



TESIS - TM 142501
STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH RASIO KOMPRESI DAN PEMETAAN DURASI INJEKSI SERTA IGNITION TIMING TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG ENGINE HONDA CB150R BERBAHAN BAKAR CAMPURAN BIOETANOL 85% DAN PERTAMAX 15% (E85)

Yuli Mafendro Dedet Eka Saputra
2115202004

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
2017



TESIS - TM 142501
EXPERIMENTAL STUDY INFLUENCE OF COMPRESSION RATIO
AND MAPPING OF INJECTION DURATION AND TIMING IGNITION
ON THE PERFORMANCE AND EMISSION OF GAS ENGINE HONDA
CB150R MIXED BOTTLE BIOETANOL 85% AND PERTAMAX 15%
(E85)

Yuli Mafendro Dedet Eka Saputra
2115202004

ACADEMIC ADVISOR
Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

MASTER PROGRAM
CONVERSION OF ENERGY ENGINEERING
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017

**LEMBAR PENGESAHAN
TESIS**

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

**Oleh:
Yuli Mafendro Dedet Eka Saputra
NRP. 2115202004**

**Tanggal Ujian: Senin, 24 Juli 2017
Periode Wisuda: Semester Genap 2016/2017**

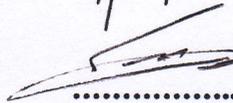
Disetujui oleh:

**1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT
NIP. 19730116 199702 1 001**



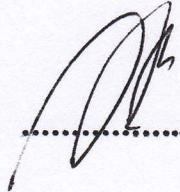
(Pembimbing)

**2. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M, Eng, Sc
NIP. 19660402 198903 1 002**



(Penguji)

**3. Ary Bachtiar K.P. ST, MT, Ph, D
NIP: 197407032000031001**



(Penguji)



Dekan Fakultas Teknologi Industri

**Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, S.T., M.T.
NIP. 196905071995121001**

STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH RASIO KOMPRESI DAN PEMETAAN DURASI INJEKSI SERTA IGNITION TIMING SERTA TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG ENGINE HONDA CB150R BERBAHAN BAKAR CAMPURAN BIOETANOL 85% DAN PERTAMAX 15% (E85)

Nama Mahasiswa : Yuli Mafendro Dedet Eka Saputra
Nrp : 2115 202 004
Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

Abstrak

Dalam upaya mengganti bahan bakar kendaraan bermotor dari bensin ke bioetanol memerlukan beberapa setting dan modifikasi pada beberapa parameter mesin yaitu untuk meminimalisasi penurunan performa mesin dan meningkatnya emisi gas buang. Penelitian ini difokuskan pada pemetaan durasi injeksi dan waktu pengapian untuk menghasilkan torsi maksimal di setiap putaran engine, serta rasio kompresi yang divariasikan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap hasil unjuk kerja dan emisi gas buang engine dengan bahan bakar campuran bioetanol 85% dan pertamax 15% (E85).

Penelitian ini dilakukan pada engine Honda CB 150R. Pengujian durasi injeksi untuk mencapai AFR Bioetanol E85 dengan persentase penginjeksian sebesar 100, 125, 150, 175 dan 200 persen dari jumlah penginjeksian standar. Kemudian dilakukan pengujian dengan penggunaan Pertamax (bioetanol 0%) pada kondisi standar sebagai kelompok kontrol dan penggunaan Bioetanol 85% ditambah 15% pertamax dengan variasi ignition timing sebagai kelompok uji dengan mengambil 4 variasi advance ignition timing 16°, 20°, 24 dan 28° BTDC pada rasio kompresi yang telah dirubah menjadi 12, 12,5, dan 13. Pengujian dilakukan menggunakan Waterbrake Dynamometer pada bukaan katup kupu-kupu penuh (Fully Open Throttle) untuk memperoleh daya maksimum pada tiap putaran mesin, dan pengaturan putaran mesin yang diinginkan dilakukan dengan mengatur besarnya beban. Pada setiap perubahan putaran mesin (2000 hingga 8000 rpm) dan dilakukan pencatatan data yang meliputi torsi, waktu konsumsi bahan bakar tiap 25ml, dan data hasil uji emisi dari gas analyzer. serta temperatur gas buang, engine, dan oli.

Dari penelitian ini didapatkan durasi injeksi yang optimal untuk mencapai AFR bioetanol E85 yaitu pada putaran engine 2000 hingga 4000 rpm sebesar 200%, putaran 5000 hingga 6000 rpm sebesar 175%, serta putaran 7000

hingga 8000 rpm sebesar 150%. Pada kondisi rasio kompresi 12, 12,5, dan 13 yang diperlakukan dengan pemetaan ignition timing akan dibandingkan terhadap ignition standar pada tiap rasio kompresi . Pada CR=12 torsi naik sebesar 8,33%, Sfc turun sebesar 20,6%, dan efisiensi thermal naik sebesar 12,45% dibandingkan dengan ignition timing standar pada putaran engine 7000 RPM. Pada CR=12,5 torsi naik sebesar 7,43%, Sfc turun sebesar 21,45%, dan efisiensi thermal naik sebesar 19,4% dibandingkan dengan ignition timing standar pada putaran engine 7000 RPM. Pada CR=13 torsi naik sebesar 7,94%, Sfc turun sebesar 26,2%, dan efisiensi thermal naik sebesar 26,20% dibandingkan dengan ignition timing standar pada putaran engine 7000 RPM. Dari hasil emisi, kandungan CO dan HC mengalami penurunan di setiap rasio kompresi, yaitu emisi CO pada CR 12, 12,5, dan 13 turun sebesar 9,6%, 14,29%, dan 32,75%. Emisi HC pada CR 12, 12,5, 13 turun sebesar 1,13%, 0,19%, dan 1,4% jika dibandingkan dengan hasil emisi ignition timing standar pada setiap rasio kompresinya.

Kata Kunci : Bioetanol 85%, Durasi Injeksi, Ignition Timing, Emisi Gas Buang

STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH RASIO KOMPRESI DAN PEMETAAN DURASI INJEKSI SERTA IGNITION TIMING SERTA TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG ENGINE HONDA CB150R BERBAHAN BAKAR CAMPURAN BIOETANOL 85% DAN PERTAMAX 15% (E85)

Nama Mahasiswa : Yuli Mafendro Dedet Eka Saputra
Nrp : 2115 202 004
Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

Abstrak

Dalam upaya mengganti bahan bakar kendaraan bermotor dari bensin ke bioetanol memerlukan beberapa setting dan modifikasi pada beberapa parameter mesin yaitu untuk meminimalisasi penurunan performa mesin dan meningkatnya emisi gas buang. Penelitian ini difokuskan pada pemetaan durasi injeksi dan waktu pengapian untuk menghasilkan torsi maksimal di setiap putaran engine, serta rasio kompresi yang divariasikan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap hasil unjuk kerja dan emisi gas buang engine dengan bahan bakar campuran bioetanol 85% dan pertamax 15% (E85).

Penelitian ini dilakukan pada engine Honda CB 150R. Pengujian durasi injeksi untuk mencapai AFR Bioetanol E85 dengan persentase penginjeksian sebesar 100, 125, 150, 175 dan 200 persen dari jumlah penginjeksian standar. Kemudian dilakukan pengujian dengan penggunaan Pertamax (bioetanol 0%) pada kondisi standar sebagai kelompok kontrol dan penggunaan Bioetanol 85% ditambah 15% pertamax dengan variasi ignition timing sebagai kelompok uji dengan mengambil 4 variasi advance ignition timing 16°, 20°, 24 dan 28° BTDC pada rasio kompresi yang telah dirubah menjadi 12, 12,5, dan 13. Pengujian dilakukan menggunakan Waterbrake Dynamometer pada bukaan katup kupu-kupu penuh (Fully Open Throttle) untuk memperoleh daya maksimum pada tiap putaran mesin, dan pengaturan putaran mesin yang diinginkan dilakukan dengan mengatur besarnya beban. Pada setiap perubahan putaran mesin (2000 hingga 8000 rpm) dan dilakukan pencatatan data yang meliputi torsi, waktu konsumsi bahan bakar tiap 25ml, dan data hasil uji emisi dari gas analyzer. serta temperatur gas buang, engine, dan oli.

Dari penelitian ini didapatkan durasi injeksi yang optimal untuk mencapai AFR bioetanol E85 yaitu pada putaran engine 2000 hingga 4000 rpm sebesar 200%, putaran 5000 hingga 6000 rpm sebesar 175%, serta putaran 7000

hingga 8000 rpm sebesar 150%. Pada kondisi rasio kompresi 12, 12,5, dan 13 yang diperlakukan dengan pemetaan ignition timing akan dibandingkan terhadap ignition standar pada tiap rasio kompresi . Pada CR=12 torsi naik sebesar 8,33%, Sfc turun sebesar 20,6%, dan efisiensi thermal naik sebesar 12,45% dibandingkan dengan ignition timing standar pada putaran engine 7000 RPM. Pada CR=12,5 torsi naik sebesar 7,43%, Sfc turun sebesar 21,45%, dan efisiensi thermal naik sebesar 19,4% dibandingkan dengan ignition timing standar pada putaran engine 7000 RPM. Pada CR=13 torsi naik sebesar 7,94%, Sfc turun sebesar 26,2%, dan efisiensi thermal naik sebesar 26,20% dibandingkan dengan ignition timing standar pada putaran engine 7000 RPM. Dari hasil emisi, kandungan CO dan HC mengalami penurunan di setiap rasio kompresi, yaitu emisi CO pada CR 12, 12,5, dan 13 turun sebesar 9,6%, 14,29%, dan 32,75%. Emisi HC pada CR 12, 12,5, 13 turun sebesar 1,13%, 0,19%, dan 1,4% jika dibandingkan dengan hasil emisi ignition timing standar pada setiap rasio kompresinya.

Kata Kunci : Bioetanol 85%, Durasi Injeksi, Ignition Timing, Emisi Gas Buang

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur pelunis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga penyusunan tesis yang berjudul : **“STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH RASIO KONPRESI DAN PEMETAAN WAKTU PENGAPIAN SERTA DURASI INJEKSI TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG ENGINE HONDA CB150R BERBAHAN BAKAR CAMPURAN 85% BIOETHANOL DAN 15% PERTAMAX (E85).** ”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 sekretaris jurusan teknik mesin yang telah memberikan arahan dan bimbingan kepada penulis sehingga tesis ini dapat terselesaikan
2. Ir Bambang Pramujati, M.Sc.Eng., Ph.D, Selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin.
3. 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.
4. Tim Dosen penguji yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga, pikiran dalam rangka perbaikan tesis ini.
5. Kedua orang tua tercinta beserta keluarga yang telah mendukung baik materi maupun spiritual. Bapak dan ibu dosen serta seluruh karyawan Jurusan Teknik Mesin yang telah banyak membantu selama perkuliahan.
6. Rekan-rekan mahasiswa jurusan Teknik Mesin.
7. 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 tesis ini bermanfaat bagi pembaca, terima kasih.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL	xv
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Teori Dasar Motor Otto.....	5
2.1.1 Siklus Kerja Motor Otto 4 Langkah.....	5
2.2 Bahan Bakar Motor Otto.....	6
2.2.1 Gasoline	6
2.2.2 Bahan Bakar Ethanol dan Penggunaannya Pada Motor Bensin.....	6
2.3 Sifat-Sifat Utama Bahan Bakar Dalam Pembakaran	8
2.3.1 Rasio Udara Bahan Bakar (AFR).....	8
2.3.2 Rasio Kompresi dan Angka Oktan.....	9
2.3.3 Tekanan Penguapan dan Volatilitas	11
2.3.4 Nilai Kalor dan Durasi Injeksi	11
2.3.5 Panas Penguapan Laten (Laten Heat of Vaporation).....	12
2.3.6 Kecepatan Perambatan Api Laminar	13
2.4 Karakteristik Pembakaran Mesin Otto	15
2.4.1 Ignition Delay.....	16
2.4.2 Durasi Pembakaran	17
2.4.3 Tekanan Efektif Rata-Rata.....	17
2.4.4 Pelepasan Panas	18
2.5 Geometri Silinder	18
2.6 Valve Timing Mesin 4 Langkah	20
2.7 Sistem Injeksi Bahan Bakar	21
2.8 Elektronik Control Unit (ECU).....	22
2.7.1 Elektronik Control Unit untuk Honda CB150R.....	22
2.9 Emisi Gas Buang.....	23
2.9.1 Unburned Hidrokarbon (UHC)	23

2.9.2 Karbon Monoksida.....	24
2.9.3 Sox	24
2.9.4 NO _x	25
2.10.1 Uji Peforma Motor Bensin	25
2.10.1. Torsi	25
2.10.2 Daya (Bhp)	25
2.10.3 Tekanan efektif rata-rata (BMEP).....	26
2.10.4. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (<i>SFC</i>).....	26
2.10.5 Efisiensi Thermal	27
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	29
3.1 Peralatan Pengujian	29
3.1.1 Mesin Port Fuel Injeksi (PFI) Satu silinder.....	29
3.1.2 Peralatan Pencampuran Bahan Bakar.....	30
3.1.3 Peralatan Proses Pembakaran.....	30
3.2 Prosedur Pengujian.....	33
3.2.1 Skema Pengujian	33
3.2.2 Persiapan Pengujian	34
3.2.3 Pengujian <i>Engine</i> Dengan Menggunakan ECU Standar Berbahan Bakar Pertamina (0% ethanol).....	34
3.2.4 Pengujian engine dengan menggunakan ECU <i>Progamble</i> berbahan bakar Pertamina (0% etanol).....	34
3.2.5 Pengujian engine dengan menggunakan ECU <i>Programmable</i> berbahan bakar ethanol E85	35
3.2.6 Akhir Pengujian.....	36
3.3 Rancangan Pengujian.....	36
3.4 <i>Flowchart</i> Pengujian	37
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN.....	45
4.1 Perhitungan Rasio Kompresi.....	45
4.2 Contoh Penghitungan	48
4.2.1 Perhitungan Torsi	49
4.2.2 Perhitungan Daya	49
4.2.3 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-Rata (Bmep)	49
4.2.4 Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (<i>SFC</i>).....	50
4.2.5 Perhitungan Efisiensi Thermal.....	51
4.2.6 Perhitungan Air Fuel Ratio	52
4.3 Analisis Unjuk Kerja <i>Engine</i> Menggunakan Berbahan Bakar Pertamina (E0).....	53
4.4 Analisis Unjuk Kerja Pemetaan Durasi Injeksi, Pemetaan <i>Ignition Timing</i> dan Variasi Rasio Kompresi Berbahan Bakar E85	55
4.4.1 Pemetaan Durasi Injeksi.....	55
4.4.1.1 Analisa Air Fuel Ratio Pemetaan Durasi injeksi.....	58
4.4.2 Pemetaan <i>Ignition Timing</i> dan Variasi Rasio Kompresi.....	60
4.4.2.1 Analisa Torsi Pemetaan <i>Ignition Timing</i> Pada Setiap Rasio	

Kompresi.....	60
4.4.2.2 Hasil Pemetaan Ignition Timing.....	62
4.4.2.3 Analisa Daya.....	64
4.4.2.4 Analisa Tekanan Efektif Rata-rata.....	65
4.4.2.5 Analisa Konsumsi Bahan bakar Spesifik.....	66
4.4.2.6 Analisa Efisiensi Thermal	68
4.5 Analisa Emisi Gas Buang.....	69
4.5.1 Analisa Emisi CO.....	69
4.5.2 Analisa Emisi HC.....	70
4.5.3 Emisi Co dan HC fungsi Lamda.....	71
4.6 Analisa Temperatur Engine, Oli, dan Gas.....	72
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	75
5.1 Kesimpulan.....	75
5.2 Saran.....	75
DAFTAR PUSTAKA.....	77
Lampiran A	79
Lampiran B.....	85
Bidotata penulis.....	91

(Halaman ini Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Siklus engine bensin 4 langkah	7
Gambar 2.2 Pengaruh Campuran Bahan Bakar terhadap emisi dan kondisi Engine	8
Gambar 2.3 Pengaruh Rasio Kompresi Terhadap Daya dan SFC	9
Gambar 2.4 Pengaruh Rasio Kompresi Terhadap Emisi CO dan CO ₂	10
Gambar 2.5 Pengaruh Rasio Kompresi Terhadap Emisi HC dan Nox	10
Gambar 2.6 Durasi Injeksi Vs Torsi	12
Gambar 2.7 Efek ignition timing terhadap torsi dan daya	14
Gambar 2.8 Efek Cr, Konsentrasi Ethanol dan RPM Terhadap Ignition Timing.	14
Gambar 2.9 Efek Rpm Terhadap Daya dan BMEP	14
Gambar 2.10 Pengaruh Ignitiom Timing Terhadap Emisi Co dan HC.....	15
Gambar 2.11 Proses Pembakaran Pada Mesin Spark Ignition.....	16
Gambar 2.12 Geometri Ruang Bakar.....	18
Gambar 2.13 Valve Timing diagram mesin 4 Langkah.....	20
Gambar 2.14 Skema Sitem Injeksi Secara Umum.....	21
Gambar 2.15 Diagram Alir Elektronik Control Unit	22
Gambar 2.16 Mekanisme Terbentuknya Polutan HC, CO, dan NOx Pada SIE ...	23
Gambar 2.17 Waterbrake Dynamometer	25
Gambar 2.18 Uraian Piston Pada Saat menerima Gaya.....	26
Gambar 3.1 Sepeda motor <i>Honda CB150R</i>	30
Gambar 3.2 ECU programmable.....	31
Gambar 3.3 Waterbrake Dynamometer	31
Gambar 3.4 Exhaust gas analyzer	31
Gambar 3.5 Stop Watch	31
Gambar 3.6 Tabung ukur	32
Gambar 3.7 Tachometer.....	32
Gambar 3.8 Thermocouple Digital	32
Gambar 3.10 Blower	33
Gambar 3.11 Skema pengujian	33
Gambar 4.1 Komparasi Piston Standar dengan Piston yang Sudah Dimodifikasi	44
Gambar 4.2 Dimensi Tebal Packing yang Diubah.....	44
Gambar 4.3 Grafik Torsi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	52
Gambar 4.4 Grafik Torsi Vs Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	54
Gambar 4.5 Grafik Torsi Pemetaan Durasi Injeksi MBT Vs Fungsi Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	55
Gambar 4.6 Grafik Mapping Injeksi Optimal Tiap putaran <i>Engine</i>	55
Gambar 4.7 Grafik AFR vs Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	56
Gambar 4.8 Grafik Rata-rata AFR Variasi Pemetaan Durasi Injeksi.....	56
Gambar 4.9 Grafik AFR Pemetaan Durasi Injeksi Vs Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	57

Gambar 4.10 Grafik Rata-rata AFR Pemetaan Durasi Injeksi.....	57
Gambar 4.11 Grafik torsi fungsi rpm pada CR 12.....	58
Gambar 4.12 Grafik torsi fungsi rpm pada CR 12,5.....	59
Gambar 4.13 Grafik torsi fungsi rpm pada CR 13.....	59
Gambar 4.14 Pemetaan <i>Ignition Timing</i> Metode MBT Untuk Honda CB150R Berbahan Bakar E85.....	61
Gambar 4.15 Torsi Hasil Pemetaan <i>Ignition Timing</i> vs Putaran <i>Engine</i> (RPM) Berbahan Bakar E85.....	61
Gambar 4.16 Grafik daya efektif vs Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	62
Gambar 4.18 Grafik BMEP vs Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	63
Gambar 4.18 Grafik SFC vs Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	65
Gambar 4.19 Grafik Efisiensi Thermal vs Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	66
Gambar 4.20 Emisi CO vs Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	68
Gambar 4.21 Emisi HC vs Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	69
Gambar 4.22 Temperature <i>Engine</i> vs Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	70
Gambar 4.23 Temperature Oli vs Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	70
Gambar 4.24 Temperature Oli vs Putaran <i>Engine</i> (RPM).....	70

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Properties Bahan Bakar.....	6
Tabel 3.1 Parameter <i>input</i> dan <i>output</i> eksperimen.....	32
Tabel 4.1 Hasil Penghitungan Volume Clearance dan Volume Dome Piston	46
Tabel 4.2 Hasil Penghitungan Tebal Packing.....	46
Tabel 4.3 Pemetaan <i>Ignition timing</i> E85 Rasio Kompresi 12.....	60
Tabel 4.3 Pemetaan <i>Ignition timing</i> E85 Rasio Kompresi 12,5.....	60
Tabel 4.3 Pemetaan <i>Ignition timing</i> E85 Rasio Kompresi 13.....	61

(Halaman Ini Sengaja di Kosongkan)

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi fosil khususnya minyak bumi merupakan sumber energi utama kendaraan yang ketersediaannya 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 CO_2 dan emisi lainnya yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar fosil sebagai penyebab pemanasan global dan kerusakan lingkungan. Diketahui sektor transportasi adalah penyumbang terbesar emisi CO_2 yaitu sebesar 73% dari aktivitas lebih dari 600 juta kendaraan yang beroperasi setiap harinya, dan sisanya dari sektor industri dan rumah tangga [2].

Untuk mengatasi dua hal di atas, penggunaan energi nabati khususnya bioethanol menjadi solusi dan telah menjadi trend saat ini sebagai pengganti *gasoline*. Bioethanol (C_2H_5OH) mempunyai beberapa keuntungan diantaranya mengatasi masalah lingkungan jika diaplikasikan pada mesin kendaraan. Oksigen yang terkandung dalam bioethanol mencapai 35% dapat memicu pembakaran yang sempurna sehingga mereduksi emisi CO dan HC [3]. Sementara itu penguapan laten bioethanol yang tinggi akan memberi efek dingin pada silinder sehingga dapat meningkatkan torsi dan efisiensi volumetrik serta mengendalikan kenaikan temperatur ruang bakar dan NOx. Angka oktan bioethanol yang lebih tinggi dapat meningkatkan daya mesin dengan menaikkan rasio kompresi. Selain itu ditemukan pula beberapa kekurangan bioethanol diantaranya nilai kalor yang rendah menyebabkan daya yang dihasilkan lebih kecil dari pada *gasoline* pada volume injeksi yang sama. Untuk mendapatkan daya yang sama, diperlukan volume injeksi yang lebih besar melalui perubahan diameter injector atau durasi injeksi yang diperpanjang. Selain itu panas laten penguapan bioethanol yang tinggi mengakibatkan tekanan penguapannya (*Reid vapor pressure*) menjadi rendah. Dengan karakteristik dua sifat fisik tersebut, mesin sulit dinyalakan pada kondisi dingin jika menggunakan bahan bakar bioethanol [4, 5]. Untuk mengatasi permasalahan ini, ada beberapa solusi

teknis yang dapat diterapkan. Solusi yang paling sering digunakan adalah dengan menggunakan E85 (85% etanol ditambah 15% gasoline). Penambahan 15% gasoline dalam menginduksi kuat peningkatan volatilitas dan akibatnya start awal mesin lebih mudah [6]. Hal juga ini di buktikan dengan penelitian uji properties (E85) yang dilakukan oleh setiyawan [7]. Nilai dari reid vapour pressure pada E85 hanya turun sedikit dibandingkan dengan gasoline yaitu sekitar 5,5, hal ini berarti bahwa dengan penggunaan E85 tidak akan menimbulkan masalah mesin sulit di jalankan pada kondisi dingin.

Pemakaian etanol sebagai campuran bahan bakar bensin dengan kadar rendah yaitu bioetanol 10% dan bensin 90% (E10 atau sering disebut gasohol) untuk bahan bakar pada motor bensin sudah dilakukan negara seperti Brasil, USA, dan beberapa Negara Eropa lainnya. Ada kecenderungan sebagian besar negara mengikuti penggunaan gasohol seperti: Cina, Thailand, Indonesia, Jepang, India dll. Pemakaian E10 pada motor bensin tidak perlu dilakukan perubahan ataupun modifikasi pada motor karena masih kompatibel dengan bahan bakar premium/bensin. Sedangkan pemakaian etanol murni (dedicated fuel) atau pencampuran etanol dengan bensin dalam presentase besar masih dalam proses penelitian yang terus menerus karena dibutuhkan modifikasi tertentu. Penerapan campuran gasoline dan ethanol dalam konsentrasi tinggi khususnya E85 pada motor bensin (sering disebut Flexible Fuel Vehicles/FFV) memerlukan beberapa modifikasi pada mesin yang akan dipakai karena adanya perbedaan karakteristik/sifat-sifat fisik dan kimia yang signifikan antara etanol dan gasoline. Beberapa perubahan yang bisa dilakukan adalah pada durasi injeksi dan *ignition timing* serta rasio kompresi [7].

Penelitian terdahulu dengan menaikkan rasio kompresi terbukti dapat meningkatkan daya mesin secara konsisten sebagaimana yang dilakukan oleh Rodrigo [8] dan Sudarmanta [9]. Menaikan rasio kompresi juga terbukti dapat menurunkan emisi HC, CO, dan Nox jika dilakukan dengan *ignition timing* yang tepat [10]. Sementara itu, pengaturan *ignition timing* dimaksudkan agar silinder dapat mencapai tekanan puncaknya sesaat sebelum piston mencapai TMA pada fase perambatan nyala (*flame propagation*), sehingga akan di hasilkan tekanan ekspansi yang tepat dan emisi yang rendah. Turkoz [5] melakukan penelitian dengan, memajukan *ignition timing* untuk mendapatkan daya dan torsi yang tinggi. Selain itu pengaturan *ignition timing* sesuai konsentrasi ethanol juga akan menurunkan emisi gas buang. Seperti yang telah dilakukan oleh Phuangwongtrakul [11] dan Gayuh [12].

Berdasarkan uraian di atas maka pada penelitian ini akan dilakukan pemetaan pada durasi injeksi, *ignition timing* dan rasio kompresi dengan menggunakan bahan bakar campuran bioethanol 85% ditambah Pertamina 15% (E85)

pada mesin Honda CB 150R. Dari penelitian ini diharapkan mampu mengoptimalkan kinerja mesin. Hasil unjuk kerja diharapkan meliputi daya torsi, bsfc, bmep, efisiensi thermal, dan emisi gas buang, serta perubahan kondisi operasi yang ditunjukkan dengan suhu dinding silinder, gas buang, dan pelumas.

1.2 Perumusan Masalah

Bioethanol dengan properties 85% akan membutuhkan peyusunan terhadap settingan mesin untuk biasa menghasilkan performance yang optimal. Berikut adalah perumusan masalah pada penelitian ini :

1. Bagaimana pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar yang tepat untuk menghasilkan torsi maksimal engine Honda CB150R berbahan bakar bioethanol 85 % (E85)?
2. Bagaimana pengaruh variasi rasio kompresi terhadap unjuk kerja Honda CB150R berbahan bakar bioethanol 85% (E85)?
3. Bagaimana pengaruh pemetaan *ignition timing* terhadap unjuk kerja pada engine Honda CB150R berbahan bakar bioethanol 85% (E85) ?
4. Bagaimana pengaruh variasi rasio kompresi terhadap emisi gas buang pada engine Honda CB150R berbahan bakar bioethanol 85 % (E85)?
5. Bagaimana pengaruh pemetaan *ignition timing* terhadap emisi gas buang pada engine Honda CB150R berbahan bakar bioethanol 85% (E85)?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Engine yang digunakan adalah Honda CB150R.
2. Bahan bakar yang digunakan yaitu campuran bioethanol 85% ditambah pertamax 15% (E85).
3. Parameter yang diubah adalah rasio kompresi mulai dari 12:1, 12,5:1 dan 13:1, durasi penginjeksian bahan bakar pada kondisi MBT dan *ignition timing* 16°, 20°, 24°, dan 28° BTDC.
4. Putaran *engine* pada putaran 2000 hingga 8000 *RPM* dengan interval tiap 1000 *RPM*.
5. Pengujian dilakukan pada suhu ruangan (20°C – 25°C)
6. Pengujian unjuk kerja mesin menggunakan alat *Waterbrake Dynamometer* dengan metode *Fully Open Throttle* di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar, Teknik Mesin ITS.
7. Unjuk kerja terdiri dari torsi, daya, tekanan efektif rata-rata (*bmep*), konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*), efisiensi termal (η_{th}), dan hasil uji emisi.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Untuk mengetahui pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar yang tepat untuk menghasilkan torsi maksimal engine Honda CB150R berbahan bakar bioethanol 85% (E85).
2. Untuk mengetahui pengaruh variasi rasio kompresi terhadap unjuk kerja engine Honda CB150R berbahan bakar bioetanol 85 % (E85).
3. Untuk mengetahui pemetaan *ignition timing* yang optimal terhadap unjuk kerja engine Honda CB150R berbahan bakar bioetanol 85% (E85).
4. Untuk mengetahui pengaruh variasi rasio kompresi terhadap emisi gas buang engine Honda CB150R berbahan bakar bioethanol 85% (E85).
5. Untuk mengetahui pengaruh pemetaan *ignition timing* terhadap emisi gas buang engine Honda CB150R berbahan bakar bioethanol 85% (E85).

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan bisa menjadi bahan acuan dalam pengembangan mesin kendaraan yang berkonsep berbahan bakar flexible (FFV) khususnya E85, untuk mendorong penggunaan ethanol secara luas.

