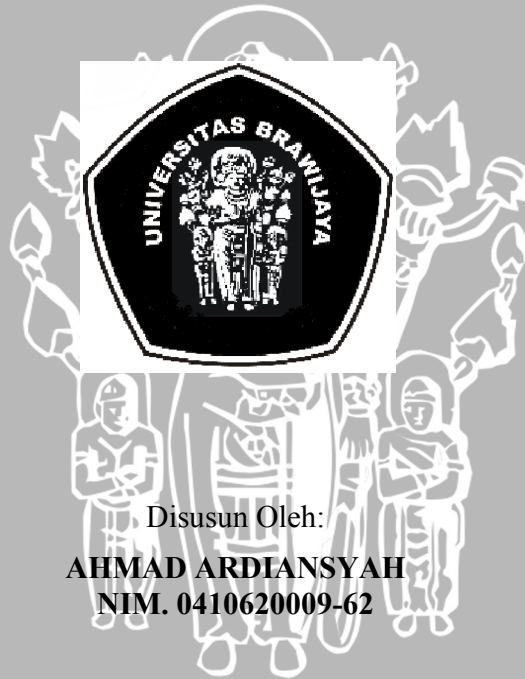


**PENGARUH VARIASI SUDUT PENYALAAN TERHADAP UNJUK  
KERJA DAN EMISI GAS BUANG MOTOR OTTO DENGAN ALAT  
*PROCESSOR MULTI - FUEL***

**SKRIPSI  
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh:

**AHMAD ARDIANSYAH**

**NIM. 0410620009-62**

**DEPARTEMEN PENDIDIKAN NASIONAL  
UNIVERSITAS BRAWIJAYA  
FAKULTAS TEKNIK  
JURUSAN MESIN  
MALANG  
2009**

## PENGANTAR

Segala puji syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT atas segala berkah dan rahmat-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi dengan judul “**Pengaruh Variasi Sudut Penyalaan Terhadap Unjuk Kerja Dan Emisi Gas Buang Motor Otto Dengan Alat *Processor Multi – Fuel***”

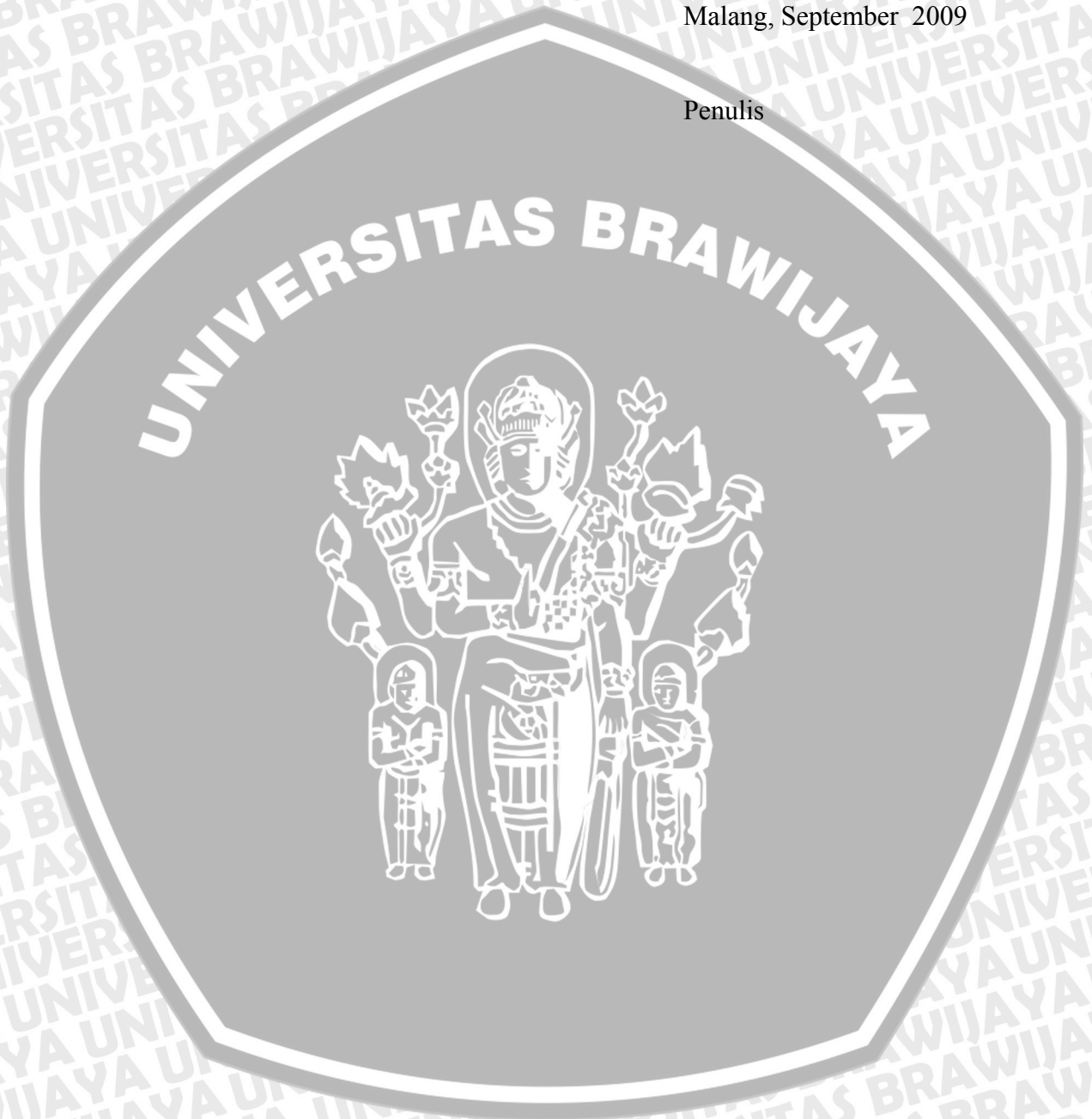
Penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah banyak membantu hingga dapat menyelesaikan skripsi ini, terutama kepada:

1. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST. MT, selaku Ketua Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, dan sebagai pembimbing utama skripsi yang telah memberikan pengarahan dan bimbingan selama penyusunan skripsi ini.
2. Bapak Dr. Eng. Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng, selaku Sekretaris Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
3. Bapak Ir. Agustinus Ariseno, MT., selaku pembimbing skripsi yang telah memberikan pengarahan dan bimbingan selama penyusunan skripsi ini.
4. Seluruh Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin yang telah banyak memberikan ilmu pengetahuan yang sangat mendukung selama penyusunan skripsi ini.
5. Kedua orang tua serta keluarga tercinta yang telah memberikan do'a serta dukungan moril dan materiil selama penelitian dan penyusunan skripsi.
6. Alfa Anandita Afandy yang telah memberikan semangat dan do'a.
7. Teman-teman asisten Laboratorium Motor Bakar dan mas Eko yang telah membantu penelitian.
8. Imam Ganidian selaku rekan kerja penelitian yang sangat membantu atas kerja keras, semangat yang tinggi, dan ide – ide yang cemerlang.
9. Keluarga dari mas Imam.
10. Teman – teman TGK UB.
11. Teman – teman HMM.
12. Rekan-rekan Mesin 2004, untuk seluruh dukungan.
13. Seluruh pihak terkait yang telah membantu dan tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan skripsi ini masih jauh dari sempurna. Oleh karena itu saran dan kritik yang bersifat membangun sangat diharapkan oleh penulis sebagai masukan di masa mendatang. Akhirnya penulis berharap semoga tulisan ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Malang, September 2009

Penulis



DAFTAR ISI

	Halaman
<b>PENGANTAR</b> .....	i
<b>DAFTAR ISI</b> .....	iii
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	vi
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	vii
<b>DAFTAR LAMPIRAN</b> .....	viii
<b>RINGKASAN</b> .....	ix
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan Penelitian .....	2
1.5 Manfaat Penelitian .....	3
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	4
2.1 Penelitian – Penelitian Yang Lain .....	4
2.2 Motor Bakar Torak .....	4
2.3 Prinsip Kerja Motor Otto Empat Langkah .....	5
2.3.1. Siklus Ideal Motor Otto Empat Langkah .....	5
2.3.2. Siklus Aktual Motor Otto Empat Langkah .....	8
2.4 Proses Pembakaran .....	9
2.4.1. Pembakaran pada Motor Otto Empat Langkah .....	11
2.5 Sistem Pengapian CDI .....	12
2.6 Sudut Pengapian .....	12
2.7 Emisi Gas CO .....	15
2.8 Unjuk Kerja .....	16
2.8.1. Torsi (T) .....	16
2.8.2. Daya Efektif (Ne) .....	16
2.8.3. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik Efektif .....	17
2.8.4. Efisiensi Termal Efektif .....	17
2.9 Analisis Emisi Gas Buang .....	18
2.10 <i>Processor Multi – Fuel</i> .....	19



2.11 Hipotesis .....	20
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....</b>	<b>21</b>
3.1 Metode Penelitian .....	21
3.2 Variabel Penelitian .....	21
3.3 Peralatan yang digunakan .....	22
Peralatan Utama .....	22
Peralatan Bantu .....	23
3.4 Tempat Penelitian .....	23
3.5 Pelaksanaan Penelitian .....	24
3.5.1. Instalasi Alat Penelitian .....	24
3.5.2. Prosedur Penelitian .....	25
3.6 Analisis Statistika .....	25
3.7 Diagram Alir Penelitian .....	30
<b>BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>31</b>
4.1 Data hasil pengujian motor otto .....	31
4.1.2 Perhitungan Data .....	36
4.1.3 Analisis Varian .....	40
4.1.3.1 Analisis Statistik untuk Torsi yang Dihasilkan .....	41
4.1.3.2 Analisis Statistik untuk Daya Efektif yang Dihasilkan .....	41
4.1.3.3 Analisis Statistik untuk <i>Spesifik Fuel Consumption Efektif</i> yang Dihasilkan .....	42
4.1.3.4 Analisis Statistik untuk Efisiensi Termal Efektif yang Dihasilkan .....	42
4.1.3.5 Analisis Statistik untuk Emisi Gas CO yang Dihasilkan .....	43
4.1.3.6 Analisis Statistik untuk Emisi Gas HC yang Dihasilkan .....	43
4.2 Pembahasan .....	44
4.2.1. Hubungan antara Putaran dengan Torsi .....	44
4.2.2. Hubungan antara Putaran dengan Daya Efektif .....	45
4.2.3. Hubungan antara Putaran dengan <i>Spesifik Fuel Consumption Efektif</i> ..	47
4.2.4. Hubungan antara Putaran dengan Efisiensi Termal Efektif .....	48
4.2.5. Hubungan antara Putaran dengan Emisi Gas CO .....	50
4.2.6. Hubungan antara Putaran dengan Emisi Gas HC .....	52



<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN</b> .....	54
5.1 Kesimpulan .....	54
5.2 Saran .....	54

**DAFTAR PUSTAKA**

**LAMPIRAN**



## DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 3.1	Kemampuan Pengukuran <i>Gas Analyzer</i>	22
Tabel 3.2	Rancangan Pengamatan Model Dua Arah dengan Pengulangan	27
Tabel 3.3	Analisis Varian	29
Tabel 4.1	Data hasil pengujian motor Otto berbahan bakar bensin	31
Tabel 4.2	Data hasil pengujian motor Otto berbahan bakar campuran bensin dan air dengan sudut penyalaan 27° sebelum TMA	32
Tabel 4.3	Data hasil pengujian motor Otto berbahan bakar campuran bensin dan air dengan sudut penyalaan 31° sebelum TMA	33
Tabel 4.4	Data hasil pengujian motor Otto berbahan bakar campuran bensin dan air dengan sudut penyalaan 35° sebelum TMA	34
Tabel 4.5	Data hasil pengujian motor Otto berbahan bakar campuran bensin dan air dengan sudut penyalaan 39° sebelum TMA	35
Tabel 4.6	Data hasil pengujian motor Otto berbahan bakar campuran bensin dan air dengan sudut penyalaan 42° sebelum TMA	36
Tabel 4.7.	Analisis varian dua arah untuk torsi	41
Tabel 4.8.	Analisis varian dua arah untuk daya efektif	41
Tabel 4.9.	Analisis varian dua arah untuk <i>Spesifik Fuel Consumption Efektif</i>	42
Tabel 4.10.	Analisis varian dua arah untuk efisiensi termal efektif	42
Tabel 4.11.	Analisis varian dua arah untuk emisi gas CO	43
Tabel 4.12.	Analisis varian dua arah untuk emisi gas HC	43

## DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Skema langkah kerja motor bensin empat langkah	6
Gambar 2.2	Gambar diagram hubungan ( $p - v$ ) dan ( $T - s$ )	7
Gambar 2.3	Siklus aktual motor Otto empat langkah	9
Gambar 2.4	Sistem Pengapian CDI	12
Gambar 2.5	Hubungan <i>spark advance</i> dengan torsi	13
Gambar 2.6.	Hubungan waktu pengapian dengan putaran motor	13
Gambar 2.7.	Hubungan waktu pengapian dengan rasio bahan bakar-udara	14
Gambar 2.8	Grafik Hubungan Perbandingan Udara dengan jumlah CO, H <sub>2</sub> , dan O <sub>2</sub> dalam gas buang.	15
Gambar 2.9.	Skema instalasi <i>Processor Multi – Fuel</i>	19
Gambar 3.1	Skema instalasi alat pengujian	24
Gambar 4.1	Grafik Hubungan antara Putaran dengan Torsi	44
Gambar 4.2	Grafik Hubungan antara Putaran dengan Daya Efektif	46
Gambar 4.3	Grafik Hubungan antara Putaran dengan SFCE	47
Gambar 4.4	Grafik Hubungan antara Putaran dengan Efisiensi Termal Efektif	49
Gambar 4.5 (a)	Grafik Hubungan antara Putaran dengan Emisi Gas CO	50
Gambar 4.5 (b)	Grafik Hubungan antara Putaran dengan Emisi Gas CO (diperbesar)	51
Gambar 4.6 (a)	Grafik Hubungan antara Putaran dengan Emisi Gas HC	52
Gambar 4.6 (b)	Grafik Hubungan antara Putaran dengan Emisi Gas HC (diperbesar)	52



## DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1.	Data Pengujian Motor Bensin Empat Langkah
Lampiran 2.	Kalibrasi <i>Orifice</i> Udara
Lampiran 3.	Perhitungan Nilai Kalor Bahan Bakar
Lampiran 4.	Gambar alat pengujian
Lampiran 5.	Sertifikat dan hasil pengujian sampel bahan bakar



## RINGKASAN

**Ahmad Ardiansyah**, Jurusan Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Agustus 2009, pengaruh variasi sudut penyalaan terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang motor otto dengan alat *processor multi - fuel*, Dosen Pembimbing: Slamet Wahyudi, dan Agustinus Ariseno.

Penggunaan motor bakar torak sebagai mesin penggerak mula yang semakin meningkat menyebabkan terjadinya krisis energi serta masalah pencemaran. Oleh karena itu, perlu adanya modifikasi sistem masuknya bahan bakar pada motor bensin empat langkah semakin dibutuhkan. Salah satu caranya dengan menambahkan air pada saluran masuk bahan bakar dengan alat *processor multi - fuel*. Dengan penambahan air akan menurunkan torsi, maka perlu dilakukan peningkatan pada motor bensin yang dimodifikasi, salah satunya adalah dengan mengubah sudut penyalaan (*ignition timing*).

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh perubahan sudut penyalaan terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah dengan alat *processor multi - fuel*. Variabel bebas pada penelitian ini adalah sudut penyalaan  $27^\circ$ ,  $31^\circ$ ,  $35^\circ$ ,  $39^\circ$ , dan  $42^\circ$  sebelum TMA. Variabel terikatnya adalah kinerja (torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif). Variabel kontrol yang ditentukan adalah putaran poros 3000 rpm, 3500 rpm, 4000 rpm, 4500 rpm, dan 5000, bukaan *throttle* motor bensin yaitu 100% campuran bensin dan air 50% -50%.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa sudut penyalaan berpengaruh terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah dengan alat *Processor Multi - Fuel*, dimana pada semua variasi putaran, semakin besar sudut penyalaan (sampai  $39^\circ$ ) maka unjuk kerja yang dihasilkan cenderung meningkat, dan turun pada sudut penyalaan  $42^\circ$  sebelum TMA. Sudut penyalaan  $39^\circ$  sebelum TMA merupakan sudut penyalaan optimum.

Kata kunci : Alat *Processor Multi - Fuel*, Motor Bensin Empat Langkah, Sudut Penyalaan (*Ignition Degree*), Unjuk Kerja.

## BABI PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknologi di bidang otomotif saat ini, membuat orang berusaha untuk menggunakan energi seminimal mungkin dan seefisien mungkin, karena persediaan energi semakin sedikit. Selama ini penggunaan energi terbesar ialah pada sektor industri dan sektor transportasi, pada sektor transportasi yang sangat mencolok adalah pada jenis kendaraan bermotor. Motor bakar adalah mesin konversi energi yang mengubah hasil panas pembakaran antara bahan bakar dan udara menjadi energi mekanik pada poros engkol. Ditinjau dari proses pembakarannya motor bakar digolongkan menjadi 2 golongan, yaitu motor bakar dengan penyalan busi yang dikenal dengan motor bensin dan motor bakar dengan penyalan tekanan disebut motor diesel. Ditinjau dari langkah kerjanya motor bakar dibagi menjadi dua jenis yaitu motor 2 langkah dan motor 4 langkah.

Proses pembakaran selain menghasilkan karbon dioksida ( $\text{CO}_2$ ), biasanya juga menghasilkan karbon monoksida ( $\text{CO}$ ). Karbon monoksida dalam udara terutama bersumber dari pembakaran bahan bakar yang tidak sempurna dari kendaraan bermotor. Karbonmonoksida ( $\text{CO}$ ) merupakan salah satu unsur emisi gas buang yang sangat berbahaya bagi kesehatan manusia karena tidak berwarna, tidak berbau, dan beracun yang dapat menimbulkan rasa pedih pada mata, saluran pernafasan dan paru-paru. Apabila masuk dalam darah melalui pernafasan  $\text{CO}$  akan bereaksi dengan hemoglobin dalam darah membentuk  $\text{COHb}$ . Banyaknya kendaraan menimbulkan akumulasi gas  $\text{CO}$  yang sangat membahayakan.

Salah satu penyebab utama terbentuknya  $\text{CO}$  pada gas buang motor bensin adalah akibat kurangnya oksigen pada reaksi pembakaran tidak sempurna, ini berarti pembakaran tidak efisien. Salah satu cara untuk mengatasi hal tersebut dengan penambahan alat *Processor Multi - Fuel*. Dengan demikian campuran udara Oksigen dan bahan bakar akan terbakar lebih sempurna.

Pengaruh variasi campuran bensin – air pada alat *Processor Multi – Fuel* terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang yang telah diteliti oleh Imam Ganidian (2009), dimana pemasangan alat *Processor Multi - Fuel* pada motor bensin dengan variasi campuran air

dapat menurunkan emisi gas CO secara signifikan dan dapat meningkatkan efisiensi termal efektif pada campuran air 50 %. Hasil penelitian tersebut tanpa melakukan variasi sudut penyalaan, padahal dalam proses pembakaran sudut penyalaan sangat mempengaruhi awal pembakaran, sehingga akan berpengaruh pada kesempurnaan pembakaran yang tentunya juga menurunkan hasil gas CO dan meningkatkan efisiensi termal efektif. Oleh karena itu penelitian ini dilakukan dengan memvariasi sudut penyalaan pada motor bensin yang menggunakan *Processor Multi – Fuel*.

### 1.2 Rumusan Masalah

Bagaimana pengaruh variasi sudut penyalaan pada motor bensin empat langkah satu silinder berbahan bakar campuran air dan bensin terhadap terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang.

### 1.3 Batasan Masalah

1. Mesin yang digunakan untuk penelitian adalah motor Otto empat langkah 125cc, satu silinder.
2. Mesin pengujian yang digunakan dalam keadaan tidak berjalan (statis).
3. Bensin yang digunakan adalah premium dari SPBU.
4. Sudut pengapian yang dipakai  $27^\circ$  diubah menjadi  $31^\circ$ ,  $35^\circ$ ,  $39^\circ$ , dan  $42^\circ$  sebelum TMA.
5. Parameter yang digunakan untuk mengetahui kinerja adalah Torsi (T), Daya Efektif (Ne), Konsumsi bahan bakar (Fc), Konsumsi Bahan Bakar Spesifik Efektif (SFCe), dan Efisiensi Thermal Efektif ( $\eta_e$ ).
6. Emisi gas buang yang diukur dengan gas analyser adalah gas CO dan HC.

