



**UNIVERSITAS INDONESIA**

**UJI KARAKTERISTIK PARAMETER ECU (*ELECTRONIC  
CONTROL UNIT*) PADA MESIN *DUAL FUEL* UNTUK  
MENINGKATKAN KINERJA MESIN**

**TESIS**

**HERU PRIYANTO**

**1006788725**

**FAKULTAS TEKNIK  
PROGRAM STUDI MAGISTER TEKNIK ELEKTRO  
DEPOK  
JULI 2012**



**UNIVERSITAS INDONESIA**

**UJI KARAKTERISTIK PARAMETER ECU (*ELECTRONIC  
CONTROL UNIT*) PADA MESIN *DUAL FUEL* UNTUK  
MENINGKATKAN KINERJA MESIN**

**TESIS**

**Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Magister Teknik**

**HERU PRIYANTO**

**1006788725**

**FAKULTAS TEKNIK  
PROGRAM STUDI MAGISTER TEKNIK ELEKTRO  
KEKHUSUSAN TEKNIK KONTROL INDUSTRI  
DEPOK  
JULI 2012**

## PERNYATAAN ORISINALITAS

**Tesis ini adalah hasil karya saya sendiri, dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk telah saya nyatakan dengan benar.**

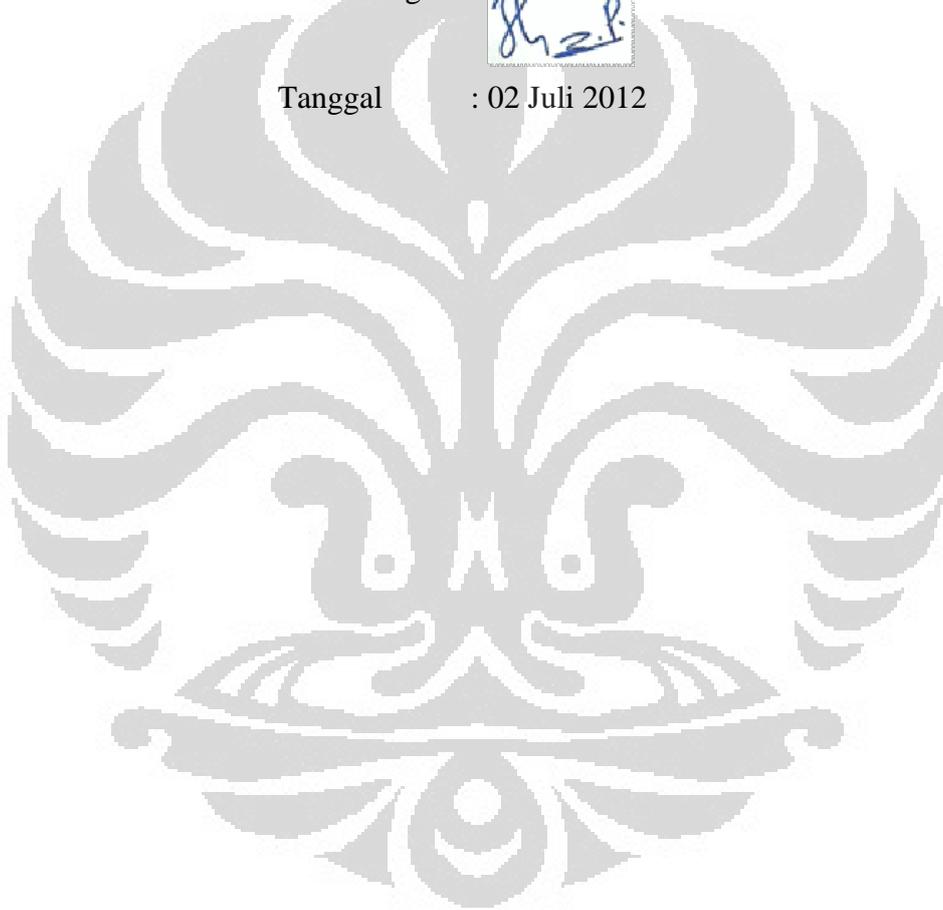
Nama : Heru Priyanto

NPM : 1006788725

Tanda tangan :



Tanggal : 02 Juli 2012



## HALAMAN PENGESAHAN

Tesis ini diajukan oleh:

Nama : Heru Priyanto  
NPM : 1006788725  
Program Studi : Teknik Elektro  
Judul Tesis : Uji Karakteristik parameter ECU (*Electronic Control Unit*)  
Pada Mesin *Dual Fuel* Untuk Meningkatkan Kinerja Mesin

Telah berhasil dipertahankan dihadapan dewan penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Magister Teknik pada Program Studi Teknik Elektro, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia.

### DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. Abdul Muis, S.T., M. Eng



(.....)

Penguji : Dr. Abdul Halim, M.Eng



(.....)

Penguji : Dr. Ir. Feri Yusivar, M.Eng



(.....)

Penguji : Ir. Aries Subiantoro, M.SEE



(.....)

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 02 Juli 2012

## UCAPAN TERIMA KASIH

Alhamdulillah, atas segala karunia dan petunjuk dari Allah SWT. Karena kasih-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan tesis ini. Penyusunan tesis ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Magister Teknik Jurusan Teknik Elektro pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Penulis menyadari betapa besar dukungan dan bimbingan dari berbagai pihak, baik dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan tesis ini.

Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sangat mendalam kepada :

1. Bapak Dr. Abdul Muis, S.T., M.Eng., selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga dan pikiran dalam mengarahkan penulis dalam penyusunan tesis ini.
2. Kedua orang tua terkasih atas do'a dan dorongannya.
3. Istriku tercinta dr Oktarina MSc, dan anak-anakku tersayang Fani, Helmi, Qiyya, Ahnaf yang selalu mendampingi setiap waktu.
4. Bapak Prof. Dr. Prawoto, Meng, selaku pembimbing dari tim RISTEK
5. Bapak Dr .Rizqon Fajar, MSc, selaku Ka BTMP-BPPT
6. Bapak Ir. Taufik Suryantoro, MT, selaku Ka Lab. Motor Bakar
7. Rekan-rekan kerja BTMP-BPPT

Dan semoga tesis ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu.

Depok, 02 Juli 2012

  
Penulis

**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI  
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

---

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

Nama : Heru Priyanto  
NPM : 1006788725  
Program Studi : Teknik Kontrol Industri  
Departemen : Teknik Elektro  
Fakultas : Teknik  
Jenis karya : Tesis

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

**UJI KARAKTERISTIK PARAMETER ECU (*ELECTRONIC CONTROL UNIT*) PADA MESIN *DUAL FUEL* UNTUK MENINGKATKAN KINERJA MESIN**

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

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok  
Pada tanggal : 02 Juli 2012

Yang menyatakan,



( Heru Priyanto )

## ABSTRAK

Nama : Heru Priyanto  
Program Studi : Teknik Kontrol Industri  
Judul : Uji Karakteristik Parameter ECU Pada Mesin Dual Fuel Untuk Meningkatkan Kinerja Mesin

Tesis ini merupakan upaya dalam mendukung program konversi bahan bakar minyak (BBM) ke bahan bakar gas (BBG) untuk kendaraan. Penelitian ini dilakukan pada mesin diesel konvensional berbahan bakar solar murni yang dimodifikasi dengan cara menambahkan kit konverter dan ECU. Kinerja mesin hasil pengontrolan waktu injeksi pada ECU pada daya mesin dan torsi yang sama, memberikan hasil yang cukup baik pada konsumsi bahan bakar, efisiensi mesin, dan aspek ekonomi. Dari hasil pengujian, efisiensi mesin meningkat rata-rata 5%, konsumsi bahan bakar yang lebih irit dan aspek ekonomi *dual fuel* lebih baik dari sebelumnya. Kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian ini adalah bahwa mesin diesel konvensional dapat dimodifikasi menjadi mesin *dual fuel* dengan instalasi kit konverter serta ECU, dimana perlu dilakukan pengaturan waktu injeksi supaya diperoleh daya mesin yang diharapkan. Hasil penelitian ini menjadi dasar untuk pengembangan pengontrolan waktu injeksi CNG pada mesin diesel *dual fuel* melalui ECU yang mengacu pada daya mesin dengan tetap memiliki keunggulan pada konsumsi bahan bakar, efisiensi mesin, dan aspek ekonomis.

Kata kunci: mesin diesel *dual fuel*, waktu injeksi, ECU, kinerja mesin, daya mesin, konsumsi bahan bakar, efisiensi mesin, aspek ekonomi

## **ABSTRACT**

Name : Heru Priyanto

Study Program : Industrial Control Engineering

Title : Characteristic Assessment Variables Of ECU In The Dual Fuel Diesel Engine For Increasing Engine Performances

This thesis is an effort for supporting government program on fuel conversion from oil to gas for vehicles. This research was performed on modified conventional diesel engine using converter kit and ECU installation. Engine performances obtained were engine power, fuel consumption, engine efficiency, and cost-effectiveness. The result showed that engine efficiency increased approximately 5%, with saving fuel consumption, and better cost-effectiveness produced by dual fuel. Consequently, conventional diesel engine could be modified into dual fuel diesel engine by installing converter kit and ECU, which is needed to control injection time in order to achieve engine power as required. The results could be preliminary data to develop ECU in diesel dual fuel which preserves engine power as potent as original conventional diesel engine specifications with remaining privileges on fuel consumption, engine efficiency, and cost-effectiveness.

Keywords: diesel dual fuel engine, injection time, ECU, engine performance, engine power, fuel consumption, engine efficiency, cost effectiveness.

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS .....	ii
LEMBAR PENGESAHAN .....	iii
UCAPAN TERIMA KASIH .....	iv
LEMBAR PERSETUJUAN PUBLIKASI KARYA ILMIAH .....	vv
ABSTRAK .....	vi
ABSTRACT .....	vii
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR TABEL.....	x
DAFTAR GRAFIK .....	xi
<b>BAB 1 PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Tujuan.....	2
1.3. Pembatasan Masalah.....	3
1.4. Susunan Penulisan.....	3
<b>BAB 2 LANDASAN TEORI.....</b>	<b>5</b>
2.1. Mesin Diesel .....	5
2.2. Kinerja Mesin .....	7
2.3. Bahan Bakar .....	8
2.4. Kit Konverter .....	9
2.5. ECU .....	10
<b>BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN.....</b>	<b>11</b>
3.1. Peralatan Yang Digunakan .....	11
3.2. Skematik Pengujian .....	19
3.3. Algoritma Pengujian .....	22
3.4. Pemodelan .....	23
<b>BAB 4 HASIL PENGUJIAN DAN ANALISA DATA.....</b>	<b>28</b>
4.1. Data Hasil Pengujian .....	28
4.2. Analisa Setting Awal ECU Pabrikan .....	30
4.3. Analisa Daya Mesin .....	32
4.4. Analisa Konsumsi Bahan Bakar Spesifik .....	33
4.5. Analisa Efisiensi Mesin .....	35
4.6. Analisa Aspek Ekonomi .....	37
4.7. Analisa Perubahan Waktu Injeksi Gas .....	38
<b>BAB 5 KESIMPULAN.....</b>	<b>43</b>
DAFTAR REFERENSI .....	44
LAMPIRAN .....	45