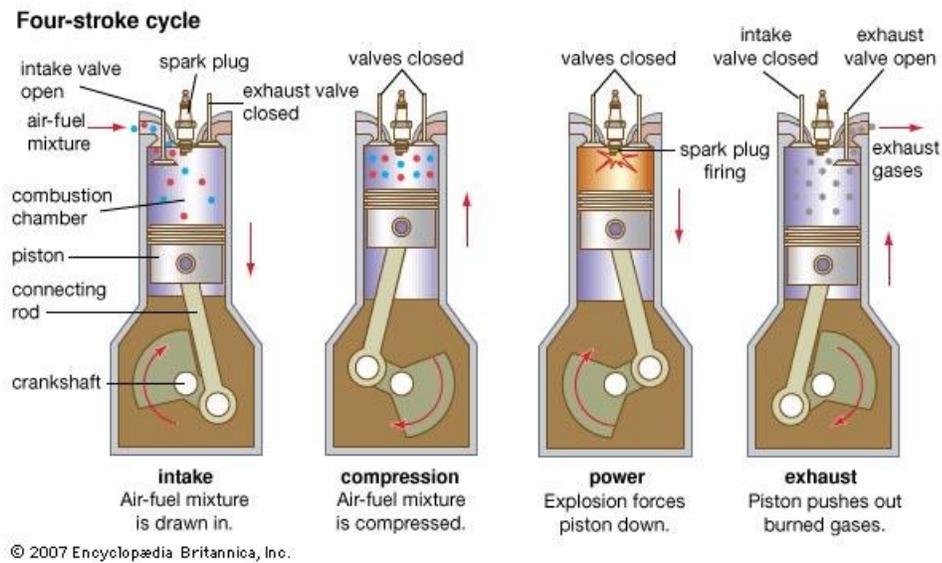
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Teori Dasar Motor *Otto*

2.1.1 Siklus Kerja Motor *Otto* 4 Langkah

Dalam *engine* bensin 4-langkah, satu siklus kerja diselesaikan dengan empat langkah gerakan naik-turun piston, atau dua kali putaran poros engkol. Setiap langkah berisi 180° putaran poros engkol, sehingga seluruh siklus menjadi 720° putaran poros engkol. Ada empat tahapan operasi dari siklus *engine* bensin 4-langkah. Diantaranya langkah hisap, langkah kompresi, langkah kerja dan langkah buang. Dengan anggapan bahwa katup masuk dan katup buang terbuka dan tertutup tepat pada waktu piston berada pada (TMA) atau (TMB). Piston bergerak didalam silinder diantara bagian atas silinder dan bagian bawah silinder. Bagian atas silinder disebut titik mati atas (TMA) dan dibawah silinder disebut titik mati bawah (TMB). Panjang atau jarak gerak piston dari titik mati atas sampai titik mati bawah disebut “jarak langkah gerak piston” atau dengan istilah asing *stroke*. Prinsip kerja motor empat langkah seperti terlihat pada gambar 2. 1 sebagai berikut :



Gambar 2.1 Siklus *engine* bensin 4 langkah

1. Langkah hisap (*intake*), piston bergerak dari TMA (titik mati atas) ke TMB (titik mati bawah) katup masuk membuka dan katup buang menutup, karena terjadi tekanan negatif didalam silinder sehingga udara yang telah bercampur dengan bahan bakar dapat masuk kedalam silinder melalui katup masuk sampai piston melewati TMB dan kemudian katup masuk tertutup.

2. Langkah kompresi (*compression*), piston bergerak dari TMB menuju TMA setelah melakukan langkah hisap, katup masuk dan katup buang tertutup serta campuran udara dan bahan bakar dikompresikan hingga piston mencapai TMA.
3. Langkah usaha (*power*), sebelum akhir langkah kompresi, busi memercikkan bunga api listrik yang kemudian membakar campuran udara dan bahan bakar yang telah dikompresikan sebelumnya. Pada kondisi ini katup masuk dan katup buang masih dalam keadaan tertutup. Akibat dari tekanan tekanan pembakaran yang tinggi menyebabkan terdorongnya piston dari TMA ke TMB yang kemudian gerakan translasi piston tersebut diubah menjadi gerakan rotasi pada poros engkol dengan bantuan *connecting rod*.
4. Langkah buang (*exhaust*), setelah terjadi pembakaran, gaya inersia menggerakkan piston dari TMB menuju TMA, pada saat yang sama katup buang mulai terbuka sehingga gas sisa pembakaran terdorong keluar melalui katup buang menuju lubang pembuangan.

Keseluruhan proses di atas dapat terjadi apabila memenuhi beberapa kondisi berikut ini, yaitu:

1. Cukup tersedianya campuran bahan bakar-udara yang dapat terbakar.
2. Tersedia pemantik bunga api yang mampu membakar campuran bahan bakar – udara.
3. Adanya rambatan nyala api yang cukup stabil sehingga mampu membakar campuran bahan bakar – udara.

2.2 Bahan Bakar Motor Otto

2.2.1 Gasoline

Gasoline masih menjadi bahan bakar utama motor Otto karena sifat-sifatnya yang sangat sesuai dengan karakteristik pembakaran di motor Otto. Gasoline yang merupakan bahan bakar fosil adalah suatu campuran yang kompleks yang terdiri dari ratusan senyawa hidrokarbon yang dapat dikelompokkan dalam parafanik, naphtanik dan aromatik, mempunyai titik didih antara 30-220°C dengan kandungan karbon C4 – C12 dan sedikit sulfur, oksigen dan senyawa nitrogen. Komposisi kimia gasoline sangat tergantung pada bahan baku minyak mentah (API, komposisi kimia), proses kilang (distillation, alkylation, hydrocracking, catalytic cracking), spesifikasi dan sifat-sifat yang disesuaikan dengan kondisi iklim, persyaratan dan spesifikasi yang diminta oleh pembuat motor Otto (sesuai dengan teknologi yang diterapkan) dan persyaratan ambang batas polutan [7].

2.2.2 Bahan Bakar Ethanol dan Penggunaannya Pada Motor Bensin

Ethanol adalah senyawa etil alcohol dengan rumus kimia C_2H_5OH . Ethanol diperoleh dari proses fermentasi dan destilasi bahan pangan yang mengandung karbohidrat seperti; jagung, tebu, gandum, dsb. Karakteristik dan sifat fisik ethanol adalah tidak berwarna, mudah menguap dan mudah terbakar oleh sebab itu ethanol banyak digunakan dalam pembuatan obat-obatan, campuran minuman keras maupun bahan bakar kendaraan. Ethanol adalah salah satu dari berbagai jenis bahan bakar yang paling potensial dikembangkan untuk bahan bakar alternatif kendaraan, khususnya adalah pada motor bensin karena ethanol mempunyai sifat fisik dan karakteristik pembakaran yang hampir sama dengan gasoline.

Penggunaan ethanol sebagai bahan bakar pada motor bensin (Otto) sudah dikenal sejak Henry Ford menciptakan kendaraan di tahun 1896. Setelah eksplorasi dan eksploitasi minyak bumi mulai dilakukan oleh manusia maka bahan bakar minyak menjadi jenis bahan bakar pilihan dan utama pada kendaraan bermotor bensin (Otto). Meskipun bahan bakar minyak mendominasi penggunaan pada motor bensin, tetapi ethanol menjadi alternatif lagi karena alasan sebagai berikut: (1) "octan booster" beroksigen sebagai pengganti *Methyl Tersier Butil Eter* (MTBE) - yang disinyalir berdampak buruk pada lingkungan, (2) menurunkan emisi gas buang, dan (3) mengurangi konsumsi bahan bakar minyak [7].

Pada penelitian ini akan dilakukan pemetaan durasi injeksi dan ignition timing dengan rasio kompresi yang telah bervariasi menggunakan bahan bakar E85 (sering disebut *Flexible Fuel Vehicles/FFV*). Dan berikut adalah properties premium, ethanol, dan campuran gasoline ethanol E85 yang disajikan pada table 2.1

Tabel 2.1 Properties Bahan bakar.

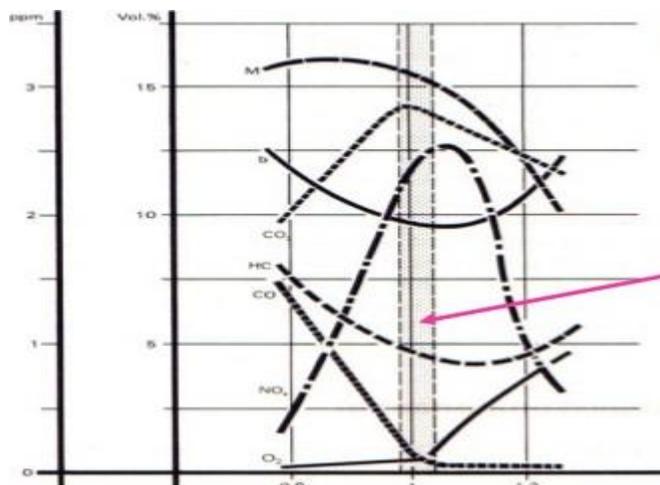
Jenis pengujian	Unit	Gasoline	Ethanol	E85
SG		0.7391	0.813	0.801
Nilai kalor	Kkal/kg	10674.6	4275.8	4640
RON	-	91-98	±108	> 111
RVP	KPA	5.59	2.35	5.46
Density	Kg/m ³	764	790	801
Stoichiometric air/fuel	-	14,7	9	9,8
Lower Heating Value	KJ/Kg	42,9	26,7	29,2

2.3 Sifat-Sifat Utama Bahan Bakar Dalam Pembakaran.

2.3.1 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



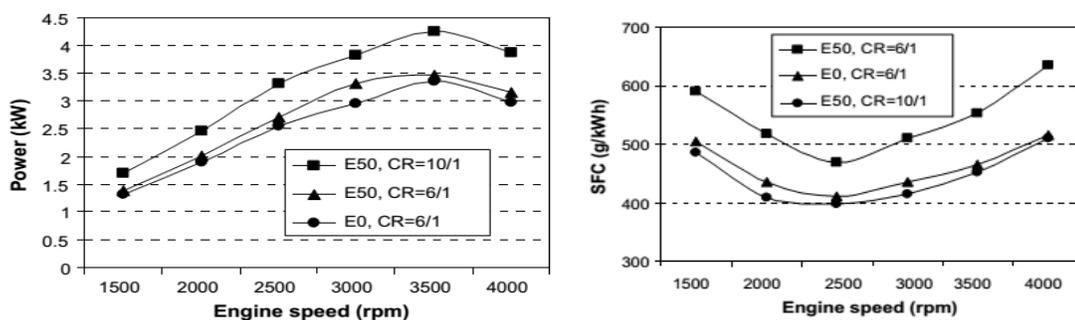
Gambar 2.2 Pengaruh Campuran Bahan Bakar terhadap emisi dan kondisi *engine*

2.3.2 Rasio Kompresi dan Angka Oktan

Perbandingan kompresi adalah salah satu variabel penting dalam menentukan kinerja mesin *Otto*. Rasio kompresi yang tinggi akan menyebabkan kepadatan campuran dan turbulensi campuran dalam ruang bakar meningkat sehingga akan meningkatkan tekanan silinder diikuti dengan naiknya temperature silinder dan mempercepat laju pembakaran. Dengan demikian efisiensi pembakaran dan tekanan efektif rata-rata (BMEP) akan meningkat serta konsumsi bahan bakar spesifik (SFC) akan menurun.

Pengaplikasian rasio kompresi mesin otto bergantung kepada angka oktan bahan bakar dan konstruksi mesin, yang mana apabila angka oktannya naik maka rasio kompresinya juga naik [4]. Mesin otto menggunakan bahan bakar *gasoline* dengan angka oktan 88-100 dan didesain dengan rasio kompresi 9-10. Angka oktan yang rendah pada *gasoline* dapat ditingkatkan dengan penambahan senyawa *additive* sebagai *octane booster* antara lain *tetra ethyl lead (TEL)*, *methyl tertbutyl ether (MTBE)*. Keberadaan senyawa *additive* tersebut berdampak pada peningkatan polusi dan emisi gas buangnya. Karena itu penambahan ethanol dalam presentase rendah selain meningkatkan angka oktan gasoline juga dapat menurunkan emisi gas buang [6]. Pencampuran ethanol dan gasoline mempunyai rentang angka oktan yang cukup besar sampai dengan konsentrasi 20% dan mengerucut pada angka 109 jika ethanol murni digunakan sebagai bahan bakar. [13].

Beberapa penelitian membuktikan bahwa dengan menaikkan rasio kompresi dapat meningkatkan peforma mesin, dan menurunkan KOnsumsi bahan bakar spesifik seperti yang dilakukan oleh Bahattin [14] pada mesin karburator satu silinder dengan kondisi stoikiometri, pada variasi rasio kompresi 6:1 dan 10:1, dimana hasil penelitiannya ditunjukkan pada gambar dibawah ini.

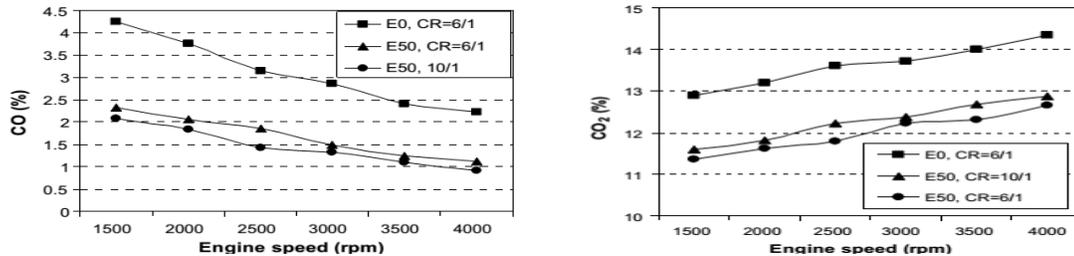


Gambar 2.3 Pengaruh CR Terhadap Daya dan SFC [14]

Pada gambar 2.3 menunjukkan bahwa daya meningkat 25% dengan menaikkan CR dari 6:1 ke 10:1. Begitupun SFC juga menurun saat rasio kompresi dinaikan

dengan konsentrasi bioethanol yang sama. Hasil yang sama juga ditunjukkan oleh penelitian Rodrigo [8] dan sudarmanta [9].

Sementara itu pengaruh rasio kompresi terhadap emisi gas buang ditunjukkan pada gambar dibawah ini.

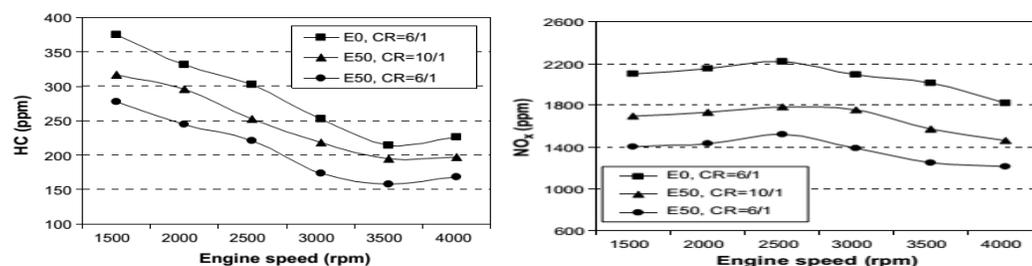


Gambar 2.5 Pengaruh rasio kompresi terhadap emisi CO dan CO₂ [14]

Gambar 2.5 menunjukkan pengaruh dari penggunaan bahan bakar E0 dan E50 pada emisi CO dan CO₂ di berbagai rasio kompresi. Emisi CO turun sekitar 45% dengan menggunakan E50 dibandingkan dengan E0 pada rasio kompresi yang sama (6:1). Emisi CO dasarnya tergantung pada rasio udara bahan bakar. Dengan peningkatan kadar etanol, emisi CO berkurang karena pengayaan oksigen yang dihasilkan dari etanol. Penggunaan E50 pada rasio kompresi 10 :1, menunjukkan emisi CO turun 13% jika dibandingkan dengan rasio kompresi 6/1. Sementara Emisi CO dengan bahan bakar E50 pada rasio kompresi 10/1 turun sekitar 53% dibandingkan dengan penggunaan E0.

Gambar 2.5 menunjukkan pengaruh dari penggunaan bahan bakar E0 dan E50 terhadap emisi CO₂ di berbagai rasio kompresi. Emisi CO₂ yang diperoleh dengan bahan bakar E50 pada rasio kompresi 10:1 adalah sekitar 10% lebih rendah dibandingkan dengan bahan bakar E0 pada rasio kompresi 6:1. CO dan CO₂ memiliki korelasi yang saling melengkapi yaitu, dengan meningkatnya emisi CO maka terjadi penurunan CO₂. Ketika CO dan CO₂ diperiksa bersama-sama, terlihat bahwa CO₂ meningkat sedangkan CO menurun seiring peningkatan kecepatan mesin.

Pengaruh rasio kompresi terhadap emisi HC dan CO ditunjukkan oleh gambar dibawah ini.



Gambar 2.6 Pengaruh kompresi ratio terhadap emisi dan HC dan NO_x[14]

Gambar 2.6 menunjukkan pengaruh penggunaan E0 dan E50 pada emisi HC diberikan pada Gambar 2.4 A. Emisi HC diperoleh dengan penggunaan E50 adalah sekitar 26% lebih rendah dibandingkan dengan penggunaan E0 pada rasio kompresi yang sama (6: 1). Untuk penggunaan E50, HC emisi meningkat sekitar 19% dengan peningkatan rasio kompresi dari 6:1 ke 10:1. Hal ini disebabkan oleh peningkatan permukaan ruang pembakaran juga. Ketika menggunakan E50 pada rasio kompresi yang tinggi (10:1), HC menurun sekitar 12% dibandingkan dengan penggunaan E0 pada rasio kompresi 6:1.

Gambar 2.6 menunjukkan pengaruh penggunaan E0 dan E50 di berbagai rasio kompresi. Emisi NO_x pada penggunaan E50 di rasio kompresi yang sama (6:1) adalah sekitar 33% lebih rendah dibandingkan dengan penggunaan E0. Dengan penggunaan E50 dan rasio kompresi ditingkatkan dari 6:1 ke 10:1, NO_x meningkat sekitar 22%. Hal ini disebabkan oleh suhu pembakaran juga yang meningkat dengan menaikkan rasio kompresi. sementara itu pada penggunaan E50 pada rasio kompresi yang tinggi (10:1) NO_x menurun sebesar 19% dibandingkan dengan penggunaan E0 pada rasio kompresi dari 6:1.

2.3.3 Tekanan Penguapan dan Volatilitas

Ethanol mempunyai nilai tekanan penguapan reid (RVP) 17 kPa. Nilai ini jauh lebih rendah dari pada gasoline yang mempunyai nilai RVP 53.7 kPa pada temperatur 37°C. Kondisi ini membutuhkan temperatur yang lebih tinggi untuk menaikkan tekanan uap ethanol sehingga dapat teratomisasi dengan baik. Tekanan uap ethanol yang rendah menyebabkan mesin sulit untuk dihidupkan dalam kondisi dingin, dimana tekanan uap maksimum diperoleh jika persentase ethanol dalam gasoline sebesar 50-10%. [15, 16]. Sementara itu nilai volatilitas bahan bakar yang terlalu tinggi menyebabkan bahan bakar mudah menguap dan menghasilkan emisi penguapan HC yang disebut sebagai *volatile organic compound (VOC)* dari tangki bahan bakar [4]. Solusi yang paling sering digunakan adalah dengan menggunakan E85 (85% etanol ditambah 15% gasoline). Penambahan 15% gasoline dalam menginduksi kuat peningkatan volatilitas dan akibatnya awal mesin lebih mudah [6].

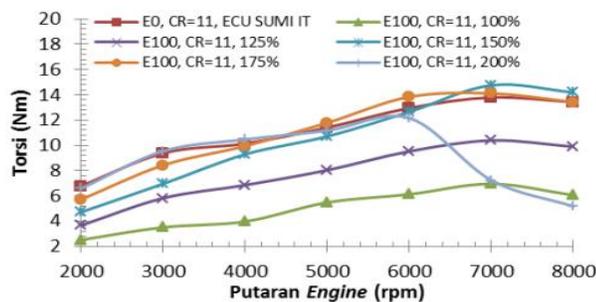
2.3.4 Nilai Kalor dan Durasi Injeksi

Nilai kalor adalah suatu sifat utama bahan bakar yang menunjukkan besarnya potensial energy yang dapat dihasilkan dari pembakaran bahan bakar tersebut. Semakin besar nilai kalor bahan bakar, maka nilai kandungan energinya semakin besar pula. Ukuran nilai kalor bahan bakar di deskripsikan melalui jumlah unsur karbon (C), hidrogen (H) dan Oksigen (O) yang terdapat dalam bahan bakar. Secara garis besar kandungan karbon yang tinggi dalam bahan bakar mengindikasikan tingginya nilai kalor bahan bakar tersebut. Itulah sebabnya nilai kalor sebagian besar

bahan bakar hydrocarbon lebih tinggi dibandingkan dengan bahan bakar alternative lainnya, seperti ethanol, methanol, buthanol, LPG dll.

Ethanol mempunyai nilai kalor 2/3 dari nilai kalor gasoline, sehingga daya yang dihasilkan pun lebih kecil. Nilai kalor ethanol yang kecil disebabkan oleh unsur karbon dalam bahan bakar yang rendah dan karena ethanol mudah bereaksi dan mempunyai kelarutan yang tinggi dengan air. Nilai kalor ethanol yang rendah terkompensasi dengan angka oktan yang tinggi, sehingga rasio kompresi dapat ditingkatkan untuk mendapatkan daya dan torsi mesin lebih tinggi. [17]

Nilai kalor ethanol yang kecil dibandingkan dengan gasoline membutuhkan volume injeksi 1.5-1.8 lebih besar dari gasoline untuk mendapatkan daya yang sama dengan bahan bakar gasoline [14, 18]. Oleh sebab itu konsumsi bahan bakar spesifik (SFC) bahan bakar ethanol akan semakin meningkat dengan naiknya konsentrasi ethanol. Akan tetapi dengan menaikkan rasio kompresi konsumsi bahan bakar spesifik dapat diturunkan.



Gambar 2.7. Durasi Injeksi vs Torsi [12]

Gambar 2.7 menjelaskan bahwa dibutuhkan injeksi bahan bakar ethanol sebesar 150-175% agar hasil torsi yang dihasilkan maksimum untuk pemakaian ethanol murni. Pada kondisi tersebut, performansi mesin akan semakin meningkat dan emisi akan menurun. Turkoz [5] juga melakukan hal yang sama dengan memperbesar *orifice* 1.1 dan 1.8 menjadi 1.3 dan 2.0. Pada penelitian ini akan dilakukan mapping durasi injeksi dengan menggunakan bahan bakar E85.

2.3.5 Panas Penguapan Laten (Latent Heat of Vaporation)

Temperatur dan tekanan yang tinggi dalam ruang bakar sangat dibutuhkan dalam proses pembakaran agar daya yang dihasilkan mesin tinggi. Akan tetapi kenaikan temperatur dan tekanan yang berlebihan dapat menimbulkan efek yang kurang baik pada konstruksi mesin dan memicu pembentukan emisi NOx. Hal ini disebabkan oleh penambahan senyawa oxygenate kedalam gasoline akan meningkatkan proses pembakaran sehingga temperature silinder akan meningkat pula dan memicu naiknya emisi NOx. Kondisi ini mudah terjadi pada pemakaian ethanol dengan presentase kurang dari 20% dalam gasoline, terutama pada kecepatan mesin

yang tinggi. Akan tetapi tidak demikian dengan pemakaian etanol pada konsentrasi tinggi, emisi NO_x cenderung menurun pada beban dan putaran mesin tinggi. Kenaikan temperature silinder dapat diserap oleh panas laten penguapan etanol yang tinggi, sehingga temperature silinder turun dengan semakin meningkatnya konsentrasi etanol.

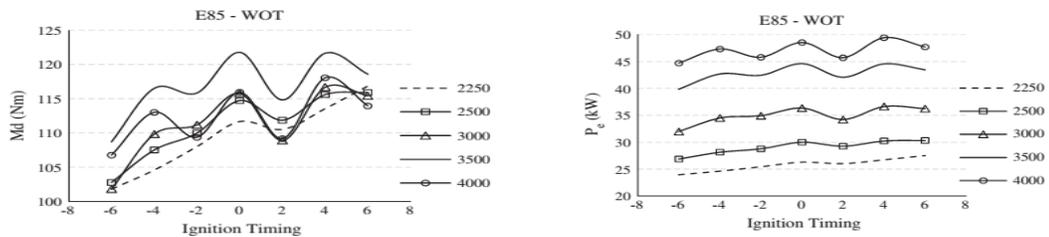
Kecepatan api laminar etanol yang tinggi akan memperpendek durasi pembakaran sehingga pembakaran cenderung stabil. Dengan pengaturan waktu pengapian bahan bakar yang tepat, maka panas laten penguapan serta durasi pembakaran etanol yang singkat dapat dimaksimalkan dengan menunda penyalaan. Dengan demikian ignition delay dapat diperpanjang untuk memaksimalkan efek dingin yang ditimbulkan oleh *heat of vaporation* etanol. Selanjutnya turunya temperature silinder selain mengendalikan terbentuknya NO_x, juga akan meningkatkan densitas campuran sehingga efisiensi volumteris, daya dan torsi mesin akan meningkat.

2.3.6 Kecepatan perambatan api laminar.

Perambatan api yang cepat dalam proses pembakaran adalah salah satu parameter yang sangat diperlukan untuk menjamin proses pembakaran lebih stabil dan mengurangi kerugian tenaga pada mesin. Hal ini mengingat proses pembakaran yang terjadi dalam silinder berlangsung sangat cepat dan singkat, sehingga diharapkan dengan perambatan api yang cepat, campuran udara dan bahan bakar terbakar secara keseluruhan. Sebaliknya jika proses perambatan api berlangsung lambat, akan ada sebagian bahan bakar yang tidak terbakar dan menyebabkan kerugian energi, yaitu kehilangan panas dan pembentukan emisi gas buang. Kecepatan api laminar etanol yang lebih tinggi dari gasoline mengakibatkan durasi pembakaran lebih singkat dari gasoline sehingga mengurangi kehilangan panas pada dinding silinder serta menurunkan variasi siklus [19]. Kandungan oksigen yang besar pada etanol terbukti dapat mempercepat proses pembakaran sehingga kualitas pembakaran yang dihasilkan lebih baik. Nilai kecepatan api laminar etanol yang lebih tinggi dari gasoline adalah indikator bahwa proses pembakaran etanol lebih singkat dibandingkan dengan gasoline.

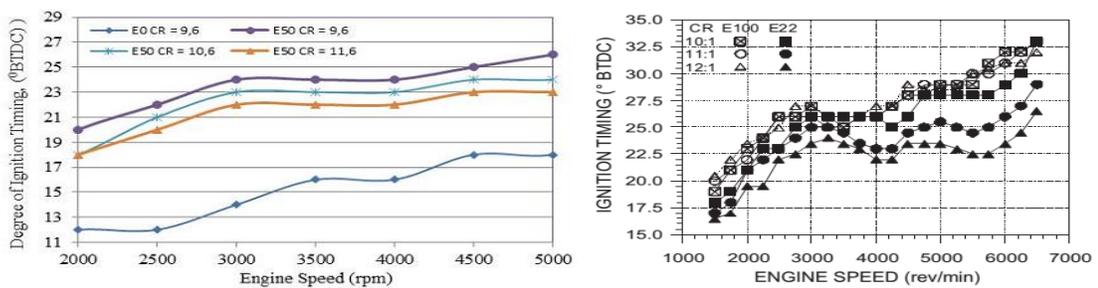
Gambaran durasi pembakaran diatas menjelaskan bahwa waktu penyalaan bahan bakar harus disesuaikan dengan kecepatan api laminernya supaya bahan bakar terbakar secara tuntas ketika telah mencapai tekanan puncaknya. Pengaturan waktu penyalaan umumnya dilakukan dengan metode *minimum advance for maximum best torque* (MBT). Metode ini dilakukan untuk menentukan derajat pengapian bahan bakar berdasarkan kecepatan mesin yang menghasilkan torsi maksimal. Dengan metode ini, tekanan efektif rata-rata (*MBEP*) dan daya mesin pun menjadi lebih besar.

Pada penelitian Turkoz [5] menentukan titik pengapian bahan bakar dimana derajat pengapian bahan bakar digeser 2° sebelum dan sesudah pengapian standar menggunakan bahan bakar E85. seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.8. Hasilnya secara keseluruhan terjadi peningkatan torsi dan daya mesin pada saat pengapian dimajukan 4° dari waktu pengapian standar



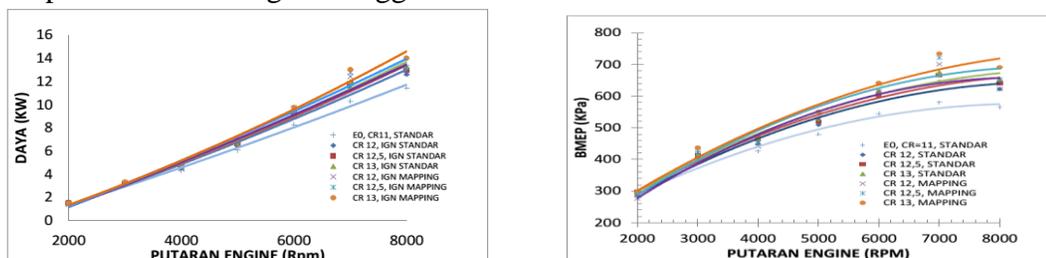
Gambar 2.8 Efek waktu *ignition timing* terhadap torsi dan daya

Sementara itu pada penelitian Rodrigo [8] dan Sudarmanta [9] dengan metode MBT. Pada penelitian tersebut waktu penyalan semakin meningkat seiring bertambahnya kecepatan mesin seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.9.



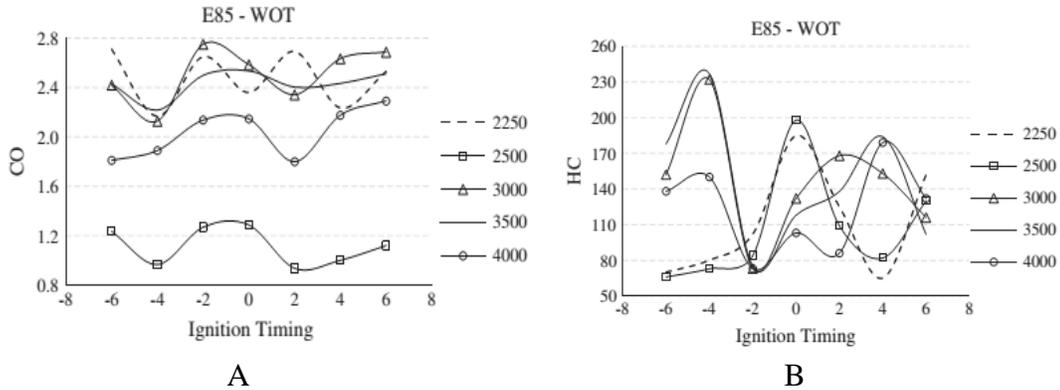
Gambar 2.9 Efek CR, konsentrasi ethanol dan RPM terhadap *Ignition timing* [8, 9]

Gayuh [12] melakukan penelitian dengan hal yang berbeda pada bahan bakar E100 dengan mengkombinasikan dua metode sebelumnya. Pada penelitiannya waktu pengapian dinaikan rentang 4° sebanyak 5 titik ($10^\circ - 26^\circ$) sebelum TMA. Kemudian dilakukan mapping MBT pada setiap kecepatan mesin. Metode ini mendapatkan daya dan tekanan mesin lebih baik dan konsisten sampai mesin mencapai putaran maksimum seperti yang terlihat pada gambar 2.10. Pada penelitian ini akan dilakukan pada penelitian ini dengan menggunakan bahan bakar E85.



