



TESIS - TM 142501

**PENGEMBANGAN MESIN SINJAI 150 DENGAN *ECU*
PROGRAMMABLE BERBAHAN BAKAR BIOETHANOL
E-100 MENGGUNAKAN *ELECTRIC SUPERCHARGER***

IBNU IRAWAN
02111550020202

DOSEN PEMBIMBING
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAH REKAYASA KONVERSI ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018



TESIS - TM 142501

**DEVELOPMENT OF SINJAI-150 ENGINE WITH ECU
PROGRAMMABLE E-100 BIOETHANOL FUELED
USING ELECTRIC SUPERCHARGER**

IBNU IRAWAN
02111550020202

SUPERVISOR
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

MASTER PROGRAM
ENERGY CONVERSION ENGINEERING
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2018

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (M.T)
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Ibnu Irawan

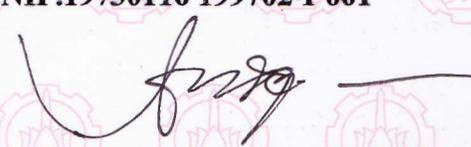
NRP. 02111550020202

Tanggal Ujian : 4 Januari 2018

Periode Wisuda : Maret 2018

Disetujui oleh :


1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. (Pembimbing)
NIP.19730116 199702 1 001


2. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME. (Penguji)
NIP.19531219 198103 1 001


3. Ary Bachtiar Krishna Putra, ST., MT., Ph.D. (Penguji)
NIP. 19710524 199702 1 001


4. Dr. Bambang Arip Dwiyanoro, ST., M.Eng. (Penguji)
NIP. 19780401 200212 1 001

Dekan Fakultas Teknologi Industri


Dr. Bambang Leiono Widjiantoro, S.T., M.T.

NIP. 19690507 199512 1 001

**PENGEMBANGAN MESIN SINJAI 150 DENGAN *ECU PROGRAMABLE*
BERBAHAN BAKAR BIOETHANOL E-100 MENGGUNAKAN
*ELECTRIC SUPERCHARGER***

Nama Mahasiswa : Ibnu Irawan
NRP : 2115202202
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT.

Abstrak

Bioetanol merupakan bahan bakar nabati dari fermentasi gula yang dapat dijadikan bahan bakar alternatif pengganti bahan bakar fosil. Dimana nilai kalor bioethanol yang rendah dari gasoline, maka dalam penerapan di motor pembakaran dalam yaitu durasi injeksi bahan bakar bioethanol harus diperbanyak, dengan pemasukan udara secara alami mengakibatkan campuran menjadi kaya. Berdasarkan permasalahan diatas maka dilakukan penelitian yang difokuskan pada penambahan udara pembakaran dengan cara menggunakan supercharger elektrik pada masukan mesin.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimental pada mesin sinjai 150 dengan rasio kompresi 12,5 menggunakan bahan bakar bioethanol 100%. Kemudian supercharger elektrik diatur menjadi 4 variasi perubahan tegangan yaitu 6 volt, 8 volt, 10 volt, dan 12 volt. Pengujian dilakukan menggunakan Waterbrake Dynamometer pada bukaan penuh katup throttle untuk memperoleh daya maksimum pada setiap putaran mesin dan pengaturan putaran mesin yang diinginkan dilakukan dengan mengatur besar beban. Pada setiap perubahan putaran mesin 2000 sampai 8000 rpm dengan interval 1000 rpm dan dilakukan pengambilan data yang meliputi torsi, waktu konsumsi bahan bakar setiap 25ml, data hasil uji emisi dari gas analyzer meliputi CO, CO₂ dan HC. Selain itu juga dilakukan pengambilan data pengukuran terhadap suhu dinding silinder, gas buang, dan pelumas.

Dari hasil penelitian dapat diketahui bahwa pada tegangan 6 volt menghasilkan AFR terlalu kaya jika dibandingkan dengan pemasukan udara alami, sedangkan pada tegangan 8 volt, 10 volt dan 12 volt, AFR terbaik 8,32 pada putaran 6000-7000 rpm, 9,48 pada putaran 4000-5000 rpm, dan 8,52 pada putaran 2000-3000 rpm, dan 8000 rpm. Unjuk kerja yang terbaik seperti torsi, daya, bmep, efisiensi thermal mengalami peningkatan masing-masing sebesar 14,73%, 12,14%, 14,73%, 22,87%, dan sfc mengalami penurunan sebesar 23,84%. Emisi CO dan HC mengalami penurunan masing-masing 8,70 % dan 37,40 % sedangkan Emisi CO₂ mengalami kenaikan sebesar 5,52 %.

Kata kunci : Bioethanol 100%, *Electric Supercharger*, *ECU Programable*, Performa Mesin Sinjai 150, Emisi Gas Buang.

**DEVELOPMENT OF SINJAI-150 ENGINE WITH ECU PROGRAMMABLE
E-100 BIOETHANOL FUELED USING ELECTRIC SUPERCHARGER**

Student name : Ibnu Irawan
NRP : 2115202202
Departement : Mechanical Engineering – ITS
Supervisor : Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT.

Abstract

Bioethanol is a vegetable fuel from sugar fermentation that can be used as alternative fuel to replace fossil fuels. Where the low bioethanol calorific value of gasoline, then in the application of inner combustion motor is the duration of fuel injection of bioethanol should be reproduced, with natural air intake resulting in the mixture to become rich. Based on the above problems then conducted a study focused on the addition of combustion air by using electric supercharger at the input of the engine.

This research was conducted experimentally on Sinjai-150 engine with 12.5 compression ratio using 100% bioethanol fuel. Then the electric supercharger is set to 4 variations of voltage changes that is 6 volts, 8 volts, 10 volts, and 12 volts. The test is performed using a Waterbrake Dynamometer at the full opening of the throttle valve to obtain maximum power at each engine speed and the desired engine spin setting is accomplished by adjusting the load. At each change of engine spin 2000 to 8000 rpm with 1000 rpm interval and data is taken which includes torque, fuel consumption time every 25ml, emission test data from gas analyzer include CO, CO₂ and HC. Besides, data measurement of cylinder, exhaust, and lubricant temperature was also taken.

From the results of the research can be seen that the 6 volt voltage produces AFR is too rich when compared with natural air intake, while at 8 volt, 10 volt and 12 volt voltage, the best AFR value of 8.32 at 6000-7000 rpm round, 9.48 at 4000-5000 rpm, and 8.52 at 2000-3000 rpm, and 8000 rpm. The best performance such as torque, power, bmep, thermal efficiency increased respectively by 14.73%, 12.14%, 14.73%, 22.87%, and sfc decreased by 23.84%. CO and HC emissions decreased by 8.70% and 37.40% respectively while CO₂ emissions increased by 5.52%.

Keywords : 100% Bioethanol, Electric Supercharger, ECU Programmable, Performance of Sinjai-150 Engine, Exhaust Gas Emissions.

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga penyusunan tesis yang berjudul :“ *PENGEMBANGAN MESIN SINJAI 150 DENGAN ECU PROGRAMABLE BERBAHAN BAKAR BIOETHANOL E-100 MENGGUNAKAN ELECTRIC SUPERCHARGER* ” ini dapat diselesaikan dengan baik.

Banyak pihak yang telah membantu mulai dari awal hingga sampai selesainya tesis ini oleh karena itu penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada :

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. selaku dosen pembimbing dan juga Kaprodi S1 jurusan teknik mesin yang telah memberikan arahan dan bimbingan kepada penulis sehingga tesis ini dapat terselesaikan
2. Prof. Dr. Eng. Ir Prabowo, M.Eng dan Dr. Eng, Unggul Wasiwitono, ST, M. Eng, selaku ketua dan sekretaris Program Pasca Sarjana Teknik Mesin ITS.
3. Tim Dosen penguji yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga, pikiran dalam rangka perbaikan tesis ini.
4. Orang tua tercinta beserta keluarga yang telah mendukung baik materi maupun spiritual.
5. Kakak saya Hairil Budiarto yang telah membantu dalam pembuatan alat penelitian pengujian.
6. Istri tercinta Arini Agustiningrum yang telah banyak memberi dukungan dan motivasi hingga terselesainya tesis ini.
7. Bapak dan ibu dosen serta seluruh karyawan Jurusan Teknik Mesin yang telah banyak membantu selama perkuliahan.
8. Semua pihak yang namanya tidak tercantum di atas yang banyak membantu kelancaran penyelesaian tesis ini.

Masih banyak kekurangan dalam penyusunan tesis ini. Oleh karena itu kritik dan saran yang membangun sangat penulis harapkan demi kesempurnaan tesis ini. Akhir kata, semoga proposal tesis ini bermanfaat bagi pembaca, terima kasih.

Surabaya, 16 Januari 2018

Penulis

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xii
BAB I : PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	4
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II : TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Proses Pembakaran Motor Empat Langkah	5
2.2 Teori Pembakaran	6
2.2.1 Pembakaran Stoikiometri	6
2.2.2 Pembakaran Non-Stoikiometri	7
2.3 Sistem Injeksi Bahan Bakar	8
2.4 ECU Mesin Sinjai 150	9
2.5 Bahan Bakar	10
2.5.1 Karakteristik Bahan Bakar <i>Gasoline</i>	12
2.5.2 Karakteristik Bahan Bakar <i>Bioethanol</i>	12
2.6 Rasio Udara Bahan bakar (AFR)	13
2.6.1 Laju massa alir bahan bakar (\dot{m}_{bb})	14
2.6.2 Laju massa alir udara (\dot{m}_{udara})	14
2.7 Supercharger di mesin pembakaran dalam	15
2.7.1 Metode Supercharging	16
2.7.2 Tipe-tipe Kompresor	17
2.7.3 Proses Aliran di Kompresor	18
2.7.4 Supercharger Elektrik	18
2.8 Parameter Unjuk Kerja ICE	19
2.8.1 Torsi	19
2.8.2 Daya (<i>Brake Horse Power, bhp</i>)	20
2.8.3 Tekanan Efektif Rata-rata (<i>Brake Mean Effective Pressure, bmep</i>)	20
2.8.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik	

	(<i>Specific Fuel Consumption, sfc</i>)	21
	2.8.5 Efisiensi Termal (η_{th})	22
2.9	Polusi Udara	22
	2.9.1 Hidrokarbon tidak Terbakar (HC)	24
	2.9.2 Karbon Monoksida (CO)	24
	2.9.3 NO _x	24
	2.9.4 SO _x	24
2.10	Metode Pengujian Mesin <i>Spark Ignition</i> (SI)	25
	2.10.1 Referensi Kondisi Atmosfer	25
	2.10.2 Referensi Spesifikasi <i>SI Gasoline</i>	25
	2.10.3 Ketepatan Instrumentasi	25
	2.10.4 Persyaratan Pengukuran	26
	2.10.5 Pengujian Kondisi Operasi	27
2.11	Penelitian Terdahulu	28
BAB III :	METODOLOGI PENELITIAN	33
3.1	Prosedur Penelitian	33
3.2	Prosedur Pengujian	34
	3.2.1 Peralatan Pengujian	34
	3.2.2 Mesin Sinjai 150	39
	3.2.3 Skema Pengujian	40
	3.2.4 Persiapan Pengujian	41
	3.2.5 Pengujian <i>Engine</i> Dengan Menggunakan ECU Standart Berbahan Bakar Pertamina (0% Etanol)	41
	3.2.6 Pengujian <i>Engine</i> Dengan Menggunakan ECU <i>Programmable</i> Berbahan Bakar Pertamina (0% Etanol)	42
	3.2.7 Pengujian <i>Engine</i> Dengan Menggunakan ECU <i>Programmable</i> Berbahan Bakar Bioethanol E100 dengan Supercharger Elektrik	42
	3.2.8 Akhir Pengujian	43
3.3	Rancangan Pengujian	43
3.4	<i>Flowchart</i> Pengujian E0 (Pertamina)	45
3.5	<i>Flowchart</i> Pengujian <i>Bioethanol</i> 100% dengan Supercharger Elektrik	47
BAB IV	ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	49
4.1	Perhitungan Unjuk Kerja	49
	4.1.1 Perhitungan \dot{m} Bahan Bakar	49
	4.1.2 Perhitungan \dot{m} Udara	49
	4.1.3 Perhitungan Torsi	50
	4.1.4 Perhitungan Daya Efektif	50

4.1.5	Perhitungan Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)	51
4.1.6	Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)	52
4.1.7	Perhitungan Effisiensi Thermal	52
4.2	Analisa Unjuk Kerja <i>Engine</i>	53
4.2.1	Grafik AFR (<i>Air Fuel Ratio</i>)	53
4.2.2	Grafik Lambda (λ)	54
4.2.3	Grafik Torsi	55
4.2.4	Grafik Daya	56
4.2.5	Grafik Tekanan Efektif Rata-Rata (BMEP)	57
4.2.6	Grafik Konsumsi Spesifik Bahan Bakar (BSFC).....	58
4.2.7	Grafik <i>Effisiensi Thermal</i>	60
4.2.8	Analisa Grafik Temperatur Blok Silinder, Pelumas, dan Gas Buang Sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	61
4.3	Analisa Emisi Gas Buang	63
4.3.1	Karbon Monoksida (CO)	63
4.3.2	Hidrokarbon (HC)	64
4.3.3	Karbondioksida (CO ₂)	65
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	67
5.1	Kesimpulan	67
5.2	Saran	67

DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN
BIOGRAFI PENULIS

DAFTAR GAMBAR

		Halaman
Gambar 2.1	Grafik P- θ aktual untuk motor bensin 4 langkah	5
Gambar 2.2	Skema Sistem Injeksi Secara Umum	8
Gambar 2.3	Diagram Blok ECU <i>Programmable</i>	9
Gambar 2.4	Pengaruh Campuran Bahan terhadap emisi dan kondisi Engine	14
Gambar 2.5	Metode Supercharger Mekanik di Mesin SI	16
Gambar 2.6	Tipe-tipe kompresor <i>ICE</i>	17
Gambar 2.7	Proses aliran di kompresor	18
Gambar 2.8	Instalasi <i>Electric Supercharger</i>	18
Gambar 2.9	<i>Waterbrake dynamometer</i>	20
Gambar 2.10	Gaya-Gaya yang Bekerja pada Piston	21
Gambar 2.11	(a) Mekanisme Terbentuknya Polutan. (b) Emisi Gas Buang Terhadap <i>Fuel Air Equivalent Ratio</i>	23
Gambar 2.12	MBT variasi <i>Bioetanol dan Rasio kompresi</i>	28
Gambar 2.13	(a) HC(ppm) vs Bahan Bakar (b) CO% vs Bahan Bakar	29
Gambar 2.14	Grafik AFR Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i> .	29
Gambar 2.15	(a) Grafik Torsi dan RPM, (b) Grafik NOx dan RPM pada Mesin Diesel PWS	30
Gambar 3.1	<i>Waterbrake Dynamometer</i>	34
Gambar 3.2	<i>ECU Programmable</i>	34
Gambar 3.3	<i>Stop Watch</i>	35
Gambar 3.4	Tabung Ukur	35
Gambar 3.5	<i>Strobotester</i>	36
Gambar 3.6	<i>Exhaust gas analyzer</i>	36
Gambar 3.7	<i>Thermocouple</i>	37
Gambar 3.8	<i>Blower</i>	37
Gambar 3.9	<i>Pitot static tube</i>	37
Gambar 3.10	<i>Electric Supercharger</i>	38
Gambar 3.11	<i>Voltage Regulator</i>	38
Gambar 3.12	Mesin Sinjai 150	39
Gambar 3.13	Skema Pengujian	40
Gambar 4.1	Grafik AFR fungsi Putaran Mesin (RPM)	53
Gambar 4.2	Grafik Lambda fungsi RPM	54
Gambar 4.3	Grafik Torsi fungsi RPM	55

Gambar 4.4	Grafik Daya fungsi RPM	56
Gambar 4.5	Grafik BMEP fungsi RPM	57
Gambar 4.6	Grafik BSFC fungsi RPM	58
Gambar 4.7	Grafik <i>Effisiensi Thermal</i> fungsi RPM	59
Gambar 4.8	Grafik Temperatur Blok Silinder fungsi RPM	61
Gambar 4.9	Grafik Temperatur Pelumas fungsi RPM	61
Gambar 4.10	Grafik Temperatur Gas Buang fungsi RPM	61
Gambar 4.11	Grafik Karbon Monoksida (CO) Fungsi RPM	63
Gambar 4.12	Grafik Hidrokarbon (HC) Fungsi RPM	64
Gambar 4.13	Grafik Karbondioksida (CO ₂) Fungsi RPM	65

DAFTAR TABEL

		Halaman
Tabel 2.1	Karakteristik Bahan Bakar Gasoline	12
Tabel 2.2	Karakteristik Bahan Bakar Bioetanol	12
Tabel 2.3	Kelebihan Supercharger Elektrik dibandingkan dengan alat Bantu penambah udara lainnya	19
Tabel 2.4	Referensi Kondisi Atmosfer	25
Tabel 2.5	Referensi Spesifikasi <i>SI Gasoline</i>	25
Tabel 3.1	Rancangan Pengujian	43
Tabel A.1	Data hasil perhitungan unjuk kerja engine bahan bakar E0 (Pertamax) dengan rasio kompresi 11 (ECU Standar)	73
Tabel A.2	Data hasil emisi engine bahan bakar E0 (Pertamax) dengan rasio kompresi 11 (ECU Standar)	73
Tabel A.3	Data hasil perhitungan unjuk kerja <i>engine</i> bahan bakar E-0 (Pertamax) dengan rasio kompresi 11 (ECU Programable)	74
Tabel A.4	Data hasil emisi <i>engine</i> bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 11 (ECU Programable)	74
Tabel A.5	Data hasil perhitungan unjuk kerja <i>engine</i> bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable Natural)	75
Tabel A.6	Data hasil emisi <i>engine</i> bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable Natural)	75
Tabel A.7	Data hasil perhitungan unjuk kerja <i>engine</i> bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable <i>Electric Supercharger</i> , 6 Volt)	76
Tabel A.8	Data hasil emisi <i>engine</i> bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable <i>Electric Supercharger</i> , 6 Volt)	76
Tabel A.9	Data hasil perhitungan unjuk kerja <i>engine</i> bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable <i>Electric Supercharger</i> , 8 Volt)	77
Tabel A.10	Data hasil emisi <i>engine</i> bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable <i>Electric Supercharger</i> , 8 Volt)	77

Tabel A.11	Data hasil perhitungan unjuk kerja <i>engine</i> bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable <i>Electric Supercharger</i> , 10 Volt)	78
Tabel A.12	Data hasil emisi <i>engine</i> bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable <i>Electric Supercharger</i> , 10 Volt)	78
Tabel A.13	Data hasil perhitungan unjuk kerja <i>engine</i> bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable <i>Electric Supercharger</i> , 12 Volt)	79
Tabel A.14	Data hasil emisi <i>engine</i> bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable <i>Electric Supercharger</i> , 12 Volt)	79

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi fosil khususnya minyak bumi merupakan sumber energi utama kendaraan yang ketersediannya makin terbatas dan tidak dapat diperbarui. Isu krisis energi dan pencemaran lingkungan akibat produk emisi dari pembakaran minyak fosil menjadi masalah utama dunia saat ini, tak terkecuali di Indonesia. Berdasarkan data Ditjen migas pada tahun 2011 menunjukkan bahwa ketersediaan minyak bumi di Indonesia sekitar 7.73 milyar barrel, sedangkan data Ditjen migas tahun 2012 menunjukkan bahwa cadangan minyak bumi di Indonesia tersisa 7.40 milyar barrel [1]. Jumlah tersebut hanya mampu memenuhi kebutuhan masyarakat Indonesia tidak lebih dari 15 tahun.

Selain keterbatasan energi fosil, tingginya produk seperti CO₂ dan emisi lainnya yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar fosil sebagai penyebab pemanasan global dan kerusakan lingkungan. Dapat diketahui bahwa sektor transportasi adalah penyumbang terbesar emisi CO₂ sebesar 73% dari aktifitas 600 juta kendaraan yang beroperasi setiap harinya dan sisanya dari sektor industri dan rumah tangga.

Untuk mengurangi emisi gas buang dapat dilakukan salah satunya dengan mengembangkan teknologi *fuel injection (FI)* pada kendaraan bermotor serta menggunakan bahan bakar alternatif, contohnya bioetanol. Sistem injeksi menghasilkan emisi yang lebih baik dibandingkan dengan motor berkaburator. Sedangkan dalam penggunaan bahan bakar alternatif seperti bioetanol juga akan mengurangi emisi pada kendaraan bermotor. Kandungan oksigen dalam bioetanol adalah sekitar 35%, sebagai bahan bakar beroksigenat mempunyai banyak keuntungan dalam emisi yang dihasilkan. Senyawa oksigenat yang mempunyai keunggulan angka oktan tinggi membuat bioetanol digunakan sebagai aditif bahan bakar bensin, ditambah dengan adanya unsur O dalam ikatan kimianya akan berpengaruh pada penurunan emisi gas buang.

Pada penelitian dari **Sudarmanta et al [6]** menunjukkan bahwa bioetanol memiliki nilai kalor atas 60% lebih rendah dan nilai *Research Octane Number (RON)* yang lebih tinggi dari bahan bakar bensin. Parameter ini mengharuskan adanya rasio kompresi yang lebih tinggi, memerlukan tekanan yang lebih tinggi, dan memerlukan sinkronisasi antara waktu injeksi dan waktu pengapian. Untuk tujuan tersebut, maka dibutuhkan ECU (*Electronic Control Unit*) yang bisa diprogram untuk menyesuaikan antara waktu injeksi dan pengapian.

Propertis bioethanol dengan karakteristik nilai kalor atas 60%, maka untuk mendapatkan performa yang sama dengan bahan bakar gasoline, diperlukan penambahan durasi injeksi yang lebih lama sekitar 150% - 200% bahan bakar bioethanol yang masuk ke ruang bakar diberbagai variasi putaran mesin [Renno,3]. Dengan banyaknya durasi injeksi tersebut, maka kekurangan udara sekitar 60%. Oleh sebab itu diperlukan alat bantu penambah udara yaitu supercharger elektrik sebagai tambahan untuk mengoptimalkan performa mesin dengan bahan bakar bioethanol 100%.

Pada penelitian yang dilakukan oleh Gayuh [2] tentang pengaruh mapping ignition timing dan durasi penginjeksian bahan bakar pada mesin honda CB150R berbahan bakar bioetanol 100% dengan pemasukan udara natural menunjukkan bahwa pada putaran engine 6000 sampai 8000 rpm didapatkan campuran bahan bakar dan udara yang terlalu kaya sehingga di putaran tinggi membuat pembakaran tidak sempurna hal ini mengakibatkan emisi gas buang kembali naik. Tetapi secara keseluruhan emisi gas buang yang dihasilkan bioetanol seperti CO dan HC mengalami penurunan masing-masing 1,34% dan 27,63% apabila dibandingkan dengan emisi dari bahan bakar gasoline.

Renno[3] dalam penelitiannya mengatakan bahwa pemakaian bioetanol 100% dengan variasi rasio kompresi dan durasi injeksi, dengan pemasukan udara natural hal ini menyebabkan pada putaran tinggi yaitu 6000 sampai 8000 rpm campuran bahan bakar menjadi kaya akibatnya emisi gas buang yang di hasilkan dari pembakaran seperti HC dan CO kembali mengalami peningkatan. Tetapi secara keseluruhan emisi gas buang yang dihasilkan bioetanol masih mengalami penurunan seperti emisi CO menurun 64,764% dan HC mengalami penurunan 14,28% dibandingkan dengan emisi gas buang yang dihasilkan bahan bakar gasoline.

Fikri[4]melakukan penelitian yang difokuskan pada penambahan udara pembakaran dengan cara menambahkan blower pada masukan mesin. Engine yang digunakan adalah honda CB150R dengan rasio kompresi 12,5 menggunakan bahan bakar bioethanol 100%. Dari hasil eksperimen didapatkan hasil unjuk kerja terbaik pada penambahan udara pembakaran 10%. Pada penambahan udara 10% torsi, daya, bmep dan efisiensi thermal yang dihasilkan meningkat masing-masing sebesar 12,52%, 9,25%, 12,52%, 35,18%, dan bsfc turun sebesar 29,15%. Sedangkan emisi gas buangCO dan HC yang dihasilkan turun masing-masing sebesar 2,84%, dan 10,54%.

Pada pembakaran normal campuran udara dan bahan bakar akan terbakar sempurna apabila campuran stokiometri, bahan bakar gasoline bisa dikatakan stokiometri apabila untuk membakar 1 kg bahan bakar membutuhkan udara sebanyak 14,7 kg. Tetapi dalam kenyataanya pemasukan udara secara alami pada mesin tidak cukup untuk membuat campuran yang stokiometri dikarenakan

semakin tinggi putaran mesin maka membutuhkan banyak bahan bakar sedangkan udara masuk terbatas jumlahnya.

Yei et al[12], meneliti tentang *Pressure Wave Supercharger (PWS)* yang merupakan cara teknis untuk meningkatkan tekanan masuk pada mesin diesel. PWS memanfaatkan energi gas buang silinder panas untuk membangun tekanan udara masuk seperti pengisian turbo konvensional. Operasi PWS terdiri dari satu set saluran kecil dan sempit, juga disebut sel, ditempatkan pada rotor. rotor berputar antara dua casing, yaitu yang perumahan gas buang dan perumahan udara, dengan inlet dan outlet untuk gas buang dan udara. Ketika PWS bekerja, rotor terus dalam rotasi terus menerus dan gas buang panas mengalir dari silinder ke dalam sel rotor, sehingga udara segar memenuhi gas buang secara langsung selama satu fase siklus.

Mesin diesel PWS untuk mencapai putaran mesin tinggi dan masukan tekanan tinggi dalam waktu yang sangat singkat. PWS mesin memakan waktu 11 s untuk mempercepat dari idle untuk kecepatan daya rem tertinggi, dan 3,2 s dari 0,11 MPa 0,15 Mpa sesuai dengan tekanan intake. Selama dua jenis tes akselerasi, respon mesin PWS adalah lebih cepat dari mesin turbo charging. Percepatan kinerja yang signifikan terutama adalah manfaat dari efek PWS. Hal ini karena di dalam PWS, energi ditransfer dari gas buang untuk biaya asupan dalam waktu respon yang singkat sejak gas knalpot berkontak langsung dengan besarnya asupan. Oleh karena itu, asupan manifold diperbesar bersama-sama dengan peningkatan suhu gas buang dan berhasil berkontribusi pada peningkatan kinerja mesin diesel PWS.

