar.
5. Emisi Nox bahan bakar solar memiliki nilai yang lebih baik dibandingkan dengan emisi bahan bakar biodiesel, hal ini dikarenakan bahan bakar biodiesel memiliki puncak tekanan yang lebih besar dan kandungan O 10%-12 % lebih besar daripada solar.
6. Untuk emisi CO tidak terlibat perbedaan yang sangat berarti antara bahan bakar solar dengan bahan bakar biodiesel.
7. Pada putaran rendah penggunaan bahan bakar biodiesel tidak memberikan hasil yang lebih baik dibandingkan bahan bakar solar, performan terbaik dari bahan bakar biodiesel baru dapat terlihat pada putaran tinggi.

5.2. Saran

Pada saat penelitian ini, pengujian mesin belum dapat dilaksanakan dengan maksimal, hal ini dikarenakan setting beban pengujian yang belum dapat dilakukan secara penuh akibat pergantian komponen mesin yang relatif baru dan tidak sesuai dengan spesifikasi engine. Sehingga dalam penelitian selanjutnya disarankan dapat

digunakan setting pengujian yang lebih maksimal lagi untuk mendapatkan hasil yang lebih optimum dari performan bahan bakar uji.



DAFTAR PUSTAKA

1. Heywood, J.B., "*Internal Combustion Engine Fundamentals*", by McGraw-Hill, International Edition. 1988
2. Ayhan Demirbas, "*Biodiesel: A Realistic Fuel Automotive For diesel Engine*". Springer-Verlag, London Limited, 2008.
3. Kittelson, D.B., Pipho, M.J., Ambs, J.L. and Luo, L. 1988. In-cylinder measurements of soot production in a direct injection diesel engine. *SAE paper NO. 880344. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA.*
4. Lu Xing-cai, Yang Jian-guang, Zhang Wu-gao, and Huang Zhen., *Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high speed diesel engine fueled with ethanol–diesel blend fuel*, Institute of Internal Combustion Engine, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, June 15,2004, China
5. Fajar R. et all, *Efek Komposisi Biodiesel Parameter Kualitas Bahan Bakar dan Ujuk Kerja Mesin, Perbandingan Biodiesel Sawit dengan Biodiesel Jarak-Castor*, Balai Termodinamika Motor dan Sistem Propulsi, BPPT
6. Soerawidjaja, T.H. dan Tahar, Adrisman, *Hubungan antara Komposisi Minyak Nabati Bahan Mentah dengan Kualitas Bahan Bakar Biodiesel*, Prosiding SRKP 2003 Teknik Kimia UNDIP, 2003
7. Nicola Cesario, "*Closed Loop Control For Common Rail Diesel Engine Based On Heat Of Release*", Springer-Verlag
8. Yusuf Ali, Milford A. Hanna, and Joseph E. Borg, "*Effect of Alternative Diesel Fuels on Heat Release Curves for Cummins N14-410 Diesel Engine*", Journal Series Number 11128 of the University of Nebraska Agricultural Research Division.
9. Prihandana, R., Hendroko, R., Munamin, M., *Menghasilkan Biodiesel Murah: Mengatasi Polusi & Kelangkaan BBM*, PT. Agro Media Pustaka, Jakarta-2006.
10. Suryantoro Taufik, "*Studi Heat Release dan Smoke Analysis pada Campuran Methyl ester-Solar*. Tesis PPS BIT FT-UI. 2003
11. <http://eng.sdu.edu/profs/bhattacharjee/soohy/classes/ssg/me696s99>
12. <http://en.wikipedia.org/wiki/diesel>
13. <http://en.wikipedia.org/wiki/biodiesel>
14. <http://www.journeytoforever.com/biodiesel>

LAMPIRAN 1

Tabel A. Data Performance Solar

Rack - Position %	SIT Set Point -BTDC	SIT Position -BTDC	Dyno Speed rpm	Engine Speed rpm	Dyno Torque Nm	Engine Power kW	Liquid Fuel Flow l/hr	Fuel Mass Flow g/hr	LFM_7200_Airflow l/sec	Air Mass Flow P 7200 kg/s	AFR	Air density coeff kg/l
34,620	4,8	12	7,100	1500	18,163	2,853	0,921	737,589	-10,774	-0,01269	-61,76	-0,0001026
34,663	6,0	15	7,133	1500	18,040	2,830	0,911	728,886	-10,003	-0,01177	-58,51	-0,0001035
35,223	6,9	18	7,167	1500	17,720	2,783	0,919	739,039	-15,650	-0,0185	-90,10	-9,796E-05
52,590	6,0	15	7,167	2500	17,690	4,633	1,437	1149,135	-8,910	-0,0105	-32,86	-0,0001016
52,477	7,2	18	7,200	2500	17,590	4,603	1,437	1163,380	-7,323	-0,00862	-26,64	-0,0001024
52,527	8,4	21	7,133	2500	17,703	4,633	1,438	1150,265	-5,274	-0,0082	-19,42	-0,0001036
64,263	7,2	18	7,067	3000	17,977	5,647	1,803	1440,335	-2,349	-0,00276	-6,91	-0,0001048
64,320	8,4	21	7,133	3000	18,000	5,657	1,794	1433,833	-3,119	-0,00367	-9,23	-0,0001044
64,247	9,6	24	7,000	3000	17,787	5,590	1,760	1407,027	-3,948	-0,00464	-11,92	-0,0001037
76,483	7,2	18	7,167	3500	17,860	6,547	2,351	1876,325	-1,158	-0,00136	-2,63	-0,0001052
76,460	8,4	21	7,167	3500	17,760	6,507	2,225	1775,232	-0,151	-0,00018	-0,36	-0,0001054
76,600	9,2	24	7,133	3500	17,773	6,513	2,175	1734,208	0,948	0,001113	2,30	-0,0001057

Air_Densit y kg/l	BSFC not corrected g/kWhr	BMEP (not corrected)	Inlet Manifold Pressure	TC24- Air Inlet Temp -C	TC 07 - Intake Manifold	Exhaust manifold pressure -	TC 08 - Exhaust Manifold	Coolant Control Temp -C	TC 01 - Coolant inlet 1 -C	TC 02 - Coolant Inlet 2 -C	TC 05 - Coolant Outlet -C	EnergI_Flow _(kJ/s)
0,001177	259,20	5,07	1010,5	-119348	26,63	1016,00	351,33	81,70	81,70	81,63	79,37	8,81
0,001177	256,77	5,04	1010,5	-119344	26,63	1014,90	349,67	76,83	76,83	76,87	74,97	8,71
0,001182	265,60	4,95	1010,9	-119350	25,43	1014,33	355,00	79,10	79,10	79,13	77,10	8,83
0,001178	248,43	4,94	1010,1	-119345	26,37	1017,73	366,33	78,90	78,90	78,87	77,53	13,73
0,001178	253,00	4,92	1010,8	-119341	26,53	1017,60	360,67	80,07	80,07	80,07	77,10	13,90
0,001176	248,20	4,94	1010,3	-119335	26,90	1015,67	358,67	81,30	81,30	81,23	78,87	13,74
0,001175	255,23	5,02	1010,8	-119325	27,20	1016,30	402,33	79,90	79,90	79,97	77,20	17,20
0,001176	253,10	5,03	1010,3	-119329	27,10	1014,67	391,00	79,37	79,37	79,33	76,97	17,13
0,001176	250,73	4,97	1010,5	-119330	26,90	1014,93	385,67	78,87	78,87	78,83	75,30	16,81
0,001175	285,80	4,99	1011,1	-119323	27,33	1021,40	465,33	81,73	81,73	81,70	78,53	22,41
0,001175	272,80	4,96	1011,1	-119321	27,33	1022,70	443,33	81,47	81,47	81,50	79,03	21,20
0,001174	266,47	4,96	1010,9	-119316	27,47	1023,37	430,67	80,80	80,80	80,60	77,17	20,71

Oil Control Temp -C	TC 03 - Oil Inlet 1 -C	TC 04 - Oil Inlet 2 -C	TC 08 - Engine Fuel -C	Fuel Control pressure	Fuel Control Temp -C	Power Corr. Factor	Peak Cylinder Press	Cell Pressure kPa abs	Cell Inlet Temp -C	Cell Outlet Temp -C	Cell Rel Humidity %	PTX 14 (7 kPa diff) kPa diff
72,3	72,3	71,6	30,23333	299,933	33,8	1,002867	2,71	100,9	23,166667	32,73333	88,7	-0,8886623
73,3	73,3	72,56667	30,63333	300	34,26667	1,002633	2,716667	100,9	23,366667	32,9	89,03333	-0,8247837
63,43333	63,43333	62,9	28,1	299,833	29,43333	1,0019	2,723333	100,9333	23,066667	32,3	88,7	-1,290652
77,13333	77,13333	76,6	31,26667	300	35,16667	1,001733	2,713333	100,5	23,6	33,3	89,36667	-0,7349787
72,66667	72,66667	80,86667	32,9	299,9	21,13333	1,002067	2,723333	100,6	23,7	33,53333	89,33333	-0,604067
79,03333	79,03333	78,33333	34,5	299,967	34,46667	1,001867	2,726667	100,5	23,6	33,73333	89,3	-0,435209
80,03333	80,03333	79,4	36,66667	300	36,3	1,003533	2,713333	100,3333	23,3333333	34,16667	89,23333	-0,193614
79,96667	79,96667	79,43333	35,9	300,067	35,56667	1,003233	2,72	100,3333	23,6	34,06667	89,33333	-0,2573057
80,43333	80,43333	79,86667	35,2	300,067	35,6	1,0025	2,706667	100,3667	23,6	33,93333	89,3	-0,325797
80,16667	80,16667	79,7	37,2	300,067	37,23333	1,007597	2,716667	100,2	22,8	34,1	88,86667	-0,0954627
80	80	79,43333	37,76667	300,133	37,8	1,0057	2,716667	100,2	22,4	34	88,7	-0,0124397
80,53333	80,53333	79,86667	38,43333	300,033	38,66667	1,004967	2,716667	100,2	22,2	34	89,1	0,07833733

Data Performance B10

Rack - Position %	SIT Set Point -BTDC	SIT Position -BTDC	Dyno Speed rpm	Engine Speed rpm	Dyno Torque Nm	Engine Power kW	Liquid Fuel Flow l/hr	Fuel Mass Flow g/hr
34,37	7,2	18	7,20	1500	17,9425	2,8175	0,902417	729,21
34,18	8	15	7,17	1500	17,73667	2,786667	0,898667	725,93
33,81	4,8	12	7,03	1500	17,81	2,796667	0,868	701,03
52,83	8,4	21	7,07	2500	18,07333	4,73	1,480333	1195,09
52,49	7,2	18	7,13	2500	18,20333	4,77	1,464	1180,52
52,89	8	15	7,03	2500	18,06333	4,73	1,457333	1174,28
63,85	9,6	24	7,10	3000	18,01667	5,66	1,798333	1448,08
63,89	8,4	21	7,03	3000	18,40667	5,783333	1,819	1463,35
63,81	7,2	18	7,13	3000	18,17667	5,71	1,766333	1419,86
63,71	8	15	7,20	3000	18,09333	5,683333	1,809	1453,16
75,23	9,4	24	7,30	3500	18,07667	6,623333	2,241667	1799,83
75,49	8,1	21	6,87	3500	17,89667	6,596667	2,185333	1755,61
74,95	6,7	18	7,17	3500	17,87333	6,476667	2,205333	1768,25
76,08	5,9	15	7,17	3500	18,11667	6,64	2,296	1839,53