## DAFTAR GAMBAR

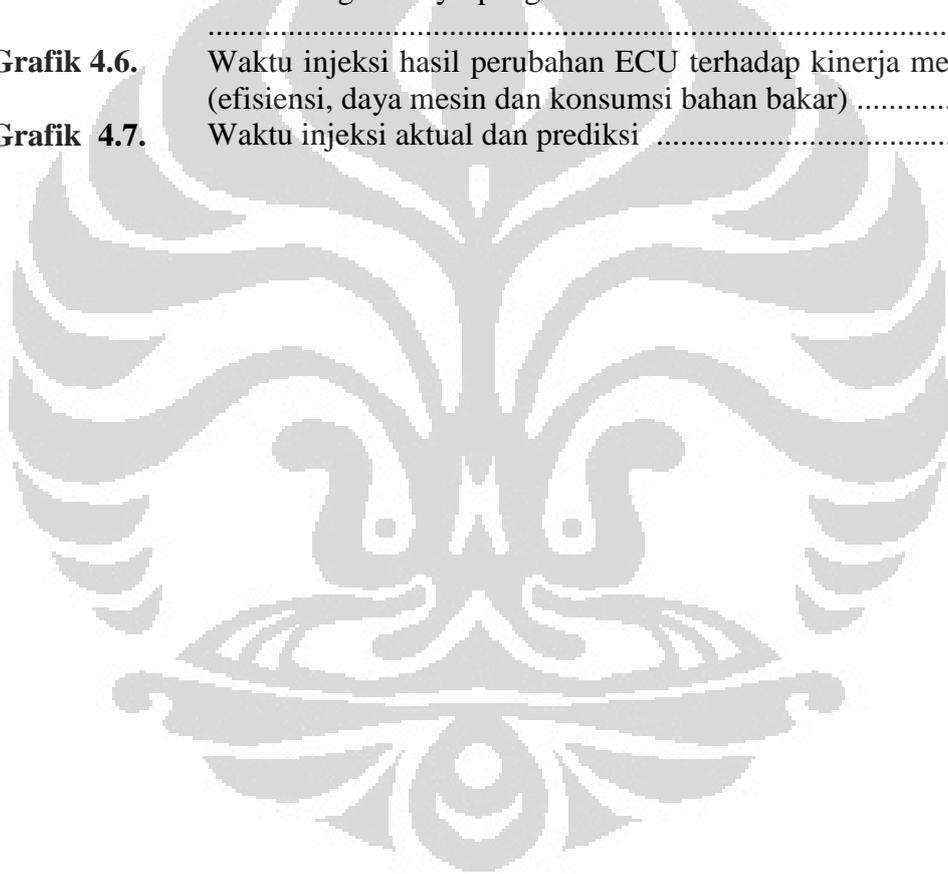
<b>Gambar 2.1.</b>	Cara kerja mesin diesel 4 langkah .....	5
<b>Gambar 2.2</b>	Mesin diesel <i>direct injection</i> .....	7
<b>Gambar 3.1.</b>	Tampilan <i>software ATD DDF</i> .....	16
<b>Gambar 3.2.</b>	Cara membaca table ATD DDF .....	17
<b>Gambar 3.3.</b>	Skematik diagram uji .....	19
<b>Gambar 3.4.</b>	Tampilan monitor PC.....	20
<b>Gambar 3.5.</b>	Mesin <i>dual fuel</i> sebagai mesin uji yang terpasang pada meja uji .....	20
<b>Gambar 3.6.</b>	Regulator tekanan dan <i>throttle</i> .....	21
<b>Gambar 3.7.</b>	ECU ATD DDF .....	21
<b>Gambar 3.8.</b>	Tabung CNG .....	22
<b>Gambar 3.9.</b>	Algoritma pengujian .....	23
<b>Gambar 3.10.</b>	Pemodelan mesin dengan pengontrolan rpm .....	26
<b>Gambar 3.11.</b>	Hasil simulasi pengukuran kecepatan mesin .....	27
<b>Gambar 3.12.</b>	Hasil simulasi pengukuran daya mesin .....	27
<b>Gambar 4.1.</b>	Hasil pembacaan ATD DDF pada pengontrolan waktu injeksi oleh ECU pabrikan .....	29
<b>Gambar 4.2.</b>	Waktu injeksi hasil perubahan ECU .....	39

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b>	Komposisi CNG .....	9
<b>Tabel 3.1.</b>	Spesifikasi dynamometer .....	11
<b>Tabel 3.2.</b>	Spesifikasi <i>load cell</i> .....	12
<b>Tabel 3.3.</b>	Spesifikasi <i>magnetic pick-up</i> .....	13
<b>Tabel 3.4.</b>	Spesifikasi Pierburg PLU 116 .....	13
<b>Tabel 3.5.</b>	Spesifikasi <i>Druck</i> .....	15
<b>Tabel 3.6.</b>	Spesifikasi mesin .....	18
<b>Tabel 4.1.</b>	Hasil uji 1 (solar murni) .....	28
<b>Tabel 4.2.</b>	Hasil uji 2 ( <i>dual fuel</i> ) .....	29
<b>Tabel 4.2.</b>	Hasil uji 3 ( <i>dual fuel</i> ) dengan perubahan waktu injeksi .....	30
<b>Tabel 4.4.</b>	Referensi bukaan <i>throttle</i> .....	30
<b>Tabel 4.5.</b>	Hubungan konsumsi bahan bakar terhadap waktu injeksi .....	39
<b>Tabel 4.6.</b>	Fungsi linier dari konsumsi bahan bakar .....	40
<b>Tabel 4.7.</b>	Prediksi dan error hubungan waktu injeksi dan konsumsi bahan bakar .....	42

## DAFTAR GRAFIK

<b>Grafik 3.1.</b>	Daya, torsi, dan konsumsi bahan bakar mesin tipe OM 364 .....	18
<b>Grafik 4.1.</b>	Waktu injeksi hasil pengontrolan ECU pabrikan terhadap kinerja mesin (efisiensi mesin, daya mesin, dan konsumsi bahan bakar) .....	32
<b>Grafik 4.2.</b>	Perbandingan antara daya mesin yang dihasilkan terhadap putaran mesin .....	33
<b>Grafik 4.3.</b>	Perbandingan antara konsumsi bahan bakar yang digunakan terhadap putaran mesin .....	35
<b>Grafik 4.4.</b>	Perbandingan efisiensi solar murni dan dual fuel .....	37
<b>Grafik 4.5.</b>	Perbandingan biaya pengeluaran solar murni dan dual fuel .....	38
<b>Grafik 4.6.</b>	Waktu injeksi hasil perubahan ECU terhadap kinerja mesin (efisiensi, daya mesin dan konsumsi bahan bakar) .....	38
<b>Grafik 4.7.</b>	Waktu injeksi aktual dan prediksi .....	42



# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar belakang

Seiring dengan menipisnya cadangan bahan bakar minyak (BBM) yang berasal dari fosil, diperlukan upaya penggunaan energi alternatif yang berasal dari sumber energi lain. Tingginya harga minyak mentah, menyebabkan subsidi BBM juga meningkat. Untuk tahun 2012 pemerintah mengalokasikan dana APBN sebesar 123 triliun rupiah untuk subsidi BBM. Sehingga semakin besar populasi kendaraan di Indonesia maka semakin besar juga subsidi BBM yang harus dialokasikan pemerintah setiap tahunnya [11]. Alternatif energi yang dapat dipergunakan untuk kendaraan bermotor salah satunya adalah Bahan Bakar Gas (BBG) sebagai pengganti BBM [8].

Kebijakan nasional tentang program konversi BBM ke BBG untuk kendaraan perlu ketersediaan sumber daya energi dalam kapasitas yang mencukupi. Adapun cadangan gas bumi yang tersedia relatif masih cukup besar dan pengadaannya lebih murah daripada BBM. Manfaat dari konversi BBM ke BBG diantaranya dapat mengurangi subsidi, mengurangi pencemaran lingkungan dikarenakan emisi yang dihasilkan oleh BBG sangat kecil, dan untuk pemakainya akan mendapatkan penghematan dari sisi biaya yang harus dikeluarkan, dikarenakan harga BBG yang lebih murah dibandingkan dengan BBM. Salah satu penerapan konversi energi tersebut pada kendaraan adalah dengan cara menjadikan mesin diesel konvensional yang semula berbahan bakar solar, kemudian dijadikan dual-bahan bakar (*dual fuel*) yang menggunakan bahan bakar solar dan gas, dengan bantuan alat konversi [2,3,6].

Diesel bahan bakar ganda atau *Diesel Dual Fuel* (DDF) adalah mesin standar diesel yang ditambahkan bahan bakar lain pada masukan udaranya. Sedangkan penyalaan bahan bakar, tetap dilakukan oleh semprotan solar yang disebut *pilot fuel*. Setelah terjadi pembakaran maka bahan bakar solar dan gas digunakan secara bersamaan.

Alasan dipilihnya kendaraan bermesin diesel adalah menyangkut masih banyaknya alat transportasi publik di Jakarta yang mempunyai kapasitas mesin

besar sekitar 4000 cc yang menggunakan bahan bakar solar seperti bus dan angkutan dalam kota. Meskipun demikian, tidak menutup kemungkinan metode penelitian yang digunakan juga dapat dilakukan pada jenis kendaraan lain yang bermesin diesel, seperti truk dan alat berat lainnya.

Studi yang dilakukan oleh Whelan, Oaten, dan Wiedemier (2008), mengembangkan sistem kontrol untuk mesin dengan dual bahan bakar (*dual fuel*) pada kendaraan berat. Pada penelitian tersebut pengontrolan injeksi bahan bakar melalui ECU (*Electronic Control Unit*) dibandingkan terhadap emisi yang dihasilkan yang didapatkan hasil bahwa penggunaan *dual fuel* menunjukkan hasil emisi gas buang yang lebih baik secara signifikan daripada solar murni [13]. Pada penelitian pendahuluan dari riset ini didapatkan, hasil pengontrolan oleh ECU pabrikan kurang optimal dimana daya mesin yang dihasilkan menurun dibandingkan dengan spesifikasi mesin aslinya, hal ini dikarenakan kemungkinan ECU tersebut mengutamakan irit penggunaan bahan bakar. Selain itu diperoleh pula, nilai waktu injeksi pada ECU mempengaruhi kinerja mesin. Hal ini berarti, pengontrolan variabel waktu injeksi dapat dilakukan untuk mendapatkan hasil kinerja mesin yang diharapkan. Pada riset ini, dilakukan pengujian dan analisa perbandingan terhadap hasil pengontrolan waktu injeksi antara ECU pabrikan dan ECU riset pada mesin diesel *dual fuel* terhadap konsumsi bahan bakar, efisiensi mesin, dan aspek ekonomi dengan fokus pada daya mesin. Hasil riset ini bertujuan untuk menjadi dasar pengembangan mesin diesel *dual fuel* tanpa mempengaruhi daya mesin yang seharusnya atau dengan kata lain mempunyai daya mesin sesuai dengan spesifikasi aslinya.

## 1.2. Tujuan

Tesis ini bertujuan untuk:

Menguji karakteristik parameter ECU pada mesin diesel *dual fuel* melalui pengontrolan waktu injeksi pada ECU terhadap daya mesin, konsumsi bahan bakar, efisiensi mesin, dan aspek ekonomi.