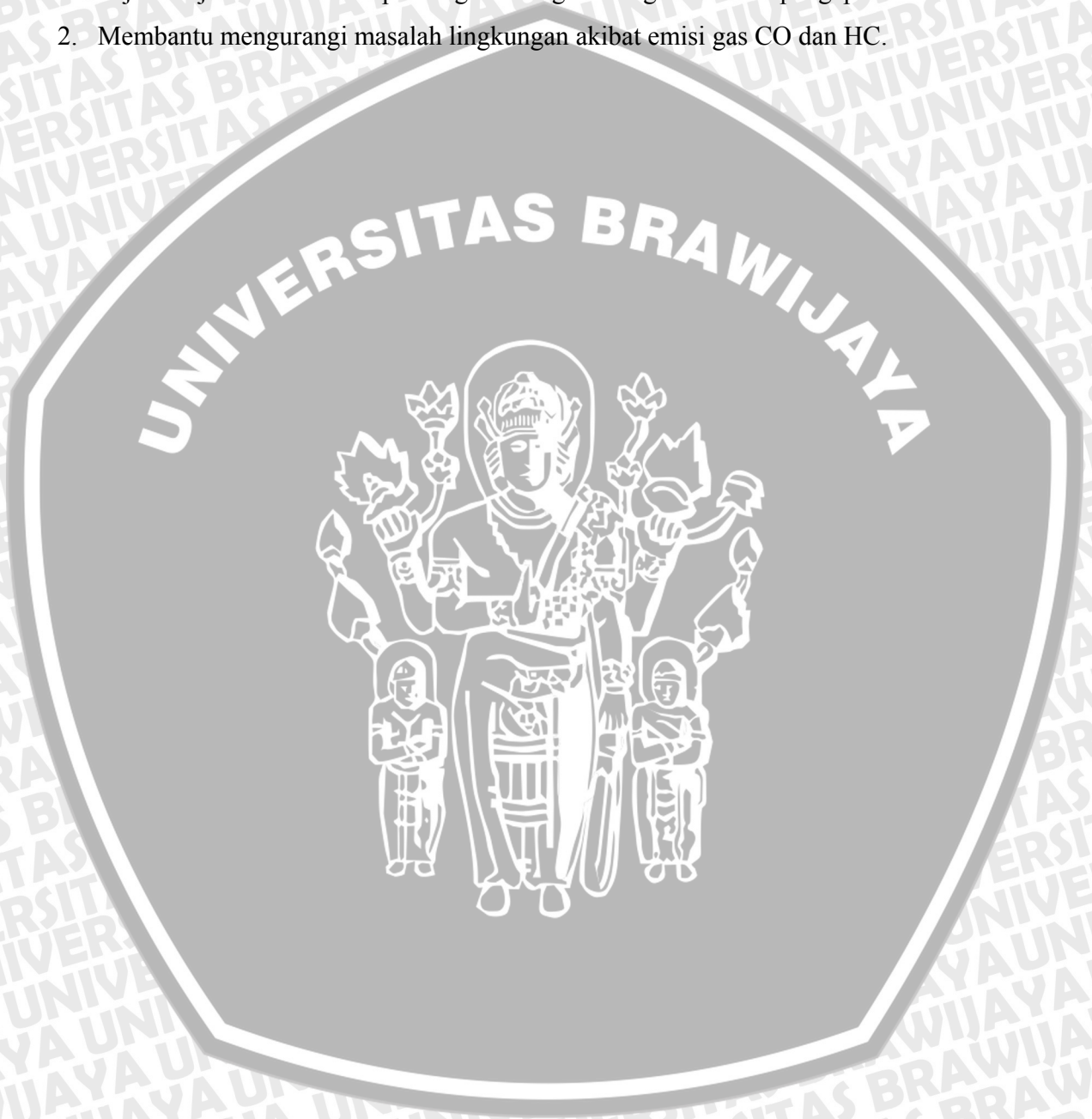
### 1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh variasi sudut penyalaan pada motor bensin empat langkah satu silinder berbahan bakar campuran air dan bensin terhadap Torsi, Daya Efektif (Ne), Konsumsi Bahan Bakar, Konsumsi Bahan Bakar Spesifik Efektif, Efisiensi Thermal Efektif, dan emisi gas karbon monoksida (CO) dan HC pada motor Otto empat langkah.

### 1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut:

1. Memberikan cara alternatif menghemat bahan bakar dengan tanpa menurunkan unjuk kerja motor Otto empat langkah dengan mengubah sudut pengapian.
2. Membantu mengurangi masalah lingkungan akibat emisi gas CO dan HC.



## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Penelitian-Penelitian Yang Lain

Study experimental sebelumnya yang telah dilakukan Imam Ganidian (2009) dengan pemasangan alat *Processor Multi-Fuel* pada motor bakar jenis mesin Honda supra 125 cc. Pada penelitian ini mencoba untuk mengetahui unjuk kerja mesin tersebut. Dari penelitian tersebut menyimpulkan bahwa efisiensi termal efektif terbesar dan emisi gas buang yang rendah dihasilkan dengan campuran bensin dan air 50% - 50%.

Andrie Wira (2009) telah melakukan penelitian pengaruh perubahan waktu pengapian (*ignition timing*) terhadap kinerja motor bensin empat langkah dengan bahan bakar biogas, penelitiannya lebih difokuskan pada sudut pengapian yang optimal dengan bahan bakar biogas dan pada mesin yang sama yaitu Honda supra 125 cc. Dari penelitian tersebut dia menyimpulkan bahwa efisiensi thermal efektif terbesar dihasilkan dengan penggantian bahan bakar pada sudut 39° sebelum TMA, dan terjadi penurunan efisiensi thermal efektif pada sudut 42° sebelum TMA.

#### 2.2 Motor Bakar Torak

Salah satu jenis penggerak mula yang mengubah energi kimia bahan bakar ke dalam bentuk energi panas untuk melakukan kerja mekanik adalah motor bakar, dimana energi panas tersebut didapat dari proses pembakaran. Proses pembakarannya berlangsung dalam ruangan yang dibatasi dinding silinder, kepala silinder, dan puncak torak, sehingga motor bakar ini termasuk dalam mesin pembakaran dalam (*internal combustion engine*). Gas yang dihasilkan dari proses pembakaran yang terjadi di ruang bakar tersebut berfungsi sebagai fluida kerja yang digunakan untuk menggerakkan torak yang oleh batang penghubung dihubungkan dengan poros engkol. Gerak translasi dari torak mengakibatkan terjadinya gerak rotasi atau putaran pada poros engkol dan begitu juga sebaliknya gerak rotasi dari poros engkol mengakibatkan gerak translasi pada torak.

Motor bakar dapat diklasifikasikan menjadi 2 macam, yaitu:

1. Berdasarkan sistem penyalaan bahan bakar di dalam silinder, ada dua jenis:
  - Motor bensin ( motor otto)

Motor bensin ( motor otto) disebut juga mesin dengan penyalan busi atau *Spark Ignition Engines (SIE)*. Proses penyalan campuran bahan bakar dan udara terjadi karena adanya loncatan bunga api listrik yang dihasilkan oleh busi. Proses pemasukan kalor secara ideal terjadi pada keadaan volume konstan ( isokhorik).

- Motor diesel

Motor diesel disebut juga motor dengan penyalan tekanan atau *Compression Ignition Engines (CIE)*. Proses penyalan bahan bakar di dalam silinder terjadi dengan sendirinya akibat adanya tekanan udara yang tinggi di dalam silinder dan juga peningkatan temperatur udara yang terkompresi tersebut melebihi temperatur nyala bahan bakarnya. Proses pemasukan kalor secara ideal terjadi pada keadaan tekanan konstan.

2. Berdasarkan jumlah langkah tiap siklusnya ada dua jenis :

- Motor bakar dua langkah

Motor bakar dua langkah adalah motor bakar yang memerlukan dua kali langkah piston dalam satu kali siklus kerjanya.

- Motor bakar empat langkah

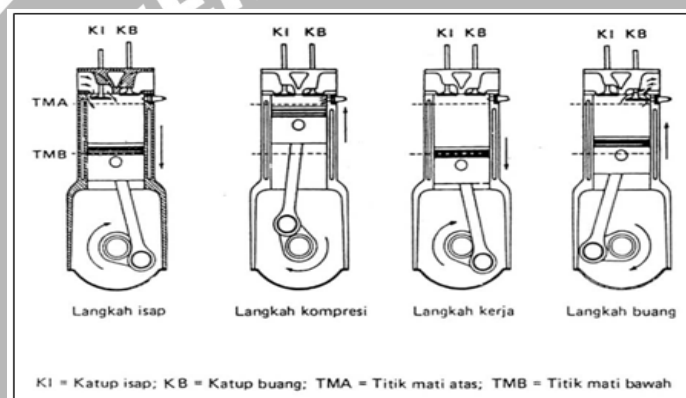
Motor bakar empat langkah adalah motor bakar yang dalam satu kali siklus kerjanya memerlukan empat kali langkah piston. Satu kali langkah piston adalah gerak piston dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB) atau sebaliknya.

Motor Otto atau lebih dikenal dengan motor bensin dilengkapi dengan busi dan karburator. Busi digunakan untuk menyalakan campuran bahan bakar dan udara. Sedangkan karburator ialah tempat percampuran bahan bakar dengan udara, dimana bahan bakar tersebut disemprotkan melalui *pilot* dan *main jet* akibat perbedaan tekanan pada lubang venturi yang dialiri oleh udara. Campuran tersebut kemudian masuk ke dalam ruang bakar melalui *intake manifold* dan dibakar oleh percikan bunga api listrik dari busi menjelang langkah akhir kompresi, sehingga menghasilkan gas pembakaran.

## 2.3 Prinsip Kerja Motor Otto Empat Langkah

### 2.3.1 Siklus Ideal Motor Otto Empat Langkah

Proses termodinamika dan kimia yang terjadi di dalam motor bakar torak sangat kompleks untuk dianalisis menurut teori. Untuk memudahkan analisis perlu membayangkan bahwa proses tersebut sebagai suatu keadaan yang ideal, akan tetapi dengan sendirinya akan semakin jauh menyimpang dari keadaan yang sebenarnya. Pada mesin yang ideal proses pembakaran yang dapat menghasilkan gas bertekanan dan bertemperatur tinggi tersebut dimisalkan sebagai proses pemasukan panas ke dalam fluida kerja di dalam silinder. Untuk memperjelas prinsip kerja motor Otto empat langkah tersebut, dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 2.1. Skema langkah kerja motor bensin empat langkah.

Sumber : Arismunandar, 2002 : 8

Proses pembakaran didalam mesin Otto terjadi secara periodik sebagai berikut:

1. Langkah isap (*Suction Stroke*)

Torak bergerak dari posisi TMA (Titik Mati Atas) ke TMB (Titik Mati Bawah), dengan katup KI (Katup Isap) terbuka dan KB (Katup Buang) tertutup. Karena gerakan torak tersebut maka campuran udara dan bahan bakar akan terisap masuk ke dalam ruang bakar.

2. Langkah kompresi (*Compression Stroke*)

Torak bergerak dari posisi TMB ke TMA, dengan KI dan KB tertutup, sehingga terjadi proses kompresi yang mengakibatkan tekanan dan temperatur di dalam silinder naik.

3. Langkah ekspansi (*Expansion Stroke*)

Sebelum posisi torak mencapai TMA pada langkah kompresi, busi dinyalakan, sehingga terjadi proses pembakaran. Akibatnya tekanan dan temperatur di ruang bakar naik lebih



tinggi, sehingga torak mampu melakukan langkah kerja atau langkah ekspansi. Langkah kerja dimulai dari posisi torak pada TMA dan berakhir pada posisi TMB saat KB mulai terbuka pada awal langkah buang. Langkah ekspansi pada proses ini sering disebut dengan *power stroke* atau langkah kerja.

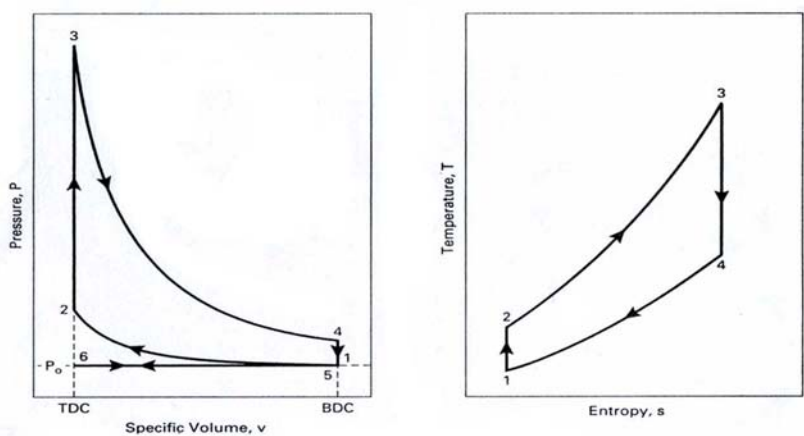
4. Langkah buang

Pada langkah ini katup buang akan terbuka dan katup isap tertutup, sehingga pada saat torak bergerak dari TMB menuju TMA, gas sisa hasil pembakaran akan terdorong keluar dari ruang di dalam silinder menuju ke atmosfer melalui katup buang yang sudah terbuka tersebut. Setelah proses pembuangan gas sisa tersebut selesai, maka siklus akan berulang lagi mulai langkah isap selama mesin masih dalam keadaan hidup.

Dalam menganalisis proses yang terjadi di dalam motor Otto empat langkah akan ditunjukkan melalui skema siklus motor Otto empat langkah secara ideal. Siklus udara menggunakan beberapa keadaan yang sama dengan siklus sebenarnya, misalnya mengenai:

1. Urutan proses
2. Perbandingan kompresi
3. Pemilihan temperatur dan tekanan pada suatu keadaan
4. Penambahan kalor yang sama per satuan berat udara.

Siklus motor Otto empat langkah merupakan siklus udara volume- konstan yang ditunjukkan dalam diagram P-V dan diagram T-S berikut:



Gambar 2.2. Gambar diagram hubungan (P – v) dan (T – s)  
 Sumber : Pulkrabek, (2004 : 90)

Langkah kerja siklus Otto terdiri dari :

Proses 0 – 1 : Langkah isap / pengisian secara isobarik

- Proses 1 – 2 : Langkah kompresi / tekan secara isentropik
- Proses 2 – 3 : Proses pemanasan dan pembakaran secara isokhorik
- Proses 3 – 4 : Langkah kerja / ekspansi secara isentropik
- Proses 4 – 1 : Proses pendinginan / pengeluaran kalor secara isokhorik
- Proses 1 – 0 : Langkah buang / pengeluaran gas sisa hasil pembakaran

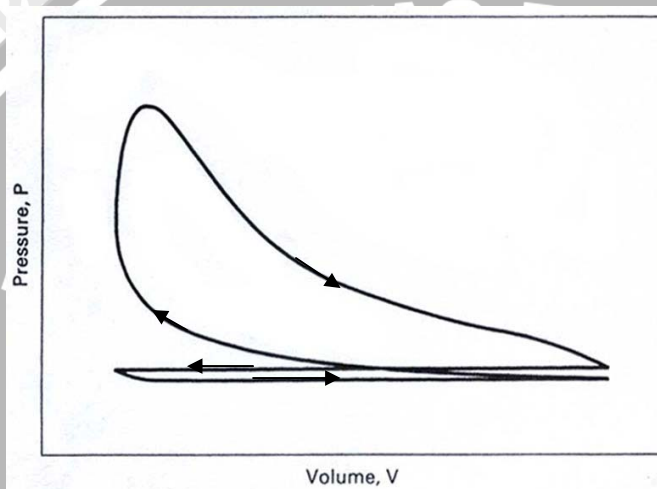
### 2.3.2 Siklus Aktual Motor Otto Empat Langkah

Proses langkah kerja motor Otto empat langkah dalam kenyataannya tidak dapat bekerja dalam kondisi ideal. Menurut Arismunandar, W (2002:29), penyimpangan dari siklus ideal itu terjadi karena dalam keadaan sebenarnya terjadi kerugian yang antara lain disebabkan oleh beberapa hal sebagai berikut:

1. Kebocoran fluida kerja karena penyekatan oleh cincin torak dan katup tidak sempurna.
2. Katup tidak dibuka dan ditutup tepat di TMA dan TMB karena pertimbangan dinamika mekanisme katup dan kelembaman fluida kerja.
3. Fluida kerja bukanlah udara yang dapat dianggap sebagai gas ideal dengan kalor spesifik yang konstan selama proses siklus berlangsung.
4. Pada motor bakar torak yang sebenarnya, pada waktu torak berada di TMA tidak terdapat proses pemasukan kalor seperti pada siklus udara. Kenaikan tekanan dan temperatur fluida kerja disebabkan oleh proses pembakaran bahan bakar dan udara di dalam silinder.
5. Proses pembakaran memerlukan waktu, tidak berlangsung sekaligus. Akibatnya proses pembakaran berlangsung pada volume ruang bakar yang berubah-ubah karena gerakan torak. Dengan demikian proses pembakaran harus sudah dimulai beberapa saat sebelum torak mencapai TMA dan berakhir beberapa saat setelah torak meninggalkan TMA menuju TMB. Jadi proses pembakaran tidak dapat berlangsung pada volume konstan atau pada tekanan konstan.
6. Terdapat kerugian kalor yang disebabkan oleh perpindahan kalor dari fluida kerja ke fluida pendingin, terutama pada langkah kompresi, ekspansi dan pada waktu gas buang meninggalkan silinder. Perpindahan kalor tersebut terjadi karena terdapat perbedaan temperatur antara fluida kerja dengan fluida pendingin. Fluida pendingin diperlukan untuk mendinginkan bagian mesin yang menjadi panas, untuk mencegah kerusakan.

7. Terdapat kerugian energi kalor yang dibawa oleh gas buang dari dalam silinder ke atmosfer sekitar. Energi tersebut tidak dapat dimanfaatkan untuk melakukan kerja mekanik.
8. Terjadi kerugian energi karena gesekan antara fluida kerja dengan dinding salurannya.

Dalam siklus udara standar, langkah buang dan langkah isap tidak diperlukan karena fluida kerja udara tetap berada di dalam silinder. Apabila tekanan gas dan volume silinder secara bersamaan pada setiap posisi torak dapat diukur maka dapat digambarkan siklus aktual motor Otto, yang bentuknya seperti ditunjukkan pada gambar berikut:



Gambar 2.3 Siklus aktual motor Otto empat langkah  
Sumber : Pulkrabek, 2004 : 48

Berdasarkan semua hal tersebut maka bentuk diagram  $P - V$  dari siklus yang sebenarnya tidak sama dengan bentuk diagram siklus ideal. Pada siklus yang sebenarnya tidak pernah terjadi suatu proses dengan volume konstan atau tekanan konstan. Karena semua penyimpangan diatas menimbulkan kerugian energi, maka sebaiknya diusahakan agar siklus yang sebenarnya dapat mendekati siklus yang ideal.

#### 2.4 Proses Pembakaran

Pembakaran merupakan reaksi kimia antara bahan bakar dan oksigen sebagai oksidator yang menyebabkan timbulnya kenaikan temperatur. Elemen utama bahan bakar adalah karbon, hidrogen, dan sulfur. Pembakaran dikatakan sempurna jika semua kandungan karbon (C) dalam

bahan bakar terbakar habis membentuk karbondioksida ( $\text{CO}_2$ ), semua hidrogen (H) terbakar membentuk air ( $\text{H}_2\text{O}$ ), dan semua sulfur (S) terbakar membentuk sulfurdioksida ( $\text{SO}_2$ ). Jika kondisi tersebut tidak terpenuhi, berarti pembakaran tidak sempurna.

Ditinjau secara aerodinamika ada dua jenis pembakaran, yaitu:

1. Pembakaran *premixed*

Pembakaran premixed adalah proses pembakaran dimana bahan bakar dan udara (oksigen) dicampur terlebih dahulu secara mekanik (misalnya dengan karburator), kemudian baru dibakar. Contohnya adalah pembakaran pada motor bensin.

2. Pembakaran difusi

Pembakaran difusi adalah proses pembakaran dimana bahan bakar dan udara pengoksidasi tidak dicampur secara mekanik, melainkan bercampur secara alami melalui proses difusi, kemudian baru dibakar. Contohnya adalah pembakaran pada motor diesel, pembakaran lilin..

Pada proses pembakaran, ada empat syarat yang harus dipenuhi agar terjadi pembakaran yang sempurna, yaitu :

1. Bahan bakar menguap secara cepat dan sempurna
2. Digunakan cukup udara pembakaran
3. Adanya campuran udara dan bahan bakar yang homogen
4. Tercapainya temperatur udara yang cukup tinggi

Jika syarat-syarat di atas tidak terpenuhi, maka akan terjadi pembakaran yang tidak sempurna. Pembakaran yang tidak sempurna akan menghasilkan oksida yang menimbulkan polusi udara dan menurunkan efisiensi serta secara ekonomis akan sangat merugikan.

Dari syarat ketiga (adanya campuran udara dan bahan bakar yang homogen) di atas untuk menghasilkan suatu proses pembakaran yang sempurna diperlukan homogenitas campuran bahan bakar dan udara. Terjadinya campuran antara bahan bakar dan udara pembakaran yang homogen disebabkan apabila garis alir fluida udara pembakaran dan bahan bakar saling berpotongan, sehingga partikel-partikel udara dan bahan bakar akan bergerak secara acak dan lebih bebas untuk saling berikatan. Dengan adanya campuran homogen ini, maka akan diperoleh suatu pembakaran yang merata, kecepatan pembakaran yang tinggi serta tekanan pembakaran yang lebih tinggi.

#### 2.4.1 Pembakaran pada Motor Otto Empat Langkah

Untuk menghasilkan unjuk kerja mesin yang optimal, proses pembakaran memegang peranan yang sangat penting, dan proses pembakaran yang terjadi diusahakan mendekati sempurna. Dengan pembakaran yang sempurna berarti bahan bakar akan habis terbakar, sehingga energi panas yang dihasilkan akan tinggi pula dan emisi gas CO akan menurun. Hal ini juga berarti bahwa dengan konsumsi bahan bakar yang sama, tenaga yang dihasilkan oleh mesin akan lebih besar dan polusi udara yang terjadi akan lebih rendah dibandingkan jika pembakaran tidak sempurna.