Berdasarkan uraian tersebut diatas, ingin dilakukan sebuah pengujian pemasukan udara ke *intake manifold* dengan alat bantu *Electric Supercharger* yang berfungsi sebagai kompresor udara. Menggunakan mesin Honda CB 150R dengan modifikasi pada bagian piston, rasio kompresi, ignition timing, durasi injeksi dan bahan bakar bioethanol E100%. Dengan adanya modifikasi tersebut maka nama mesin Honda CB 150R bahan bakar gasoline berubah menjadi mesin Sinjai 150 bahan bakar bioetanol 100% (E100). Dengan pemasangan alat tersebut, bisa mendapatkan karakteristik pembakaran dan memperbaiki permasalahan yang terjadi terkait dengan campuran yang kaya sehingga performa mesin menjadi optimal dan emisi gas buang menjadi minimal.

1.2 Perumusan Masalah

Penelitian ini akan menggunakan mesin sinjai 150 berbahan bakar bioetanol E100. Dengan menggunakan bahan bakar bioetanol E100 yang mempunyai nilai oktan lebih tinggi maka harus memodifikasi *engine* yaitu mengatur *ignition timing*, durasi penginjeksian dan rasio kompresi pada proses kerja mesin sinjai 150. Dengan demikian, dalam penelitian ini dapat ditentukan perumusan masalah, yaitu :

1. Bagaimana pengaruh penggunaan *Electric Supercharger* terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang pada pengembangan mesin Sinjai 150 dengan *ECU Programmable* berbahan bakar bioethanol E100 ?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. *Engine* yang digunakan adalah Sinjai 150 dalam kondisi modifikasi.
2. Bahan bakar yang digunakan yaitu bioetanol E100 RON(109).
3. Putaran *engine* diatur pada 2000 hingga 8000 *RPM* dengan interval tiap 1000 *RPM*.
4. Pengujian dilakukan pada suhu ruangan (20°C – 25°C)
5. Pengujian unjuk kerja mesin menggunakan alat *Waterbrake Dynamometer* dengan metode *Fully Open Throttle* di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar, Teknik Mesin ITS.
6. Hasil data yang diharapkan terdiri dari torsi, daya, tekanan efektif rata-rata (*bmp*), konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*), efisiensi termal (η_{th}), hasil uji emisi dan karakteristik pembakaran Biotenol E100 dengan pengkondisian udara pembakaran.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui bagaimana pengaruh penggunaan *Electric Supercharger* terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang pada pengembangan mesin Sinjai 150 dengan *ECU Programmable* berbahan bakar bioethanol E100 ?

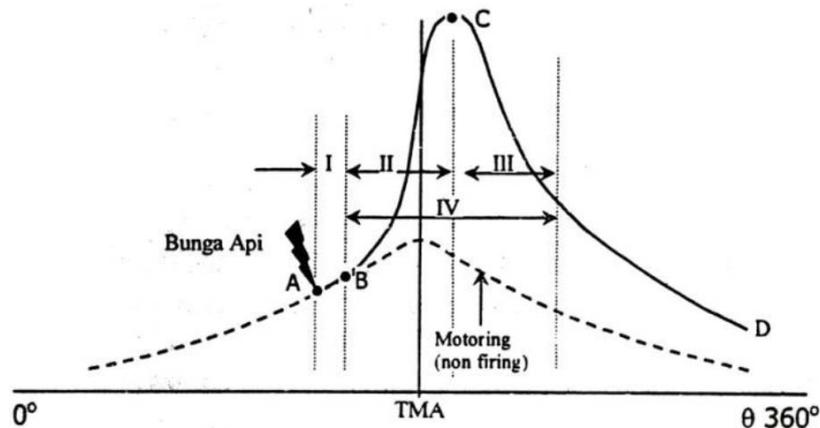
1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan bisa menjadi sumber pengetahuan dalam pengembangan teknologi mesin berbahan bakar alternatif, khususnya optimasi *gasoline engine* dengan bahan bakar bioetanol E100, Selain itu juga dalam upaya mengaplikasikan sumber-sumber energi alternatif untuk menggantikan bahan bakar minyak yang semakin berkurang setiap tahunnya.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Proses Pembakaran Motor Empat Langkah

Menurut Kawano (2011), pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar pada motor bensin terdiri dari beberapa tahapan seperti pada diagram dibawah ini.



Gambar 2.1 Grafik P- θ Aktual untuk Motor Bensin 4 Langkah (Kawano, 2011)

Keterangan:

I : *Ignition Lag*

III : *After Burning*

II : *Flame Propagation*

IV : Durasi Efektif Pembakaran

Tahapan pertama disebut *ignition lag* yang merupakan fase persiapan yang mana terjadi pertumbuhan dan perkembangan dari inti api. Tahapan ini tergantung sepenuhnya pada sifat alami bahan bakar, seperti, temperatur, tekanan, sifat gas buang dan laju percepatan oksidasi dalam ruang bakar. *Ignition lag* terjadi dari A-B pada saat kompresi berlangsung sehingga garis A-B disebut garis kompresi. Tahap kedua disebut *propagation of flame* dimana terjadi perubahan temperatur, tekanan, dan sifat bahan bakar akibat oksidasi. Perubahan tekanan terjadi disepanjang garis pembakaran (B-C). Pada grafik diatas, titik C menunjukkan selesainya perjalanan api. Namun, pembebasan panas dari bahan bakar masih berlangsung meskipun tidak memberikan kenaikan tekanan di dalam silinder dikarenakan pada saat itu sudah terjadi proses ekspansi. Oleh karena itu, tahapan ini dikenal dengan istilah pembakaran lanjut (*after burning*).

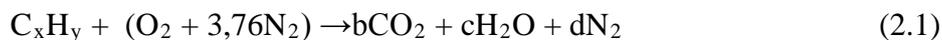
2.2 Teori Pembakaran

Secara teoritis, pembakaran dapat diartikan sebagai reaksi kimia berantai antara oksigen dengan elemen yang mudah terbakar (combustible element). Pembakaran adalah oksidasi bahan bakar secara cepat yang disertai dengan produksi panas dan cahaya. Pelepasan panas dan cahaya ini ditandai dengan terbentuknya api. Pembakaran yang sempurna terjadi jika terdapat pasokan oksigen yang cukup, dan biasanya pembakaran dilakukan dengan udara berlebih untuk menjamin pembakaran yang sempurna. Hasil pembakaran utamanya adalah karbon dioksida dan uap air serta energi panas. Sedangkan hasil pembakaran yang lain adalah karbon monoksida (CO), nitrogen oksida (NO_x), hidrokarbon yang tidak terbakar, serta unsur metalik seperti timbal (Pb), tergantung dari jenis bahan bakarnya.

Oksigen (O₂) sebagai elemen yang jumlahnya di bumi mencapai 20,9%, sangat memegang peranan dalam proses pembakaran. Sedangkan hampir 79% dari udara adalah nitrogen yang merupakan gas yang mengurangi efisiensi pembakaran karena nitrogen akan menyerap panas dari pembakaran dan akan meningkatkan volume gas buang. Nitrogen juga mengurangi transfer panas pada permukaan gas buang dan pada suhu pembakaran yang tinggi. Nitrogen dapat bereaksi dengan oksigen untuk membentuk senyawa nitrogen oksida (NO_x) yang merupakan polutan beracun.

2.2.1 Pembakaran Stoikiometri

Jika ketersediaan oksigen cukup, bahan bakar hidrokarbon akan teroksidasi secara menyeluruh. Karbon yang ada dalam bahan bakar akan diubah menjadi karbon dioksida (CO₂) dan hidrogen akan menjadi uap air (H₂O) [4]. Pembakaran yang demikian disebut dengan pembakaran stoikiometri. Persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon C_xH_y dengan udara dapat dituliskan sebagai berikut.



Dari persamaan (2.1) bisa dicari kesetimbangannya, yaitu.

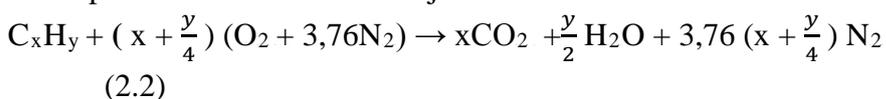
$$\text{Kesetimbangan C} \quad : x = b$$

$$\text{Kesetimbangan H} \quad : y = 2c \rightarrow c = y/2$$

$$\text{Kesetimbangan O} \quad : 2a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = x + y/4$$

$$\text{Kesetimbangan N} \quad : 2(3,76)a = 2d \rightarrow d = 3,76a \rightarrow d = 3,76(x + y/4)$$

Maka persamaan 2.1 di atas menjadi



Jumlah oksigen yang di butuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah :

$$m_{O_2} \frac{m_{atom O_2}}{m_{atom C_xH_y}} \times \% C_xH_y \left(\frac{kg}{kg} \text{ bahan bakar}\right) \quad (2.3)$$

Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (air fuel ratio) untuk bahan bakar hidrokarbon (C_xH_y) adalah sebagai berikut :

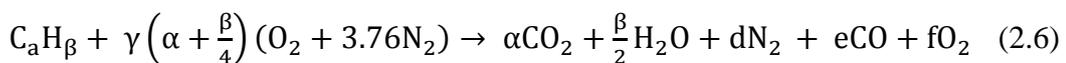
$$(A/F)_S = \frac{m_{\text{udara}}}{m_{\text{bahan bakar}}} = \left(\frac{\sum n_i M_i}{\sum n_i \bar{M}_i} \right)_{\text{udara}} \quad (2.4)$$

$$(A/F)_S = \frac{\left(\frac{x+y}{4}\right)\bar{M}_{O_2} + 3.76 \left(\frac{x+y}{4}\right)\bar{M}_{N_2}}{x \bar{M}_C + y \bar{M}_H} \quad (2.5)$$

Liu et al (2015) telah meneliti bahwa rasio udara dengan bahan bakar stoikiometri (AFR atau A/F ratio) untuk bahan bakar bensin adalah sebesar 14,7:1. Namun Kawano (2011) menyatakan bahwa besarnya rasio udara dan bahan bakar stoikiometri sangat bergantung pada komposisi bahan bakar hidrokarbon sehingga mempunyai rentangan 14,6:1 sampai dengan 15:1.

2.2.2 Pembakaran Non-stoikiometri

Mekanisme pembakaran dalam aplikasinya dituntut dapat berlangsung secara cepat, sehingga sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih. Hal ini dimaksudkan untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat proses pencampuran antara udara dan bahan bakar yang tidak sempurna. Pembakaran yang seperti ini disebut dengan pembakaran non-stoikiometri. Persamaan reaksi kimia untuk pembakaran non-stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon C_xH_y dengan udara dapat dituliskan sebagai berikut:



Jadi intinya pembakaran dalam motor bakar ada tiga jenis menurut komposisi rasio antara udara dengan bahan bakar, yaitu:

1. Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum dengan kehilangan panas yang minimum. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, dan N_2 .

2. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, O_2 dan N_2 .

3. Pembakaran dengan komposisi campuran kaya

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, O_2 dan N_2 .

Pada pembakaran juga dikenal rasio ekuivalen (λ). Berikut adalah persamaan untuk menentukan besarnya λ .

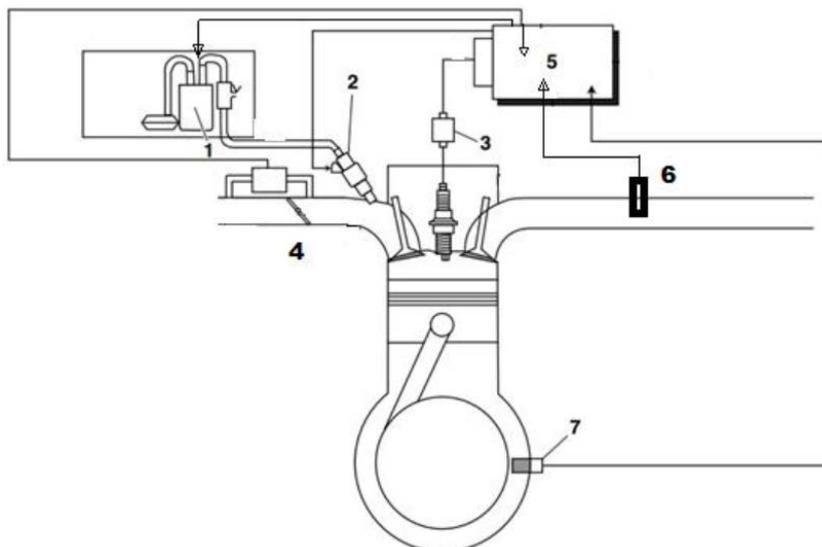
$$\lambda = \frac{(A/F)_{\text{aktual}}}{(A/F)_{\text{stoikiometri}}} \quad (2.7)$$

Besarnya λ untuk campuran stoikiometri adalah 1, untuk campuran miskin λ lebih besar dari 1 sedangkan untuk campuran kaya besarnya λ kurang dari 1.

2.3 Sistem Injeksi Bahan Bakar

Sistem injeksi atau EFI (*Electronic Fuel Injection*) adalah sistem yang digunakan sebagai pengganti sistem karburator, dimana pada sistem injeksi ini volume bahan bakar dan waktu penyemprotan dilakukan secara elektris. Sistem EFI kadang disebut juga dengan EGI (*Electronic Gasoline Injection*), EPI (*Electronic Petrol Injection*), atau PGM-FI (*Programmed Fuel Injection*). Pada penelitian ini sistem yang digunakan adalah PGM-FI. Sistem ini dipakai pada kendaraan roda dua merk Honda. Penggantian sistem ini dimaksudkan untuk mencapai peningkatan unjuk kerja mesin, pemakaian bahan bakar yang ekonomis, dan menghasilkan kandungan emisi gas buang yang rendah sehingga lebih ramah lingkungan. Secara umum konstruksi sistem EFI dapat dibagi menjadi tiga bagian, yaitu :

1. Sistem pemasukan bahan bakar (*fuel system*), berfungsi untuk menyimpan, menyaring, menyalurkan dan menginjeksikan bahan bakar ke ruang bakar.
2. Sistem kontrol elektronik (*electronic control system*), komponen sistem kontrol elektronik terdiri dari beberapa sensor antara lain: TPS (*Throttle Position Sensor*), MAP (*Manifold Absolute Pressure*) sensor, IAT (*Intake Air Temperature*) sensor, *Engine Cooling Temperature* (ECT) Sensor, RPM sensor (*Inductive Magnetic Reluctor*) dan sensor-sensor lainnya. Semua sensor sensor tersebut akan mengirimkan data ke ECU untuk diproses.
3. Sistem induksi atau sistem pemasukan udara (*air induction system*), sistem ini berfungsi untuk menyalurkan sejumlah udara yang diperlukan untuk pembakaran dalam ruang bakar.



Gambar 2.2 Skema Sistem Injeksi Secara Umum (Kawano, 2011)

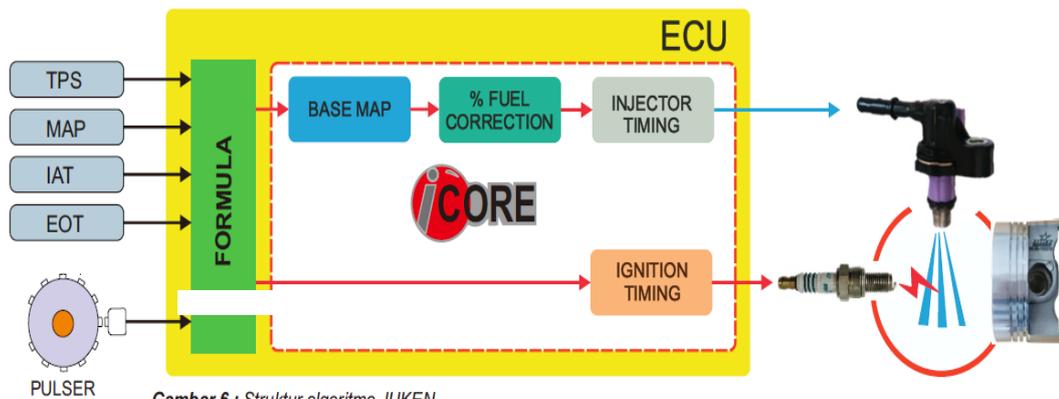
Keterangan :

1. Pompa bahan bakar/ *Fuel Pump*
2. *Fuel injector*
3. *Ignition coil*
4. *Throttle body*
5. ECU
6. Oksigen sensor
7. *Crank position sensor*

2.4 *Electronic Control Unit* untuk Mesin Sinjai 150

Secara garis besar, alur kerja dari sebuah ECU terbagi ke dalam tiga langkah utama:

1. **Input** – Pengambilan data lingkungan sekitar kendaraan oleh sensor-sensor yang terpasang dalam kendaraan.
2. **Proses** – Analisa dan kalkulasi data input oleh mikrokomputer yang mana hasil kalkulasi akan menjadi dasar pengambilan keputusan dalam kondisi operasional mesin.
3. **Output** – Keluaran dari hasil proses berupa perintah kepada bagian tertentu mesin untuk melakukan sesuatu, sesuai hasil dari kalkulasi pada langkah sebelumnya.



Gambar 6 : Struktur algoritma JUKEN

Gambar 2.3 Diagram Blok *ECU Programmable*

ECU dibentuk oleh banyak komponen yang berbeda-beda, tergantung kepada fitur yang dimiliki oleh ECU tersebut. Setiap manufaktur membangun ECU dengan cara yang berbeda-beda, sehingga detail dari komponen ECU akan berbeda dari satu manufaktur ke manufaktur lain.

2.5 Bahan Bakar

Motor bensin dirancang dengan menggunakan bahan bakar *gasoline*. Bahan bakar *gasoline* adalah fraksi *petroleum* yang paling ringan. Semua material yang mempunyai titik didih dibawah 200°C digolongkan sebagai *gasoline* (bensin). Bensin sendiri adalah campuran sejumlah hidrokarbon (lebih dari 40 macam hidrokarbon). Bensin mempunyai *specific gravity* sekitar 0,74, panas penguapan sebesar 289 kJ/kg dan nilai LHV 42,9 MJ/kg dan inilah yang biasanya digunakan pada *Spark Ignition Engine*. Karakteristik bahan bakar pada mesin bensin antara lain.

1. Densitas

Massa jenis adalah suatu angka yang menyatakan massa per satuan volume suatu bahan bakar, sedangkan *specific gravity* adalah perbandingan massa dari bahan bakar pada temperatur tertentu terhadap air pada volume dan temperatur yang sama. Bahan bakar umumnya mempunyai *specific gravity* antara 0,74 dan 0,96 dengan kata lain bahan bakar minyak lebih ringan daripada air. Di Amerika, *specific gravity* umumnya dinyatakan dengan satuan yang lain yaitu API Gravity (American Petroleum Institute Gravity) dengan cara perhitungannya adalah sebagai berikut.

$$\text{SG terhadap air} = \frac{\text{Densitas bahan bakar}}{\text{Densitas air}} \quad (2.8)$$

Sementara hubungan nilai *specific gravity* dengan API Gravity adalah sebagai berikut.

$$\text{API gravity} = \left(\frac{141.5}{\text{Specific gravity pada } 60^\circ \text{ F}} \right) - 131.5 \quad (2.9)$$

2. Viskositas

Viskositas terkait dengan tahanan yang dimiliki fluida yang dialirkan dalam pipa kapiler terhadap gaya gravitasi, biasanya dinyatakan dalam waktu yang diperlukan untuk mengalir pada jarak tertentu. Jika viskositas semakin tinggi, maka tahanan untuk mengalir akan semakin tinggi sehingga atomisasi menjadi kurang baik. Sebaliknya jika viskositas rendah, maka potensi keausan pada saluran injeksi akan semakin cepat.

3. Bilangan Oktan

Sifat pembakaran bahan bakar biasaya diukur dengan angka oktan. Angka oktan merupakan ukuran kecenderungan bahan bakar bensin untuk mengalami karakteristik pembakaran (utamanya knocking) yang sama dengan campuran iso-oktana dan n-heptana. Makin tinggi angka oktan, maka kecenderungan mengalami knocking makin berkurang dan makin tinggi kemampuannya untuk digunakan pada kompresi rasio yang lebih tinggi.

4. Titik Nyala (*Flash Point*)

Titik nyala adalah suatu angka yang menyatakan temperatur terendah dari bahan bakar minyak atau gas dimana akan timbul penyalaan api sesaat apabila pada permukaan minyak tersebut didekatkan pada nyala api. Flash point mengindikasikan tinggi rendahnya volatilitas dan kemampuan untuk terbakar dari suatu bahan bakar.

5. Titik Tuang (*Pour Point*)

Titik tuang adalah suatu angka yang menyatakan suhu terendah dari bahan bakar minyak dimana minyak tersebut masih dapat mengalir karena gaya gravitasi. Titik tuang merupakan ukuran daya atau kemampuan bahan bakar pada temperatur rendah, yang berarti bahwa kendaraan dapat menyala pada temperatur rendah karena bahan bakar masih dapat mengalir.

6. Nilai Kalor

Nilai kalor merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah energi panas maksimum yang dibebaskan oleh suatu bahan bakar melalui reaksi pembakaran sejumlah tertentu bahan bakar dengan oksigen atau udara. Nilai kalor dinyatakan dalam dua besaran, yakni, nilai kalor atas, NKA (jika air hasil pembakaran dalam fase cair) dan nilai kalor bawah, NKB (jika air hasil pembakaran dalam fase uap). Nilai kalor atas diuji dengan menggunakan bomb calorimeter.

7. Panas Penguapan Laten

Panas penguapan laten yang tinggi dapat mendinginkan udara masukan sehingga nilai densitas naik dan memungkinkan lebih banyak volume udara masukan. Hal tersebut membentuk campuran bahan bakar-udara yang lebih miskin sehingga mengurangi kadar CO pada gas buangnya sebagai hasil pembakaran yang lebih sempurna, serta mendinginkan temperatur pembakaran sehingga menurunkan kecenderungan terjadinya *autoignition*.

8. Kestabilan Kimia dan Kebersihan Bahan Bakar

Saat temperatur tinggi, sering terjadi polimer yang berupa endapan-endapan *gum* (getah) pada bahan bakar. Hal ini memiliki pengaruh yang kurang baik terhadap sistem saluran misalnya pada katup-katup dan saluran bahan bakar. Bahan bakar yang mengalami perubahan kimia, menyebabkan gangguan pada proses pembakaran. Pada bahan bakar juga sering terdapat senyawa yang menyebabkan korosi, senyawa ini antara lain: senyawa belerang, nitrogen, oksigen, dan lain-lain.

2.5.1 Karakteristik Bahan Bakar Gasoline

Tabel 2.1 dibawah ini menjelaskan tentang karakteristik bahan bakar gasoline yang mempunyai angka oktan 92 atau setara dengan Pertamina.

Tabel 2.1 Karakteristik Bahan Bakar Gasoline

<i>Property</i>	<i>Gasoline</i>
<i>Chemical formula</i>	C5-C11
<i>Molar mass (g/mol)</i>	102.5
C (%wt)	86.5
H (%wt)	13.5
O (%wt)	0
<i>Density (kg/m³)</i>	740
<i>Research octane number (RON)</i>	92
<i>Flash point (°C)</i>	-40
<i>Boiling point at 1 bar (°C)</i>	25-215
<i>Lower heating value (MJ/kg)</i>	42.9
<i>Latent heat of vaporization (kJ/kg)</i>	289
<i>Stoichiometric ratio</i>	14.7
<i>Laminar flame speed (m/s), λ=1</i>	0.28

Sumber : (Jeuland et al, 2004; Liu et al, 2015; Vancoillie et al, 2013)

2.5.2 Karakteristik Bahan Bakar Bioetanol

Tabel 2.2 dibawah ini menjelaskan tentang karakteristik bahan bakar bioetanol dengan angka oktan sebesar 109.

Tabel 2.2 Karakteristik Bahan Bakar Bioetanol

<i>Property</i>	<i>Bioethanol</i>
<i>Chemical formula</i>	C ₂ H ₅ OH
<i>Molar mass (g/mol)</i>	46.07
C (%wt)	52.2
H (%wt)	13.1
O (%wt)	34.7
<i>Density (kg/m³)</i>	794
<i>Research octane number (RON)</i>	109
<i>Flash point (°C)</i>	13
<i>Boiling point at 1 bar (°C)</i>	79
<i>Lower heating value (MJ/kg)</i>	26.95
<i>Latent heat of vaporization (kJ/kg)</i>	854
<i>Stoichiometric ratio</i>	9
<i>Laminar flame speed (m/s), λ=1</i>	0.40

Sumber : (Jeuland et al, 2004; Liu et al, 2015; Vancoillie et al, 2013)

Menurut Jeuland et al [5], terdapat beberapa sifat yang menjadikan bioetanol bisa digunakan di motor bensin antara lain.

1. Angka oktan tinggi, mempunyai ketahanan yang kuat terhadap detonasi. Mengoptimalkan unjuk kerja *engine* akibat peningkatan rasio kompresi dan *ignition timing*.
2. Densitasnya hampir sama dengan bensin.
3. Kandungan oksigen dalam rumus kimianya membuat campuran bahan bakar dan udara lebih homogen, penurunan emisi HC dan CO.
4. Kalor penguapan laten yang tinggi membuat pendinginan pada udara masukan, sehingga efisiensi volumetris akan lebih baik.