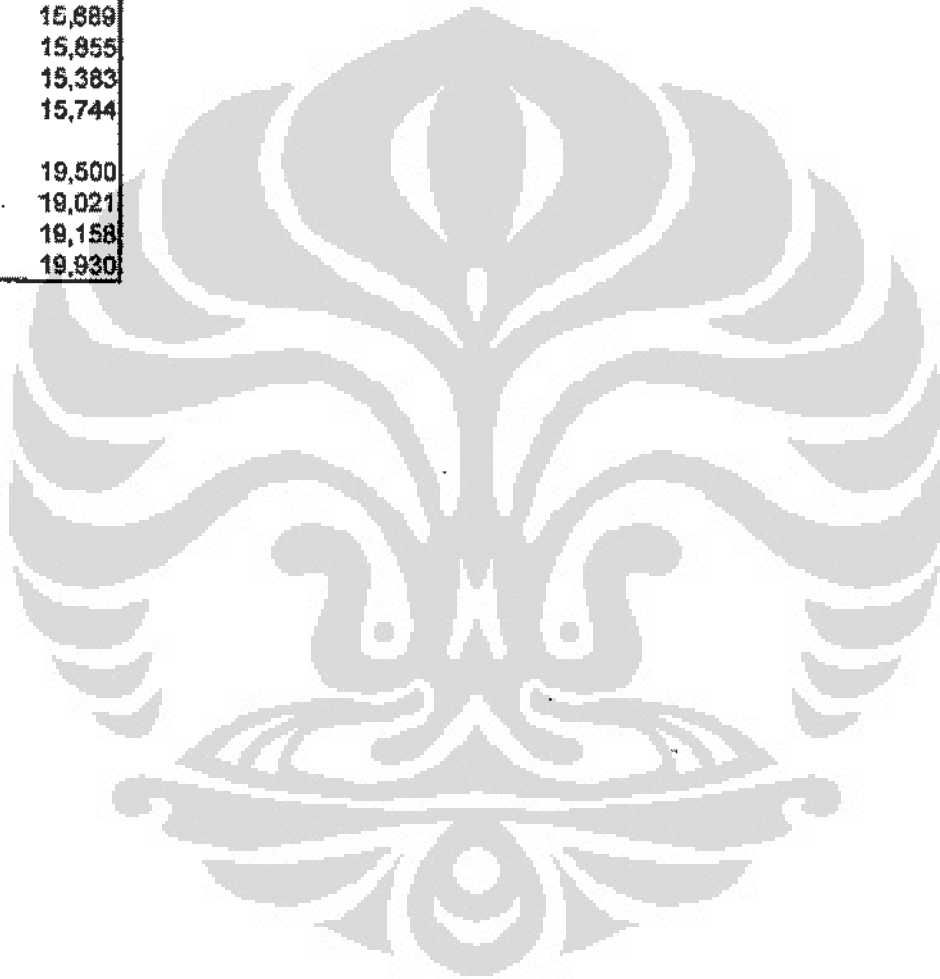
LFM_720 O_Airflow l/sec	Air Mass Flow P 7200 kg/s	AFR	Air density coeff kg/l	Air_Density y kg/l	BSFC not corrected g/kWhr	BMEP (not corrected)	Inlet Manifold Pressure	TC24- Air Inlet Temp -C
-19,49	-0,0233	-115,961	-8,4E-05	0,001196	258,68	5,01	1011,84	-119417
-19,57	-0,02341	-116,177	-8,4E-05	0,001198	261,77	4,96	1011,87	-119422
-19,84	-0,02374	-121,937	-8,4E-05	0,001196	250,80	4,98	1011,77	-119423
-20,30	-0,02435	-73,19	-8E-05	0,0012	253,37	5,05	1011,90	-119424
-20,71	-0,02485	-75,82	-8E-05	0,0012	247,63	5,09	1011,97	-119424
-20,84	-0,025	-76,51	-8E-05	0,0012	248,77	5,05	1011,83	-119424
-20,83	-0,02498	-61,8033	-8,1E-05	0,001199	257,50	5,04	1011,93	-119427
-20,66	-0,02477	-60,9267	-8,1E-05	0,001199	253,33	5,14	1011,90	-119427
-20,47	-0,02454	-62,2333	-8,1E-05	0,001199	248,77	5,08	1011,93	-119427
-20,23	-0,02423	-60,4633	-8,2E-05	0,001198	254,57	5,05	1011,87	-119427
-19,94	-0,02387	-48,03	-8,3E-05	0,001198	270,63	5,05	1011,77	-119427
-19,53	-0,02335	-47,9087	-8,5E-05	0,001195	286,10	5,03	1012,10	-118428
-18,77	-0,0224	-45,65	-8,7E-05	0,001193	272,90	4,94	1012,10	-119428
-18,04	-0,02151	-42,13	-8,8E-05	0,001192	276,93	5,06	1012,23	-119429

TC 07 - Intake Manifold	Exhaust manifold pressure -	TC 06 - Exhaust Manifold	Coolant Control Temp -C	TC 01 - Coolant inlet 1 -C	TC 02 - Coolant Inlet 2 -C	TC 05 - Coolant Outlet -C	Oil Control Temp -C	TC 03 - Oil Inlet 1 -C
21,89	1012,33	342,92	80,02	80,02	80,07	78,55	72,72	72,72
21,73	1011,87	334,00	78,67	78,67	78,73	76,07	74,20	74,20
21,77	1011,63	334,00	82,23	82,23	82,23	82,17	76,40	76,40
20,87	1017,87	357,00	80,47	80,47	80,53	79,53	77,37	77,37
20,83	1019,03	358,00	77,67	77,67	77,67	74,60	80,57	80,57
20,87	1019,30	352,00	81,13	81,13	81,13	79,73	81,57	81,57
20,90	1016,23	372,33	78,40	78,40	78,40	74,67	87,07	87,07
20,93	1015,63	377,33	80,63	80,63	80,73	78,80	89,00	89,00
21,10	1015,67	374,67	81,20	81,20	81,30	78,80	89,63	89,63
21,37	1015,77	382,67	78,53	78,53	78,57	76,00	90,20	90,20
21,63	1022,80	418,00	78,57	78,57	78,57	75,27	92,20	92,20
21,97	1023,70	423,33	80,17	80,17	80,20	77,57	93,43	93,43
22,50	1024,60	436,33	80,57	80,57	80,50	78,00	93,97	93,97
22,77	1023,50	465,00	79,40	79,40	79,40	75,30	94,20	94,20

TC 04 - Oil Inlet 2 -C	TC 08 - Engine Fuel -C	Fuel Control pressure	Fuel Control Temp -C	Power Corr. Factor	Peak Cylinder Press	Cell Pressure kPa abs	Cell inlet Temp -C	Cell Outlet Temp -C
73,90	25,99	299,98	27,68	1,00	2,73	101,01	14,63	27,68
75,37	28,53	300,03	28,17	1,00	2,71	101,00	14,70	27,73
75,80	26,70	300,00	28,20	1,00	2,73	101,00	14,80	27,80
78,90	28,87	299,97	28,57	1,00	2,71	100,70	14,80	28,07
82,63	27,80	299,93	29,87	1,00	2,72	100,70	14,83	28,17
83,83	28,63	300,00	30,83	1,00	2,72	100,70	14,83	28,37
86,97	29,77	300,00	31,77	1,00	2,72	100,47	14,87	28,57
88,43	30,53	299,97	32,70	1,00	2,72	100,43	15,10	28,67
89,17	31,17	299,97	33,63	1,00	2,72	100,50	15,20	28,87
89,67	31,70	300,00	34,30	1,00	2,71	100,47	15,40	28,97
91,77	32,37	299,90	34,70	1,00	2,73	100,30	15,60	29,20
93,33	33,17	299,93	35,67	1,00	2,72	100,30	15,70	29,37
94,20	34,20	300,00	36,57	1,00	2,72	100,30	15,90	29,63
94,33	34,70	300,03	37,30	1,00	2,72	100,30	15,90	29,77

Lanjutan

Cell Rel Humidity %	PTX 14 (7 kPa diff) kPa diff	Energi_Flow_(kJ/s)
91,75	-1,60771	7,901
91,83	-1,61402	7,865
92,00	-1,63686	7,595
91,90	-1,67475	12,948
91,90	-1,70861	12,790
91,93	-1,71888	12,723
91,90	-1,71789	15,689
92,07	-1,70373	15,855
92,10	-1,68854	15,383
92,17	-1,6687	15,744
92,20	-1,64518	19,500
92,20	-1,61131	19,021
92,10	-1,54807	19,158
92,10	-1,48836	19,930



Data Performance B20

Rack - Position %	SIT Set Point -BTDC	SIT Position -BTDC	Dyno Speed rpm	Engine_Speed rpm	Dyno Torque Nm	Engine Power kW	Liquid Fuel Flow l/hr	Fuel Mass Flow g/hr
34,72	4,8	12	7,07	1500	18,62	2,93	0,96	781,88
35,42	6	15	7,13	1500	18,40	2,89	0,96	774,73
35,24	7,2	18	7,00	1500	17,81	2,79	0,95	767,48
52,55	6	15	7,13	2500	18,26	4,78	1,48	1198,73
52,67	7,2	18	7,07	2500	18,17	4,75	1,48	1200,41
52,39	8,4	21	7,13	2500	17,88	4,68	1,48	1195,53
63,40	6	15	7,13	3000	18,15	5,70	1,83	1478,07
63,37	7,2	18	7,23	3000	17,81	5,59	1,78	1437,60
63,92	8,4	21	7,10	3000	18,18	5,71	1,83	1478,70
63,61	9,6	24	7,17	3000	18,10	5,68	1,80	1456,08
75,60	6	15	7,03	3500	18,18	6,66	2,23	1796,90
75,55	7,2	18	6,97	3500	18,21	6,68	2,31	1861,33
75,54	8,4	21	7,07	3500	18,05	6,61	2,21	1777,30
76,92	9,6	24	7,00	3500	18,24	6,68	2,23	1798,04

LFM_720 O_Airflow l/sec	Air Mass Flow P 7200 kg/s	AFR	Air density coeff kg/l	Air_Density kg/l	BSFC not corrected g/kWhr	BMEP (not corrected)	Inlet Manifold Pressure	TC24- Air Inlet Temp -C
-11,14	-0,01	-60,94	-9,1E-05	0,001189	268,83	5,20	1010,333	-119397
-11,99	-0,01	-66,04	-9,4E-05	0,001186	268,53	5,14	1010,2	-119394
-14,01	-0,02	-77,75	-9,6E-05	0,001184	274,63	4,97	1010,533	-119396
-12,50	-0,01	-44,82	-8,4E-05	0,001196	251,30	5,10	1010,5	-119397
-12,15	-0,01	-43,57	-8,5E-05	0,001195	252,43	5,08	1010,433	-119397
-12,65	-0,02	-45,54	-8,4E-05	0,001196	255,67	4,99	1010,533	-119397
-13,09	-0,02	-38,38	-8,3E-05	0,001197	258,13	5,07	1010,633	-119401
-13,07	-0,02	-39,19	-8,3E-05	0,001197	256,80	4,97	1010,6	-119399
-13,08	-0,02	-38,09	-8,3E-05	0,001197	259,23	5,08	1010,6	-119398
-13,05	-0,02	-38,62	-8,3E-05	0,001197	256,17	5,06	1010,533	-119398
-12,60	-0,02	-30,18	-8,5E-05	0,001195	269,77	5,08	1010,867	-119404
-12,73	-0,02	-29,59	-8,5E-05	0,001195	277,87	5,09	1010,767	-119403
-12,94	-0,02	-31,27	-8,5E-05	0,001195	269,37	5,04	1010,933	-119403
-13,20	-0,02	-31,62	-8,4E-05	0,001196	269,07	5,09	1010,8	-119402