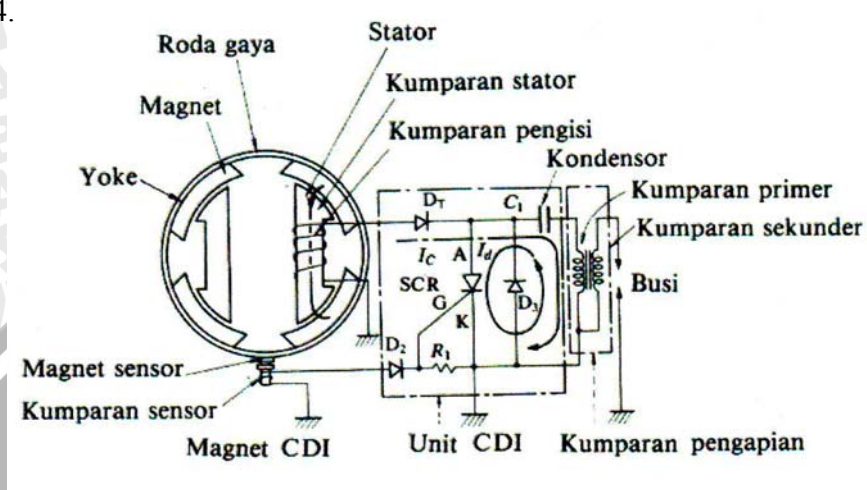
Pembakaran pada mesin otto merupakan jenis pembakaran premixed, hal ini karena antara bahan bakar dan udara dicampur terlebih dahulu di dalam karburator, sehingga bahan bakar akan mengabut (droplet) dan mengalir ke ruang bakar melalui *intake manifold*.

Pembakaran dalam ruang bakar ini terjadi dengan sangat cepat, tetapi ada jeda waktu sesaat awal penyalaan api oleh busi sampai campuran bahan bakar dan udara terbakar habis. Setelah busi menyala, nyala api akan merambat ke segala arah dengan kecepatan yang sangat tinggi (20 – 50 m/s) dan menyalakan campuran yang dilaluinya sehingga tekanan dalam ruang bakar meningkat sesuai campuran yang terbakar (Arismunandar,2002:82). Selain penyalaan gerakan memutar pada campuran bahan bakar dan udara yang akan dibakar juga akan meningkatkan kecepatan pembakaran. Dengan adanya kecepatan pembakaran yang tinggi akan dapat mengurangi detonasi pada mesin.

Kecepatan rambat gelombang pembakaran ini sangat menentukan besarnya tekanan yang ditimbulkan pada torak. Jika penyalaan terlalu awal, maka gas sisa yang belum terbakar maupun campuran baru antara bahan bakar dan udara akan terbakar, sehingga meningkatkan temperatur dan tekanan di ruang bakar, sementara proses kompresi masih berlangsung dimana piston masih bergerak ke TMA. Akibatnya gerakan piston akan terhambat oleh gas tersebut sehingga mengurangi tenaga mesin. Jika penyalaan terlambat, tekanan akan turun karena saat terbakar, piston sudah bergerak menuju TMB. Peningkatan tekanan dan temperatur gas hasil pembakaran akan menurun. Gas hasil pembakaran yang masih mempunyai tekanan tinggi akan keluar melalui katub buang, sehingga pemanfaatan energinya akan berkurang.

## 2.5 Sistem pengapian CDI (Capasitor Discharge Ignition)

Skema sistem pengapian CDI (Capasitor Discharge Ignition) ditunjukkan pada gambar 2.4.



Gambar 2.4 Sistem Pengapian CDI

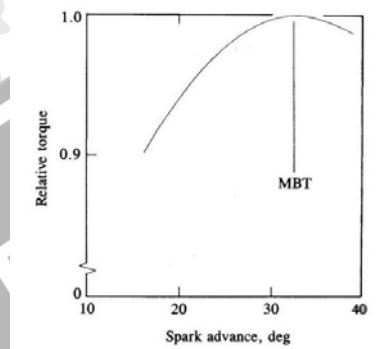
Sumber: Soenarta, (1995: 26)

Jika magnet berputar bersama-sama roda gaya yang merupakan satu kesatuan, arus diinduksikan dalam kumparan (coil) stasioner dan kemudian mengisi kapasitor. Bila kapasitor telah diisi, sebuah isyarat tegangan untuk mengontrol timbulnya penyalaan dalam kumparan sensor dengan menggunakan pintu G dari SCR (Silicon Controlled Rectifier) untuk mengalirkan arus dari A ke K. Kemudian listrik yang dikumpulkan dalam kapasitor disalurkan pada suatu saat melalui SCR dalam lilitan primer dari kumparan pengapian. Arus ini membangkitkan tegangan tinggi dalam lilitan sekunder yang menyebabkan terjadinya loncatan bunga api pada busi.

## 2.6 Sudut Pengapian

Ketika percikan api dari busi membentur molekul campuran bahan bakar dan udara di dalam ruang bakar akan menyebabkan reaksi berantai antara partikel bahan bakar-udara. Reaksi berantai ini dimulai pada ujung elektroda busi lalu menyebar ke seluruh ruang bakar dan dikenal sebagai *flame front* (batas reaksi nyala api pada campuran bahan bakar-udara). Untuk memperoleh tenaga maksimum dari suatu motor, campuran yang dimampatkan harus menghasilkan tenaga maksimum seketika, manakala torak akan melakukan langkah kerja. Pengaturan sudut pengapian yang tepat merupakan hal yang penting karena masing-masing mesin memiliki waktu pengapian yang optimal pada kondisi standarnya. Kecepatan rambatan api (*flame speed*) dari bahan bakar juga berpengaruh pada penentuan sudut pengapian yang optimal.

Oleh karena itu sudut pengapian harus dipilih sedemikian hingga motor memberikan daya terbesar dan pembakarannya berlangsung tanpa *knocking*. *Knocking* dapat diartikan sebagai ledakan yang terjadi pada ruang bakar sebelum rambatan api dari busi membakar seluruh bahan bakar yang ada akibat dari panas yang berlebihan pada mesin, atau tidak tepatnya angka oktan dari bahan bakar yang dipakai (tidak sesuai dengan rasio kompresi mesin).

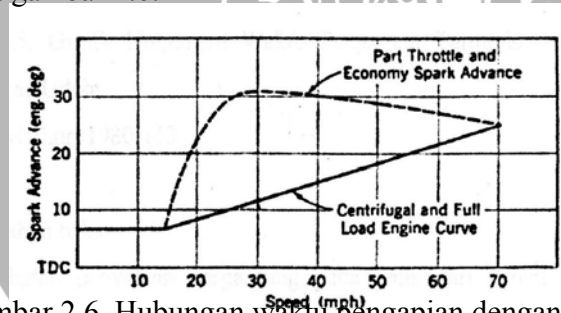


Gambar 2.5. Hubungan *spark advance* dengan torsi (Heywood, 1988: 374)

Ada beberapa hal yang mempengaruhi penentuan waktu pengapian (*ignition timing*), diantaranya:

**a. Kecepatan putaran motor**

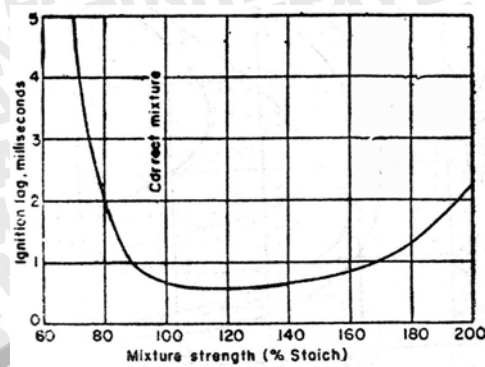
Makin cepat putaran motor, maka waktu pengapian yang lebih cepat dibutuhkan untuk mendapatkan tenaga maksimum dan konsumsi bahan bakar yang ekonomis. Hal ini ditunjukkan pada gambar 2.6.



Gambar 2.6. Hubungan waktu pengapian dengan putaran motor (Obert, 1980 : 473)

**b. Campuran bahan bakar-udara**

Pada umumnya, campuran kaya terbakar lebih cepat. Seperti pada gambar 2.7 ketika campuran bahan bakar-udara dibuat lebih kaya (*excess fuel*) waktu pengapian optimum harus diperlambat, mendekati TMA.



Gambar 2.7. Hubungan waktu pengapian dengan rasio bahan bakar-udara (Mathur, 1980: 143)

### c. Tipe bahan bakar

Waktu penyalaan optimum dipengaruhi oleh jenis bahan bakar yang digunakan pada motor. Untuk mendapatkan tenaga maksimum dan konsumsi bahan bakar yang ekonomis dari bahan bakar yang mudah terbakar, diperlukan waktu penyalaan yang lebih lambat daripada bahan bakar yang tidak mudah terbakar.

Jika pencetusan bunga api terlalu cepat maka langkah pembakaran akan terjadi sebelum langkah kompresi selesai sehingga tekanan yang dihasilkan akan melawan arah gerakan torak yang berakibat pada penurunan tenaga yang dihasilkan. Dan jika pencetusan bunga api terlalu lambat maka torak sudah melakukan langkah ekspansi sebelum terbentuk tekanan yang tinggi mengakibatkan tenaga motor yang dihasilkan tidak maksimum (Mathur, 1980: 370)

### 2.7 Emisi gas CO

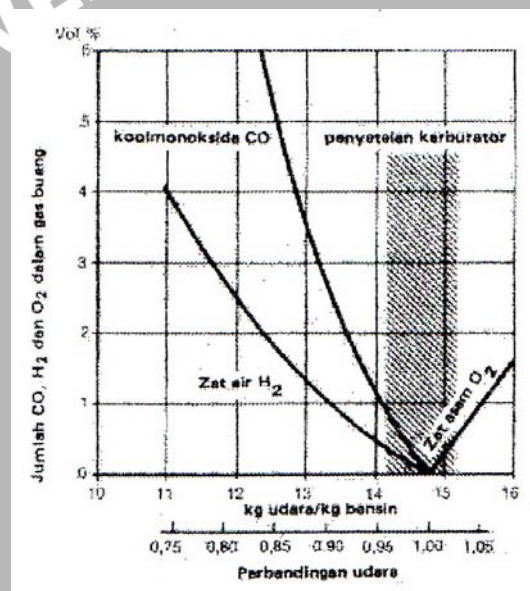
Hasil pembakaran bahan bakar di dalam motor bakar pada umumnya adalah  $\text{CO}_2$ , CO,  $\text{H}_2\text{O}$  (uap),  $\text{SO}_x$  dan  $\text{NO}_x$ . Pada pembakaran yang sempurna maka pada gas buang akan dihasilkan  $\text{CO}_2$  dan uap air ( $\text{H}_2\text{O}$ ). Jika bahan bakar mengandung unsur belerang dan zat lemas udara, maka hasil pembakarannya adalah  $\text{SO}_x$  dan  $\text{NO}_x$  yang merupakan unsur polutan yang dapat mencemari udara bebas.

Karbon monoksida (CO) merupakan salah satu unsur emisi gas buang yang sangat berbahaya bagi kesehatan manusia karena tidak berwarna, tidak berbau dan beracun yang dapat menimbulkan rasa sakit pada mata, saluran pernafasan dan paru-paru. Apabila masuk dalam darah melalui pernafasan, CO akan bereaksi dengan hemoglobin dalam darah membentuk COHb



(karboksihemoglobin), CO berikatan sangat kuat dengan Hb sehingga menghalangi fungsi vital Hb untuk membawa oksigen bagi tubuh.

Menurut Arends, BPM. dan Berenschot, H (1994:73), bahwa banyaknya CO dari gas buang itu tergantung dari perbandingan bahan bakar dan udara, hanya pada pembakaran yang sempurna dari bahan bakarnya maka nilai CO-nya dapat nihil. Hal ini dapat dicapai pada perbandingan secara teoritis 14,8 : 1. Perbandingan sebesar ini selama motor berjalan jarang dapat dipertahankan, karena kualitas campuran selalu berubah dengan frekuensi putar dan pembebanan motor. Motor Otto pada jalan stasioner mempunyai gas buang karbondioksida yang tinggi, karena perbandingan campurannya kira-kira 13 : 1. Berikut disajikan grafik hubungan perbandingan udara dengan jumlah CO, H<sub>2</sub>, dan O<sub>2</sub> dalam gas buang.



Gambar 2.8 Grafik Hubungan Perbandingan Udara dengan jumlah CO, H<sub>2</sub>, dan O<sub>2</sub> dalam gas buang.

Sumber: Arends, BPM. dan Berenschot, H. Motor Bensin, (1994 : 73)

## 2.8 Unjuk Kerja Motor Otto

Pengujian dari suatu motor bakar adalah untuk mengetahui unjuk kerja dari motor bakar itu sendiri. Parameter- parameter yang akan dibahas untuk mengetahui unjuk kerja mesin dalam penelitian motor Otto empat langkah ini meliputi:

1. Torsi (T).
2. Daya efektif (Ne)
3. Konsumsi bahan bakar spesifik (SFCe).

4. Efisiensi Termal Efektif ( $\eta_e$ ).
5. Emisi gas CO dan HC.

### 2.8.1 Torsi (T)

Torsi merupakan gaya putar yang dihasilkan oleh poros mesin. Besarnya torsi suatu mesin dapat diukur dengan menggunakan alat yang disebut *dynamometer*, yang akan menunjukkan besarnya gaya atau beban pengereman pada poros, sehingga harga torsi dapat dicari dari hubungan antara perkalian besarnya beban pengereman dengan panjang lengan yang menghubungkan timbangan dengan poros. Besarnya torsi dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$T = F \cdot L \quad (\text{Bueche; 1988 : 16})$$

dengan :

$T$  = torsi yang dihasilkan (Kg.m)

$F$  = besarnya beban pengereman (Kg)

$L$  = panjang lengan dinamometer (m).

Dalam hal ini alat yang digunakan untuk mengukur torsi sudah menunjukkan hasil torsi dengan satuan (Kg.m).

### 2.8.2 Daya Efektif (Ne)

Daya efektif merupakan daya yang dihasilkan oleh poros engkol untuk menggerakkan beban. Daya efektif ini dibangkitkan oleh daya indikasi, yaitu suatu daya yang dihasilkan oleh torak, dimana sebagian dari daya ini digunakan untuk mengatasi gesekan mekanis, misalnya gesekan antara torak dan dinding silinder, gesekan antara poros dan bantalan, untuk menggerakkan peralatan bantu (pendingin, kipas radiator, dsb), dan lainnya.

Daya efektif didapatkan dengan mengalikan torsi (T) dengan kecepatan anguler poros ( $\omega$ ). Persamaannya adalah sebagai berikut:

$$Ne = T \cdot \omega = \frac{T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{T \cdot n}{716,2} \quad [\text{PS}] \quad (\text{Petrovsky; 1979 : 58})$$

dengan:

$Ne$  = daya efektif (PS)

$T$  = torsi (Kg.m)

$\omega$  = kecepatan anguler poros ( $\text{rad} \cdot \text{detik}^{-1}$ )

$n$  = putaran poros (rpm)

### 2.8.3 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik Efektif (SFCe)

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif adalah jumlah bahan bakar yang diperlukan untuk menghasilkan daya efektif sebesar 1PS selama 1 jam. Konsumsi bahan bakar diukur dengan menggunakan tabung ukur yang telah diketahui volumenya. Bahan bakar akan dialirkan melalui tabung ukur ini kemudian diamati waktu yang diperlukan untuk menghabiskan bahan bakar sebesar volume tersebut pada saat mesin bekerja. Konsumsi bahan bakar tersebut dikonversikan ke dalam satuan kg/jam, maka akan diperoleh rumusan :

Dari nilai konsumsi bahan bakar ( $F_c$ ) didapat *Specific Fuel Consumption efective* (SFCe) dengan persamaan sebagai berikut:

$$SFCe = \frac{F_c}{N_e} \text{ [kg} \cdot \text{PS}^{-1} \cdot \text{jam}^{-1}] \quad (\text{Petrovsky; 1979 : 63})$$

dengan:

$SFCe$  = konsumsi bahan bakar spesifik efektif ( $\text{kg} \cdot \text{PS}^{-1} \cdot \text{jam}^{-1}$ )

$F_c$  = konsumsi bahan bakar ( $\text{kg} \cdot \text{jam}^{-1}$ )

$N_e$  = daya efektif (PS)

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif dapat dijadikan ukuran ekonomis dan tidaknya pemakaian bahan bakar. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif yang rendah menunjukkan efisiensi termal efektif yang tinggi karena efisiensi termal efektif berbanding terbalik dengan nilai konsumsi bahan bakar spesifik efektif.

### 2.8.4 Efisiensi Termal Efektif ( $\eta_e$ )

Efisiensi termal efektif merupakan perbandingan antara kalor yang diubah menjadi daya efektif dengan kalor yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar. Efisiensi termal efektif merupakan suatu ukuran untuk mengetahui ekonomis atau tidaknya dalam pemakaian bahan bakar, karena nilai dari efisiensi termal efektif berbanding terbalik dengan nilai konsumsi bahan bakar spesifik. Jadi jika konsumsi bahan bakar spesifik efektif semakin turun, maka efisiensi termal efektif akan meningkat. Besarnya efisiensi termal efektif dihitung dengan rumus :

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_b} = \frac{632 \cdot N_e}{F_c \cdot LHV_{bb}} = \frac{632}{SFCe \cdot LHV_{bb}} \text{ [100\%]} \quad (\text{Petrovsky; 1979:62}) \quad \text{dengan:}$$

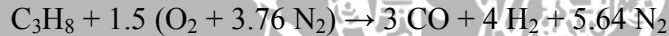
- $\eta_e$  = efisiensi termal efektif (%)  
 $Q_e$  = jumlah kalor yang digunakan untuk daya efektif (kkal . Kg<sup>-1</sup>)  
 $Q_b$  = jumlah kalor dari pembakaran bahan bakar dan udara (kkal . Kg<sup>-1</sup>)  
 $LHV_{bb}$  = nilai kalor rendah bahan bakar (kkal . Kg<sup>-1</sup>)

## 2.9 Analisis Emisi Gas Buang

Sisa hasil pembakaran pada motor bakar adalah berupa gas CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, CO, HC dan polutan-polutan lain. Namun sebagian besar kandungan gas buang tersebut adalah CO<sub>2</sub>, CO, O<sub>2</sub> dan N<sub>2</sub>. Emisi gas buang yang dianalisis pada penelitian ini adalah gas CO dan HC, karena gas CO dan HC merupakan salah satu indikator sempurna atau tidaknya pembakaran yang terjadi. Kadar emisi gas CO dan HC dapat diukur dengan menggunakan *gas analyzer*.

### a. Gas CO

Gas CO dihasilkan dari proses pembakaran suatu bahan bakar yang dapat terjadi akibat terbatasnya suplai oksigen atau udara dari jumlah yang diperlukan. Reaksi yang mungkin terjadi di antaranya :



Gas CO ini bersifat racun terhadap tubuh karena bila masuk ke dalam darah, CO dapat bereaksi dengan Hemoglobin (Hb) untuk membentuk karboksihemoglobin (COHb). Bila reaksi tersebut terjadi, maka kemampuan darah mengangkut O<sub>2</sub> untuk kepentingan pembakaran dalam tubuh akan menjadi berkurang. Hal ini disebabkan karena kemampuan Hb untuk mengikat CO jauh lebih besar (sekitar 200 kali lebih) dibandingkan kemampuan Hb untuk mengikat O<sub>2</sub>. Selain itu kandungan COHb dalam darah dapat menyebabkan terganggunya sistem urat saraf dan fungsi tubuh pada konsentrasi rendah (2-10%) dan bisa menyebabkan kematian pada konsentrasi tinggi (>10%).

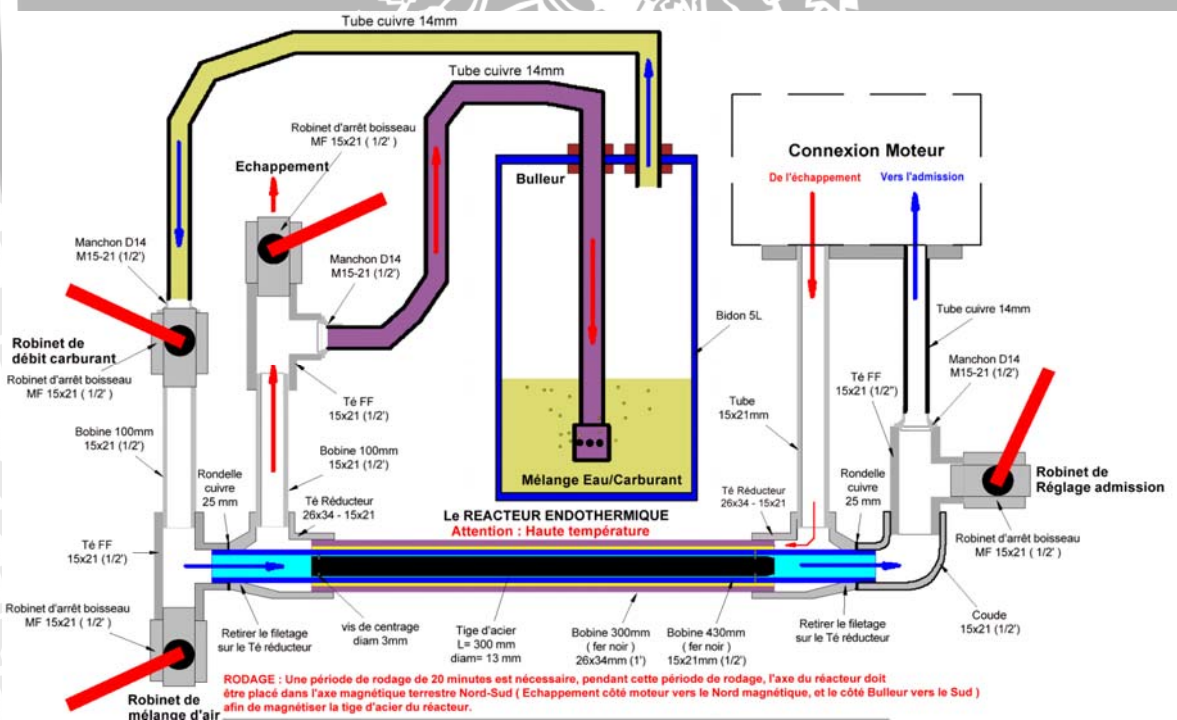
### b. HC ( Hidro carbon )

HC adalah senyawa hidrokarbon yang tidak terbakar yang dihasilkan dari proses pembakaran yang tidak sempurna. HC sangat terkait dengan efisiensi pembakaran dari bahan bakar. Reaksi pembakaran yang tidak sempurna ini bisa disebabkan oleh karena rendahnya rasio udara-bahan bakar (A/F) atau karena pencampuran udara dari bahan

bakar yang tidak homogen. HC merupakan komponen dari senyawa organik yang bila kandungannya tinggi di udara akan dapat mencemarkan lingkungan dan dapat menyebabkan gangguan penglihatan.