Disisi lain, terdapat beberapa kekurangan, antara lain:

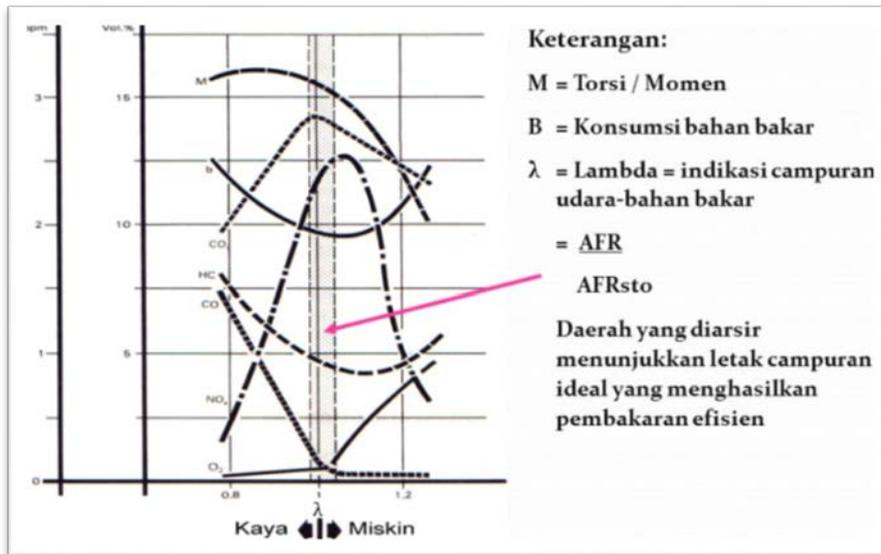
1. Oksigen yang ada membuat LHV bahan bakar rendah, sehingga konsumsi bahan bakar meningkat.
2. Kalor penguapan laten yang tinggi membuat *engine* susah menyala pada kondisi dingin.
3. Etanol larut dengan air, yang bisa menyebabkan masalah *demixing* ketika dicampur dengan hidrokarbon.
4. Kandungan oksigen yang tinggi membuat etanol memiliki kemampuan untuk mengoksidasi. Hal ini merupakan masalah untuk material logam serta polimer.
5. Pembakaran etanol menyebabkan emisi aldehid yang memiliki dampak negatif pada kesehatan.

2.6 Rasio Udara Bahan Bakar (AFR)

Perbandingan udara bahan bakar didefinisikan sebagai jumlah massa udara yang dibutuhkan untuk pembakaran setiap satu-satuan masa bahan bakar. Kondisi yang menggambarkan campuran ideal antara udara dan bahan bakar dinyatakan dengan kondisi stoikiometri. Pada kondisi tersebut jumlah udara yang masuk keruang bakar sesuai dengan yang dibutuhkan untuk membakar seluruh bahan bakar yang diinjeksikan keruang bakar. Senyawa oksigen yang terdapat dalam ethanol sebesar 30% menyebabkan kebutuhan udara pembakaran ethanol lebih rendah dibandingkan gasoline (AFR stoikiometri 8.93 vs 14.73). dengan demikian semakin tinggi konsentrasi ethanol yang digunakan dalam campuran gasoline memerlukan suplai udara pembakaran yang semakin menurun. Kondisi stoikiometri diperlukan tidak hanya untuk menghasilkan pembakaran sempurna, akan tetapi daya dan efisiensi thermal akan meningkat serta emisi CO dan HC menurun.

Kondisi campuran stoikiometri digambarkan pula melalui relative-fuel rasio atau lambda (λ), atau perbandingan udara dan bahan bakar actual (F/A_{act}). Dengan perbandingan udara bahan bakar stoikiometri (F/A_{stoich}). Campuran stoikiometri diperoleh jika $\lambda = 1$, apabila $\lambda < 1$ ini disebut dengan campuran kaya (kental, gemuk) dan jika $\lambda > 1$ adalah campuran miskin. Secara

garis besar campuran kaya dan miskin tidak dikehendaki dalam dalam proses pembakaran. Akan tetapi pada kondisi-kondisi tertentu campuran kaya dan miskin biasa di aplikasikan dengan pertimbangan efisiensi secara keseluruhan yang akan dicapai oleh pengoperasian mesin. Untuk lebih jelasnya bisa dilihat pada Gambar 2.2



Gambar 2.4 Pengaruh Campuran Bahan Bakar terhadap emisi dan kondisi *engine*

2.6.1 Laju massa alir bahan bakar (\dot{m}_{bb})

Untuk menghitung \dot{m} bahan bakar adalah sebagai berikut :

$$\rho_{bioethanol} = 794 \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

$$volume \text{ bahan bakar} = (ml)$$

$$Waktu \text{ konsumsi bahan bakar} = \text{Sekon}$$

\dot{m} bahan bakar dapat dihitung menggunakan rumus :

$$\dot{m} \text{ bahan bakar} = \frac{\rho_{bioethanol} \times volume \text{ bahan bakar}}{waktu \text{ konsumsi bahan bakar}} \text{ (Kg/s)} \quad (2.10)$$

2.6.2 Laju massa alir udara (\dot{m}_{udara})

Pengukuran \dot{m} udara dapat dihitung menggunakan rumus :

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG \times g \times (\Delta h = l \sin \theta)}{\rho_{udara}}} \quad (2.11)$$

Dengan keterangan :

$$SG_{red \text{ oil}} = \text{Specific gravity red oil (0,827)}$$

$$\rho_{udara} = \text{Massa jenis udara (1,19 kg/m}^3\text{)}$$

ρ_{H_2O} = Massa jenis air (1000 kg/m³)

Δh = Selisih ketinggian cairan pada *manometer* (mm)

θ = Besar sudut *incline manometer*(10⁰)

Kecepatan fluida yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Dalam kasus ini fluida yang dimaksud adalah biogas dan udara. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata dari fluida tersebut digunakan perumusan sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho v D_1}{\mu} \quad (2.12)$$

Untuk $Re v_{max} > 2 \times 10^4$

Faktor koreksi berdasarkan bilangan turbulents diatas, Fox and McDonald's [13] yaitu:

$$n = -1.7 + 1.8 \log(Re v_{max}) \quad (2.13)$$

$$\frac{\bar{v}}{U} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad (2.14)$$

Maka besar kecepatan rata-rata sebagai berikut :

$$\bar{v} = \left(\frac{\bar{v}}{U}\right)v \quad \left[\frac{m}{s}\right] \quad (2.15)$$

Luas Penampang udara dapat dihitung dengan rumus :

$$A = \left(\frac{3,14}{4} \times D^2\right) m^2 \quad (2.16)$$

Dengan mengetahui kecepatan udara maka nilai dari laju massa aliran udara (air mass flowrate) dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \times V_{udara} \times A_{udara} \quad (Kg/s) \quad (2.17)$$

2.7 Supercharger di Mesin Pembakaran Dalam

Daya yang dihasilkan mesin bergantung pada jumlah udara yang dimasukkan per satuan waktu dan tingkat pemanfaatan udara itu sendiri. Tiga metode yang mungkin digunakan untuk meningkatkan konsumsi udara sebuah mesin adalah sebagai berikut :

1. Meningkatkan perubahan piston :
Meningkatkan ukuran dan berat mesin, dan memperkenalkan masalah tambahan pendinginan.
2. Menjalankan mesin pada kecepatan yang lebih tinggi :
Hal ini menyebabkan peningkatan kerugian gesekan mekanis dan menimbulkan tegangan inersia yang lebih besar pada bagian-bagian mesin.

3. Meningkatkan muatan densitas :

Hal ini memungkinkan muatan yang lebih besar untuk dimasukkan ke ruang yang sama.

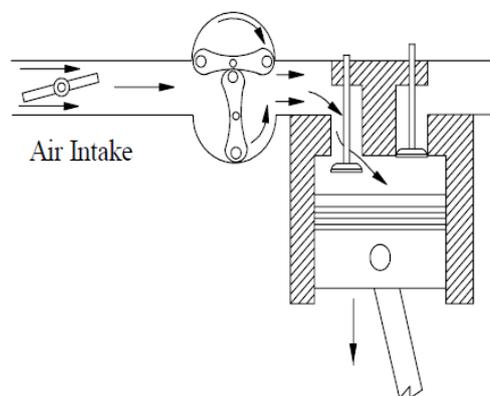
Metode peningkatan kapasitas udara sebuah mesin dikenal sebagai *supercharging*. Perangkat yang digunakan untuk meningkatkan kerapatan udara ini dikenal sebagai *supercharger*. *Supercharger* adalah blower atau kompresor yang memberikan muatan lebih padat ke mesin. Untuk instalasi kendaraan darat, digunakan untuk menghasilkan keuntungan pada *output* daya mesin. Untuk instalasi pesawat terbang, selain menghasilkan keuntungan pada *output* daya di permukaan laut, Hal ini juga memungkinkan mesin untuk mempertahankan *output* daya yang lebih tinggi saat ketinggian meningkat.

Supercharging di mesin SI hanya digunakan di pesawat terbang dan mesin mobil balap. Selain untuk meningkatkan efisiensi volumetrik mesin, hasil *supercharging* juga menaikkan temperatur udara yang masuk ke mesin, mengurangi keterlambatan pengapian dan meningkatkan kecepatan pembakaran. Kedua efek ini berakibat pada kecenderungan yang lebih besar untuk *knocking* atau memberi tanda *pre-ignition*. Untuk alasan ini, mesin bensin *supercharger* menggunakan rasio kompresi yang lebih rendah.

Dalam kasus mesin CI, *supercharging* tidak menghasilkan masalah pembakaran, namun akan meningkatkan pembakaran. Peningkatan tekanan dan temperatur udara masuk dapat mengurangi penundaan pengapian, dan tingkat kenaikan tekanan menghasilkan pembakaran yang lebih baik, lebih tenang dan lebih halus.

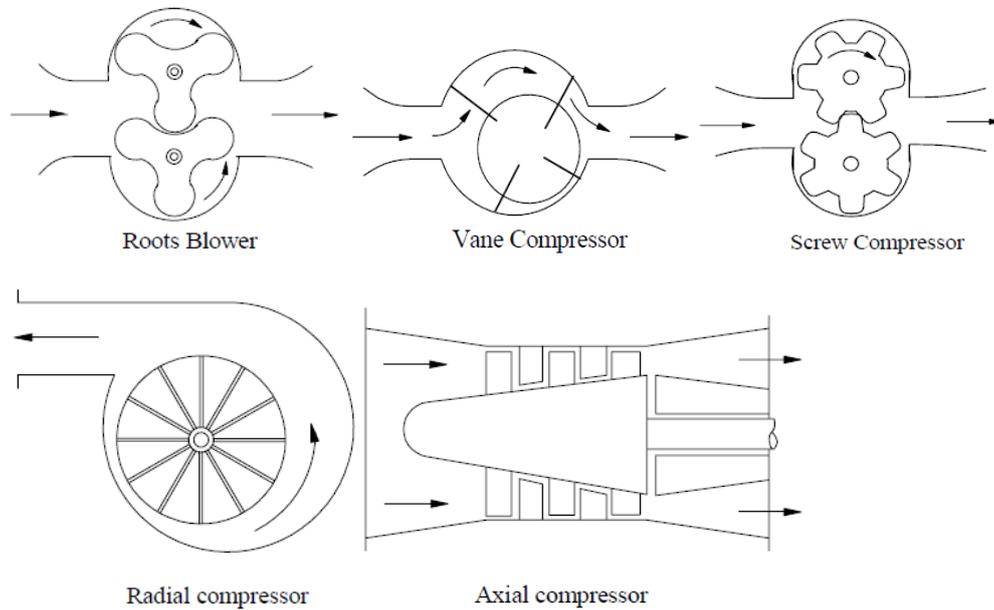
2.7.1 Metode Supercharging

Supercharger Mekanik: Adalah kompresor yang digerakkan oleh *crankshaft* mesin. Kompresor ini biasanya merupakan tipe *positive displacement* yang bekerja pada putaran mesin. Hal ini memungkinkan respon cepat terhadap perubahan *throttle*.



Gambar 2.5 Metode Supercharger Mekanik di Mesin SI [*Internal Combustion Engines*, John Wiley & Sons.2001].

2.7.2 Tipe Tipe Kompresor

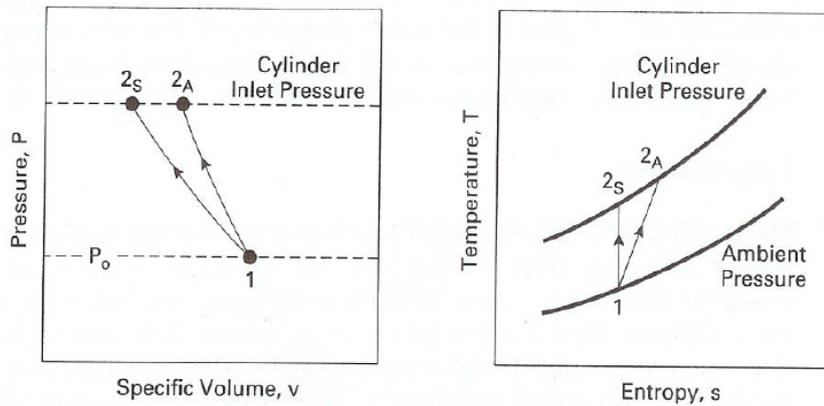


Gambar 2. 6 Tipe-tipe kompresor ICE [*Internal Combustion Engines*, Tata Mc Graw Hill. 2003]

Pada tipe *root blower*, udara dikompresikan dengan pengaturan kontak gigi, sedangkan dalam kasus *vane blower*, udara dikompresikan oleh elemen baling-baling yang berputar. Pada kedua jenis ini, volume udara diambil dari saluran masuk dan dikeluarkan pada ujung saluran luar. Udara dikompresikan karena dipaksa melawan tekanan yang lebih tinggi pada sisi saluran luar kompresor. Jenis *screw compressor* menangkap udara antara gigi berbentuk *helical intermeshing* dan memaksa aliran ke arah ujung luar secara aksial. Supercharger *Positive Displacement* ini sangat baik digunakan pada stasiun pembangkit, kendaraan dan instalasi kelautan.

Tipe *sentrifugal* secara khusus digunakan sebagai supercharger dengan pembangkit tenaga *reciprocating* untuk pesawat terbang, karena relatif ringan dan kompak, dan menghasilkan aliran terus menerus. Tipe aksial terutama digunakan pada turbin gas, dan jarang digunakan pada mesin *reciprocating supercharging*.

2.7.3 Proses Aliran di Kompresor

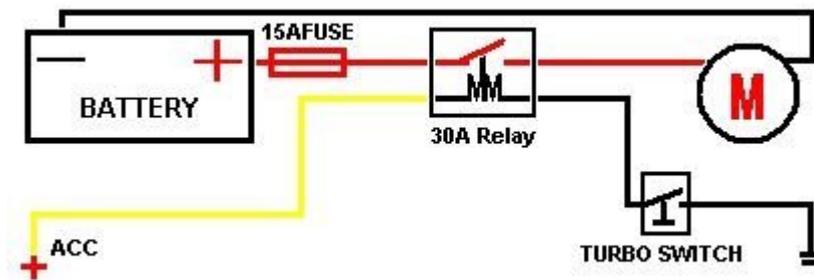


Gambar 2.7 Proses Aliran di Kompresor [Internal Combustion Engines, Tata Mc Graw Hill. 2003]

Proses aliran ideal ($1 - 2_s$) dan proses aliran actual ($1 - 2_A$) melalui supercharger atau kompresor turbocharger di (a) koordinat pressure – volume dan (b) koordinat temperature – entropy.

2.7.4 Supercharger Elektrik

Supercharger elektrik adalah sebuah kompresor gas yang digunakan untuk memompa udara ke silinder mesin pembakaran dalam, massa oksigen tambahan yang dipaksa masuk ke silinder untuk membuat mesin membakar lebih banyak bahan bakar, dan meningkatkan efisiensi volumetrik mesin dan membuatnya lebih bertenaga. Sebuah supercharger digerakkan secara elektrik oleh baterai kendaraan bermotor.



Gambar 2.8 Instalasi Electric Supercharger

Mekanisme kerja dari *Electric Supercharger* digunakan saat mesin kendaraan hidup. Turbo Switch berfungsi sebagai saklar ON/OFF dimana saat switch ON, sumber listrik mengalir dari Alternator menuju Relay dan membangkitkan kemagnetan di Relay yang secara otomatis menghidupkan saklar Relay, kemudian sumber listrik dari baterai mengalir menuju Motor DC dan menggerakkan *Electric Supercharger* untuk menyuplai udara masuk.

Table 2.3 Kelebihan Supercharger Elektrik dibandingkan dengan alat bantu penambah udara lainnya.

No	Keterangan	Alat Bantu Pemasukan Udara		
		Supercharger Elektrik	Supercharger Mekanik	Blower
1	Desain Model	Kecil	Besar	Besar
2	Massa	< 2 Kg	> 2 Kg	> 2 Kg
3	Sumber Tegangan	Baterai(AKI) 12 Volt	Putaran Mesin	AC 220 Volt (PLN)
4	Instalasi	Mudah	Kompak	Luar Kendaraan
5	Kecepatan Putaran	Konstan	Mengikuti kecepatan putaran mesin	Manual dari luar kendaraan

2.8 Parameter Unjuk Kerja pada *Internal Combustion Engine (ICE)*

Pengujian suatu *engine* ditentukan oleh beberapa parameter unjuk kerja dan kadar emisi gas buang hasil pembakaran. Unjuk kerja menjadi penting karena berkaitan dengan tujuan penggunaan *engine* dan faktor ekonomisnya, sedangkan tinggi rendahnya emisi gas buang berhubungan dengan faktor lingkungan. Adapun parameter-parameter dari unjuk kerja pada motor pembakaran dalam adalah torsi, daya/ bhp (*brake horse power*), tekanan efektif rata-rata/ bmep (*brake mean effective pressure*), konsumsi bahan bakar spesifik/ sfc (*specific fuel consumption*), dan efisiensi termal (η_{th}).

2.8.1 Torsi

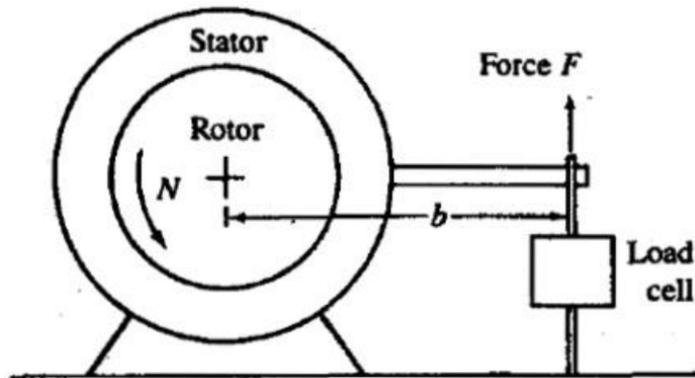
Torsi adalah parameter unjuk kerja *engine* dalam menghasilkan kerja. Torsi merupakan hasil perkalian gaya tangensial dengan panjang lengan sehingga nantinya torsi memiliki satuan Nm (SI) atau lb.ft (British). Berikut adalah rumus untuk menghitung nilai torsi dari suatu *engine*.

$$\text{Torsi} = T = F \cdot b \quad (2.18)$$

Dimana:

F : gaya tangensial

b : lengan gaya *waterbrake*



Gambar 2.9 *Waterbrake Dynamometer* (Heywood, 1988)

Pada pengujian, torsi yang dihasilkan oleh *engine* akan terbaca pada *display waterbrake dynamometer*. Nilai torsi yang didapatkan ini masih dalam satuan kgf.m sehingga dibutuhkan faktor konversi agar didapatkan nilai torsi dengan satuan SI. Adapun faktor konversi X yang digunakan adalah

$$X = \text{faktor konversi} = \left[\frac{9.80665 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} \right] \quad (2.19)$$

2.8.2 Daya (*Brake Horse Power, bhp*)

Daya motor merupakan daya yang diberikan ke poros penggerak oleh motor per satuan waktu. Besarnya daya motor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$\text{bhp} = T \times \omega \quad (2.20)$$

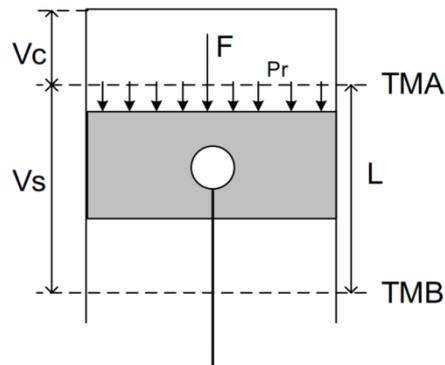
$$\text{bhp} = T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \text{ (Watt)} \quad (2.21)$$

Dimana :

- Bhp : daya (Watt)
- T : torsi (Nm)
- n : putaran poros *engine* (rps, rev/s)

2.8.3 Tekanan Efektif Rata-rata (*Brake Mean Effective Pressure, bmep*)

Proses pembakaran campuran udara dan bahan bakar di dalam ruang bakar akan menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga piston terdorong ke TMB dan melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston. Bila diambil tekanan konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut disebut sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Gaya dari tekanan yang bekerja pada piston dapat diilustrasikan dengan gambar berikut ini.



Gambar 2.10 Gaya-Gaya yang Bekerja pada Piston

Gaya yang bekerja mendorong piston ke bawah.

$$F = P_r \cdot A \quad (2.22)$$

Kerja selama piston bergerak dari TMA ke TMB.

$$W = F \cdot L = (P_r \cdot A) \cdot L \quad (2.23)$$

Daya (kerja per satuan waktu).

Jika poros engkol berputar n rpm, maka dalam 1 menit akan terjadi $\frac{n}{z}$ siklus kerja.

Dimana : $\frac{n \text{ siklus}}{z \text{ sekon}}$; $z = 1$ (dua langkah), 2 (empat langkah)

Daya tiap silinder adalah

$$N = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n}{z} \quad (2.24)$$

Daya motor sejumlah “ i ” silinder adalah

$$N = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n \cdot i}{z} \quad (2.25)$$

Jika $N = \text{bhp}$ dan $P_r = \text{bmep}$, maka.

$$\text{bmep} = \frac{(\text{bhp} \cdot z)}{A \cdot L \cdot n \cdot i} \text{ (Pa)} \quad (2.26)$$

Dimana :

bhp : daya (Watt)

A : luas penampang piston (m^2)

L : panjang langkah piston (m)

i : jumlah silinder

n : putaran *engine* (rps)

z : 1 (motor dua langkah) atau 2 (motor empat langkah)

2.8.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*SpecificFuel Consumption, sfc*)

Merupakan banyaknya pemakaian bahan bakar oleh suatu engine yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan daya. *Specific fuel consumption* (sfc) juga dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar yang digunakan oleh motor untuk menghasilkan tenaga. Besarnya *specific fuel consumption* dapat dihitung dengan persamaan:

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp} \quad (2.27)$$

Dimana : \dot{m}_{bb} : laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
 bhp : daya (Watt)

Pada pengujian standar, massa bahan bakar dapat dicari dengan menggunakan persamaan.

$$m_{bb} = \rho_{bb} \cdot Volume_{bb} \quad (2.28)$$

$$\rho_{bb} = SG_{bb} \cdot \rho_{H_2O} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \quad (2.29)$$

2.8.5 Efisiensi Termal (η_{th})

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor (Kawano, 2011).

$$\eta_{th} = \frac{\text{energi yang berguna}}{\text{energi yang diberikan}} \cdot 100\% \quad (2.30)$$

Jika masing-masing dibagi dengan waktu (t), maka

$$\eta_{th} = \frac{\text{kerja/waktu}}{\text{panas yang diberikan/waktu}} \cdot 100\% \quad (2.31)$$

Dimana :

Kerja/waktu : daya (bhp)

Panas yang diberikan : nilai kalor. massa bahan bakar = $Q \cdot \dot{m}_{bb}$

Sehingga

$$\eta_{th} = \frac{bhp}{Q \cdot \dot{m}_{bb}} \quad (2.32)$$

Dimana :

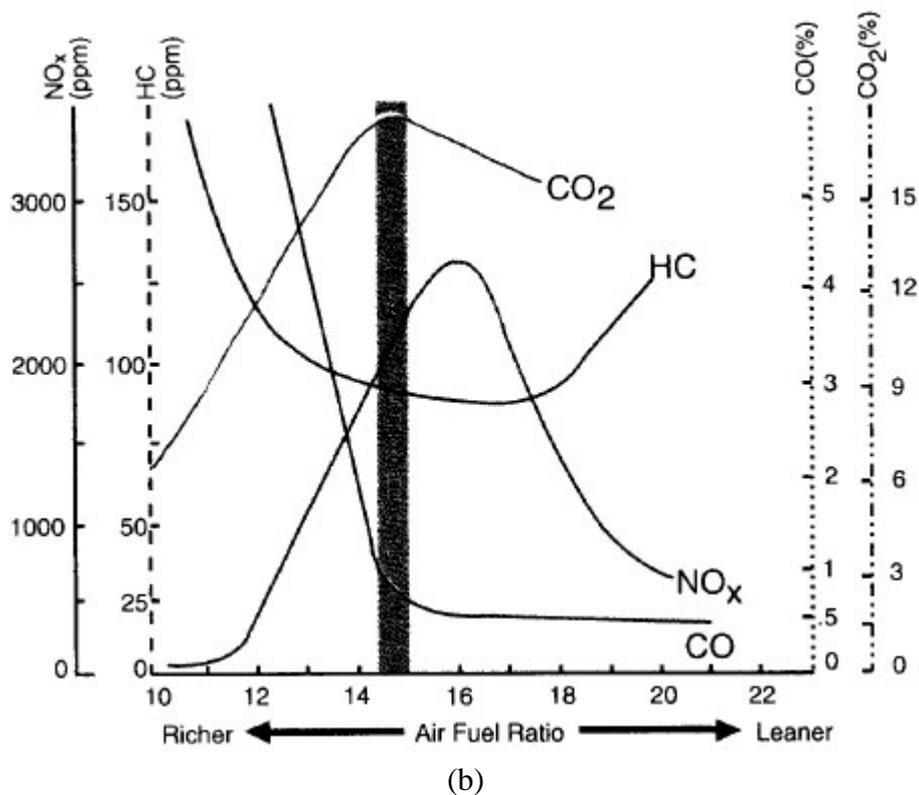
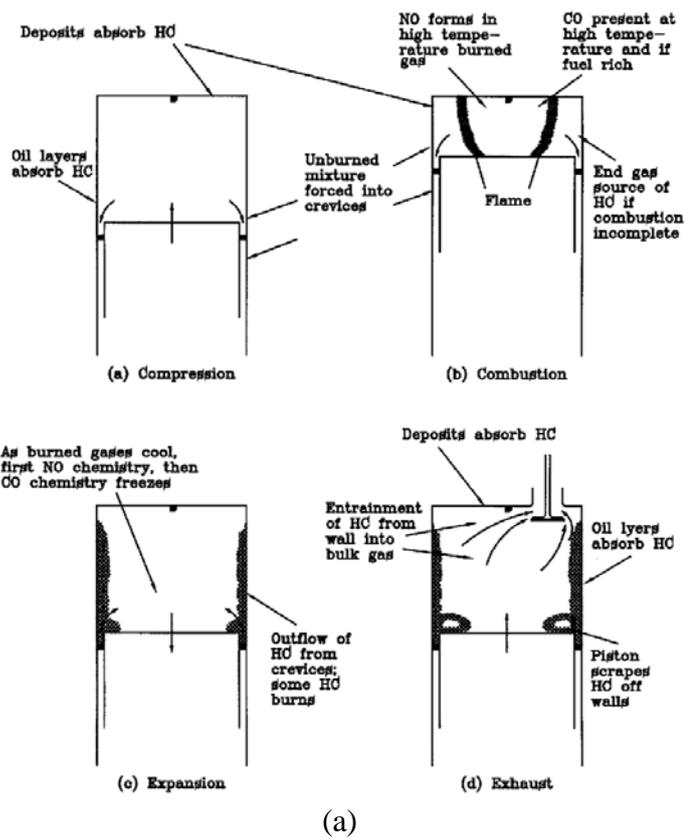
Sfc : konsumsi bahan bakar spesifik (kg/Watt.s)

\dot{m}_{bb} : laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

Q : nilai kalor bawah dari bahan bakar yang digunakan (J/kg)

2.9 Polusi Udara

Polusi udara adalah masuknya bahan-bahan pencemar kedalam udara sehingga mengakibatkan kualitas udara menurun dan tidak berfungsi sebagaimana mestinya (UUPLH No.23/1997 pasal 1). Polutan primer adalah polutan dimana keberadaannya di udara langsung dari sumbernya. Contoh : partikulat, Sulfur Oksida (SOx), Nitrogen Oksida (NOx), Hidrokarbon (HC), dan Karbon Monoksida (CO). Sedangkan polutan sekunder adalah polutan primer yang bereaksi dengan komponen lain diudara, contohnya Ozon (O3) dan Peroksi Asetil Nitrat (PAN) dimana keduanya terbentuk di atmosfer melalui proses hidrolisis, petrochemical atau oksidasi (Kawano, 2011).