Gambar 2.10 Efek RPM terhadap daya dan BMEP

Sementara itu pengaruh waktu pengapian terhadap emisi gas buang ditunjukkan oleh gambar 2.11 dibawah ini.



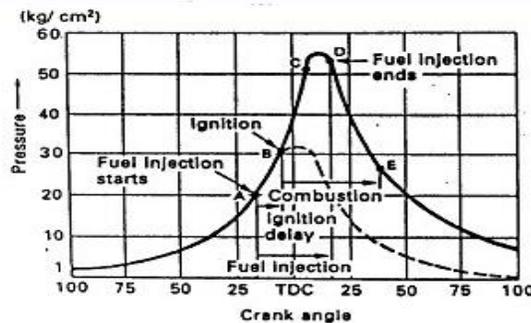
Gambar 2.11 Pengaruh Ignition Timing terhadap Emisi CO dan HC pada berbagai rpm.[12]

Pada gambar 2.11 A menunjukkan secara umum terjadi Peningkatan CO dengan meningkatnya pengapian. Hal ini dipengaruhi oleh ketersediaan oksigen selama pembakaran. Namun CO diperkirakan akan terus mengalami penurunan karena campuran menjadi lebih ramping. Efek dari suhu knalpot Pada emisi CO sama dengan hidrokarbon, namun CO membutuhkan yang suhu pembuangan yang lebih tinggi dan waktu yang lebih lama untuk mengoksidasi..

Gambar 2.11 B di menunjukkan Emisi HC dipengaruhi oleh kualitas pembakaran dan ketersediaan oksigen. Keseimbangan terbaik antara kualitas pembakaran dan ketersediaan oksigen ada pada sekitar $\lambda = 1,1$, di mana konsentrasi HC mencapai minimum. Namun Peningkatan emisi HC terjadi pada saat waktu waktu pengapian maju, hal ini disebabkan oleh dua mekanisme yang berbeda. pertama, tekanan yang meningkat di ruang bakar pada saat yang sama Posisi piston menghasilkan massa hidrokarbon lebih besar yang terjebak Di celah-celah piston, dan yang kedua, menurunkan suhu knalpot Memungkinkan kurang oksidasi hidrokarbon yang dilepaskan dari celah-celah selama ledakan ekspansi.

2.4 Karakteristik Pembakaran Mesin Otto

Karakteristik pembakaran dapat meliputi: *ignition delay*, *combustion duration*, laju pelepasan masa dan kalor, besar dan posisi tekanan maksimum serta variasi siklus. Perubahan dan posisi parameter tersebut akan menunjukkan dan mempengaruhi kinerja mesin dan emisi gas buang [4]. Proses pembakaran ditunjukkan oleh gambar. 2. 12.



Gambar 2. 12 Proses pembakaran pada mesin Spark Ignition

2.4.1 Ignition Delay

Ignition delay terjadi pada saat bahan bakar mulai diinjeksikan dari titik A sampai mengalami pencampuran dengan udara dititik B. pada proses ini bahan bakar mengalami proses atomisasi melalui proses injeksi sehingga akan memebentuk campuran yang homogen. Pada tahapan berikutnya, campuran bahan bakar dan udara akan berada pada fase uap, lalu dibakar melalui percikan bunga api dari busi di titik B. selanjutnya akan terjadi pembakaran di beberapa lokasi dan nyala api mengalami perambatan secara cepat. Proses ini ditandai dengan naiknya tekanan dan temperatur silinder secara mendadak melebihi kompresi sampai mencapai titik C. selanjutnya pada proses pembakaran dari titik C ke D, dimana bahan bakar yang diinjeksikan A-D langsung terbakar pada daerah ini. Perubahan tekanan yang terjadi pada proses ini relative kecil disebabkan oleh masa bahan bakar yang terbakar semakin mengecil sampai akhir proses. Proses pembakaran langsung berlanjut terus sampai proses akhir yaitu dari titik D ke E. Pada proses ini terjadi sisa-sisa bahan bakar yang belum terbakar pada proses sebelumnya, sehingga bahan bakar dapat terbakar seluruhnya.

Dengan gambaran diatas waktu injeksi dan pengapian bahan bakar memegang peranan yang sangat penting untuk meningkatkan peforma mesin. Menentukan timing yang tepat pada kedua parameter, terutama waktu penyalaan didasarkan dari karakteristik dan properties bahan bakar yang digunakan. Memajukan dan menunda waktu penyalaan selain dipengaruhi oleh operasional mesin, juga dipengaruhi oleh kecepatan mesin dan sangat ditentukan oleh sifat *heat vaporization* pada bahan bakar. Waktu pengapiannya harus dimajukan dengan menggunakan bahan bakar ethanol karena panas laten penguapan ethanol lebih tinggi dari gasoline.

Waktu pengapian yang tidak tepat akan menimbulkan penurunan pada performansi mesin. Waktu pengapian yang terlalu maju meyebabkan peningkatan tekanan silinder sangat cepat sebelum akhir langkah kompresi. dengan demikian terjadi kerugian daya sebelum akhir langkah kompresi. sementara itu penyalaan busi yang terlalu mundur akan menghasilkan tekanan rendah dan memperlambat proses

ekspansi. Hal ini menyebabkan proses perpindahan panas dalam silinder ke piston dalam bentuk kerja berguna menjadi rendah. Secara teoritis waktu penyalaan yang tepat terjadi sesaat sebelum piston mencapai titik mati atas. Pada kondisi tersebut bahan bakar telah mencapai puncaknya sehingga tekanan yang dihasilkan sebagai kerja pada langkah ekspansi jauh lebih tinggi. Selain sifat bahan bakar waktu pengapian juga dipengaruhi oleh kondisi operasional mesin berikut ini :

1. Putaran mesin.
Dengan naiknya kecepatan mesin maka proses pembakaran akan meningkat sehingga waktu pengapian harus diperlambat.
2. *Air Fuel Ratio (AFR)*.
Semakin kaya campuran bahan bakar dan udara maka laju pembakaran akan meningkat sehingga waktu pengapian dimundurkan sebelum TDC.
3. Beban
Beban mesin yang semakin besar memerlukan suplai udara dan bahan bakar yang semakin besar dan membutuhkan proses pembakaran yang cepat, sehingga waktu pengapian baiknya dimajukan.

2.4.2 Durasi Pembakaran

Durasi pembakaran didefinisikan sebagai lamanya proses pembakaran dalam silinder yang dimulai saat penyalaan bunga api dari busi sampai berakhirnya pembakaran, yang dinyatakan pada posisi sudut engkol. Sama halnya dengan ignition delay durasi pembakaran yang terjadi sulit dikur secara pasti karena prosesnya berlangsung sangat cepat. Pendekatan yang sering digunakan untuk menggambarkan dua kejadian tersebut adalah pada presentase bahan bakar yang terbakar. Pada ignition delay presentase bahan bakar yang dianggap terbakar mencapai 5-10% sedangkan akhir dari sebuah proses pembakaran jika bahan bakar terbakar sebanyak 85-90% [8].

2.4.3 Tekanan Efektif Rata-Rata (MEP)

Perubahan tekanan yang terjadi dalam silinder pada saat proses pembakaran akan mempengaruhi daya dan emisi mesin yang dihasilkan. Besarnya perubahan tekanan disebabkan oleh pelepasan panas saat proses pembakaran yang disertai proses ekspansi dan kompresi oleh langkah piston dalam silinder. Variasi siklus sangat diperhitungkan dalam menentukan ignition timing. Perubahan ignition timing yang terlalu maju maupun mundur akan berdampak pada penyimpangan perubahan tekanan yang mencolok dari satu siklus ke siklus berikutnya dan akan mempengaruhi tenaga dan emisi yang dihasilkan mesin. Perubahan tekanan didalam silinder umumnya disebabkan oleh variasi antara campuran fresh dan gas residu pada setiap siklus,

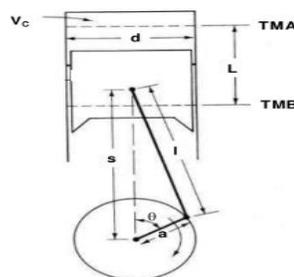
ignition timing, variasi gerakan campuran dalam silinder siklus, variasi jumlah udara dan bahan bakar yang masuk silinder setiap siklus.

2.4.4 Pelepasan Panas

Pelepasan kalor di silinder ruang bakar motor Otto berlangsung sangat cepat dan dalam kondisi yang selalu berubah: volume, tekanan dan temperatur. Persamaan pelepasan kalor di ruang bakar motor Otto tetap menggunakan hukum Termodinamika I meskipun harus disesuaikan dengan kondisi alamiah pembakaran yang selalu berubah terhadap volume, tekanan dan temperatur.

2.5 Geometri Silinder

Salah satu geometri ruang bakar yang paling diperhitungkan dalam mendesain motor bakar adalah perbandingan kompresi yang dinyatakan dalam gambar dan persamaan berikut ini .



Gambar 2.13 Geometri Ruang bakar

$$rc = \frac{V_c + V_d}{V_c} \dots\dots\dots (2.1)$$

Dimana : V_c = Volume sisa (m^3)

V_d = Volume perpindahan (m^3)

Volume sisa terdiri dari *head gasket space*, *deck space* dan *combustion chamber*, oleh sebab itu merubah rasio kompresi dengan menambah dan mengurangi tiga bagian tersebut. Volume sisa pada saat piston berada pada TDC adalah ($s = a + r$), sehingga panjang batang penghubung dan radius engkol pada setiap perubahan sudut engkol dapat dihiyung dengan persamaan :

$$S(\theta) = a \cos \theta + (r^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \dots\dots\dots (2.2)$$

Dan volume silinder pada setiap perubahan yang sama adalah :

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi B^2}{4} [r + a - s(\theta)] \dots\dots\dots (2.3)$$

Sehingga Volume perpindahan maksimal adalah :

$$V_d = \frac{\pi B^2}{4} L \dots\dots\dots (2.4)$$

Banyak cara yang bisa dilakukan untuk memperbesar rasio kompresi. Beberapa diantaranya adalah mengubah geometri piston. Bagian atas piston diberi tonjolan

(*dome*) sehingga volume ruang bakar menjadi berkurang akibat adanya *dome* ini. Cara yang kedua adalah memapras *cylinder head*. Cara ini mudah namun perlu dipertimbangkan tinggi *lift* pada kedua katup supaya katup tidak menabrak bagian atas piston. Cara yang ketiga adalah dengan mengganti *packing/gasket* dengan yang lebih tipis. Cara ini dilakukan untuk memperkecil volume ruang bakar juga, namun perubahan yang terjadi sangat kecil. Cara yang keempat adalah memperkecil *deck clearance*. *Deck clearance* adalah jarak antara sisi atas blok silinder dengan sisi atas piston saat posisi TMA. Dengan memperkecil *deck clearance* maka piston seolah-olah akan semakin naik ketika TMA akibatnya volume *clearance* akan semakin kecil.

Pada penelitian ini dilakukan penghitungan terlebih dahulu pada ruang bakar sehingga bisa diketahui berapa volume *clearance* dan bagaimana desain dari *dome* (tonjolan) pada bagian atas piston supaya rasio kompresi bisa meningkat. Langkah pertama yang dilakukan adalah menghitung volume *clearance* melalui volume silinder dengan besar rasio kompresi awal (11:1). Setelah volume *clearance* diketahui, maka penambahan volume *dome* piston yang diperlukan bisa dihitung untuk mencapai rasio kompresi terbesar dalam pengujian (13:1). Langkah selanjutnya adalah merancang geometri *dome* piston, kemudian dilakukan penggantian piston standar ke piston mentah yang dibentuk ulang bagian atasnya sesuai dengan desain *dome* piston yang telah dibuat. Berikut adalah penghitungan yang dilakukan untuk meningkatkan rasio kompresi *engine*.

1. Penghitungan Volume *Clearance*

Volume *clearance engine* CB150R untuk rasio kompresi 11:1 bisa dihitung melalui persamaan 2.26, sedangkan volume langkah bisa dicari melalui persamaan berikut ini.

$$V_L = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S \dots\dots\dots (2.5)$$

2. Penghitungan Volume *Dome* Piston

Dome piston dirancang untuk mencapai rasio kompresi sebesar 13:1. Berikut ini adalah penghitungan volume *clearance* untuk CR 13:1 ($V_C(CR=13)$) dan volume *dome* piston.

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_C(CR=13)} \dots\dots\dots (2.6)$$

maka besar volume *dome* piston adalah :

$$V_{dome} = V_C - V_C(CR=13) \dots\dots\dots (2.7)$$

3. Penentuan tebal *packing*

Setelah *dome piston* dibentuk, rasio kompresi akan menjadi 13:1, untuk mengurangi rasio kompresi menjadi 12,5:1 diperlukan penambahan *packing*. Berikut ini adalah contoh perhitungan tebal *packing* untuk CR 12,5. Besarnya *volume clearance* untuk rasio kompresi 12,5 didapat dari persamaan berikut.

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_{C(CR=12,5)}} \dots\dots\dots (2.8)$$

Dari besaran *volume clearance*, bisa didapatkan *volume packing* dari pengurangan antara *volume clearance* saat CR= 12,5 dengan saat CR=13,maka

$$V_{packing(CR\ 12,5)} = V_{C(CR=12,5)} - V_{C(CR=13)} \dots\dots\dots (2.9)$$

Sehingga tebal *packing* untuk CR 12,5 adalah:

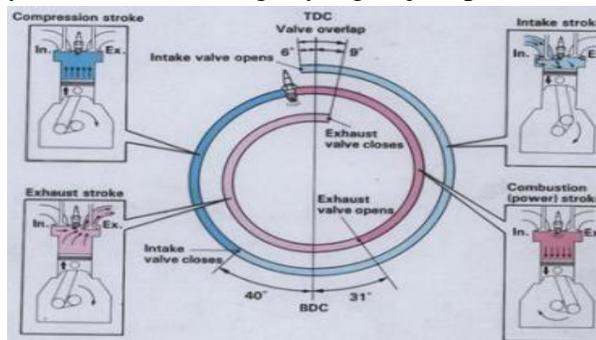
$$V_{packing(CR\ 12,5)} = \frac{\pi}{4} \times (D)^2 \times t_{packing(CR=12,5)} \dots\dots (2.10)$$

$$V_{packing(CR=12,5)} = \frac{V_{packing(CR\ 12,5)}}{\frac{\pi}{4} \times (D)^2}$$

2.6 Valve Timing Mesin 4 Langkah

Waktu pembukaan dan penutupan katup pada siklus ideal yaitu pada saat piston berada tepat di TDC ataupun di BDC. Namun hal tersebut tidak mungkin terjadi dikarenakan beberapa faktor berikut :

1. Faktor Mekanikal , dimana proses buka tutup katup dilakukan dengan mekanisme cam, buka tutup katup harus dilakukan secara perlahan untuk menghindari keausan dan suara bising, dengan alasan tersebut proses buka tutup katup tidak boleh mendadak.
2. Faktor dinamik, selain masalah mekanikal proses buka tutup katup, pengaruh adanya aliran dinamik gas yang terjadi pada kedua katup [20].

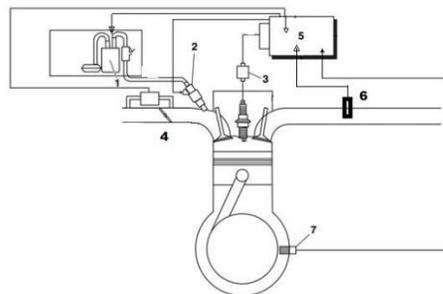


Gambar 2.14 Valve Timing diagram mesin 4 langkah [20]

2.7 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 elektrik. 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: Throttle Position Sensor (TPS), 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 2.15 Skema sistem injeksi secara umum

- | | |
|---------------------------------|--------------------------|
| 1. Pompa bahan bakar/ Fuel Pump | 5. ECU |
| 2. Fuel injector | 6. Sensor |
| 3. Ignition coil | 7. Crank position Sensor |

2.8 Electronic Control Unit (ECU)

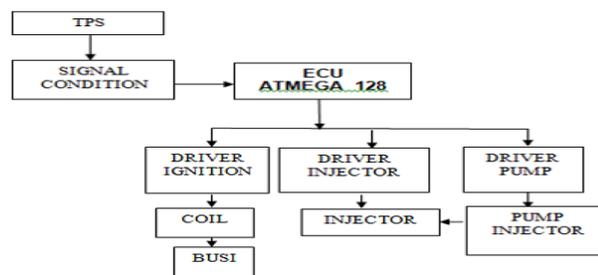
Electronic Control Unit terdiri dari sensor-sensor seperti *throttle position sensor (TPS)*, *intake air temperature sensor (IAT)*, *coolant temperature* dan lambda sensor. *Engine control unit* dapat mengatur *injection control* dan *ignition timing*. Sistem kontrol ini terdiri dari beberapa sensor, yang mendeteksi kondisi mesin, untuk kemudian mengkalkulasi volume injeksi (lamanya injeksi) sesuai dengan signal-signal (data) dari sensor-sensor yang mengontrol injeksi bahan bakar, serta mengatur waktu pengapian. Sensor-sensor ini mendeteksi volume udara masuk, temperatur udara, percepatan, penurunan kecepatan, dan gas sisa pembakaran. Sensor-sensor tersebut mengirimkan signal ke *ECU*. Kemudian *ECU* menentukan lamanya injeksi yang tepat dan mengirimkan signal ke injektor. Injektor menginjeksikan bahan bakar ke *intake manifold* sesuai dengan signal ini. volume injeksi tergantung dari lamanya signal dari *ECU*. Selain itu, *ECU* juga mengatur waktu pengapian berdasarkan putaran mesin.

2.7.1 Electronic Control Unit untuk Honda CB150R

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.

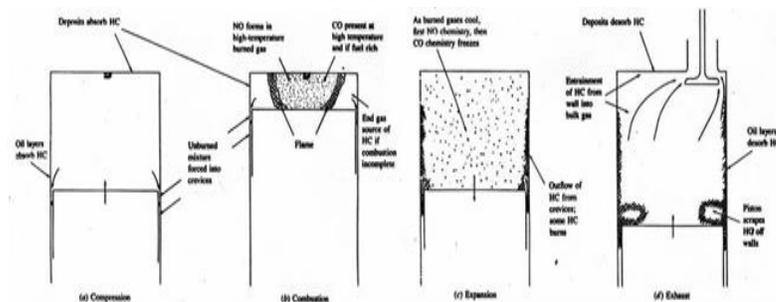
ECU dibentuk oleh banyak komponen yang berbeda-beda, tergantung kepada fitur yang dimiliki oleh *ECU* tersebut. Setiap manufaktur membangun *ECU* dengan cara yang berbedabeda, sehingga detail dari komponen *ECU* akan berbeda dari satu manufaktur ke manufaktur lain.



Gambar 2.16 Diagram Alir Electronic Control Unit

2.9 Emisi Gas Buang

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 (SO_x), Nitrogen Oksida (NO_x), Hidrokarbon (HC), dan Karbon Monoksida (CO). Sedangkan polutan sekunder adalah polutan primer yang bereaksi dengan komponen lain diudara, contohnya Ozon (O_3) dan Peroksi Asetil Nitrat (PAN) dimana keduanya terbentuk di atmosfer melalui proses hidrolisis, *petrochemical* atau oksidasi [20].



Gambar 2.17 Mekanisme Terbentuknya Polutan HC, CO dan NO_x pada SIE

2.9.1 Unburned Hidrokarbon (UHC)

Hidrokarbon terjadi dari bahan bakar yang tidak terbakar langsung keluar menjadi gas mentah, dan dari bahan bakar terpecah menjadi reaksi panas berubah menjadi gugusan HC yang lain, yang keluar bersama gas buang. Sebab-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 saluran pembuangan. Polutan *unburned* hydrocarbon berasal dari beberapa sumber yang berbeda. Terdapat empat kemungkinan penyebab terbentuknya HC pada engine SI sebagai berikut :

1. HC dalam volume crevice

Volume crevice adalah volume dengan celah yang sangat sempit sehingga api tidak dapat menjangkaunya yang merupakan sumber utama munculnya HC dalam gas buang. Volume crevice yang paling utama adalah volume diantara piston, ring piston, dinding silinder, pusat elektroda busi, dan *crevice* disekitar gasket *silinder head*.

2. Proses *flame quenching* pada dinding ruang bakar
 Api akan padam ketika menyentuh dinding ruang bakar karena *heat loss (wall quenching)*, sehingga meninggalkan lapisan tipis yang terdiri dari campuran yang tidak terbakar dan terbakar sebagian.
3. Penyerapan uap bahan bakar kedalam lapisan oli pada dinding ruang bakar. Selama proses pengisian dan kompresi, uap bahan bakar diserap oleh oli pada dinding ruang bakar, selanjutnya melepaskannya kembali ke ruang bakar selama ekspansi dan pembuangan.
4. Pembakaran yang tidak sempurna
 Terjadi ketika kualitas pembakaran jelek baik terbakar sebagian (*partial burning*) atau tidak terbakar sama sekali (*complete misfire*) akibat homogenitas, turbulensi, A/F dan *spark timing* yang tidak memadai. Saat tekanan silinder turun selama langkah ekspansi, temperatur *unburned mixture* didepan muka api menurun, menyebabkan laju pembakaran menurun. Karena temperatur *unburned* didepan muka api yang terlalu rendah maka menyebabkan api padam sehingga nilai HC akan naik.

2.9.2 Karbon Monoksida (CO)

Gas karbon monoksida merupakan gas yang tidak berwarna, tidak berbau pada suhu diatas titik didihnya dan mudah larut dalam air. Di industri, karbon monoksida dihasilkan dari proses oksidasi gas alam yaitu metana. Gas karbon monoksida merupakan komponen utama dalam udara tercemar, karena kereaktifan gas karbon monoksida terhadap hemoglobin dalam darah yang mengakibatkan darah kekurangan oksigen dan menyebabkan gangguan saraf pusat. Pembakaran yang normal pada motor bensin akan membakar semua hidrogen dan oksigen yang terkandung dalam campuran udara dan bahan bakar. Akan tetapi dalam pembakaran yang tidak normal, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan mengakibatkan CO yang berada didalam 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 & oksigen.

2.9.3 Sox

Belerang Oksida atau Sox 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 sulfa. 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.

2.9.4 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.

2.10 Uji Unjuk Kerja Mesin Bensin

Ada beberapa parameter yang digunakan untuk mengevaluasi unjuk kerja dari mesin bensin, antara lain:

2.10.1 Torsi

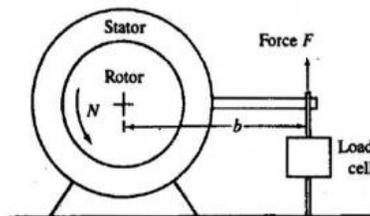
Kemampuan mesin dalam menghasilkan kerja ditunjukkan dengan nilai torsi yang dihasilkannya. Dan didalam keadaan sehari-hari torsi digunakan untuk akselerasi kendaraan untuk mendapatkan kecepatan tinggi. Torsi merupakan perkalian antara gaya tangensial dengan panjang lengan. Rumus untuk menghitung torsi pada engine adalah sebagai berikut :

$$\text{Torsi} = T = F \cdot b \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana:

F = gaya tangensial

b = lengan gaya *waterbrake*



Gambar 2.18 *Waterbrake dynamometer*

2.10.2 Daya (bhp)

Tujuan dari pengoperasian mesin adalah untuk menghasilkan daya atau *power*. *Brake horse power* merupakan daya yang dihasilkan dari poros output mesin yang dihitung berdasarkan laju kerja tiap satuan waktu. Nilai daya sebanding dengan gaya yang dihasilkan dan kecepatan linearnya, atau sebanding dengan torsi poros dan kecepatan sudutnya. Untuk menghitung daya motor digunakan perumusan :

$$\text{bhp} = \omega \cdot T = 2\pi \cdot n \cdot T \text{ (Watt)} \dots\dots\dots (2.12)$$

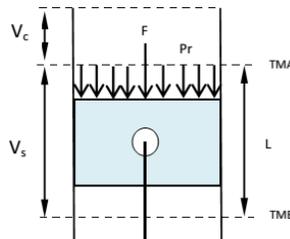
$$\text{bhp} = 2\pi \cdot n \cdot T \text{ (Watt)} / 1000 \text{ (kW)} \dots\dots\dots (2.13)$$

Dimana : T = Torsi (N.m)

n = putaran poros engine (rps)

2.10.3 Tekanan efektif rata-rata (BMEP)

Tekanan efektif rata-rata (*mean effective pressure*) didefinisikan sebagai tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya. Jika tekanan efektif rata-rata dihitung berdasarkan pada bhp (*brake horse power*) maka disebut bmep (*brake mean effective pressure*).



Gambar 2.19 Uraian piston pada saat menerima gaya

Gaya yang bekerja mendorong piston kebawah:

$$F = P_r \cdot A \dots\dots\dots (2.14)$$

Kerja selama piston bergerak dari TMA ke TMB:

$$W = F \cdot L = (P_r \cdot A) L \dots\dots\dots (2.15)$$

Daya motor (Kerja persatuan waktu):

Jika poros engkol berputar n rps, maka dalam 1 sekon akan terjadi $\frac{n}{z}$ siklus

kerja. Dimana $\frac{n}{z} \left(\frac{\text{siklus}}{\text{sekon}} \right)$; $z = 1$ (untuk motor 2 langkah), 2 (4 langkah)

$$\text{Daya tiap silinder: } N = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n}{z} \dots\dots\dots (2.16)$$

$$\text{Daya motor sejumlah "i" silinder: } N = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n \cdot i}{z} \dots\dots\dots (2.17)$$

$$\text{Jika } N = \text{bhp dan } P_r = \text{bmep, maka : } \mathbf{bmep} = \frac{(\text{bhp} \times z)}{(A \times L \times n \times i)} (\mathbf{Pa}) \dots\dots\dots (2.18)$$

Dimana : bhp= daya motor (Watt)

i = Jumlah silinder

A = Luas penampang torak (m^2)

n = Putaran mesin (rps)

z = 1 (untuk motor 2langkah) atau 2 (untuk motor 4 langkah)

L = Panjang langkah torak (m)

2.10.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Konsumsi Bahan Bakar Spesifik merupakan ukuran pemakaian bahan bakar oleh suatu engine yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan keluaran daya, atau juga dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar yang dipakai oleh motor untuk menghasilkan tenaga. Dimana daya yang dihasilkan pada penelitian kali ini adalah bhp. Besarnya nilai Specific Fuel Consumption dapat dihitung dengan persamaan :

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp} \dots\dots\dots (2.19)$$

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

$$m_{bb} = \frac{\rho_{bb} \cdot Volume_{bb}}{waktu} \dots\dots\dots (2.20)$$

Dimana: $\rho_{bb} = SG_{bb} \cdot \rho_{air} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \dots\dots\dots (2.21)$

2.10.5 Efisiensi Thermal

Effisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor. Dapat juga dikatakan sebagai persentase kerja engine yang didapat dari energi yang dimasukkan per energi yang dikeluarkan.

$$\eta_{th} = \frac{Energi\ yang\ berguna}{Energi\ yang\ diberikan} \times 100\% \dots\dots\dots (2.22)$$

Jika masing-masing dibagi dengan waktu, t maka:

$$\eta_{th} = \frac{Kerja/Waktu}{Panas\ yang\ diberikan/Waktu} \times 100\% \dots\dots\dots (2.23)$$

Dimana: *kerja/waktu* = daya (bhp)

$$Panas\ yang\ diberikan / waktu = nilai\ kalor \times massa\ bahan\ bakar = Q \times \dot{m}_{bb}$$

Sehingga: $\eta_{th} = \frac{bhp}{Q \cdot \dot{m}_{bb}} \dots\dots\dots (2.24)$

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)

Untuk bahan bakar *engine* OTTO:

$$NKB = (16610 + 40 (\text{°API})) 0.55556 \dots\dots\dots (kKal / kg) \dots\dots\dots (2.25)$$

°API : Gravity adalah suatu bilangan yang menyatakan *density* dari suatu cairan.

Api gravity diukur pada temperatur minyak bumi 60°F. Harga API dapat dihitung

$$sbb: \text{°API gravity} = \left(\frac{141.5}{Specific\ gravity\ pada\ 60^{\circ}F} \right) - 131.5 \dots\dots\dots (2.26)$$

Dimana : SG bahan bakar Premium = 0.74

SG bahan bakar Bioetanol E100 = 0.794

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini akan dilakukan dengan menggunakan metode eksperimen pada engine Honda CB150R. Bahan bakar yang akan digunakan pada pengujian ini ada dua jenis. Untuk pengambilan data acuan, bahan bakar yang digunakan adalah Pertamina, sedangkan untuk pengambilan data uji, bahan bakar yang dipakai adalah ethanol E85 (85% ethanol + 15% Pertamina). Variasi yang dilakukan adalah durasi penginjeksian serta sudut pengapian mesin bervariasi dengan putaran engine yang bervariasi antara 2000 rpm dengan kenaikan setiap 1000 rpm hingga mencapai 8000 rpm pada rasio kompresi 12:1, 12,5:1, dan 13:1. Tempat pengujian dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Jurusan 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 konsentrasi tinggi pada engine sepeda motor sehari-hari, literatur tentang *ECU Programmable* untuk *setting injection timing* dan *ignition timing* kerja motor bakar dan durasi penginjeksian bahan bakar.
2. Pemeliharaan engine Honda CB150R untuk mengembalikan kondisi seperti standar lagi (service).
3. Persiapan dan perancangan alat uji *Waterbrake Dynamometer* untuk motor Honda CB150R di workshop laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar.
4. Pengujian engine Honda CB150R untuk mengetahui penginjeksian bahan bakar dengan metode Maximum Best Torque (MBT).
5. Pengujian engine Honda CB150R dengan alat uji *Waterbrake Dynamometer* berbahan bakar pertamax (0% etanol) menggunakan ECU standar pabrikan. Kemudian menggunakan *ECU Programable* sebagai data acuan / kelompok kontrol.
6. Pengumpulan hasil data pengujian waktu penginjeksian dan variasi rasio kompresi terhadap unjuk kerja Honda CB150R berbahan bakar bioetanol 85% (E85)
7. Pengujian engine Honda CB150R dengan alat uji *Waterbrake Dynamometer* berbahan bakar bioetanol E85 (etanol 85%) dengan variasi sudut pengapian 16°, 20°, 24°, dan 26° BTDC pada putaran 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, dan 8000 rpm
8. Pengolahan data hasil pengujian untuk mendapatkan Daya, Bmep, Sfc, dan Effisiensi Thermal.