### 2.10 Processor Multi – Fuel

*Processor Multi – Fuel* merupakan alat pendaur gas buang menjadi gas yang dapat dimanfaatkan menjadi bahan bakar dan dipasang pada motor Otto. Prinsip kerjanya yaitu gas buang sisa pembakaran dimasukkan ke dalam tabung dan direaksikan dengan campuran bensin – air. Di dalam tabung terjadi campuran antara air, bensin dan gas buang kendaraan yang mengandung CO dan CO<sub>2</sub>. Suhu tabung bahan bakar mencapai 150 sampai 200 derajat celsius ketika bekerja. Untuk menjalankannya, panas diambil dari gas buang. Proses pencampuran gas metana dari hasil reaksi dan bensin terjadi sudah dalam fase gas. Gas-gas inilah yang dicampur dengan udara dan dimasukkan ke dalam *intake manifold* kemudian dibakar di dalam ruang bakar. Berikut disajikan skema *Processor Multi – Fuel*.



Gambar 2.9. Skema instalasi *Processor Multi – Fuel*.

Sumber: [www.jlnlabs.org](http://www.jlnlabs.org)

### 2.11 Hipotesis

Perubahan sudut penyalaan pada motor bensin berbahan bakar campuran air dan bensin pada alat *Processor Multi-Fuel* akan menyebabkan pembakaran bahan bakar terjadi lebih awal, yang berakibat campuran lebih banyak terbakar saat torak akan melakukan langkah kerja, dan tekanan dalam silinder meningkat, yang mengakibatkan torak mendapat gaya positif yang lebih besar sehingga daya yang dihasilkan meningkat dan kinerja motor juga meningkat.



## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan dalam penelitian ini adalah metode penelitian experimental semu, dimana mesin diuji dalam kondisi tidak berpindah tempat. Metode ini dilakukan dengan cara membandingkan unjuk kerja mesin yang meliputi Torsi (T), daya efektif (Ne), konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe), dan efisiensi termal ( $\eta$ ), serta emisi gas CO dan HC pada mesin Otto empat langkah dengan menggunakan bahan bakar bensin dicampur air dengan perubahan sudut penyalaan  $27^\circ$ ,  $31^\circ$ ,  $35^\circ$ ,  $39^\circ$ , dan  $42^\circ$  sebelum TMA.

### 3.2 Variabel Penelitian

Variabel dalam penelitian ini ada dua macam yaitu :

1. Variabel bebas (*independent variable*)

yaitu variabel yang bebas ditentukan oleh peneliti sebelum melakukan penelitian.

Dalam penelitian ini, variabel bebas yang digunakan adalah:

- Sudut penyalaan  $27^\circ$ ,  $31^\circ$ ,  $35^\circ$ ,  $39^\circ$ , dan  $42^\circ$  sebelum TMA.

2. Variabel terikat (*dependent variable*)

yaitu variabel yang besarnya tidak dapat ditentukan oleh peneliti, tetapi besarnya tergantung pada variabel bebasnya. Penelitian ini memiliki variabel terikat yang meliputi:

- Torsi (Kg.m)
- Daya efektif (PS)
- Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (Kg / PS.Jam)
- Efisiensi termal efektif (%)
- Emisi gas CO (%)
- Emisi gas HC ( ppm )

3. Variabel kontrol (*control variable*)

yaitu variabel yang ditentukan oleh peneliti, dan nilainya dikondisikan konstan.

Variabel kontrol yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

- Putaran poros 3000 rpm, 3500 rpm, 4000 rpm, 4500 rpm, dan 5000rpm.

- Buka *throttle* motor bensin yaitu 100%.
- Campuran bensin dan air 50 % -50%

### 3.3 Peralatan yang digunakan

#### ➤ Peralatan utama

Peralatan yang akan digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

#### 1. Motor bensin empat langkah dengan spesifikasi sebagai berikut:

Merk mesin	: Honda Kharisma 125cc
Tipe mesin	: 4 langkah, OHC, pendingin udara
Siklus	: 4 Langkah
Jumlah silinder	: 1 buah
Volume langkah	: 124,91 cm <sup>3</sup>
Diameter silinder	: 52,4 mm
Panjang langkah torak	: 57,9 mm
Daya poros maksimum	: 9,3 PS / 7500 rpm
Torsi maksimum	: 1,03 Kgf.m / 4000 rpm
Perbandingan kompresi	: 9,0 : 1
Pencampuran Bahan Bakar	: Karburator (modifikasi)
Negara pembuat	: Jepang

#### 2. Gas Analiser

Alat yang digunakan untuk mengukur kadar emisi CO dan HC dengan spesifikasi sebagai berikut:

- Merk Stargas Mod 898
- Kemampuan pengukuran tertera pada tabel berikut

Tabel 3.1 Kemampuan Pengukuran *Gas Analyzer*

Yang diukur	Kemampuan	Satuan
CO	0 - 15,000	% Vol
CO <sub>2</sub>	0 - 20,00	% Vol
HC	0 - 30000	ppm Vol
O <sub>2</sub>	0 - 25,00	% Vol
NO	0 - 5000	ppm Vol
Lambda	0,5 - 2,000	



Sumber : Buku petunjuk penggunaan Gas Analiser ( 2005 )

### 3. *Programmable CDI*

Digunakan untuk mengubah waktu pengapian dengan spesifikasi:

Merk : Bintang Racing Team

Tipe : I-MAX Smart Click

Variasi waktu pengapian :  $27^{\circ}$  -  $42^{\circ}$  sebelum TMA

#### ➤ **Peralatan bantu**

##### 1. *Flow meter* (meter alir)

Berupa tabung atau pipa yang didalamnya dipasang orifice. Digunakan untuk mengukur konsumsi udara dan bahan bakar yang dipakai selama pengujian.

##### 2. *Tachometer*

Digunakan untuk mengukur kecepatan putaran poros mesin. Satuan yang digunakan adalah rpm (*rotation per minute*).

##### 3. *Dynamometer*

Digunakan untuk mengukur gaya pengereman pada poros *output*. Dalam hal ini alat yang digunakan sudah menunjukkan hasil besarnya torsi.

##### 4. *Stop watch*

Digunakan untuk mengetahui waktu yang dibutuhkan motor Otto untuk menghabiskan bahan bakar dengan volume tertentu.

##### 5. Barometer

Digunakan untuk mengukur tekanan udara ruangan selama penelitian berlangsung.

##### 6. *Termometer*

Digunakan untuk mengukur temperatur ruangan selama penelitian.

##### 7. Manometer U

Digunakan untuk mengukur beda tekanan pada *orifice*. Beda tekanan ditunjukkan dengan beda ketinggian fluida (air raksa) pada pipa manometer U.

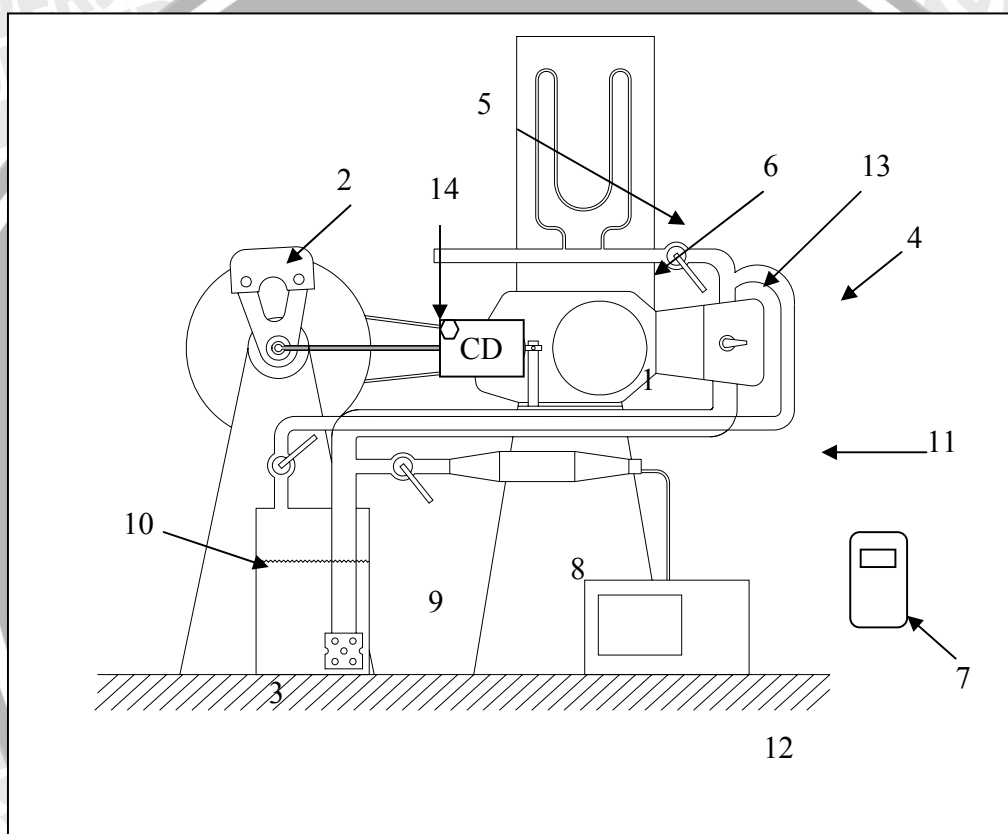
### 3.4 **Tempat Penelitian**

Penelitian tentang analisa pengaruh variasi sudut penyalaan terhadap karakteristik kinerja dan emisi gas CO dan HC dari motor bensin empat langkah ini dilakukan pada 27 juli 2009 di laboratorium Motor Bakar Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang.

### 3.5 Pelaksanaan Penelitian

#### 3.5.1 Instalasi Alat Penelitian

Sebelum penelitian dilaksanakan dilakukan persiapan penyusunan alat-alat penelitian. Mempersiapkan instalasi utama (gambar 3.1) yang dirangkai menjadi satu kesatuan. Kemudian dilakukan persiapan peralatan pengujian serta penyetingan mesin dalam kondisi baik.



Gambar 3.1 Skema instalasi alat pengujian

Keterangan:

- |                            |                         |
|----------------------------|-------------------------|
| 1. Motor Otto              | 9. Valve                |
| 2. Prony brake dynamometer | 10. Saluran bahan bakar |
| 3. Tabung bensin – air     | 11. Saluran gas buang   |
| 4. Intake manifold         | 12. Gas analyzer        |
| 5. Manometer U             | 13. Throttle            |
| 6. Orifice                 | 14. Progamable CDI      |
|                            | 15. PMF (3,4,13,11,9,8) |

7. *Tachometer*
8. *Knalpot*

### 3.5.2 Prosedur Penelitian

Langkah - langkah yang dilakukan untuk setiap pengujian adalah sebagai berikut:

1. Mempersiapkan bahan bakar yaitu pencampuran antara bensin dan air dengan prosentase air 50 %
2. Sudut pengapian diatur dari  $27^\circ$ ,  $31^\circ$ ,  $35^\circ$ ,  $39^\circ$ , dan  $42^\circ$  sebelum TMA.
3. Mesin dinyalakan beberapa menit sampai dalam kondisi kerjanya.
4. Throttle dibuka pada posisi 100 %
5. Putaran mesin diatur pada putaran 3000 rpm dengan cara mengatur pembebanan pada dinamometer, kemudian diambil data sebagai berikut:
  - Besarnya putaran (rpm)
  - Torsi mesin (kg.m)
  - Konsumsi bahan bakar ( $lt. jam^{-1}$ )
  - Perbedaan tekanan antara tekanan udara luar dengan tekanan udara masuk karburator (mm kerosin)
  - Besarnya lambda ( $\lambda$ )
  - Kandungan emisi gas CO dan gas HC.
6. Putaran dinaikkan setiap 500 rpm kemudian diambil data seperti pada no. 5 sampai pada putaran 5000 rpm, dan kembali ke nomer 2 untuk mengatur sudut penyalan.

### 3.6 Analisis Statistika

Untuk mengolah data yang telah diperoleh dipergunakan analisis varian dua arah. Dengan analisis varian dua arah akan diketahui ada tidaknya pengaruh dari variasi putaran poros motor Otto dan pengaruh variasi sudut penyalan serta pengaruh interaksi keduanya terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, dan efisiensi termal efektif serta emisi gas CO dan HC.

Putaran poros motor Otto mempunyai level  $A_1, A_2, \dots, A_r$  dan variasi sudut penyalan mempunyai level  $B_1, B_2, \dots, B_c$ . Jumlah pengamatan tiap sel adalah  $t$  kali dari rancangan dua kategori A dan B serta masing-masing kategori terdiri atas  $r$  dan  $c$  level. Bila

pengaruh interaksi antar putaran poros motor Otto pada level ke  $i$  dan pengaruh variasi sudut penyalaan pada level ke  $j$  dinyatakan dengan  $(\alpha\beta)_{ij}$ . Maka nilai setiap pengamatan ditulis dengan model matematika sebagai berikut:

$$Y_{ijk} = \mu + \alpha_i + \beta_j + (\alpha\beta)_{ij} + \varepsilon_{ijk} \quad (3-1)$$

Dimana

$Y_{ijk}$  = nilai setiap pengamatan

$\mu$  = nilai rata-rata dari seluruh pengamatan

$\alpha_i$  = pengaruh putaran poros ke  $i$

$\beta_j$  = pengaruh sudut pengapian ke  $j$

$(\alpha\beta)_{ij}$  = pengaruh interaksi putaran poros motor Otto ke  $i$  dan sudut pengapian ke  $j$

$\varepsilon_{ijk}$  = simpangan pengamatan

Yang akan kita uji dari pengamatan ini adalah:

1.  $\alpha$  = pengaruh (efek) dari putaran poros
2.  $\beta$  = pengaruh (efek) dari sudut pengapian
3.  $\alpha\beta$  = pengaruh interaksi dari putaran poros motor Otto dan sudut pengapian

Adapun hipotesis yang dipergunakan adalah sebagai berikut:

I  $H_0^1 : \alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_i$  (tidak ada pengaruh variasi putaran mesin terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, dan efisiensi termal efektif serta emisi gas CO dan HC).

$H_1^1$  : paling sedikit satu  $\alpha_i \neq 0$  (ada pengaruh variasi putaran mesin terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, dan efisiensi termal efektif serta emisi gas CO dan HC).

II  $H_0^2 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_j$  (tidak ada pengaruh variasi sudut penyalaan terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, dan efisiensi termal efektif serta emisi gas CO dan HC).

$H_1^2$  : paling sedikit satu  $\beta_j \neq 0$  (ada pengaruh variasi sudut penyalaan terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, dan efisiensi termal efektif serta emisi gas CO dan HC).

III  $H_0^3: (\alpha\beta)_{11} = (\alpha\beta)_{12} = \dots = (\alpha\beta)_{ij}$  (tidak ada pengaruh variasi putaran mesin dan torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, dan efisiensi termal efektif serta emisi gas CO dan HC).

$H_1^3$ : paling sedikit satu  $(\alpha\beta) \neq 0$  (ada pengaruh variasi putaran mesin dan variasi torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, dan efisiensi termal efektif serta emisi gas CO dan HC).

Tabel 3.2. Rancangan Pengamatan Model Dua Arah dengan Pengulangan

Faktor	Variasi sudut penyalaan ( $^\circ$ )			$\Sigma$ Baris	Rata-rata		
	B <sub>1</sub>	...	B <sub>j</sub>			...	B <sub>c</sub>
A <sub>1</sub>	X <sub>111</sub>		X <sub>1j1</sub>		X <sub>1c1</sub>	T <sub>1..</sub>	$\bar{X}_{1..}$
	X <sub>112</sub>		X <sub>1j2</sub>		X <sub>1c2</sub>		
	...		...		...		
	X <sub>11t</sub>		X <sub>1jt</sub>		X <sub>1ct</sub>		
	T <sub>11.</sub>		T <sub>1j.</sub>		T <sub>1c.</sub>		
A <sub>i</sub>	X <sub>i11</sub>		X <sub>ij1</sub>		X <sub>ic1</sub>	T <sub>i..</sub>	$\bar{X}_{i..}$
	X <sub>i12</sub>		X <sub>ij2</sub>		X <sub>ic2</sub>		
	...		...		...		
	X <sub>i1t</sub>		X <sub>ijt</sub>		X <sub>ict</sub>		
	T <sub>i1.</sub>		T <sub>ij.</sub>		T <sub>ic.</sub>		
A <sub>r</sub>	X <sub>r11</sub>		X <sub>rj1</sub>		X <sub>rc1</sub>	T <sub>r..</sub>	$\bar{X}_{r..}$
	X <sub>r12</sub>		X <sub>rj2</sub>		X <sub>rc2</sub>		
	...		...		...		
	X <sub>r1t</sub>		X <sub>rjt</sub>		X <sub>rc t</sub>		
	T <sub>r1.</sub>		T <sub>rj.</sub>		T <sub>rc.</sub>		
$\Sigma$ Kolom	T <sub>.1.</sub>		T <sub>.j.</sub>		T <sub>.c.</sub>	T <sub>...</sub>	
Rata-rata	$\bar{X}_{.1.}$		$\bar{X}_{.j.}$		$\bar{X}_{.c.}$		$\bar{X}_{...}$

Sumber : Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT. (2006:96)

Didalam perhitungan menggunakan rumus sebagai berikut ini:

1. Jumlah kuadrat total (JKT)

$$JKT = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^c \sum_{k=1}^t X_{ijk}^2 - \frac{(T_{...})^2}{rct}$$

(Wahyudi; 2006 : 98)



2. Jumlah kuadrat putaran poros (JKA)

$$JKA = \frac{\sum_{i=1}^r T_i^2}{ct} - \frac{(T_{...})^2}{rct} \quad (\text{Wahyudi; 2006 : 98})$$

3. Jumlah kuadrat variasi sudut penyalaan (JKB)

$$JKB = \frac{\sum_{j=1}^c T_j^2}{rt} - \frac{(T_{...})^2}{rct} \quad (\text{Wahyudi; 2006 : 98})$$

4. Jumlah pengaruh interaksi perlakuan (JKP)

$$JKP = \frac{\sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^c T_{ij}^2}{t} - \frac{(T_{...})^2}{rct} \rightarrow JKAB = JKP - JKA - JKB \quad (\text{Wahyudi; 2006 : 98})$$

5. Jumlah kuadrat galat (JKG)

$$JKG = JKT - JKP = JKT - JKA - JKAB \quad (\text{Wahyudi; 2006 : 98})$$

Apabila masing-masing suku dibagi dengan derajat bebasnya, akan diperoleh nilai varian dari masing-masing suku tersebut. Nilai ini sering disebut dengan kuadrat tengah yang disingkat KT. Nilai varian tersebut adalah:

1. Kuadrat tengah putaran poros (KTA)

$$KTA = \frac{JKA}{(r-1)} \quad (\text{Wahyudi; 2006 : 98})$$

2. Kuadrat tengah variasi sudut penyalaan (KTB)

$$KTB = \frac{JKB}{(c-1)} \quad (\text{Wahyudi; 2006 : 98})$$

3. Kuadrat tengah interaksi putaran poros dan variasi sudut penyalaan (KTAB)

$$KTAB = \frac{JKAB}{(r-1)(c-1)} \quad (\text{Wahyudi; 2006 : 98})$$

4. Kuadrat tengah galat (KTG)

$$KTG = \frac{JKG}{rc(t-1)} \quad (\text{Wahyudi; 2006 : 98})$$

Untuk menguji ketiga hipotesis diatas kita mencari harga  $F_{hitung}$  masing-masing sumber keragaman (putaran poros, variasi sudut penyalaan dan interaksi putaran poros dan variasi sudut penyalaan) kemudian hasilnya dibandingkan dengan  $F_{tabel}$  pada derajat bebas yang sesuai dengan nilai  $\alpha$  tertentu. Nilai  $F_{hitung}$  dari masing-masing sumber keragaman adalah sebagai berikut:

1.  $F_{hitung}$  dari putaran

$$F_1 = \frac{KTA}{KTG}$$

2.  $F_{hitung}$  dari variasi sudut penyalaan

$$F_2 = \frac{KTB}{KTG}$$

3.  $F_{hitung}$  dari interaksi putaran dan variasi sudut penyalaan

$$F_3 = \frac{KTAB}{KTG}$$

Tabel 3.3. Analisis Varian

Sumber Varian	JK	Db	KT	$F_{hitung}$	$F_{tabel}$
Antar A	JKA	$db_1 = r - 1$	KTA	$F_1$	
Antar B	JKB	$db_2 = c - 1$	KTB	$F_2$	
Interaksi AB	JKAB	$db_3 = db_1 \cdot db_2$	KTAB	$F_3$	
Galat	JKG	$db_4 = rc(t - 1)$	KTG		
Total	JKT	$rct - 1$			