Gambar 2.11 (a) Mekanisme Terbentuknya Polutan. (b) Emisi Gas Buang Terhadap Air Fuel Ratio (Kawano, 2011)

Dari Gambar 2.11 dapat diketahui mekanisme terbentuknya polutan pada ruang bakar dan pengaruh *equivalent ratio* terhadap emisi gas buang. Penyebab utama dari terbentuknya polutan ini adalah karena pembakaran yang tidak sempurna dalam ruang bakar, sehingga menghasilkan deposit hidrokarbon di antara silinder dengan dinding ruang bakar. Gas NO terbentuk ketika temperatur tinggi, sedangkan gas CO terbentuk ketika temperatur tinggi dan bahan bakar lebih kaya daripada udara [Gambar 2.11 (a)]. Sedangkan jika *equivalent ratio* semakin besar (campuran kaya) akan menghasilkan gas CO dan hidrokarbon lebih besar daripada campuran miskin [Gambar 2.11 (b)]. Meskipun suatu *engine* sudah melakukan pembakaran yang sesuai, perlu juga ada analisa terhadap emisi gas buangnya yang dipengaruhi oleh rasio kompresi. Dari kedua jenis polutan diatas yang sering jadi perhatian adalah polutan primer, meskipun polutan sekunder tidak bisa dianggap ringan. Berikut ini adalah penjelasan tentang beberapa polutan primer.

2.9.1 Hidrokarbon tidak Terbakar (HC)

Hidrokarbon terjadi akibat bahan bakar yang tidak terbakar kemudian keluar begitu saja. Sebab terjadinya hidrokarbon (HC) adalah karena tidak mampu melakukan pembakaran, penyimpanan dan pelepasan bahan bakar dengan lapisan minyak, penyalaan yang tertunda, disekitar dinding ruang bakar yang bertemperatur rendah dan karena adanya overlap valve, sehingga HC dapat keluar melalui saluran pembuangan.

2.9.2 Karbon Monoksida (CO)

Pada pembakaran yang tidak normal, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan mengakibatkan CO yang berada di dalam bahan bakar tidak terbakar dan keluar bersama-sama dengan gas buang. Karbon monoksida juga cenderung timbul pada temperatur pembakaran yang tinggi. Meskipun pada campuran miskin (mempunyai cukup oksigen) jika temperatur pembakaran terlalu tinggi, maka oksigen yang telah terbentuk dalam karbon dioksida bisa berdisosiasi membentuk karbon monoksida dan oksigen.

2.9.3 NO_x

Diantara berbagai jenis oksida nitrogen yang ada di udara, nitrogen dioksida (NO₂) merupakan gas yang paling beracun. Percobaan pada manusia menyatakan bahwa kadar NO₂ sebesar 250 µg/m³ dan 500 µg/m³ dapat mengganggu fungsi saluran pernafasan pada penderita asma dan orang sehat.

2.9.4 SO_x

Belerang Oksida atau SO_x yang terdapat pada minyak bumi terdiri atas gas SO₂ dan gas SO₃ yang keduanya memiliki sifat berbeda. Gas SO₂ berbau tajam dan tidak mudah terbakar, sedangkan gas SO₃ mudah beraksi dengan uap di udara untuk membentuk asam sulfat. Asam sulfat ini bersifat sangat reaktif dan memiliki banyak dampak negatif di antaranya korosif, beracun, dan selalu

mengikat oksigen untuk mencapai fasa kestabilan gasnya, serta menimbulkan gangguan sistem pernafasan.

2.10 Metode Pengujian Mesin *Spark Ignition* (SI)

2.10.1 Referensi Kondisi Atmosfer

Tabel 2.4 Mendefinisikan referensi kondisi atmosfer dan rentang uji dimana faktor kebenaran koreksinya. [SAE J1349 Revised AUG2004]

	Standard Condition	Test Range Limits
Inlet Air Supply Pressure (absolute)	100 kPa	—
Dry Air Pressure (absolute)	99 kPa	90-105 kPa
Inlet Air Supply Temperature	25 °C	15-35 °C

2.10.2 Referensi Spesifikasi *SI Gasoline*

Uji nilai daya harus dilakukan dengan menggunakan bahan bakar yang mengandung energi (didefinisikan sebagai *Lower Heating Value*) setara dengan bahan bakar yang digunakan. Referensi penelitian bensin dan angka oktan motor telah ditentukan pada tabel 2.5 sesuai dengan uji bahan bakar biasa, kelas menengah, dan premium.

Referensi bahan bakar bensin diperlukan untuk semua mesin SI yang dilengkapi dengan sensor ketukan atau perangkat lain bahwa memajukan kontrol pengapian sebagai fungsi ketukan pengapian. Mesin SI lainnya dapat menggunakan bensin dengan Angka oktan cukup untuk mencegah ketukan asalkan mesin tidak memiliki kontrol elektronik yang akan menghasilkan mesin menghasilkan tenaga lebih besar.

Tabel 2.5 Referensi Spesifikasi *SI Gasoline*. [SAE J1349 Revised AUG2004]

	Regular Fuel	Mid-Grade Fuel	Premium Fuel
Research Octane No.:	92 ± 0.5	93 ± 0.5	97 ± 0.5
Motor Octane No.:	83 ± 0.5	85 ± 0.5	87 ± 0.5
Lower Heating Value:	43.3 MJ/kg ± 0.1 MJ/kg	43.3 MJ/kg ± 0.1 MJ/kg	43.1 MJ/kg ± 0.1 MJ/kg

2.10.3 Ketepatan Instrumentasi

Tes ketepatan instrument minimal sebagai berikut :

- a. Torsi ±0.5% pada nilai pengukuran
- b. Kecepatan ±0.2% pada nilai pengukuran
- c. Aliran Bahan Bakar ±1% pada nilai pengukuran
- d. Pengukuran Temperatur umum ± 2 °C
- e. Temperatur udara masuk ± 0.5 °C
- f. Suplai udara, Tekanan masuk dan buang ± 0.1 kPa
- g. Tekanan Gas yang lain ± 0.5 kPa

2.10.4 Persyaratan Pengukuran

1. Tekanan dan temperatur suplai udara masuk

Tekanan dan temperatur udara masuk, yang digunakan untuk tujuan memperbaiki tenaga mesin, harus diukur dengan cara mendapatkan kondisi total (stagnasi) pada saluran masuk udara ke dalam mesin. Sistem induksi Pengukuran ini dilakukan dalam 0,15 m saluran masuk Induksi Udara. Pada pengujian ini dimana pasokan udara mesin adalah udara ambien, tekanan barometrik. Pengujian ini dimana pasokan udara masuk disalurkan langsung ke Sistem Induksi Udara, tekanan koreksi adalah tekanan yang diukur di dalam semua lab.

2. Tekanan dan temperatur saluran masuk

Tekanan dan temperatur saluran masuk harus diukur sebagai nilai statis dengan pemeriksaan yang terletak dibagian yang umum untuk beberapa silinder. Pada instalasi tersebut, tekanan dinamis diasumsikan nol.

3. Temperatur Pendinginan

Suhu pendinginan pada mesin berpendingin cairan harus diukur pada saluran masuk dan keluar mesin, pada mesin berpendingin udara yaitu pada titik yang ditentukan oleh pabrikan.

4. Tekanan dan Temperatur Oli

Tekanan oli harus diukur di saluran masuk ke tempat minyak utama. Suhu oli bisa diukur di lokasi yang sama atau di dalam tempat oli.

5. Temperatur dan Tekanan Bahan Bakar

Temperatur dan tekanan bahan bakar harus diukur pada saluran masuk ke karburator atau jalur injektor bahan bakar untuk mesin SI, dan di saluran masuk ke pompa injeksi tekanan tinggi atau unit injektor untuk mesin CI, dan pada saluran keluar dari *flow meter volumetrik* untuk mesin berbahan bakar gas. Suhu bahan bakar juga harus diukur di saluran masuk ke *flow meter* bahan bakar untuk keperluan perhitungankoreksi kerapatan pada aliran bahan bakar massal.

6. Tekanan dan temperatur sistem gas buang

Tekanan sistem pembuangan harus diukur untuk mendapatkan tekanan total (stagnasi) di bagian ujung knalpot. Temperatur sistem pembuangan harus diukur dilokasi yang sama sebagai pengukuran tekanan. Jika mesin dilengkapi dengan katalis, pengukuran tekanan dapat ditempatkan di ujung katalis. Untuk aplikasi yang menggunakan peralatan laboratorium pembuangan dapat mencontoh tekanan balik dalam pelayanan (*steady state*

atau *transien*), pengukuran tekanan harus dipasang di lokasi yang sama untuk uji kendaraan dan uji kekuatan total dinamometer.

7. Air Fuel Ratio (AFR)

Rasio udara dan bahan bakar harus diukur untuk memastikan bahwa udara dan bahan bakar beroperasi pada dinamometer seperti yang dijalankan pada aplikasi.

2.10.5 Pengujian Kondisi Operasi

Ada dua metode alternatif untuk menentukan pengaturan kontrol dan kondisi operasi mesin yang digunakan dalam menguji tenaga mesin dan torsi yaitu *steady state* dan *transient*. [SAE J1349 Revised AUG2004]

a. Steady State

Prosedur *steady state* secara historis telah digunakan untuk semua tingkatan mesin. Prosedur ini masih layak untuk mesin yang biasanya beroperasi pada kecepatan dan beban konstan seperti mesin industri, *generator set*, mesin genggam ringan, mesin rumput dan taman, kendaraan *off-highway*, kendaraan berat dan berat di atas kendaraan. Hal ini dapat diterima untuk menggunakan prosedur *steady state* dan kondisi operasi untuk penilaian mesin apapun.

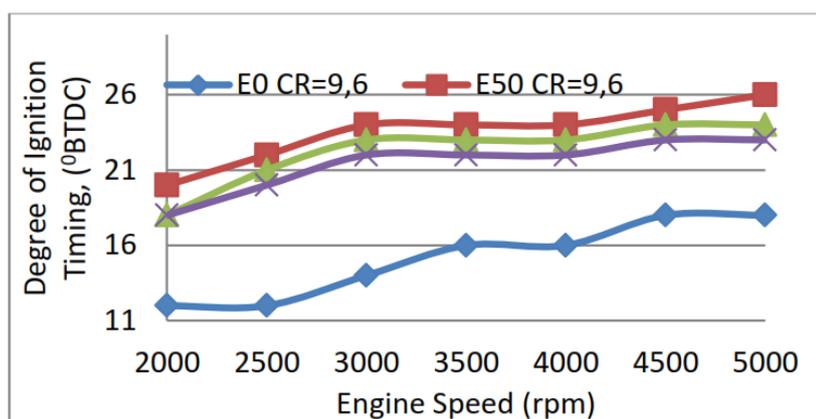
b. Transient

Tenaga yang diraih saat melakukan manuver *transien* seperti akselerasi dari *stop* atau lewat di jalan raya bisa lebih bermanfaat bagi konsumen kendaraan ringan daripada power steady-state. Meluasnya penerapan kontrol elektronik yang canggih telah memberi kesempatan kepada produsen mesin untuk melakukan pengaturan pengoperasian mesin sebagai fungsi waktu serta kondisi lingkungan dan jenis bahan bakar. Contoh parameter kontrol mesin yang mungkin berbeda dengan waktu adalah aktuasi katup variabel, asupan aktif manifold, *electronic spark control*, algoritma proteksi katalis, kontrol knalpot aktif, kontrol dorongan variabel, kontrol *throttle* elektronik, kontrol *knock*, traksi dan kontrol stabilitas kendaraan, variabel rasio kompresi, *timing injection* dan tekanan. Maksud dari prosedur ini adalah untuk menilai tenaga mesin dan torsi dengan kontrol ini ditetapkan dalam kondisi operasi yang paling mungkin terjadi.

2.11 Penelitian Terdahulu

Beberapa penelitian terdahulu terkait pemakaian nilai lambda pada internal combustion engine adalah sebagai berikut:

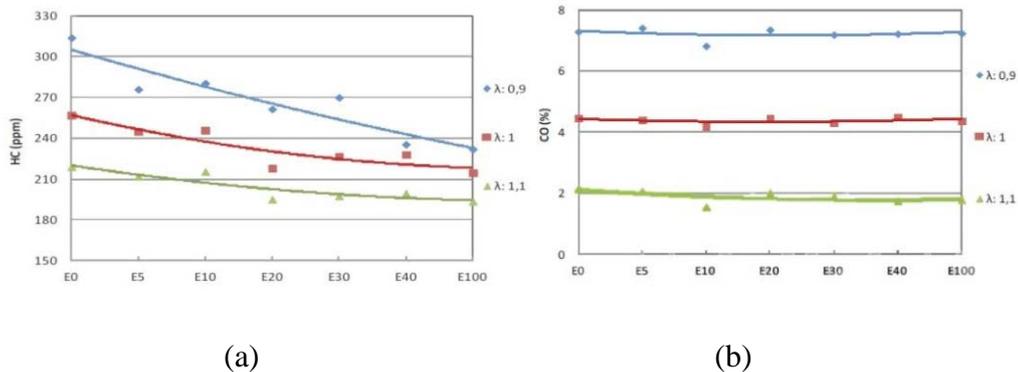
1. **Sudarmanta et al [6]** Penelitian ini dilakukan pada *engine* Sinjai 650 cc, 2 silinder. Variasi rasio kompresi antara 9,6, 10,6, dan 11,6:1 mulai dari putaran *engine* 2000 hingga 5000 rpm dengan kenaikan 500 rpm. *Ignition timing* diatur seminimal mungkin untuk *Maximum Best Torque (MBT)*.



Gambar 2.12 MBT variasi Bioetanol dan Rasio kompresi

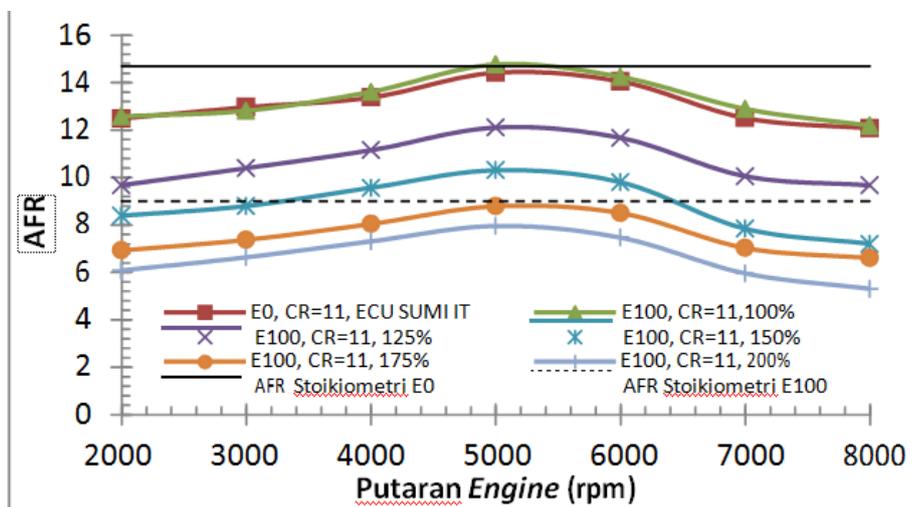
- o Grafik di atas adalah mapping ignition timing pada MBT
 - o E0 memiliki derajat pengapian antara 12°-18° BTDC
 - o E50 dengan CR 9,6 derajat pengapian antara 20°-26° BTDC
 - o Sedangkan pada E50 dengan CR yang lebih besar, derajat pengapian akan diperlambat untuk menghindari detonasi.
2. **Setiyawan [7]** pada disertasinya tahun 2012 mengkaji pengaruh etanol pada premium terhadap karakteristik pembakaran di motor bensin injeksi. Pada penelitian ini dicari terlebih dahulu *advance ignition timing* dengan metode MBT untuk masing-masing bahan bakar dengan torsi awal 4 Nm, 4000 rpm, dan $\lambda=1$. Didapatkan bahan bakar E0 akan menghasilkan torsi maksimal pada ignition timing sebesar 24°, sedangkan pada E100 torsi maksimal ada pada 28°. Kenaikan waktu pengapian berbanding lurus dengan kenaikan angka oktan bahan bakar karena semakin tinggi angka oktan akan semakin tahan terhadap knocking. Dari emisi gas buangnya, kadar CO berkurang saat etanol ditambahkan pada premium. Rata-rata penurunan CO karena penambahan etanol pada premium (E5 sampai dengan E40) masing-masing sebesar 1,2%, 2,0%, dan 14,4% dibandingkan bahan bakar E0 untuk $\lambda=0,9$, 1,0, dan 1,1. Sedangkan penurunan kadar HC karena penambahan etanol pada premium (E5 sampai dengan E40) masing-masing sebesar 17,4%, 10,6%, dan 7,7% dibandingkan bahan bakar E0 untuk masing-masing $\lambda = 0,9$, 1,0 dan 1,1.

Namun dari hasil emisi, bisa ditarik kesimpulan bahwa pengaruh kekayaan campuran lebih dominan untuk menurunkan CO dan HC dibandingkan dengan penambahan etanol, dimana penambahan udara pembakaran lebih besar dibandingkan dengan ketersediaan molekul oksigenat yang terkandung dalam etanol. Gambar 2.12 akan menjelaskan hasil penelitian yang didapat.



Gambar 2.13 (a) HC(ppm) vs Bahan Bakar, (b)CO(%) vs Bahan Bakar, (c)

3. Penelitian yang di lakukan oleh Renno[9] dengan tujuan untuk mengetahui pemetaan variasi injeksi bahan bakar E100 dan E0(pertamax) pada fungsi AFR dengan berbagai variasi putaran mesin Honda CB 150R.



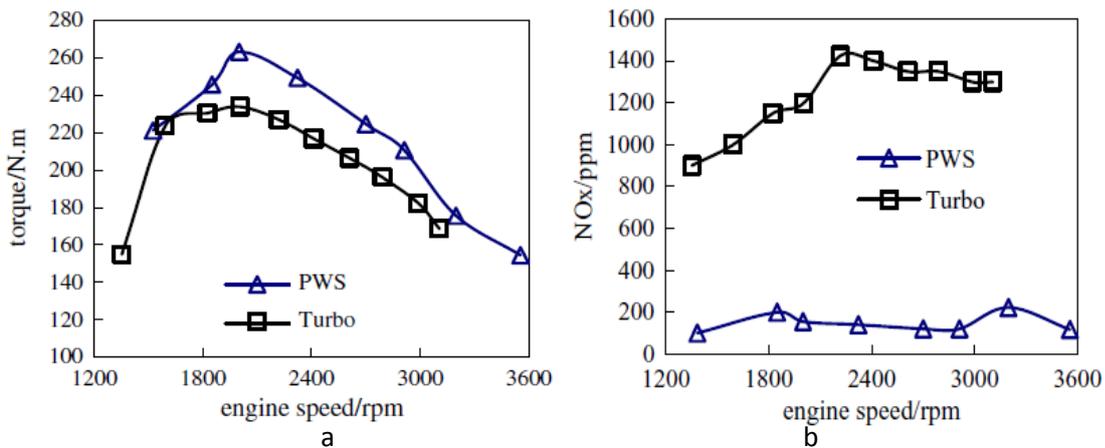
Gambar 2.14 Grafik AFR Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran Engine

Dari gambar 2.14 diatas bisa diamati bahwa dengan penggantian bahan bakar ke bioetanol, AFR akan menjadi lebih miskin dari yang dihasilkan saat penggunaan Pertamina. Namun seiring penambahan durasi penginjeksian bahan bakar hingga 200%, AFR akan semakin kaya. Dengan penggunaan

Bioetanol E100 durasi 100% atau durasi injeksi standar dari *engine*, AFR rata-rata yang didapatkan adalah sebesar 13,296:1, meningkat sebesar 1,311% dari 13,124:1 yang didapatkan dari penggunaan bahan bakar Pertamina. Hal ini bisa terjadi karena bahan bakar bioetanol memiliki kalor laten yang tinggi. Kalor laten tinggi tersebut menyebabkan temperatur

udara yang memasuki ruang bakar menjadi menurun karena kalor dari udara akan diserap oleh bahan bakar bioetanol untuk menguap. Akibatnya, densitas udara menjadi lebih tinggi sehingga volume udara menjadi lebih kecil. Karena hal tersebut, maka pasokan udara yang memasuki ruang bakar akan lebih banyak akibat adanya ruang-ruang kosong yang disebabkan oleh mengecilnya volume udara di ruang bakar. Pada kondisi ini, campuran antara bahan bakar dan udara disebut dengan campuran miskin (*lean*).

4. Yei Dkk, meneliti tentang *Pressure Wave Supercharger (PWS)* yang merupakan cara teknis untuk meningkatkan tekanan masuk pada mesin diesel. Dalam penelitian ini, kompresi-penyalaan (CI) mesin didorong COMPREX PWS dan diuji kinerja dari mesin. Dalam rangka meningkatkan kekuatan mesin diesel PWS.



Gambar 2.15 (a) Grafik Torsi dan RPM, (b) Grafik NOx dan RPM pada Mesin Diesel PWS

Grafik diatas (a) menunjukkan hasil torsi mesin diesel PWS dibandingkan dengan pengisian turbo asli mesin. Hal ini dapat dilihat dari dua diagram ini bahwa kedua torsi dari PWS meningkat dan melampaui torsi dari mesin turbo diesel. Peningkatan daya dan torsi mesin PWS diesel berasal dari asupan dari peningkatan volume pada saluran masuk, yang menghasilkan aliran massa jauh lebih banyak. (b) Adalah grafik NOx dan jelaga emisi dari PWS mesin diesel dibandingkan dengan mesin diesel pengisian Turbo. Kedua diagram berpendapat bahwa kedua jelaga dan NOx emisi PWS mesin diesel mengalami penurunan dibandingkan yang dari mesin turbo. Terutama, polutan NOx secara signifikan

lebih rendah. Penurunan NO_x yang dari hasil polutan dari EGR PWS karena gas buang langsung berhubungan dengan udara segar dalam saluran rotor. Efek dari EGR ini berguna untuk menurunkan suhu pembakaran tinggi dalam silinder mesin, yang memiliki pengaruh besar pada produksi NO_x.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Prosedur Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode eksperimental. Mesin yang digunakan adalah Sinjai 150 dengan rasio kompresi 12,5. Bahan bakar yang dipakai adalah bioetanol E100 (RON 105). Pengujian dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB) Teknik Mesin ITS, Surabaya. Untuk mendapatkan hasil penelitian yang baik, penelitian ini dibagi menjadi beberapa tahap, yaitu:

1. Studi literatur mengenai pemakaian bahan bakar bioetanol E100 pada engine sepeda motor sehari-hari, literatur tentang ECU *Programmable*.
2. Pemeliharaan mesin sinjai 150 untuk mengembalikan kondisi seperti standar (service).
3. Persiapan dan perancangan alat uji *Waterbrake Dynamometer* untuk mesin sinjai 150 di workshop laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar.
4. Pengujian mesin sinjai 150 dengan alat uji *Waterbrake Dynamometer* berbahan bakar pertamax (RON 92) menggunakan ECU standart pabrikan pada putaran 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, dan 8000 rpm.
5. Pengujian mesin sinjai 150 dengan alat uji *Waterbrake Dynamometer* berbahan bakar (etanol 100%) tanpa *Electric Supercharger* dengan variasi sudut pengapian (10° , 14° , 18° BTDC), waktu penginjeksian (200%, 175%, dan 150%) dari penginjeksian standart dan rasio kompresi terbaik 12,5:1. Menggunakan ECU *programmable* pada putaran 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, dan 8000 rpm.
6. Pengujian mesin sinjai 150 dengan alat uji *Waterbrake Dynamometer* berbahan bakar (etanol 100%) dengan *Electric Supercharger* dengan variasi sudut pengapian (10° , 14° , 18° BTDC), waktu penginjeksian (200%, 175%, dan 150%) dari penginjeksian standart dan rasio kompresi terbaik 12,5:1. Menggunakan ECU *programmable* pada putaran 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, dan 8000 rpm.
7. Pengolahan data hasil pengujian untuk mendapatkan unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* Sinjai 150.

3.2 Prosedur Pengujian

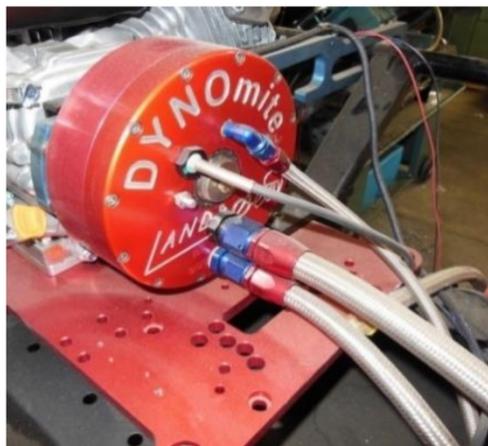
3.2.1 Peralatan Pengujian

Peralatan uji yang digunakan dalam penelitian ini antara lain.