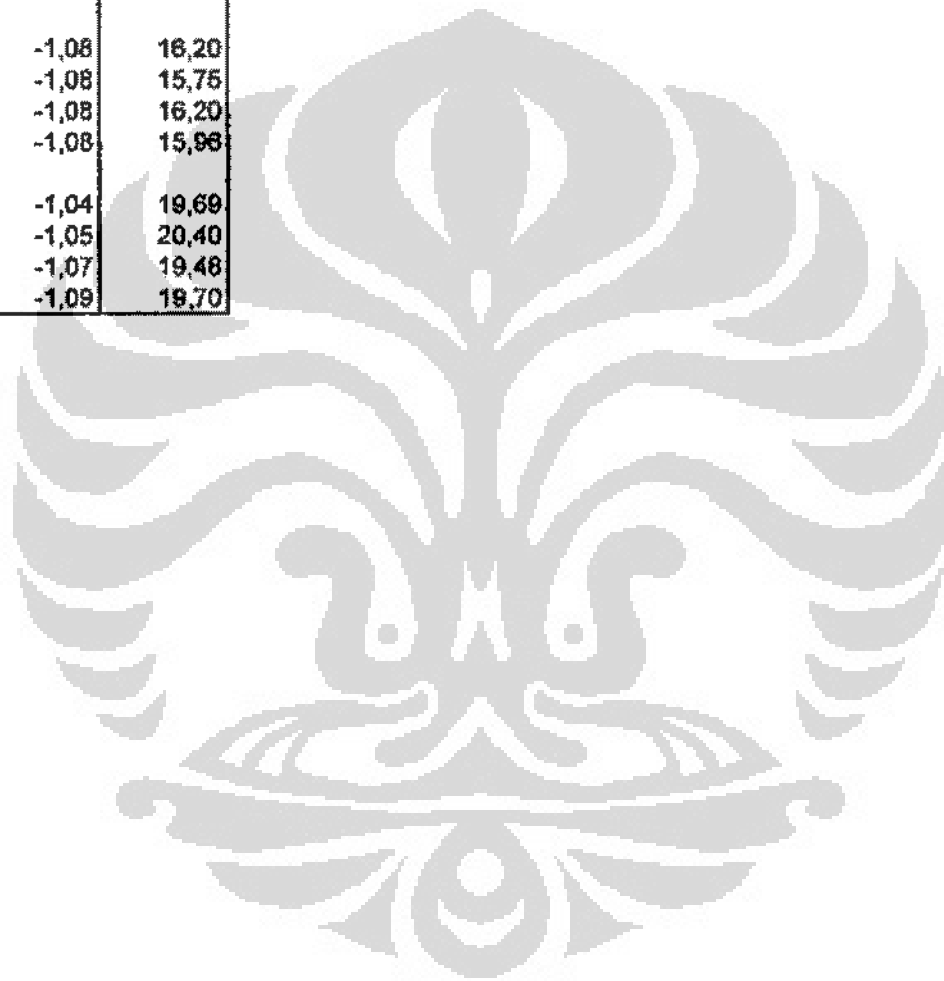
Lanjutan

TC 07 - Intake Manifold	Exhaust manifold pressure -	TC 06 - Exhaust Manifold	Coolant Control Temp -C	TC 01 - Coolant inlet 1 -C	TC 02 - Coolant Inlet 2 -C	TC 05 - Coolant Outlet -C	Oil Control Temp -C	TC 03 - Oil Inlet 1 -C
23,53	1007,07	349,67	79,50	79,50	79,60	79,07	74,20	74,20
24,33	1008,23	355,00	78,67	78,67	78,67	78,00	72,70	72,70
24,90	1009,13	356,33	81,47	81,47	81,53	80,50	69,03	69,03
21,77	1013,63	360,00	81,43	81,43	81,43	79,10	80,73	80,73
21,97	1012,60	358,00	81,23	81,23	81,33	79,03	79,30	79,30
21,77	1013,93	354,67	81,43	81,43	81,40	79,60	81,50	81,50
21,60	1012,27	381,67	79,97	79,97	79,93	77,17	89,43	89,43
21,60	1012,23	370,67	79,87	79,87	79,87	77,97	89,33	89,33
21,60	1012,43	377,67	81,07	81,07	81,17	78,63	88,57	88,57
21,50	1012,40	376,33	78,60	78,60	78,57	75,83	86,57	86,57
22,17	1022,70	442,33	79,63	79,63	79,67	77,00	95,03	95,03
22,07	1022,63	428,00	79,17	79,17	79,13	76,20	95,03	95,03
22,03	1020,60	415,33	80,87	80,87	80,90	77,13	95,03	95,03
21,80	1019,13	417,67	79,83	79,83	79,90	75,87	93,50	93,50

TC 04 - Oil Inlet 2 -C	TC 08 - Engine Fuel -C	Fuel Control pressure	Fuel Control Temp -C	Power Corr. Factor	Peak Cylinder Press	Cell Pressure kPa abs	Cell Inlet Temp -C	Cell Outlet Temp -C
74,17	27,90	300,00	29,37	1,00	2,72	100,83	15,50	28,83
72,67	27,90	300,00	29,33	1,00	2,73	100,83	16,47	29,27
68,77	27,07	299,87	28,47	1,00	2,71	100,90	19,50	30,13
81,53	29,40	300,03	31,37	1,00	2,73	100,57	15,40	29,00
79,10	28,47	300,03	30,37	1,00	2,72	100,53	15,60	28,93
83,50	30,07	300,00	32,27	1,00	2,72	100,60	15,30	29,03
89,63	32,47	299,97	35,30	1,00	2,73	100,40	15,10	29,17
89,07	32,07	300,00	34,90	1,00	2,73	100,37	15,20	29,23
88,23	31,50	300,03	34,10	1,00	2,72	100,33	15,20	29,23
88,77	30,77	300,03	33,03	1,00	2,72	100,33	15,20	29,13
95,13	34,83	299,97	37,47	1,00	2,72	100,17	14,70	29,30
94,93	34,50	299,87	37,20	1,00	2,72	100,20	14,80	29,30
94,60	34,10	300,00	36,73	1,00	2,72	100,20	14,83	29,33
93,07	33,33	299,97	36,07	1,00	2,72	100,20	15,00	29,40

Lanjutan

Cell Rel Humidity %	PTX 14 (7 kPa diff) kPa diff	Energi_Flow_(kJ/s)
87,67	-0,92	8,57
82,80	-0,99	8,49
70,67	-1,10	8,41
89,93	-1,03	13,14
89,50	-1,00	13,15
90,30	-1,04	13,10
91,00	-1,08	16,20
91,00	-1,08	15,75
90,80	-1,08	16,20
90,60	-1,08	15,98
91,30	-1,04	19,69
91,10	-1,05	20,40
91,10	-1,07	19,48
91,10	-1,09	19,70



Data Performance B30

Rack - Position %	SIT Set Point -BTDC	SIT Position -BTDC	Dyno Speed rpm	Engine_S peed rpm	Dyno Torque Nm	Engine Power kW	Liquid Fuel Flow l/hr	Fuel Mass Flow g/hr
33,94	4,8	12	7,10	1500	18,17	2,85	0,928	757,217333
34,01	6	15	7,17	1500	17,80	2,79	0,898	731,921
35,08	7,20	18	7,20	1500	18,35	2,88	0,958	784,11
52,83	6	15	7,17	2500	17,88	4,68	1,457	1184,46567
52,44	7,2	18	6,97	2500	17,95	4,70	1,460	1189,274
56,13	8,4	21	7,10	2500	18,11	4,74	1,518	1233,15
67,03	6	15	7,03	3000	17,98	5,65	1,862	1508,04467
67,62	7,2	18	7,03	3000	18,12	5,69	1,809	1466,43867
67,22	8,1	21	7,10	3000	18,26	5,73	1,804	1461,37533
67,69	9,6	24	7,10	3000	18,22	5,73	1,841	1493,25033
80,09	6	15	7,10	3500	18,10	6,63	2,313	1868,43733
78,75	7	18	7,17	3500	18,25	6,69	2,246	1814,81167
78,79	8,4	21	7,13	3500	18,14	6,65	2,312	1870,007
77,34	9,3	24	7,17	3500	18,05	6,62	2,234	1807,98133

LFM_7200 Airflow l/sec	Air Mass Flow P 7200 kg/s	AFR	Air density coeff kg/l	Air_Densit y kg/l	BSFC not corrected g/kWhr	BMEP (not corrected)	Inlet Manifold Pressure	TC24- Air Inlet Temp -C
-26,731	-0,03179	-152,0967	-9,08E-05	0,001189	264,80	5,07	1012,3	-119495
-28,713	-0,034127	-168,29	-9,15E-05	0,001189	261,30	4,97	1012,667	-119494,67
-36,108	-0,04	-197,84	0,00	0,00119	272,77	5,13	1013,47	-119499,67
-23,308	-0,027746	-84,35333	-8,96E-05	0,00119	253,20	5,00	1011,867	-119462,67
-25,121	-0,029934	-90,79	-8,84E-05	0,001192	252,77	5,02	1012,167	-119477
-21,848	-0,025986	-75,93667	-9,06E-05	0,001189	260,03	5,06	1011,667	-119451
-17,745	-0,021067	-50,35333	-9,28E-05	0,001187	266,90	5,02	1011,333	-119430,33
-19,496	-0,023171	-57,05667	-9,15E-05	0,001189	257,13	5,06	1011,367	-119436
-18,790	-0,022311	-55,14667	-9,26E-05	0,001187	254,10	5,10	1011,367	-119432,67
-20,850	-0,024793	-59,83667	-9,09E-05	0,001189	260,60	5,09	1011,567	-119442,67
-12,824	-0,015178	-29,25333	-9,65E-05	0,001184	281,70	5,06	1011	-119414
-13,844	-0,01639	-32,53	-9,61E-05	0,001184	271,23	5,10	1011,067	-119417,33
-15,096	-0,01789	-34,45	-9,49E-05	0,001185	283,07	5,07	1011,167	-119420,67
-16,449	-0,019507	-38,89333	-9,41E-05	0,001186	273,07	5,04	1011,3	-119426

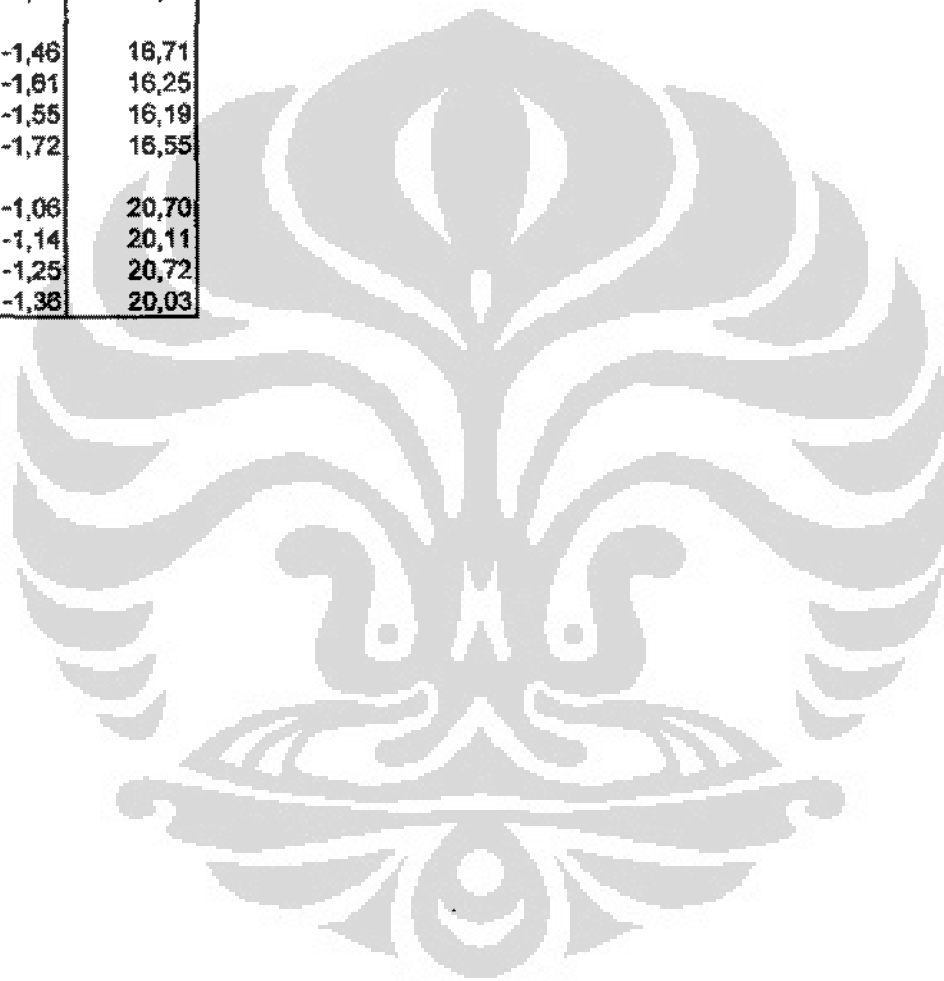
Lanjutan

TC 07 - Intake Manifold	Exhaust manifold pressure -	TC 06 - Exhaust Manifold	Coolant Control Temp -C	TC 01 - Coolant inlet 1 -C	TC 02 - Coolant Inlet 2 -C	TC 05 - Coolant Outlet -C	Oil Control Temp -C	TC 03 - Oil Inlet 1 -C
23,53	1016,43	341,67	79,40	79,40	79,33	76,37	72,57	72,57
23,77	1017,57	336,67	76,47	76,47	76,33	74,90	71,33	71,33
22,73	1018,53	358,67	80,53	80,53	80,30	80,03	60,13	60,13
23,27	1017,53	353,33	84,83	84,83	84,80	84,07	81,90	81,90
22,97	1017,50	353,67	83,20	83,20	83,13	80,90	77,87	77,87
23,50	1016,37	358,00	77,83	77,83	77,67	75,30	85,20	85,20
24,10	1015,20	404,33	82,50	82,50	82,53	78,23	90,77	90,77
23,73	1015,53	388,00	78,57	78,57	78,47	74,60	89,47	89,47
24,03	1015,53	381,67	79,87	79,87	79,87	76,10	90,17	90,17
23,57	1015,23	381,67	81,43	81,43	81,40	80,10	88,53	88,53
25,03	1020,17	468,67	80,13	80,13	80,10	76,27	95,30	95,30
24,97	1021,13	443,00	80,53	80,53	80,50	76,57	95,00	95,00
24,83	1021,07	424,67	82,93	82,93	82,97	81,17	94,00	94,00
24,40	1019,87	418,00	80,47	80,47	80,40	78,37	93,07	93,07