3.1 Peralatan Pengujian

3.1.1 Mesin Port Fuel Injeksi (PFI) Satu silinder

Dalam pengujian ini mesin yang digunakan yaitu Honda CB150R dengan spesifikasi seperti berikut:



Gambar 3.1 Sepeda motor *Honda CB150R*

Dimensi	: 2,008 x 719 x 1,061 mm
Jarak sumbu roda	: 1,288 mm
Berat	: 129 kg
Jenis rangka	: <i>Diamond Steel (Trus Frame)</i>
Suspensi	: Depan : Teleskopik ; Belakang : Lengan ayun dengan suspensi tunggal
Jenis ban	: <i>Tubeless</i>
Ukuran ban	: 80/90 ; 100/80
Jenis rem	: Cakram hidrolik untuk depan dan belakang
Transmisi	: 6 kecepatan
Sistem pengapian	: <i>Full transistorized</i>
Mesin	:
Tipe	: 4 – langkah silinder tunggal (kemiringan 40° dari vertikal)
Sistem klep	: <i>DOHC</i>
Diameter bore	: 63,5 mm
Panjang langkah	: 47,2 mm
Rasio kompresi	: 11,0:1
Katup in membuka	: 5° <i>BTDC</i> (pada pengangkatan 1,00 mm)
Katup in menutup	: 35° <i>ABDC</i> (pada pengangkatan 1,00 mm)
Katup exhaust membuka	: 35° <i>ABDC</i> (pada pengangkatan 1,00 mm)
Katup exhaust menutup	: 5° <i>BTDC</i> (pada pengangkatan 1,00 mm)
Daya maksimum	: 12,5 KW (17,0 PS) / 10000 rpm
Torsi maksimum	: 13,1 Nm (1,34 Kgf.m) / 8000 rpm

3.1.2 Peralatan Pencampuran Bahan Bakar

Pencampuran bahan bakar gasoline dan etanol koposisi 15 : 85 akan dilakukan secara manual dengan menggunakan alat gelas ukur (by volume) yang ada pada laboratorium pembakaran dan bahan bakar (TPBB) Istitut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

3.1.3 Peralatan Proses Pembakaran

1. *ECU programmable*

Engine Control Unit (ECU) adalah alat control elektronik yang berfungsi untuk mengendalikan serangkaian actuator pada mesin pembakaran dalam, seperti : injection dan ignition. Gambar ECU seperti terlihat pada gambar 3.2.

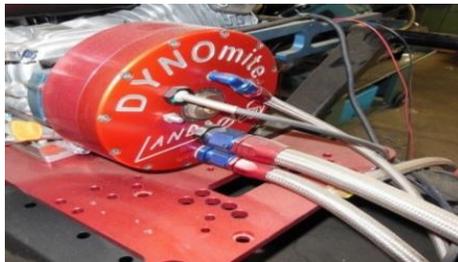


Gambar 3.2 ECU programmable

2. *Waterbrake Dynamometer*

Waterbrake Dynamometer digunakan untuk membaca output torsi dari pada mesin disetiap putaran, dengan spesifikasi sebagai berikut.

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



Gambar 3.3 *Waterbrake Dynamometer*

3. *Exhaust Gas Analyzer*

Exhaust Gas Analyzer digunakan untuk mengukur presentase emisi gas buang, (CO, HC, NO_x dan CO₂). Gambar *Exhaust Gas Analyzer* seperti terlihat pada gambar 3.4.



Gambar 3.4 *Exhaust gas analyzer*

4. *Stop Watch*

Stop Watch digunakan untuk menghitung waktu pemakaian bahan bakar pada saat proses pengujian pada setiap putaran mesin. Gambar *Stop Watch* seperti terlihat pada gambar 3.5.



Gambar 3.5 *Stop Watch*

5. Tabung ukur bahan bakar

Tabung ukur digunakan untuk menghitung kapasitas pemakaian bahan bakar saat proses pengujian pada setiap putaran mesin. Gambar Tabung ukur seperti terlihat pada gambar 3.6.



Gambar 3.6 Tabung ukur

6. *Tachometer (strobotester)*

Tachometer digunakan untuk mengetahui putaran roller water brake pada setiap pembebanan yang terjadi. . Gambar *Tachometer* seperti terlihat pada gambar 3.7.



Gambar 3.7 *Tachometer*

7. *Thermocouple digital*

Thermocouple digunakan untuk mengukur temperatur pada gas buang, blok silinder, dan minyak pelumas. Gambar *Thermocouple* seperti terlihat pada gambar 3.8.



Gambar 3.8 *Thermocouple Digital*

8. Peralatan Bantu

Peralatan bantu merupakan peralatan yang digunakan sebagai sarana pendukung dalam proses pelaksanaan pengujian eksperimen. Adapun peralatan bantu yang digunakan dalam pengujian ini antara lain:

a. *Blower*

Gambar *blower* seperti terlihat pada gambar 3.10.



Gambar 3.10 *Blower*

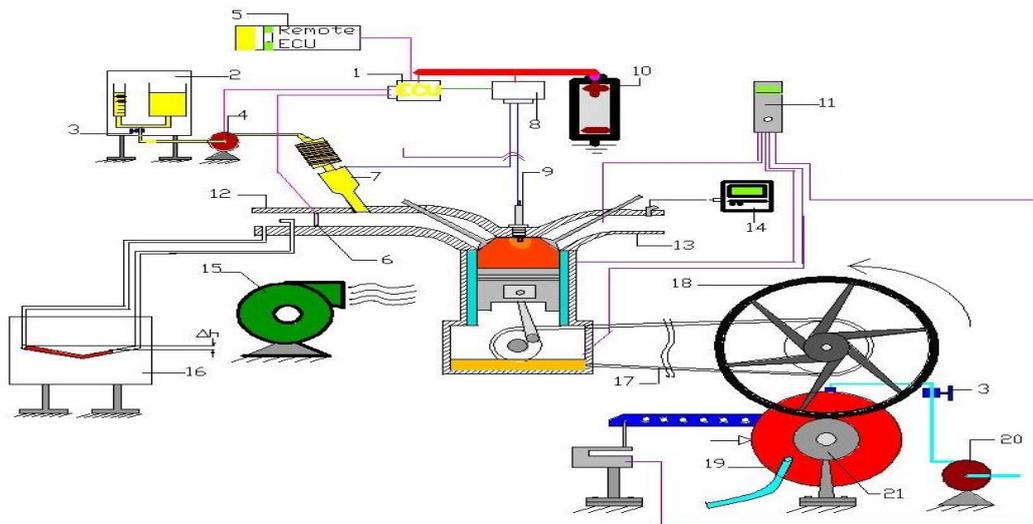
b. Pompa air

Pompa air digunakan untuk mengalirkan air menuju ke *water brake dynamometer* untuk menurunkan putaran mesin sesuai dengan bukaan katup pada selang penyalur.

3.2 Prosedur Pengujian

3.2.1 Skema pengujian

Skema alat uji dapat dilihat pada Gambar 3.11



Gambar 3.11 Skema pengujian

Keterangan gambar 3.11

- | | |
|--------------------------------|----------------------------|
| 1. ECU | 12. Intake manifold |
| 2. Meja gelas ukur | 13. Exhaust manifold |
| 3. Valve | 14. <i>Gas analyzer</i> |
| 4. Pompa bahan bakar | 15. <i>Blower</i> |
| 5. Remote ECU | 16. Meja V-manometer |
| 6. Katup kupu - kupu | 17. Chain |
| 7. Injektor | 18. Roda |
| 8. Trigger | 19. Waterbrake dynamometer |
| 9. Busi | 20. Pompa air |
| 10. Baterai | 21. Roller |
| 11. Monitor suhu - suhu sensor | |

3.2.2 Persiapan pengujian

Adapun tahapan dari persiapan pengujian adalah sebagai berikut :

1. Melakukan pemeriksaan terhadap kondisi fisik mesin, minyak pelumas, sistem pendinginan, sistem pemasukan bahan bakar, dan sistem kelistrikannya.
2. Memeriksa kondisi kelayakan *Waterbrake dynamometer* test.
3. Pengecekan terhadap kualitas alat ukur serta sensor-sensor yang akan digunakan.
4. Merangkai seluruh peralatan uji, peralatan bantu dan instrumentasi sesuai dengan gambar.
5. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

3.2.3 Pengujian *Engine* Dengan Menggunakan ECU Standar Berbahan Bakar Pertamax (0% ethanol)

Percobaan ini dilakukan pada putaran mesin yang bervariasi (*variable speed*) mulai dari putaran 2000 rpm hingga 8000 rpm. Pengaturan putaran mesin dilakukan melalui pembebanan mekanis pada poros *Waterbrake Dynamometer* yang terkopel dengan poros roller yang digerakkan oleh ban belakang sepeda motor Honda CB150R. Berikut adalah langkah-langkah yang dilakukan selama pengujian mesin kondisi standar :

1. Menghidupkan mesin Honda CB150R pada putaran idle (± 1600 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi *steady state* atau stasioner.
2. Blower dihidupkan.
3. Menjalankan mesin dengan melakukan pemindahan gigi transmisi dari gigi 1 hingga gigi maksimum yaitu gigi 6, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (*fully open throttle*). Pada kondisi ini putaran mesin sebesar 11000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari mesin Honda CB150R. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada *waterbrake dynamometer*.
4. Pemberian beban *waterbrake dynamometer* sehingga putaran mesin berada pada 2000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 8000 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 (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$), temperatur engine ($^{\circ}\text{C}$), dan temperatur oli ($^{\circ}\text{C}$).

3.2.4 Pengujian engine dengan menggunakan ECU *Programable* berbahan bakar Pertamax (0% etanol).

Percobaan ini dilakukan pada putaran mesin yang bervariasi (*variable speed*) mulai dari putaran 2000 rpm hingga 8000 rpm. Pengaturan putaran mesin dilakukan melalui pembebanan mekanis pada poros *Waterbrake Dynamometer* yang terkopel dengan poros roller yang digerakkan oleh ban belakang sepeda motor Honda CB150R. Berikut adalah langkah-langkah yang dilakukan selama pengujian mesin kondisi standar :

1. Mengganti ECU standar honda CB150R dengan ECU *Programable*..
2. Menghidupkan mesin Honda CB150R pada putaran idle (± 1600 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi *steady state* atau stasioner
3. Blower dihidupkan.

4. Menjalankan mesin dengan melakukan pemindahan gigi transmisi dari gigi 1 hingga gigi maksimum yaitu gigi 6, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (*fully open throttle*). Pada kondisi ini putaran mesin sebesar 11000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari mesin Honda CB150R. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada *waterbrake dynamometer*.
5. Pemberian beban *waterbrake dynamometer* sehingga putaran mesin berada pada 2000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 8000 rpm.
6. 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 (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang (°C), temperatur engine (°C), dan temperatur oli (°C).

3.2.5 Pengujian engine dengan menggunakan ECU *Programmable* berbahan bakar ethanol E85

Pengujian engine dengan bahan bakar bioetanol E85 ini dilakukan dengan variasi rasio kompresi yang pertama yaitu 12:1, kemudian 12,5:1, dan terakhir 13:1. Dimana disetiap variasi kompresi akan dilakukan mapping *ignition timing* untuk pengujian unjuk kerjanya. adapun tahap dari pengujiannya, yaitu :

1. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin, baik dari kondisi fisik, sistem kelistrikan, sistem pendingin, sistem pemasukan udara dan bahan bakar, sistem pengapian, kondisi alat ukur, dan *mensetting* ECU *Programmable* dengan memasukkan mapping awalan yang sudah *advanced*. Dimana settingan ini berupa mapping pengapian, durasi injeksi bahan bakar dan besarnya lambda yang diharapkan.
2. Mengosongkan tangki mandiri dan melakukan penggantian bahan bakar bensin dengan Bioetanol E85.
3. Memasukkan input data waktu pengapian 16° sebelum TMA ke penyetelan waktu pengapian (RPM/TPS Ignition) hingga waktu pengapian 28° sebelum TMA dengan interval 4°.
4. Menghidupkan mesin selama 10 menit pada putaran idle agar kondisi mesin stasioner (*steady state*) sebelum pengujian dimulai.
5. Blower dihidupkan.
6. Menjalankan mesin dengan melakukan pemindahan gigi transmisi dari gigi 1 hingga gigi maksimum yaitu gigi 6, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (*fully open throttle*). Pada kondisi ini putaran mesin sebesar 11000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari mesin Honda CB150R. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada *waterbrake dynamometer*.
7. Pembebanan *waterbrake dynamometer* sehingga putaran mesin berada pada 2000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 8000 rpm.

8. Jika putaran mesin sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran mesin (rpm), torsi (Lbf.ft), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar premium (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$), temperatur engine ($^{\circ}\text{C}$), dan temperatur oli ($^{\circ}\text{C}$).
9. Pada setiap tahap kenaikan putaran mesin dilakukan pencatatan data seperti pada poin 9 (sembilan). Dan harus diingat bahwa pencatatan data dilakukan pada saat putaran mesin dalam kondisi stabil.
10. Ulangi langkah 4-8 untuk variasi mapping advance ignition timing yang terbaik.

3.2.6 Akhir Pengujian

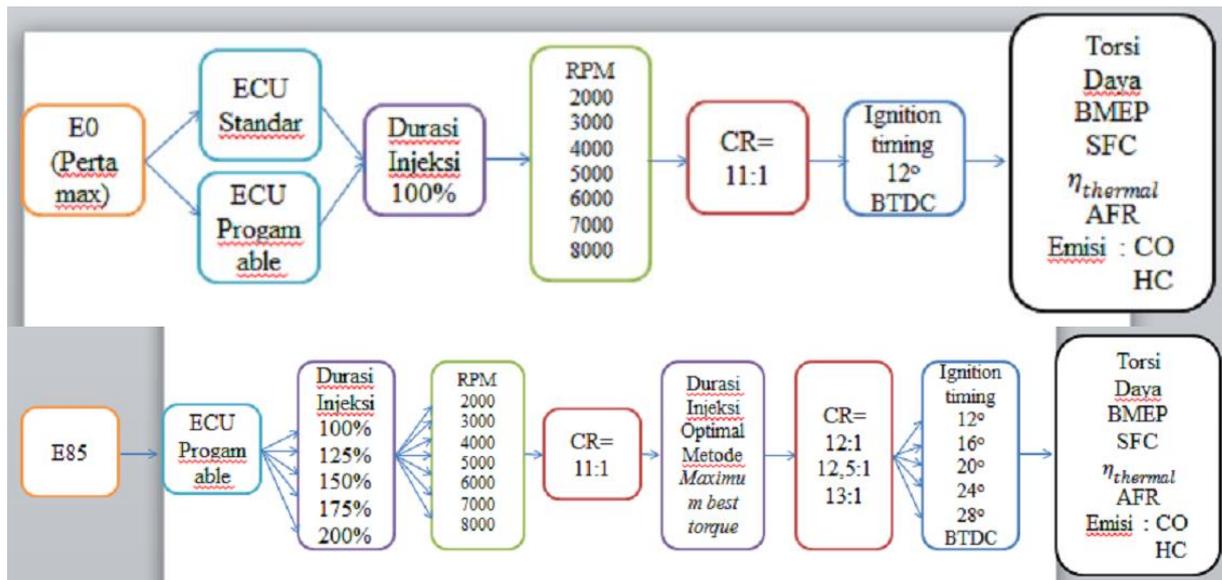
- a) Pengujian berakhir setelah semua data dicatat.
- b) Setelah pengujian selesai, pembebanan pada *waterbrake dynamometer* diturunkan secara perlahan-lahan.
- c) Putaran mesin diturunkan hingga kondisi idle ($1600 \pm$ rpm).
- d) Pada saat putaran idle, mesin dibiarkan sekitar lima menit sebelum dimatikan. Setelah itu mesin dapat dimatikan.

3.3 Rancangan Pengujian

Pada penelitian ini ditetapkan beberapa parameter *input* dan *output* sehingga hasil dari penelitian diharapkan sesuai dengan yang diharapkan. Adapun beberapa perancangan penelitian akan disajikan dalam tabel berikut:

Tabel 3.1 Parameter *input* dan *output* eksperimen

Parameter <i>Input</i>		Parameter <i>Output</i>		
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung	
<ul style="list-style-type: none"> • Engine CB150R • Bahan bakar E85 • Pemetaan Penginjeksian Bahan bakar secara MBT : 100%, 125%, 150%, 175%, 200% dari penginjeksian standar 	<ul style="list-style-type: none"> • Putaran <i>engine</i> (rpm) <ul style="list-style-type: none"> - 2000 - 3000 - 4000 - 5000 - 6000 - 7000 - 8000 • CR= <ul style="list-style-type: none"> 12:1. 12,5:1 13:1 	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Ignition Timing</i> <ul style="list-style-type: none"> 16$^{\circ}$ 20$^{\circ}$ 24$^{\circ}$ 28$^{\circ}$ 	<ul style="list-style-type: none"> • Putaran Poros Engine (RPM) • Emisi gas buang: <ul style="list-style-type: none"> - CO - HC • temperatur operasional: <ul style="list-style-type: none"> - Blok silinder ($^{\circ}\text{C}$) - Gas buang ($^{\circ}\text{C}$) - Pelumas ($^{\circ}\text{C}$) • Waktu konsumsi bahan bakar • Torsi 	<ul style="list-style-type: none"> • m Udara • AFR • BMEP (KPa) • Daya (kW) • SFC • η Thermal



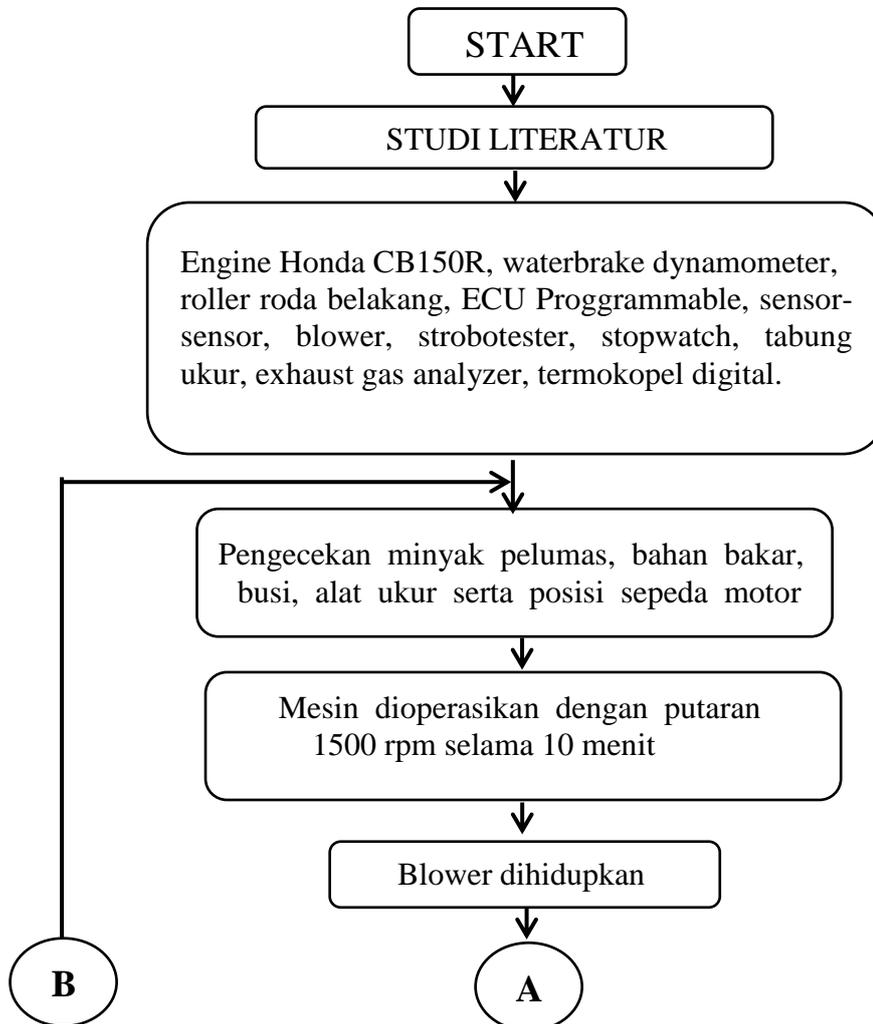
Gambar 3.12 Variasi Penelitian

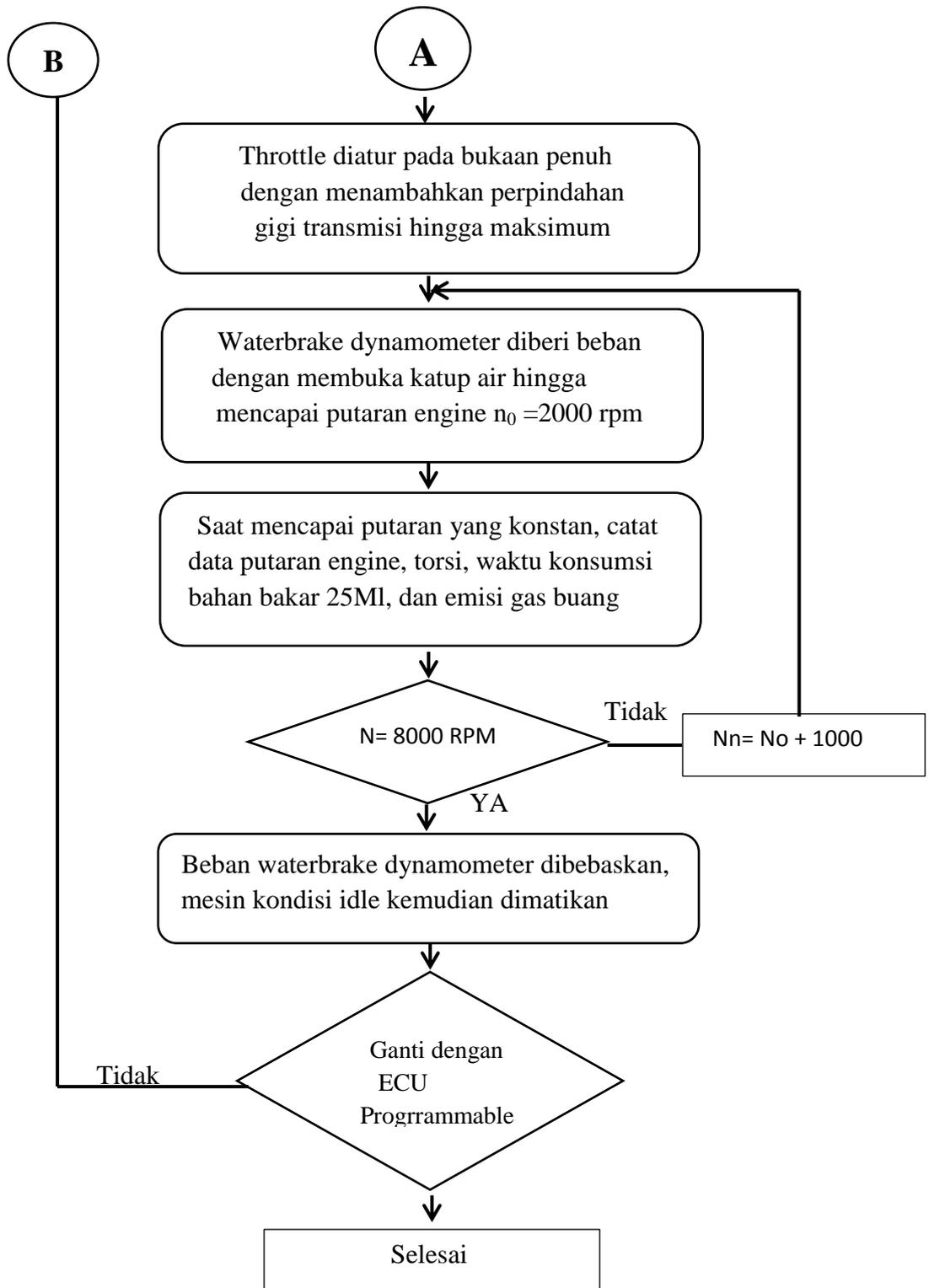
Dari penelitian ini maka nantinya pada setiap variasi yang dilakukan dapat diperoleh grafik antara lain:

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

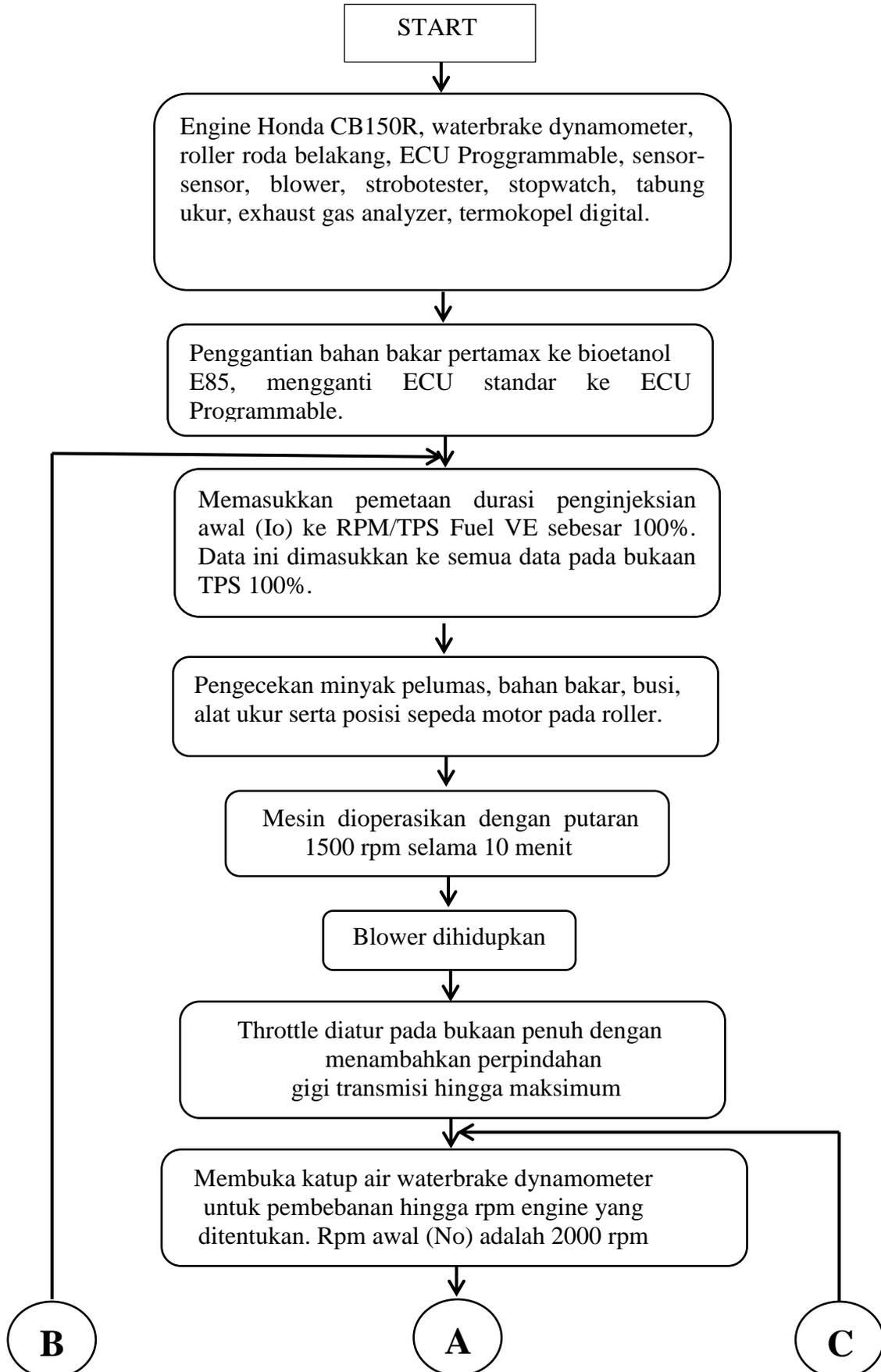
3.4 Flowchart Pengujian

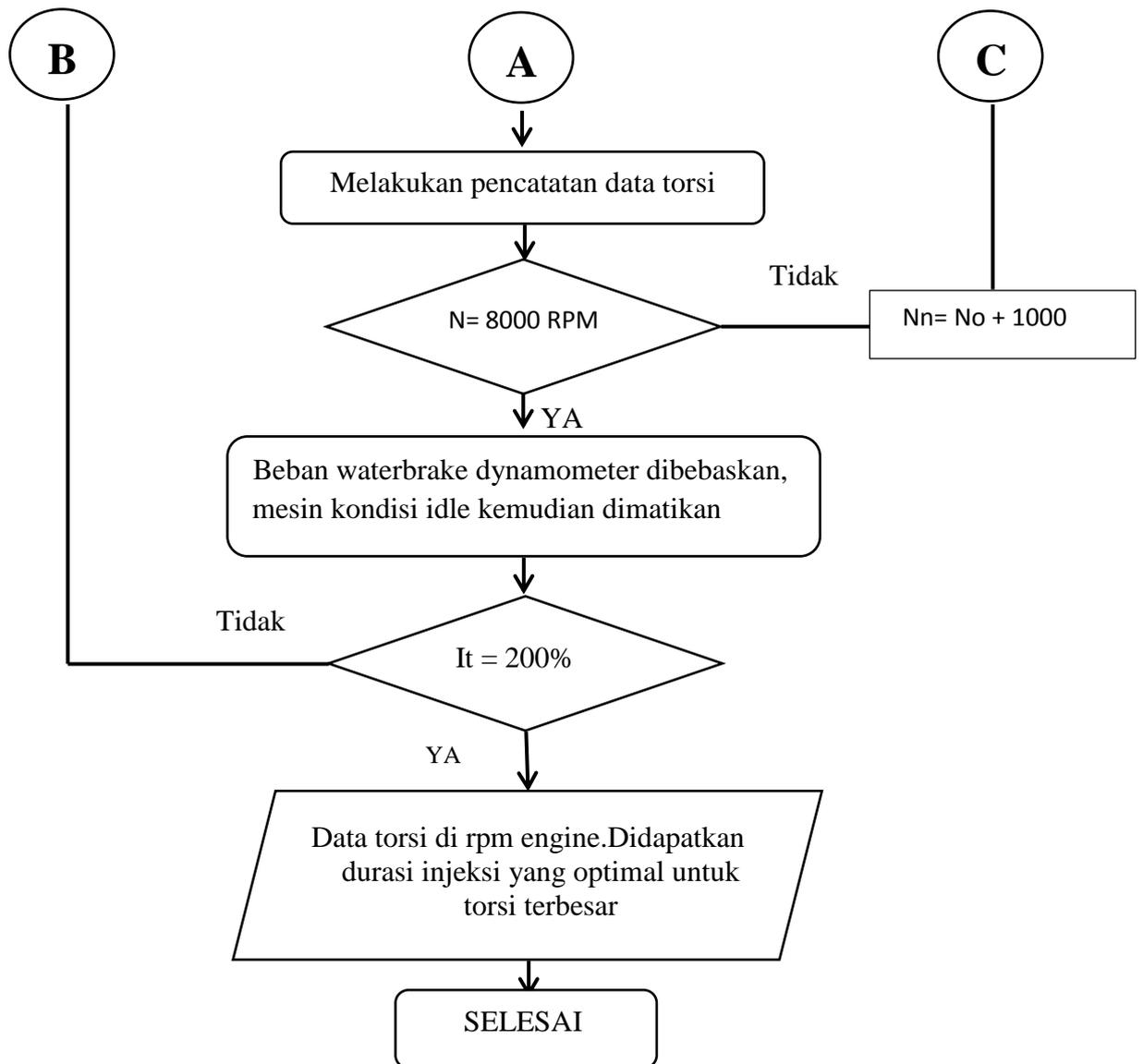
3.4.1 Pengujian Engine dengan Menggunakan ECU Standar dan ECU Programmable Berbahan Bakar Pertamina (RON 92)