1. *Waterbrake dynamometer*

Alat pengujian menggunakan *waterbrake dynamometer* dengan spesifikasi sebagai berikut.

Merk	: DYNomite Land Sea
Ukuran	: 7" <i>single rotor absorber</i>
Kebutuhan air	: Minimum 1 G.P.M
Kemampuan air	: Pengukuran sampai 20 HP



Gambar 3.1 Waterbrake Dynamometer

2. *ECU programmable*

Engine Control Unit (ECU) adalah alat *control elektronik* yang berfungsi untuk mengendalikan serangkaian actuator pada mesin pembakaran dalam, seperti : *ignition* dan *injection*.



Gambar 3.2 ECU programmable

3. *Stop Watch*

- Merk : CASIO
- Tipe : HS-3
- Akurasi : 0,01 detik



Gambar 3.3 Stopwatch

4. Tabung ukur waktu konsumsi bahan bakar

- Merek : IWAKI pyrex
- Kapasitas : 25 ml
- Akurasi : 0,03 ml



Gambar 3.4 Tabung Ukur

5. Alat pengukur putaran mesin (*strobotester*)

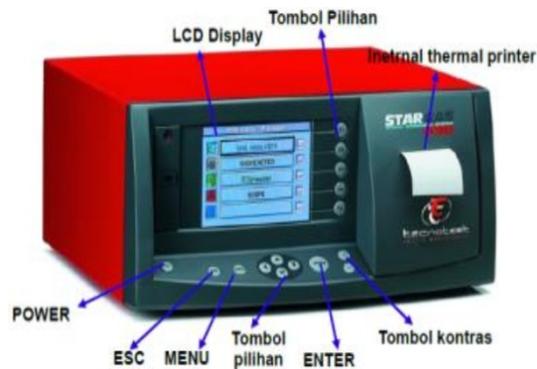
- Merk : CZ SINCRO
- Tipe : DG-85
- Range : 0 – 99999 RPM
- Akurasi : 1 digit
- Sistem Pengukuran: Digital



Gambar 3.5 Strobotester

6. Exhaust Gas Analyzer

- Merk : STARGAS
- Voltage : $220 \pm 15 \%$
- Hz : $50 \pm 30 \%$
- Watt : 100
- Temperatur : $5 - 40^{\circ} \text{C}$
- Tekanan : $\pm 5 \text{ kpa}$
- Pump : 8 l/min
- Zeroset : Otomatis
- Range : CO:0-19,9% ; O₂:0-25% ; CO₂:0- 9,99% ; HC:0 – 9999ppm



Gambar 3.6 Exhaust gas analyzer

7. Thermocouple digital

Untuk mengukur temperatur gas buang, temperatur dinding silinder, dan temperatur pelumas.



Gambar 3.7 Thermocouple

8. Blower

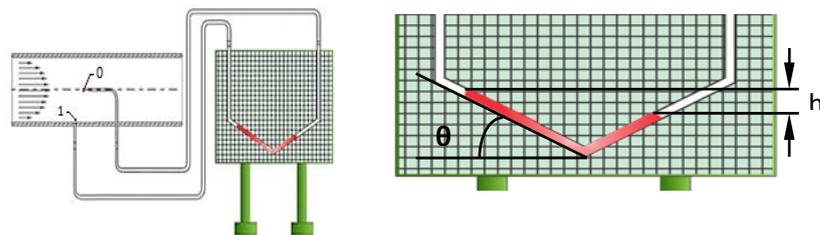
Untuk menjaga temperatur mesin dalam kondisi dingin dan tidak *over heat*.



Gambar 3.8 Blower

9. *Pitot static tube*

Dipergunakan untuk mengukur jumlah udara masuk yang disuplai ke ruang bakar.



Gambar 3.9 *Pitot static tube*

10. *Electric Supercharger*

Kompresor udara yang berfungsi menekan udara tambahan ke ruang bakar engine.



Gambar 3.10 *Electric Supercharger*

- Merk : “ Mirage Power “ *Electric Supercharger*
- Motor : DC 12 Volt
- RPM : 5000 rpm
- Watt : 40W
- Dimensi : 300 x 233 (mm)

11. *Voltage Regulator*

Voltage regulator ini digunakan untuk mengatur variasi tegangan yang dimasukkan ke *Electric Supercharger*.



Gambar 3.11 *Voltage Regulator*

3.2.2 Mesin Sinjai 150

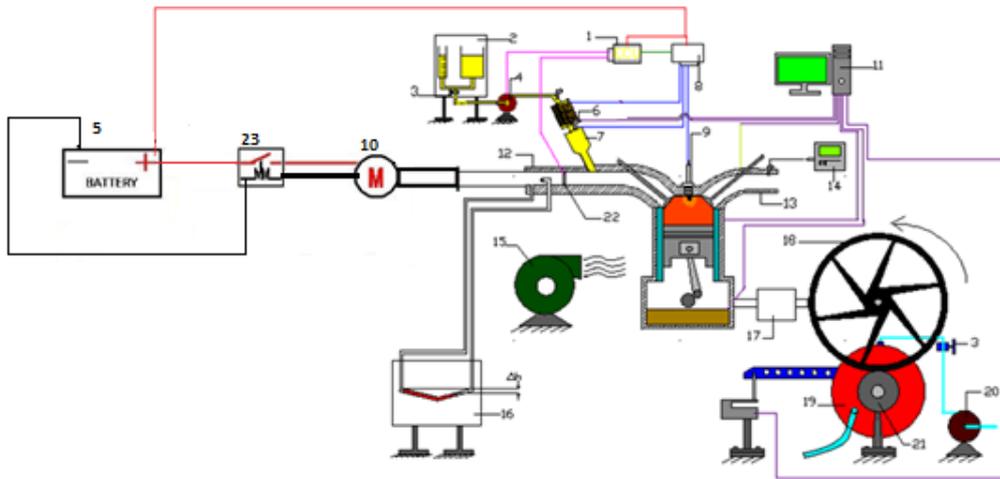
Dalam pengujian ini *engine* yang digunakan yaitu mesin sinjai 150 dengan spesifikasi seperti berikut.



Gambar 3.12 Mesin Sinjai 150

Tipe Mesin	: 4–langkah silinder tunggal
Sistem klep	: <i>DOHC</i> Diameter
Bore	: 63,5 mm
Panjang langkah	: 47,0 mm
Rasio kompresi	: 12,5:1
Sistem Injeksi	: Port Injection
Bahan bakar	: Bioethanol E100%
Piston	: Dome
ECU	: Programmable ” JUKEN ”

3.2.3 Skema Pengujian



Gambar 3.13 Skema Pengujian

Keterangan Gambar 3.13

1. *ECM*
2. Meja gelas ukur
3. Katup bahan bakar
4. Pompa bahan bakar
5. Baterai 12 Volt
6. Sensor temperatur
7. *Injektor*
8. *Triger*
9. Busi
10. Motor Elec. Supercharger
11. Komputer
12. *Intake manifold*
13. *Exhaust manifold*
14. *Gas analyzer*
15. *Blower*
16. Meja manometer
17. *Transmisi*
18. Roda belakang
19. *Waterbrake dynamometer*
20. Pompa air
21. Roller
22. Katup kupu-kupu
23. Voltase Regulator

3.2.4 Persiapan Pengujian

Sebelum melakukan pengujian perlu adanya persiapan untuk memastikan bahwa mesin Sinjai 150 serta semua peralatan siap untuk digunakan dalam pengujian. Maka dari itu berikut ini adalah langkah-langkah yang dilakukan dalam persiapan pengujian.

1. Melakukan pemeriksaan terhadap kondisi fisik *engine*, minyak pelumas, sistem pendinginan, sistem pemasukan bahan bakar, serta sistem kelistrikan.
2. Memeriksa kondisi kelayakan *water brake dynamometer test*.
3. Pengecekan dan melakukan kalibrasi pada alat ukur serta sensor-sensor yang akan digunakan.
4. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

3.2.5 Pengujian *Engine* Dengan Menggunakan ECU Standart Berbahan Bakar Pertamina (0% Etanol)

1. Menghidupkan *engine* Sinjai 150 pada putaran stasioner (± 1500 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi stasioner.
2. Menghidupkan *blower*.
3. Menjalankan *engine* dan melakukan pemindahan gigi 1 transmisi hingga mencapai gigi 6 (maksimum), kemudian buka katup gas (*throttle*) hingga terbuka penuh (*full open throttle*). Pada kondisi ini putaran *engine* sebesar 11000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari *engine* Sinjai 150. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada *waterbrake dynamometer*.
4. Pembebanan diberikan pada *waterbrake dynamometer* sehingga putaran *engine* berada pada 8000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 2000 rpm.
5. Jika putaran mesin sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran poros *waterbrake dynamometer* (rpm), torsi (Lbf.ft), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar pertamax (second), emisi CO₂ (% volume), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang (°C), temperatur *engine* (°C), dan temperatur oli (°C).

3.2.6 Pengujian Engine Dengan Menggunakan ECU Programmable Berbahan Bakar Pertamax (0% Etanol)

1. Menyiapkan mesin, baik dari kondisi fisik, sistem kelistrikan, sistem pendingin, sistem bahan bakar, sistem pengapian, dan kondisi alat ukur.
2. Mengisi tangki bahan bakar dengan Pertamax (0% Etanol).
3. Menghidupkan mesin selama 10 menit pada putaran idle untuk mencapai kondisi temperatur kerja optimum.
4. Menjalankan mesin dengan menyertakan penambahan gigi transmisi 1-2-3-4-5-6, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (*full open throttle*). Pada kondisi ini mesin akan berputar pada putaran maksimum. Selama putaran maksimum, beban air tidak dialirkan ke *waterbrake dynamometer*.
5. Mengalirkan air ke *waterbrake dynamometer* sampai putaran mesin turun. Setelah putaran mesin berada di 8000 rpm. Kemudian lakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 2000 rpm. Pengambilan data dilakukan ketika putaran mesin stabil. Data yang diperoleh diantaranya data putaran mesin (rpm), torsi (N.m), waktu konsumsi 25 ml Pertamax (sekon), emisi CO₂ (% volume), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang (°C), temperatur blok silinder (°C), dan temperatur pelumas (°C).
6. Pada setiap tahap penurunan putaran mesin dilakukan pencatatan data seperti pada point 5 (lima).

3.2.7 Pengujian Engine Dengan Menggunakan ECU Programmable Berbahan Bakar Bioethanol E100 dengan Supercharger Elektrik

1. Menyiapkan kembali mesin yang sudah dilengkapi dengan Supercharger elektrik sebagai sistem pemasukan udaranya, serta memeriksa sistem kelistrikan, sistem pendingin, sistem bahan bakar, sistem pengapian, dan kondisi alat ukur.
2. Mengisi tangki bahan bakar dengan Bioethanol E100.
3. Menghidupkan mesin selama 10 menit pada putaran idle untuk mencapai kondisi temperatur kerja optimum.
4. Menjalankan mesin dengan menyertakan penambahan gigi transmisi 1-2-3-4-5-6, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (*full open throttle*). Pada kondisi ini mesin akan berputar pada putaran maksimum. Selama putaran maksimum, beban air tidak dialirkan ke *waterbrake dynamometer*.
5. Mengalirkan air ke *water brake dynamometer* sampai putaran mesin turun. Setelah putaran mesin berada di 8000 rpm aktifkan Supercharger elektrik *non control* untuk penambahan udara. Kemudian lakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 2000 rpm.

Pengambilan data dilakukan ketika putaran mesin stabil. Data yang diperoleh diantaranya data putaran mesin (rpm), torsi (N.m), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar bioethanol E100 (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang (°C), temperatur blok silinder (°C), dan temperatur pelumas (°C).

6. Pada setiap tahap penurunan putaran mesin dilakukan pencatatan data seperti pada point 5 (lima).
7. Mengulangi langkah pada point 1 (satu) sampai 7 (tujuh) dengan variasi penambahan tegangan 6 volt, 8 volt, 10 volt, dan 12 volt.

3.2.8 Akhir pengujian

1. Pengujian berakhir setelah semua data dicatat.
2. Setelah pengujian selesai, pembebanan pada *waterbrake dynamometer* diturunkan secara perlahan-lahan.
3. Putaran mesin diturunkan hingga kondisi idle (1600± rpm).
4. Pada saat putaran *idle*, mesin dibiarkan sekitar lima menit sebelum dimatikan. Setelah itu mesin dapat dimatikan.

3.3 Rancangan Pengujian

Pada penelitian ini terdapat beberapa parameter input dan output. Diantara parameter-parameter tersebut dijelaskan pada tabel berikut ini.

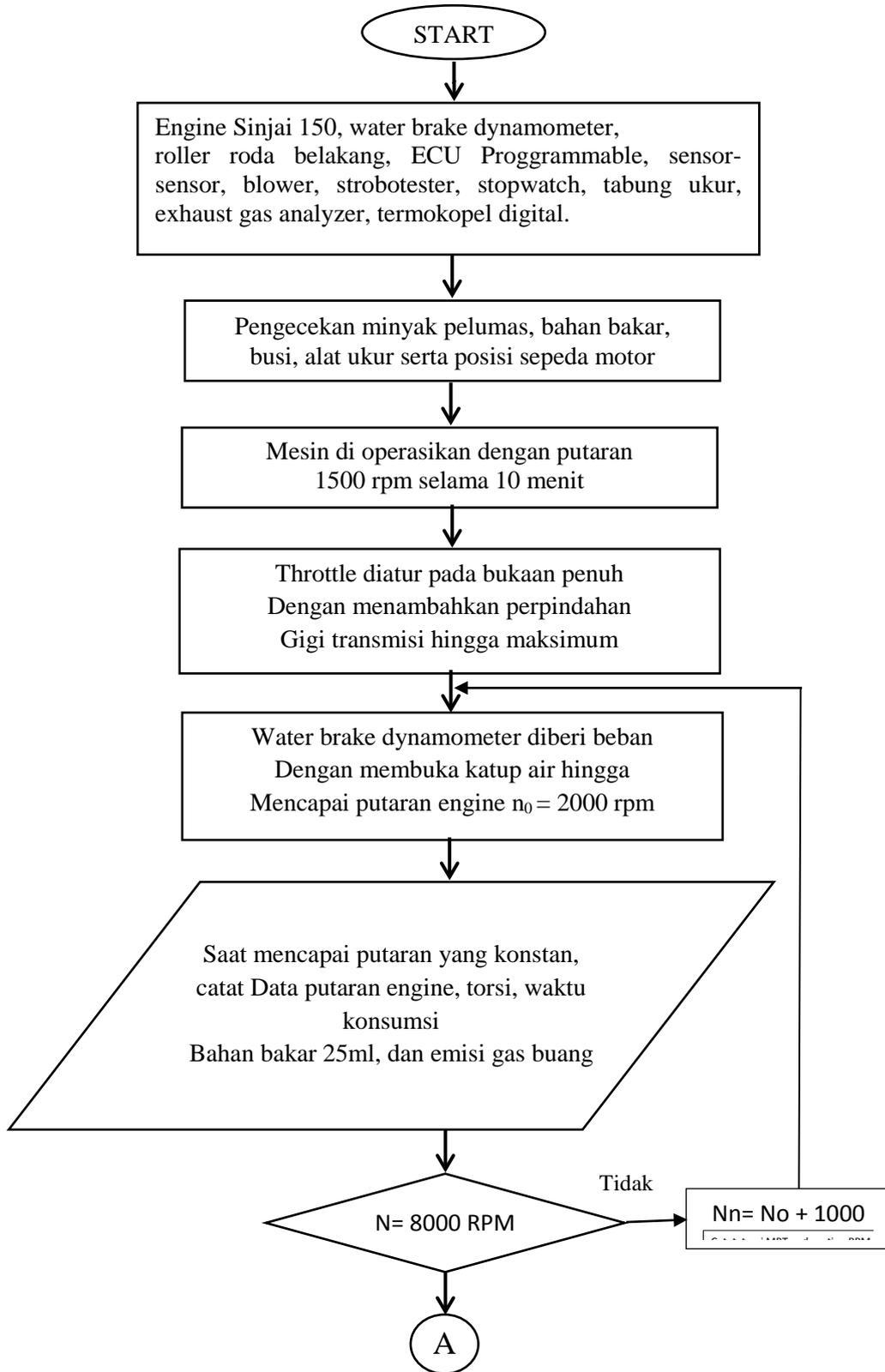
Tabel 3.1 Rancangan Pengujian

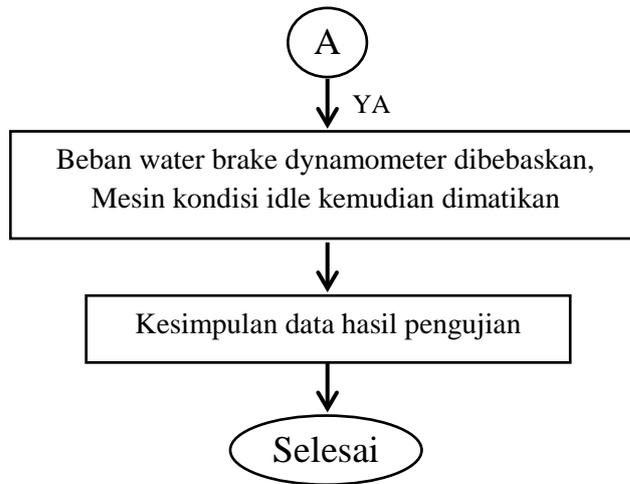
Parameter Input		Parameter Output	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Mesin Sinjai 150 ▪ <i>Properties</i> bahan bakar bioethanol E100 ▪ Rasio kompresi 12,5 ▪ <i>Mapping</i> durasi penginjeksian bahan bakar : <ul style="list-style-type: none"> – 150% (7000-8000rpm) – 175% (5000-6000rpm) – 200% (2000-4000rpm) ▪ <i>Mapping</i> durasi waktu pengapian : <ul style="list-style-type: none"> – 10° (2000-3000rpm) – 14° (4000-5000rpm) – 18° (6000-8000rpm) 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Putaran <i>Engine</i> <ul style="list-style-type: none"> – 2000 rpm – 3000 rpm – 4000 rpm – 5000 rpm – 6000 rpm – 7000 rpm – 8000 rpm ▪ Tegangan Supercharger <ul style="list-style-type: none"> – 6V($\dot{m}_{udara}=0.007488$ kg/s): RPM 8000 – 8V($\dot{m}_{udara}=0.008691$ kg/s): RPM 8000 – 10V($\dot{m}_{udara}=0.00956$ 8 kg/s): RPM 8000 – 12V($\dot{m}_{udara}=0.01014$ 9 kg/s): RPM 8000 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Torsi ▪ Waktu konsumsi bahan bakar 25 ml ▪ Emisi gas buang <ul style="list-style-type: none"> – CO₂ – CO – HC ▪ Temperatur gas buang (°C) ▪ Temperatur Engine Cylinder block (°C) ▪ Temperatur oli mesin (°C) ▪ \dot{m}_{udara} 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Daya ▪ BMEP ▪ Sfc ▪ η_{th} ▪ AFR ▪ Lambda

Dari penelitian ini dengan menambahkan udara pembakaran tersebut maka nantinya pada setiap variasi yang dilakukan dapat diperoleh grafik antara lain:

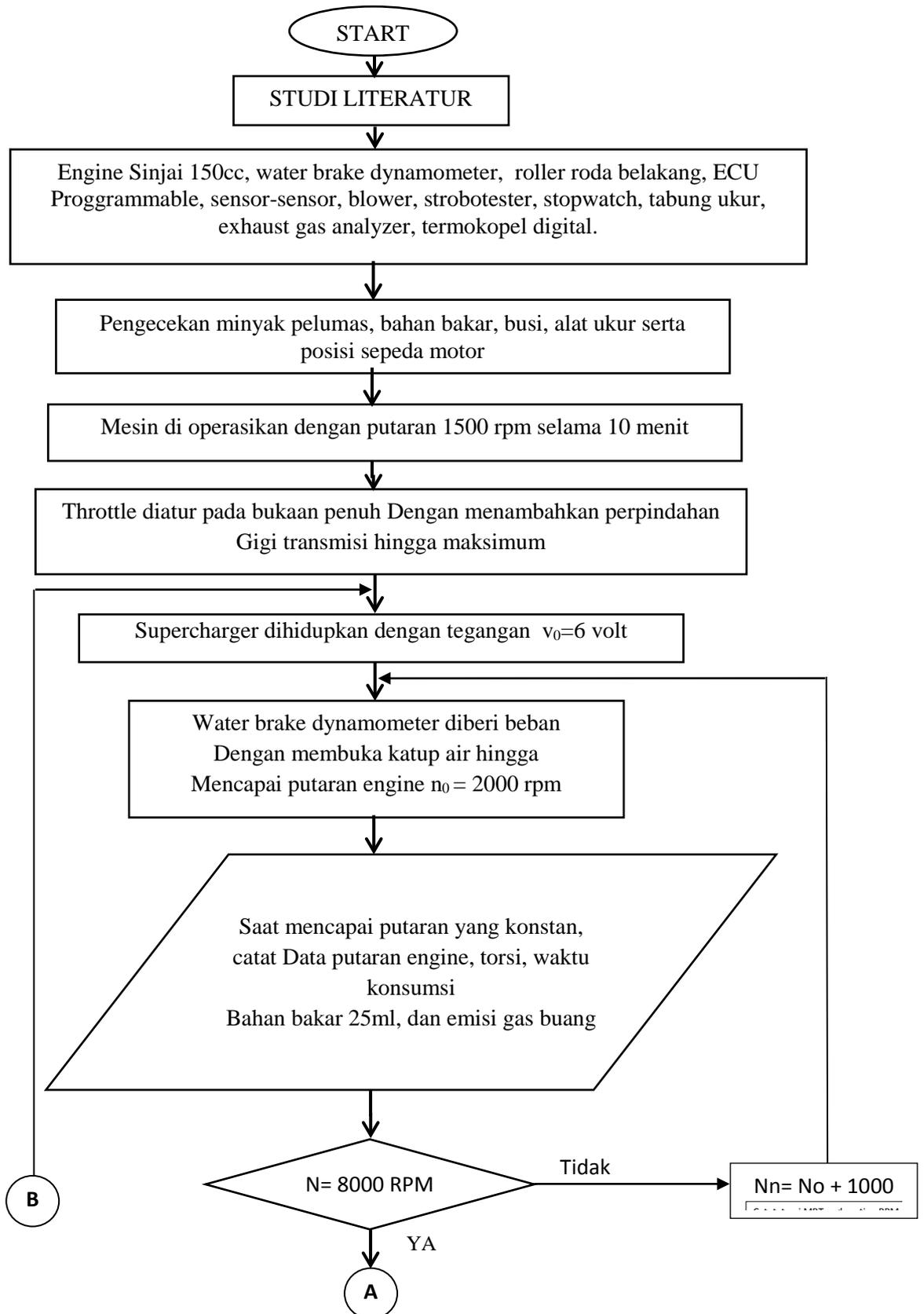
- a. grafik torsi terhadap putaran mesin.
- b. grafik daya terhadap putaran mesin.
- c. grafik bmep terhadap putaran mesin.
- d. grafik sfc terhadap putaran mesin.
- e. grafik efisiensi thermal terhadap putaran mesin.
- f. grafik CO terhadap putaran mesin.
- g. grafik HC terhadap putaran mesin.
- h. grafik temperatur blok silinder, pelumas, dan gas buang.
- i. grafik lambda terhadap putaran mesin.

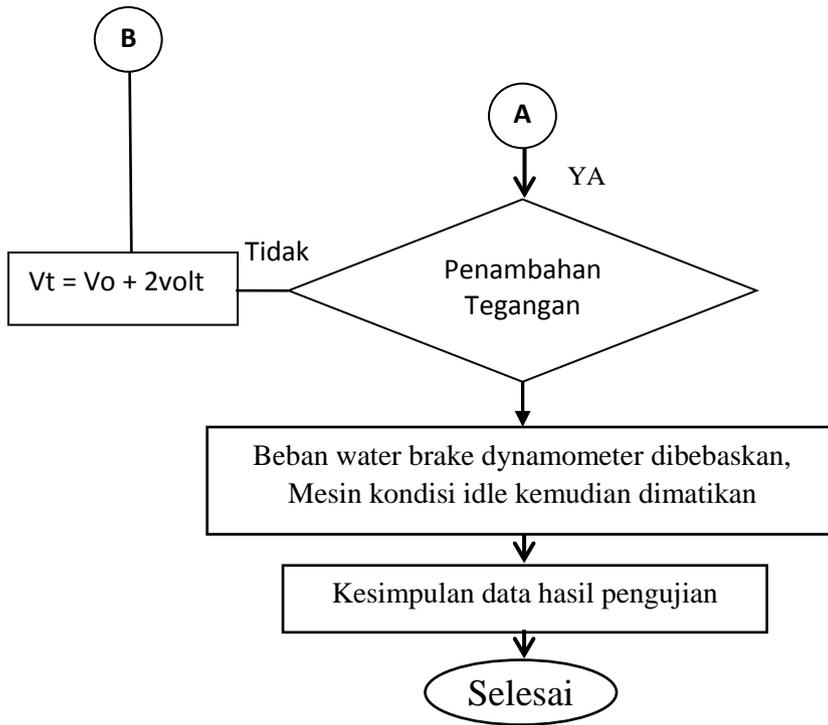
3.4 Flowchart Pengujian E0 (Pertamax)





3.5 Flowchart Pengujian Bioetanol 100% dengan Supercharger Elektrik





BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Bab 4 ini berisi tentang analisis dan pembahasan terhadap data hasil eksperimen pada *engine* Sinjai 150 dengan bahan bakar bioetanol E100 yang divariasikan tegangan *electric supercharger* 6 volt, 8 volt, 10 volt, dan 12 volt pada putaran mesin 2000 sampai 8000 dengan interval 1000. Dalam upaya peningkatan unjuk kerja dari *engine* tersebut serta mengoptimalkan emisi gas buangnya.