### 1.3. Pembatasan Masalah

Tesis ini membahas tentang cara modifikasi mesin diesel dengan bahan bakar solar murni, serta pengujian dan analisa bahan bakar pada kedua jenis bahan bakar yang digunakan yakni solar dan gas. Bahan bakar gas yang digunakan adalah jenis CNG (*Compressed Natural Gas*) yang bertekanan tinggi sampai 200 bar. Mesin yang digunakan berukuran sekitar 4000 cc, sebagai representasi dari transportasi publik seperti bus sedang dan bus besar yang banyak digunakan di Jakarta. Adapun rumusan masalah riset ini adalah:

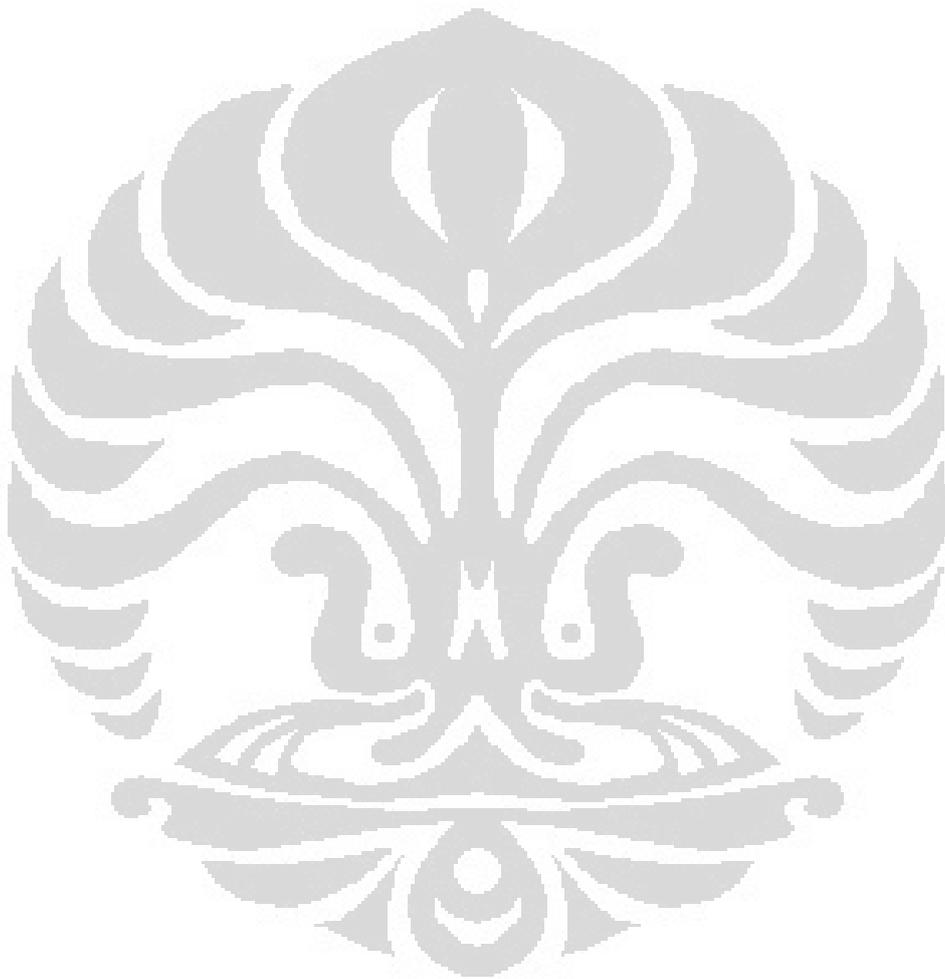
Bagaimana karakteristik parameter ECU terhadap kinerja mesin diesel *dual fuel* melalui pengontrolan waktu injeksi dengan mengacu pada daya mesin, konsumsi bahan bakar, efisiensi mesin, dan aspek ekonomi?

Adapun riset ini tidak mengukur emisi gas buang yang dihasilkan oleh kedua jenis bahan bakar karena adanya keterbatasan alat. Meskipun demikian, keterbatasan tersebut tidak mengurangi manfaat riset ini, karena pengembangan yang direncanakan adalah pengontrolan waktu injeksi melalui *Electronic Control Unit* (ECU) pada mesin diesel *dual fuel* untuk mengintervensi *pilot* bahan bakar dengan tetap mempertahankan daya mesin sesuai spesifikasi mesin asli (bahan bakar solar murni tanpa modifikasi).

### 1.4. Susunan Penulisan

Penulisan thesis ini terbagi menjadi lima bab yang menggambarkan alur metodologi yang digunakan. Bab pertama adalah pendahuluan yang mencakup latar belakang, tujuan, rumusan dan pembatasan masalah, serta sistematika penulisan. Pada bab dua, dasar teori menjadi fokus penulisan dengan membahas bagaimana cara kerja mesin diesel, menghitung kinerja mesin, bahan bakar *dual fuel*, alat konversi dari mesin konvensional menjadi sistem *dual fuel* dan ECU yang digunakan untuk mengatur waktu injeksi bahan bakar CNG. Bab tiga menjelaskan tentang metodologi penelitian yang dilakukan, menyangkut peralatan, skematik instalasi, algoritma pengujian dan pemodelan. Bab empat merupakan hasil pengujian dan analisa data dari sisi daya mesin, konsumsi bahan

bakar, efisiensi mesin, dan aspek ekonomi. Kesimpulan disampaikan dalam bab lima.



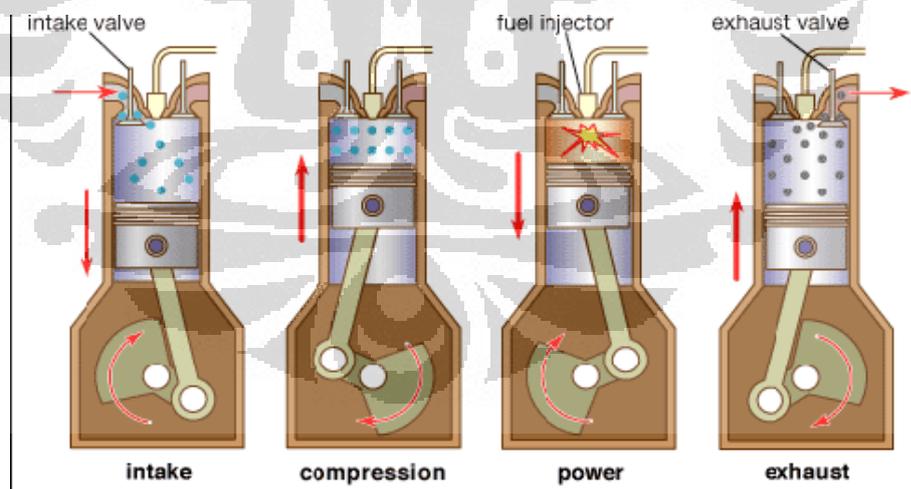
## BAB 2

### LANDASAN TEORI

#### 2.1 Mesin Diesel

Mesin diesel termasuk kategori mesin pembakaran dalam. Prinsip kerjanya adalah udara yang masuk ke dalam ruang bakar pada saat langkah hisap oleh piston dikompresi hingga mencapai temperatur dan tekanan yang tinggi. Sebelum tercapainya kompresi maksimal, bahan bakar diinjeksikan melalui *nozzle* ke dalam ruang bakar. Hal ini mengakibatkan bahan bakar meledak dan terbakar dengan sendirinya. Sehingga terjadi dorongan piston yang menyebabkan langkah ekspansi. Mesin diesel bekerja berdasarkan siklus diesel dengan perbandingan kompresi antara 14 : 1 sampai 24 : 1 sehingga udara yang terkompresi dapat mencapai suhu kurang lebih 750°C. [10]

Mesin diesel yang digunakan dalam riset ini adalah mesin diesel 4 langkah dengan injeksi langsung (*direct injection*). Untuk menghasilkan tenaga, piston bergerak 4 kali dengan pergerakan siklus *Top Dead Center/ TDC – Before Dead Center /BDC – TDC – BDC – TDC*. Langkahnya seperti gambar 2.1. [3]



Gbr. 2.1. Cara kerja mesin diesel 4 langkah

Gambar di atas, terjadi berurutan dari kiri ke kanan dengan penjelasan sebagai berikut.

### 1. Intake Stroke

Awalnya posisi piston berada pada kondisi *TopDead Center* (TDC), kemudian piston akan bergerak turun sehingga volume dari silinder meningkat. Pada saat yang sama, katup masukan (*inlet valve*) terbuka sehingga udara masuk ke dalam silinder tanpa ada pengontrolan oleh katup pengontrol. Ketika piston berada pada posisi *bottom dead center* (BDC), volume silinder berada dalam kondisi maksimum, yaitu volume piston ditambah volume kompresi ( $V_h + V_c$ ). [3]

### 2. Compression Stroke

Pada tahap ini, katup *inlet* dan *exhaust* tertutup. Piston bergerak naik dan mengompresi udara yang telah masuk dan terjebak di dalam silinder hingga dapat mencapai rasio kompresi hingga 24:1). Dalam proses ini, temperatur udara akan meningkat hingga mencapai kurang lebih 750 derajat *celcius*. Ketika langkah kompresi sudah terpenuhi, kemudian bahan bakar diinjeksikan melalui nozzle pada tekanan yang tinggi ke dalam udara terkompresi yang berada dalam temperatur tinggi. Ketika piston berada dalam posisi TDC, volume silinder yang terbentuk merupakan volume terkecil (volume kompresi,  $V_c$ ). [3]

### 3. Ignition Stroke

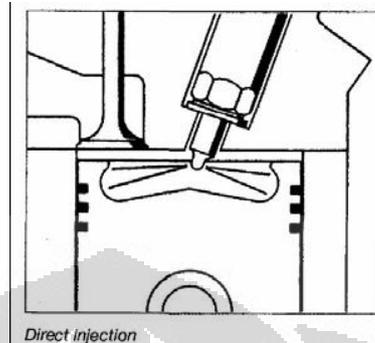
Kemudian dalam ruang bakar tersebut, atom akan terurai dengan sempurna, dan bahan bakar menyala. Sehingga pada silinder terjadi kenaikan temperatur yang sangat tinggi dan kenaikan tekanan berkelanjutan. Jumlah energi yang dilepaskan dari hasil pembakaran didasarkan pada massa bahan bakar yang diinjeksikan. Kemudian piston bergerak turun karena terkena gaya tekan. Energi kimia yang dihasilkan dari pembakaran, dikonversi ke dalam energi kinetik. [3]

### 4. Exhaust Stroke

Sebelum piston berada pada posisi BDC, katup buang terbuka. Panas dan gas tertekan keluar silinder dikarenakan ada gaya yang timbul akibat adanya gerakan piston naik kembali. Pada akhir dari langkah buang, *crankshaft* telah selesai melakukan 2 kali revolusi dan siklus dari mesin empat langkah dimulai kembali dari *Intake Stroke*. [3]

Sistem injeksi langsung bahan bakar ke dalam ruang pembakaran, memiliki mekanisme injeksi bahan bakar langsung ke dalam ruang pembakaran

saat piston berada pada posisi tertentu sebelum TDC saat langkah kompresi. Proses injeksi bahan bakar diesel ke dalam ruang pembakaran terdapat pada gambar 2.2.



Gbr. 2.2. Mesin diesel *direct injection* [3]

## 2.2 Kinerja Mesin

Pengukuran untuk menilai kinerja mesin biasanya menggunakan *mean effective pressure (MEP)*, yang diperoleh dari usaha mesin per siklus dibagi dengan perubahan isi silinder.

$$\begin{aligned} \text{MEP} &= \frac{P \cdot n_R}{V_d \cdot N} ; \text{dituliskan dalam SI menjadi :} \\ \text{MEP(kPa)} &= \frac{P(\text{kW}) \cdot n_R \cdot 10^3}{V_d(\text{dm}^3) \cdot N \left(\frac{\text{rev}}{\text{s}}\right)} \end{aligned} \quad (2.1)$$

$n_R$  = jumlah putaran engkol per silinder untuk menghasilkan tenaga.