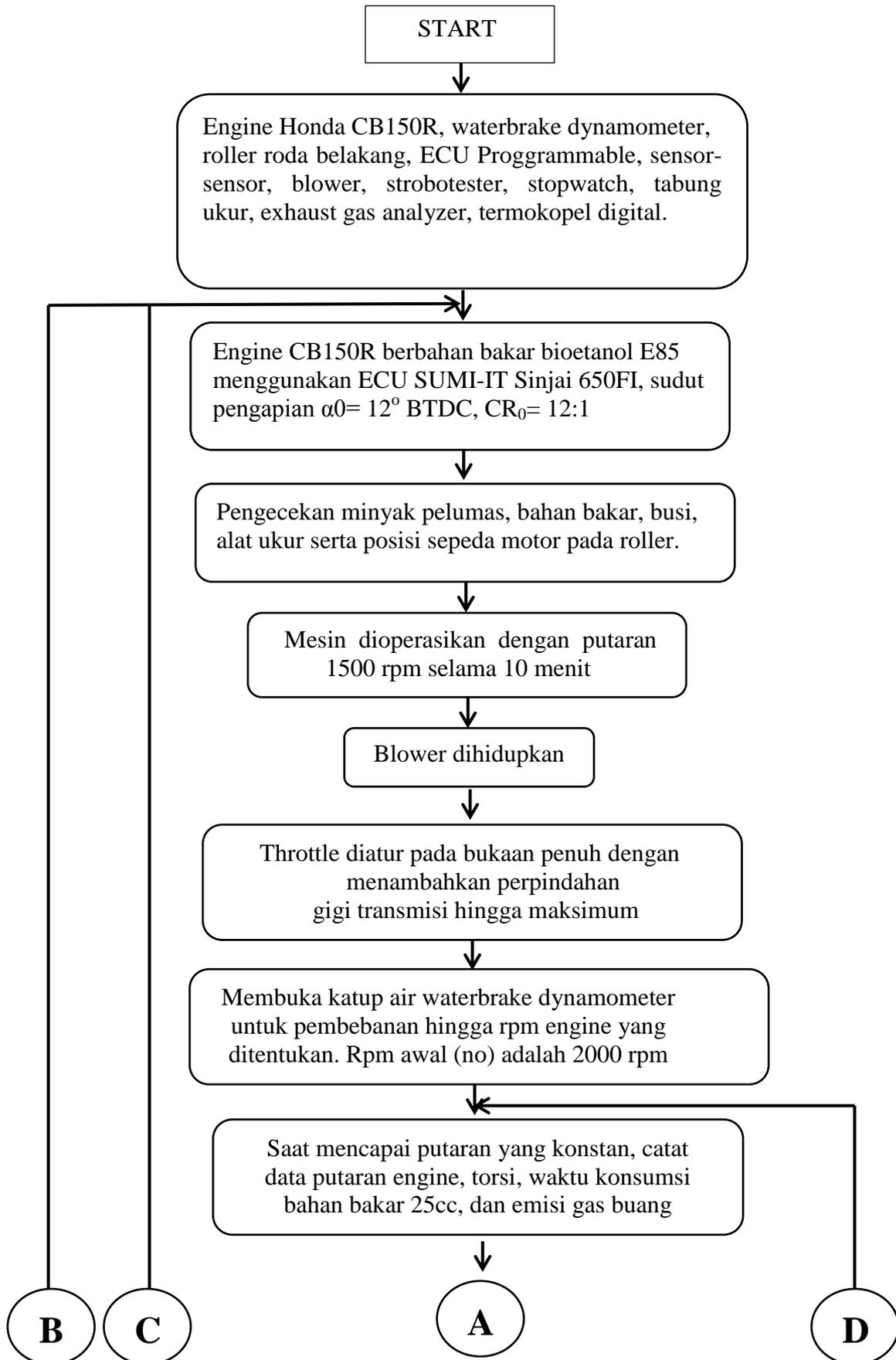


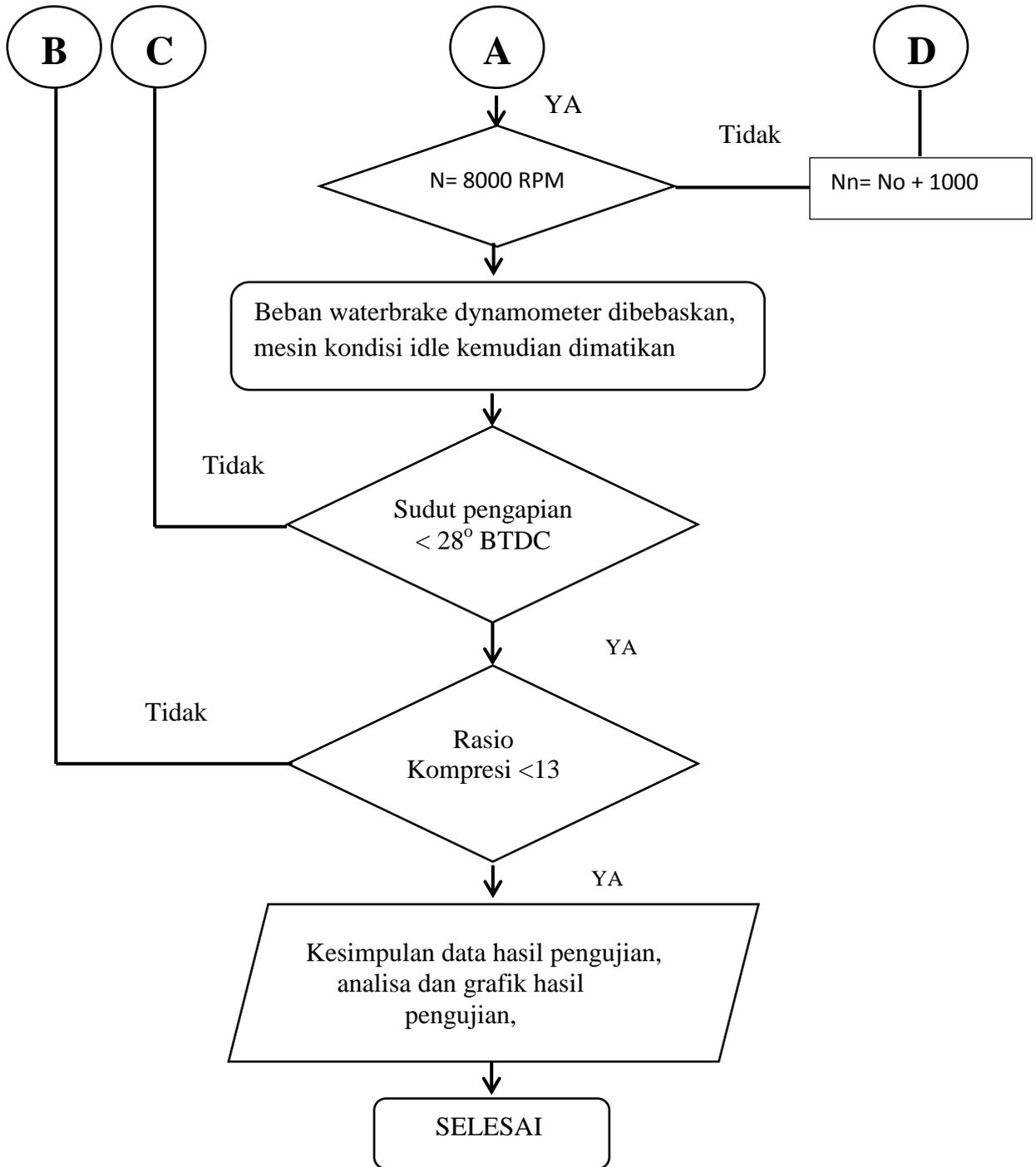
3.4.2 Variasi Durasi Penginjeksian Bahan Bakar





3.4.3 Variasi Rasio Kompresi dan Ignition Timing





(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

Bab 4 ini berisi tentang analisis dan pembahasan terhadap data hasil eksperimen pada *engine* Honda CB150R dengan bahan bakar bioetanol E85 yang divariasikan rasio kompresinya antara 12:1, 12,5:1, serta 13:1, dan pemetaan durasi injeksi bahan bakarnya antara 100%, 125%, 150%, 175%, dan 200%, serta *Ignition timingnya* yaitu 16°, 20°, 24°, dan 28° dalam upaya peningkatan unjuk kerja dari *engine* tersebut serta mengoptimalkan emisi gas buangnya.

4.1 Penghitungan Rasio Kompresi

Seperti yang telah dijelaskan pada Bab II, penghitungan rasio kompresi pada penelitian ini menggunakan persamaan 2.5 hingga 2.10. Pada penghitungan rasio kompresi, terdapat beberapa parameter yang harus diukur terlebih dahulu, yaitu:

- Diameter silinder (bore) : 63,5 mm = 6,35 cm
- Panjang langkah (stroke) : 47,2 mm = 4,72 cm
- Rasio kompresi awal : 11:1

1. Penghitungan Volume Clearance

Volume *clearance engine* CB150R untuk rasio kompresi 11:1 bisa dihitung melalui persamaan (2.5), kemudian untuk volume langkah bisa dihitung melalui persamaan (2.6).

$$\begin{aligned}V_L &= \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (6,35 \text{ cm})^2 \cdot 4,72 \text{ cm} \\ &= 149,479\end{aligned}$$

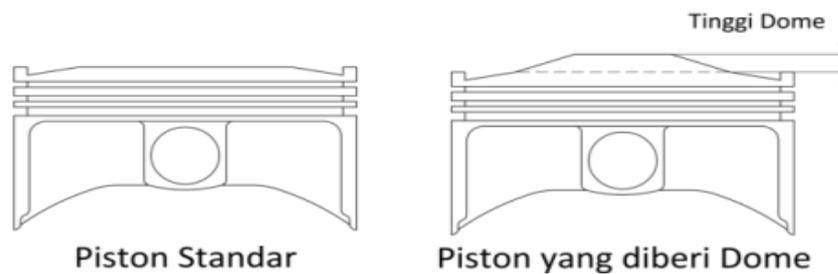
$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_C}$$
$$11 = 1 + \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_C}$$

$$10 = \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_C}$$

$$V_C = \frac{149,479 \text{ cm}^3}{10}$$

$$V_C = 14,949 \text{ cm}^3$$

2. Penghitungan Volume *Dome* Piston



Gambar 4.1 Komparasi Piston Standar dengan Piston yang Sudah Dimodifikasi

Dome piston harus ditambahkan agar bisa mencapai rasio kompresi sebesar 13:1. Berikut ini adalah penghitungan volume clearance untuk CR 13:1 ($V_{c(CR=13)}$) dan volume dome piston. Sedangkan gambar 4.1 diatas adalah gambar untuk merepresentasikan dimensi dari dome piston.

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_{C(CR=13)}}$$

$$13 = 1 + \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{C(CR=13)}}$$

$$12 = \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{C(CR=13)}}$$

$$V_{c(CR 13)} = \frac{149,479 \text{ cm}^3}{12}$$

$$V_{c(CR 13)} = 12,457 \text{ cm}^3$$

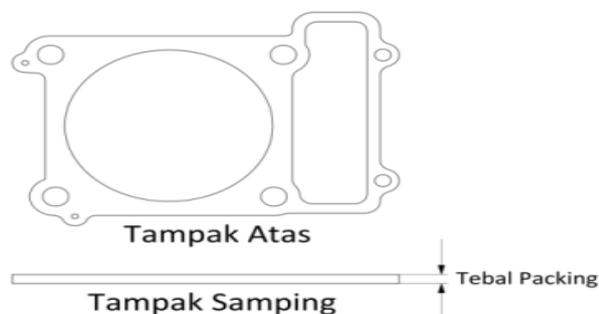
Maka besar volume *dome* piston adalah :

$$V_{dome} = V_c - V_{c(CR=13)}$$

$$V_{dome} = 14,948 \text{ cm}^3 - 12,457 \text{ cm}^3$$

$$V_{dome} = 2,491 \text{ cm}^3$$

3. Penentuan Tebal Packing



Gambar 4.2 Dimensi Tebal *Packing* yang Diubah

Setelah *dome* piston dibentuk, rasio kompresi akan menjadi 13:1, untuk mengurangi rasio kompresi menjadi 12,5:1, dan 12:1 diperlukan penambahan *packing*. Berikut ini adalah contoh penghitungan tebal *packing* untuk CR 12,5:1. Besarnya volume *clearance* untuk rasio kompresi 12,5:1 didapat dari persamaan (2.8). Sedangkan gambar 4.2 diatas adalah gambar untuk merepresentasikan dimensi dari *packing* yang digunakan pada penelitian ini.

$$\begin{aligned}
 CR &= 1 + \frac{V_L}{V_{C(CR=12,5)}} \\
 12,5 &= 1 + \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{C(CR=12,5)}} \\
 11,5 &= \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{C(CR=13)}} \\
 V_{C(CR=12,5)} &= \frac{149,479 \text{ cm}^3}{11,5} \\
 V_{C(CR=12,5)} &= 12,998 \text{ cm}^3
 \end{aligned}$$

Dari besar volume *clearance*, bisa didapatkan volume *packing* dari pengurangan antara volume *clearance* saat CR=12,5 dengan saat CR=13, maka.

$$\begin{aligned}
 V_{packing(CR=12,5)} &= V_{C(CR=12,5)} - V_{C(CR=13)} \\
 V_{packing(CR=12,5)} &= 12,998 \text{ cm}^3 - 12,457 \text{ cm}^3 \\
 V_{packing(CR=12,5)} &= 0,542 \text{ cm}^3
 \end{aligned}$$

Sehingga tebal *packing* untuk CR=12,5 bisa didapatkan dari persamaan (2.10) adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 V_{packing(CR=12,5)} &= \frac{\pi}{4} \times (D)^2 \times t_{packing(CR=12,5)} \\
 T_{packing(CR=12,5)} &= \frac{0,542 \text{ cm}^3}{\frac{\pi}{4} \cdot (6,35 \text{ cm})^2} \\
 T_{packing(CR=12,5)} &= \frac{0,542 \text{ cm}^3}{31,669 \text{ cm}^2} \\
 T_{packing(CR=12,5)} &= 0,01711 \text{ cm} \\
 T_{packing(CR=12,5)} &= 0,1711 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Penghitungan diatas diulangi lagi untuk rasio kompresi 12:1. Dari beberapa contoh penghitungan diatas didapatkan hasil yang sudah ditabelkan yaitu volume *clearance*, volume *dome*, dan tebal *packing*.

Tabel 4.1 Hasil Penghitungan Volume *Clearance* dan Volume Dome Piston

Rasio Kompresi(CR)	Volume Silinder (V_L)	Volume Clearance (V_C)	Volume Dome Piston (V_{dome})
11	149,479 cm ³	14,948 cm ³	2,491 cm ³
13		12,457 cm ³	

Tabel 4.2 Hasil Penghitungan Tebal *Packing*

Rasio Kompresi(CR)	Volume Clearance (cm ³)	Volume Packing (cm ³)	Tebal Packing	
			Cm	mm
13	12,456	-	-	-
12,5	12,998	0,542	0,01711	0,171
12	13,589	1,132	0,03576	0,358

4.2 Contoh Penghitungan

Pada penelitian ini, terdapat beberapa parameter output dari pengujian yang diukur dan dihitung. Parameter output yang diukur antara lain torsi (kgf.m), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar (sekon), emisi gas buang meliputi CO (% vol), dan HC (ppm vol), serta temperatur operasional meliputi temperatur *engine* (°C), temperatur oli (°C), dan temperatur gas buang (°C). Sedangkan parameter output yang dihitung antara lain daya/bhp (kW), tekanan efektif rata-rata/bmep (kPa), konsumsi bahan bakar spesifik/sfc (kg/HP.jam), serta efisiensi termal (%). Contoh penghitungan ini diambil pada kondisi data standar atau bahan bakar Pertamina RON 92, kompresi rasio 11:1, ECU yang digunakan masih ECU standar, dan pada putaran *engine* 5000 rpm. Adapun data-data yang diukur pada kondisi tersebut adalah sebagai berikut.

- Torsi : 1,184 kgf.m
- Waktu konsumsi 25 ml bahan bakar : 52,27 sekon
- Emisi gas buang CO : 3,132% vol
- Emisi gas buang HC : 75 ppm vol
- Temperatur engine : 98 °C
- Temperatur oli : 92 °C
- Temperatur gas buang : 516 °C

Karena parameter-parameter yang diukur sudah didapatkan, maka penghitungan untuk parameter-parameter yang dihitung bisa dilakukan.

4.2.1 Penghitungan Torsi

Pada pengujian sebenarnya sudah didapatkan besarnya nilai torsi pada putaran *engine* 5000 rpm, namun nilai torsi tersebut masih dalam satuan kgf.m, sehingga harus dikonversi terlebih dahulu ke satuan N.m agar penghitungan untuk daya, bmep, sfc, dan efisiensi termal bisa dilakukan. Berikut ini adalah hasil dari konversi satuan dari kgf.m ke N.m untuk torsi dari *engine*.

$$\text{Torsi} = 1,184 \text{ kgf. m} \cdot \left[\frac{9,80665 \text{ N}}{1 \text{ kgF}} \right]$$

$$\text{Torsi} = 11,611 \text{ Nm}$$

4.2.2 Penghitungan Daya

Daya yang dihasilkan oleh motor pembakaran dalam ada 3 jenis, yaitu *indicative horse power* (ihp), *brake horse power* (bhp), dan *friction horse power* (fhp). Daya yang digunakan dalam penghitungan ini adalah *brake horse power* (bhp) Untuk menghitung daya, persamaan yang digunakan adalah (2.12), yaitu.

$$\mathbf{bhp = \omega \cdot T = 2\pi \cdot n \cdot T \text{ (Watt)}}$$

Dimana:

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

Dimana data yang dibutuhkan untuk menghitung daya adalah sebagai berikut.

- Torsi : 11,611 N
- Putaran poros engine : 5000 rpm $\left[\frac{1 \text{ m}}{60 \text{ sekon}} \right] = 83,333 \text{ rps}$

Sehingga besarnya daya untuk putaran *engine* 5000 rpm adalah.

$$\begin{aligned} \text{bhp} &= 11,611 \text{ N} \cdot 2 \cdot \Pi \cdot 83,333 \text{ rps} \\ \text{bhp} &= 6183,504 \text{ Watt} \\ \text{bhp} &= 6,184 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.2.3 Penghitungan Tekanan Efektif Rata-rata (bmep)

Persamaan yang digunakan untuk menghitung besarnya tekanan efektif rata-rata adalah persamaan (2.16), yaitu.

$$\mathbf{bmep = \frac{(bhp \times z)}{(A \times L \times n \times i)} \text{ (Pa)}}$$

Dimana :

bhp : daya (Watt)

A : luas penampang piston (m²)

L : panjang langkah piston (m)

i : jumlah silinder

n : putaran engine (rps)

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

Untuk menghitung besarnya tekanan efektif rata-rata diperlukan beberapa data dari spesifikasi *engine* CB150R. Data-data yang diperlukan adalah sebagai berikut.

- Diameter silinder (D) : 63,5 mm = 0,0635 m
- Panjang langkah (l) : 47,2 mm = 0,0472 m
- Jumlah Silinder (i) : 1
- Koefisien (z) untuk motor 4 langkah : 2
- Putaran poros engine (n) : 83,333 rps

Besarnya luasan penampang piston bisa diperoleh melalui persamaan berikut ini.

$$A = \frac{\pi}{4} \times D^2 = \frac{\pi}{4} \times (0,0635 \text{ m})^2 = 3,167 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Sehingga besarnya bmep untuk putaran engine 5000 rpm adalah

$$B_{mep} = \frac{6,184 \text{ kW} \cdot 2}{3,167 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot 0,0472 \text{ m} \cdot 83,333 \text{ rps} \cdot 1}$$

$$B_{mep} = 488059,663 \text{ Pa} = 488,060 \text{ kPa}$$

4.2.4 Penghitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (sfc)

Konsumsi bahan bakar spesifik adalah banyaknya pemakaian bahan bakar yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan daya. Untuk menghitung konsumsi bahan bakar spesifik digunakan persamaan (2.19) dan (2.20), yaitu sebagai berikut.

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp}$$
$$m_{bb} = \frac{\rho_{bb} \cdot Volume_{bb}}{waktu}$$

Dimana:

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

m_{bb} : massa bahan bakar (kg)

ρ_{bb} : massa jenis bahan bakar (kg/m³)

Bhp : daya (Watt)

Dimana untuk menghitung sfc dibutuhkan beberapa parameter hasil pengukuran, antara lain sebagai berikut.

- Waktu konsumsi bahan bakar (t) : 52,27 sekon
- Volume bahan bakar (V_{bb}) : 25 ml = $25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
- Massa jenis bahan bakar (ρ_{bb}) : 740 kg/m³

Besarnya massa 25 ml bahan bakar Pertamina RON 92 adalah.

$$m_{bb} = 740 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$
$$m_{bb} = 0,0185$$

Dengan demikian laju aliran massa bahan bakar Pertamina RON 92 yang dikonsumsi pada putaran engine 5000 rpm adalah.

$$\dot{m}_{bb} = \frac{m_{bb}}{\text{waktu konsumsi 25 ml bahan bakar}}$$

$$\dot{m}_{bb} = \frac{0,0185 \text{ kg}}{52,27 \text{ sekon}}$$

$$\dot{m}_{bb} = 0,000354 \text{ kg/s}$$

Sehingga besarnya sfc untuk putaran engine 5000 rpm adalah.

$$\text{Sfc} = \frac{0,000354 \text{ kg/s}}{6183,504 \text{ Watt}}$$

$$\text{Sfc} = 5,724 \cdot 10^{-8} \text{ kg/watt.s}$$

$$\text{Sfc} = 0,000206 \text{ kg/Watt.jam}$$

$$\text{Sfc} = 0,154 \text{ kg/HP.jam}$$

4.2.5 Penghitungan Efisiensi Termal

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor. Dimana untuk menghitung besarnya efisiensi termal adalah dengan persamaan (2.24), yaitu.

$$\eta_{thermal} = \frac{bhp}{Q \cdot \dot{m}_{bb}}$$

Dimana:

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

m_{bb} : laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

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

Untuk menghitung efisiensi termal dibutuhkan beberapa data, antara lain.

- Daya : 6183,504 Watt
- Nilai kalor bawah bahan bakar : 42900000 J/kg
- Laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_{bb}) : 0,000354 kg/s

Dengan adanya parameter-parameter diatas, maka besarnya efisiensi termal untuk putaran 5000 rpm adalah.

$$\eta_{th} = \frac{6183,504 \text{ Watt}}{42900000 \frac{J}{kg} \cdot 0,000354 \frac{kg}{s}}$$

$$\eta_{th} = 0,407 = 40,7\%$$

4.2.6 Penghitungan Air Fuel Ratio

Untuk mencari besarnya AFR pada penelitian ini menggunakan *pitot static tube* yang dihubungkan dengan *inclined manometer* yang bertujuan untuk mencari laju aliran massa udara yang akan melewati saluran intake (*throttle body*) dari *engine* Honda CB150R. Setelah laju aliran massa udara diketahui, besarnya AFR dapat dihitung dengan membandingkan antara laju aliran massa udara dengan laju aliran massa bahan bakar. Berikut ini adalah data-data yang diambil melalui pengukuran dalam pengujian.

- Selisih ketinggian fluida pada *inclined manometer* 15° (Δh) : 10 mm
- Selisih ketinggian fluida aktual (Δh_{aktual}) : 2,588 mm = 0,002588 m
- Massa jenis udara pada 27 °C (ρ_{udara}) : 1,17682 kg/m³
- Massa jenis red oil ($\rho_{red\ oil}$) : 801,186 kg/m³
- Diameter saluran intake (*throttle body*) : 30 mm = 30.10⁻³ m
- Percepatan gravitasi : 9,81 m/s²
- Laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_{bb}) : 0,000354 kg/s

Dari data-data diatas bisa dicari besarnya tekanan dinamis dari aliran udara melalui persamaan berikut ini.

$$P_{dinamis} = P_0 - P = \rho_{red\ oil} \cdot g \cdot \Delta h_{aktual}$$

Dimana:

- P₀ : tekanan stagnasi
- P : tekanan statis

Maka besar tekanan dinamis adalah.

$$P_0 - P = 801,186 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,002588 \text{ m}$$

$$P_0 - P = 20,342 \text{ Pa}$$

Kemudian setelah tekanan dinamis dari aliran udara diketahui, kecepatan udara bisa dicari dengan persamaan.

$$V_{\text{udara}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_0 - P)}{\rho_{\text{udara}}}}$$

Maka besar kecepatan udara adalah.

$$V_{\text{udara}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 20,342 \text{ Pa}}{1,17682 \text{ kg/m}^3}}$$

$$V_{\text{udara}} = 5,880 \text{ m/s}$$

Setelah itu bisa diketahui laju aliran massa udara dengan persamaan berikut ini.

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \rho_{\text{udara}} \cdot Q_{\text{udara}}$$

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \rho_{\text{udara}} \cdot V_{\text{udara}} \cdot A_{\text{intake}}$$

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \rho_{\text{udara}} \cdot V_{\text{udara}} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{intake}}^2\right)$$

$$\dot{m}_{\text{udara}} = 1,1763 \text{ kg/m}^3 \cdot 5,880 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (30 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2\right)$$

$$\dot{m}_{\text{udara}} = 0,00489 \text{ kg/s}$$

Sehingga setelah laju aliran massa udara diketahui, maka besarnya *Air Fuel Ratio* untuk putaran engine 5000 rpm bisa dihitung dengan persamaan berikut ini.

$$\text{AFR} = \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{bb}}}$$

$$\text{AFR} = \frac{0,00489 \text{ kg/s}}{0,000354 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = \frac{13,812}{1}$$

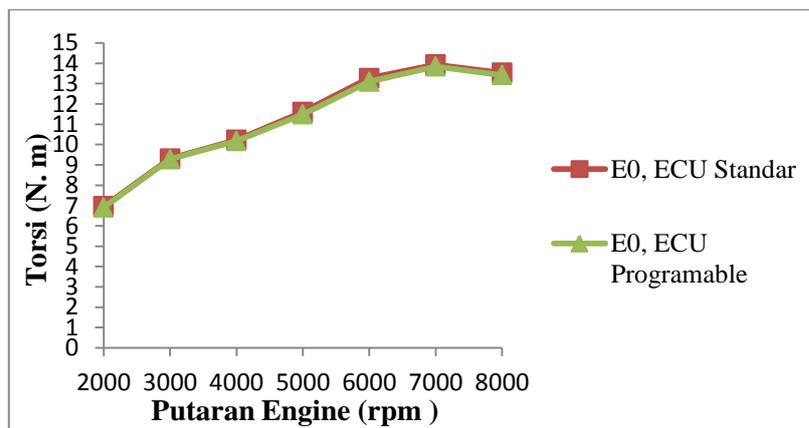
Maka besarnya *Air Fuel Ratio* pada putaran engine 5000 rpm adalah sebesar 13,812:1.

4.3 Analisis Unjuk Kerja Engine Menggunakan Bahan Bakar Pertamax (RON 92)

Sebelum dilakukan pengujian dengan bahan bakar campuran bioethanol 85% dan pertamax 15% dengan variasi rasio kompresi dan pemetaan durasi injeksi dan *ignition timing*., maka terlebih dahulu dilakukan pengujian untuk mengetahui unjuk kerja dan emisi gas buang engine Honda CB150R pada kondisi standar. Hal ini dilakukan agar nanti pada hasil datanya dapat dilakukan analisa komparasi. Pada pengujian ini, dilakukan dengan bahan

bakar standar yaitu Pertamina (RON 92) yang dimaksudkan sebagai data acuan dalam penelitian ini. Pada pengujian data acuan ini digunakan dua jenis Electronic Control Unit (ECU), yaitu ECU standar sebagai patokan dan ECU *progambale* untuk engine Honda CB150R ini. Hal ini bertujuan untuk mengetahui apakah ECU *progamable* layak digunakan dalam penelitian ini atau tidak berdasarkan torsi *engine* Honda CB150R tersebut.

Dari pengujian yang telah dilakukan, didapatkan data berupa torsi dari *engine* Honda CB150R pada penggunaan bahan bakar Pertamina (RON 92) dengan ECU standar dan ECU *progambale*. Pengujian dilakukan pada putaran *engine* antara 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, dan 8000 rpm. Pengukuran terhadap torsi yang dikeluarkan oleh *engine* dilakukan menggunakan *waterbrake dynamometer*, sehingga hasil dari pengujian dapat langsung terbaca berupa data torsi dengan satuan kgf.m, yang nantinya akan dikonversi dan diolah terlebih dahulu sebelum disajikan dalam bentuk grafik. Data hasil pengukuran torsi *engine* dapat ditunjukkan dalam gambar 4.1 berikut.