TC 04 - Oil Inlet 2 -C	TC 08 - Engine Fuel -C	Fuel Control pressure	Fuel Control Temp -C	Power Corr. Factor	Peak Cylinder Press	Cell Pressure kPa abs	Cell Inlet Temp -C	Cell Outlet Temp -C
71,77	27,53	300,00	29,20	1,00	2,75	101,07	18,90	29,70
70,37	27,07	300,00	27,93	1,00	2,74	101,10	18,93	29,63
59,53	24,00	300,00	25,17	1,00	2,74	101,20	19,27	29,43
81,70	30,63	300,00	32,83	1,00	2,74	100,70	19,00	30,30
77,47	28,77	299,93	30,70	1,00	2,74	100,70	18,87	30,00
84,60	31,87	299,93	34,33	1,00	2,74	100,70	18,00	30,43
90,23	34,67	299,97	37,47	1,00	2,75	100,43	19,37	31,03
88,83	33,63	299,97	36,40	1,00	2,74	100,40	19,20	30,90
89,53	34,30	300,03	37,10	1,00	2,74	100,40	19,27	31,10
88,03	32,83	300,03	35,47	1,00	2,74	100,50	19,00	30,73
95,43	37,30	300,00	40,37	1,00	2,74	100,20	19,27	31,60
95,27	37,00	300,03	39,67	1,00	2,74	100,20	19,30	31,53
94,53	36,53	299,93	39,10	1,00	2,74	100,20	19,27	31,47
92,57	35,37	300,07	38,00	1,00	2,74	100,20	19,20	31,20

Lanjutan

Cell Rel Humidity %	PTX 14 (7 kPa diff) kPa diff	Energi_Flow_(kJ/s)
69,83	-2,20	8,39
69,83	-2,37	8,11
70,30	-2,98	8,69
70,17	-1,92	13,13
69,87	-2,07	13,18
70,23	-1,80	13,66
71,03	-1,46	16,71
71,17	-1,81	16,25
70,63	-1,55	16,19
70,20	-1,72	16,55
70,33	-1,06	20,70
70,40	-1,14	20,11
70,77	-1,25	20,72
70,27	-1,38	20,03



Data Performance B100

Rack - Position %	SIT Set Point -BTDC	SIT Position -BTDC	Dyno Speed rpm	Engine_Speed rpm	Dyno Torque Nm	Engine Power kW	Liquid Fuel Flow l/hr	Fuel Mass Flow g/hr
37,55	4,80	12	7,08	1500	18,35	2,88	1,01	845,66
37,09	6	15	7,14	1500	18,12	2,85	1,01	844,20
38,70	7,2	18	7,04	1500	18,25	2,87	1,02	847,61
53,83	6	15	7,14	2500	18,12	4,75	1,60	1330,05
54,17	7,2	18	7,2	2500	17,94	4,70	1,60	1333,89
55,15	8,4	21	7,22	2500	18,17	4,76	1,63	1359,11
66,61	6	15	7,24	3000	18,14	5,70	2,03	1688,35
66,69	7,2	18	7,1	3000	18,08	5,57	1,99	1649,84
66,62	8,4	21	7,02	3000	18,19	5,71	2,01	1665,84
67,74	9,6	24	7,18	3000	18,31	5,75	2,04	1694,98
79,23	6	15	7,2	3500	17,97	6,58	2,55	2113,39
79,20	7,2	18	7,14	3500	18,24	6,67	2,52	2088,06
78,14	8,4	21	7,18	3500	18,14	6,55	2,48	2053,73
78,88	9,6	24	7,3	3500	18,05	6,61	2,49	2057,48

LFM_720 O_Airflow l/sec	Air Mass Flow P 7200 kg/s	AFR	Air density coeff kg/l	Air_Density kg/l	BSFC not corrected g/kWhr	BMEP (not corrected)	Inlet Manifold Pressure	TC24- Air Inlet Temp -C
10,03	0,01	50,46	-0,000106	0,001174	291,88	5,12	1010,80	-119320,0
10,32	0,01	51,78	-0,000106	0,001174	296,44	5,06	1010,88	-119322
10,25	0,01	51,45	-0,000105	0,001175	294,02	5,10	1010,96	-119324
9,83	0,01	31,39	-0,000101	0,001179	280,26	5,06	1011,06	-119325
9,47	0,01	30,12	-0,000101	0,001179	284,04	5,01	1011,06	-119326
9,40	0,01	29,24	-0,000101	0,001179	286,86	5,08	1011,18	-119326
8,78	0,01	22,06	-0,000101	0,001179	296,02	5,07	1011,26	-119328
8,70	0,01	22,32	-0,000102	0,001178	291,26	5,04	1011,22	-119328
8,98	0,01	22,86	-0,000102	0,001178	291,52	5,08	1011,24	-119330
9,30	0,01	23,27	-0,000102	0,001178	294,48	5,12	1011,34	-119330
9,32	0,01	18,70	-0,000102	0,001178	320,78	5,02	1011,52	-119331
9,46	0,01	19,21	-0,000104	0,001178	312,10	5,10	1011,52	-119332
9,74	0,01	20,08	-0,000104	0,001176	308,94	5,07	1011,38	-119333
9,94	0,01	20,48	-0,000104	0,001178	310,66	5,04	1011,44	-119335

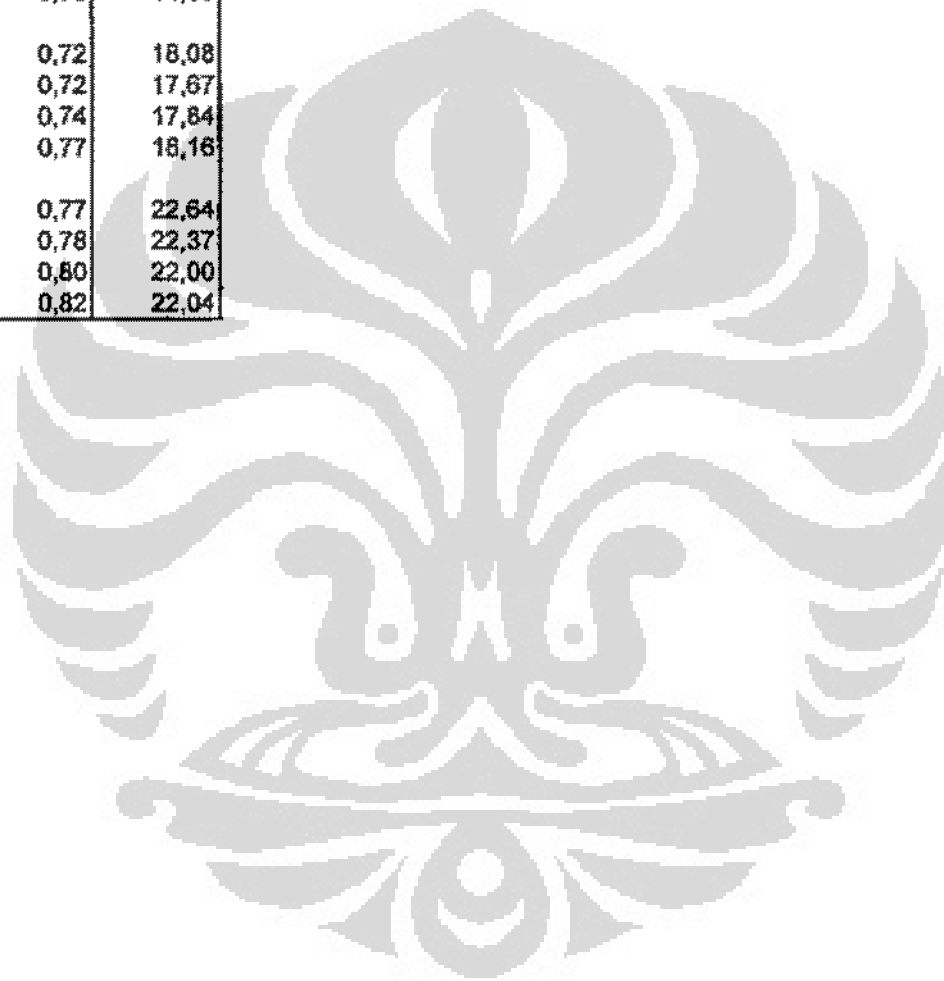
Lanjutan

TC 07 - Intake Manifold	Exhaust manifold pressure -	TC 06 - Exhaust Manifold	Coolant Control Temp -C	TC 01 - Coolant inlet 1 -C	TC 02 - Coolant Inlet 2 -C	TC 05 - Coolant Outlet -C	Oil Control Temp -C	TC 03 - Oil Inlet 1 -C
27,56	1014,04	352,0	78,64	78,64	78,60	76,46	73,76	73,76
27,44	1012,76	343,8	82,76	82,76	82,82	82,52	76,7	76,7
27,3	1012,32	350,8	81,06	81,06	81,04	80,56	77,66	77,66
26,26	1018,36	362,6	78,08	78,08	78,1	75,42	82,52	82,52
26,2	1017,36	355,4	78,12	78,12	78,04	75,84	79,7	79,7
26,3	1016,62	361,6	78,5	78,5	78,54	75,12	79,9	79,9
26,3	1014,92	401,6	81,84	81,84	81,84	78,78	80,02	80,02
26,48	1015,1	385,8	78,24	78,24	78,32	76,12	80,2	80,2
26,56	1014,7	380,4	77,84	77,84	77,82	74,3	79,98	79,98
26,48	1014,44	385,2	80,12	80,12	80,16	78,1	80,04	80,04
26,62	1023,42	467	81,14	81,14	81,2	78,58	80,32	80,32
26,92	1022,48	451,8	78,82	78,82	78,68	74,68	80,14	80,14
27,06	1023,46	433,4	81,36	81,36	81,3	78,2	80,04	80,04
27	1023,96	423,4	81,26	81,26	81,2	78,24	79,6	79,6

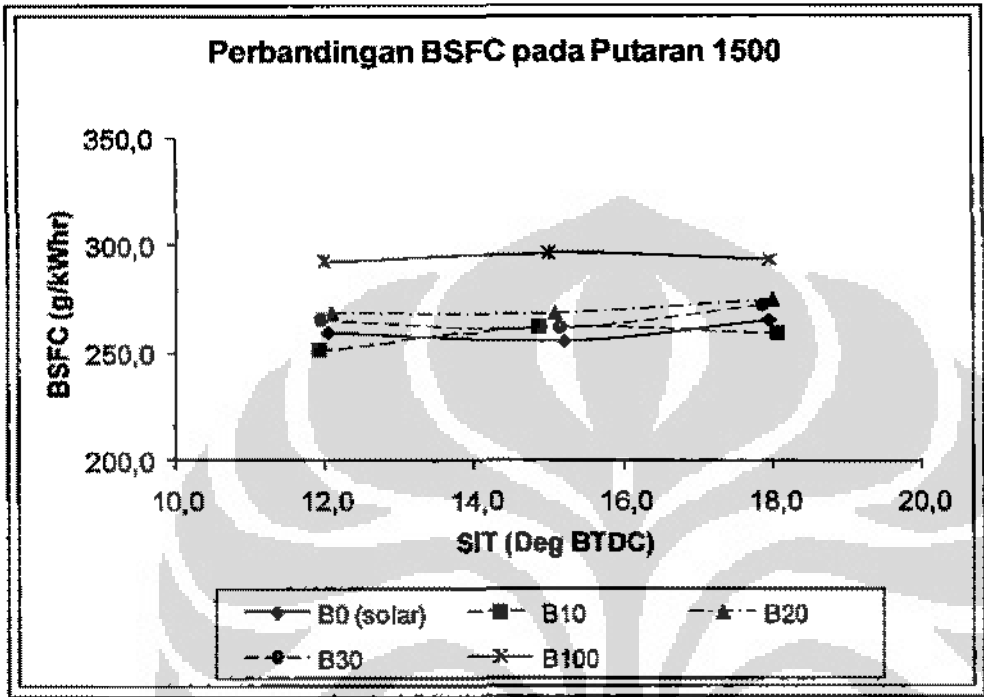
TC 04 - Oil Inlet 2 -C	TC 08 - Engine Fuel -C	Fuel Control pressure	Fuel Control Temp -C	Power Corr. Factor	Peak Cylinder Press	Cell Pressure kPa abs	Cell inlet Temp -C	Cell Outlet Temp -C
73,10	32,12	299,98	33,56	1,01	2,71	100,92	22,90	33,02
76,00	32,42	300,00	33,80	1,01	2,72	100,90	22,18	32,84
76,96	32,50	299,98	33,74	1,01	2,71	100,90	22,00	32,82
81,86	33,44	299,98	34,88	1,01	2,72	100,60	21,48	32,84
79,06	34,54	300,00	36,42	1,01	2,72	100,60	21,44	32,88
79,38	35,12	300,02	37,10	1,01	2,73	100,60	21,40	32,90
79,48	36,44	299,98	38,36	1,01	2,72	100,42	21,22	33,00
79,70	37,46	300,00	39,72	1,01	2,73	100,40	21,20	33,00
79,42	37,88	300,00	40,08	1,01	2,72	100,38	21,10	33,00
79,46	38,40	299,98	40,74	1,01	2,72	100,44	20,90	33,00
79,84	38,72	299,96	40,90	1,01	2,73	100,20	20,90	33,10
79,60	39,56	300,02	41,84	1,01	2,72	100,20	20,80	33,22
79,50	39,92	299,98	42,38	1,01	2,72	100,20	20,70	33,18
79,02	40,18	299,96	42,72	1,01	2,73	100,22	20,70	33,30