( $n_R = 2$  untuk mesin 4 langkah, 1 untuk mesin 2 langkah)

$V_d$  = perubahan isi silinder

Kemampuan maksimum dari suatu mesin yang sesuai dengan kecepatan range operasinya. Besarnya power dapat dituliskan sebagai :

$$P(\text{kW}) = 2 \cdot \phi \cdot N \cdot T \quad (2.2)$$

Dimana :  $P$  = power (kW)

$N$  = rps (rpm/60)

$T$  = torsi (Nm)

Konsumsi bahan bakar diukur sebagai laju aliran massa per unit waktu. Parameter yang digunakan menunjukkan besarnya konsumsi bahan bakar spesifik untuk menghasilkan kerja adalah *Specific Fuel Consumption (SFC)* yang diperoleh dari persamaan 2.3. [3]

$$\text{Sfc (g/kWh)} = \frac{\dot{m}_f \left(\frac{g}{h}\right)}{P(kW)} \quad (2.3)$$

$\dot{m}_f$  adalah laju aliran *massa* persatuan waktu (g/h)

Efisiensi mesin atau yang biasa disebut sebagai efisiensi konversi bahan bakarnya adalah  $\eta_f$  yang didapatkan dari rumus 2.4. [3]

$$\eta_f = \frac{P}{\dot{m}_f \cdot Q_{HV}} \quad (2.4)$$

Dari persamaan (2.3), variabel  $\dot{m}_f/P$  disubstitusikan dengan persamaan 2.4 sehingga untuk menghitung efisiensi mesin dapat dituliskan menjadi  $\eta_f$  dalam rumus 2.5 [3]

$$\eta_f = \frac{1}{\text{sfc} \cdot Q_{HV}} \quad (2.5)$$

Jika persamaan 2.5 dituliskan dalam unit SI menjadi :

$$\eta_f = \frac{3600}{\text{sfc} \left(\frac{g}{kW h}\right) \cdot Q_{HV} \left(\frac{MJ}{kg}\right)} \quad (2.6)$$

$Q_{HV}$  adalah nilai pemanasan bahan bakar (*heating value of fuel*), yang menunjukkan kandungan energi dari suatu bahan bakar.  $Q_{HV \text{ solar}} = 42 - 44 \text{ MJ/kg}$ ,  $Q_{HV \text{ CNG}} = 47,975 \text{ MJ/kg}$ . [3]

### 2.3 Bahan Bakar

Diesel bahan bakar ganda atau *Diesel Dual Fuel* (DDF) adalah mesin standar diesel yang ditambahkan bahan bakar lain pada masukan udaranya. Sedangkan penyalaan bahan bakar, tetap dilakukan oleh semprotan solar yang disebut *pilot fuel*. Secara sederhana CNG dapat dimasukkan dengan membuat lubang pada saluran masuk udara (*air intake manifold*) mesin diesel. [2,3]

Pada riset ini, BBG yang digunakan adalah jenis CNG, yang secara umum memiliki kandungan metana (CH<sub>4</sub>) berkisar antara 80 – 90% disamping senyawa hidrokarbon lainnya seperti etana, propana, nitrogen, helium, karbon dioksida, hidrogen sulfida dan uap air.[4]

2.1 Tabel komposisi CNG [4]

Senyawa dalam CNG	Rumus kimia	% CNG konten
Methane	CH <sub>4</sub>	70 - 90%
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0 – 20%
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0 – 20%
Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0 – 20%
Carbon dioxide	CO <sub>2</sub>	0 – 8%
Oxygen	O <sub>2</sub>	0 - 0.2%
Nitrogen	N <sub>2</sub>	0 – 5%
Hydrogen sulphide	H <sub>2</sub> S	0 – 5%
Rare gas	A, He, Ne, Xe	<i>Trace</i>

Besarnya tekanan CNG yang digunakan sekitar 200 bar. Bejana bertekanan yang digunakan harus dibuat sesuai dengan standar internasional seperti ISO 11439:2000, ANSI/IAS NGV 2-1998, ISO 9809-1/1999, ASME section VIII div [1]. CNG memerlukan suhu yang sangat tinggi (600°C) sebelum bahan ini terbakar dengan sendirinya, sedangkan bensin dan LPG dapat terbakar secara otomatis dalam suhu 450°C. Dengan demikian, CNG merupakan bahan bakar gas yang sesuai dengan modifikasi mesin diesel *dual fuel* ini, karena sesuai dengan titik ledak solar yaitu 750°C [3].

#### 2.4 Kit Konverter

Berdasarkan keputusan menteri perhubungan darat No.64/1993, kit converter adalah seluruh peralatan yang digunakan pada sistem pemakaian BBG pada kendaraan bermotor yang terdiri dari tangki dan pengikatnya, pipa penyaluran, pengatur (*regulator*), pencampur (*mixer*) serta peralatan lainnya [6]. Prinsip kerja alat ini adalah menyalurkan bahan bakar gas ke mesin mobil. Bahan bakar tersebut disimpan dalam tabung BBG pada tekanan tinggi. Sebelum memasuki kit konverter, tekanan CNG tersebut terlalu tinggi. Tekanan ini kemudian diturunkan oleh penurun tekanan (*regulator*) yang merupakan bagian dari kit konverter. Selanjutnya CNG dicampur dengan udara oleh pencampur udara (*mixer*). Berikutnya, campuran udara dan gas masuk ke ruang bakar. [2]

## 2.5. ECU

ECU digunakan untuk mengatur jumlah bahan bakar gas yang harus diinjeksikan ke *air intake manifold*. Laju aliran BBG yang diinjeksikan berdasarkan percepatan dan besarnya bukaan katup gas (*throttle*) untuk kondisi *idle* dan akselerasi. Pada saat *idle*, ECU akan memberikan suplai tegangan ke katup solenoid untuk menginjeksikan sejumlah BBG agar tercapai putaran *idle*. Sedangkan pada kondisi akselerasi dimana dibutuhkan bukaan *throttle* lebih cepat, maka sensor yang terdapat pada ECU akan menerima perubahan posisi *throttle* dan mengolahnya untuk selanjutnya memberikan sinyal keluaran ke katup solenoid dari injektor. [13]

ECU yang digunakan adalah produk ATD-DDFI, yang dapat menginjeksikan gas setiap 300 rpm. TPS sensor digunakan untuk mengontrol gas pada kecepatan 700 – 4500 rpm. Memiliki temperatur sensor untuk gas saat gas mulai di injeksikan dan bila terjadi *over heat*, gas akan ditutup secara tiba-tiba untuk pengamanan. Daya, torsi yang dihasilkan bisa bertambah 20 - 30%.

## BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

Pada seminar ini dilakukan pengujian di Laboratorium milik BTMP-BPPT dengan menggunakan mesin disel tipe OM 364 merek Mercedes Benz yang dipasang pada meja uji, dengan dilakukan modifikasi untuk pemasangan kit konverter dan ECU.

### 3.1. Peralatan Yang Digunakan

#### 3.1.1 Engine Test Cell untuk Uji Kinerja Mesin

Pengujian kinerja mesin dilakukan di atas *engine test bed* dengan dudukan (*mounting*) yang dibuat sedemikian rupa untuk menopang mesin pada posisi dan *alignment* yang tepat, dan untuk meredam getaran yang ditimbulkannya.

#### 3.1.2 Dynamometer dan Alat Ukur Torsi

Keluaran daya dari poros mesin dihubungkan ke sebuah dynamometer dengan sebuah *flexible coupling*. Sesuai dengan kelas daya mesin, Engine Test Cell (ETC) yang sesuai untuk pengujian ini di BTMP adalah ETC 6, yaitu yang didesain untuk menguji kelas “*heavy engines*”. Dynamometer yang digunakan adalah Dynamometer DC dengan daya maksimum 250 kW dan putaran maksimum 6000 rpm. Adapun spesifikasi dari dynamometernya adalah sebagai berikut :

Tabel 3.1 Spesifikasi dynamometer

Type	AG 250 Eddy Current
Maximum Power	250 kW
Maximum Torque	1200 Nm
Maximum Speed	6000 rpm
Moment of Inertia	0.464 kgm <sup>2</sup>
Minimum Water Flow	178 l/min
Minimum Water Pressure	1.6 bar
Excitation Voltage	110 V

Maximum Cil Current	5 A
Torque Calibration Accuracy	$\pm 3$ Nm
Torque Calibration Arm	0.81577 m
Maximum Calibration Load	150 kg

Prinsip kerja dari dynamometer ini adalah dengan menyerap daya mesin dengan cara memvariasi cengkaman medan magnet untuk mempertahankan putaran mesin pada harga setpoint tertentu. Hal ini akan menimbulkan momen torsi pada lengan dynamometer yang terukur oleh *strain gauge* dalam sebuah *load cell*. *Load cell* yang digunakan merupakan produksi dari Maywood Instruments yang memiliki spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 3.2 Spesifikasi *load cell*

Non linearity	$\pm 0.03$ % of FS
Operating temperature range	-20° to 80° C
Thermal zero shift	$\pm 0.02$ % of FS
Input resistance	375 $\Omega$
Overload capacity	150% FS
Hysteresis	$\pm 0.03$ % of FS
Compensated temperature range	0° to 60° C
Thermal sensitivity shift	$\pm 0.02$ % of FS
Output resistance	350 $\Omega$
Maximum side load	50% FS

### 3.1.3 Alat Ukur Putaran

Putaran mesin diukur oleh sebuah *magnetic pick-up* yang diletakkan pada poros dynamometer. *magnetic pick-up* terdiri dari lilitan kawat dan inti magnet permanen. Magnet permanen membentuk medan magnet di sekeliling lilitan kawat. Ketika benda logam mengganggu keseimbangan medan magnet, tegangan listrik terbentuk pada lilitan kawat. Tegangan ini dibangkitkan pada lilitan kawat. Jarak antara *magnetic pic-kup* dengan roda gigi dynamometer

sangat dekat sekitar 2-3 mm. Sensor posisi poros engkol (*CP, Crankshaft position*) adalah salah satu contoh dari penghimpun magnet. Sensor CP mempunyai perangkat penghimpun magnet. Sensor CP biasanya di tempatkan pada blok mesin. Cincin pulsa poros engkol ditempatkan pada poros engkol. Tonjolan logam ditempatkan di bagian pinggiran cincin pulsa.

Saat cincin pulsa berputar, tonjolan sejajar dengan ujung sensor posisi poros engkol. Tonjolan logam tersebut memotong medan magnet. Gangguan terhadap medan magnet membangkitkan tegangan sinyal tegangan pada lilitan kawat. Tegangan yang dihasilkan pembangkit pulsa adalah arus bolak-balik (AC). Saat kecepatan meningkat, tegangan dan frekuensinya juga meningkat. Spesifikasi untuk *magnetic pick-up* sebagai berikut :

Tabel 3.3 Spesifikasi *magnetic pick-up*

Thread size	5/8 – 18 UNF – 2A
Proximity to gear teeth	0.082 – 0.122 in
Temperature range	-55° to 105° C
Output at cranking speed	15 Vac
Maximum output	30 Vac
Coil resistance	300 Ω

#### 3.1.4 Alat Ukur Laju Aliran Bahan Bakar

Laju aliran bahan bakar diukur dengan menggunakan alat ukur aliran dengan presisi tinggi yaitu Pierburg PLU116. Spesifikasi dari peralatan ini adalah:

Tabel 3.4 Spesifikasi Pierburg PLU 116

Flow meter range	2 to 90 l/h
Flow meter accuracy	±0.5 % of reading
Pump maximum flowrate	240 l/h
Pump maximum pressure	10 bar
Maximum heat / cool input	240 watts

### 3.1.5 Alat Ukur Suhu

Untuk mengukur besaran suhu digunakan dua tipe sensor suhu yaitu: Termokopel tipe K dan PRT (*platinum resistance thermometers*). Termokopel tipe K yang digunakan adalah Termokopel kelas 1 pada standard BS1843 atau BS4937, *nickel-chromium / nickel-aluminium (NiCr / NiAl)* dan sesuai dengan standard IEC 584-1. Range temperatur yang dapat diukur adalah:  $-270^{\circ}\text{C}$  s/d  $+1370^{\circ}\text{C}$  dengan tingkat akurasi dari  $-40^{\circ}\text{C}$  s/d  $+1000^{\circ}\text{C}$  adalah  $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$ . Pengukuran dengan termokopel digunakan pada temperatur: Pelumas, busi, dan gas buang. PRT yang digunakan adalah sesuai dengan standard IEC 751:1983 dan BS 60751:1996. Jenis PRTnya adalah PT 100, yang memiliki nominal  $100\ \Omega$  pada  $0^{\circ}\text{C}$  dan  $138.5055\ \Omega$  pada  $100^{\circ}\text{C}$ . Pengukuran dengan PRT digunakan untuk pengukuran dengan akurasi yang tinggi dan range pengukuran yang kecil, yaitu pada: temperatur ruang pengujian; temperatur bahan bakar dan temperatur pada sistem ventilasi.