Gambar 4.3 Grafik Torsi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Dari gambar 4.3 diatas ditunjukkan *trendline* yang merepresentasikan torsi dari *engine* pada tiap putaran *engine* dan jenis ECU yang digunakan. Torsi yang dihasilkan oleh *engine* Honda CB150R pada kedua jenis ECU akan mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya putaran *engine* dari 2000 rpm hingga 7000 rpm dan akan mengalami penurunan pada putaran *engine* 7000 rpm hingga 8000 rpm. Pada ECU standar, torsi yang dihasilkan sebesar 6,958 N.m pada putaran rendah 2000 rpm yang kemudian akan cenderung naik hingga mencapai torsi maksimum pada putaran tinggi 7000 rpm yaitu sebesar 13,935 N.m dan selanjutnya torsi dari *engine* akan menurun hingga 13,524 N.m pada putaran tinggi 8000 rpm. Pada ECU *Progamable*, torsi yang dihasilkan sebesar 6,909 N.m pada putaran rendah 2000 rpm

yang kemudian akan cenderung naik hingga mencapai torsi maksimum pada putaran tinggi 7000 rpm yaitu sebesar 13,837 N.m dan selanjutnya torsi dari *engine* akan menurun hingga 13,416 N.m pada putaran tinggi 8000 rpm.

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, sehingga 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.

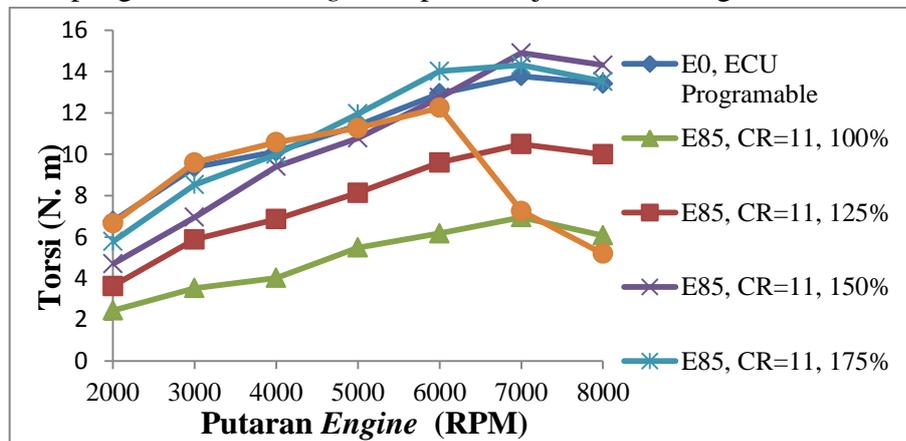
Dari data diatas bisa dihitung bahwa pada putaran rendah 2000 rpm, penurunan torsi akan terjadi sebesar 0,704 % bila mengganti ECU standar dengan ECU *programmable*. Pada putaran 7000 rpm, penurunan torsi yang terjadi adalah sebesar 0,703 % dari ECU standar, dan pada putaran *engine* 8000 rpm, penurunan torsi yang terjadi adalah sebesar 0,797 % dari ECU standar. Walaupun terjadi penurunan torsi, ECU *programmable* dianggap layak untuk digunakan pada penelitian ini karena penurunan torsi yang terjadi sangat kecil. Oleh karena itu, pada analisa-analisa selanjutnya dibandingkan dengan E0 dengan penggunaan ECU *programmable*.

4.4 Analisis Unjuk Kerja Pemetaan Durasi Injeksi, Pemetaan Ignition Timing dan Variasi Rasio Kompresi Berbahan Bakar E85

4.4.1 Pemetaan Durasi Injeksi

Penelitian ini menggunakan bahan bakar bioethanol E85 pada *engine* Honda CB150R dengan beragam rasio kompresi 12, 12,5 dan 13 serta variasi ignition timing 16° BTDC hingga 28° BTDC dengan interval 4° . Pengujian ini dilakukan pada putaran rpm 2000 hingga 8000 dengan interval 1000 rpm. Pertama yang dilakukan adalah mengatur injeksi bahan bakar yang semula mempunyai kapasitas penyemprotan 153cc/menit. hal ini dilakukan karena *engine* yang dipergunakan adalah mesin dengan stoikiometri bahan bakar sebesar 14,7:1. Sedangkan bahan bakar yang digunakan adalah bioethanol E85 yang mempunyai stoikiometri 9,8 : 1. Maka dari itu perlu dilakukan pemetaan durasi injeksi pada *engine* Honda CB150R ini. Dari pengujian didapatkan data berupa torsi dari *engine* Honda CB150R pada penggunaan bahan bakar Bioetanol E85 dengan ECU *programmable*. Pengujian dilakukan pada putaran *engine* antara 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, dan 8000 rpm. Pengukuran terhadap torsi yang dikeluarkan oleh *engine* dilakukan

menggunakan *waterbrake dynamometer* sehingga hasil dari pengujian dapat langsung terbaca berupa data torsi dengan satuan kgf.m, yang nantinya akan dikonversi dan diolah terlebih dahulu sebelum disajikan dalam bentuk grafik. Data hasil pengukuran torsi *engine* dapat ditunjukkan dalam gambar 4.4 berikut.

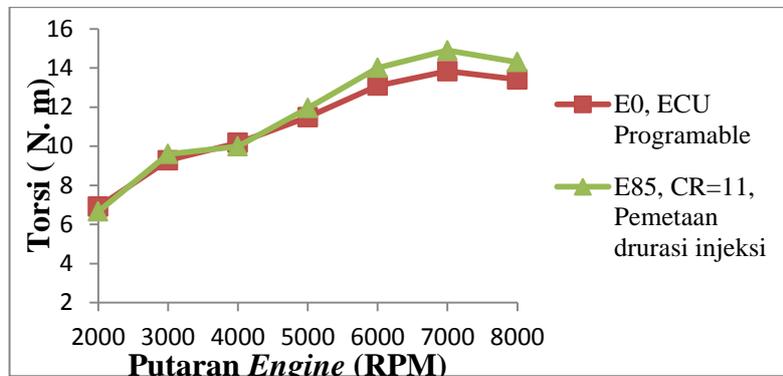


Gambar 4.4 Grafik Torsi Vs Putaran *Engine* (RPM)

Dari gambar 4.4 diatas ditunjukkan *trendline* yang mempresentasikan torsi dari *engine* pada tiap putaran *engine* dan variasi durasi penginjeksian bahan bakar dengan pemakaian bahan bakar Bioetanol 85% (E85). Torsi yang dihasilkan oleh durasi 100%, 125%, 150%, dan 175% memiliki *trendline* yang hampir sama dengan *trendline* yang ditunjukkan oleh bahan bakar Pertamina yaitu nilai torsi terus meningkat hingga putaran 7000 rpm kemudian turun saat di putaran 8000 rpm. Hal ini tidak terjadi pada durasi 200%, pada durasi ini nilai torsi terus meningkat hingga putaran 6000 rpm kemudian turun drastis di putaran 7000 rpm dan 8000 rpm. Penurunan torsi yang drastis ini disebabkan oleh semakin tingginya putaran *engine* membuat proses pembakaran bakar semakin cepat sedangkan jumlah bahan bakar yang di injeksikan sama sehingga membuat banyak bahan bakar yang tidak terbakar yang membuat torsi semakin menurun.

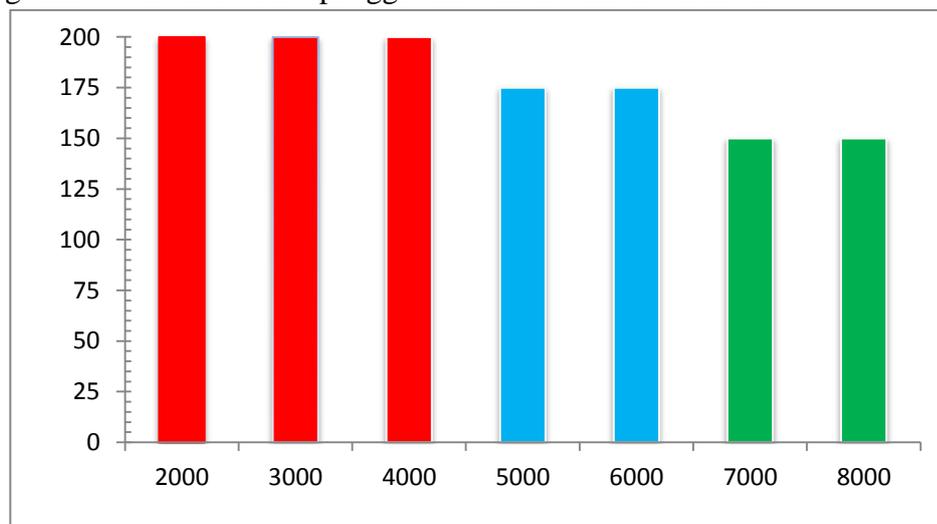
Bila grafik diatas di ambil dari sampel putaran *engine* 7000 , bisa dilihat pada pemakaian bahan bakar bioethanol dengan pemetaan durasi injeksi 100% torsi mengalami penurunan sebesar 49,7% dari torsi bahan bakar pertamax (E0). Maka dari itu untuk meningkatkan torsi *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioethanol E85 dibutuhkan pemetaan durasi injeksi. Pada pemetaan durasi injeksi 125% torsi meningkat dari pemetaan durasi injeksi 100% sebesar 33,6%, namun masih berada dibawah dari torsi bahan bakar pertamax (E0). Pada pemetaan durasi injeksi 150% torsi meningkat sebesar 29,63% terhadap torsi pemetaan durasi injeksi 125% dan 7,1% terhadap torsi bahan bakar pertamax (E0). Pada pemetaan durasi injeksi 175% torsi meningkat sebesar 3,2% terhadap torsi bahan bakar pertamax (E0), namun mengalami penurunan

sebesar 3,9% terhadap pemetaan injeksi 150%. Dan pada pemetaan durasi injeksi 200% torsi mengalami penurunan signifikan sebesar 48% terhadap torsi bahan bakar pertamax (E0) dan 49,3% terhadap pemetaan durasi injeksi 175%.



Gambar 4.5 Grafik Torsi Pemetaan Durasi Injeksi MBT Fungsi Putaran Engine (RPM)

Gambar 4.5 merupakan pengujian pemetaan durasi injeksi bahan bakar terhadap engine Honda CB150R berbahan bakar pertamax (E0) dan bioethanol 85% (E85). Pemetaan durasi injeksi bahan bakar yang dilakukan adalah menambah besar durasi injeksi yang masuk, dari 100% hingga 200%. persentase angka menunjukkan *injection size* yang diatur pada remot ECU yang dihubungkan dengan ECU *proggamamble*. Pemetaan durasi injeksi ini dilakukan dengan metode *Maximum Best Torque* (MBT). Dari gambar 4.5 terlihat dari *trendline* grafiknya bahwa torsi yang dihasilkan oleh pemetaan durasi injeksi pada E85 lebih besar dari torsi dengan bahan bakar Pertamax (E0), sehingga dengan pemetaan durasi injeksi ini bisa disimpulkan terjadi peningkatan nilai torsi dari penggunaan bahan bakar Pertamax.

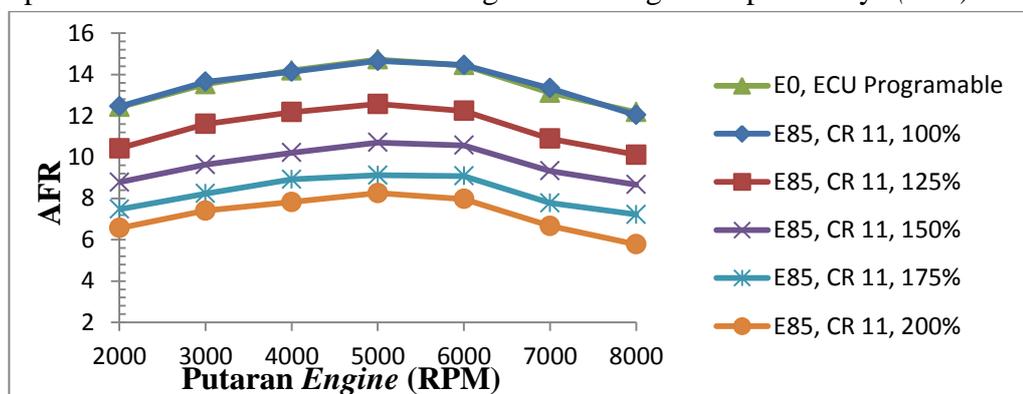


Gambar 4.6 Grafik Mapping Injeksi Optimal Tiap putaran Engine

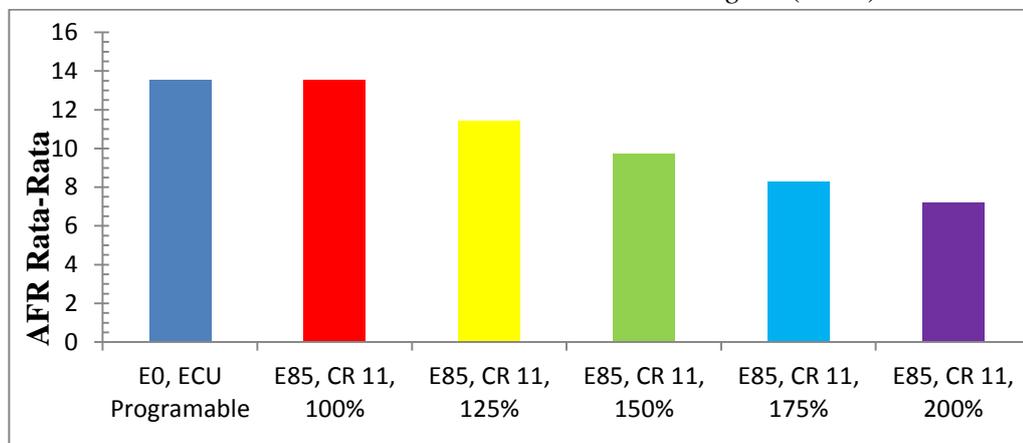
Dari gambar 4.6 terlihat hasil pengujian dengan variasi pemetaan durasi injeksi pada *engine* Honda CB150R. dari grafik diatas didapat pemetaan yang optimal untuk *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioethanol E85 yaitu pada putaran *engine* 2000 hingga 4000 rpm terbaik pada pemetaan injeksi bahan bakar 200%, putaran *engine* 5000 dan 6000 rpm pada pemetaan durasi injeksi bahan bakar 175%, serta pada putaran 7000 dan 8000 rpm pemetaan durasi injeksi bahan bakar 150%.

4.4.1.1 Analisa Air Fuel Ratio Pemetaan Durasi injeksi

Air Fuel Ratio merupakan ukuran perbandingan antara massa udara dan massa bahan bakar per satuan waktu. Dimana ukuran tersebut akan dibandingkan dengan nilai AFR teoritis. Bahan bakar yang digunakan dalam penelitian ini adalah pertamax (E0) dan bioethanol (E85) yang mempunyai AFR teoritis 9,8:1. Sedangkan AFR teoritis dari bahan bakar pertamax adalah 14,7:1. Bila ukuran massa udara dan massa bahan bakar per satuan waktu lebih besar dari nilai teoritisnya, maka campuran bahan bakar dan udara dikategorikan ke dalam capuran miskin (*lean*). Sebaliknya bila ukuran massa bahan bakar dan massa udara bernilai di bawah nilai AFR teoritisnya, maka campuran bahan bakar dan udara dikategorikan sebagai campuran kaya (*rich*).

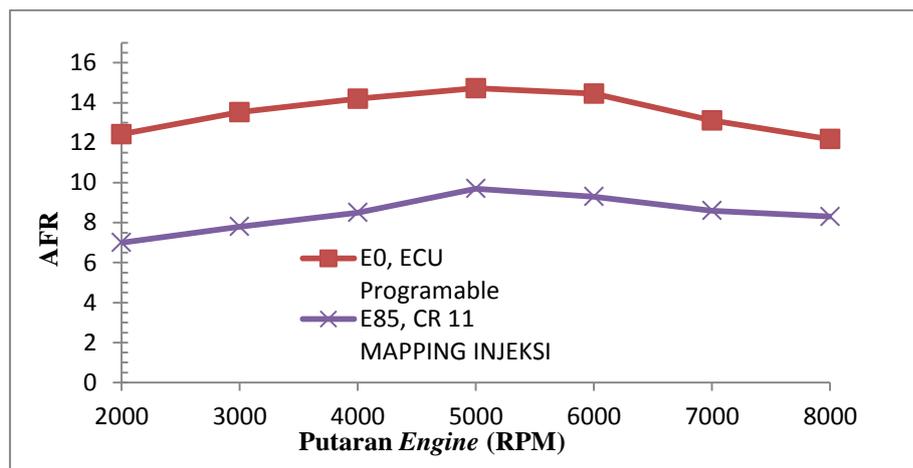


Gambar 4.7 Grafik AFR vs Putaran Engine (RPM)

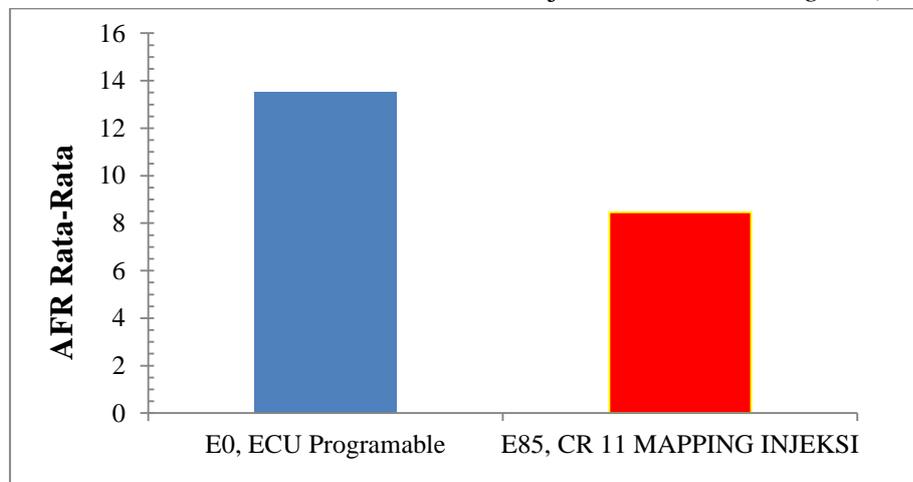


Gambar 4.8 Grafik Rata-rata AFR Variasi Pemetaan Durasi Injeksi

Dari gambar 4.7 dan 4.8 diatas bisa diamati bahwa dengan penggantian bahan bakar ke bioetanol, AFR bahan bakar bioethanol akan semakin kaya seiring penambahan durasi penginjeksian hingga 200%. Dengan penggunaan Bioetanol E85 durasi injeksi standar (100%) dari *engine*, AFR rata-rata yang didapatkan adalah sebesar 13,530:1, meningkat sebesar 0,1% dari 13,516:1 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)



Gambar 4.9 Grafik AFR Pemetaan Durasi Injeksi Vs Putaran Engine (RPM)



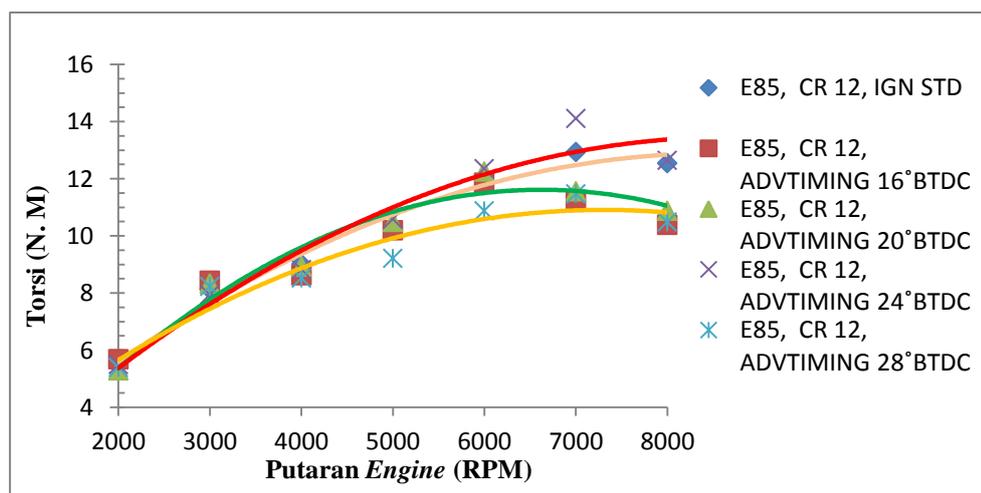
Gambar 4.10 Grafik Rata-rata AFR Pemetaan Durasi Injeksi

Pada pemakaian Bioetanol E85, dengan meningkatkan durasi penginjeksian bahan bakar dari 125% sampai 175%, torsi dari *engine* akan semakin besar dari durasi 100%. Hal ini terjadi karena AFR dari *engine* semakin turun akibat laju aliran massa bahan bakar yang terus bertambah sedangkan laju aliran massa udaranya relatif tetap. Masing-masing penurunan dari AFR Pertamina adalah sebesar 15,4%, 28,4%, dan 38,8% untuk durasi 125%, 150%, dan 175%. AFR yang semakin turun ini menyebabkan pembakaran yang terjadi semakin sempurna, karena AFR *stoikiometri* dari bioethanol 85% adalah 9,8:1, lebih kaya dari pada bahan bakar Pertamina. Pada durasi injeksi 150%, torsi yang dihasilkan di putaran tinggi yaitu 7000 dan 8000 rpm nilainya paling tinggi dari durasi injeksi yang lainnya. Hal ini terjadi karena pada durasi injeksi 150%, AFR yang dihasilkan paling mendekati dengan AFR *stoikiometri* dari bioetanol. Sedangkan pada durasi 200%, terjadi penurunan torsi yang drastis dari putaran 6000 rpm sampai 8000 rpm. Hal ini terjadi karena AFR rata-rata yang dihasilkan pada durasi 200% adalah 7,21:1. AFR tersebut terlalu kaya untuk bahan bakar bioetanol yang artinya pasokan bahan bakar terlalu banyak, sehingga di putaran tinggi torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

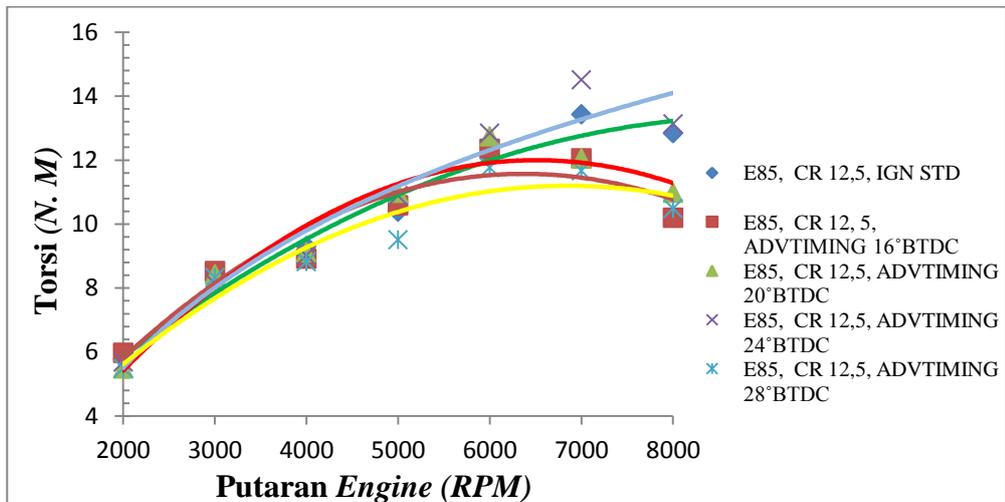
4.4.2 Pemetaan *Ignition Timing* dan Variasi Rasio Kompresi

4.4.2.1 Analisa Torsi Pemetaan *Ignition Timing* Pada Setiap Rasio Kompresi

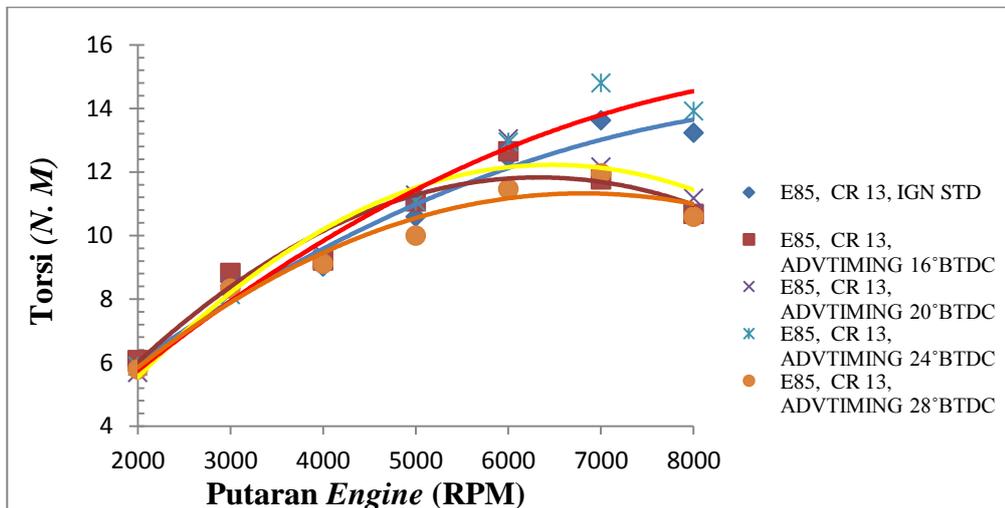
Grafik-grafik torsi yang di hasilkan dari setiap pemetaan *ignition timing* pada setiap variasi rasio kompresi ditunjukkan oleh gambar dibawah.



Gambar 4.11 Grafik torsi fungsi rpm pada CR 12



Gambar 4.12 Grafik torsi fungsi rpm pada CR 12,5



Gambar 4.13 Grafik torsi fungsi rpm pada CR 13

Dari grafik-grafik torsi fungsi rpm diatas, terlihat adanya tren kenaikan torsi mulai dari putaran rendah hingga mencapai torsi maksimum pada putaran tertentu. kemudian torsi mengalami penurunan pada putaran lebih tinggi. Hal ini disebabkan, semakin tinggi putaran *engine* maka turbulensi aliran yang masuk ke ruang bakar akan semakin tinggi dan menyebabkan pencampuran bahan bakar dan udara semakin baik serta perambatan api juga semakin cepat sehingga torsi akan meningkat. Setelah putaran *engine* semakin tinggi maka akan semakin besar kerugian-kerugian yang terjadi, seperti kerugian berupa gesekan dan adanya pembakaran yang kurang sempurna. semakin tinggi putaran *engine* maka friksi yang terjadi juga semakin besar. Selain itu pembakaran campuran bahan bakar dan udara dalam ruang bakar juga memerlukan waktu. Ketika putaran tinggi, maka dimungkinkan pengapian yang terjadi tidak cukup cepat untuk membakar seluruh bahan bakar dalam

ruang bakar, atau dengan kata lain semakin banyak sisa bahan bakar yang belum terbakar dalam ruang bakar..

4.4.2.2 Hasil Pemetaan *Ignition Timing*

Hasil dari pemetaan *ignition timing* pada setiap variasi rasio kompresi ditunjukkan oleh tabel dibawah ini.

Tabel 4.3 Pemetaan *Ignition timing* E85 Rasio Kompresi 12

RPM	ADV TIMING	TORSI N.M
2000	16°	5,684
3000	16°	8,428
4000	20°	8,918
5000	24°	10,584
6000	24°	12,348
7000	24°	14,112
8000	24°	12,642

Tabel 4.4 Pemetaan *Ignition timing* E85 Rasio Kompresi 12,5

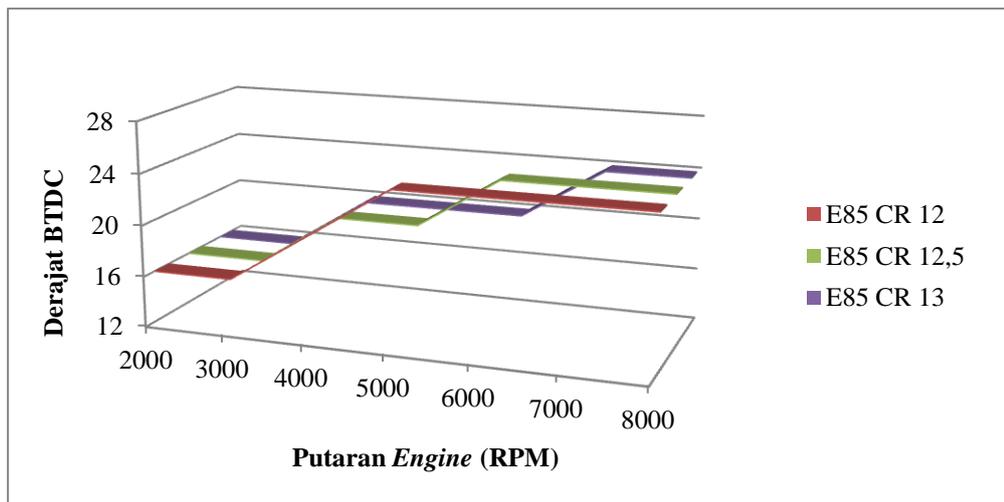
RPM	ADV TIMING	TORSI N.M
2000	16°	5,978
3000	16°	8,526
4000	20°	9,114
5000	20°	10,976
6000	24°	12,838
7000	24°	14,504
8000	24°	13,132

Tabel 4.5 Pemetaan *Ignition timing* E85 Rasio Kompresi 13

RPM	ADV TIMING	TORSI N.M
2000	16°	6,076
3000	16°	8,82
4000	20°	9,408
5000	20°	11,27
6000	20°	12,936
7000	24°	14,798
8000	24°	13,916

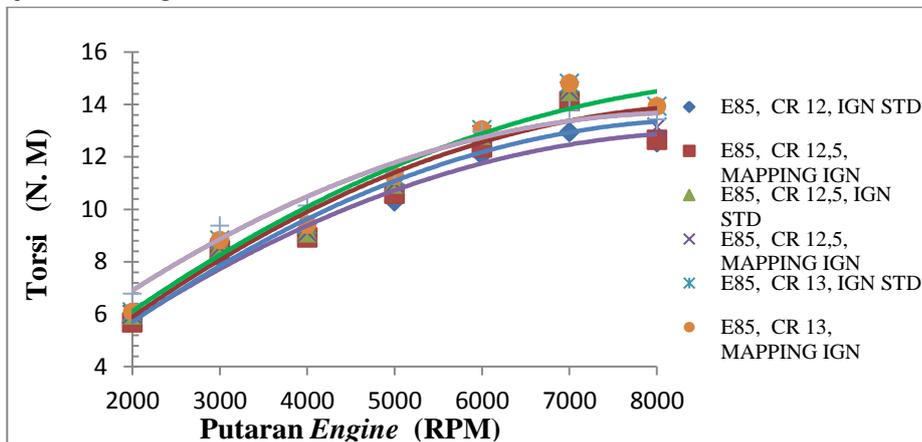
Dari data tabel diatas adalah hasil pemetaan *Ignition timing* yang optimal dengan menggunakan metode *Maximum Best Torque* (MBT). Untuk setiap pemetaan *Ignition timing* yang diberikan, diambil *ignition timing* yang

menghasilkan torsi terbesar di setiap putaran mesin. Terlihat bahwa *Ignition timing* yang optimal untuk *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioethanol E85 antara rentang 16° hingga 24° pada putaran 2000 sampai 8000 rpm. Tidak menutup kemungkinan bahwa pada putaran *engine* di atas 8000 rpm waktu pengapian akan mengalami perubahan juga.