Lanjutan

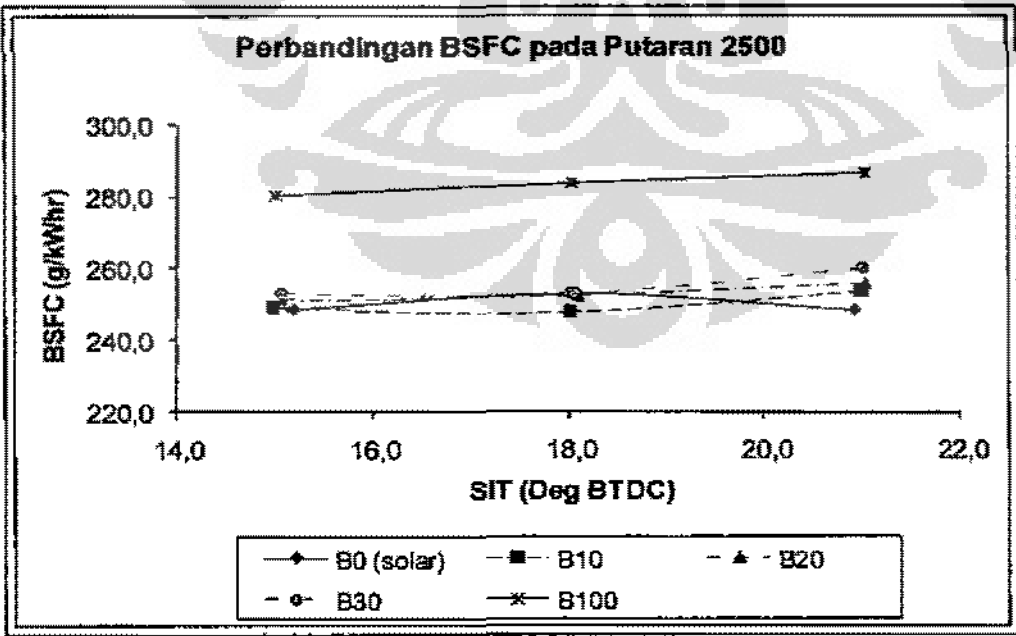
Cell Rel Humidity %	PTX 14 (7 kPa diff) kPa diff	Energi_Flow_(kJ/s)
89,98	0,83	9,06
89,86	0,85	9,04
89,92	0,85	9,08
90,00	0,81	14,25
90,16	0,76	14,29
90,20	0,78	14,56
90,30	0,72	18,08
90,30	0,72	17,67
90,36	0,74	17,84
90,40	0,77	18,16
90,40	0,77	22,64
90,44	0,78	22,37
90,50	0,80	22,00
90,50	0,82	22,04



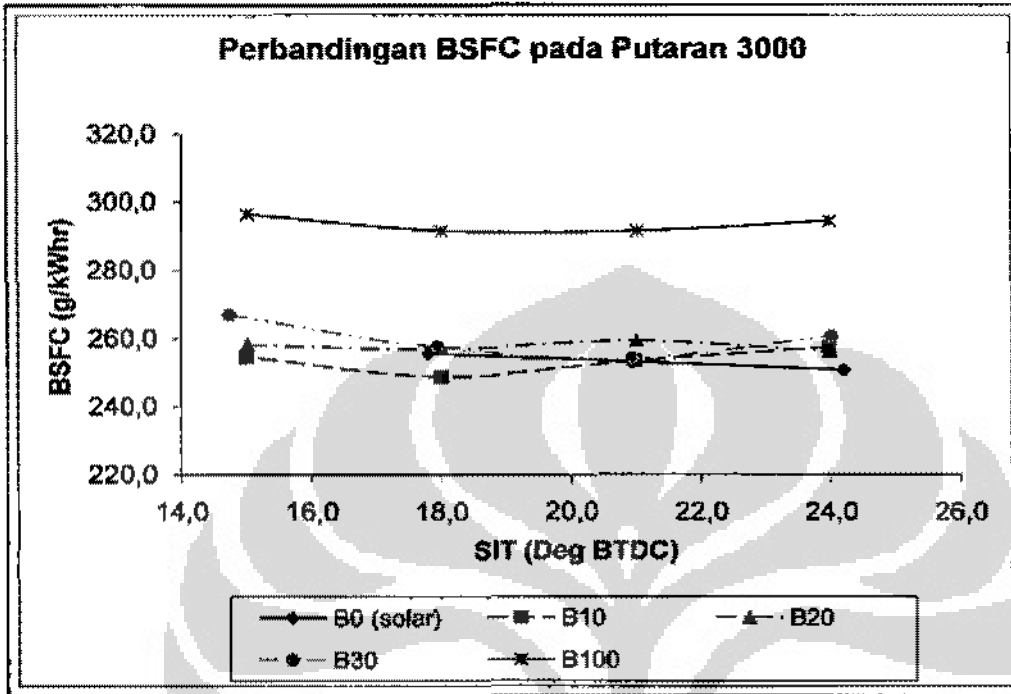
LAMPIRAN 2. Perbandingan Konsumsi Bahan Bakar
 A. Perbandingan BSFC Pada Putaran 1500 RPM



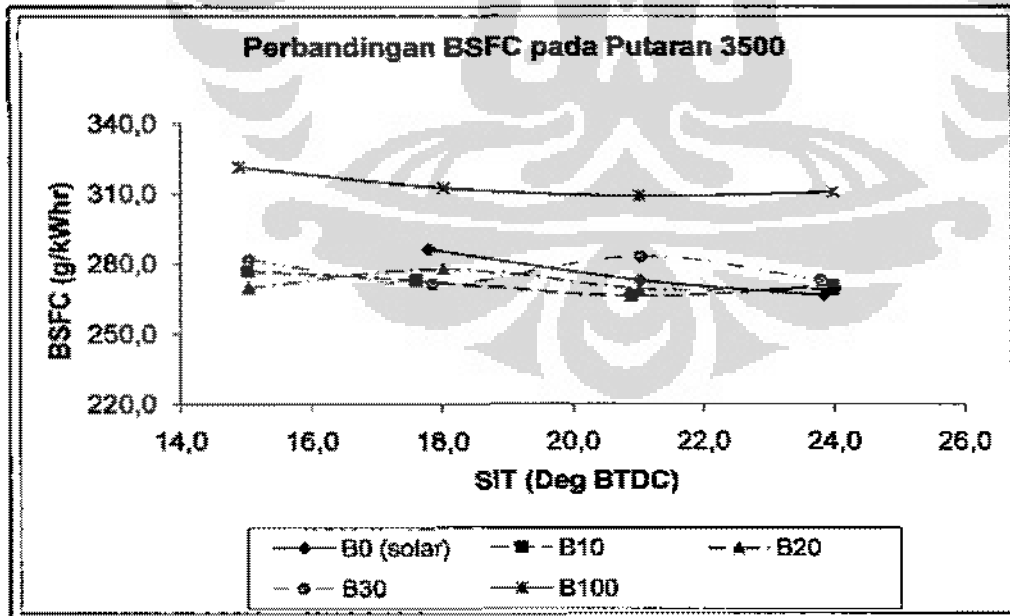
B. Perbandingan BSFC Pada Putaran 2500 RPM



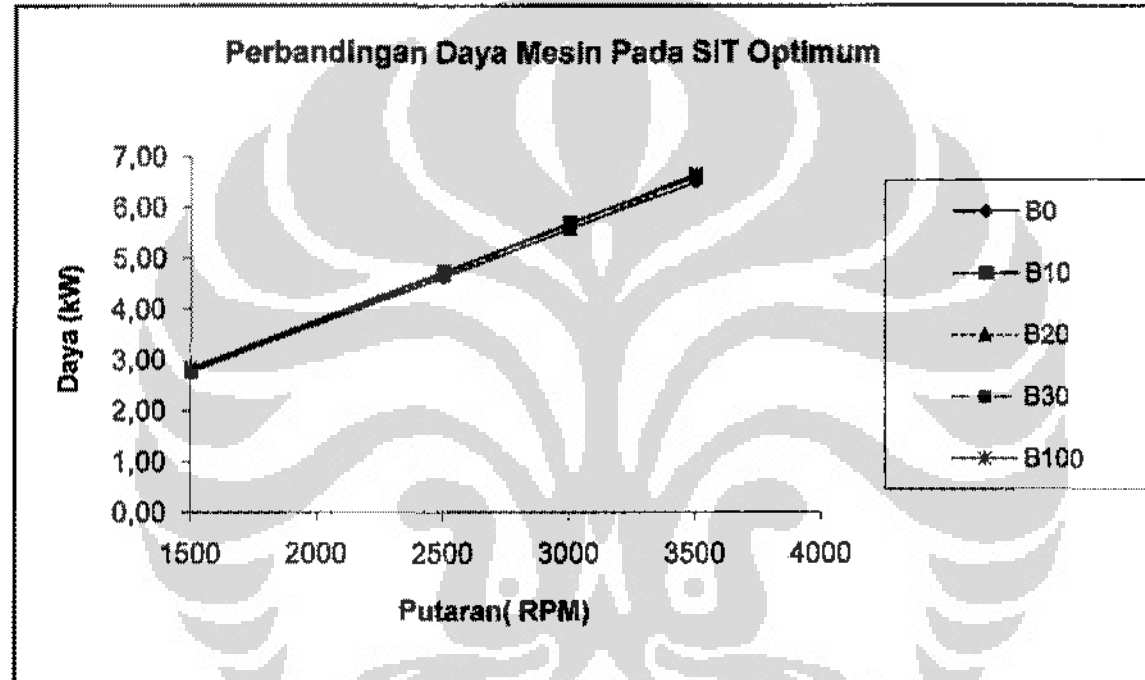
C. Perbandingan BSFC Pada Putaran 3000 RPM



D. Perbandingan BSFC Pada Putaran 3500 RPM



Lampiran 3
Grafik Setting Daya



Lampiran 4.

Data Emisi B-0

Putaran Rpm	SIT ° BTDC	NO ppm	HC ppm	O2 %	CO %	CO2 %	Smoke (FSN)
1500	12	1166	47,70	9,17	0,08	7,89	4,07
1500	15	1228,60	47,40	9,13	0,07	8,19	3,66
1500	18	1224	48,43	9,10	0,07	7,99	3,59
2500	15	730	41,70	10,10	0,03	7,25	1,69
2500	18	979,67	41,07	10,17	0,02	7,26	1,63
2500	21	1400	41,07	10,01	0,02	7,37	1,42
3000	18	635,67	44,13	9,86	0,03	7,45	2,23
3000	21	997,67	42,77	9,85	0,02	7,45	1,53
3000	24	1484	41,67	9,84	0,02	7,41	1,58
3500	18	445,00	62,77	8,96	0,06	8,05	2,61
3500	21	628,67	53,33	9,35	0,05	7,77	2,55
3500	24	926,33	54,40	9,33	0,05	7,83	2,09