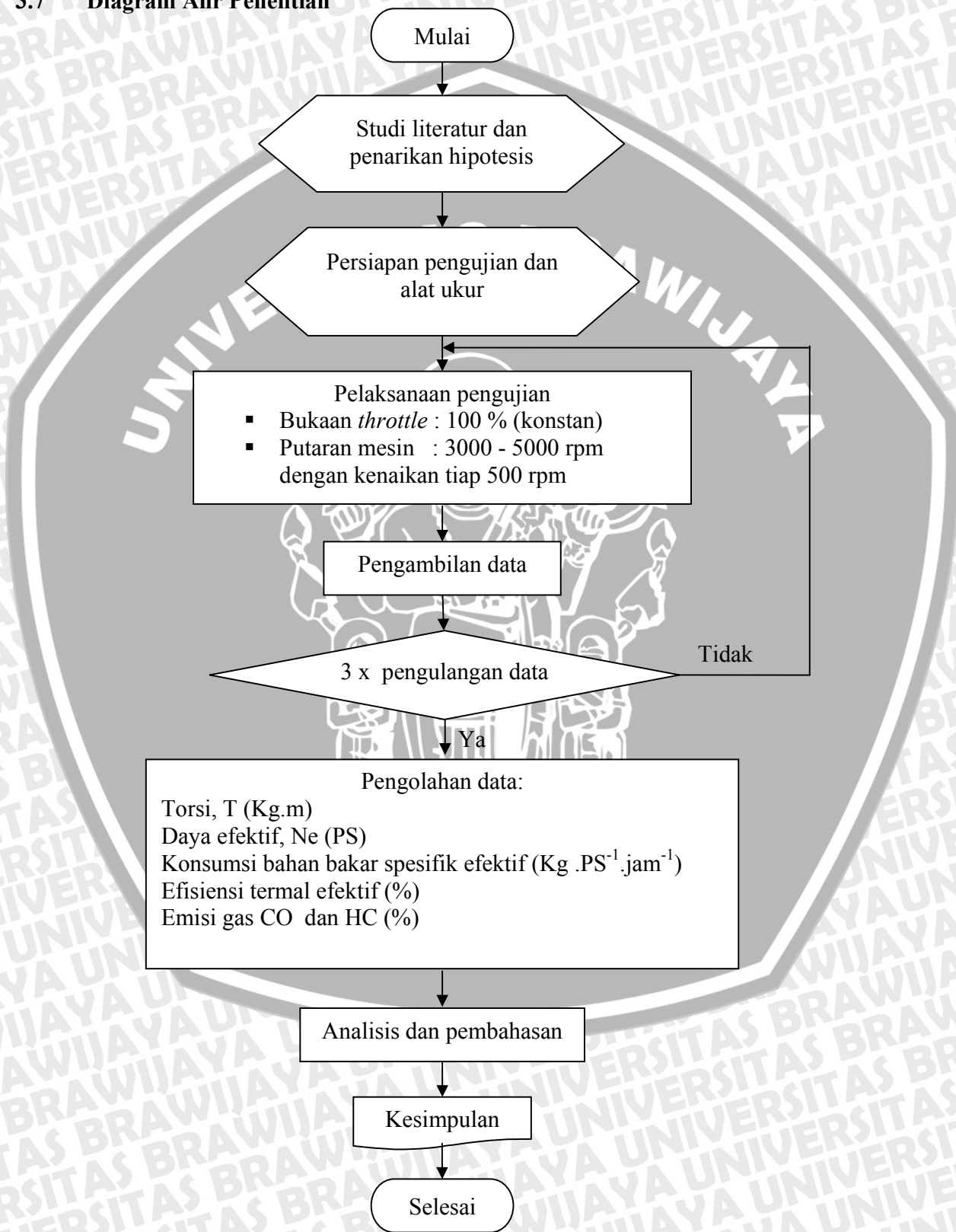
Sumber : Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT. (2006:98)

Kesimpulan yang diperoleh:

1. Bila  $FA_{hitung} > FA_{tabel}$ , maka  $H_0^1$  ditolak dan  $H_1^1$  diterima, ini menyatakan bahwa variasi putaran mesin berpengaruh terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, dan efisiensi termal efektif serta emisi gas CO dan HC.
2. Bila  $FB_{hitung} > FB_{tabel}$ , maka  $H_0^2$  ditolak dan  $H_1^2$  diterima, ini menyatakan bahwa variasi sudut penyalaan berpengaruh terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, dan efisiensi termal efektif serta emisi gas CO dan HC.
3. Bila  $FAB_{hitung} > FAB_{tabel}$ , maka  $H_0^3$  ditolak dan  $H_1^3$  diterima, ini menyatakan bahwa variasi putaran dan variasi sudut penyalaan berpengaruh terhadap torsi, daya

efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, dan efisiensi termal efektif serta emisi gas CO dan HC

### 3.7 Diagram Alir Penelitian





## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Analisis Data

#### 4.1.1. Data Hasil Pengujian

Data yang diperoleh selama pengujian adalah sebagai berikut:

1. Pengujian : variasi putaran
2. Buka *throttle* : 100%
3. Suhu lingkungan : 28°C
4. Kelembaban relatif : 59 %
5. Tekanan lingkungan : 716 mmHg

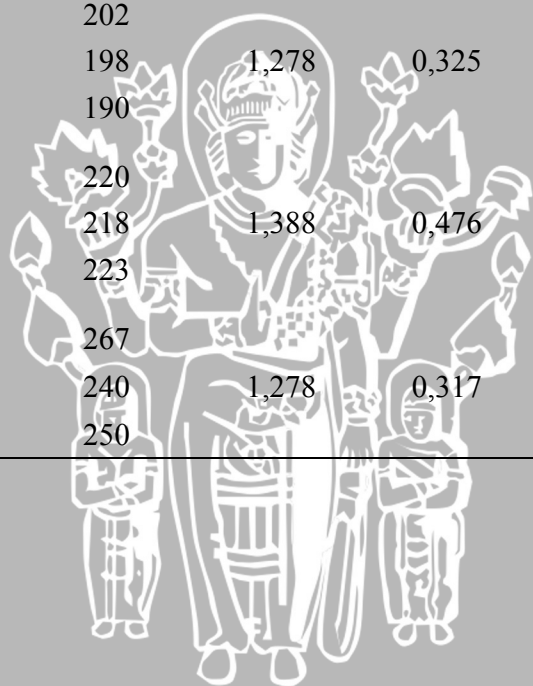
Tabel 4.1. Data hasil pengujian motor Otto berbahan bakar bensin

n (rpm)	T (poros <i>discbrake</i> ) (Kg.m)	$\Delta h$ (mm)	t (tiap 4 ml bb) (s)	$\lambda$	CO (% vol)	HC (ppm vol)
3000	17	136	9,25	0,996	7,952	2203
	18	130	11,23			
	20	132	10			
3500	19	228	8,9	0,935	8,385	1927
	19	212	9,6			
	18	212	9,21			
4000	17	260	8,52	0,921	8,795	1263
	18	270	7,78			
	17	262	8,66			
4500	15	272	7,82	0,861	9,678	952
	17	292	6,61			
	16	274	8,56			
5000	15	358	6,59	0,823	10,192	813
	14	326	6,63			
	14	342	6,72			

Tabel 4.2 Data hasil pengujian motor Otto berbahan bakar campuran bensin dan air dengan sudut penyalan 27° sebelum TMA

n (rpm)	T (poros <i>discbrake</i> ) (Kg.m)	$\Delta h$ (mm)	$\lambda$	CO (% vol)	HC (ppm vol)
3000	14,5	150	1,326	0,392	420
	14,5	154			
	14,5	165			
3500	14	170	1,264	0,345	437
	14	185			
	14,5	187			
4000	14	202	1,278	0,325	258
	15	198			
	14	190			
4500	13	220	1,388	0,476	243
	13	218			
	13	223			
5000	12	267	1,278	0,317	283
	11	240			
	12	250			

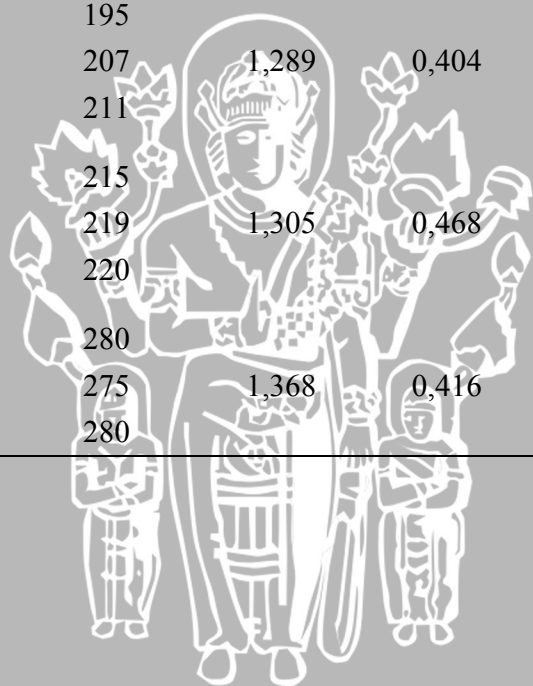
UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Tabel 4.3 Data hasil pengujian motor Otto berbahan bakar campuran bensin dan air dengan sudut penyalan 31° sebelum TMA

n (rpm)	T (poros <i>discbrake</i> ) (Kg.m)	$\Delta h$ (mm)	$\lambda$	CO (% vol)	HC (ppm vol)
3000	16	150	1,349	0,349	455
	15,5	145			
	16	155			
3500	15	165	1,345	0,315	244
	15	168			
	15	175			
4000	15	195	1,289	0,404	261
	14	207			
	15	211			
4500	14	215	1,305	0,468	213
	13,5	219			
	14	220			
5000	12	280	1,368	0,416	183
	12,5	275			
	12	280			

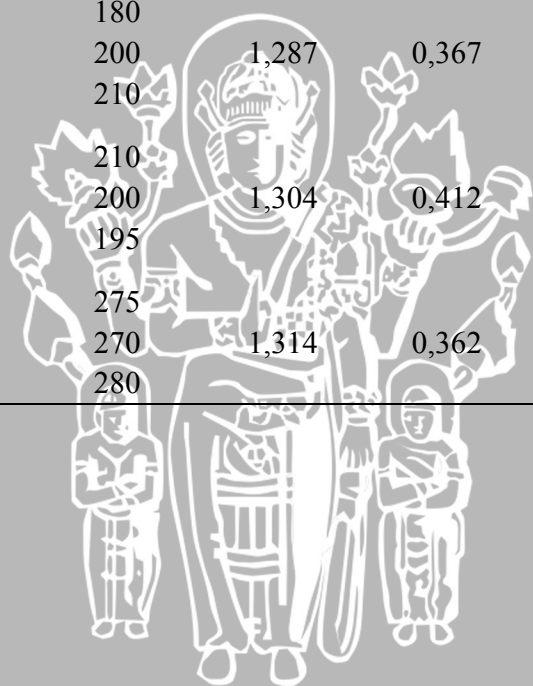
UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Tabel 4.4 Data hasil pengujian motor Otto berbahan bakar campuran bensin dan air dengan sudut penyalaan 35° sebelum TMA

n (rpm)	T (poros discbrake) (Kg.m)	$\Delta h$ (mm)	$\lambda$	CO (% vol)	HC (ppm vol)
3000	16,5	150	1,295	0,362	285
	16	160			
	16	155			
3500	15	150	1,311	0,218	266
	15,5	170			
	15,5	170			
4000	15,5	180	1,287	0,367	272
	15	200			
	15,5	210			
4500	14	210	1,304	0,412	86
	13,5	200			
	14	195			
5000	13	275	1,314	0,362	102
	13	270			
	11	280			

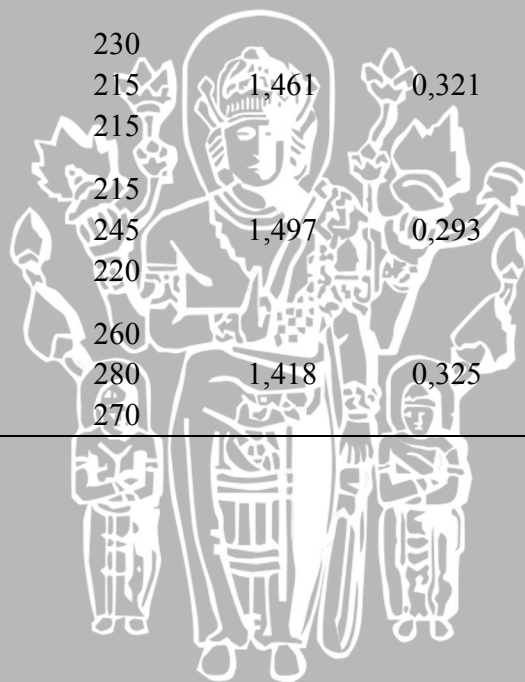
UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Tabel 4.5 Data hasil pengujian motor Otto berbahan bakar campuran bensin dan air dengan sudut penyalan 39° sebelum TMA

n (rpm)	T (poros discbrake) (Kg.m)	$\Delta h$ (mm)	$\lambda$	CO (% vol)	HC (ppm vol)
3000	16	180	1,461	0,315	510
	17	197			
	16,5	180			
3500	16,5	213	1,425	0,302	235
	16	197			
	16	213			
4000	15,5	230	1,461	0,321	210
	15,5	215			
	16	215			
4500	14	215	1,497	0,293	190
	13,5	245			
	14	220			
5000	13	260	1,418	0,325	178
	13	280			
	13	270			

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Tabel 4.6 Data hasil pengujian motor Otto berbahan bakar campuran bensin dan air dengan sudut penyalaan 42° sebelum TMA

n (rpm)	T (poros discbrake) (Kg.m)	Δh (mm)	λ	CO (% vol)	HC (ppm vol)
3000	14	190	1,288	0,318	419
	14,5	195			
	14	180			
3500	14	190	1,328	0,266	138
	14	180			
	13,5	175			
4000	13	180	1,388	0,368	200
	13,5	190			
	13	210			
4500	12,5	220	1,297	0,438	225
	12	215			
	12	240			
5000	11	270	1,33	0,404	252
	11	290			
	11	290			

**4.1.2. Perhitungan Data**

Dari data hasil pengujian dapat dilakukan pengolahan data. Sebagai contoh perhitungan diambil data dari pengujian dengan bahan bakar bensin terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif dan emisi gas CO dan HC pada motor Otto empat langkah. Adapun data yang diambil adalah sebagai berikut:

- Bahan bakar bensin
  - a) Putaran mesin (n) = 3000 rpm
  - b) Torsi (T) = 18,33 kg.m
  - c) Faktor reduksi (i) = 20,9375
  - d) Massa jenis bensin (ρ) = 0,715 kg.liter<sup>-1</sup>
  - e) Waktu (t) = 10,16 detik
  - f) Volume bahan bakar = 4 ml
  - g) Nilai kalor (LHV) = 10551,2 kkal.kg<sup>-1</sup>



Dari data tersebut dapat digunakan untuk menghitung nilai:

1. Torsi (T)

Torsi diukur pada poros diskbrake belakang sehingga untuk nilai torsi pada poros engkol diperoleh dengan cara membagi torsi tersebut dengan faktor reduksinya, maka:

$$\begin{aligned} T &= \frac{T_{\text{diskbrake}}}{i} \quad [\text{kg.m}] \\ &= \frac{18,33 \text{ [kg.m]}}{20,9375} \\ &= 0,88 \text{ [kg.m]} \end{aligned}$$

2. Daya efektif (Ne)

$$\begin{aligned} Ne &= \frac{T \cdot n}{716,2} \quad [\text{PS}] \\ &= \frac{0,88 \text{ [kg.m]} \cdot 3000 \text{ [rpm]}}{716,2} \\ &= 3,67 \quad [\text{PS}] \end{aligned}$$

3. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCE)

Konsumsi bahan bakar (Fc) diukur dengan menggunakan tabung ukur dimana bahan bakar dialirkan melalui tabung ukur yang diketahui volumenya dan diukur waktu yang diperlukan untuk menghabiskan bahan bakar sebesar volume tersebut.

$$\begin{aligned} Fc &= \frac{b}{t} \cdot \rho \cdot \frac{3600}{1000} \quad [\text{kg.jam}^{-1}] \\ &= \frac{4 \text{ [ml]}}{10,16 \text{ [s]}} \cdot 0,715 \text{ [kg.liter}^{-1}] \cdot \frac{3600}{1000} \\ &= 1,02 \quad [\text{kg.jam}^{-1}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} SFCE &= \frac{Fc}{Ne} \quad [\text{kg.PS}^{-1}.\text{jam}^{-1}] \\ &= \frac{1,02 \text{ [kg.jam}^{-1}]}{3,67 \text{ [PS]}} \\ &= 0,28 \quad [\text{kg.PS}^{-1}.\text{jam}^{-1}] \end{aligned}$$

4. Efisiensi termal efektif ( $\eta_{te}$ )

$$\eta_{te} = \frac{Q_e}{Q_b} \times 100 = \frac{632 \cdot N_e}{F_c \cdot LHV_{bb}} \times 100 = \frac{632}{SFCE \cdot LHV_{bb}} \times 100 \quad [\%]$$

$$= \frac{632}{0,28 \text{ [kg} \cdot \text{PS}^{-1} \cdot \text{jam}^{-1}] \times 10551,2 \text{ [kkal} \cdot \text{kg}^{-1}]} \times 100$$

$$= 21,5421 \quad [\%]$$

➤ Bahan bakar campuran air 50 %, dengan sudut penyalaan 42° sebelum TMA

- |  |                                 |
|--|---------------------------------|
| a) Putaran mesin (n)                               | = 5000 rpm                      |
| b) Torsi (T)                                       | = 11 kg.m                       |
| c) Faktor reduksi (i)                              | = 20,9375                       |
| d) Diameter <i>orifice</i> udara (D <sub>1</sub> ) | = 27 mm                         |
| e) Diameter pelat (D <sub>2</sub> )                | = 13,5 mm                       |
| f) Beda ketinggian manometer (Δh)                  | = 290 mm kerosin                |
| g) <i>Coefisien discharge</i>                      | = 0,528                         |
| h) Massa jenis kerosin                             | = 835 kg.m <sup>-3</sup>        |
| i) Nilai kalor bb campuran (LHV)                   | = 10180,9 kkal.kg <sup>-1</sup> |
| j) Lambda (λ)                                      | = 1,330                         |

Dari data tersebut dapat digunakan untuk menghitung nilai:

1. Torsi (T)

Torsi diukur pada poros diskbrake belakang sehingga untuk nilai torsi pada poros engkol didapat dengan cara membagi torsi tersebut dengan faktor reduksinya, maka:

$$T = \frac{T_{diskbrake}}{i} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}]$$

$$= \frac{11 \text{ [kg} \cdot \text{m}]}{20,9375}$$

$$= 0,53 \text{ [kg} \cdot \text{m}]$$

2. Daya efektif (Ne)

$$Ne = \frac{T \cdot n}{716,2} \quad [\text{PS}]$$

$$= \frac{0,53 \text{ [kg} \cdot \text{m}] \cdot 5000 \text{ [rpm]}}{716,2}$$

$$= 3,67 \quad [\text{PS}]$$



## 3. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCE)

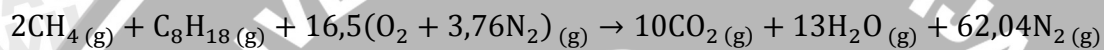
$$SFCE = \frac{F_c}{N_e}$$

Konsumsi bahan bakar dihitung dari rasio udara dan bahan bakar. Dengan mengetahui besarnya lambda ( $\lambda$ ) dapat diketahui AFR aktual dari motor otto tersebut, maka:

$$F_c = \frac{\text{Konsumsi udara}}{AFR_{\text{aktual}}}$$

$$AFR_{\text{aktual}} = \lambda \times AFR_{\text{teoritis}}$$

$AFR_{\text{teoritis}}$  dapat dihitung dari persamaan proses pembakaran stoikiometri, yaitu:



$$AFR_{\text{stoik}} = \left( \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{bb}}} \right)_{\text{stoik}}$$

$$= \left( \frac{16,5 \times \{2(16) + 3,76 \times 2(14)\}}{2 \times \{12 + 4(1)\} + 8(12) + 18(1)} \right)$$

$$= 15,5145$$

$$AFR_{\text{aktual}} = 1,330 \times 15,5145$$

$$= 20,386$$

Massa alir udara dicari mengaplikasikan persamaan kontinuitas dan persamaan Bernouli:

$$\dot{m} = \frac{C_d \times A_t}{\sqrt{1 - \beta^4}} \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p}$$

$$D_1 = 27 \text{ mm} = 0,027 \text{ m}$$

$$D_2 = 13,5 \text{ mm} = 0,0135 \text{ m}$$

$$A_t = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,0135 \text{ [m]})^2}{4} = 0,000143 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\beta = \frac{D_2}{D_1} = \frac{0,027 \text{ [m]}}{0,0135 \text{ [m]}} = 0,5$$

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot h = 835 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]} \times 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]} \times 0,290 \text{ [m]} = 2375,49 \text{ [Pa]}$$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{0,528 \times 0,000143 \text{ [m}^2\text{]}}{\sqrt{1 - 0,5^4}} \sqrt{2 \times 1,0937 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]} \times 2375,49 \text{ [Pa]}} \\ &= 0,005629 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \end{aligned}$$

$$F_c = \frac{0,005629 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}}{20,386}$$

$$= 0,0002761 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} = 0,99405 \text{ [kg} \cdot \text{jam}^{-1}\text{]}$$

$$SFC_e = \frac{0,99405 \text{ [kg} \cdot \text{jam}^{-1}\text{]}}{3,67 \text{ [PS]}}$$

$$= 0,2268 \text{ [kg} \cdot \text{PS}^{-1} \cdot \text{jam}^{-1}\text{]}$$

#### 4. Efisiensi termal efektif ( $\eta_e$ )

$$\eta_{te} = \frac{Q_e}{Q_b} = \frac{632 \cdot N_e}{F_c \cdot LHV_{bb}} \times 100 = \frac{632}{SFC_e \cdot LHV_{bb}} \times 100 \text{ [%]}$$

$$= \frac{632}{0,2268 \text{ [kg} \cdot \text{PS}^{-1} \cdot \text{jam}^{-1}\text{]} \times 10180,9 \text{ [kkal} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}} \times 100 \text{ [%]}$$

$$= 25,34 \text{ [%]}$$

#### 4.1.3. Analisis Varian

Hasil pengolahan data pengujian motor otto empat langkah kemudian dilakukan analisis statistik dengan menggunakan analisis varian dua arah. Dengan analisis varian dua arah ini akan diketahui ada tidaknya pengaruh variasi putaran, variasi sudut penyalaan dan interaksi keduanya terhadap unjuk kerja motor otto empat langkah yang meliputi torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, serta emisi gas CO dan emisi gas HC.