4.1 Perhitungan Unjuk Kerja

Tujuan dari perhitungan yang dilakukan ini adalah untuk mengetahui nilai setiap unjuk kerja dari *engine* Sinjai 150 berbahan bakar bioethanol 100%. Dalam penelitian ini ada parameter – parameter yang dihitung. Parameter tersebut adalah torsi, daya (bhp), tekanan efektif rata – rata (bmep), konsumsi bahan bakar spesifik (bsfc), dan efisiensi thermal. Adapun data yang diukur dari penelitian ini yang merupakan data awal untuk perhitungan adalah :

- Torsi = 17,95 Nm
- Tegangan Supercharger = 12 Volt
- Putaran engine = 6000 rpm
- konsumsi bahan bakar = $6,164 \cdot 10^{-4}$ kg/s
- Temperatur blok silinder = 122 °C
- Temperatur pelumas = 108 °C
- Temperatur gas buang = 669 °C

4.1.1 Perhitungan \dot{m} Bahan Bakar

\dot{m} bahan bakar pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bioethanol 100% dengan putaran 6000 rpm Data yang digunakan untuk menghitung \dot{m} bahan bakar adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\rho_{bioethanol} &= 794 \frac{kg}{m^3} \\ volume \text{ bahan bakar} &= 25 \text{ ml} \\ \text{Waktu konsumsi bahan bakar} &= 32,2 \text{ s}\end{aligned}$$

\dot{m} bahan bakar dapat dihitung menggunakan rumus :

$$\begin{aligned}\dot{m} \text{ bahan bakar} &= \frac{\rho_{bioethanol} \times volume \text{ bahan bakar}}{\text{waktu konsumsi bahan bakar}} \\ \dot{m} \text{ bahan bakar} &= \frac{794 \frac{kg}{m^3} \times (25 \times 10^{-6})}{32,2 \text{ s}} \\ \dot{m} \text{ bahan bakar} &= 0,00061646 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

4.1.2 Perhitungan \dot{m} Udara

Pengukuran \dot{m} udara pada pengujian *engine* dilakukan dengan pitot static tube yang dihubungkan dengan manometer menggunakan persamaan berikut, yaitu : menggunakan bahan bakar bioethanol 100% dengan putaran 6000 rpm dapat dihitung menggunakan rumus :

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG \times g \times (\Delta h = L \sin \theta)}{\rho_{udara}}}$$

Dengan keterangan :

$SG_{red\ oil}$ = Specific gravity red oil (0,827)

ρ_{udara} = Massa jenis udara (1,19 kg/m³)

ρ_{H_2O} = Massa jenis air (1000 kg/m³)

Δh = Selisih ketinggian cairan pada *manometer* (27mm)

θ = Besar sudut *incline manometer* (10°)

Maka, kecepatan aliran udara dapat dihitung sebagai berikut :

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG \times g \times \Delta h}{\rho_{udara}}}$$

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG \times g \times 2L \sin 10}{\rho_{udara}}}$$

$$V = \sqrt{\frac{2 \times 1000 \frac{kg}{m^3} \times 0,827 \times \frac{9,81m}{s^2} \times 2 \times 0,027 \sin 10}{1,19 \text{ kg/m}^3}}$$

$$V = 10,734 \text{ m/s}$$

Luas Penampang udara dapat dihitung dengan rumus :

$$A = \left(\frac{3,14}{4} \times D^2\right) \text{ m}^2 \quad D = 0,028 \text{ m}$$

$$= \left(\frac{3,14}{4} \times (0,028)^2\right)$$

$$= 0,000615 \text{ m}^2$$

$$\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \times V_{udara} \times A_{udara} \text{ (Kg/s)}$$

$$= (1,19 \text{ kg/m}^3) \times 10,734 \text{ m/s} \times 0,000615 \text{ m}^2$$

$$= 0,007861 \text{ Kg/s}$$

4.1.3 Perhitungan Torsi

Dari hasil pengujian didapatkan nilai torsi pada saat putaran mesin sebesar 6000 rpm adalah 1,83 Kgf.m. Pada penelitian ini satuan yang digunakan yaitu sistem satuan SI, maka hasil pengukuran torsi tersebut harus dikonversikan. Konversi yang dilakukan sebagai berikut :

$$T = 1,83 \text{ Kgf.m} \times \frac{9,80665 \text{ N}}{1 \text{ Kgf}} = 17,95 \text{ Nm}$$

4.1.4 Perhitungan Daya Efektif

Daya pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bioethanol 100% dengan putaran 6000 rpm dapat dihitung menggunakan rumus:

$$Bhp = 2 \times \pi \times n \times T / 1000 \text{ (kW)}$$

Dimana : T = Torsi (N.m)

N = Putaran poros *waterbrake dynamometer* (rps)

Data yang digunakan untuk menghitung daya adalah sebagai berikut :

- Putaran poros *waterbrake dynamometer*
 $n = 100,6$ rps
- Torsi = 17,95 N.m

$$\text{Bhp} = 2 \times \pi \times n \times T / 1000 \quad (\text{kW})$$

$$\text{Bhp} = 2 \times 3,14 \times 100,6 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \times 17,95 \text{ N.m} / 1000$$

$$\text{Bhp} = 11,344 \text{ kW}$$

4.1.5 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-Rata (BMEP)

BMEP pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bioethanol 100% dengan putaran *engine* 6000 rpm dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$\text{Bmep} = \frac{\text{bhp} \times z}{A \times L \times n \times i}$$

Dimana :

Bhp = daya motor (kW)

A = Luas penampang torak (m^2)

L = panjang langkah torak (m)

i = jumlah silinder

n = putaran mesin (rps)

Z = 2 (motor 4 langkah)

Data yang digunakan untuk menghitung tekanan efektif rata-rata adalah sebagai berikut :

- bhp = *brake horse power* = 11,344 kW
- D = diameter piston = 0,0635 m
- L = panjang langkah piston = 0,0472 m
- I = jumlah silinder = 1
- N = putaran mesin = 100,6 rps
- Z = 2 (motor 4 langkah)

Dari data diameter piston diatas, dapat ditentukan luas permukaan piston, yaitu :

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} \times (0,0635 \text{ m})^2 = 0,0032 \text{ m}^2$$

Selanjutnya untuk mencari BMEP :

$$\text{Bmep} = \frac{11,344 \text{ kW} \times 2}{0,0032 \text{ m}^2 \times 0,0472 \text{ m} \times 100,6 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \times 1} = 754,35 \text{ kPa}$$

4.1.6 Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Konsumsi spesifik bahan bakar pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bioetanol 100% dengan putaran engine 6000 rpm dapat dihitung menggunakan rumus:

$$Sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp}$$

Data yang digunakan untuk menghitung *specific fuel consumption* adalah sebagai berikut :

- \dot{M} bahan bakar = 0,00061646 kg/s
- bhp = daya motor = 11344 Watt

Menghitung konsumsi bahan bakar spesifik :

$$\begin{aligned} bsfc &= \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp} \times \frac{1000 \text{ Watt}}{1 \text{ KW}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ jam}} \\ bsfc &= \frac{0,00061646 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{11344 \text{ Watt}} \times \frac{1000 \text{ Watt}}{1 \text{ KW}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ jam}} \\ bsfc &= 0,196 \frac{\text{kg}}{\text{kW.jam}} \end{aligned}$$

4.1.7 Perhitungan Effisiensi Thermal

Effisiensi thermal pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bioethanol 100% dengan putaran *engine* 6000 rpm dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\eta_{th} = \left(\frac{bhp}{\dot{m}_{bb} \times Q_{in}} \right) \times 100\%$$

Data yang digunakan untuk menghitung efisiensi termal adalah sebagai berikut :

- bhp = 11344 Watt
- $LHV_{Ethanol} = 26950000 \frac{J}{Kg}$
- \dot{m} bahan bakar = 0,00061646 kg/s

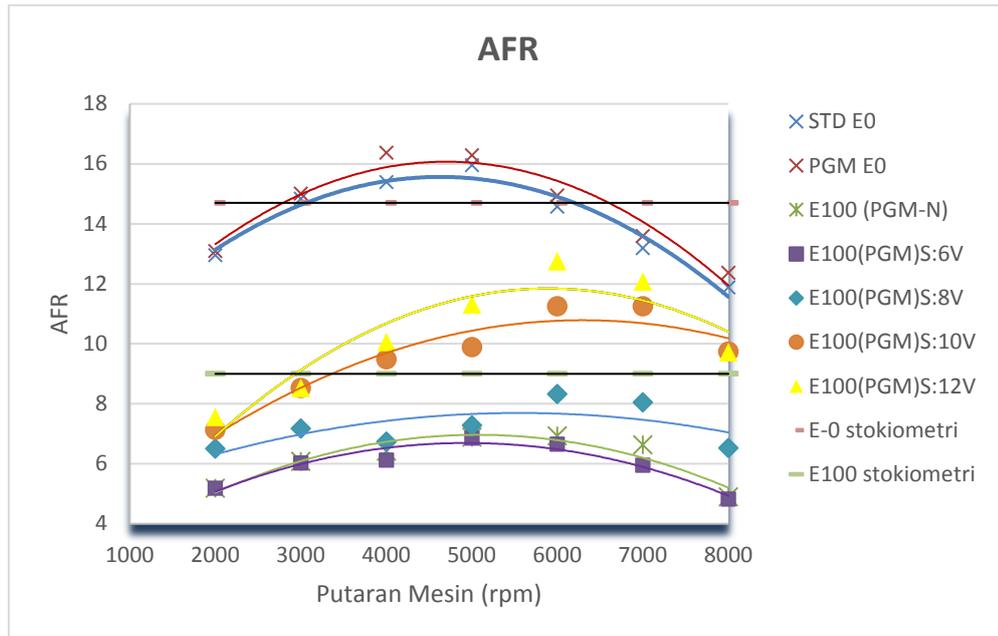
Untuk mencari efisiensi thermal :

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \left(\frac{11344 \text{ Watt}}{0,00061646 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 26950000 \frac{\text{J}}{\text{kg}}} \right) \times 100\% \\ \eta_{th} &= 68,3\% \end{aligned}$$

4.2 Analisa Unjuk Kerja Engine

Dalam penelitian ini akan membahas AFR, Lambda serta Unjuk Kerja berupa Torsi, Daya, Tekanan Efektif Rata – Rata, Konsumsi Bahan Bakar Spesifik, Effisiensi Thermal, Effisiensi Volumetris yang dipengaruhi oleh variasi tegangan *electric supercharger* pada setiap putaran mesin (rpm).

4.2.1 Grafik AFR (*Air Fuel Ratio*)



Gambar 4.1 Grafik AFR fungsi Putaran Mesin (RPM)

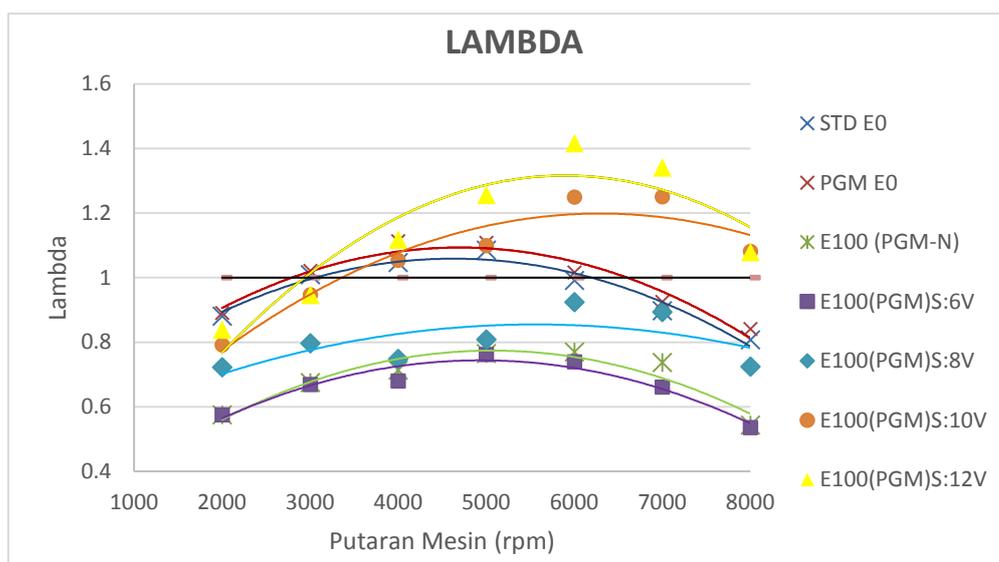
Gambar 4.1 menunjukkan tren dari AFR fungsi Putaran Mesin (RPM). Tren grafik diatas cenderung sama, yaitu dari rpm rendah AFR terus naik hingga mencapai puncak pada rpm menengah dan cenderung turun dengan bertambahnya putaran mesin. Hal ini disebabkan saat mesin mengalami pembebanan yang besar, maka disertai dengan turunnya putaran mesin. Ketika putaran mesin turun maka laju aliran massa udara akan ikut turun. Pada keadaan tersebut kondisi AFR berada di campuran kaya (rich), dikarenakan laju aliran massa bahan bakar tetap, sedangkan laju aliran massa udara turun seiring turunnya putaran mesin.

Pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 sebelum pemasangan alat *electric supercharger* terlihat AFR berada di campuran terlalu kaya (rich), AFR rata-rata yang dihasilkan adalah 6,146, hal ini disebabkan tegangan 6 volt menghasilkan laju massa udara yang sedikit, sehingga menyebabkan campuran menjadi kaya. Pada bahan bakar bioethanol 100% menggunakan *electric supercharger* dengan masing-masing variasi tegangan 6volt, 8volt, 10volt, dan 12 volt. AFR rata-rata yang dihasilkan adalah 5,944 ; 7,225 ; 9,609 ; 10,285. AFR yang dihasilkan cenderung meningkat dengan bertambahnya tegangan *electric supercharger*, hal ini disebabkan karena pengaruh nilai *heat of vaporization* bioethanol lebih besar dari bahan bakar pertamax, maka diperkirakan dapat menurunkan temperatur ruang bakar dan menyebabkan nilai

densitas dari udara naik. Seiring dengan naiknya densitas udara, maka campuran bahan bakar dan udara dalam proses pembakaran juga cenderung campuran miskin (lean).

Air Fuel Ratio adalah perbandingan antara laju aliran massa udara dengan laju aliran massa bahan bakar. Bahan bakar yang digunakan dalam penelitian ini adalah Pertamina (E0) dan Bioethanol (E100). AFR stoikiometri dari kedua bahan bakar tersebut berbeda. Untuk bahan bakar Pertamina, AFR stoikiometrinya adalah 14,7:1. Sedangkan pada bahan bakar Bioethanol, AFR stoikiometrinya adalah 9:1. Bila ukuran massa udara dan massa bahan bakar persatuan waktu lebih besar dari nilai teoritisnya, maka campuran bahan bakar dan udara dikategorikan ke dalam campuran miskin (lean). Sebaliknya bila ukuran massa bahan bakar dan massa udara bernilai di bawah AFR teoritisnya, maka campuran bahan bakar dan udara dikategorikan sebagai campuran kaya (rich). Dengan bertambahnya udara pembakaran maka AFR yang dihasilkan semakin tinggi dikarenakan udara yang masuk diruang bakar bertambah sedangkan bahan bakar diruang bakar tetap.

4.2.2 Grafik Lambda (λ)



Gambar 4.2 Grafik Lambda fungsi RPM

Gambar 4.2 menunjukkan *trendline* lambda pada setiap putaran *engine*. lambda yang dihasilkan dari *engine* semuanya mengalami peningkatan seiring bertambahnya putaran *engine* dari 2000 hingga puncak nilai tertinggi 6000 rpm, dan akan mengalami penurunan pada putaran 7000 hingga 8000 rpm. Pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 lambda rata-rata yang dihasilkan adalah 0,68. Sedangkan Pada bahan bakar bioethanol 100% menggunakan *electric supercharger* dengan masing-masing variasi tegangan 6volt, 8volt, 10volt, dan 12 volt. AFR rata-rata yang dihasilkan adalah 0,66 ; 0,80 ; 1,07 ; 1,14.

Lambda (λ) adalah perbandingan antara jumlah massa udara dan massa bahan bakar yang sebenarnya terjadi di *engine* dengan jumlah massa udara dan

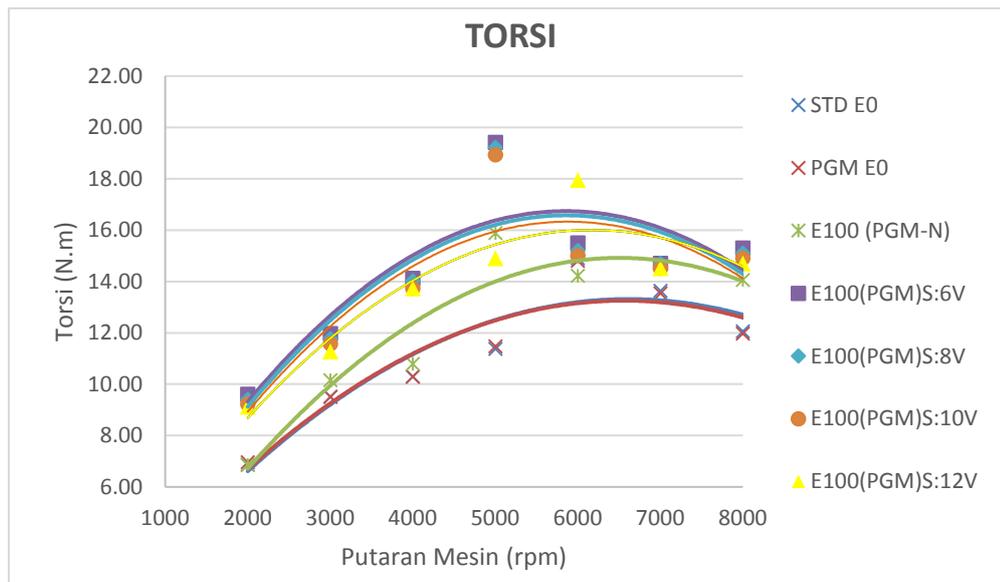
massa bahan bakar secara teori atau stoikiometri. Pada bahan bakar *gasoline* jumlah udara yang dibutuhkan 14,7 kg dan membutuhkan 1kg bahan bakar kemudian disebut perbandingan campuran udara dan bahan bakar teori atau stoikiometrik. Hubungan langsung antara lambda dan stoikiometrik dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\lambda = \frac{AF_{Aktual}}{AF_{Teoritis}}$$

Jika lambda (λ) < 1 menunjukkan bahwa campuran kaya atau kekurangan udara (terlalu banyak bahan bakar), jika lambda (λ) = 1 menunjukkan bahwa campuran udara dan bahan bakar sesuai dengan teori (stoikiometri) dan jika lambda (λ) > 1 menunjukkan bahwa campuran miskin (kekurangan bahan bakar).

Dengan bertambahnya udara pembakaran maka AFR aktual akan semakin besar dengan nilai AFR teoritis yang tetap maka nilai lambda yang dihasilkan semakin besar. Hal ini dikarenakan AFR aktual yang dihasilkan dengan penambahan udara semakin tinggi seiring dengan penambahan udara.

4.2.3 Grafik Torsi



Gambar 4.3 Grafik Torsi fungsi RPM

Torsi merupakan ukuran kemampuan *engine* untuk menghasilkan kerja. Pada kendaraan, torsi dari *engine* digunakan untuk berakselerasi. Dari gambar 4.3 dapat dilihat *trendline* yang menunjukkan torsi pada setiap putaran *engine*. Kenaikan torsi terjadi seiring dengan meningkatnya putaran *engine*. Pada *engine* standar dengan bahan bakar E-0 didapatkan nilai torsi maksimum sebesar 14,9 N.m pada rpm 6000 dan pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 Sebelum pemasangan *electric supercharger* didapatkan nilai torsi sebesar 15,89 N.m pada rpm 5000. Sedangkan pada bahan bakar bioethanol 100% dengan pemasangan *electric supercharger*

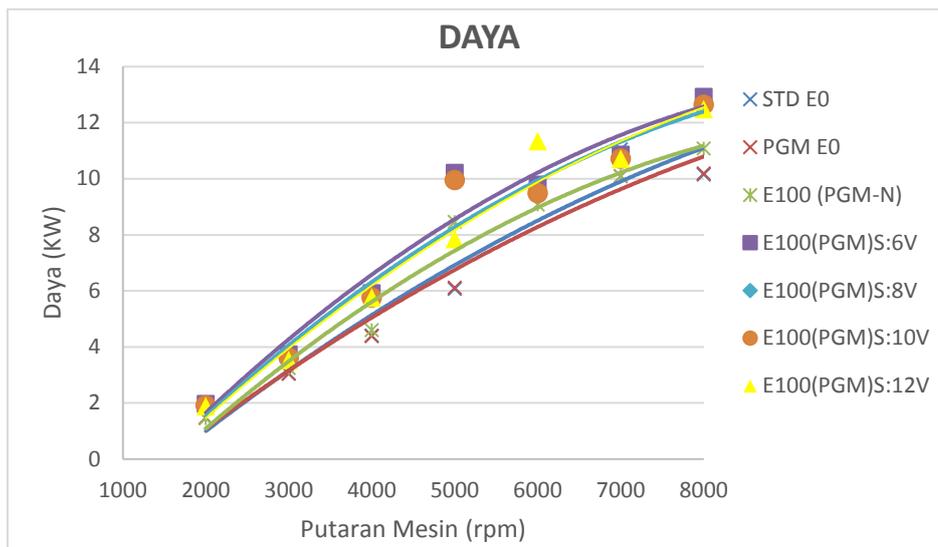
variasi tegangan 6Volt, 8Volt, 10Volt didapatkan nilai torsi maksimum masing-masing sebesar 19,41N.m, 19,22N.m, 18,93N.m pada rpm 5000 dan pada tegangan 12Volt nilai torsi maksimum sebesar 17,95 pada rpm 6000.

Peningkatan torsi seiring bertambahnya putaran *engine* tersebut terjadi karena pada putaran yang lebih tinggi, aliran udara yang memasuki ruang bakar lebih turbulen yang akan mengakibatkan campuran udara dan bahan bakar menjadi semakin baik serta perambatan api juga semakin cepat sehingga nilai torsi akan meningkat. Selain itu, meningkatnya putaran *engine* disebabkan oleh bertambahnya laju aliran bahan bakar, sehingga dengan semakin banyaknya bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar, torsi yang dihasilkan akan semakin meningkat. Namun peningkatan putaran *engine* juga akan meningkatkan gesekan, meningkatkan temperatur operasional, serta meningkatkan kemungkinan terjadinya pembakaran yang tidak sempurna. Oleh karena itu, torsi akan menurun.

Dengan bertambahnya udara pembakaran, torsi yang dihasilkan *engine* akan semakin kecil. Hal ini dikarenakan dengan bertambahnya udara akan membuat campuran bahan bakar menjadi miskin dalam ruang bakar, sehingga kalor yang mampu diserap oleh *engine* semakin kecil. Tetapi secara keseluruhan nilai torsi yang di hasilkan dengan pemasangan *electric supercharger* lebih besar dari yang dihasilkan sebelum pemasangan alat bantu ini.

4.2.4 Grafik Daya

Terdapat 3 jenis daya dalam motor pembakaran dalam, yaitu *indicative horse power* (ihp), *brake horse power* (bhp), dan *friction horse power* (fhp). Pada putaran rendah, daya relatif rendah dan akan semakin tinggi ketika putaran mesin semakin tinggi. Secara teoritis, ketika putaran mesin meningkat, maka daya motor juga akan meningkat karena daya merupakan perkalian antara torsi dengan putaran poros.



Gambar 4.4 Grafik Daya fungsi RPM

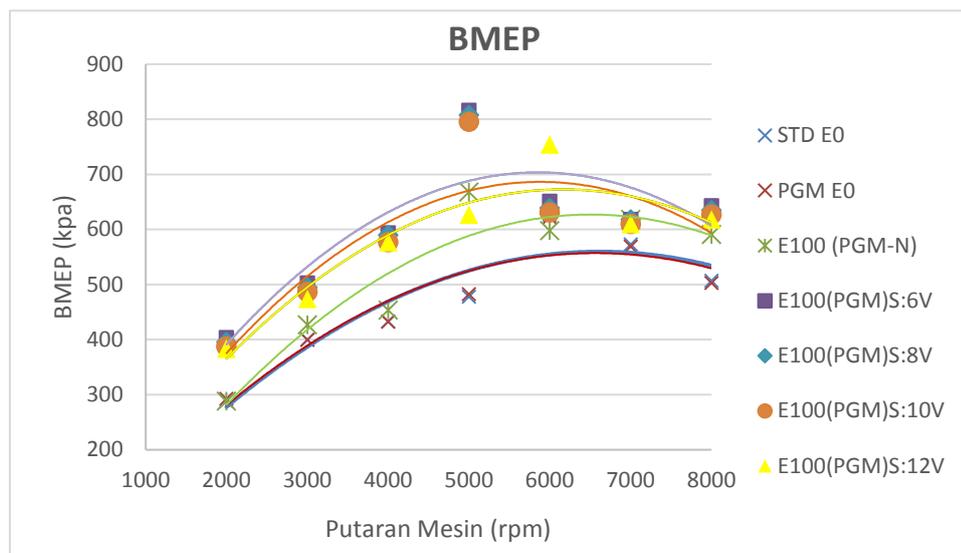
Gambar 4.4 menunjukkan *trendline* daya *engine* pada tiap putaran. Daya yang dihasilkan dari *engine* semuanya mengalami peningkatan seiring dengan bertambahnya putaran *engine* dari 2000 hingga 8000 rpm. Pada *engine* standar dengan bahan bakar E-0 daya maksimum yang dihasilkan sebesar 11,04 KW pada rpm 7000, dan pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 daya yang dihasilkan sebesar 11,08 KW pada rpm 8000. Sedangkan Pada *engine* dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioetanol 100% dengan pemasangan *electric supercharger* di berbagai variasi 6 volt, 8 volt, 10 volt dan 12 volt didapatkan daya masing masing sebesar 12,93 KW, 12,72 KW, 12,64 KW dan 12, 48 KW pada rpm 8000.

Semakin cepat putaran mesin, maka putaran poros juga semakin cepat. Akan tetapi, pada putaran tertentu torsi dan friksi yang terjadi lebih besar daripada kenaikan putaran yang terjadi. Hal ini akan mengakibatkan daya menurun. Pada pengujian ini didapatkan daya yang seiring naik dengan bertambahnya putaran mesin. Hal ini dikarenakan pengujian hanya dilakukan pada batas 8000 rpm.

Dengan kenaikan tegangan pada *electric supercharger* menyebabkan bertambahnya udara pembakaran, maka daya yang dihasilkan *engine* akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan bertambahnya udara maka bahan bakar yang masuk ke ruang bakar semakin sedikit, atau bisa dikatakan campuran bahan bakar yang miskin, sehingga kalor yang diserap oleh *engine* kecil, sehingga daya efektif yang dihasilkan *engine* juga semakin kecil. Tetapi secara keseluruhan daya yang dihasilkan dengan penambahan udara lebih besar dari yang dihasilkan sebelum penambahan udara dilakukan.