### 3.1.6 Alat Ukur Tekanan

Pengukuran tekanan dilakukan dengan menggunakan sebuah transduser *strain gauged* yang dibuat oleh Druck PDCR 9000 seri 4-wire millivolt output, yang terpasang pada *instrument boom* di dalam *Engine Test Cell*. *strain gauged* mengubah suatu pergeseran mekanis menjadi perubahan tahanan. Perubahan tahanan ini sebanding dengan regangan yang diberikan dan diukur menggunakan sebuah jembatan Wheat-stone. Sensitivitasnya dijelaskan dengan suatu karakteristik yang disebut sebagai faktor *gauge (K)*, yang didefinisikan sebagai perubahan tahanan dibagi dengan perubahan panjang. Pengukuran tekanan pada pengujian ini adalah untuk: Tekanan ruang (*Test Cell Pressure*) dan Tekanan suplai bahan bakar. Adapun spesifikasi teknis untuk alat ukur tekanan ini adalah sebagai berikut :

Tabel 3.5 Spesifikasi *Druck*

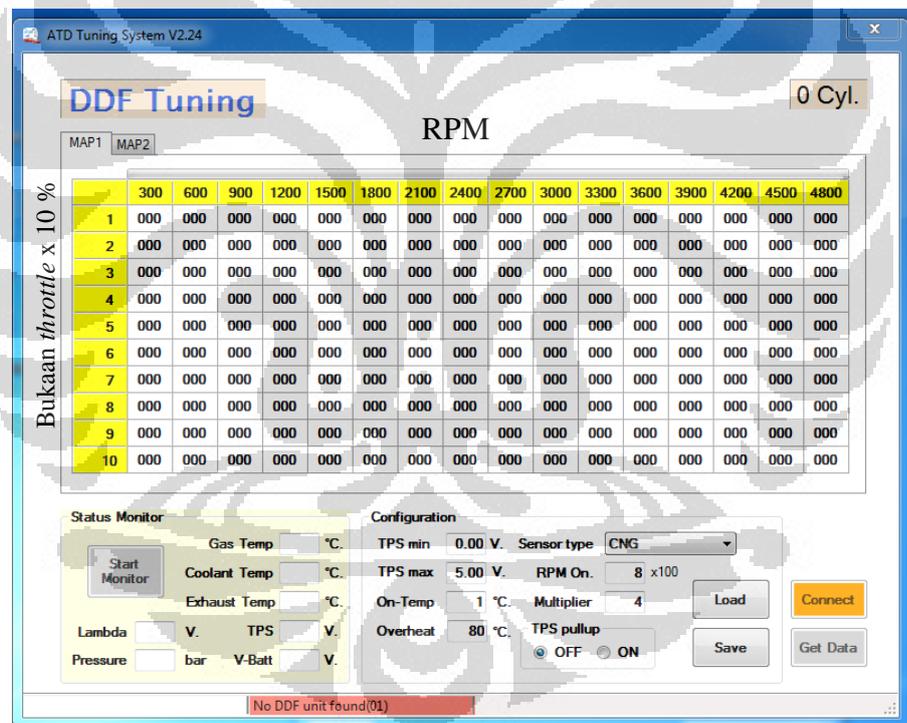
Accuracy	0.06 % FS
Temperature effects	0.5 % total error band 0 – 50 ° C
Temperature range	-20° to 80° C
Output	100 mV @FS

### 3.1.7 Akuisisi Data

Data hasil pengukuran terbaca dan terekam secara otomatis melalui sistem data akuisisi yang disebut AUTOTEST. Sistem ini juga berfungsi untuk mengontrol parameter-parameter kecepatan mesin, torsi, bukaan *throttle* dengan memberikan sinyal *feedback* sesuai dengan *setpoint*. Ruang pengujian dikondisikan pada suhu ruang  $25^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ , dengan sistem ventilasi yang terkontrol, dan kelembaban yang terukur. Sistem ini menggunakan prosesor jenis Motorola 68060/50 MHz dan 68360/25 MHz yang dioperasikan secara tandem. Prosesor M68060/50 MHz digunakan untuk memproses data dan M680360/25 MHz digunakan untuk komunikasi input/output. Analog input yang digunakan adalah tipe VMIVME-3118 yang mempunyai resolusi yang tinggi 16 bit, 64 channel. Tegangan yang digunakan 0 – 10 Volt. Sinyal keluaran dari *pressure transducer* dan termokopel akan dikirim ke modul VMIVME-3118 ini. Analog output yang digunakan tipe MPV904 yang mempunyai resolusi 12 bit, dan tegangan yang digunakan 0 – 10 Volt. Digital input, tipenya VMIVME-1150, yang digunakan untuk membaca perubahan sinyal input seperti sirkuit *switch* elektronik, *switch* mekanik, kontak relay, *switch* on-off, *switch* start-stop. Tegangan input mempunyai *range* 5, 12, 24, dan 48 volt yang dapat dipilih sesuai dengan keperluan. Relay output VMIVME-2232 mempunyai 4 buah register 8 bit dan 8 buah *driver* relay 4 bit yang digunakan untuk mengaktifkan 32 relay. Arus output dan rating tegangannya adalah 2 A pada tegangan 38 volt. Frekuensi input yang digunakan adalah tipe MPV 991 yang memiliki 16 channel untuk TTL *pulse train* dan 10 untuk 16 bit *counters*. Output dari pengukur kecepatan dan aliran bahan bakar merupakan contoh yang akan dibaca oleh MPV 991 ini.

### 3.1.8 Kit konverter dan ECU

Tipe ATD CNG DDFI (*Diesel Dual Fuel Injection*) kit konverter untuk 4 silinder, digunakan untuk mencampur solar dan CNG secara simultan. ECU yang diprogram digunakan untuk mengontrol waktu injeksi gas, membuat campuran udara dan CNG masuk melalui saluran udara (*air intake manifold*) menuju ruang bakar yang tergantung pada rpm. CNG dari silinder diturunkan hingga 1,5-2,5 bar oleh penurun tekanan (*pressure regulator*) kemudian dialirkan menuju modul injektor yang kemudian mengalir ke saluran udara. Proses ini dikontrol oleh ECU berdasarkan sinyal dari rpm. Untuk setting ECU ini menggunakan *software ATD DDF Tuning system v.2.24* yang merupakan program bawaan dari ECU tersebut.



Gambar 3.1. Tampilan *software ATD DDF*

Tampak pada gambar 3.1, angka 1 – 10 menunjukkan prosentase dari bukaan pedal gas, dimana angka 1 = 10%, 2 = 20%,....10 = 100% (bukaan penuh/WOT). Angka 300 – 4800 menunjukkan rpm dari mesin saat mesin dijalankan. Dalam penelitian ini yang digunakan adalah rpm mulai 1000 sampai dengan 2800. Angka “000” menunjukkan setting dari waktu injeksi bahan bakar

gas yang dikontrol melalui ECU. Satuan yang digunakan adalah ms (*millisecond*). Tipe sensor yang dipilih adalah “CNG”. “RPM on” menunjukkan pengukuran dalam kondisi *idle*, rpm untuk mesin tersebut. Angka 8 menunjukkan bahwa pada kondisi *idle*, mesin tersebut mempunyai kecepatan  $8 \times 100 = 800$  rpm. TPS menunjukkan tegangan yang sebanding dengan waktu injeksi bahan bakar gas dengan kisaran 0 – 5 volt.

Cara kerja ECU, saat mesin mulai dihidupkan, dan *software ATD DDF Tuning system v.2.24* di jalankan, kemudian klik “*connect*” untuk menghubungkan ECU ke sistem sehingga akan tampak status DDF “*online*”. Saat kita tekan tombol “*start*”, monitor akan menampilkan parameter-parameter yang terbaca seperti kecepatan mesin (rpm). Jika kita pilih “*get data*”, maka angka 000 akan berubah sesuai dengan angka yang diatur dalam ECU tersebut. Sehingga bahan bakar akan diinjeksikan sesuai dengan waktu injeksi yang diatur dalam table ATD DDF. Saat pedal gas ditekan maka akan tampak pada layar, misal kendaraan dijalankan pada 1200 rpm, dan pedal gas ditekan penuh 100%, maka pada layar akan tampak pada baris 10, kolom 1200 artinya waktu injeksi bahan bakar gas adalah 104 (misal) atau sama dengan 10,4 ms (gambar 3.2).

	MAP1	MAP2	RPM					
			300	600	900	1200	1500	1800
1	031	032	033	034	035	036		
2	036	037	038	039	040	041		
3	044	045	046	047	048	049		
4	051	052	053	054	055			
5	061	062	063	064	065	066		
6	066	067	068	069	070	071		
7	071	072	073	074	075	076		
8	081	082	083	084	085	086		
9	091	092	093	094	095	096		
10	101	102	103	104	105	106		

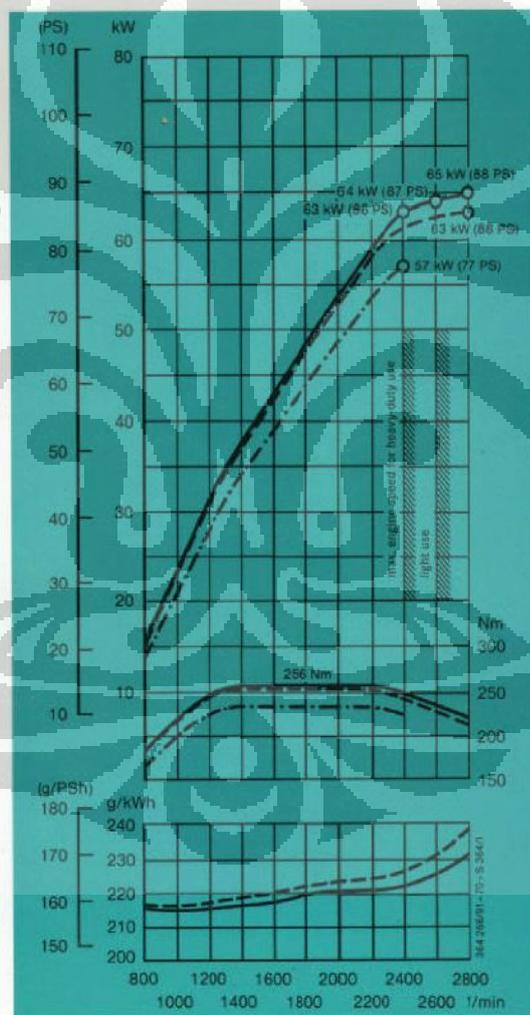
Gambar 3.2. Cara membaca table ATD DDF

### 3.1.8 Mesin Mercedes Benz OM 364

Spesifikasi mesin yang digunakan dalam penelitian ini dituliskan dalam tabel 3.1.