Gambar 4.14 Pemetaan *Ignition Timing* Metode MBT Untuk Honda CB150R Berbahan Bakar E85

Torsi hasil pemetaan *ignition timing* terbaik pada semua rasio kompresi ditunjukkan oleh gambar dibawah ini.



Gambar 4.15 Torsi Hasil Pemetaan *Ignition Timing* vs Putaran Engine (RPM) Berbahan Bakar E85

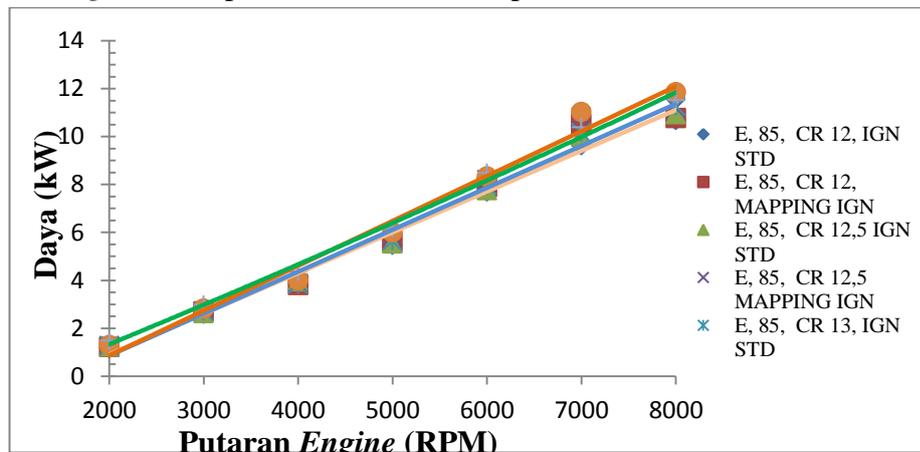
Grafik diatas jika diambil sampel pada putaran *engine* 7000 RPM, torsi hasil pemetaan *igniton timing* mengalami kenaikan terhadap *ignition timing* standar pada semua variasi rasio kompresi, yaitu naik sebesar 8,33% pada CR 12, 7,43% pada CR 12,5, dan 7,94% pada CR 13. Dan jika di dibandingkan dengan

torsi kondisi standar *engine* yang menggunakan bahan bakar pertamax (E0), torsi juga mengalami kenaikan pada setiap variasi rasio kompresi, yaitu naik sebesar 1,94% pada CR 12, 4,59% pada CR 12,5, dan 6,49% pada CR 13.

Torsi hasil variasi rasio kompresi dan pemetaan *ignition timing* yang paling besar adalah pada CR 13:1 dengan *igniton timing* rentang 16° - 24° BTDC. Hal ini bisa terjadi karena kadar ethanol yang tinggi membuat nilai oktan yang tinggi. Nilai oktan yang tinggi terkompensasi dengan rasio kompresi yang tinggi pula sehingga dapat meningkatkan torsi dari mesin. Selain itu nilai kecepatan api laminar ethanol yang tinggi dapat mempersingkat waktu pengapian pada ethanol, maka dari itu dengan memajukan *ignition timing* juga dapat meningkatkan torsi karena pembakaran terjadi semakin mendekati sempurna yang membuat nilai torsi menjadi meningkat.

4.4.2.3 Analisa Daya

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. Berikut adalah daya hasil pemetaan *ignition timing* terbaik pada semua rasio kompresi.



Gambar 4.16 Grafik daya efektif vs Putaran Engine (RPM)

Dari gambar 4.16 diatas menunjukkan *trendline* daya *engine* pada tiap putaran yang diperlakukan dengan pemetaan *ignition timing* dan dalam kondisi standar pada setiap variasi rasio kompresi. Daya yang dihasilkan dari *engine* dengan *ignition timing* standar mengalami peningkatan seiring dengan bertambahnya putaran *engine* dari 2000 hingga 8000 rpm. Pada waktu pengapian standar, daya tertinggi yang dihasilkan saat CR 12 sebesar 10,68 KW, saat CR 12,5 sebesar 10,93 KW, dan saat CR 13 sebesar 11,26 KW.

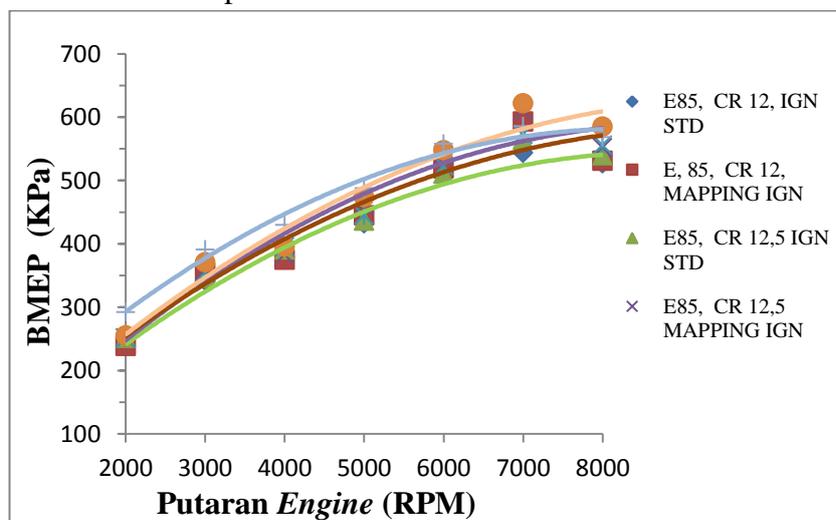
Semakin cepat putaran mesin, maka putaran poros juga semakin cepat. Akan tetapi, pada putaran tertentu torsi dan friksi yang terjadi lebih besar dari

pada kenaikan putaran yang terjadi. Hal ini akan mengakibatkan daya menurun. Daya akan menurun pada putaran tertentu dan pada umumnya pada putaran tinggi. Pada pengujian ini didapatkan daya naik seiring dengan bertambahnya putaran mesin. Hal ini dikarenakan pengujian hanya dilakukan pada batas 8000 rpm.

Pemetaan *ignition timing* yang dilakukan menghasilkan peningkatan daya jika dibandingkan dengan daya yang diperoleh pada *ignition timing* standar pada semua variasi rasio kompresi, yaitu naik sebesar 0,77% pada CR 12. Pada CR 12,5 naik 2,23 % dari daya *ignition standar*. dan 4,92% pada CR 13 yang bernilai, masing masing peningkatan daya terjadi pada putaran mesin 7000 rpm yang merupakan nilai daya terbesar. Dan jika dibandingkan dengan daya yang dihasilkan oleh *engine* dalam kondisi standar yang menggunakan bahan bakar pertamax (E0) daya mengalami peningkatan sebesar 19,4% pada CR12, 45,6% pada CR 12,5 da, 64,4 % pada CR13. Hal ini menjelaskan bahwa daya akan naik dengan menggunakan bahan bakar bioethanol khususnya E85 seiring dengan naiknya rasio kompresi karena nilai oktan yang tinggi pada ethanol terkompensasi dengan kenaikan rasio kompresi. sebenarnya rasio kompresi bisa saja lebih di naikan, tetapi mengingat akan terjadi kerusakan mekanik pada *engine* Karena suhu operasional juga semakin tinggi jika rasio kompresi terus dinaikan.

4.4.2.4 Analisa Tekanan Efektif Rata-rata

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. Berikut adalah tekanan efektif rata-rata yang dihasilkan dari pemetaan *ignition timing* pada semua variasi rasio kompresi.



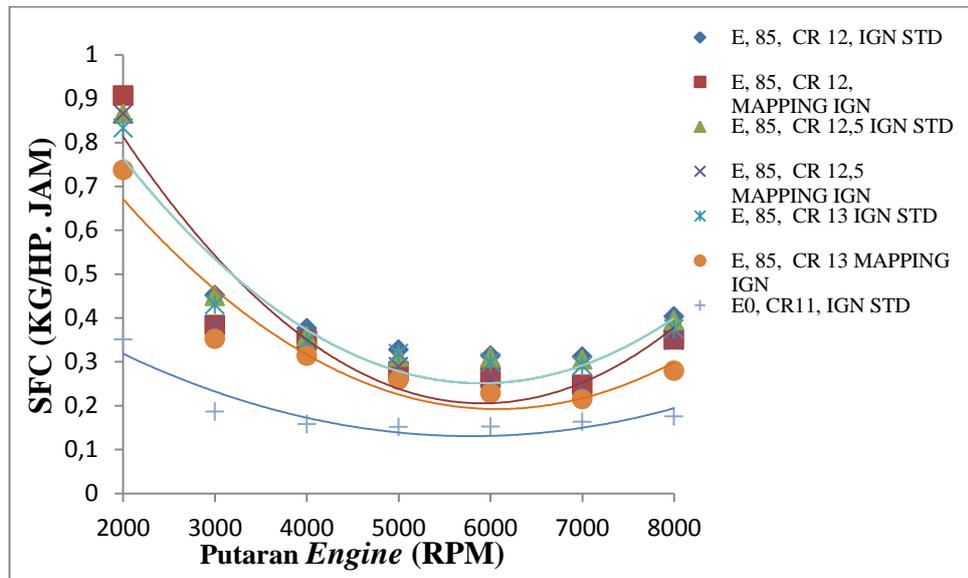
Gambar 4.17 Grafik BMEP vs Putaran Engine (RPM)

Perubahan tekanan yang terjadi dalam silinder pada saat proses pembakaran akan mempengaruhi emisi mesin yang dihasilkan. Besarnya perubahan tekanan disebabkan oleh pelepasan panas saat proses pembakaran yang disertai proses ekspansi dan kompresi oleh langkah piston dalam silinder. Variasi siklus sangat diperhitungkan dalam menentukan *ignition timing*. Perubahan *ignition timing* yang terlalu maju maupun mundur akan berdampak pada penyimpangan perubahan tekanan yang mencolok dari satu siklus ke siklus berikutnya dan akan mempengaruhi tenaga dan emisi yang dihasilkan mesin. Tekanan Efektif rata-rata piston sangat dipengaruhi oleh *ignition timing* dari busi. Apabila *ignition timing* tidak tepat, maka tekanan piston akan menurun. Hal ini juga terlihat pada grafik di atas. Pada *ignition timing* 16° dan 20° BTDC memiliki tekanan tertinggi pada putaran rendah hingga menengah, namun akan menurun seiring dengan bertambahnya putaran mesin menuju ke putaran tinggi karena pada friksi dan losses yang terjadi semakin besar yang menyebabkan nilai torsi menurun sehingga bmep pun ikut menurun.

Hasil Pemetaan *ignition timing* yang dilakukan terjadi kenaikan bmep jika dibandingkan dengan *ignition timing* standar pada setiap variasi rasio kompresi, bmep 8,3% pada CR 12, bmep naik 7,43% pada CR 12,5 dan naik 7,94% pada CR 13. Peningkatan bmep terjadi masing-masing pada putaran mesin 7000 rpm yang merupakan nilai bmep terbesar. Hal ini dikarenakan pada kondisi unjuk kerja pemetaan *ignition timing* seiring dengan bertambahnya putaran mesin dengan estimasi tercapainya pembakaran yang dapat menghasilkan *peak pressure* yang optimal. Hasil Pemetaan *ignition timing* yang dilakukan juga terjadi kenaikan bmep pada setiap variasi rasio kompresi jika dibandingkan dengan kondisi *engine* standar yang menggunakan bahan bakar E0, bmep naik 1,25% pada CR 12, naik 3,9% pada CR 12,5 dan naik 5,82% pada CR 13.

4.4.2.5 Analisa Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

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 sempurnanya pembakaran, maka yang dihasilkan semakin bagus. konsumsi bahan bakar spesifik hasil dari pemetaan *ignition timing* pada semua rasio kompresi ditunjukkan oleh gambar dibawah ini.



Gambar 4.18 Grafik SFC vs Putaran Engine (RPM)

Dari gambar 4.18 diatas ditunjukkan *trendline* yang merepresentasikan konsumsi bahan bakar spesifik dari *engine* pada tiap rasio kompresi dan putaran *engine*. Sfc yang dihasilkan oleh *engine* Honda CB150R pada semua variasi rasio kompresi akan mengalami penurunan drastis dari putaran *engine* 2000 rpm hingga 3000 rpm, kemudian *trendline* grafik terus turun namun dari 3000 rpm hingga 7000 rpm, kemudian akan mengalami peningkatan pada putaran *engine* 7000 rpm hingga 8000 rpm. *Trendline* tersebut berbeda dengan yang dihasilkan oleh E0. Pada penggunaan E0, *trendline* grafik turun dari putaran 2000 ke 3000 rpm, kemudian dari putaran 3000 sampai 7000 rpm, *trendline* grafik terlihat konstan, kemudian akan naik pada putaran 8000 rpm. Hal ini disebabkan oleh semakin tingginya turbulensi aliran seiring dengan penambahan putaran mesin, sehingga homogenitas campuran bahan bakar dan udara menjadi baik dan menghasilkan pembakaran yang lebih sempurna. 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.

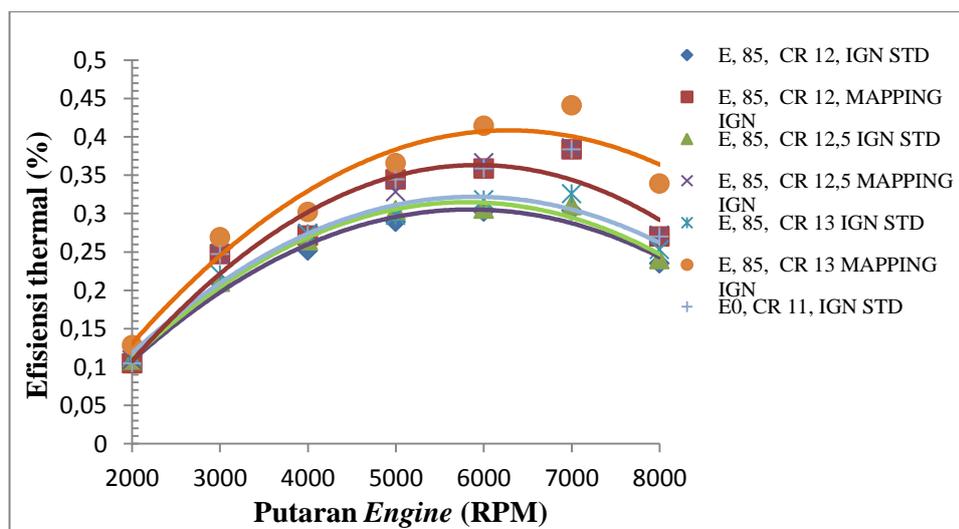
Pada grafik diatas jika di diambil satu sampel *putaran engine* pada 7000 rpm. Pada hasil pemetaan *ignition timing* dengan rasio kompresi 12:1, sfc yang dihasilkan sebesar 0,24722 kg/HP.jam. Sfc tersebut meningkat 33,93% dari sfc yang dihasilkan oleh E0, dan turun sebesar 20,6% dari *ignition timing* standar. Pada rasio kompresi 12,5:1, sfc yang dihasilkan sebesar 0,24584 kg/HP.jam. Sfc tersebut meningkat 33,55% dari sfc yang dihasilkan oleh E0, dan turun sebesar 19,45% dari *ignition timing* standar. Sedangkan pada rasio kompresi 13:1, sfc yang dihasilkan sebesar 0,2149 kg/HP.jam. Sfc

tersebut meningkat 23,98% dari sfc yang dihasilkan oleh E0, dan turun sebesar 26,20% dari *ignition timing* standar.

Konsumsi bahan bakar spesifik akan turun dengan bertambahnya putaran *engine*, namun akan meningkat saat putaran tertentu. Hal ini disebabkan karena pada saat putaran rendah dengan beban yang harus diterima *engine* lebih besar saat *engine* bekerja pada putaran tinggi menyebabkan pasokan bahan bakar yang harus lebih banyak. Sedangkan daya yang dihasilkan pada putaran rendah sangat kecil, sehingga sfc yang dihasilkan menjadi besar. Pada saat putaran tinggi, dengan penurunan daya yang dihasilkan oleh *engine*, menyebabkan sfc akan lebih besar dari pada saat *engine* bekerja pada putaran menengah. Kemudian dengan penggantian bahan bakar dari E0 ke E85, menyebabkan meningkatnya SFC. Hal ini disebabkan karena LHV yang dimiliki oleh bioetanol lebih kecil dari LHV Pertamina. Kemudian dengan penambahan rasio kompresi menyebabkan nilai sfc dari penggunaan E85 di semua putaran menjadi turun. Hal ini disebabkan dengan penambahan rasio kompresi akan menyebabkan tekanan yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih tinggi dari rasio kompresi standar yang besarnya 11:1 yang menyebabkan daya dari *engine* menjadi lebih besar, sehingga nilai dari sfc akan turun

4.4.2.6 Analisa Efisiensi Thermal (η_{th})

Efisiensi 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. Efisiensi thermal hasil dari pemetaan *ignition timing* terbaik ditunjukkan oleh gambar dibawah ini.



Gambar 4.19 Grafik Efisiensi Thermal vs Putaran Engine (RPM)

Pada saat putaran rendah proses pencampuran bahan bakar dan udara berlangsung kurang baik, dikarenakan turbulensi dari campuran udara dan bahan bakar yang masuk kurang baik, sehingga pembakaran yang terjadi kurang sempurna. Seiring dengan bertambahnya putaran mesin, akan ada saat dimana turbulensi dan waktu pembakaran mencapai kondisi yang terbaik sehingga mendapatkan efisiensi yang paling optimal. Pada putaran yang lebih tinggi, turbulensi campuran bahan bakar dan udara yang terjadi cukup besar, sehingga pencampuran bahan bakar dan udara baik. tetapi bahan bakar menjadi banyak terbuang dikarenakan *ignition timing* yang tidak dimajukan akan berbanding terbalik dengan kecepatan rambat api dari busi yang konstan.

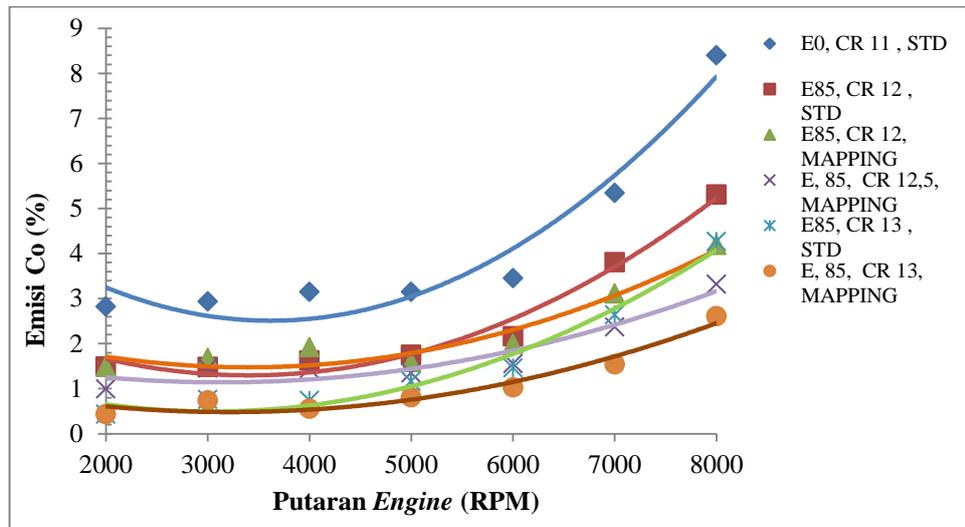
Efisiensi thermal dipengaruhi oleh besarnya torsi yang dihasilkan oleh *engine*. Dengan bertambahnya torsi lebih besar maka membuat nilai daya dari *engine* juga semakin besar. Sementara itu, daya yang dihasilkan dari *engine* dipakai untuk penyebut dalam perhitungan efisiensi thermal yang dibagi dengan nilai kalor bawah (NKB) bahan bakar dikalikan dengan laju aliran bahan bakar. Maka dapat disimpulkan, semakin besar nilai daya yang dihasilkan oleh *engine* membuat nilai efisiensi thermal semakin tinggi.

Pemetaan *ignition timing*, mendapatkan puncak tertinggi dari efisiensi thermal terdapat pada CR 13 dengan kenaikan 26,2% dari nilai efisiensi thermal pada CR 13 tanpa pemetaan *ignition timing*. kemudian pada CR 12,5 mengalami kenaikan sebesar 19,4%, serta pada CR 12 mengalami kenaikan sebesar 12,45% dari pengondisian tanpa pemetaan *ignition timing*. Efisiensi thermal hasil pemetaan *ignition timing* jika dibandingkan dengan kondisi *engine* standar berbahan bakar E0 dimana, puncak tertinggi dari efisiensi thermal terdapat pada CR 13 dengan kenaikan 1,6%, 0,18% pada CR 12,5 dan 0,6% pada CR12 dari nilai efisiensi thermal pada kondisi *engine* standar berbahan bakar E0.

4.5 Analisa Emisi Gas Buang

4.5.1 Emisi 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 salah satunya karena kurang sempurnanya pembakaran di ruang bakar. Emisi CO yang dihasilkan dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



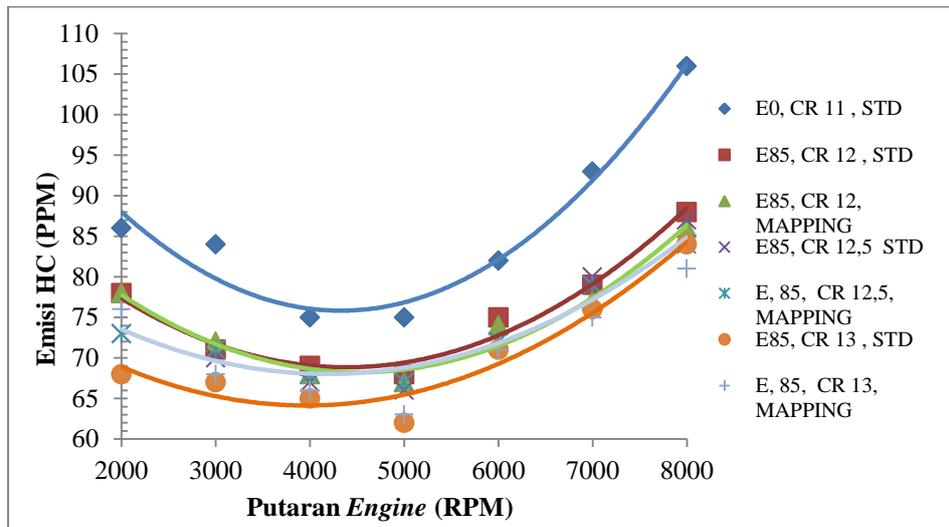
Gambar 4.20 Emisi CO vs Putaran Engine (RPM)

Pada grafik emisi CO vs rpm di atas, didapatkan *trendline* yang cenderung sama untuk tiap advance *ignition timing*. Pada grafik di atas terlihat nilai CO meningkat seiring dengan meningkatnya putaran mesin. Peningkatan emisi CO disebabkan oleh semakin kayanya campuran bahan bakar dan udara. Kekayaan campuran disebabkan oleh berkurangnya pasokan udara karena semakin mengecilnya perbedaan tekanan antara udara atmosfer dan di ruang silinder.

Emisi CO rata-rata yang dihasilkan oleh E0 adalah 4,17%. Dengan melakukan pemetaan *ignition timing* emisi CO turun sebesar 45,39% pada CR12, 57,36% pada CR 12,5, dan 76,65% pada CR 13. Pemetaan *ignition timing* juga dapat menurunkan emisi CO rata-rata dibandingkan dengan *ignition timing* standar, masing-masing turun 9,6% pada CR 12, 14,29% pada CR12,4, dan 32,75% pada CR 13.

4.5.2 Emisi HC

Emisi HC atau *Unburned Hidrokarbon* (uHC) adalah sejumlah bahan bakar yang tidak ikut terbakar selama proses pembakaran berlangsung. Secara umum 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*. Pada putaran yang lebih tinggi, waktu pembakaran akan semakin cepat sehingga kadar bahan bakar yang belum terbakar akan semakin banyak. Untuk bahan bakar yang belum terbakar akan terbuang melalui outlet gas buang *engine* dan mengandung emisi HC yang keluar melalui knalpot. Emisi HC hasil pengujian pemetaan *igniton timing* pada setiap rasio kompresi di tunjukan oleh gambar di bawah ini.

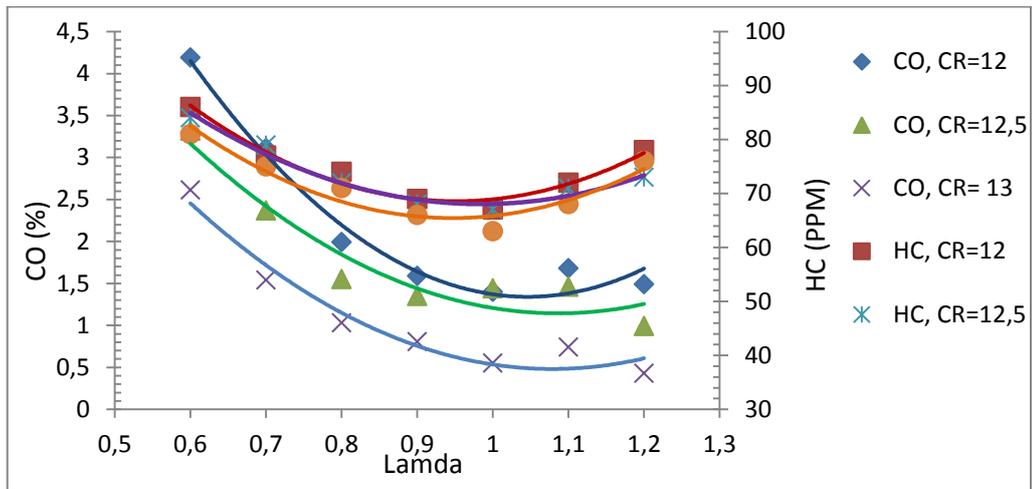


Gambar 4.21 Emisi HC vs Putaran Engine (RPM)

Gambar 4.21 di atas menunjukkan emisi HC seiring bertambahnya putaran engine. Pada putaran rendah emisi HC cenderung tinggi dan menurun seiring bertambahnya putaran engine. Setelah emisi HC berada pada titik terendah akan mengalami kenaikan hingga rpm berada pada 8000 rpm. Hal ini disebabkan oleh kesamaan jumlah bahan bakar yang diinjeksikan untuk setiap perubahan derajat pengapian. Sehingga proses pembakarannya cenderung sama. Dengan perlakuan pemetaan *ignition timing*, didapatkan penurunan emisi HC rata-rata pada kondisi CR 12 sebesar 0,83%, CR12,5 sebesar 0,24%, dan CR 13 sebesar 0,06%. Dan jika dibandingkan dengan EO emisi HC mengalami penurunan sebesar 13,1% pada CR 12, 14,4% pada CR 12,5 dan 14,8% pada CR 13.

4.5.3 Emisi Co dan HC fungsi Lamda

Emisi gas buang yang dihasilkan oleh engine ditentukan oleh campuran udara dan bahan bakar yang terjadi pada proses pembakaran tersebut. apabila campuran yang terjadi stoikiometri ($\lambda = 1$), maka emisi yang dihasilkan relative rendah. Apabila campuran yang terjadi kaya ($\lambda < 1$), maka emisi yang dihasilkan akan tinggi tetapi mendapatkan performance yang lebih baik, serta apabila campuran yang terjadi miskin ($\lambda > 1$) emisi yang dihasilkan relative rendah tetapi performa mesin akan lebih rendah jikandibandingkan campuran kaya. Emisi fungsi lamda yang dihasilkan pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar dibawah ini.