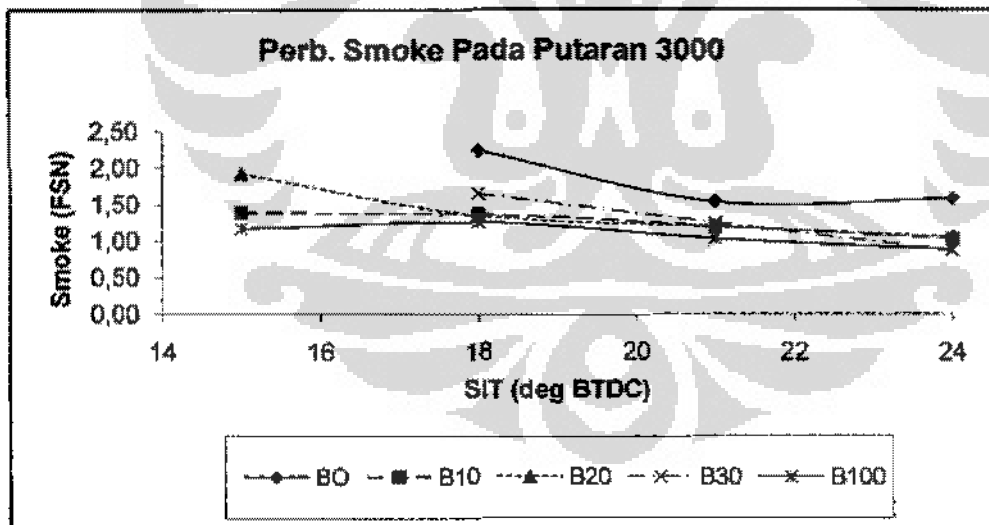
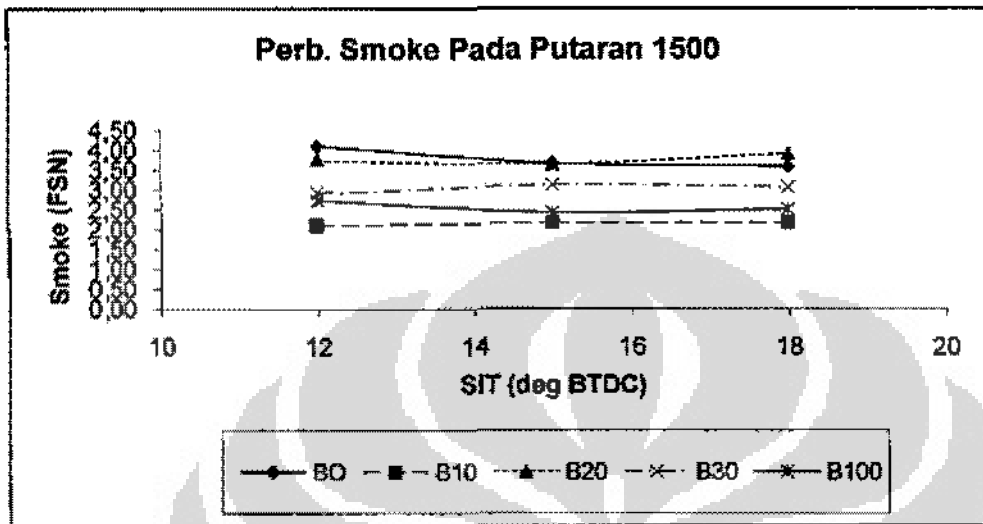
Putaran Rpm	SIT ° BTDC	NO ppm	HC ppm	O2 %	CO %	CO2 %	Smoke (FSN)
1500	12	1246,33	36,73	9,60	0,05	7,49	2,095
1500	15	1252	36,83	9,68	0,05	7,34	2,165
1500	18	1702	38,30	9,36	0,05	7,72	2,165
2500	15	1207,33	30,70	10,42	0,02	7,29	1,36
2500	18	1685,00	30,70	10,08	0,03	7,29	1,065
2500	21	1754,33	30,43	10,12	0,03	7,17	1,13
3000	15	779,67	33,87	10,40	0,02	7,03	1,385
3000	18	1116,33	32,87	10,30	0,02	7,12	1,355
3000	21	1182,67	33,50	10,23	0,02	7,17	1,2
3000	24	1611,67	31,87	10,28	0,02	7,16	1,025
3500	15	403,67	56,53	9,63	0,05	7,83	2,36
3500	18	651,67	47,80	9,68	0,04	7,54	2,32
3500	21	773,33	41,73	9,71	0,03	7,55	2,02
3500	24	1222,33	41,73	9,69	0,03	7,54	1,52

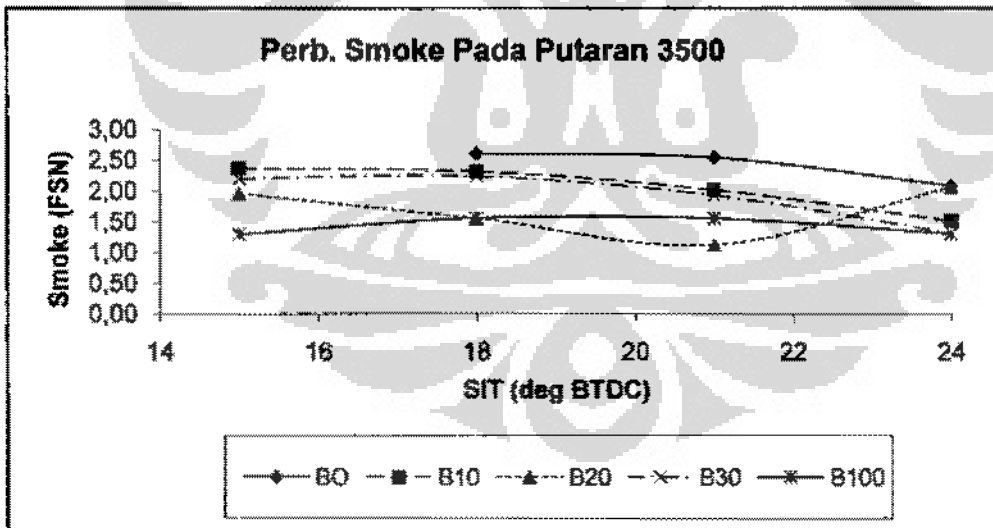
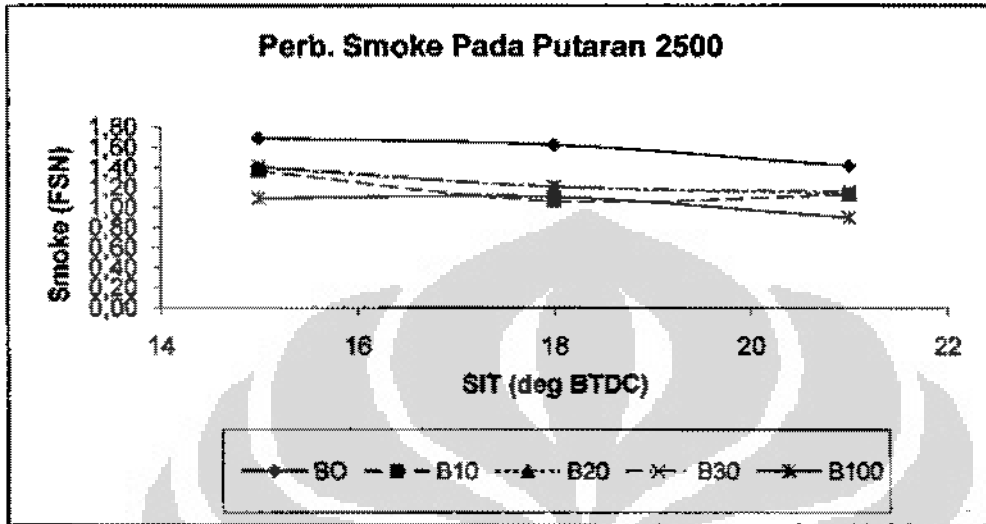
Putaran Rpm	SIT ° BTDC	NO ppm	HC ppm	O2 %	CO %	CO2 %	Smoke (FSN)
1500	12	1381,33	38,80	8,77	0,09	8,11	3,73
1500	15	1851,67	38,33	8,59	0,09	8,07	3,64
1500	18	2073	46,37	8,56	0,12	8,07	3,91
2500	15	996,33	30,43	10,13	0,04	7,20	1,40
2500	18	1231,67	30,67	10,04	0,04	7,26	1,21
2500	21	1574,67	30,43	10,16	0,04	7,21	1,14
3000	15	811,67	34,27	10,30	0,03	7,14	1,92
3000	18	1069,00	31,77	10,42	0,03	7,14	1,35
3000	21	1327,33	30,60	10,15	0,03	7,03	1,19
3000	24	1544,67	30,70	10,23	0,03	7,12	1,06
3500	15	541,33	40,07	9,46	0,03	7,68	1,95
3500	18	720,00	38,20	9,60	0,02	7,60	1,58
3500	21	991,33	35,70	9,71	0,03	7,53	1,12
3500	24	1148,67	37,03	9,53	0,03	7,63	2,07

Putaran Rpm	SIT ° BTDC	NO ppm	HC ppm	O2 %	CO %	CO2 %	Smoke (FSN)
1500	12	956,33	28,90	9,35	0,05	7,79	2,89
1500	15	1356,67	28,50	9,36	0,07	7,43	3,12
1500	18	2132	35,90	8,68	0,07	8,20	3,07
2500	15	1119,67	25,70	10,37	0,03	7,12	1,41
2500	18	1145,67	24,40	10,28	0,03	7,17	1,21
2500	21	1723,00	27,30	10,10	0,03	7,29	1,17
3000	18	742,33	26,67	10,22	0,02	7,22	1,64
3000	21	1100,67	27,03	10,20	0,02	7,21	1,25
3000	24	1522,00	26,57	10,22	0,02	7,32	0,87
3500	15	397,67	49,47	9,09	0,08	7,94	2,20
3500	18	532,67	40,10	9,45	0,04	7,72	2,25
3500	21	780,67	34,23	9,67	0,03	7,53	1,93
3500	24	1123,00	32,80	9,60	0,03	7,62	1,32

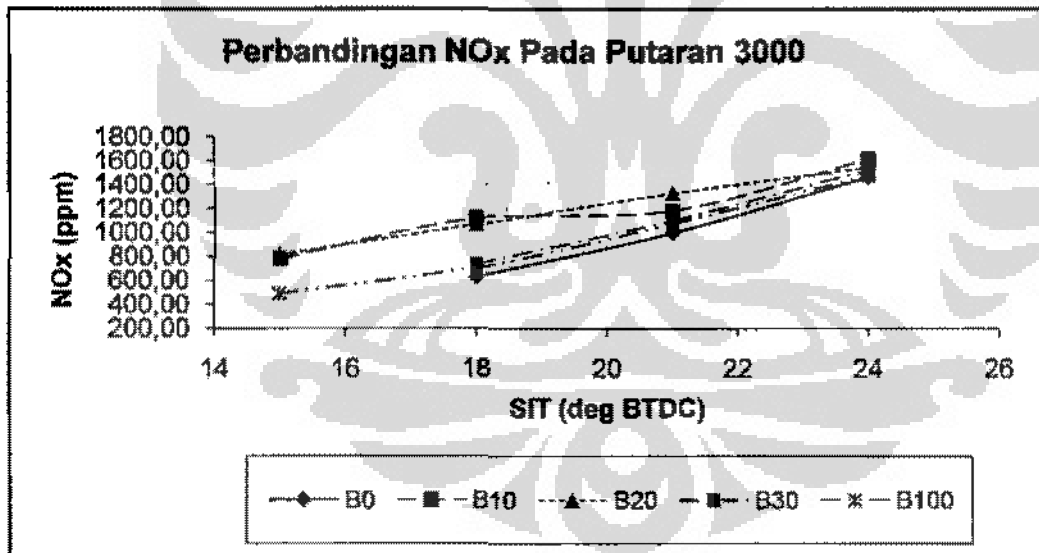
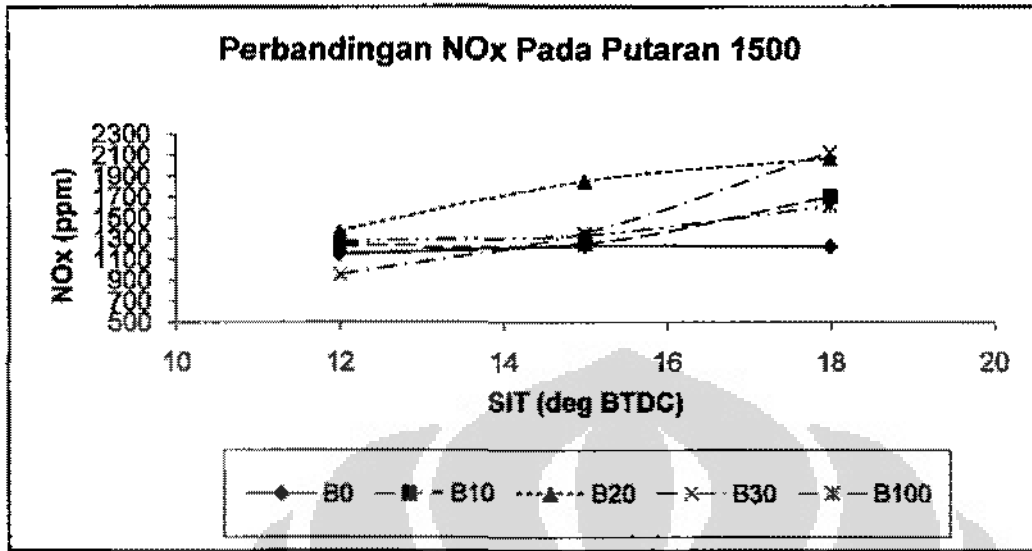
Putaran Rpm	SIT ° BTDC	NO ppm	HC ppm	O2 %	CO %	CO2 %	Smoke (FSN)
1500	12	1279	64,60	8,77	0,10	8,27	2,70
1500	15	1335,00	54,53	9,01	0,08	8,14	2,43
1500	18	1616	61,23	8,79	0,08	8,32	2,50
2500	15	733,33	32,77	10,21	0,03	7,42	1,09
2500	18	1454,00	31,97	10,12	0,02	7,40	1,11
2500	21	1477,00	32,20	9,85	0,03	7,58	0,90
3000	15	490,67	39,60	9,91	0,03	7,58	1,17
3000	18	710,67	34,87	10,01	0,03	7,46	1,25
3000	21	1074,67	33,03	9,98	0,02	7,39	1,03
3000	24	1476,33	40,70	9,72	0,03	7,68	0,88
3500	15	370,67	99,83	8,88	0,06	8,30	1,29
3500	18	510,33	67,50	9,00	0,04	8,07	1,56
3500	21	731,33	56,53	9,27	0,04	8,02	1,56
3500	24	995,67	47,57	9,34	0,03	7,96	1,31