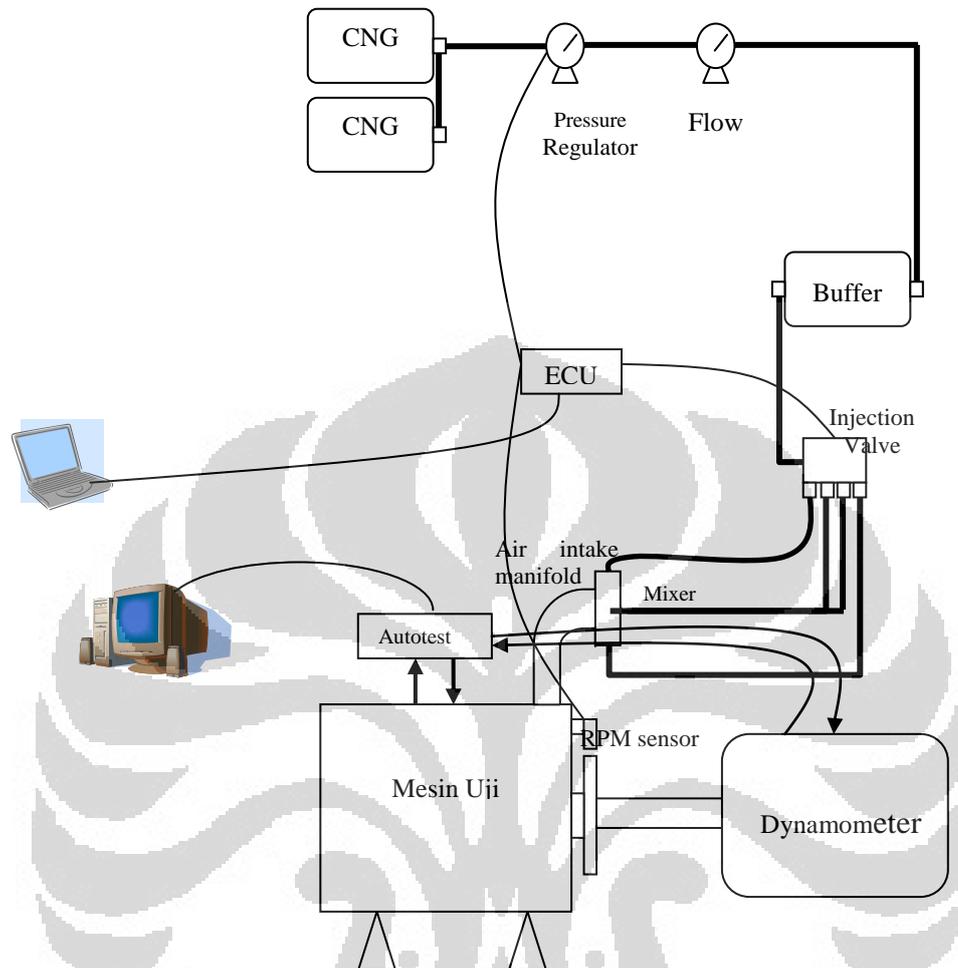
Tabel 3.6. Spesifikasi mesin

Spesifikasi	Mesin
Operation	4 stroke <i>direct injection</i> (DI)
Number cylinder	4
Cylinder bore	Dia, 97.5 mm
Piston stroke	133 mm
Total displacement (volume)	3972 cc
Compression ratio	19:1
MEP at 2800/min and 65 kW	7.0 bar
Max torque at 1400...2200/min	256 Nm



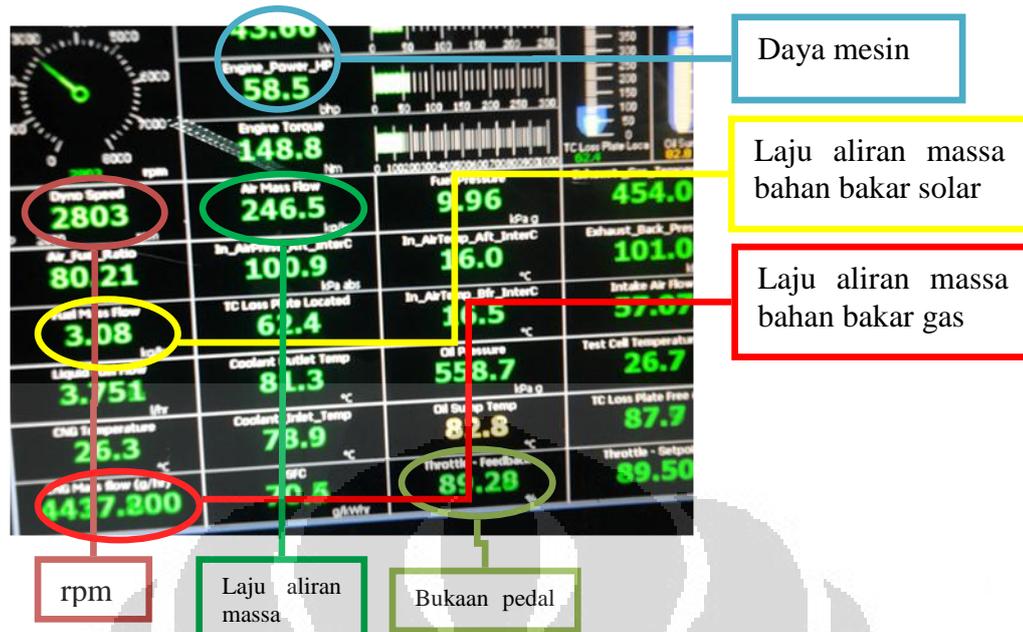
Grafik 3.1 Daya, torsi, dan konsumsi bahan bakar mesin tipe OM 364

### 3.2. Skematik Pengujian



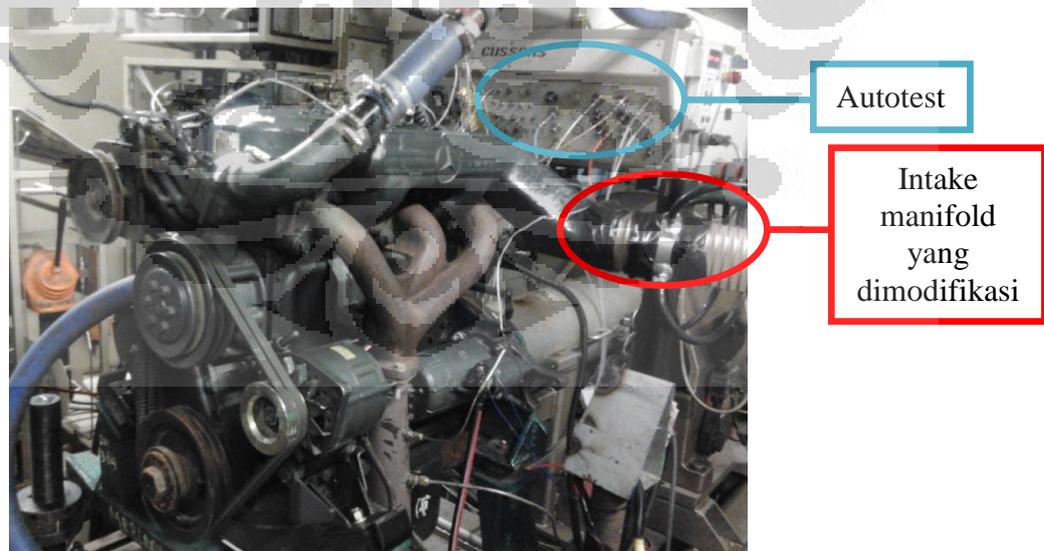
Gambar 3.3. Skematik diagram uji

Saat mesin telah dijalankan dan dikontrol melalui *autotest* dan PC (*personal computer*), maka mesin tersebut akan berjalan sesuai dengan pengkondisian kecepatan mesin (rpm), torsi, bukaan pedal gas (*throttle*) dan dimonitor dari PC. Sebagai contohnya dapat ditunjukkan seperti gambar 3.4. Mesin di jalankan pada kecepatan 2800 rpm, bukaan pedal gas 89.28%, maka daya mesin yang dihasilkan tersebut sekitar 43 kW (58.5 HP), laju aliran massa bahan bakar solar 3.08 kg/hr, laju aliran massa bahan bakar gas 4437.8 g/hr, laju aliran massa udara 246.5 kg/hr, rasio perbandingan udara-bahan bakar 80.21, konsumsi bahan bakar solar 70.5 g/kWh.



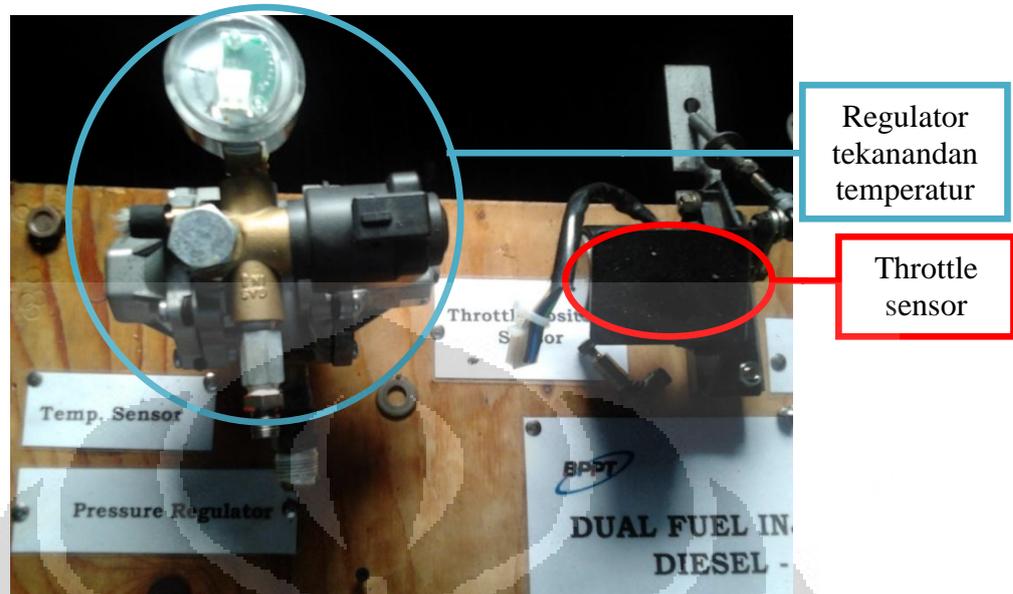
Gambar 3.4 Tampilan monitor PC

Kemudian pada laptop yang terhubung ke ECU akan tampak seperti pada gambar 4.1, dengan parameter yang tampak pada baris ke 9 (maksudnya 90%), kolom 2700, dan nilainya adalah "099". Artinya pada saat kecepatan mesin 2800 rpm, dan bukaan gas 90%, maka waktu injeksinya adalah 9.9 ms.

Gambar 3.5. Mesin *dual fuel* sebagai mesin uji yang terpasang pada meja uji

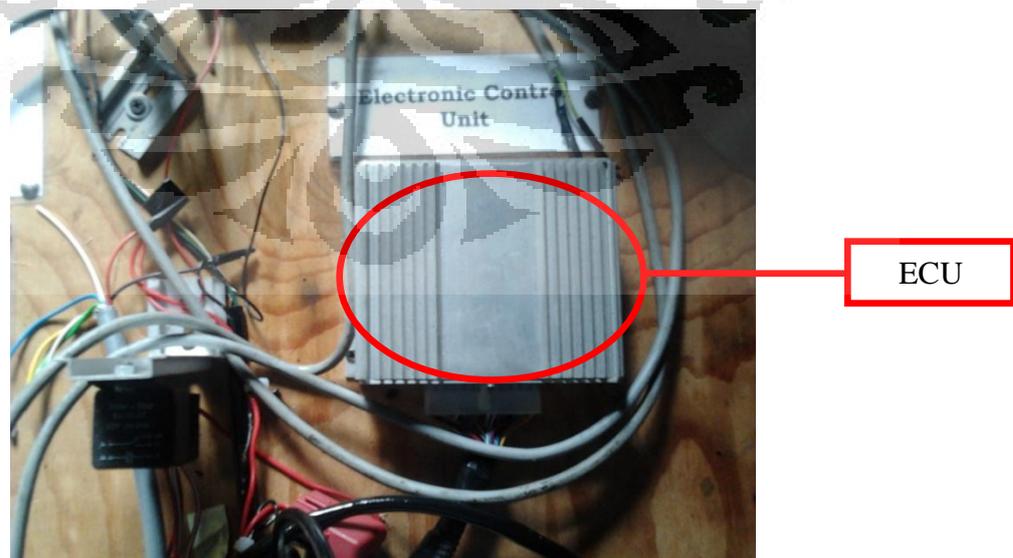
Dari gambar 3.5 terlihat sebuah mesin yang terpasang pada meja uji, dan dilakukan pemasangan sensor-sensor seperti temperatur, tekanan, pengukuran

aliran bahan bakar, torsi, kecepatan mesin, serta bukaan *throttle* yang dihubungkan ke autotest.



Gambar 3.6 . Regulator tekanan dan throttle

Gambar 3.6 adalah bagian dari konverter kit yang digunakan untuk menurunkan tekanan gas cng yang besarnya 200 bar, kemudian diturunkan menjadi 1,5 – 2,5 bar untuk dialirkan ke *intake manifold*. *Throttle* sensor digunakan untuk mengatur besarnya bukaan katup gas cng selama waktu injeksi gas cng ke *intake manifold*.