4.2.5 Grafik Tekanan Efektif Rata-Rata (BMEP)

Besarnya tekanan yang dialami piston berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang bernilai konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut merupakan tekanan efektif rata-rata yang dimiliki oleh piston.



Gambar 4.5 Grafik BMEP fungsi RPM

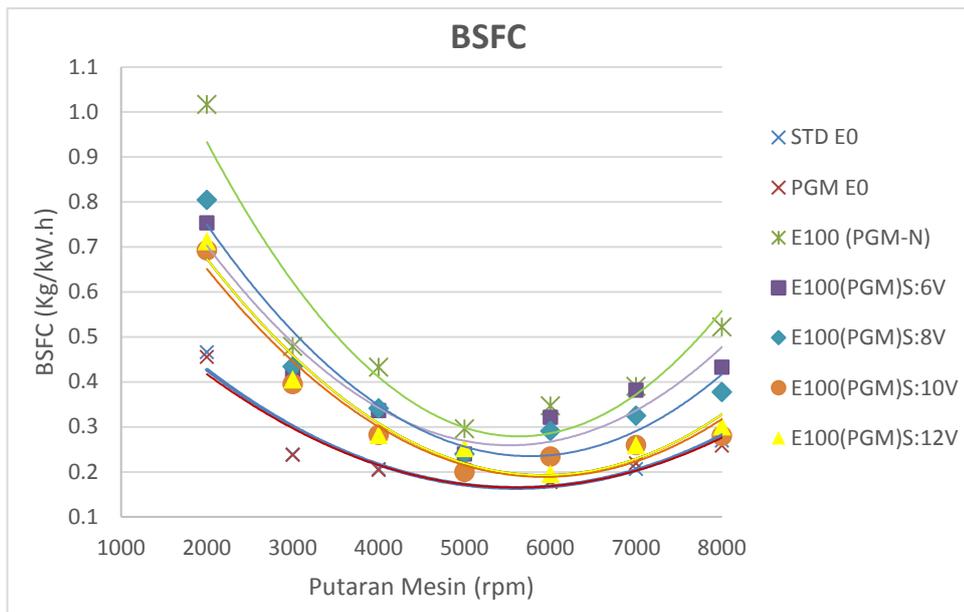
Gambar 4.5 menunjukkan *trendline* tekanan efektif rata-rata setiap putaran *engine*. Bmep yang dihasilkan dari *engine* semuanya mengalami peningkatan seiring bertambahnya putaran *engine* dari 2000 hingga puncak nilai tertinggi 5000 rpm, dan akan mengalami penurunan pada putaran 6000 rpm keatas. Hal ini sangat dipengaruhi oleh waktu pengapian dari busi. Apabila waktu pengapian tidak tepat, maka tekanan piston akan menurun. Pada keadaan standar dengan bahan bakar E-0, bmep maksimum yang dihasilkan adalah 626,56 KPa pada rpm 6000, dan pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 bmep maksimum yang dihasilkan sebesar 667,78 Kpa pada putaran 5000 rpm. Sedangkan Pada *engine* rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan pemasangan *electric supercharger* di variasi 6 volt, 8 volt, 10 volt dan 12 volt didapatkan bmep maksimum masing masing sebesar 816,18 Kpa, 807,94 Kpa, 795,57 dan 754,35 Kpa pada rpm 6000.

Pada *trendline* grafik 4.5 menunjukkan bahwa terlihat adanya tren kenaikan tekanan efektif rata-rata mulai dari putaran rendah hingga mencapai tekanan efektif rata-rata maksimum pada putaran 6000 rpm tanpa pemasangan *electric supercharger* dan tekanan efektif rata-rata maksimum pada putaran 5000 dengan *electric supercharger*, kemudian tekanan efektif rata-rata mengalami penurunan pada putaran *engine* yang lebih tinggi. Hal ini terjadi karena tekanan dalam ruang bakar akan semakin meningkat dengan jumlah pembakaran yang terjadi. Namun setelah mencapai titik puncak tertentu akan menurun, karena ledakan yang dihasilkan pembakaran tidak hanya bermanfaat untuk menghasilkan daya, akan tetapi juga digunakan untuk mengatasi *losses-losses* yang terjadi.

Gambar 4.5 menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai bmep untuk masing-masing variasi tegangan. Dengan naiknya tegangan pada *electric supercharger* bmep yang dihasilkan akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan naiknya tegangan *electric supercharger* maka bertambah pula udara pembakaran maka bahan bakar diruang bakar semakin sedikit, atau bisa dikatakan campuran miskin bahan bakar dalam ruang bakar. Sehingga daya yang dihasilkan kecil akibatnya nilai bmep juga semakin kecil. Tetapi secara keseluruhan bmep yang di hasilkan dengan penambahan tegangan lebih besar dari yang dihasilkan sebelum penambahan tegangan.

4.2.6 Grafik Konsumsi Spesifik Bahan Bakar (BSFC)

Konsumsi bahan bakar spesifik dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar untuk memperoleh daya efektif. Nilai konsumsi bahan bakar spesifik bergantung pada campuran udara dan bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar. Dengan semakin sempurna pembakaran, maka yang sfc yang dihasilkan semakin bagus.



Gambar 4.6 Grafik BSFC fungsi RPM

Gambar 4.6 menunjukkan *trendline* konsumsi spesifik bahan bakar pada setiap putaran *engine* pada keadaan standar dengan bahan bakar E-0 konsumsi spesifik bahan bakar minimum yang dihasilkan adalah 0,18 kg/kW.jam dan pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 konsumsi spesifik bahan bakar minimum yang dihasilkan sebesar 0,296 kg/kW.jam. Sedangkan Pada *engine* dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan pemasangan *electric supercharger* variasi 6 volt, 8 volt, 10 volt dan 12 volt didapatkan konsumsi spesifik bahan bakar minimum masing masing sebesar 0,24 kg/kW.jam, 0,24 kg/kW.jam, 0, 199 kg/kW.jam dan 0,196 kg/kW.jam.

Secara umum konsumsi bahan bakar spesifik dari rpm rendah ke tinggi akan mengalami penurunan hingga putaran mesin tertentu akan meningkat lagi. Hal ini disebabkan oleh semakin tingginya turbulensi aliran seiring dengan pertambahan putaran mesin, sehingga homogenitas campuran bahan bakar dan udara semakin baik dan menghasilkan pembakaran yang lebih sempurna. Hal ini sesuai dengan rumus *sfc* yang didapat melalui persamaan:

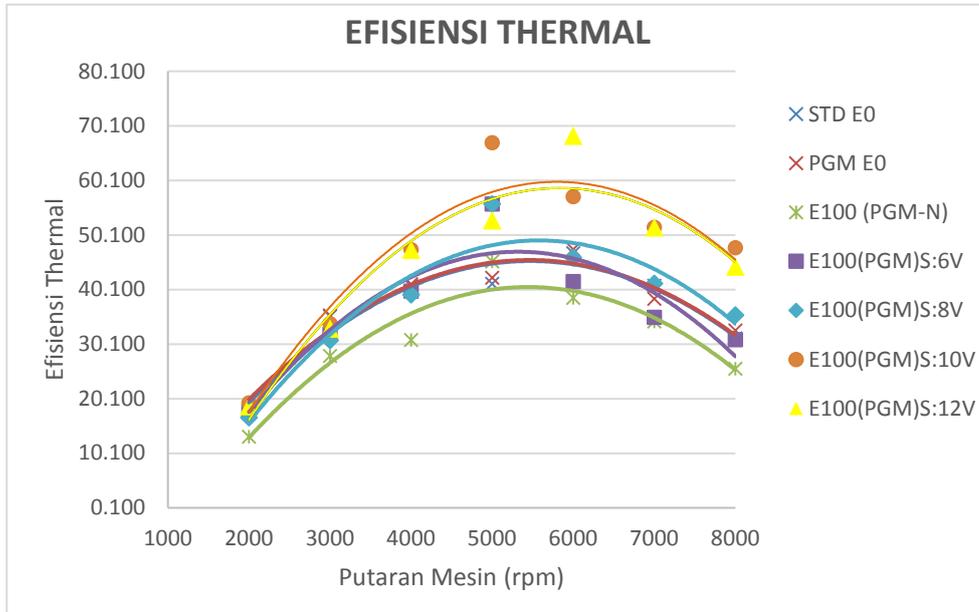
$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp}$$

Tinggi rendahnya konsumsi bahan bakar dalam teoritisnya dipengaruhi oleh besarnya daya yang dihasilkan oleh *engine*. Daya yang semakin tinggi menjadi pembagi dalam perhitungan konsumsi bahan bakar.

Pada *trendline* menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai konsumsi spesifik bahan bakar untuk masing-masing penambahan udara pembakaran. Dengan bertambahnya udara pembakaran, maka konsumsi spesifik bahan bakar yang dihasilkan *engine* akan semakin naik. Hal ini dikarenakan semakin banyak udara yang ditambahkan maka daya yang dihasilkan semakin kecil yang berakibat pada kenaikan nilai *sfc*.

4.2.7 Grafik *Effisiensi Thermal*

Effisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif pada motor pembakaran dalam. Nilai efisiensi thermal tergantung dari campuran udara dan bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar.



Gambar 4.7 Grafik *Effisiensi Thermal* fungsi rpm

Gambar 4.7 menunjukkan *trendline effisiensi thermal* dari *engine* pada setiap putaran *engine*. Pada keadaan standar dengan bahan bakar E-0 *effisiensi thermal* maksimum yang dihasilkan adalah 0,467 dan pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 *effisiensi thermal* maksimum yang dihasilkan sebesar 0,452. Sedangkan Pada *engine* dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan pemasangan *electric supercharger* variasi 6 volt, 8 volt, 10 volt dan 12 volt didapatkan *effisiensi thermal* maksimum masing masing sebesar 0,558, 0,557, 0,670 dan 0,683.

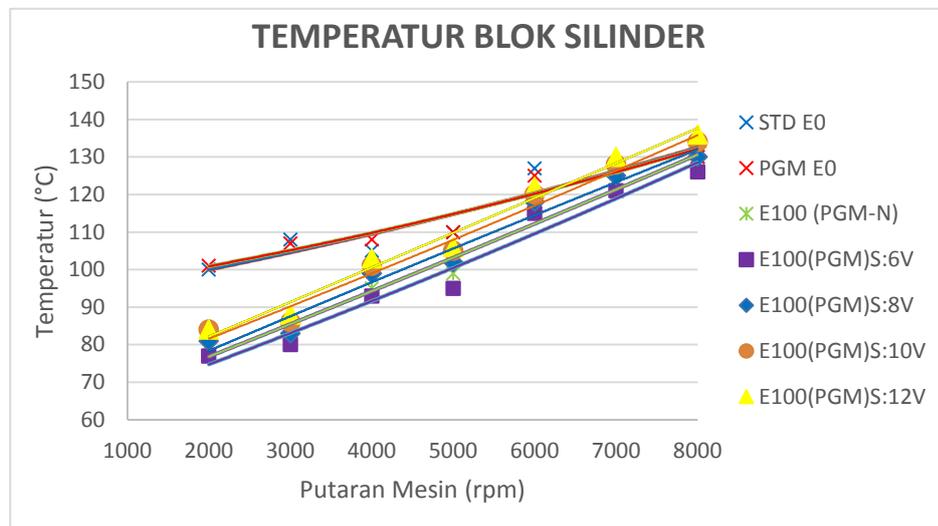
Pada saat tegangan 6 volt dan putaran *engine* rendah maka campuran bahan bakar dan udara kurang optimal, dikarenakan asupan udara masuk yang dihasilkan *electric supercharger* sangat sedikit serta turbulensi dari campuran yang masuk terlalu kaya, sehingga pembakaran yang terjadi tidak sempurna. Seiring dengan meningkatnya tegangan *electric supercharger* dari 8 volt, 10 volt dan 12 volt serta bertambahnya putaran mesin, akan ada saat dimana turbulensi dan waktu pembakaran mencapai kondisi yang terbaik sehingga mendapatkan efisiensi yang paling optimal dan efisiensi yang tinggi. Pada putaran mesin yang sangat tinggi waktu terjadinya pembakaran sangat cepat sehingga pembakaran tidak sempurna, yang menyebabkan efisiensi kembali menurun.

Dengan penambahan tegangan *electrical supercharger*, maka *effisiensi thermal* yang dihasilkan *engine* akan semakin meningkat. Hal ini dikarenakan bertambahnya udara pembakaran maka campuran bahan bakar didalam ruang

bakar lebih sempurna sehingga panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif menjadi besar yang berakibat *effisiensi thermal* yang dihasilkan juga meningkat.

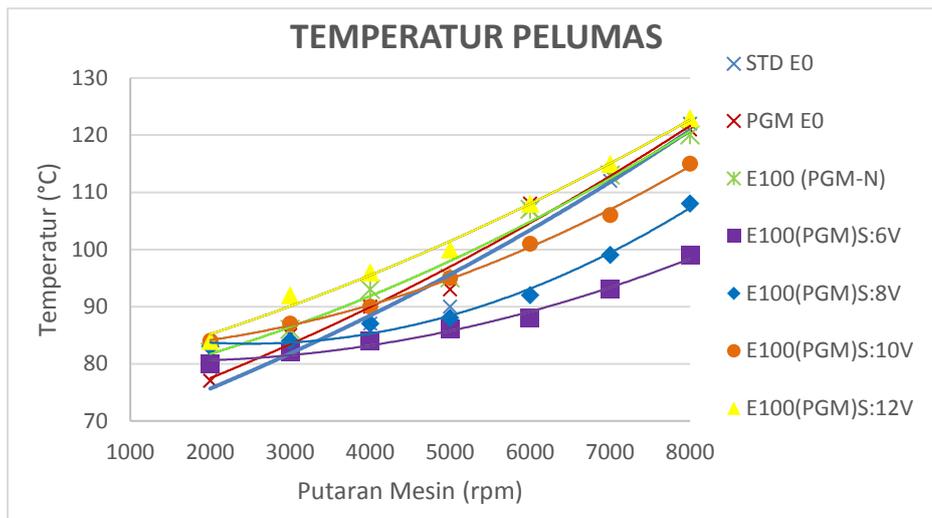
4.2.8 Analisa Grafik Temperatur Blok Silinder, Pelumas, dan Gas Buang Sebagai Fungsi Putaran Engine

Suatu *engine* tidak hanya dapat menghasilkan unjuk kerja tetapi juga dapat menghasilkan informasi kondisi operasional *engine*. Kondisi operasional tersebut seperti temperatur pada *engine* (*block, exhaust, pelumas*) dan emisi gas buang (CO, CO₂ dan HC). Dimana nilai dari operasional *engine* akan mempengaruhi dari hasil unjuk kerjanya.



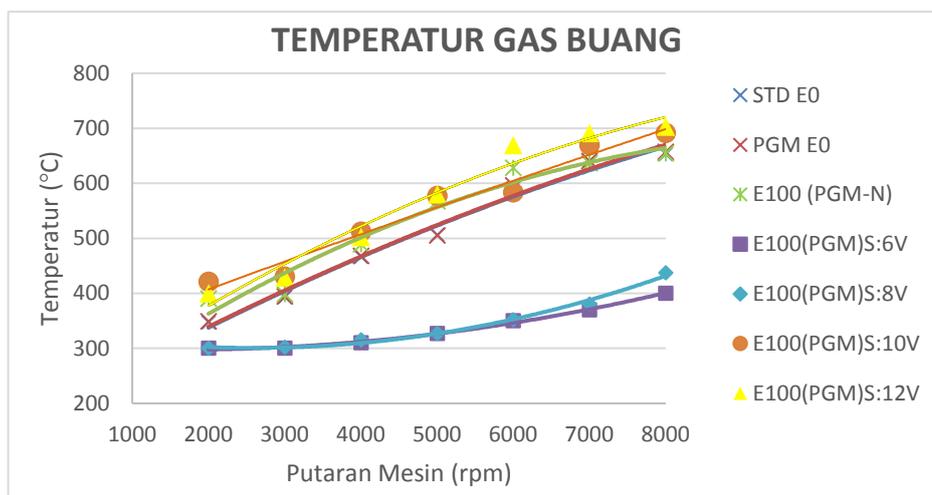
Gambar 4.8 Grafik Temperatur Blok Silinder fungsi RPM

Gambar 4.8 menunjukkan grafik temperatur blok silinder fungsi putaran mesin. Pada *trendline* grafik temperatur diatas dapat dilihat bahwa terjadi peningkatan temperatur seiring bertambahnya putaran mesin, hal ini disebabkan pada putaran tinggi, gesekan yang terjadi antara piston dengan dinding silinder semakin besar sehingga temperatur *engine* menjadi tinggi, sehingga mempengaruhi viskositas dari pelumasnya dan menyebabkan panas yang terbuang lebih besar. Terlihat dari grafik bahwa temperatur maksimum dengan bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 adalah 128°C . Sedangkan Pada *engine* dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan variasi tegangan 6volt, 8volt, 10volt dan 12volt, nilai temperatur maksimum masing-masing sebesar 126°C, 130°C, 134°C dan 136°C.



Gambar 4.9 Grafik Temperatur Pelumas fungsi RPM

Gambar 4.9 menunjukkan grafik temperatur pelumas fungsi putaran mesin. Pada *trendline* grafik temperatur diatas dapat dilihat bahwa terjadi peningkatan temperatur seiring bertambahnya putaran mesin. hal ini disebabkan semakin besarnya gesekan yang terjadi pada ruang transmisi dimana bertambahnya putaran mesin, sehingga temperatur pelumas semakin meningkat. Terlihat dari grafik bahwa temperatur maksimum dengan bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 adalah 120°C. Sedangkan Pada *engine* dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan variasi tegangan 6volt, 8volt, 10volt dan 12volt, nilai temperatur maksimum masing-masing sebesar 99°C, 108°C, 115°C dan 123°C.



Gambar 4.10 Grafik Temperatur Gas Buang fungsi RPM

Gambar 4.10 menunjukkan grafik temperatur gas buang fungsi putaran mesin. Pada *trendline* grafik temperatur diatas dapat dilihat bahwa terjadi peningkatan temperatur seiring bertambahnya putaran mesin. Terlihat dari grafik

bahwa temperatur maksimum dengan bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 adalah 654°C . Sedangkan Pada *engine* dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan dengan variasi tegangan 6volt, 8volt, 10volt dan 12volt, didapatkan temperatur maksimum masing-masing sebesar 400°C, 437°C, 691°C dan 703°C.

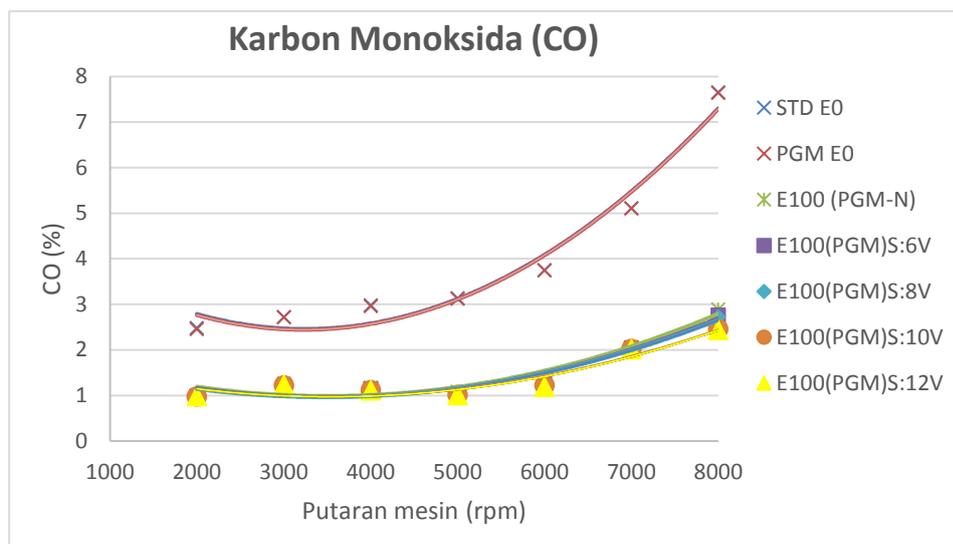
Dari gambar 4.8, 4.9, dan 4.10 diatas bisa dianalisa temperatur operasional pada penelitian ini. Dari ketiga grafik diatas, terdapat *trendline* yang hampir sama untuk temperatur *blok silinder*, pelumas dan temperatur gas buang. Terlihat pada ketiga grafik temperatur akan semakin tinggi seiring dengan semakin tingginya putaran *engine*. Hal tersebut disebabkan karena dengan bertambahnya putaran *engine*, bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan semakin banyak, sehingga pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar memiliki energi panas yang lebih besar dari putaran rendah.

Dengan bertambahnya udara pembakaran temperatur blok silinder, pelumas dan gas buang akan semakin tinggi. Hal ini dikarenakan dengan bertambahnya udara akan membuat bahan bakar diruang bakar semakin sedikit, semakin sedikit bahan bakar di ruang bakar maka temperatur bertambah panas karena kalor yang di lepas semakin besar.

4.3 Analisa Emisi Gas Buang

4.3.1 Karbon Monoksida (CO)

Karbon monoksida merupakan salah satu gas buang hasil pembakaran yang berbahaya bagi kesehatan dan juga berdampak buruk pada lingkungan. Emisi gas CO pada gas buang kendaraan bermotor disebabkan karena tidak sempurnanya pembakaran di ruang bakar. Pada penelitian ini lebih difokuskan pada sedikitnya waktu yang tersedia untuk mentuntaskan pembakaran. Pada saat putaran mesin rendah, maka turbulensi yang terjadi terlalu kecil untuk membentuk homogenitas campuran udara dan bahan bakar. Hal ini menyebabkan campuran tersebut menjadi campuran kaya (rich). Sedangkan pada putaran tinggi, waktu pembakaran terlalu singkat sehingga pembakaran menjadi kurang sempurna.

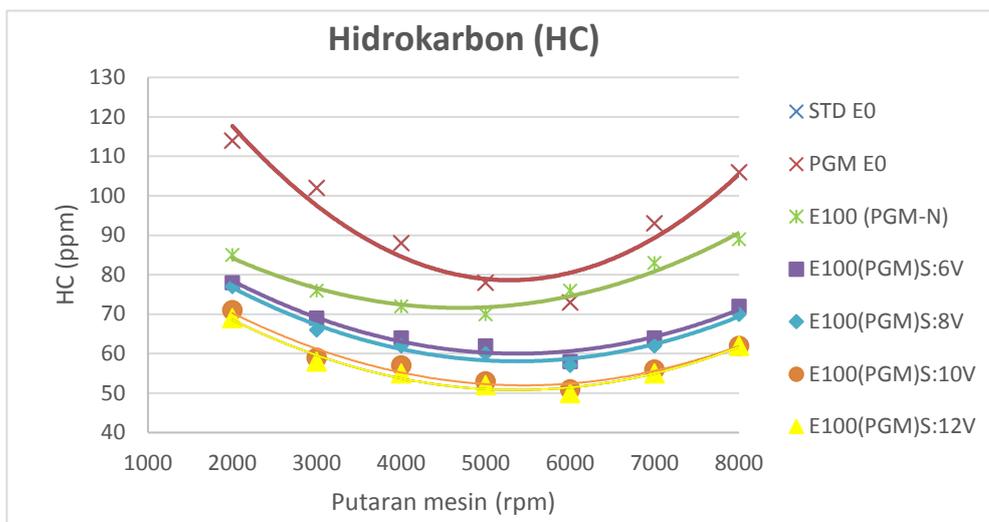


Gambar 4.11 Grafik Karbon Monoksida (CO) Fungsi rpm

Gambar 4.11 menunjukkan hubungan antara emisi gas buang CO dengan putaran mesin. *Trendline* grafik yang ditunjukkan hampir sama. Besar nilai CO cenderung naik seiring bertambahnya putaran *engine*. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar E-0 pada keadaan standar emisi CO minimum yang dihasilkan adalah 2,482% dan emisi CO maksimum adalah 7,655%. Pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 emisi CO minimum yang dihasilkan sebesar 0,993% dan emisi CO maksimum adalah 2,89%. Sedangkan Pada *engine* dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan variasi tegangan 6volt, 8volt, 10volt dan 12volt, didapatkan emisi minimum masing-masing sebesar 0,985%, 0,963%, 0,975% dan 0,981% dan emisi maksimum dari masing-masing variasi tegangan adalah 2,76%, 2,72%, 2,451% dan 2,436%.

Pada saat putaran mesin rendah, maka turbulensi yang terjadi terlalu kecil untuk membentuk homogenitas campuran udara dan bahan bakar sehingga emisi CO pada putaran rendah relatif tinggi. Ketika putaran *engine* dinaikan, tingkat turbulensi campuran didalam ruang bakar meningkat sehingga emisi CO berkurang hingga mencapai titik terendah pada putaran tertentu. Namun, ketika putaran *engine* terus dinaikan hingga putaran maksimal, emisi CO kembali meningkat. Hal ini dikarenakan ketika putaran tinggi waktu untuk menyelesaikan pembakaran cenderung singkat sehingga pembakaran yang terjadi kurang sempurna. Pada *trendline* grafik 4.11 menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai karbon monoksida untuk masing-masing variasi tegangan *electric supercharger*. Meningkatnya tegangan *electric supercharger*, maka udara pembakaran juga meningkat. Dengan bertambahnya udara pembakaran nilai emisi CO yang dihasilkan akan semakin kecil. Hal ini disebabkan, dengan penambahan udara pembakaran maka pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar akan semakin baik, sehingga semakin banyak bahan bakar yang dapat terbakar secara sempurna didalam ruang bakar.