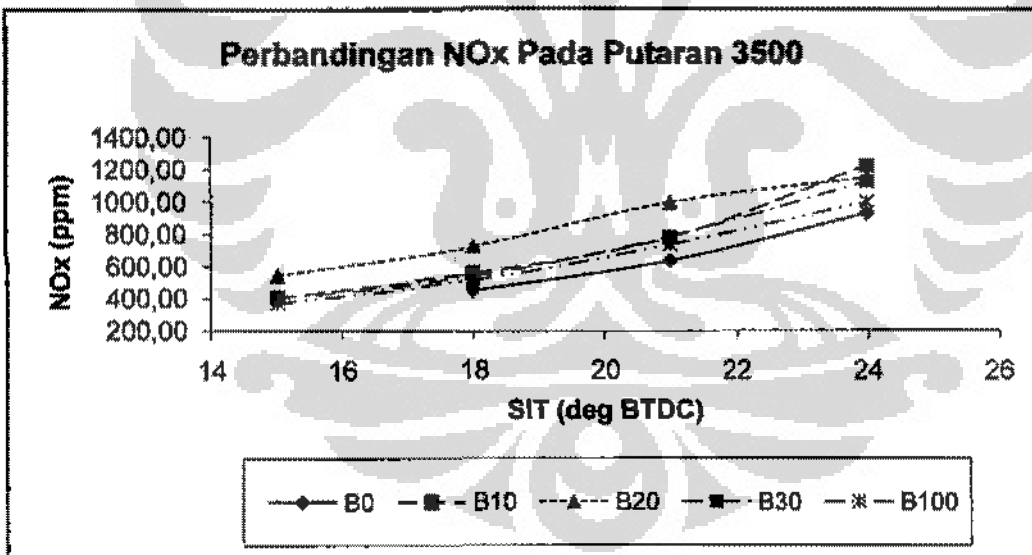
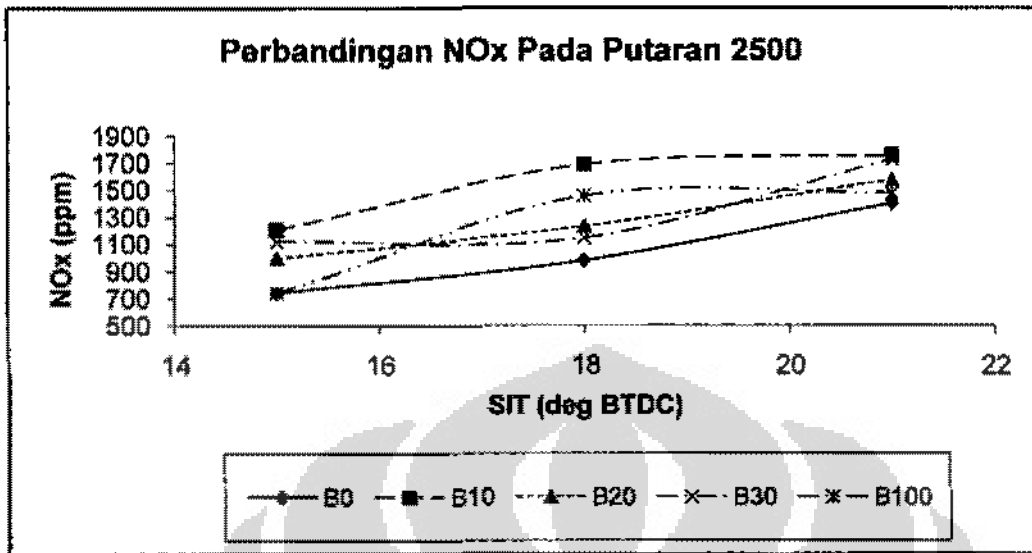
Lampiran 5. Grafik Emisi Tiap Putaran
Emisi Smoke Tiap Putaran



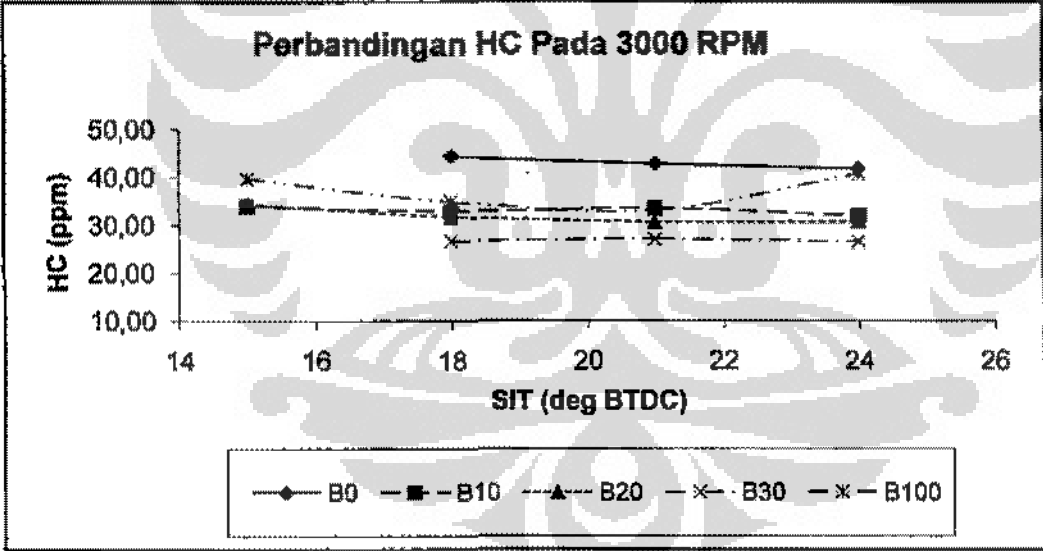
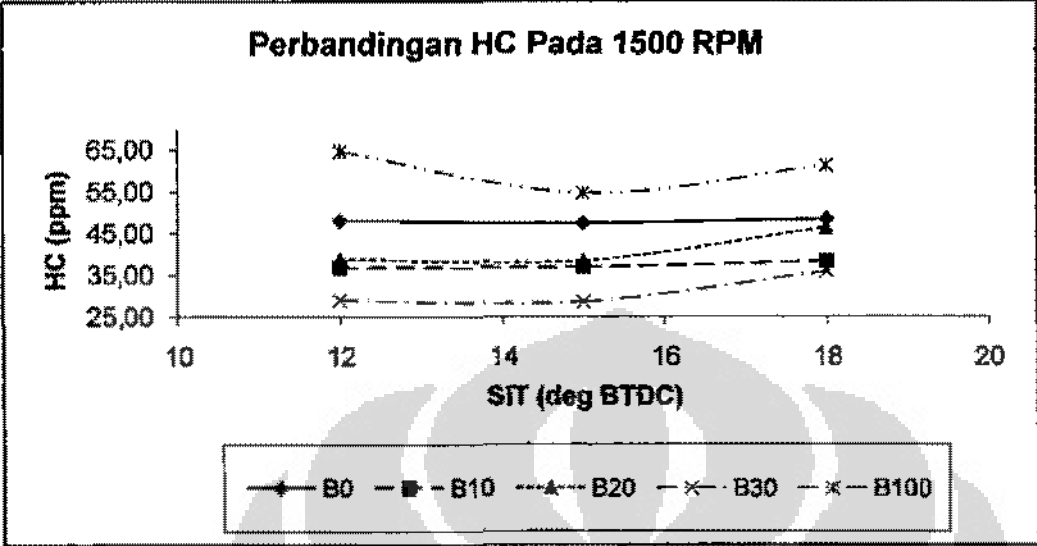


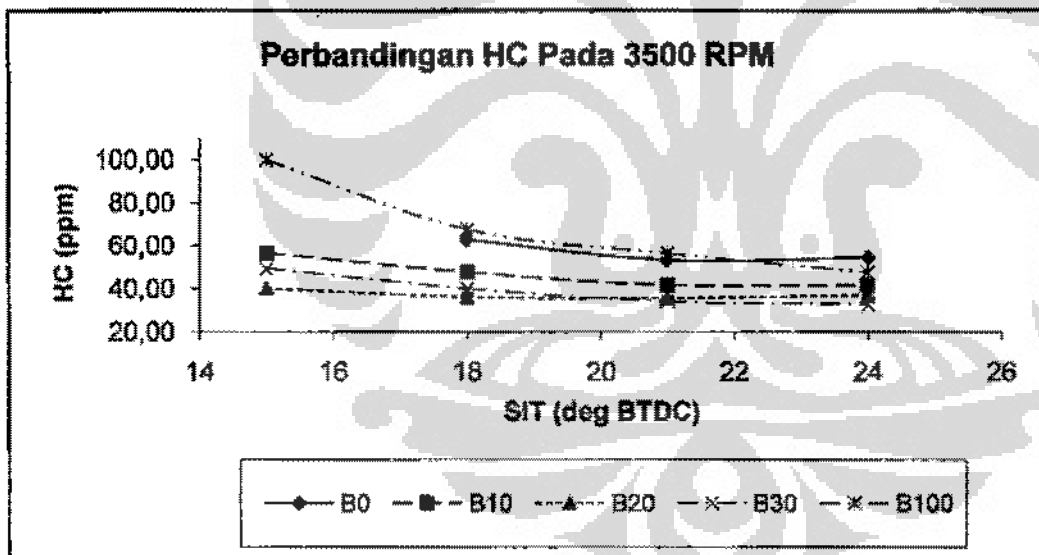
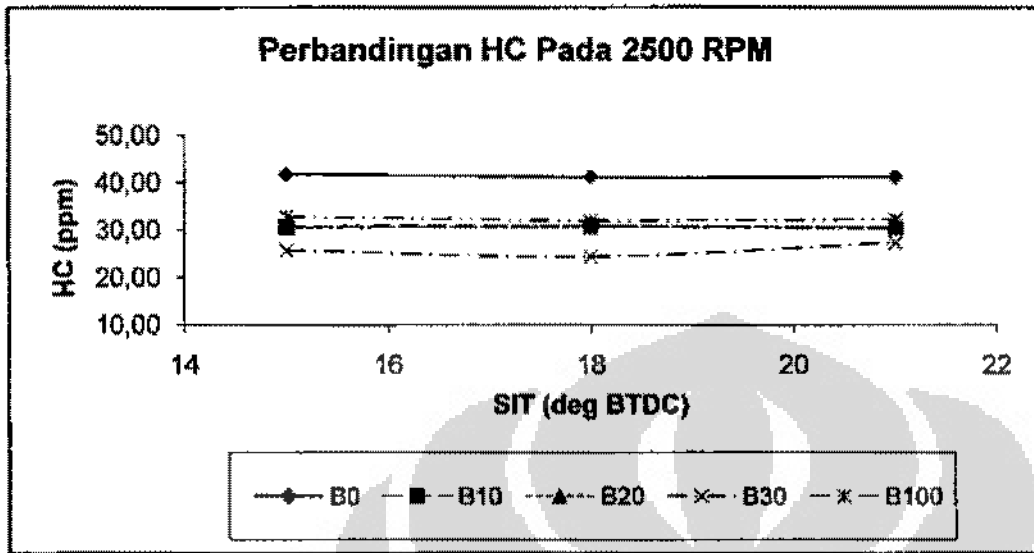
Emisi Nox Tiap Putaran