Adapun hipotesis yang dipergunakan adalah sebagai berikut:

- I.  $H_0^1 : \alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_i = 0$  (tidak ada pengaruh variasi putaran mesin terhadap unjuk kerja motor otto empat langkah).  
 $H_1^1$ : paling sedikit satu  $\alpha_i \neq 0$  (ada pengaruh variasi putaran mesin terhadap unjuk kerja motor otto empat langkah).
- II.  $H_0^2 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_j = 0$  (tidak ada pengaruh variasi sudut penyalaan terhadap unjuk kerja motor otto empat langkah).  
 $H_1^2$ : paling sedikit satu  $\beta_j \neq 0$  (ada pengaruh variasi sudut penyalaan terhadap unjuk kerja motor otto empat langkah).
- III.  $H_0^3 : (\alpha\beta)_{11} = (\alpha\beta)_{12} = \dots = (\alpha\beta)_{ij} = 0$  (tidak ada pengaruh variasi putaran mesin dan variasi sudut penyalaan terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang motor otto empat langkah).

$H_1^3$  : paling sedikit satu  $(\alpha\beta)_{ij} \neq 0$  (ada pengaruh variasi putaran mesin dan variasi sudut penyalaan terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang motor otto empat langkah).

#### 4.1.3.1. Analisis Statistik untuk Torsi yang Dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi putaran, perubahan sudut penyalaan dan interaksi antara keduanya terhadap torsi yang dihasilkan motor otto empat langkah. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.7. Analisis varian dua arah untuk torsi

Sumber Varian	JK	db	KT	$F_{hitung}$	$F_{tabel}$
Putaran (A)	0,256065	4	0,06402	187,0889	2,57
Variasi Campuran (B)	0,100263	4	0,02507	73,2556	2,57
Interaksi A dan B	0,013161	16	0,00082	1,8733	1,863
Galat	0,017108	50	0,00034		
Total	0,386596	74			

Dari tabel 4.7 dapat diketahui bahwa masing-masing  $F_{hitung} > F_{tabel}$ . Hal ini berarti bahwa  $H_0^1, H_0^2, H_0^3$  ditolak dan  $H_1^1, H_1^2, H_1^3$  diterima. Hal ini berarti bahwa variasi putaran, perubahan sudut penyalaan dan interaksi antara variasi putaran dan perubahan sudut penyalaan mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap torsi yang dihasilkan motor Otto empat langkah dengan tingkat keyakinan 95 %.

#### 4.1.3.2. Analisis Statistik untuk Daya Efektif yang Dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi putaran, perubahan sudut penyalaan dan interaksi antara keduanya terhadap daya efektif yang dihasilkan motor otto empat langkah. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.8. Analisis varian dua arah untuk daya efektif

Sumber Varian	JK	db	KT	$F_{hitung}$	$F_{tabel}$
Putaran (A)	9,703813	4	2,42595	188,3225	2,57
Variasi Campuran (B)	2,991620	4	0,74790	58,0585	2,57
Interaksi A dan B	0,173898	16	0,02815	2,1852	1,863
Galat	0,644095	50	0,01288		
Total	13,513427	74			

Dari tabel 4.8 dapat diketahui bahwa masing-masing  $F_{hitung} > F_{tabel}$ . Hal ini berarti bahwa  $H_0^1, H_0^2, H_0^3$  ditolak dan  $H_1^1, H_1^2, H_1^3$  diterima. Hal ini berarti bahwa variasi putaran, perubahan sudut penyalaan dan interaksi antara variasi putaran dan perubahan sudut penyalaan mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap daya efektif yang dihasilkan motor Otto empat langkah dengan tingkat keyakinan 95 %.

#### 4.1.3.3. Analisis Statistik untuk Spesifik Fuel Consumption Efektif yang Dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi putaran, perubahan sudut penyalaan dan interaksi antara keduanya terhadap *Spesifik Fuel Consumption Efektif* yang dihasilkan motor otto empat langkah. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.9. Analisis varian dua arah untuk *Spesifik Fuel Consumption Efektif*

Sumber Varian	JK	db	KT	$F_{hitung}$	$F_{tabel}$
Putaran (A)	0,012352	4	0,00309	44,9994	2,57
Variasi Campuran (B)	0,023092	4	0,00577	84,1297	2,57
Interaksi A dan B	0,005696	16	0,00036	5,1881	1,863
Galat	0,003431	50	0,00007		
Total	0,044572	74			

Dari tabel 4.9 dapat diketahui bahwa masing-masing  $F_{hitung} > F_{tabel}$ . Hal ini berarti bahwa  $H_0^1, H_0^2, H_0^3$  ditolak dan  $H_1^1, H_1^2, H_1^3$  diterima. Hal ini berarti bahwa variasi putaran, perubahan sudut penyalaan dan interaksi antara variasi putaran dan perubahan sudut penyalaan mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap *Spesifik Fuel Consumption Efektif* yang dihasilkan motor Otto empat langkah dengan tingkat keyakinan 95 %.

#### 4.1.3.4. Analisis Statistik untuk Efisiensi Termal Efektif yang Dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi putaran, perubahan sudut penyalaan dan interaksi antara keduanya terhadap efisiensi termal efektif yang dihasilkan motor otto empat langkah. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.10. Analisis varian dua arah untuk efisiensi termal efektif

Sumber Varian	JK	db	KT	$F_{hitung}$	$F_{tabel}$
Putaran (A)	180,87376	4	45,21844	44,6151	2,57
Variasi Campuran (B)	337,64707	4	84,41177	83,2855	2,57

Interaksi A dan B	65,261516	16	4,07884	4,0244	1,863
Galat	50,676162	50	1,01352		
Total	634,45851	74			

Dari tabel 4.10 dapat diketahui bahwa masing-masing  $F_{hitung} > F_{tabel}$ . Hal ini berarti bahwa  $H_0^1, H_0^2, H_0^3$  ditolak dan  $H_1^1, H_1^2, H_1^3$  diterima. Hal ini berarti bahwa variasi putaran, perubahan sudut penyalaan dan interaksi antara variasi putaran dan perubahan sudut penyalaan mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap efisiensi termal efektif yang dihasilkan motor Otto empat langkah dengan tingkat keyakinan 95 %.

#### 4.1.3.5. Analisis Statistik untuk Emisi Gas CO yang Dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi putaran, perubahan sudut penyalaan dan interaksi antara keduanya terhadap emisi gas CO yang dihasilkan motor otto empat langkah. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.11. Analisis varian dua arah untuk emisi gas CO

Sumber Varian	JK	db	KT	$F_{hitung}$	$F_{tabel}$
Putaran (A)	0,03307304	4	0,00827	6,8218	3,01
Variasi Campuran (B)	0,021185	4	0,00530	4,3697	3,01
Galat	0,019393	16	0,00121		
Total	0,07365064	24			

Dari tabel 4.11 dapat diketahui bahwa masing-masing  $F_{hitung} > F_{tabel}$ . Hal ini berarti bahwa  $H_0^1, H_0^2$  ditolak dan  $H_1^1, H_1^2$  diterima. Hal ini berarti bahwa variasi putaran, perubahan sudut penyalaan dan interaksi antara variasi putaran dan perubahan sudut penyalaan mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap emisi gas CO yang dihasilkan motor Otto empat langkah dengan tingkat keyakinan 95 %.

#### 4.1.3.6. Analisis Statistik untuk Emisi Gas HC yang Dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi putaran, perubahan sudut penyalaan dan interaksi antara keduanya terhadap emisi gas HC yang dihasilkan motor otto empat langkah. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:



Tabel 4.12. Analisis varian dua arah untuk emisi gas HC

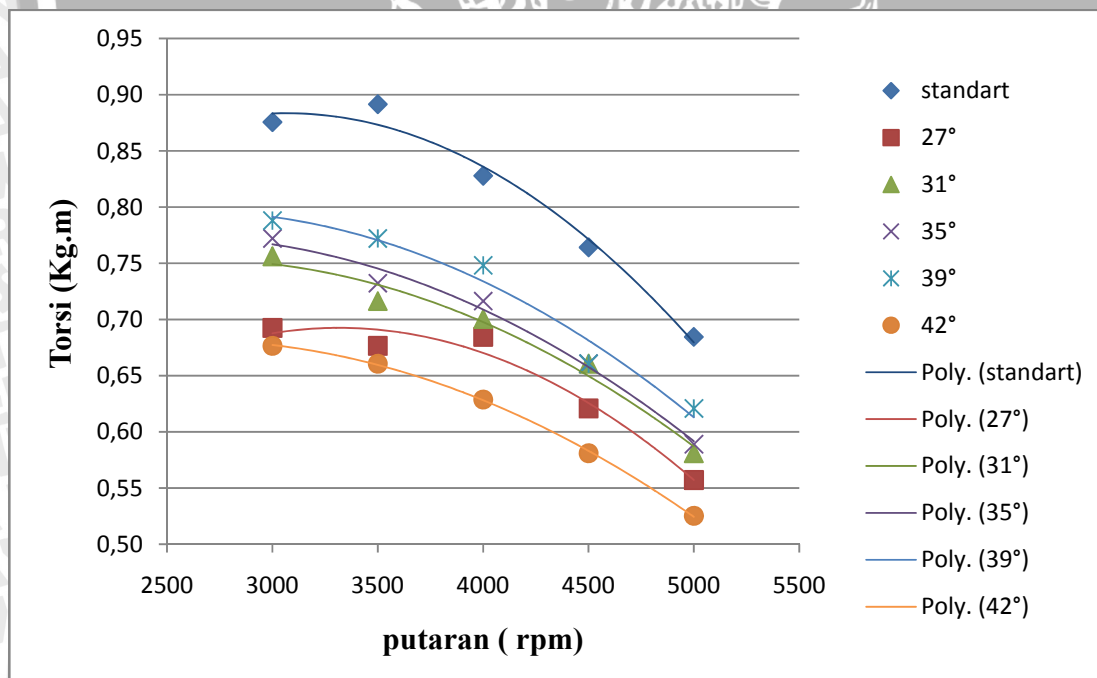
Sumber Varian	JK	db	KT	F <sub>hitung</sub>	F <sub>tabel</sub>
Putaran (A)	168146	4	42036,5	9,24	3,01
Variasi Campuran (B)	3720,054	4	14880,216	4,27	3,01
Galat	72808,4	16	4550,525		
Total	244674,45	24			

Dari tabel 4.12 dapat diketahui bahwa masing-masing  $F_{hitung} > F_{tabel}$ . Hal ini berarti bahwa  $H_0^1, H_0^2$  ditolak dan  $H_1^1, H_1^2$  diterima. Hal ini berarti bahwa variasi putaran, perubahan sudut penyalaan dan interaksi antara variasi putaran dan perubahan sudut penyalaan mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap emisi gas HC yang dihasilkan motor Otto empat langkah dengan tingkat keyakinan 95 %.

## 4.2. Pembahasan

### 4.2.1. Hubungan antara Putaran dengan Torsi

Hubungan antara putaran dengan torsi pada pemakaian variasi sudut penyalaan 27°, 31°, 35°, 39°, dan 42° sebelum TMA dapat dilihat pada gambar 4.1 berikut :



Gambar 4.1. Grafik hubungan antara putaran dengan torsi

Pada gambar 4.1 dapat dilihat bahwa dengan bertambahnya putaran maka torsi yang terjadi semakin kecil. Hal ini dikarenakan pada putaran yang semakin tinggi, beban pengereman yang diberikan semakin kecil sehingga torsi yang dihasilkan akan semakin kecil. Torsi berbanding lurus dengan gaya pengereman ( $F$ ), sesuai dengan rumus berikut:

$$T = F \cdot L \quad [\text{kg} \cdot \text{m}]$$

dengan:

$T$  = torsi (kg.m)

$F$  = gaya pengereman (kg)

$L$  = panjang lengan (m)

Selain karena beban pengereman semakin berkurang pada putaran yang semakin tinggi, penurunan torsi juga disebabkan karena dengan meningkatnya putaran, mesin tidak dapat memasukkan jumlah campuran udara bahan bakar yang cukup akibat waktu yang diperlukan untuk melakukan satu siklus semakin singkat, sehingga pembakaran yang terjadi semakin tidak sempurna. Pada putaran yang semakin meningkat, daya mekanis yang hilang akibat gesekan torak pada dinding silinder semakin besar dan menjadi faktor dominan pada putaran tinggi. Hal-hal tersebut mengakibatkan torsi yang dihasilkan semakin kecil pada putaran yang semakin tinggi.

Pada grafik juga terlihat bahwa dengan waktu penyalaan yang semakin menjauhi TMA dari  $27^\circ$  sampai  $39^\circ$  sebelum TMA, maka torsi yang dihasilkan juga semakin besar, akan tetapi torsi tersebut turun pada waktu penyalaan  $42^\circ$  sebelum TMA. Hal ini disebabkan karena dengan waktu penyalaan yang semakin menjauhi TMA sampai dengan  $39^\circ$  sebelum TMA, maka campuran bahan bakar udara yang terbakar saat torak melakukan langkah kerja juga semakin banyak, hal ini dapat dilihat pada grafik emisi gas CO yang menurun pada  $39^\circ$  yang berarti lebih banyak energy panas yang terbentuk dari hasil pembakaran tersebut. Dengan semakin banyaknya campuran yang terbakar maka tekanan yang dihasilkan juga semakin besar sehingga gaya yang dihasilkan oleh gas yang terbakar pada torak saat melakukan langkah kerja juga semakin besar sehingga torsi yang dihasilkan meningkat. Pada waktu pengapian  $42^\circ$  sebelum TMA, penyalaan campuran udara bahan bakar terjadi terlalu awal. Campuran tersebut terbakar sehingga meningkatkan temperatur dan tekanan di ruang bakar, sementara proses kompresi masih

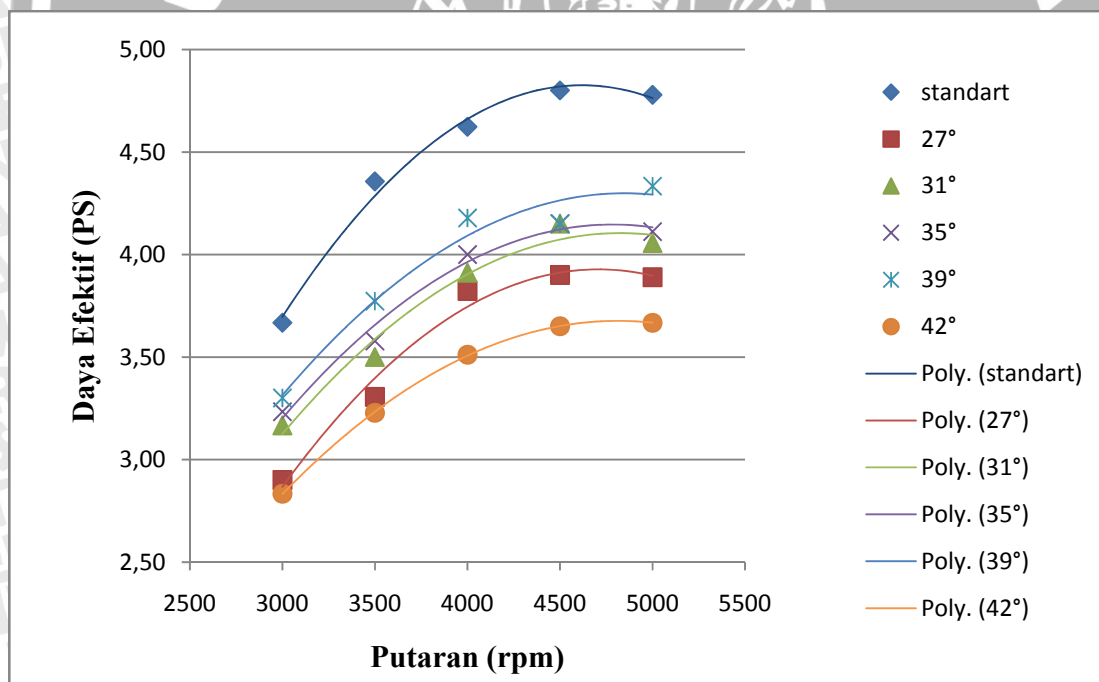
berlangsung dimana piston masih bergerak menuju TMA. Akibatnya gerakan piston akan terhambat oleh gas pembakaran sehingga torsi yang dihasilkan menurun.

Jika dibandingkan, torsi yang dihasilkan dengan penambahan alat lebih kecil dari pada standart, hal ini dikarenakan nilai kalor bahan bakar bensin campuran air lebih rendah dari pada kondisi standart menggunakan bahan bakar bensin.

Dari uraian tersebut diatas, maka dapat disimpulkan waktu penyalaan  $39^\circ$  sebelum TMA menghasilkan torsi yang paling besar dan merupakan waktu penyalaan yang paling efektif untuk menghasilkan torsi yang besar.

#### 4.2.2. Hubungan antara Putaran dengan Daya Efektif

Hubungan antara putaran dengan daya efektif pada pemakaian variasi sudut penyalaan  $27^\circ$ ,  $31^\circ$ ,  $35^\circ$ ,  $39^\circ$ , dan  $42^\circ$  sebelum TMA dapat dilihat pada gambar 4.2 berikut :



Gambar 4.2 Grafik hubungan antara putaran dengan daya efektif

Pada gambar 4.2 dapat dilihat bahwa semakin tinggi putaran maka daya efektif yang dihasilkan semakin tinggi pada putaran awal sampai pada putaran tertentu, tetapi setelah mencapai titik maksimum, daya efektif mengalami penurunan seiring dengan naiknya putaran.



Hal ini terjadi karena daya efektif berbanding lurus dengan torsi ( $T$ ) yang dihasilkan dan putaran poros mesin ( $n$ ) sesuai persamaan berikut:

$$Ne = \frac{T \cdot n}{716,2}$$

dengan:

$Ne$  = daya efektif (PS)

$T$  = torsi (kg.m)

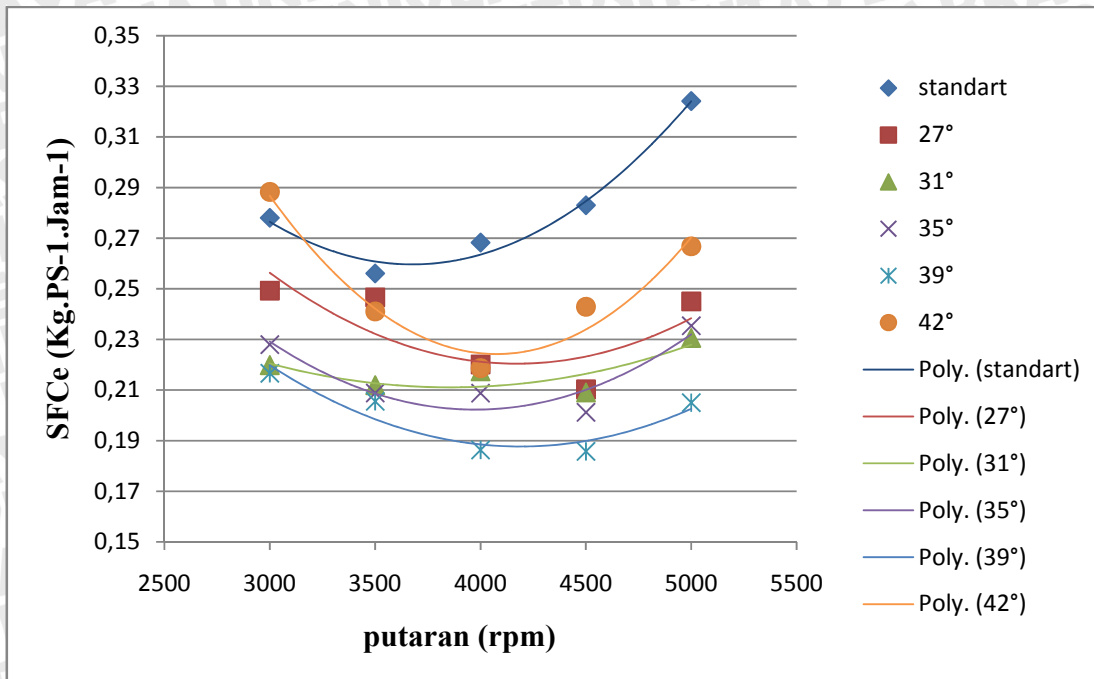
$n$  = putaran poros (rpm)

Pada putaran yang semakin tinggi, terjadi kenaikan daya efektif karena dari rumusan juga dapat dilihat bahwa daya efektif berbanding lurus dengan putaran, akan tetapi pada putaran tinggi terjadi penurunan daya efektif. Kenaikan putaran tidak dapat mengimbangi penurunan torsi yang terjadi. Penurunan torsi disebabkan bahan bakar yang terbakar semakin sedikit pada putaran yang semakin tinggi, hal ini di buktikan dengan emisi gas buang yang meningkat pada putaran tinggi, serta proses pembakaran yang semakin tidak sempurna akibat semakin cepatnya gerakan piston dan katup, yang pada akhirnya menurunkan daya efektif yang dihasilkan poros. Gambar 4.2 juga menunjukkan bahwa perubahan waktu penyalaan mempengaruhi daya efektif yang dihasilkan. Pemajuan waktu penyalaan dari  $27^\circ$  ke  $31^\circ$ ,  $35^\circ$ , dan  $39^\circ$  poros engkol sebelum TMA meningkatkan daya efektif yang dihasilkan, kemudian turun pada waktu pengapian  $42^\circ$ . Dengan memajukan waktu penyalaan maka tekanan gas pada saat torak akan melakukan langkah kerja akan meningkat sehingga daya meningkat.