4.3.2 Hidrokarbon (HC)



Gambar 4.12 Grafik Hidrokarbon (HC) Fungsi rpm

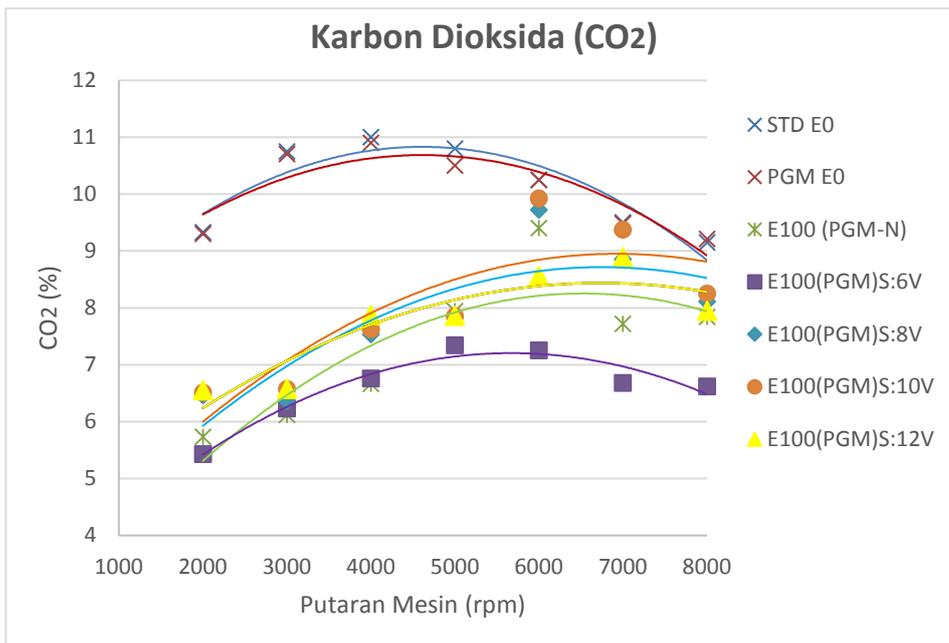
Gambar 4.12 menunjukkan hubungan antara emisi gas buang HC dengan putaran mesin. Besar nilai HC cenderung tinggi dan menurun seiring bertambahnya putaran *engine*. Setelah emisi HC berada pada titik terendah maka nilai emisi HC mengalami kenaikan sampai 8000 rpm. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar E-0 pada keadaan standar, nilai emisi HC minimum adalah 73 ppm dan emisi HC maksimum adalah 114 ppm. Pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 nilai emisi HC minimum yang dihasilkan sebesar 70 ppm dan emisi HC maksimum adalah 89 ppm. Sedangkan Pada *engine* dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan variasi tegangan 6volt, 8volt, 10volt dan 12volt didapatkan emisi minimum masing-masing sebesar 58 ppm, 57 ppm, 51 ppm dan 50 ppm. Sedangkan emisi HC maksimum dari masing-masing variasi tegangan adalah 78 ppm, 77 ppm, 71 ppm dan 69 ppm.

Emisi HC atau *Unburned Hydrocarbon* adalah sejumlah bahan bakar yang tidak terbakar selama proses pembakaran berlangsung. Secara teoritis kadar emisi HC akan menurun seiring meningkatnya putaran *engine*. Hal ini disebabkan oleh meningkatnya homogenitas campuran udara dan bahan bakar seiring dengan pertambahan putaran *engine*. Namun diputaran atas, emisi HC akan meningkat karena pembakaran yang terjadi saat putaran atas akan semakin tidak sempurna karena campuran bahan bakar dan udara yang semakin kaya diputaran atas. Penurunan emisi HC ini terjadi karena dengan penambahan udara pembakaran membuat campuran bahan bakar dan udara semakin homogen, maka pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih baik. Dengan semakin sempurna pembakaran inilah maka emisi HC akan turun.

Dengan menambahkan udara melalui variasi tegangan maka nilai emisi HC yang dihasilkan akan semakin kecil. Hal ini dikarenakan dengan menambahkan udara pembakaran maka pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar akan semakin baik, sehingga semakin banyak bahan bakar yang dapat terbakar secara sempurna didalam ruang bakar.

4.3.3 Karbondioksida (CO₂)

Emisi CO₂ menunjukkan keadaan pembakaran bahan bakar yang baik dalam proses pembakaran diruang bakar. Emisi CO₂ adalah reaksi kimia dari emisi CO yang bereaksi dengan sedikit oksigen dan panas yang diakibatkan dari panasnya mesin kendaraan dan saluran pembuangan gas buang kendaraan. Kadar konsentrasi CO₂ yang tinggi menunjukkan pembakaran dalam ruang bakar terjadi pembakaran sempurna. Jika kadar CO₂ menurun maka mengindikasikan kadar perbandingan bahan bakar dan udara kurang baik.



Gambar 4.13 Grafik Karbondioksida (CO₂) Fungsi RPM

Gambar 4.13 menunjukkan hubungan antara emisi gas buang CO₂ dengan putaran mesin. Besar nilai CO₂ cenderung tinggi dan menurun seiring bertambahnya putaran *engine*. Setelah emisi CO₂ berada pada rpm tertinggi 4000 rpm, maka nilai emisi CO₂ mengalami penurunan sampai 8000 rpm. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar E-0 pada keadaan standar, nilai emisi CO₂ minimum adalah 9,15% dan emisi CO₂ maksimum adalah 11%. Pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 nilai emisi CO₂ minimum yang dihasilkan sebesar 5,73% dan emisi CO₂ maksimum adalah 9,4%. Sedangkan Pada *engine* dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan variasi tegangan 6volt, 8volt, 10volt dan 12volt didapatkan emisi minimum masing-masing sebesar 5,43%, 6,36%, 6,51% dan 6,55%. Sedangkan emisi CO₂ maksimum dari masing-masing variasi tegangan adalah 7,34%, 9,72%, 9,92% dan 8,89%.

Dengan penambahan udara melalui variasi tegangan maka nilai emisi CO₂ yang dihasilkan akan semakin naik. Hal ini disebabkan karena semakin banyak udara pembakaran maka pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar akan semakin baik, sehingga semakin banyak bahan bakar yang dapat terbakar secara sempurna didalam ruang bakar.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat ditarik dari penelitian pengaruh penggunaan *Electric Supercharger* terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang pada pengembangan mesin Sinjai 150 dengan *ECU Programable* berbahan bakar bioethanol E100 adalah :

1. Dari penelitian variasi tegangan *Electric Supercharger* pada 6 volt, 8 volt, 10 volt, dan 12 volt dapat diketahui bahwa pada tegangan 6 volt menghasilkan AFR terlalu kaya jika dibandingkan dengan pemasukan udara alami, sedangkan pada tegangan 8 volt, 10 volt dan 12 volt, AFR terbaik 8,32 pada putaran 6000-7000 rpm, 9,48 pada putaran 4000-5000 rpm, dan 8,52 pada putaran 2000-3000 rpm, dan 8000 rpm. Unjuk kerja yang terbaik seperti torsi, daya, bmep, efisiensi thermal mengalami peningkatan masing-masing sebesar 14,73%, 12,14%, 14,73%, 22,87%, dan sfc mengalami penurunan sebesar 23,84%.
2. Sedangkan emisi gas buang yang dihasilkan pada pemasangan *electric supercharger* lebih bersih bila dibandingkan dengan pemasukan udara alami. Hal ini dapat dilihat dari kandungan emisi gas buang :
 - Emisi CO mengalami penurunan sebesar 8,70 %
 - Emisi HC mengalami penurunan sebesar 37,40 %
 - Emisi CO₂ mengalami kenaikan sebesar 5,52 %

5.2 Saran

1. Perlu dilakukan penelitian selanjutnya mengenai suhu penambahan udara pembakaran pada bahan bakar bioethanol 100%, terkait dengan sulitnya penyalaan awal pada *engine*.
2. Perlu dilakukan penelitian selanjutnya mengenai penambahan udara pembakaran dengan *electric supercharger* menggunakan variasi bahan bakar bioethanol dengan kandungan yang berbeda.
3. Perlu dilakukan penelitian simulasi homogenitas campuran bahan bakar dan udara menggunakan *electric supercharger* pada bioethanol 100%.
4. Perlu menggunakan alat digital untuk pengambilan data waktu konsumsi 25 ml bahan bakar, karena pembacaan data manual menggunakan stopwatch dan tabung ukur kurang akurat.
5. Disarankan mencoba pada tegangan 6 – 8(volt) dimana terjadi delta yang cukup besar.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Wikipedia. bahan bakar ethanol, [https://id.wikipedia.org/wiki/ Bahan bakar etanol](https://id.wikipedia.org/wiki/Bahan_bakar_etanol).
- [2] Gayuh Agung P. *Studi Eksperimental Pengaruh Mapping Ignition Timing dan Penginjeksian Bahan Bakar Terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine HONDA CB150R Berbahan Bakar Bioetanol E100*, Jurnal Teknik Pomits 2016.
- [3] Renno Feibianto. *Studi Eksperimental Pengaruh Rasio Kompresi dan durasi penginjeksian bahan bakar Terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine HONDA CB150R Berbahan Bakar Bioetanol E100*, Jurnal Teknik Pomits 2016.
- [4] Fikri Naziful. *Studi Eksperimental Pengaruh Penambahan Udara Pembakaran Terhadap Unjuk Kerja Dan Emisi Gas Buang Engine Honda CB150R Berbahan Bakar Bioetanol E100* Jurnal Teknik Pomits 2016.
- [5] Turner, Dale, Xu, Hongming, Cracknell, Roger F, Natarajan, Vinod, Chen, Xiangdong. 2011. *Combustion Performance of Bioethanol at Various blend ratios in a Gasoline Direct Injection Engine*. Scienc Direct : Elsevier, 5 Januari 2011.
- [6] Jeuland, N., Montagne. X., dan Gaurot. 2004. *Potentiality of Ethanol as a Fuel for Dedicated Engine*. Journal of Oil & Gas Science and Technology. Vol. 59, No. 6, pp.560-565
- [7] Sudarmanta, B., Junipitoyo, b., Putra,A.B.K., dan Sutantra 2014. *Influence of Bioethanol-gasoline blended Fuel on Performance and Emissions Characteristics from Port Injection Sinjai Engine 650 cc*. Journal of Applied Mechanics and Materials. Vol. 493, pp. 273-274.
- [8] Setiyawan, Atok. 2012. Kajian Eksperimen Pengaruh Etanol pada Gasoline terhadap Kerja Mesin Bensin. Disertasi Fakultas Teknik : Universitas Indonesia.

- [9] Alexandru Cernat. 2014. *An Experimental Study on Performance and Emission Characteristics of a Bioethanol Fueled S.I. Engine*. U;P.B.Sci. Bull.,Series D, VOL.76,Iss.1.
- [10] Dharmawan, Renno Feibianto Dwi., dan Sudarmanta, Bambang.*Studi Eksperimen Pengaruh Rasio Kompresi dan Durasi Penginjeksian Bahan Bakar Terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine Honda CB150R Berbahan Bakar Bioetanol E100*.Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS). Surabaya : Indonesia.
- [11] Kawano, Djoko Sungkono. 2011. Motor Bakar Torak (Bensin). Surabaya: Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
- [12] Y.Lei, D.S. Zhou, H.G. Zhang. 2009. *Investigation on performance of a compression-ignition engine with pressure-wave supercharger*. Scienc Direct : Elsevier, 1 Oktober 2009.
- [13] Robert W.Fox,Alan T. Mc Donald, Philip J.Pritchard. 2010.Introduction to Fluid Mechanics 7th edition, John Wiley & Sons,Denver.
- [14] SAE International, 2004. Engine Power Tes – Spark Ignition and Compression Ignition. J1349 MAR2004.
- [15] Crouse WH, and Anglin DL, (1985), *Automotive Engines*, Tata McGraw Hill.
- [16] Ferguson CR, and Kirkpatrick AT, (2001), *Internal Combustion Engines*, John Wiley & Sons.
- [17] Ganesan V, (2003), *Internal Combustion Engines*, Tata McGraw Hill.

LAMPIRAN

Halaman ini sengaja dikosongkan

Lampiran AData hasil pengujian *Engine* Sinjai 150

Tabel A.1 Data hasil perhitungan unjuk kerja engine bahan bakar E0 (Pertamax) dengan rasio kompresi 11 (ECU Standar)

E-0 ECU STANDART NATURAL										
	m bb (kg/s)	m udara (kg/s)	Putaran Roller (rps)	Torsi (N.m)	Daya (KW)	Bmep (Kpa)	Sfc kg/kW.h	Efisiensi Termal (%)		
2000	0.000190	0.002456	34	6.864655	1.466485	288.5488	0.4655533	18.02501996	12.95102	0.881021
3000	0.000203	0.003008	51.16	9.512451	3.057756	399.8462	0.2386924	35.15658372	14.83731	1.009341
4000	0.000252	0.003883	68.16	10.29698	4.409805	432.8232	0.2060116	40.73367779	15.38898	1.046869
5000	0.000344	0.005492	84.97	11.37571	6.073292	478.1666	0.2040954	41.11610547	15.95065	1.085078
6000	0.000477	0.006947	102.04	14.90611	9.556846	626.5631	0.1796089	46.72155481	14.56979	0.991142
7000	0.000631	0.008329	128.94	13.63124	11.04341	572.9754	0.2058276	40.77008434	13.19147	0.897379
8000	0.000760	0.009024	133.93	12.06218	10.15041	507.0214	0.2694584	31.14249972	11.87797	0.808025

Tabel A.2 Data hasil emisi engine bahan bakar E0 (Pertamax) dengan rasio kompresi 11 (ECU Standar)

E-0 STANDART NATURAL						
	Temperatur (°C)			Emisi		
	Blok Silinder	Pelumas	Exhaust	CO(%)	HC (ppm)	CO ₂ (%)
2000	100	77	347	2.482	114	9.33
3000	108	83	393	2.723	102	10.75
4000	105	87	466	2.978	88	11
5000	110	90	506	3.132	78	10.8
6000	127	107	591	3.752	73	10.25
7000	128	112	640	5.112	93	9.5
8000	130	122	653	7.655	106	9.15

Tabel A.3 Data hasil perhitungan unjuk kerja *engine* bahan bakar E-0 (Pertamax) dengan rasio kompresi 11 (ECU Programable)

E-0 ECU PROGRAMABLE NATURAL										
	\dot{m} bb (kg/s)	\dot{m} udara (kg/s)	Putaran Roller (rps)	Torsi (N.m)	Daya (KW)	Bmep (Kpa)	Sfc kg/kW.h	Efisiensi Termal (%)		
2000	0.000188	0.002456	33.9	6.962722	1.48306	292.6709	0.4552632	18.43243172	13.09573	0.890866
3000	0.000200	0.003008	50.85	9.512451	3.039228	399.8462	0.2374671	35.33798652	15.00478	1.020734
4000	0.000249	0.004073	67.8	10.29698	4.386514	432.8232	0.2042359	41.0878175	16.36686	1.113392
5000	0.000337	0.005492	84.75	11.47378	6.109788	482.2887	0.1986612	42.24079198	16.28908	1.108101
6000	0.000465	0.006947	101.71	14.80804	9.463268	622.441	0.1768276	47.45644449	14.9453	1.016687
7000	0.000613	0.008329	118.66	13.53318	10.08983	568.8533	0.2185664	38.39387059	13.59666	0.924943
8000	0.000729	0.009024	135.61	11.96411	10.19418	502.8993	0.257616	32.57409205	12.37065	0.841541

Tabel A.4 Data hasil emisi *engine* bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 11 (ECU Programable)

E-0 PROGRAMABLE NATURAL						
	Temperatur (°C)			Emisi		
	Blok Silinder	Pelumas	Exhaust	CO(%)	HC (ppm)	CO ₂ (%)
2000	100	77	347	2.482	114	9.33
3000	108	83	393	2.723	102	10.75
4000	105	87	466	2.978	88	11
5000	110	90	506	3.132	78	10.8
6000	127	107	591	3.752	73	10.25
7000	128	112	640	5.112	93	9.5
8000	130	122	653	7.655	106	9.15

Tabel A.5 Data hasil perhitungan unjuk kerja *engine* bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable Natural)

E-100 ECU PROGRAMABLE NATURAL										
	m bb (kg/s)	m udara (kg/s)	Putaran Roller (rps)	Torsi (N.m)	Daya (KW)	Bmep (Kpa)	Sfc kg/kW.h	Efisiensi Termal (%)		
2000	0.000413	0.00214	33.9	6.864655	1.462171	288.5488	1.0166948	13.138722	5.18126	0.575696
3000	0.000431	0.00262	50.86	10.14988	3.243525	426.64	0.4785314	27.91472051	6.077742	0.675305
4000	0.000553	0.003548	67.81	10.78732	4.596074	453.4338	0.4328523	30.86057551	6.420428	0.713381
5000	0.000695	0.004784	84.76	15.88677	8.460704	667.7843	0.295525	45.20114648	6.888244	0.76536
6000	0.000874	0.006052	101.65	14.21964	9.081884	597.7082	0.3463209	38.57136209	6.926513	0.769613
7000	0.001094	0.007256	109.25	14.70998	10.09749	618.3188	0.3899179	34.25867779	6.634174	0.73713
8000	0.001606	0.007861	125.5	14.05293	11.08129	590.7006	0.5217399	25.60292891	4.894932	0.543881

Tabel A.6 Data hasil emisi *engine* bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable Natural)

E-100 PROGRAMABLE NATURAL						
	Temperatur (°C)			Emisi		
	Blok Silinder	Pelumas	Exhaust	CO(%)	HC (ppm)	CO ₂ (%)
2000	80	82	390	0.993	85	5.73
3000	81	86	398	1.263	76	6.12
4000	95	93	489	1.174	72	6.66
5000	99	95	567	1.079	70	7.94
6000	118	107	628	1.354	76	9.4
7000	123	113	636	2.065	83	7.72
8000	128	120	654	2.89	89	7.84

Tabel A.7 Data hasil perhitungan unjuk kerja *engine* bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programmable *Electric Supercharger*, 6 Volt)

E-100 ECU PROGRAMMABLE, 6 VOLT										
	m bb (kg/s)	m udara (kg/s)	Putaran Roller (rps)	Torsi (N.m)	Daya (KW)	Bmep (Kpa)	Sfc kg/kW.h	Efisiensi Termal (%)		
2000	0.000413	0.00214	32.7	9.610517	1.974578	403.9683	0.7531739	17.73570611	5.179105	0.575456
3000	0.000435	0.00262	49.76	11.96411	3.740595	502.8993	0.4189454	31.88499171	6.019657	0.668851
4000	0.000553	0.003383	66.8	14.12158	5.927062	593.5861	0.3358374	39.77541014	6.118229	0.679803
5000	0.000680	0.004663	83.72	19.41717	10.21398	816.1809	0.2395991	55.75175265	6.859476	0.762164
6000	0.000874	0.00582	100.6	15.49451	9.793899	651.2958	0.3214264	41.55872242	6.655842	0.739538
7000	0.001151	0.00685	117.5	14.70998	10.86	618.3188	0.3814558	35.01865716	5.952677	0.661409
8000	0.001553	0.007488	134.5	15.29837	12.92848	643.0516	0.4324986	30.88581031	4.821256	0.535695

Tabel A.8 Data hasil emisi *engine* bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programmable *Electric Supercharger*, 6 Volt)

E-100 ECU PROGRAMMABLE, 6 VOLT						
	Temperatur (°C)			Emisi		
	Blok Silinder	Pelumas	Exhaust	CO(%)	HC (ppm)	CO ₂ (%)
2000	77	80	300	0.985	78	5.43
3000	80	82	300	1.214	69	6.23
4000	93	84	310	1.146	64	6.76
5000	95	86	327	1.042	62	7.34
6000	115	88	350	1.321	58	7.25
7000	121	93	370	2.043	64	6.68
8000	126	99	400	2.76	72	6.62

Tabel A.9 Data hasil perhitungan unjuk kerja *engine* bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable *Electric Supercharger*, 8 Volt)

E-100 ECU PROGRAMABLE, 8 VOLT										
	m bb (kg/s)	m udara (kg/s)	Putaran Roller (rps)	Torsi (N.m)	Daya (KW)	Bmep (Kpa)	Sfc kg/kW.h	Efisiensi Termal (%)		
2000	0.000403	0.00262	30.5	9.414384	1.804146	395.7241	0.8042391	16.60957693	6.501494	0.722388
3000	0.000432	0.0031	48.5	11.76798	3.586109	494.6551	0.434137	30.76925164	7.169414	0.796602
4000	0.000541	0.003644	64.8	14.02351	5.709678	589.464	0.3410243	39.17043287	6.736377	0.748486
5000	0.000657	0.004784	81.77	19.22103	9.875307	807.9366	0.2396103	55.74915325	7.27869	0.808743
6000	0.000761	0.006329	98.6	15.20031	9.416926	638.9295	0.2907457	45.94416721	8.321581	0.92462
7000	0.000968	0.007788	116.3	14.70998	10.75	618.3188	0.324293	41.19135688	8.043093	0.893677
8000	0.001332	0.008691	134	15.10224	12.71528	634.8073	0.3771818	35.41547337	6.523633	0.724848

Tabel A.10 Data hasil emisi *engine* bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable *Electric Supercharger*, 8 Volt)

E-100 ECU PROGRAMABLE, 8 VOLT						
	Temperatur (°C)			Emisi		
	Blok Silinder	Pelumas	Exhaust	CO(%)	HC (ppm)	CO ₂ (%)
2000	81	83	300	0.963	77	6.46
3000	83	84	302	1.209	66	6.36
4000	99	87	315	1.142	62	7.53
5000	102	88	327	1.037	60	7.87
6000	118	92	352	1.311	57	9.72
7000	125	99	380	2.023	62	8.85
8000	130	108	437	2.72	70	8.11

Tabel A.11 Data hasil perhitungan unjuk kerja *engine* bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable *Electric Supercharger*, 10 Volt)

E-100 ECU PROGRAMABLE, 10 VOLT										
	m bb (kg/s)	m udara (kg/s)	Putaran Roller (rps)	Torsi (N.m)	Daya (KW)	Bmep (Kpa)	Sfc kg/kW.h	Efisiensi Termal (%)		
2000	0.000368	0.00262	33	9.218251	1.911359	387.4798	0.6923519	19.29375755	7.128542	0.79206
3000	0.000397	0.003383	49.76	11.57185	3.617953	486.4108	0.39503	33.8153313	8.521211	0.946801
4000	0.000451	0.004279	66.8	13.72931	5.762422	577.0976	0.2818417	47.39564501	9.485145	1.053905
5000	0.000551	0.005455	83.72	18.92683	9.95605	795.5702	0.1993763	66.99930425	9.892829	1.099203
6000	0.000616	0.006933	100.6	15.00417	9.483965	630.6852	0.2340007	57.08559691	11.24636	1.249595
7000	0.000772	0.008691	117.5	14.51384	10.72	610.0746	0.2594955	51.47708768	11.25217	1.250241
8000	0.000983	0.009568	135	14.90611	12.64381	626.5631	0.279791	47.74303124	9.737056	1.081895

Tabel A.12 Data hasil emisi *engine* bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable *Electric Supercharger*, 10 Volt)

E-100 ECU PROGRAMABLE, 10 VOLT						
	Temperatur (°C)			Emisi		
	Blok Silinder	Pelumas	Exhaust	CO(%)	HC (ppm)	CO ₂ (%)
2000	84	84	421	0.975	71	6.51
3000	86	87	430	1.221	59	6.57
4000	101	90	512	1.117	57	7.62
5000	105	95	577	1.011	53	7.85
6000	120	101	583	1.222	51	9.92
7000	128	106	669	2.017	56	9.37
8000	134	115	691	2.451	62	8.25

Tabel A.13 Data hasil perhitungan unjuk kerja *engine* bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable *Electric Supercharger*, 12 Volt)

E-100 ECU PROGGRAMABLE, 12 VOLT										
	m bb (kg/s)	m udara (kg/s)	Putaran Roller (rps)	Torsi (N.m)	Daya (KW)	Bmep (Kpa)	Sfc kg/kW.h	Efisiensi Termal (%)		
2000	0.000375	0.00283	33	9.120185	1.891026	383.3577	0.7130003	18.73501398	7.557118	0.83968
3000	0.000397	0.003383	49.76	11.27765	3.525971	474.0444	0.4053351	32.95561949	8.521211	0.946801
4000	0.000451	0.004539	66.8	13.72931	5.762422	577.0976	0.2818417	47.39564501	10.06052	1.117835
5000	0.000551	0.006238	83.72	14.90611	7.841034	626.5631	0.2531554	52.76629143	11.31288	1.256987
6000	0.000616	0.007861	100.6	17.94617	11.34357	754.349	0.1956399	68.27885121	12.75217	1.416908
7000	0.000772	0.009326	117.5	14.51384	10.72	610.0746	0.2594955	51.47708768	12.07456	1.341618
8000	0.001045	0.010149	135	14.70998	12.47744	618.3188	0.3014282	44.31593247	9.71418	1.079353

Tabel A.14 Data hasil emisi *engine* bahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 (ECU Programable *Electric Supercharger*, 12 Volt)

E-100 ECU PROGGRAMABLE, 12 VOLT						
	Temperatur (°C)			Emisi		
	Blok Silinder	Pelumas	Exhaust	CO(%)	HC (ppm)	CO ₂ (%)
2000	84	84	400	0.981	69	6.55
3000	88	92	429	1.225	58	6.57
4000	103	96	502	1.109	55	7.87
5000	106	100	580	1.004	52	7.86
6000	122	108	669	1.186	50	8.56
7000	130	115	691	2.011	55	8.89
8000	136	123	703	2.436	62	7.95

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di kota Bangkalan, Madura-Jawa Timur pada tanggal 26 Juni 1986, merupakan anak kedua dari pasangan Bapak H. Mohammad Hannan dan Ibu Hj. Subaidah Hasan

Penulis memulai pendidikan dasar di SD Negeri 1 Pejagan- Bangkalan, melanjutkan studi menengah pertama di SMP Negeri 4 Bangkalan, kemudian melanjutkan studi ke jenjang menengah atas di SMA Negeri 2 Bangkalan dengan konsentrasi Ilmu Pengetahuan Alam dan menyelesaikan pendidikan SMA pada tahun 2005. Pada September 2005, penulis melanjutkan studi Program Sarjana ke Perguruan Tinggi di Universitas Brawijaya pada Fakultas Teknik, Jurusan Teknik Mesin dan lulus pada Maret 2010. Pada Pebruari 2016, penulis melanjutkan studi Program Pascasarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada Fakultas Teknologi Industri, Jurusan Teknik Mesin. Penulis tertarik pada bidang studi Konversi Energi khususnya pada motor bakar, oleh karena itu penulis mendedikasikan Tugas Akhir pada bidang pengembangan bahan bakar alternatif menggunakan bahan bakar bioethanol. Dan penulis akan selalu berusaha supaya ilmu yang telah diperoleh dapat bermanfaat bagi orang lain.

Untuk mendapatkan informasi lebih lengkap dapat menghubungi penulis di

ibnusabilbkl@gmail.com