Gambar 3.7. ECU ATD DDF

Gambar 3.7. merupakan ECU yang digunakan untuk mengatur waktu injeksi gas cng yang akan dimasukkan ke *intake manifold*. Data-data dari pengaturan tekanan, temperatur, bukaan *throttle*, dan waktu injeksi akan ditampilkan pada laptop.



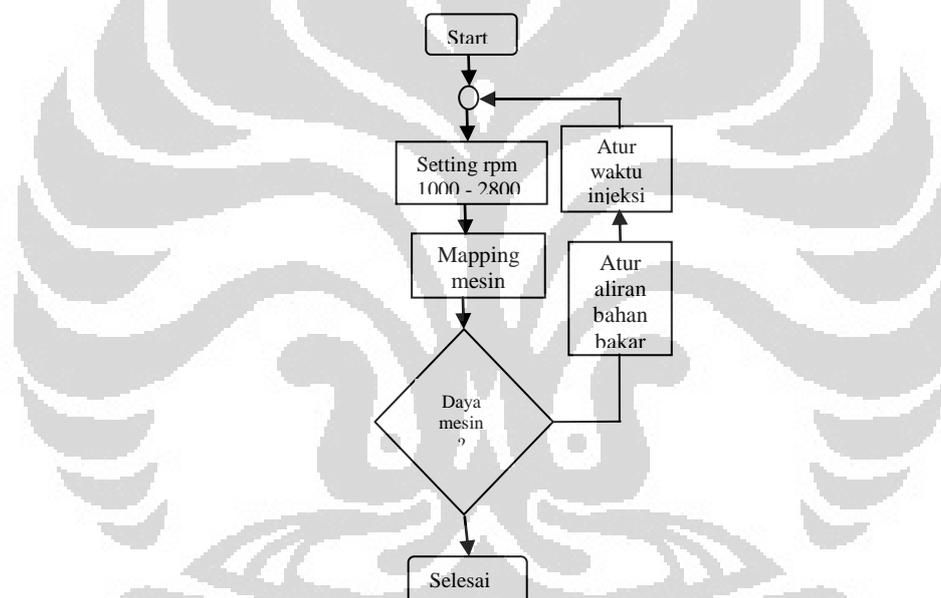
Gambar 3.8. Tabung CNG

Gambar 3.8. merupakan tabung gas yang digunakan untuk memasok cng selama pengujian berlangsung. Tekanan gas cng yang berada didalam tabung ini sangat tinggi yakni sampai dengan 200 bar.

### 3.3 Algoritma Pengujian

Setelah mesin terpasang di *engine test bed*, dan dilakukan pemasangan sensor temperatur, tekanan, aliran bahan bakar, kecepatan mesin, torsi. Kemudian dilakukan pemasangan kit konverter pada saluran udara masuk (*air intake manifold*). Kit konverter tersebut meliputi tabung CNG, regulator tekanan, *flowmeter*, *buffer*, katup injeksi. Instalasi ECU dilakukan dengan cara menghubungkannya pada regulator tekanan, katup injeksi, rpm, dan laptop. Laptop digunakan untuk mengontrol ECU melalui *software ATD DDF*. Saat mesin uji dihidupkan, untuk pemanasan (*warm up*), mesin dijalankan pada putaran mesin tertentu sampai temperatur oli mencapai kurang lebih 50°C. Setelah

temperatur tercapai, lakukan langkah-langkah pengujian seperti algoritma pada gambar 3.5. Melalui autotest dilakukan pengaturan kecepatan mesin yang dikontrol mulai dari kecepatan 1000 rpm, kemudian dilakukan *mapping* mesin dengan melakukan pengaturan torsi agar pada saat torsi yang sama, maka daya yang dihasilkan harus sesuai dengan spesifikasi mesin. Setelah itu dilakukan pengaturan aliran gas cng dengan membuka katup yang besarnya diatur oleh ECU. Antara autotest dan ECU saling berkaitan, sehingga nantinya didapatkan pengaturan yang diinginkan, yaitu sesuai dengan spesifikasi mesin. Langkah ini dilakukan untuk kecepatan mesin yang lain, yaitu 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, dan 2800 rpm.



Gambar 3.9. Algoritma pengujian

### 3.4. Pemodelan

Simulasi yang dibuat menggunakan program matlab versi 7.8 adalah bentuk dari fungsi kecepatan mesin yang menghasilkan daya mesin. Dinamika proses pertukaran udara pada *intake manifold* dianalisa sebagai pengontrolan volume tunggal dengan *throttle* yang mengontrol aliran massa udara yang dimasukkan ke dalam *manifold*, silinder mesin mengontrol aliran massa udara keluar dari *manifold*. Berdasarkan “*filling and emptying models*” oleh Heywood

(1988), *manifold* berperan sebagai plenum, dimana laju pertukaran tekanan ( $P_m$ ) proporsional terhadap laju aliran massa udara yang masuk ke dalam *manifold* yang dikurangi laju aliran massa udara yang dipompakan ke dalam silinder. Dinamika *intake manifold* dijelaskan melalui turunan pertama dari persamaan yang menghubungkan laju pertukaran tekanan *manifold* dengan laju aliran udara yang masuk dan keluar dari *manifold*. Perbedaan laju aliran yang masuk dan keluar merupakan perubahan rata-rata udara terhadap waktu. Dari gas ideal, tekanan pada manifold diturunkan terhadap waktunya, dituliskan sebagai :

$$\frac{d}{dt} P_m = K_m (\dot{m}_i - \dot{m}_o) \quad (3.1)$$

$$K_m = \frac{R \cdot T_m}{V_m} \quad (3.2)$$

$V_m$  adalah isi manifold ( $m^3$ )

$\dot{m}_i$  adalah laju aliran massa udara yang masuk ke manifold (g/s)

$\dot{m}_o$  adalah laju aliran massa udara yang keluar dari manifold (g/s)

$\dot{P}_m$  adalah perubahan tekanan dalam manifold per waktu (bar/s)

$T_m$  adalah temperatur *manifold* (K)

$R$  adalah konstanta spesifik gas = 287 J/kgK

Model ini merupakan dinamika dari sistem pada *manifold*. Dinamika tekanan pada *manifold* yang diperoleh dari model ini bukan tekanan *manifold* instan. Laju aliran massa udara yang masuk ke dalam *manifold* melalui bukaan *throttle* merupakan fungsi dari sudut *throttle*, tekanan *upstream* yang diasumsikan sama dengan 1 bar, dan tekanan *downstream* yaitu tekanan pada *manifold* tersebut. Jika tekanan pada *manifold* kurang dari 0.5 kali tekanan atmosfer, aliran massa udara yang melalui *throttle* merupakan aliran sonic dan sangat tergantung pada posisi bukaan *throttle*. Fungsi ini digambarkan oleh Novak dan Prabakhar (1977) sebagai

$$\dot{m}_{udara} = f(\theta) \cdot g(P_m) \quad (3.3)$$

$$f(\theta) = 2,821 - 0,05231 \cdot \theta + 0,10299 \cdot \theta^2 - 0,00063 \cdot \theta^3 \quad (3.4)$$

$$g(P_m) = 1; \text{ jika } P_m \leq \frac{P_{amb}}{2} \text{ atau } P_m \geq 2 \cdot P_{amb}$$

$\dot{m}_{udara}$  adalah laju aliran massa udara (g/s)

$\theta$  adalah sudut bukaan *throttle*

$P_m$  adalah tekanan *manifold* (bar)

$P_{amb}$  adalah tekanan atmosfer (bar)

Laju aliran massa yang keluar dari manifold merupakan fungsi dari tekanan manifold dan kecepatan mesin, yang diberikan oleh Crossley dan Cook (1991) dituliskan sebagai :

$$\dot{m}_o = -0,366 + 0,08979 \cdot N \cdot P_m - 0,0337 \cdot N \cdot P_m^2 + 0,0001 \cdot N^2 \cdot P_m \quad (3.5)$$

$N$  adalah kecepatan angular (rad/s)

$P_m$  adalah tekanan manifold (bar)

Langkah hisap, kompresi, pembakaran, pembuangan terjadi secara simultan. Pada saat langkah kompresi, lalu terjadi pembakaran, kemudian timbul *delay* 180° sampai pada langkah hisap berikutnya.

Torsi yang dibangkitkan secara empiris tergantung pada perbandingan campuran udara-bahan bakar, derajat BTDC dan kecepatan mesin. Crossley dan Cook (1991) mengestimasi besarnya torsi yang dibangkitkan sebagai :

$$\begin{aligned} \text{Torsi} = & -181,3 + 379,36 \cdot m_{udara} + 21,91 \cdot A/F - 0,85 \cdot (A/F)^2 + 0,26 \cdot \sigma \\ & + 0,0028 \cdot \sigma^2 + 0,027 \cdot N - 0,000107 \cdot N^2 + 0,00048 \cdot N \cdot \sigma \\ & + 2,55 \cdot \sigma \cdot m_{udara} - 0,05 \cdot \sigma^2 \cdot m_{udara} \end{aligned} \quad (3.6)$$

$m_{udara}$  adalah massa udara didalam silinder untuk pembakaran (g)

$A/F$  adalah perbandingan antara udara-bahan bakar

$\sigma$  adalah derajat BTDC

$N$  adalah kecepatan mesin (rad/s)

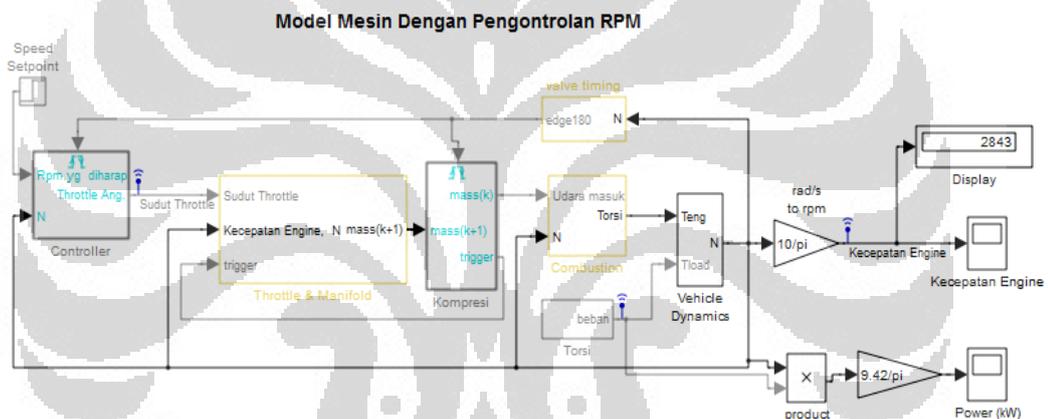
Torsi yang dihasilkan oleh mesin (Nm)