Pada waktu penyalaan  $42^\circ$  poros engkol sebelum TMA, proses pembakaran yang terjadi terlalu dini, dan saat torak bergerak dari TMB ke TMA pada langkah kompresi, tekanan gas sudah mencapai nilai maksimumnya sehingga torak mendapat gaya negatif yang besar. Hal ini mengakibatkan menurunnya daya efektif yang dihasilkan. Karena torsi yang dihasilkan lebih rendah, maka daya efektif yang dihasilkan berada di bawah mesin standart. Akan tetapi, dengan memajukan waktu penyalaan sampai  $39^\circ$ , maka daya yang dihasilkan dengan modifikasi system pemasukan bahan bakar semakin mendekati daya efektif yang dihasilkan mesin standart.

#### 4.2.3. Hubungan antara Putaran dengan Spesifik Fuel Consumption Efektif

Hubungan antara putaran dengan daya efektif pada pemakaian variasi sudut penyalaan  $27^\circ$ ,  $31^\circ$ ,  $35^\circ$ ,  $39^\circ$ ,  $42^\circ$  sebelum TMA dapat dilihat pada gambar 4.3 berikut :



Gambar 4.3 Grafik hubungan antara putaran dengan sfce

Dari gambar 4.3 dapat dilihat bahwa seiring dengan meningkatnya putaran maka konsumsi bahan bakar spesifik efektif cenderung meningkat. Hal ini dikarenakan dengan putaran yang semakin tinggi, maka siklus yang terjadi dalam satu satuan waktu semakin banyak sehingga jumlah bahan bakar yang dihisap oleh silinder juga semakin banyak. Hal ini sesuai dengan persamaan:

$$SFCe = \frac{FC}{Ne} \text{ [kg . PS}^{-1} \cdot \text{jam}^{-1} \text{]}$$

dengan:

$$SFCe = \text{Spesifik Fuel Consumption efektif (kg.PS}^{-1} \cdot \text{jam}^{-1} \text{)}$$

$$FC = \text{Fuel Consumption (kg.jam}^{-1} \text{)}$$

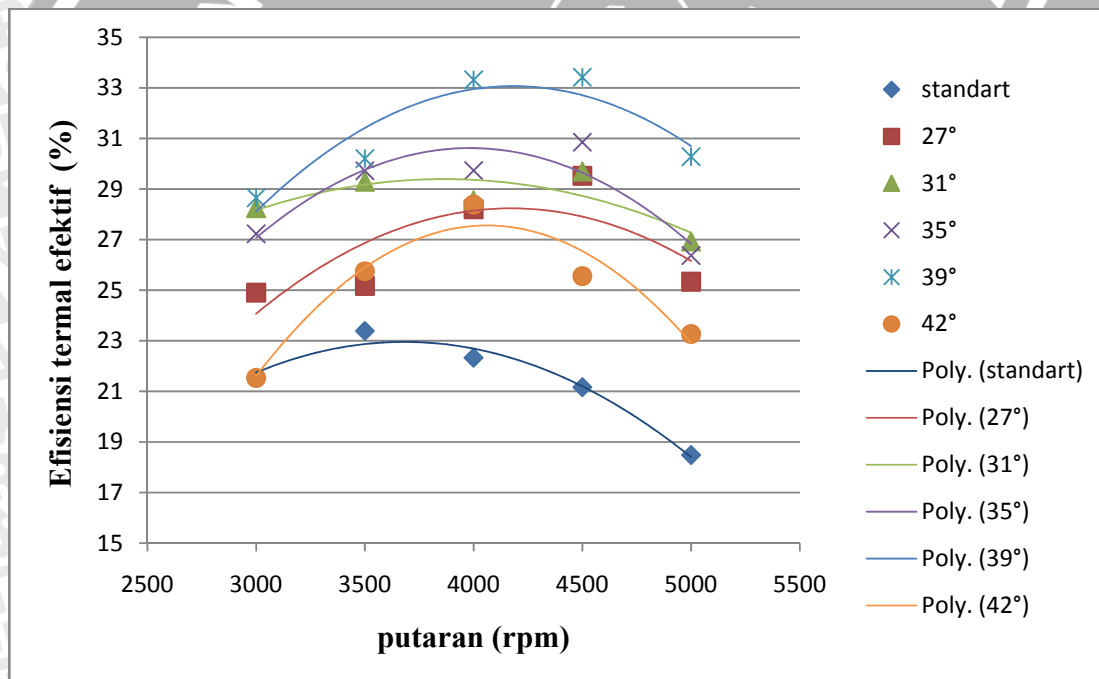
$$Ne = \text{Daya efektif (PS)}$$

Dari persamaan tersebut terlihat bahwa konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe) berbanding lurus dengan konsumsi bahan bakar (Fc), dan berbanding terbalik dengan daya efektif (Ne). Dengan meningkatnya Fc dan menurunnya Ne akibat putaran yang meningkat, maka SFCe cenderung meningkat. Dengan pemajuan waktu penyalaan, dari gambar 4.3 terlihat bahwa SFCe mengalami penurunan untuk waktu penyalaan dari 27° ke 31°, 35°, dan 39° poros engkol sebelum TMA, dan mengalami peningkatan kembali pada waktu penyalaan 42° sebelum

TMA. Pemajuan waktu pengapian meningkatkan daya efektif karena daya yang diberikan oleh campuran bahan bakar – udara meningkat seperti telah dijelaskan pada sub bab sebelumnya, karena daya efektif berbanding terbalik dengan SFCE sesuai dengan persamaan di atas, maka SFCE yang dihasilkan menurun sampai nilai minimumnya pada waktu penyalan  $39^\circ$  sebelum TMA. Pada waktu penyalan  $42^\circ$  poros engkol sebelum TMA, SFCE yang dihasilkan meningkat kembali mendekati mesin standart. Jika dibandingkan dengan mesin standart maka konsumsi bahan bakar spesifik efektif dengan modifikasi lebih rendah. Dengan memajukan waktu penyalan sampai  $39^\circ$  maka diperoleh konsumsi bahan bakar yang semakin rendah.

#### 4.2.4. Hubungan antara Putaran dengan efisiensi termal efektif.

Hubungan antara putaran dengan efisiensi termal efektif, pada pemakaian variasi sudut penyalan  $27^\circ$ ,  $31^\circ$ ,  $35^\circ$ ,  $39^\circ$ , dan  $42^\circ$  sebelum TMA dapat dilihat pada gambar 4.4 berikut :



Gambar 4.4 Grafik hubungan antara putaran dengan efisiensi termal efektif.

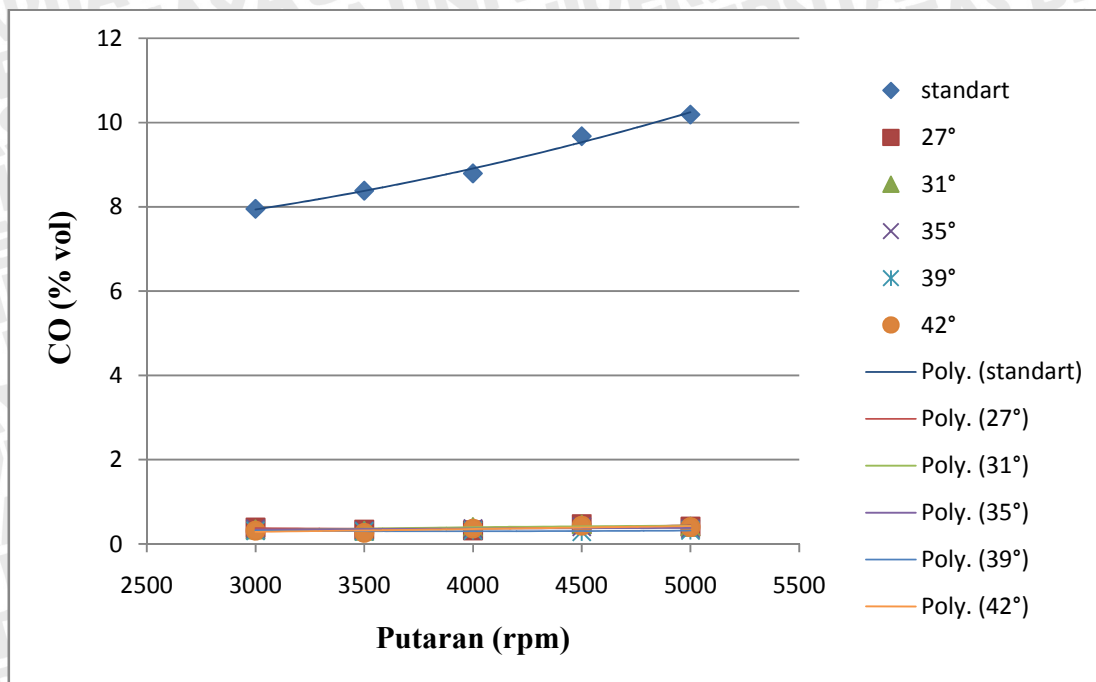
Dari gambar 4.4 di atas, dapat diamati bahwa dengan meningkatnya putaran, maka efisiensi termal yang dihasilkan mesin cenderung menurun. Penurunan ini diakibatkan oleh peningkatan konsumsi bahan bakar dan penurunan daya efektif seiring dengan meningkatnya putaran seperti telah dibahas pada sub bab sebelumnya, sedangkan efisiensi termal efektif

berbanding terbalik dengan konsumsi bahan bakar dan berbanding lurus dengan daya efektif, sesuai dengan persamaan:

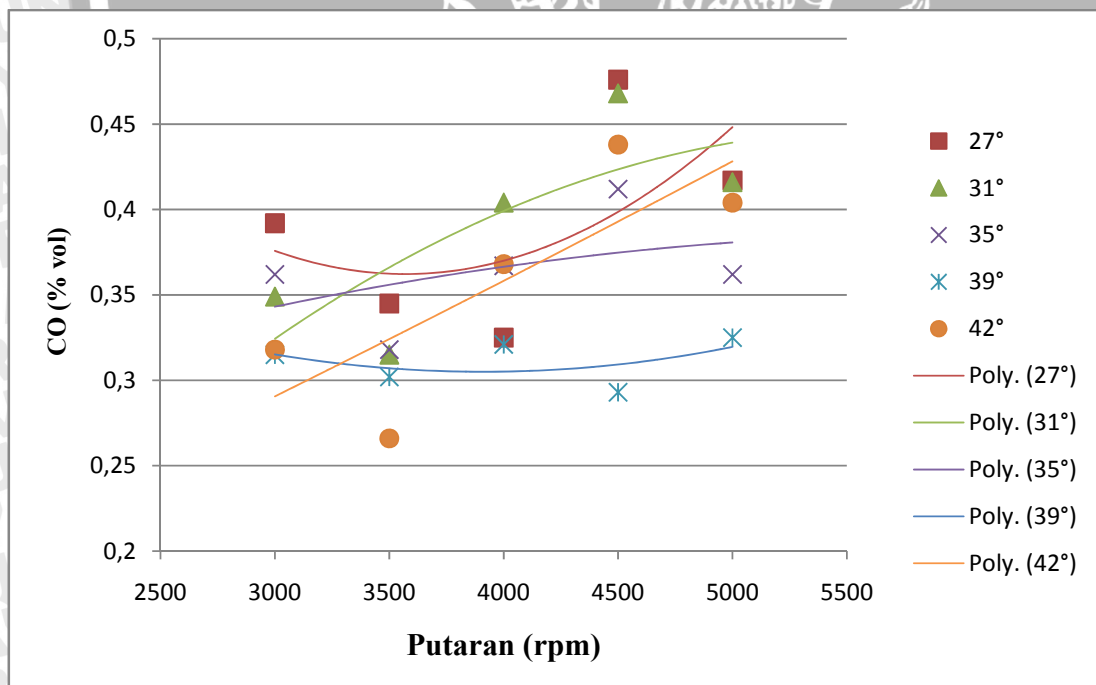
$$\eta_{ie} = \frac{Q_e}{Q_b} = \frac{632 \cdot N_e}{F_c \cdot \text{LHV}_{bb}} = \frac{632}{\text{SFCe} \cdot \text{LHV}_{bb}} [100\%]$$

Dengan meningkatnya putaran, maka kerugian akibat gesekan yang ditimbulkan semakin besar, disamping hal tersebut, peningkatan putaran juga mempersingkat waktu siklus yang mempercepat gerakan buka-tutup katup dan mengurangi pasokan campuran gas pembakaran, sehingga daya efektif yang dihasilkan poros menurun. Jumlah siklus juga meningkat seiring makin cepatnya putaran, sehingga konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan semakin banyak. Karena hal-hal tersebut maka dengan meningkatnya putaran mesin, efisiensi termal efektif cenderung menurun. Gambar 4.4 juga menunjukkan peningkatan efisiensi termal efektif mesin seiring pemajuan waktu penyalan sampai nilai maksimumnya yang dicapai pada waktu penyalan 39° poros engkol sebelum TMA, kemudian turun pada waktu penyalan 42°. Dengan semakin majunya waktu penyalan, efisiensi meningkat akibat menurunnya konsumsi bahan bakar spesifik efektif. Hal ini dikarenakan pemajuan waktu penyalan mempercepat pembakaran campuran bahan bakar – udara yang meningkatkan tekanan dalam silinder saat torak akan melakukan langkah kerja dari TMA ke TMB, sehingga gaya untuk mendorong torak juga meningkat, dan pada akhirnya daya yang dihasilkan poros meningkat. Dengan meningkatnya daya efektif, maka dibutuhkan bahan bakar yang lebih sedikit, yang berakibat konsumsi bahan bakar spesifik efektifnya menurun, sehingga efisiensi termal efektif meningkat. Jika waktu penyalan terlalu maju (42°), maka daya yang dihasilkan menurun akibat besarnya gaya negatif yang diterima torak saat langkah kompresi, yang dikarenakan bahan bakar terbakar terlalu cepat. Sehingga efisiensi termalnya juga menurun. Jika dibandingkan dengan bensin, efisiensi termal dengan modifikasi alat pencampur masukan bahan bakar lebih tinggi pada waktu penyalan di atas 27° poros engkol sebelum TMA.

4.2.5 Hubungan antara Putaran dengan CO.



Gambar 4.5 (a) Grafik hubungan antara putaran dengan CO

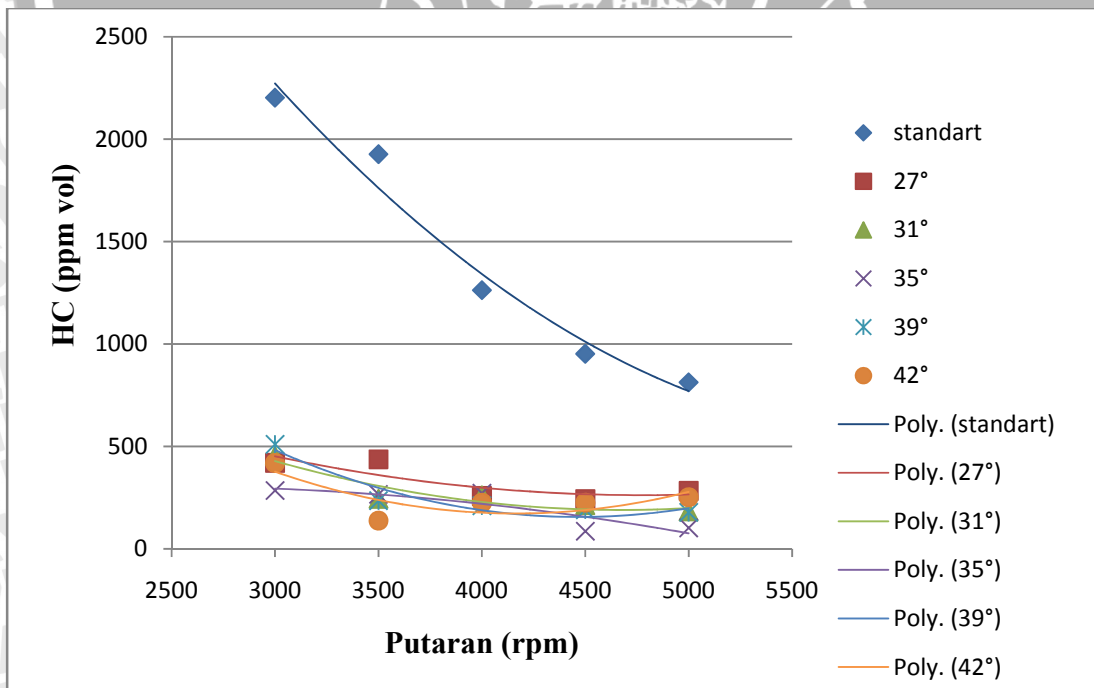


Gambar 4.5 (b) Grafik hubungan antara putaran dengan CO (diperbesar 40 kali)

Dari gambar 4.5 (b), dapat diamati kecenderungan peningkatan emisi gas CO seiring peningkatan putaran mesin. Meningkatnya putaran mesin akan mempercepat waktu siklus, pembakaran yang terjadi dalam ruang bakar juga semakin cepat yang mengakibatkan tidak semua oksigen ( $O_2$ ) dalam udara dapat bereaksi dengan atom karbon (C) dalam bahan bakar membentuk  $CO_2$ , pembakaran yang terjadi semakin tidak sempurna, sehingga emisi gas CO yang dihasilkan meningkat. Dari gambar 4.5(b) diatas juga dapat diamati bahwa dengan waktu penyalaan yang semakin maju, sampai  $39^\circ$  poros engkol sebelum TMA, emisi gas CO yang dihasilkan cenderung semakin rendah, dan meningkat pada waktu penyalaan  $42^\circ$ .

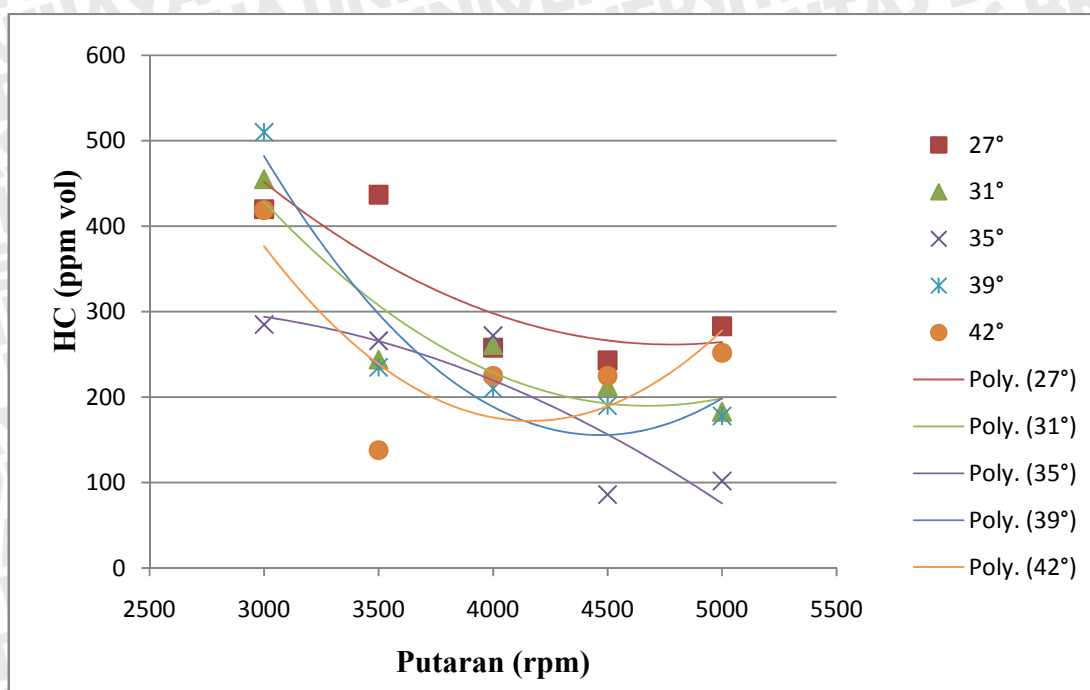
Dengan waktu penyalaan yang semakin maju, berarti waktu untuk terjadinya pembakaran akan semakin lama sehingga memungkinkan lebih banyak C dalam bahan bakar yang beroksidasi menjadi  $CO_2$  sehingga emisi CO menurun. Namun waktu penyalaan yang terlalu maju akan mengakibatkan pembakaran dimulai pada tekanan dan temperatur rendah sehingga mengurangi efisiensi pembakaran dan meningkatkan kandungan CO pada gas buang. Dari gambar 4.5(a) juga terlihat bahwa dengan penambahan alat processor multi fuel memiliki emisi gas CO lebih rendah dari pada motor standart.