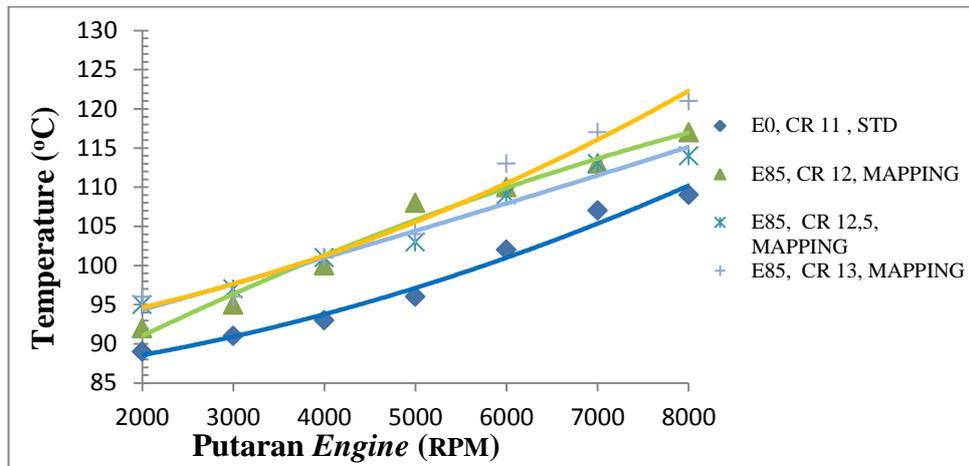


Gambar 4.22 Emisi CO dan HC fungsi Lamda

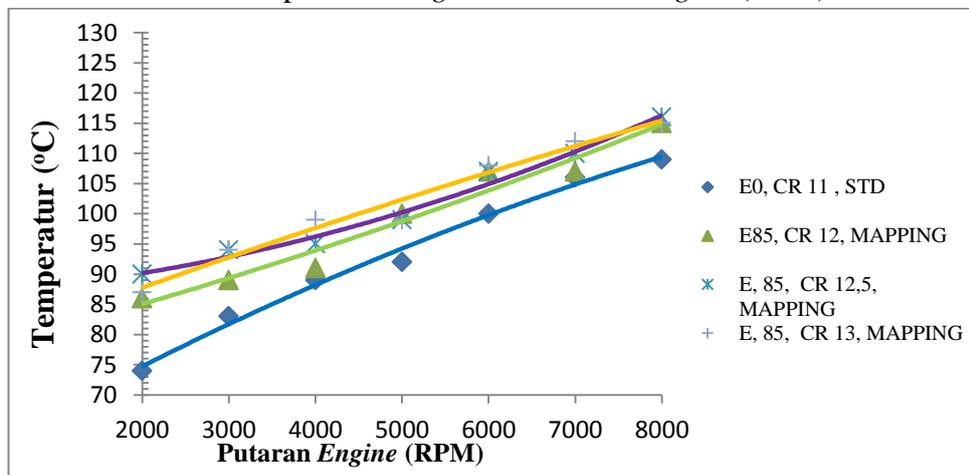
Dari gambar diatas di dapatkan tren emisi CO dan HC yang tinggi pada campuran kayaa ($\lambda < 1$), hal ini disebabkan oleh kurangnya suplai udara pada campuran tersebut, sehingga ada sebagian bahan bakar yang tidak terbakar yang membuat nilai CO dan HC naik, tetapi nilai HC dan CO akan menurun seiring dengan campuran yang mendekati stoikiometri ($\lambda = 1$), hal ini terjadi karena pembakaran yang terjadi semakin mendekati sempurna. tetapi CO dan HC akan naik lagi ketika pada campuran miskin ($\lambda > 1$) hal ini disebabkan oleh pasokan bahan bakar semakin sedikit.

4.6 Temperatur Engine, Oli, dan Gas

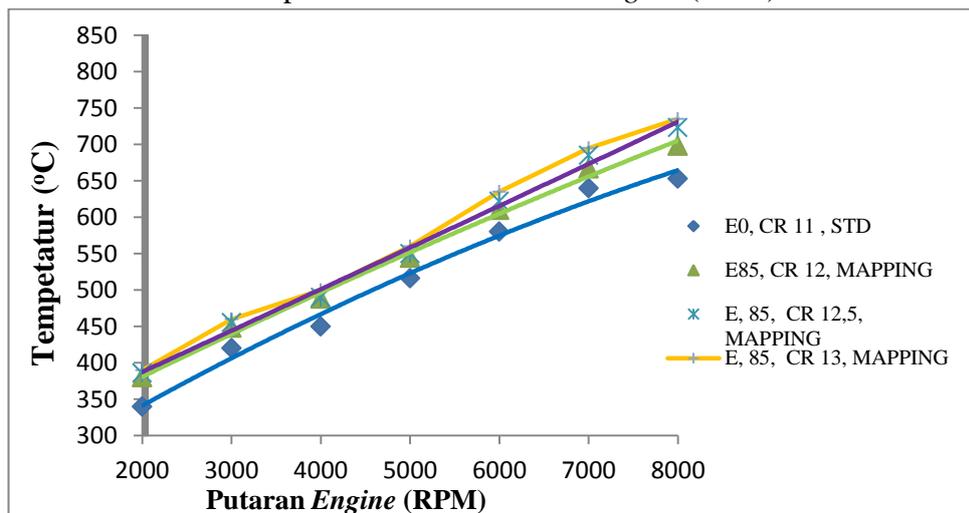
Temperatur operasional juga merupakan parameter yang diukur pada penelitian ini. Hal ini bertujuan untuk menganalisa apakah dengan variasi yang dilakukan pada penelitian ini aman ditinjau dari temperatur yang diukur dari *engine*, oli, serta gas buang dari *engine*. Bila temperatur yang diukur terlalu tinggi ditakutkan terjadi panas yang berlebihan pada ruang bakarnya, yang menyebabkan kerusakan pada komponen-komponen *engine*. Kejadian yang demikian ini biasa dikenal dengan *overheat*. Gambar dibawah ini adalah temperature yang dihasilkan dari hasil pengujian dari variasi yang dilakukan.



Gambar 4.23 Temperature Engine vs Putaran Engine (RPM)



Gambar 4.24 Temperature Oli vs Putaran Engine (RPM)



Gambar 4.25 Temperature Gas Buang vs Putaran Engine (RPM)

Dari gambar 4.22, 4.24, dan 4.24 diatas bisa dianalisa temperatur operasional pada penelitian ini. Dari ketiga grafik diatas, terdapat *trendline* yang hampir sama untuk temperatur *engine*, oli, dan temperatur gas buang. Terlihat pada ketiga grafik, temperatur akan semakin tinggi seiring dengan semakin tingginya putaran *engine*. Kemudian dengan penggantian bahan bakar dari E0, ke E85 dengan pemetaan *ignition timing*, terlihat pada semua rasio kompresi yang diubah menjadi lebih besar, temperatur juga akan menjadi lebih besar pula. Hal tersebut terjadi karena pada penambahan rasio kompresi, tekanan yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih besar, sehingga temperatur operasional yang dihasilkan juga akan semakin besar.

Grafik diatas menunjukkan rata-rata temperature *engine* meningkat 6,53% pada CR 12, 7,03% pada CR 12,5, dan 8,15% pada CR 13 jika di bandingkan dengan rata-rata temperature *engine* standart berbahan bakar E0. Temperature oli meningkat 6,04% pada CR12, 8,15 pada CR 12,5, dan 8,54 pada CR 13 jika di bandingkan dengan rata-rata temperature *engine* standart berbahan bakar E0. Dan temperature gas bunag meningkat 6,15% pada CR12, 8,93% pada CR 12,5 dan 9,45% pada CR 13 jika di bandingkan dengan rata-rata temperature *engine* standart berbahan bakar E0.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Pemetaan durasi injeksi yang optimal terhadap *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioethanol E85 dengan metode *maximum best torque* (MBT) adalah masing-masing 200% pada putaran rendah (2000-4000 RPM), 175% pada putaran sedang (5000-6000 RPM) dan 150% pada putaran tinggi (7000-8000 RPM).
2. Unjuk kerja yang optimal didapatkan pada CR 13 dengan *igniton timing* $16^{\circ} - 24^{\circ}$ BTDC. Dimana pada terjadi peningkatan torsi, bmep dan efisiensi thermal masing-masing 7,94%, 5,82% dan 1,6% jika dibandingkan dengan E0.
3. Emisi yang dihasilkan pada unjuk kerja optimal menurunkan kadar CO dan HC masing-masing 56,6% dan 0,6% jika dibandingkan dengan emisi E0.

5.2 SARAN

1. Perlu dilakukan pembuatan tangki bahan bakar yang transparan ditambah dengan *mixer* mengingat terjadinya perpisahan antara campuran bahan bakar bioethanol dengan pertamax pada waktu tertentu.
2. Perlu dilakukan peremajaan alat pada *waterbrake dynamometer* dan *roller* roda belakang, mengingat alat tersebut adalah alat pengujian yang sudah lama dipakai. Hal ini dilakukan untuk meminimalisir terjadinya kesalahan pada data torsi.
3. Perlu dilakukan pembuatan alat untuk akuisisi pada pengambilan data waktu konsumsi 25 ml bahan bakar, karena pembacaan data manual menggunakan stopwatch dan tabung ukur kurang akurat.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

1. Biro Fasilitas Kebijakan Energi dan Persidangan. 2014. *Outlook Energi Indonesia*. Jakarta: Dewan Energi Nasional Republik Indonesia.
2. Kuncahyono, P., Fathallah, A.Z.M., dan Semin 2013. *Analisa Prediksi Potensi Bahan Baku Biodiesel Sebagai Suplemen Bahan Bakar Motor Diesel di Indonesia*. Jurnal Teknik Pomits. Vol. 2, No. 1, pp. 62. <http://ejurnal.its.ac.id/index.php/teknik/article/download/3156/900>. 20 Februari 2016.
3. Sulistiyo, B., Sentanuhady, J., dan Santoso. 2009. *Pemanfaatan Etanol sebagai Octane Improver Bahan Bakar Bensin Pada Sistem Bahan Bakar Injeksi Sepeda Motor 4 Langkah 1 Silinder*. Jurnal Teknik. Vol.1, pp. 1-2. <http://staff.uny.ac.id/sites/default/files/penelitian/Bambang,Sulistyo,S.Pd.,M.Eng./B-S-20090721 Pemanfaatan Etanol Proceeding Thermofluid 2009. 20 Februari 2016>.
4. Setiyawan, Atok. 2012. *Kajian Eksperimen Pengaruh Etanol pada Gasoline terhadap Kerja Mesin Bensin*. Disertasi Fakultas Teknik : Universitas Indonesia
5. Turkoz N et All (2014) "Experimental investigation of the effect of E85 on engine Performance and emissions under various ignition timings", Elsevier, Fuel 115, pp: 826-832
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. Setiyawan, Atok (2007), "Pengaruh Ignition Timing dan Rasio kompresi Terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Motor Bensin Berbahan Bakar Campuran Etanol 85% dan Premium 15%" Seminar Nasional Teknik", 2007, UII Yogyakarta
8. Costa C. Rodrigo, Sodre R. Jose (2010), "Compression ratio effects on an Ethanol/gasoline fuelled engine performance" Elsevier, applied Thermal Engeneering 31, pp : 278-283
9. 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.
10. Balki MK, Sayin C (2014)," The effect of compression ratio on the performance, Emissions and combustion of an SI (spark ignition) engine fueled with pure ethanol, methanol and unleaded gasoline" Elsevier Energy 71, pp : 194-201
11. Phuangtrakul (2013), "Suitable Ignition Timing and Fuel Injection Duration For

Ethanol Gasoline Blended Fuels in a Spark Ignition Internal Combustion Engine”, Proceeding of The International Conference on Future Trends in Structure, Civil, Environmental and Mechanical Engineering, Institute of Research Engineers and Doctor, FTSCEM, Bangkok

12. Pamuji, Gayuh Agung., dan Sudarmanta, Bambang. 2016. ***Studi Eksperimen Pengaruh Mapping Ignition Timing 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.
13. J.E Anderson et All “***High Octane Number Ethanol-Gasoline blends***”, Quantifying the Potential Benefits in the United State
14. Bahattin, Chelik M (2007)” ***Experimental determination of suitable ethanol–gasoline blend rate at high compression ratio for gasoline engine***”, Elseveir, Applied Thermal Engineering 31, pp: 278-283
15. Chen RH (2011), “***Cold-start emissions of an SI engine using ethanol gasoline blended fuel***”, Elseveir, Aplied Thermal Engineering 31, pp :1463-1467
16. B.M. Masum, H (2015)” ***Effect of alcohol-gasoline blends optimization on fuel properties and their effect on SI engine performance and emission of a SI engine***”, Elseveir, Journal of Cleaner Production 86, pp: 230-237
17. Charles Wyman (2004)”***Ethanol as fuel for Recreational Boats***”, The Thayer School of Engineering at Dartmouth College.
18. Sudarmanta B, Renno Feibianto Dwi. ***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.
19. S. Lopez-Aparico, C (2013)” ***Evaluation of the use of bioethanol fuelled buses based on ambient air pollution screening and on-road measurements***”, Elseveir, Aplied Energy, Vol. 102, pp. 93-100, 2013
20. Kawano, D. Sungkono. 2011. ***Motor Bakar Torak (Bensin)***. Surabaya: ITS Press.

LAMPIRAN A
DATA HASIL PENGUJIAN

Torsi (N. m) Pemetaan Durasi Injeksi							
Rpm	E0, ECU Standar	E0, ECU Programable	E85, CR=11, 100%	E85, CR=11, 125%	E85, CR=11, 150%	E85, CR=11, 175%	E85, CR=11, 200%
2000	6,958	6,909	2,45	3,626	4,704	5,782	6,664
3000	9,31	9,280	3,528	5,88	6,958	8,526	9,604
4000	10,231	10,172	4,018	6,86	9,408	9,996	10,584
5000	11,603	11,485	5,488	8,134	10,78	11,956	11,27
6000	13,269	13,092	6,174	9,604	12,74	14,014	12,25
7000	13,935	13,837	6,958	10,486	14,896	14,308	7,252
8000	13,524	13,416	6,076	9,996	14,308	13,524	5,194

Pemetaan ignition Timing TORSI N m, CR 12, E85					
RPM	E85, CR 12, IGN STD	E85, CR 12, ADVTIMING 16°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 20°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 24°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 28°BTDC
2000	5,488	5,648	5,292	5,451	5,39
3000	8,134	8,428	8,33	7,938	8,232
4000	9,016	8,624	8,918	8,82	8,526
5000	10,29	10,192	10,486	10,584	9,212
6000	12,054	11,858	12,25	12,348	10,878
7000	12,936	11,27	11,564	14,112	11,466
8000	12,544	10,388	10,878	12,642	10,486

Pemetaan ignition Timing TORSI N m, CR 12,5					
RPM	E85, CR 12,5, IGN STD	E85, CR 12,5, ADVTIMING 16°BTDC	E85, CR 12,5, ADVTIMING 20°BTDC	E85, CR 12,5, ADVTIMING 24°BTDC	E85, CR 12,5, ADVTIMING 28°BTDC
2000	5,782	5,978	5,488	5,684	5,488
3000	8,232	8,526	8,428	8,134	8,33
4000	9,31	8,918	9,114	9,016	8,82
5000	10,388	10,584	10,976	10,878	9,506
6000	12,152	12,348	12,74	12,838	11,76
7000	13,426	12,054	12,054	14,504	11,662
8000	12,838	10,192	10,976	13,132	10,486

Pemetaan ignition Timing TORSI N m, CR 13					
RPM	E85, CR 13, IGN STD	E85, CR 13, ADVTIMING 16°BTDC	E85, CR 13, ADVTIMING 20°BTDC	E85, CR 13, ADVTIMING 24°BTDC	E85, CR 13, ADVTIMING 28°BTDC
2000	5,978	6,076	5,684	5,88	5,782
3000	8,428	8,82	8,428	8,134	8,33
4000	9,408	9,212	9,408	9,408	9,114
5000	10,584	11,074	11,27	11,074	9,996
6000	12,446	12,642	13,034	12,936	11,466
7000	13,622	11,76	12,152	14,798	11,956
8000	13,23	10,682	11,172	13,916	10,584

Waktu Konsumsi Bahan Bakar 25 ML (Sekon), CR 12					
RPM	E, 85, CR 12, IGN STD	E, 85, CR 12, ADVTIMING 16°BTDC	E, 85, CR 12, ADVTIMING 20°BTDC	E, 85, CR 12, ADVTIMING 24°BTDC	E, 85, CR 12, ADVTIMING 28°BTDC
2000	50,52	55,74	55,45	58,5	49,45
3000	47,19	53,65	53,02	55,06	45,24
4000	38,34	42,29	41,76	45,65	36,65
5000	30,88	34,51	33,32	35,75	32,71
6000	22,96	25,43	25,23	26,58	24,29
7000	18,46	21,06	20,32	21,33	16,89
8000	12,86	14,55	12,63	14,67	12,32

Waktu Konsumsi Bahan Bakar 25 ML (Sekon), CR 12,5					
RPM	E, 85, CR 12,5 IGN STD	E, 85, CR 12, ADVTIMING 16°BTDC	E, 85, CR 12,5 ADVTIMING 20°BTDC	E, 85, CR 12,5 ADVTIMING 24°BTDC	E, 85, CR 12,5 ADVTIMING 28°BTDC
2000	50,32	55,28	54,99	58,04	48,99
3000	46,88	52,94	52,56	54,6	44,78
4000	39,06	43,95	41,3	45,19	36,19
5000	32,18	34,69	32,86	35,29	32,25
6000	23,06	26,57	24,77	26,12	23,83
7000	18,16	20,37	19,86	20,87	16,43
8000	12,85	14,53	12,17	14,21	11,86

Waktu Konsumsi Bahan Bakar 25 ML (Sekon), CR 13

RPM	E, 85, CR 13 IGN STD	E, 85, CR 13 ADVTIMING 16°BTDC	E, 85, CR 13 ADVTIMING 20°BTDC	E, 85, CR 13 ADVTIMING 24°BTDC	E, 85, CR 13 ADVTIMING 28°BTDC
2000	52,32	58,14	57,62	62,23	51,52
3000	47,88	55,84	55,23	57,13	47,31
4000	39,96	46,87	44,09	47,72	38,72
5000	30,88	38,19	35,65	37,82	34,78
6000	23,37	29,88	29,12	28,65	26,36
7000	18,76	23,01	22,97	23,4	18,96
8000	13,12	17,61	14,96	16,74	14,39

TEMPERATURE ENGINE °C

RPM	E85, CR 12 , STD	E85, CR 12, MAPPING	E85, CR 12,5 STD	E85, CR 12,5, MAPPING	E85, CR 13 , STD	E85, CR 13, MAPPING	E0, CR 11 , STD
2000	92	92	95	95	97	96	89
3000	97	95	99	97	98	96	91
4000	100	100	101	101	104	101	93
5000	103	108	106	103	107	104	96
6000	111	110	109	109	112	113	102
7000	115	113	117	113	120	117	107
8000	117	117	119	114	121	121	109

TEMPERATURE OLI °C

RPM	E85, CR 12 , STD	E85, CR 12, MAPPING	E85, CR 12,5 STD	E, 85, CR 12,5, MAPPING	E85, CR 13 , STD	E, 85, CR 13, MAPPING	E0, CR 11 , STD
2000	86	86	90	90	89	87	74
3000	92	89	94	94	96	94	83
4000	94	91	97	95	102	99	89
5000	100	100	100	99	102	99	92
6000	103	107	107	107	108	108	100
7000	109	107	110	110	113	112	106
8000	112	115	117	116	119	115	109

TEMPERATURE EMISI							
RPM	E85, CR 12, STD	E85, CR 12, MAPPING	E85, CR 12,5 STD	E, 85, CR 12,5, MAPPING	E85, CR 13, STD	E, 85, CR 13, MAPPING	E0, CR 11, STD
2000	380	380	386	386	97	390	340
3000	445	448	434	455	98	460	420
4000	487	488	502	490	104	500	450
5000	544	544	566	550	107	560	516
6000	616	610	632	622	112	635	580
7000	672	667	697	685	120	695	640
8000	702	698	735	723	121	735	653

EMISI CO %							
RPM	E85, CR 12, STD	E85, CR 12, MAPPING	E85, CR 12,5 STD	E, 85, CR 12,5, MAPPING	E85, CR 13, STD	E, 85, CR 13, MAPPING	E0, CR 11, STD
2000	1,49	1,49	0,99	0,99	0,43	0,43	2,821
3000	1,48	1,68	1,28	1,45	0,76	0,74	2,936
4000	1,62	1,92	1,36	1,44	0,74	0,55	3,146
5000	1,75	1,59	1,43	1,35	1,16	0,806	3,147
6000	2,16	1,99	1,78	1,55	1,46	1,03	3,454
7000	3,81	3,11	3,16	2,37	2,64	1,54	5,342
8000	5,31	4,19	4,55	3,32	4,27	2,61	8,399

EMISI HC							
RPM	E85, CR 12, STD	E85, CR 12, MAPPING	E85, CR 12,5 STD	E, 85, CR 12,5, MAPPING	E85, CR 13, STD	E, 85, CR 13, MAPPING	E0, CR 11, STD
2000	78	78	73	73	68	76	86
3000	71	72	70	71	67	68	84
4000	69	68	67	68	65	66	75
5000	68	67	66	67	62	63	75
6000	75	74	72	72	71	71	82
7000	79	77	80	79	76	75	93
8000	88	86	87	84	84	81	106

LAMPIRAN B
DATA HASIL PERHITUNGAN

DAYA WATT

DAYA WATT, CR 12, E85					
RPM	E, 85, CR 12, IGN STD	E, 85, CR 12, ADVTIMING 16°BTDC	E, 85, CR 12, ADVTIMING 20°BTDC	E, 85, CR 12, ADVTIMING 24°BTDC	E, 85, CR 12, ADVTIMING 28°BTDC
2000	1168,47	1210,2	1126,74	1168,47	1147,6
3000	2597,75	2691,65	2660,35	2535,15	2629,05
4000	3839,25	3672,32	3797,52	3755,78	3630,59
5000	5477,19	5425,02	5581,51	5633,68	4903,38
6000	7699,36	7574,16	7824,55	7887,15	6948,2
7000	9639,85	8398,35	8617,44	10516,2	8544,41
8000	10683,1	8846,96	9264,27	10766,6	8930,42

DAYA WATT, CR 12,5 E85					
RPM	E, 85, CR 12,5 IGN STD	E, 85, CR 12,5 ADVTIMING 16°BTDC	E, 85, CR 12,5 ADVTIMING 20°BTDC	E, 85, CR 12,5 ADVTIMING 24°BTDC	E, 85, CR 12,5 ADVTIMING 28°BTDC
2000	1236,04	1272,79	1168,47	1210,2	1168,47
3000	2629,05	2722,94	2691,65	2597,75	2660,35
4000	3964,44	3797,52	3880,98	3839,25	3755,78
5000	5529,35	5633,68	5842,33	5790,17	5059,88
6000	7761,95	7887,15	8137,53	8200,13	7511,57
7000	10005	8982,58	8982,58	10808,3	8690,47
8000	10933,5	8680,03	9347,73	11183,9	8930,42

DAYA WATT, CR 13 E85					
RPM	E, 85, CR 13, IGN STD	E, 85, CR 13, ADVTIMING 16°BTDC	E, 85, CR 13, ADVTIMING 20°BTDC	E, 85, CR 13, ADVTIMING 24°BTDC	E, 85, CR 13, ADVTIMING 28°BTDC
2000	1272,79	1293,66	1210,2	1251,93	1231,06
3000	2691,65	2816,84	2691,65	2597,75	2660,35
4000	3806,17	3922,71	4006,17	4002,17	3880,98
5000	5633,68	5894,49	5998,82	5894,49	5320,69

6000	7949,74	8074,94	8325,32	8262,73	7323,78
7000	10151	8763,5	9055,61	11027,4	8909,55
8000	11267,4	9097,34	9514,65	11851,6	9013,88

BMEP

BMEP (KPA), CR 12, E85

RPM	E85, CR 12, IGN STD	E85, CR 12, ADVTIMING 16°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 20°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 24°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 28°BTDC
2000	230,921	238,682	222,444	230,682	226,563
3000	341,904	354,262	350,143	333,666	346,024
4000	378,978	362,501	374,859	370,74	358,382
5000	432,53	428,41	440,768	444,888	387,217
6000	506,678	498,439	514,916	519,036	457,246
7000	543,752	473,723	486,081	593,184	481,962
8000	527,274	436,649	457,246	531,394	440,768

BMEP (KPA), CR 12,5 E85

RPM	E85, CR 12,5 IGN STD	E85, CR 12,5 ADVTIMING 16°BTDC	E85, CR 12,5 ADVTIMING 20°BTDC	E85, CR 12,5 ADVTIMING 24°BTDC	E85, CR 12,5 ADVTIMING 28°BTDC
2000	238,279	251,04	230,682	238,921	230,682
3000	346,024	358,382	354,262	341,904	350,143
4000	391,336	374,859	383,098	378,978	370,74
5000	436,649	444,888	461,365	457,246	399,575
6000	510,797	519,036	535,513	539,632	494,32
7000	564,348	506,678	506,678	609,661	490,2
8000	539,632	428,41	461,365	551,99	440,768

BMEP (KPA), CR 13 E85

RPM	E85, CR 13, IGN STD	E85, CR 13, ADVTIMING 16°BTDC	E85, CR 13, ADVTIMING 20°BTDC	E85, CR 13, ADVTIMING 24°BTDC	E85, CR 13, ADVTIMING 28°BTDC
2000	251,279	255,398	238,921	247,16	243,04
3000	354,262	370,74	354,262	341,904	350,143

4000	385,436	387,217	395,456	365,416	383,098
5000	444,888	465,484	473,723	465,484	420,172
6000	523,155	531,394	547,871	543,752	481,962
7000	572,587	494,32	510,797	622,019	502,558
8000	556,11	449,007	469,604	584,945	444,888

SFC

SFC (kg/HP.jam), CR 12

RPM	E85, CR 12, IGN STD	E85, CR 12, ADVTIMING 16°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 20°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 24°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 28°BTDC
2000	0,90701	0,851429	0,887582	0,811259	0,97718
3000	0,45236	0,384011	0,393146	0,397275	0,466241
4000	0,376733	0,35707	0,349681	0,323437	0,416755
5000	0,327866	0,2962	0,298177	0,275336	0,345744
6000	0,313693	0,287906	0,280902	0,264519	0,328573
7000	0,311623	0,31353	0,316687	0,247219	0,384255
8000	0,403639	0,430799	0,473933	0,351094	0,504022

SFC (kg/HP. Jam) , CR 12,5

RPM	E85, CR 12,5 IGN STD	E85, CR 12,5 ADVTIMING 16°BTDC	E85, CR 12,5 ADVTIMING 20°BTDC	E85, CR 12,5 ADVTIMING 24°BTDC	E85, CR 12,5 ADVTIMING 28°BTDC
2000	0,86583	0,81486	0,86304	0,78949	0,96874
3000	0,44993	0,38469	0,39198	0,39097	0,46549
4000	0,35811	0,33226	0,34597	0,31963	0,40798
5000	0,31165	0,28375	0,28885	0,27139	0,33983
6000	0,30981	0,26462	0,27511	0,2589	0,3098
7000	0,30521	0,30307	0,31085	0,24584	0,38837
8000	0,3947	0,43969	0,48746	0,34894	0,52357

SFC kg/HP. jam, CR 13

RPM	E85, CR 13 IGN STD	E85, CR 13 ADVTIMING 16°BTDC	E85, CR 13 ADVTIMING 20°BTDC	E85, CR 13 ADVTIMING 24°BTDC	E85, CR 13 ADVTIMING 28°BTDC
-----	--------------------	------------------------------	------------------------------	------------------------------	------------------------------

2000	0,83273	0,73729	0,79525	0,71179	0,87433
3000	0,43029	0,35255	0,37303	0,37365	0,4406
4000	0,3464	0,30161	0,31395	0,29007	0,36902
5000	0,31876	0,24634	0,2593	0,24875	0,29966
6000	0,29848	0,22983	0,22874	0,23425	0,28724
7000	0,2912	0,275	0,2666	0,2149	0,32827
8000	0,37512	0,34614	0,38959	0,27951	0,42752

EFISIENSI THERMAL

EFISIENSI THERMAL, CR 12

RPM	E85, CR 12, IGN STD	E85, CR 12, ADVTIMING 16°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 20°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 24°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 28°BTDC
2000	0,10456	0,11139	0,10685	0,1169	0,09705
3000	0,20965	0,24696	0,24123	0,23872	0,20341
4000	0,25173	0,2656	0,27121	0,29321	0,22756
5000	0,28925	0,32018	0,31805	0,34444	0,2743
6000	0,30232	0,3294	0,33761	0,35853	0,28863
7000	0,30433	0,30248	0,29947	0,38361	0,24681
8000	0,23495	0,22014	0,20011	0,27012	0,18816

EFISIENSI THERMAL, CR 12,5

RPM	E85, CR 12, IGN STD	E85, CR 12, ADVTIMING 16°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 20°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 24°BTDC	E85, CR 12, ADVTIMING 28°BTDC
2000	0,10953	0,11638	0,10989	0,12012	0,0979
3000	0,21078	0,24653	0,24195	0,24257	0,20374
4000	0,26482	0,28543	0,27412	0,29671	0,23245
5000	0,3043	0,33423	0,32832	0,34945	0,27907
6000	0,30611	0,35839	0,34472	0,3663	0,30613
7000	0,31073	0,31292	0,30509	0,38577	0,24419
8000	0,24027	0,21569	0,19455	0,27179	0,18113

EFISIENSI THERMAL, CR 13

RPM	E85, CR 12,	E85, CR 12, ADVTIMING			
-----	-------------	-----------------------	-----------------------	-----------------------	-----------------------

	IGN STD	16°BTDC	20°BTDC	24°BTDC	28°BTDC
2000	0,11389	0,12863	0,11925	0,13324	0,10847
3000	0,2204	0,269	0,25424	0,25381	0,21525
4000	0,27378	0,31443	0,30207	0,32694	0,25699
5000	0,29752	0,38498	0,36574	0,38125	0,31648
6000	0,31773	0,41263	0,41461	0,40485	0,33016
7000	0,32568	0,34486	0,35573	0,4413	0,28889
8000	0,25281	0,27398	0,24343	0,33929	0,22183

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan dari keluarga sederhana di Alahan Panjang, 09 Maret 1994, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara pasangan Bapak Jaliusman dan Ibu Ratna Dewi.

Pendidikan formal yang ditempuh penulis yakni, dimulai pada tahun 1999-2005 di SDN 20 Alahan Panjang. Pada tahun 2005-2008 penulis melanjutkan ke SMP N 1 lembah Gumanti, dan pada tahun 2008-2011 melanjutkan ke SMK N 1 Padang pada Jurusan Teknik Otomotif Kendaraan Ringan (TOKR) dan penulis melanjutkan studi jenjang Strata 1 periode 2011-2015 di Universitas Negeri Padang, Jurusan Pendidikan Teknik Otomotif, Fakultas Teknik Universitas Negeri Padang. Setelah lulus jenjang Srata 1 penulis melanjutkan studi di Program Pasca Sarjana 2015-2017 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Jurusan Teknik Mesin bidang Rekayasa Konversi Energi, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif dalam organisasi Himpunan Mahasiswa Pasca Sarjan ITS dan Laboraturium Teknik Pembakaran dan Sistem Energi Serta Workshop Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar

Email : yulimafendro@gmail.com