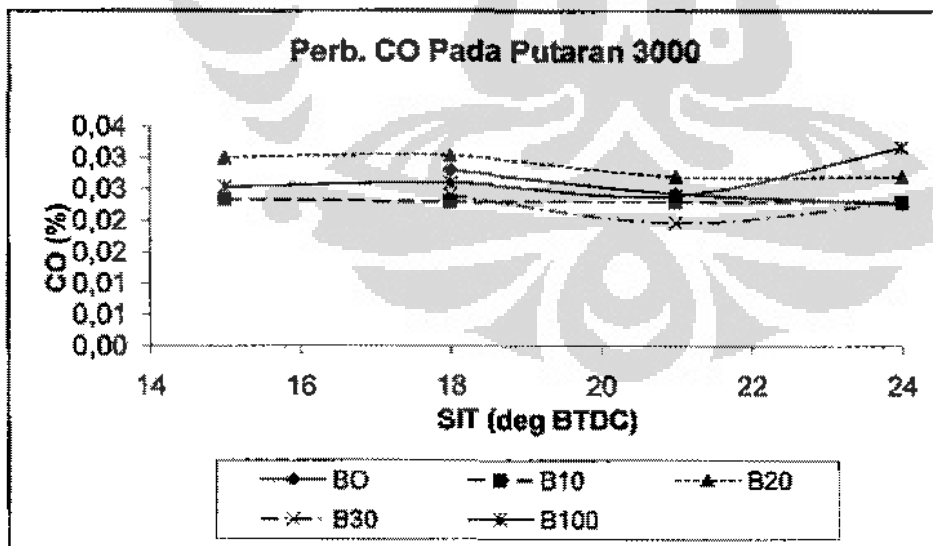
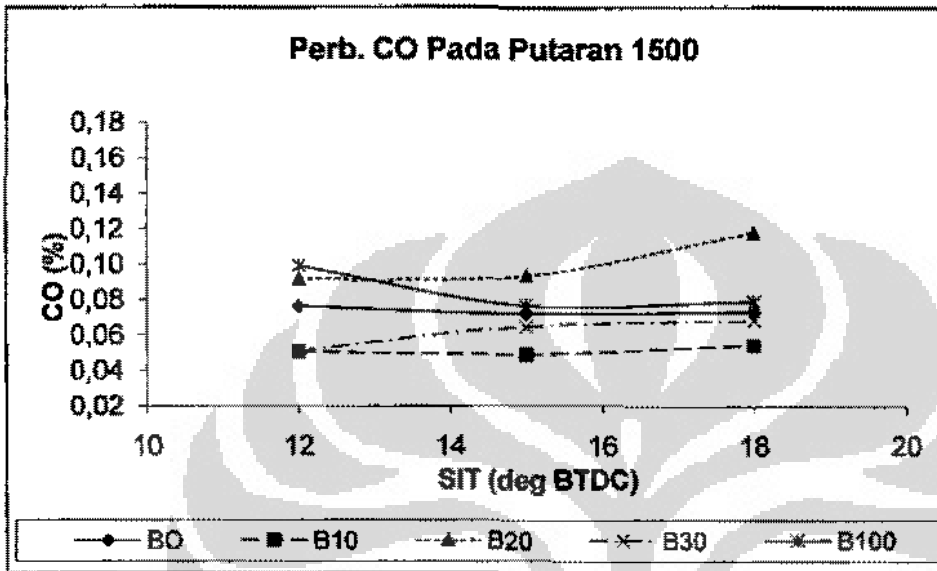


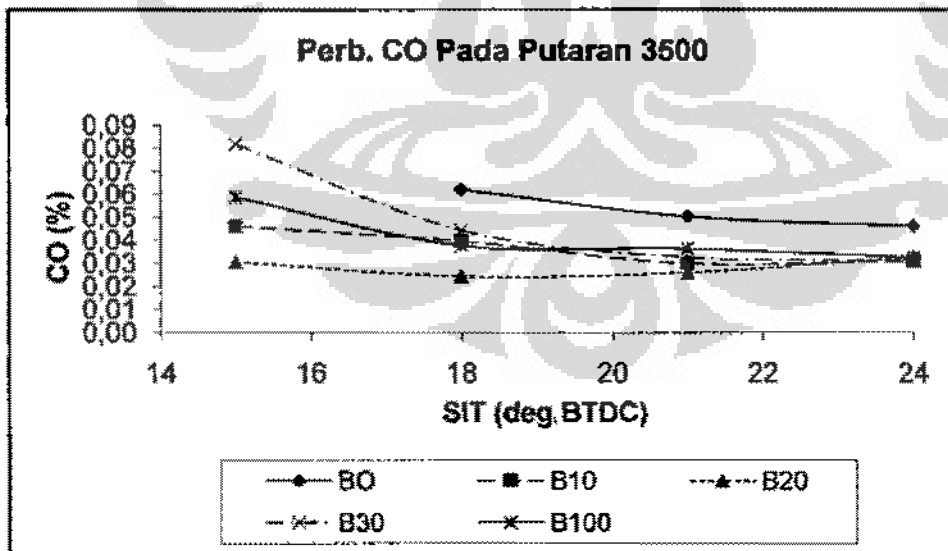
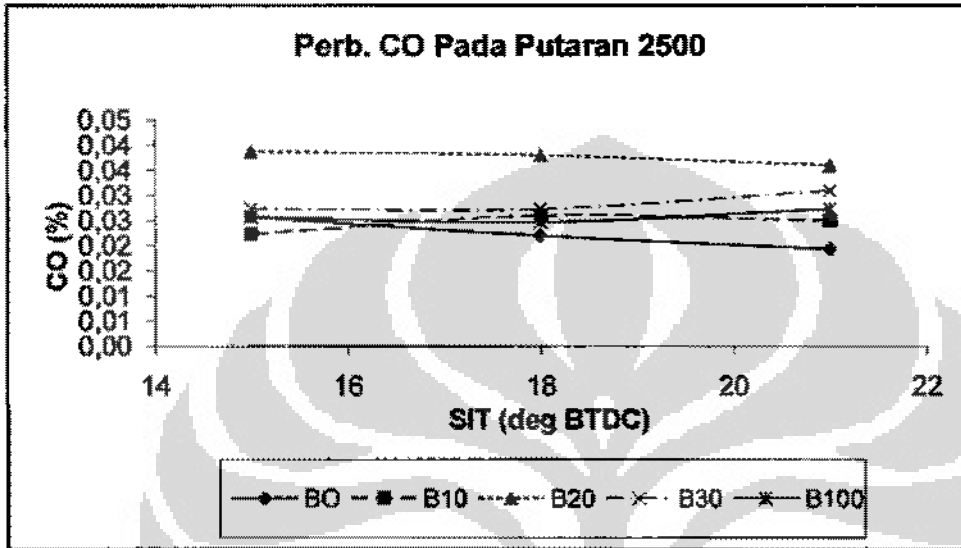
Emisi HC Tiap Putaran





Emissi CO Tiap Putaran





LAMPIRAN 6. FOTO PERALATAN PENGUJIAN

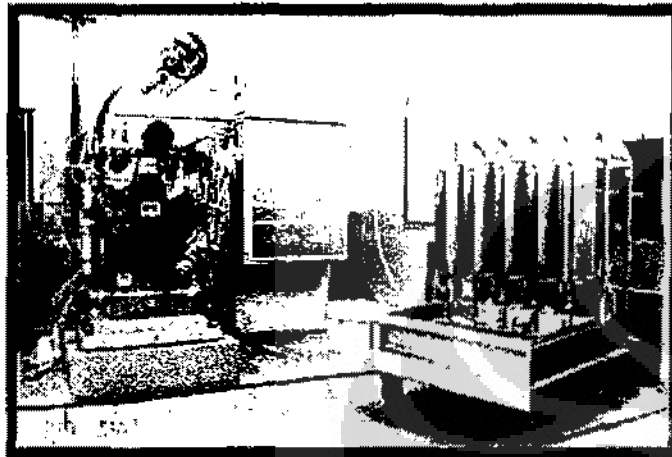


Foto1. Fasilitas Uji Mesin



Foto2. Ruang pengaturan Uji (Control Room)

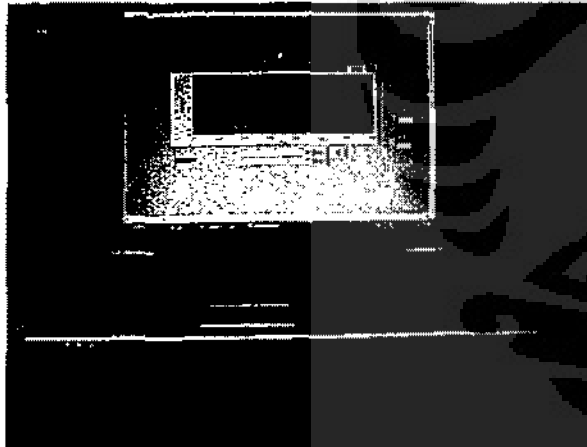


Foto 3. National Instrumen



Foto 4. Tampilan Parameter Pengujian



Foto 6. Tangki Bahan Bakar Contoh

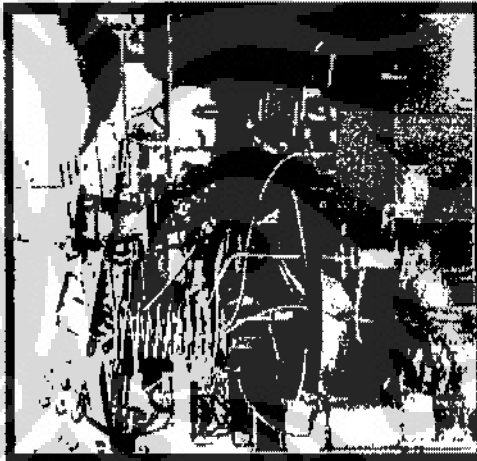


Foto 8. Mesin Diesel Hydra

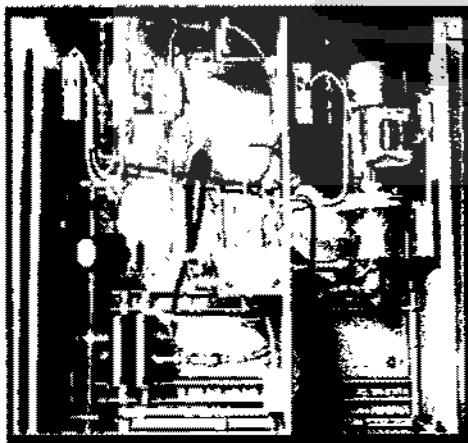


Foto 5. Sistem Suplai Bahan Bakar

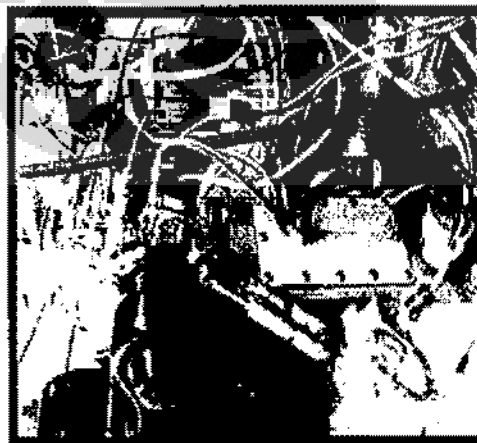


Foto 7. Mesin Diesel Hydra

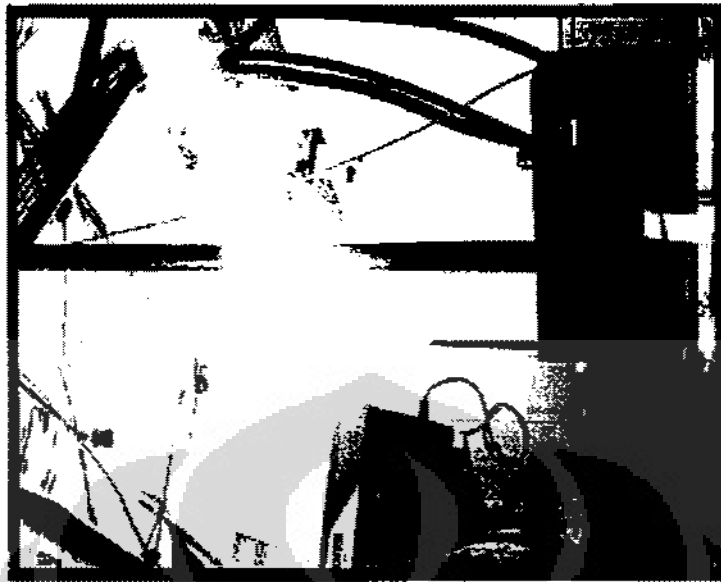


Foto 9. AVL Smoke Meter