**4.2.6 Hubungan antara Putaran dengan HC.**



Gambar 4.6 (a) Grafik hubungan antara putaran dengan HC





Gambar 4.6 (b) Grafik hubungan antara putaran dengan HC (diperbesar 5 kali)

Dari gambar 4.6 (b) menunjukkan bahwa semakin tinggi putaran maka emisi gas HC mengalami penurunan sampai pada putaran tertentu kemudian mengalami kenaikan seiring bertambahnya putaran. Hal ini disebabkan karena dengan bertambahnya putaran campuran bahan bakar dengan udara semakin homogen sehingga pembakaran yang terjadi mendekati sempurna, oleh karena itu emisi gas HC yang dihasilkan semakin kecil. Tetapi setelah melewati putaran tertentu emisi gas HC naik lagi, hal ini disebabkan semakin tinggi putaran menghasilkan campuran kaya akan bahan bakar sehingga banyak bahan bakar yang tidak terbakar secara sempurna dan menghasilkan emisi gas HC yang keluar melalui saluran pembuangan.

Dengan waktu penyalaan yang semakin maju, berarti waktu untuk terjadinya pembakaran akan semakin lama sehingga memungkinkan untuk terbentuknya HC yang semakin menurun.

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1. Kesimpulan

Dari hasil dan pembahasan pengujian pengaruh variasi sudut penyalaan terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang motor otto dengan alat *processor multi – fuel*, dapat diambil kesimpulan perubahan waktu pengapian berpengaruh pada kinerja motor bensin empat langkah dengan pembahan alat *processor multi - fuel*. Penyalaan yang semakin menjauhi TMA, sampai  $39^\circ$  poros engkol sebelum TMA, maka kinerja yang dihasilkan meningkat, meliputi torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO dan HC. Jika waktu penyalaan lebih maju dari itu maka kinerja yang dihasilkan menurun.

### 5.2. Saran

1. Perlu dilakukan penelitian dengan kondisi mesin berjalan.
2. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai pengaruh perubahan sudut penyalaan terhadap motor bensin dengan variasi tekanan bahan bakar yang masuk, pada mesin dengan ukuran atau volume silinder yang berbeda.



## DAFTAR PUSTAKA

- Anonim; 2005: *Stargas Mod 898 Operating Instructions Book*; Jepang.
- Anonim; 2009: <http://www.jlnlabs.org/> (diakses bulan Januari 2009).
- Anonim; 2009: <http://en.wikipedia.org/> (diakses bulan Januari 2009).
- Anonim; 2009: <http://id.wikipedia.org/> (diakses bulan Januari 2009).
- Anonim; 2009: <http://belajarkimia.com/2008/12/mencari-konsentrasi-co-h2o-co2-dan-h2-pada-keadaan-setimbang/> (diakses bulan April 2009).
- Arends & Berenschot; 1994: *Motor Bensin*; Erlangga, Jakarta.
- Arismunandar, W; 2002: *Penggerak Mula Motor Bakar Torak*; ITB, Bandung.
- Heywood, J.B; 1988: *Internal Combustion Engine Fundamentals*; Mc Graw-Hill, New York.
- Mathur, M. L; 1980. *Internal Combustion Engines* ; Naisarak, Delhi.
- Obert, E. F; 1980. *Internal Combustion Engines Analysis and Practice*; Internasional Textbook Co, Pennsylvania.
- Petrovsky, N; 1979: *Marine Internal Combustion Engine*; Mir Publisher, Moscow.
- Pulkrabrek, Willard W; 2004: *Engineering Fundamental of The Internal Combustion Engine*; Prentice Hal International inc, New Jersey.
- Soenarta, Nakoela; 1995: *Motor Serbaguna*; Pradnya Paramita, Jakarta.
- Wahyudi, Slamet; 2006: *Statistik Teknik*; Universitas Brawijaya, Malang.
- Wardana, I. N. G; 2008: *Bahan Bakar & Teknologi Pembakaran*; Dinar Wijaya, Malang.

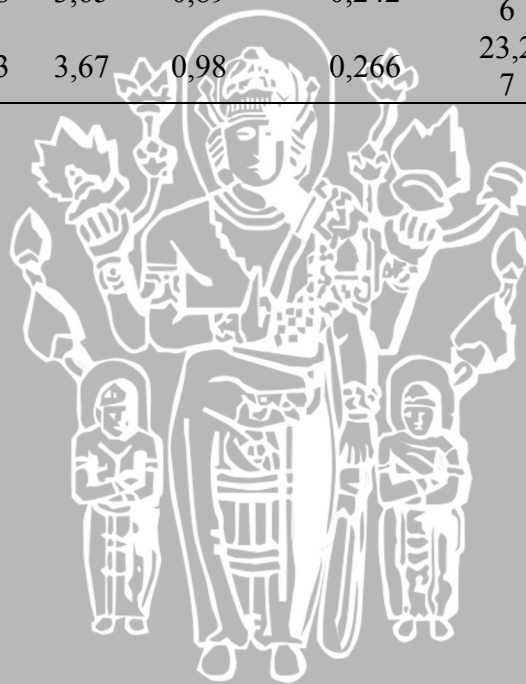


LAMPIRAN

Lampiran 1. Hasil pengolahan data pengujian motor bensin empat langkah

Variasi Campuran	n (rpm)	T (kg.m)	Ne (PS)	FC (kg.Jam <sup>-1</sup> )	SFCe (kg.PS <sup>-1</sup> .Jam <sup>-1</sup> )	$\eta_{\text{terma}}$ <sub>1</sub> (%)	CO (% vol)	HC (ppm vol)
<i>Standard</i>	3000	0,88	3,67	1,020	0,278	21,54	7,952	2203
	3500	0,89	4,36	1,116	0,256	23,39	8,385	1927
	4000	0,83	4,62	1,240	0,268	22,33	8,795	1263
	4500	0,76	4,80	1,359	0,283	21,16	9,678	952
	5000	0,68	4,78	1,549	0,324	18,48	10,192	813
27° sebelum TMA	3000	0,69	2,90	0,72	0,249	24,90	0,392	420
	3500	0,68	3,31	0,82	0,246	25,17	0,345	437
	4000	0,68	3,82	0,84	0,220	28,20	0,325	258
	4500	0,62	3,90	0,82	0,210	29,52	0,476	243
	5000	0,56	3,89	0,95	0,245	25,34	0,417	283
31° sebelum TMA	3000	0,76	3,17	0,70	0,219	28,24	0,349	455
	3500	0,72	3,50	0,74	0,211	29,29	0,315	244
	4000	0,70	3,91	0,85	0,217	28,56	0,404	261
	4500	0,66	4,15	0,87	0,209	29,70	0,468	213
	5000	0,58	4,06	0,94	0,230	26,92	0,416	183
35° sebelum TMA	3000	0,77	3,23	0,74	0,227	27,23	0,362	285
	3500	0,73	3,58	0,75	0,208	29,73	0,318	266
	4000	0,72	4,00	0,84	0,208	29,73	0,367	272
	4500	0,66	4,15	0,84	0,201	30,85	0,412	86
	5000	0,59	4,11	0,97	0,235	26,37	0,362	102

39° sebelum TMA	3000	0,79	3,30	0,72	0,216	28,6 5	0,315	510
	3500	0,77	3,77	0,78	0,205	30,2 0	0,302	235
	4000	0,75	4,18	0,78	0,186	33,3 2	0,321	210
	4500	0,66	4,15	0,77	0,185	33,4 2	0,293	190
	5000	0,62	4,33	0,89	0,205	30,2 8	0,325	178
42° sebelum TMA	3000	0,68	2,83	0,82	0,288	21,5 3	0,318	419
	3500	0,66	3,23	0,78	0,241	25,7 5	0,266	138
	4000	0,63	3,51	0,77	0,218	28,3 9	0,368	226
	4500	0,58	3,65	0,89	0,242	25,5 6	0,438	225
	5000	0,53	3,67	0,98	0,266	23,2 7	0,404	252



Lampiran 2. Kalibrasi *orifice* udara

Q rotameter (lt.s <sup>-1</sup> )	Δh (mm)	Δh rata-rata (mm)	β	m aktual (kg.s <sup>-1</sup> )	m teoritis (kg.s <sup>-1</sup> )	C <sub>d</sub>
1	14	15	0,5	0,0010938	0,0024247	0,4511084
	16					
	15					
2	50	52	0,5	0,0021876	0,0045145	0,4845682
	56					
	50					
3	96	93,33	0,5	0,0032814	0,0060482	0,5425371
	90					
	94					
4	160	162,33	0,5	0,0043751	0,0079764	0,5485077
	163					
	164					
5	245	245,33	0,5	0,0054689	0,0098058	0,5577227
	248					
	243					
6	323	322,67	0,5	0,0065627	0,0112456	0,5835805
	320					
	325					
					Total	3,1680247
					Rata-rata	0,5280041

Dari data di atas diambil C<sub>d</sub> = 0,528

Lampiran 3. Perhitungan nilai kalor bahan bakar.

Komposisi bahan bakar dengan campuran air 50%:

$$\text{CH}_4 = 39,5\%$$

$$\text{H}_2\text{O} = 1,6\%$$

$$\text{Bensin} = 58,9\%$$

$$p = 14 \text{ psi} = 9,65266 \times 10^4 \text{ Pa}$$

$$V = 1000 \text{ mL} = 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$T = 98,5 \text{ }^\circ\text{C} = 371,5 \text{ K}$$

$$R_{\text{CH}_4} = 0,5182 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1} = 518,2 \text{ N.m.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1,0422 \times 10^{-3} \text{ m}^3.\text{kg}^{-1} \text{ (pada } p = 9,65266 \times 10^4 \text{ Pa dan } T = 98,5 \text{ }^\circ\text{C)}$$

Persamaan gas ideal:

$$p.V = m.R.T$$

$$V_{\text{CH}_4} = 0,395 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 3,95 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m_{\text{CH}_4} = \frac{p.V}{R.T}$$

$$= \frac{9,65266 \times 10^4 \text{ [Pa]} \times 3,95 \times 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]}}{518,2 \text{ [N.m.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}] \times 371,5 \text{ [K]}}$$

$$= 1,981 \times 10^{-4} \text{ [kg]}$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,016 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 1,6 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1}{v}$$

$$= \frac{1}{1,0422 \times 10^{-3} \text{ [m}^3.\text{kg}^{-1}\text{]}}$$

$$= 959,54 \text{ [kg.m}^{-3}\text{]}$$

$$m_{\text{H}_2\text{O}} = \rho \times V$$

$$= 959,54 \text{ [kg.m}^{-3}\text{]} \times 1,6 \times 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}$$

$$= 1,535 \times 10^{-2} \text{ [kg]}$$

$$V_{\text{Bensin}} = 0,589 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 5,89 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m_{\text{Bensin}} = \rho \times V$$

$$= 715 \text{ [kg.m}^{-3}\text{]} \times 5,89 \times 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]}$$

$$= 0,421135 \text{ [kg]}$$

$$m_{\text{Total}} = m_{\text{CH}_4} + m_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{Bensin}}$$

$$= 1,981 \times 10^{-4} \text{ [kg]} + 1,535 \times 10^{-2} \text{ [kg]} + 0,421135 \text{ [kg]}$$

$$= 0,4366857 \text{ [kg]}$$

$$\% m_{CH_4} = \frac{m_{CH_4}}{m_{Total}} \times 100$$

$$= \frac{1,981 \times 10^{-4} \text{ [kg]}}{0,4366857 \text{ [kg]}} \times 100 = 0,0453\%$$

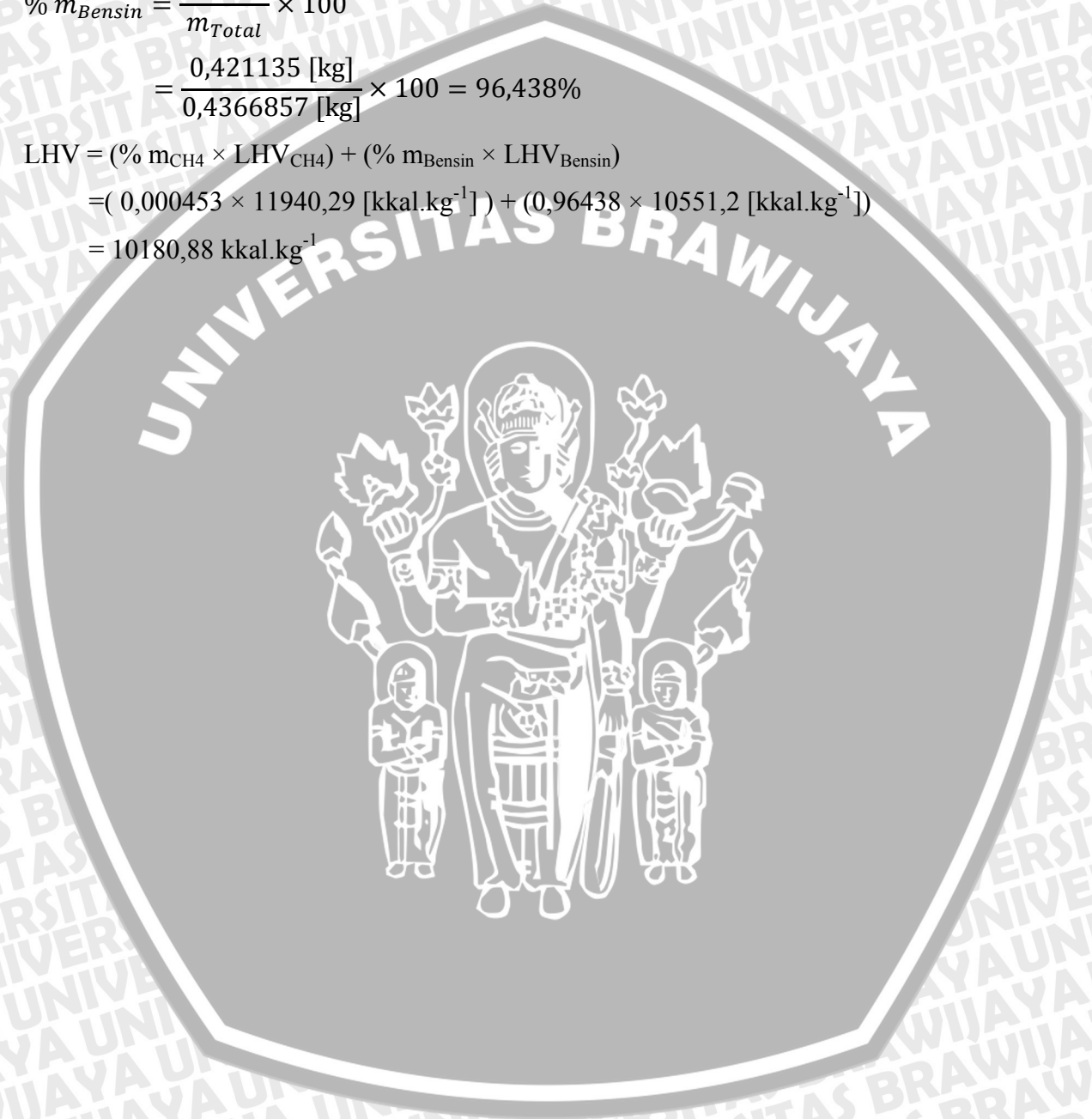
$$\% m_{Bensin} = \frac{m_{Bensin}}{m_{Total}} \times 100$$

$$= \frac{0,421135 \text{ [kg]}}{0,4366857 \text{ [kg]}} \times 100 = 96,438\%$$

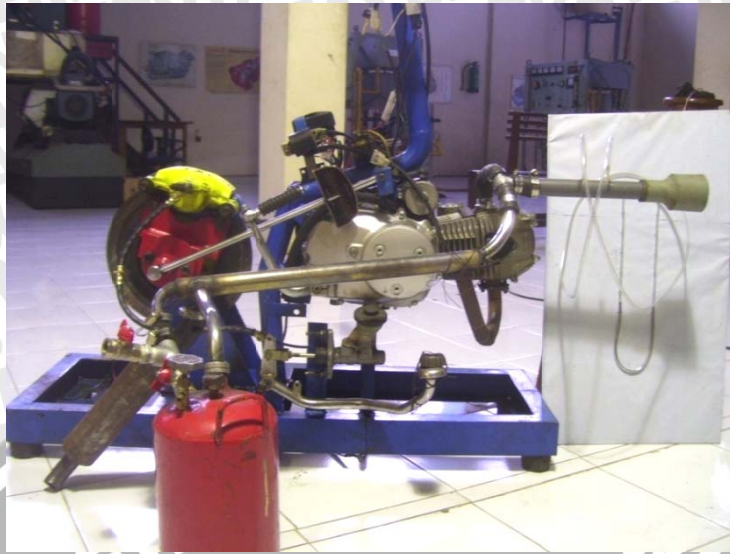
$$LHV = (\% m_{CH_4} \times LHV_{CH_4}) + (\% m_{Bensin} \times LHV_{Bensin})$$

$$= (0,000453 \times 11940,29 \text{ [kkal.kg}^{-1}\text{]}) + (0,96438 \times 10551,2 \text{ [kkal.kg}^{-1}\text{]})$$

$$= 10180,88 \text{ kkal.kg}^{-1}$$



Lampiran 4. Gambar peralatan pengujian



Mesin Otto dengan modifikasi *Processor Multi – Fuel* bahan bakar bensin – air



Gas Analyzer



CDI Programmable

Lampiran 5. Sertifikat dan hasil pengujian sampel bahan bakar



## LABORATORIUM KUALITAS AIR

Jl. Surabaya 2A Malang Telp. (0341) 551971, Fax. (0341) 551976, E-mail : laboratorium@jasatirta1.go.id  
Ds. Lengkong Kec. Mojoanyar-Mojokerto, Telp. (0321) 331860 & Fax. (0321) 395134

### SERTIFIKAT CERTIFICATE

Nomor : 22 S/LKA MLG/VII/23

#### IDENTITAS PEMILIK

##### *Owner Identity*

Nama : Imam Ganidian  
Name  
Alamat : Malang  
Address

Halaman 1 dari 2

Page 1 of 2

#### IDENTITAS CONTOH UJI

##### *Sample Identity*

Kode Contoh Uji : Ext. 13/PC/VII/2009/13  
Sample Code  
Jenis Contoh Uji : Gas Buatan  
Type of Sample  
Lokasi Pengambilan Contoh Uji :  
Sampling Location  
Petugas Pengambilan Contoh Uji : Imam Ganidian  
Sampling Done By  
Tgl/ Jam Pengambilan Contoh Uji : Juli 2009  
Date Time of Sampling  
Tgl/ Jam Penerimaan Contoh Uji : Juli 2009 Jam 15:04 WIB  
Date Time of Sample Receiving in Laboratory  
Kondisi Contoh Uji : Normal  
Sample Condition (s)

#### HASIL ANALISA

##### *Result of Analysis*

Terlampir  
Enclosed

Diterbitkan Di/ Tanggal Malang, 28 Juli 2009  
Place/ Date of Issue

Laboratorium Kualitas Air  
Perum Jasa Tirta 1

Darwis Hidayat A, ST

Kepala Laboratorium  
Head of Laboratory

JB

Sertifikat atau laporan ini hanya berlaku pada contoh uji di atas dan dilarang memperbanyak dan atau mempublikasikan isi sertifikat ini tanpa izin dari  
Laboratorium Kualitas Air Perum Jasa Tirta 1

Sertifikat atau laporan ini sah bila dibubuhi cap oleh Laboratorium Kualitas Air Perum Jasa Tirta 1  
This Certificate or report is valid just for sample mentioned above and shall not be reproduced and or published without any approval from  
Water Quality Laboratory of Jasa Tirta 1 Public Corporation

This Certificate or report is valid after being stamped by Water Quality Laboratory of Jasa Tirta 1 Public Corporation





## LABORATORIUM KUALITAS AIR

Jl. Surabaya 2A Malang 65115, Indonesia. Telp. (0341) 551971, Fax. (0341) 551976  
 Desa Lengkung Kec. Mojoanyar-Mojokerto, Indonesia Telp. (0321) 331860, Fax. (0321) 395134  
 E-mail : laboratorium@jasatirta1.go.id

Nomor : 22 S/LKA MLG/VII/23

Halaman 2 dari 2  
 Page 2 of 2

Kode Contoh Uji  
 Sample Code

Ext. 13/PC/VII/2009/13

Metode Pengambilan Contoh Uji  
 Sampling Method

: -

Tempat Analisa  
 Place of Analysis

: Laboratorium Kualitas Air PJT I Malang

Tanggal Analisa  
 Testing Date(s)

: 23-24 Juli 2009

### HASIL ANALISA

Result of Analysis

No	Parameter	Satuan	Hasil	Metode Analisa	Keterangan
	Gas Buatan				-
	Bensin : Air (50:50)				-
	Kadar C sbg Methane	%	39,5	Combustion Methode	-
					-
					-



Sertifikat atau laporan ini hanya berlaku pada contoh uji di atas dan dilarang memperbanyak dan atau mempublikasikan isi sertifikat ini tanpa izin dari Laboratorium Kualitas Air Perum Jasa Tirta 1

Sertifikat atau laporan ini sah bila dibubuhi cap oleh Laboratorium Kualitas Air Perum Jasa Tirta 1  
 This Certificate or report is valid just for sample mentioned above and shall not be reproduced and or published without any approval from Water Quality Laboratory of Jasa Tirta 1 Public Corporation  
 This Certificate or report is valid after being stamped by Water Quality Laboratory of Jasa Tirta 1 Public Corporation