Untuk menghitung percepatan angular dari mesin, sesuai hukum kedua Newton adalah :

$$J \cdot \dot{N} = Torsi_{mejin} - Torsi_{beban} \quad (3.7)$$

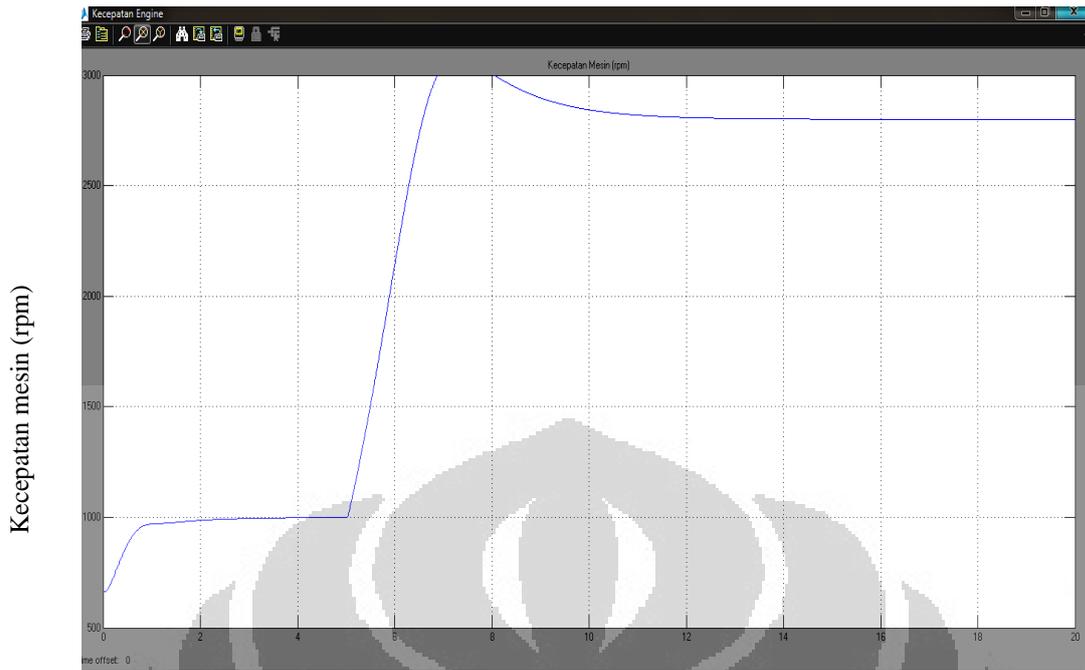
$J$  adalah momen inersia dari mesin ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )

$\dot{N}$  adalah percepatan angular mesin ( $\text{rad/s}^2$ )



Gambar 3.10. Pemodelan mesin dengan pengontrolan rpm

Dengan memberikan input fungsi step untuk kecepatan mesin 1000 – 2800 rpm, waktu step adalah 5 detik, maka akan didapatkan grafik kecepatan mesin dan daya mesin yang dihasilkan seperti berikut ini :



Gambar 3.11. Hasil simulasi pengukuran kecepatan mesin

Kecepatan awal 1000 rpm akan tercapai pada saat 3 detik, kemudian setelah detik ke 5 kecepatan mesin meningkat sampai terjadi *overshoot* lebih dari 3000 rpm. Namun dalam waktu lebih kurang 6 detik, baru akan tercapai kecepatan mesin yang diinginkan, yaitu sekitar 2800 rpm. Hal ini juga identik dengan daya yang dihasilkan, yang berarti dengan adanya kenaikan kecepatan mesin, maka daya yang dihasilkan juga akan meningkat.



Gambar 3.12. Hasil simulasi pengukuran daya mesin

## BAB 4

### HASIL PENGUJIAN DAN ANALISA DATA

Kinerja mesin akan dinilai berdasarkan parameter MEP (*mean effective pressure*), yang merupakan nilai tekanan kerja rata-rata dalam silinder. Perhitungannya menggunakan persamaan 2.1. Konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*) yang merupakan banyaknya konsumsi bahan bakar yang digunakan untuk menghasilkan kerja. Perhitungannya menggunakan persamaan 2.3. Efisiensi mesin, yang biasanya disebut sebagai efisiensi konversi bahan bakar yang digunakan akan dihitung berdasarkan persamaan 2.4 dan 2.6.

#### 4.1. Data hasil Pengujian

Pengujian dilakukan dengan beberapa tahapan aliran bahan bakar yang dimasukkan ke ruang bakar. Kondisi uji adalah pada saat pedal gas ditekan maksimal (*wide open throttle/WOT*), yaitu :

##### 1. Uji 1 menggunakan solar murni

Dalam pengujian 1 ini, dilakukan pengukuran kinerja dari mesin disel yang hanya menggunakan bahan bakar solar murni pada setting dari 1000 sampai dengan 2800 rpm. Hasil uji tersebut tampak pada tabel uji 4.1. Dari pengukuran didapatkan data-data *engine speed*, *engine power*, *torque*, *intake air flow*, *liquid air flow*, *sfc*. Sedangkan bagian yang diarsir merupakan hasil dari perhitungan.

Tabel 4.1 Hasil uji 1 (solar murni)

Engine - Speed rpm	Engine Power kW_1	Engine Torque Nm	Intake Air Flow l/sec	Liquid Fuel Flow l/hr	SFC g/kWh r	MEP (kPa)	SFC (kkal/kwh)_1	efisiensi
997.8	25.97	248.50	25.10	6.86	216.50	786.44	2393.98	0.39
1195	31.80	253.98	29.23	8.30	213.96	803.85	2365.97	0.39
1399.6	38.55	263.02	34.40	9.86	209.76	832.05	2318.21	0.40
1599.6	44.20	263.78	39.45	11.22	208.30	834.84	2300.67	0.40
1799.2	49.81	264.34	43.41	12.62	207.96	836.32	2296.63	0.40
1999.8	54.06	258.12	47.64	13.92	211.34	816.73	2333.56	0.40
2201.2	58.90	255.57	51.25	15.19	211.56	808.43	2336.50	0.40
2400.6	62.90	250.18	54.25	16.63	216.86	791.54	2396.01	0.39
2601.0	64.45	236.64	56.41	17.51	223.18	748.58	2462.40	0.38
2797.8	66.59	227.28	60.00	18.53	228.04	719.08	2521.96	0.37

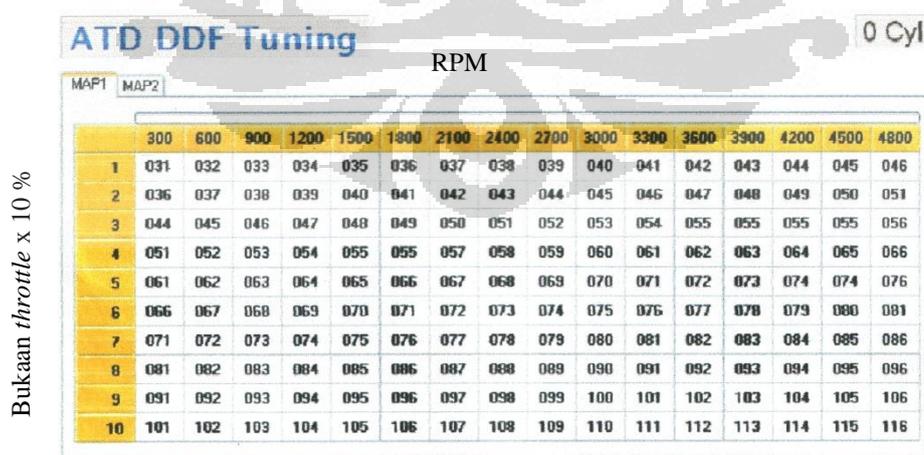
2. Uji 2 menggunakan *dual fuel* dengan waktu injeksi gas dari pabrikan.

Dalam pengujian ke 2 ini, pada setting rpm yang sama 1000 – 2800 dengan setting ECU pabrikan. Hasilnya tampak seperti pada tabel 4.2. Hampir sama dengan pengukuran sebelumnya, didapatkan data-data *engine speed* , *engine power*, *torque*, *intake air flow*, *liquid air flow*, *sfc*, *cng mass flow*, *cng volume flow*, waktu injeksi gas. Sedangkan bagian yang diarsir merupakan hasil dari perhitungan.

Tabel 4.2 Hasil uji 2 (*dual fuel*)

Engine - Speed rpm	Engine Power kW_2	Engine Torque Nm	Intake Air Flow l/sec	Liquid Fuel Flow l/hr	SFC g/kWh hr	CNG Mass flow (g/hr)	CNG Volume Flow (m <sup>3</sup> /hr)	MEP (kPa)	SFC (kkal/kwh) _total	waktu injeksi gas (ms)
1004.8	14.88	141.42	25.05	1.68	92.10	1587.30	0.90	447.28	1591.33	10.3
1195.8	23.98	191.42	28.41	1.32	44.88	5373.88	3.06	605.75	1698.97	10.4
1400.9	30.19	205.76	33.23	1.85	50.18	7098.04	4.01	651.03	1805.69	10.4
1601.4	27.50	163.96	37.87	1.37	40.78	6958.86	3.96	518.73	1809.09	10.5
1801.6	35.51	188.26	42.03	1.76	40.48	5047.30	2.90	595.44	1218.55	10.6
2004.6	39.93	190.30	44.86	2.13	43.78	4959.40	2.85	601.79	1156.59	10.6
2200.8	42.10	182.72	49.77	2.10	40.78	4727.98	2.73	577.90	1063.39	10.7
2399	43.35	172.54	52.59	2.14	40.54	4748.96	2.76	545.90	1047.81	10.8
2602.2	39.07	143.40	55.05	3.05	63.82	4675.50	2.69	453.56	1354.84	10.8
2801.8	43.74	149.12	57.18	3.79	71.00	4471.88	2.59	471.66	1343.32	10.9

Hasil tersebut di atas juga dilakukan pembacaan waktu injeksi CNG menggunakan ATD DDF, sehingga diperoleh gambaran pengontrolan waktu injeksi oleh ECU hasil pabrikan. Gambaran ATD DDF terdapat pada gambar 4.1.



Gambar 4.1. Hasil pembacaan ATD DDF pada pengontrolan waktu injeksi oleh ECU pabrikan

3. Uji 3 menggunakan *dual fuel* dengan perubahan waktu injeksi sesuai spesifikasi mesin.

Pada pengujian ke 3 ini, dilakukan perubahan waktu injeksi gas pada ECU. Mesin dijalankan pada kecepatan dan torsi yang sama seperti pengujian pertama. Hasilnya tampak seperti pada tabel 4.3 Hampir sama dengan data pengukuran tabel 4.2, didapatkan data-data *engine speed*, *engine power*, *torque*, *intake air flow*, *liquid air flow*, *sfc*, *cng mass flow*, *cng volume flow*, waktu injeksi gas. Sedangkan bagian yang diarsir merupakan hasil dari perhitungan.

Tabel 4.3 Hasil uji 3 (*dual fuel*) dengan perubahan waktu injeksi

Engine - Speed rpm	Engine Power kW_3	Engine Torque Nm	Intake Air Flow l/sec	Liquid Fuel Flow l/hr	SFC g/kWhr	CNG Mass flow (g/hr)	CNG Volume Flow (m <sup>3</sup> /hr)	MEP (kPa)	SFC (kkal/kwh)_total	waktu injeksi gas (ms)
1000.40	26.27	250.74	24.61	3.87	120.68	1701.80	0.95	793.40	1676.58	10.50
1199.60	31.82	253.34	28.28	2.82	72.48	4440.98	2.50	801.37	1544.11	10.50
1399.22	38.13	260.23	32.90	2.80	79.28	6751.70	3.86	823.19	1620.80	14.10
1601.60	44.26	263.88	37.49	3.84	79.88	6422.24	3.71	834.85	1575.77	14.10
1796.20	50.19	266.84	41.81	5.30	86.36	5401.86	3.15	844.25	1548.37	14.30
1998.00	53.05	253.50	45.95	4.67	72.08	5170.44	3.03	802.10	1336.72	14.50
2199.80	58.27	252.98	49.85	5.67	79.76	5098.44	2.92	800.21	1353.99	14.70
2403.60	63.30	251.58	52.81	5.79	75.00	4743.62	2.73	795.58	1236.13	14.70
2601.00	64.07	235.28	55.15	6.64	84.94	4515.60	2.64	744.24	1327.09	14.70
2793.10	65.80	224.90	57.89	7.81	97.35	4352.11	2.56	711.72	1442.36	14.70

#### 4.2. Analisa Setting Awal ECU Pabrikan

Berdasarkan gambar 4.1, pengontrolan oleh ECU pabrikan, diperoleh pola kenaikan waktu injeksi yang konstan untuk setiap kenaikan rpm. Kenaikan tersebut (table 4.3) dapat digunakan sebagai referensi perhitungan untuk bukaan *throttle* yang berbeda.

Tabel 4.4 Referensi bukaan *throttle*

Bukaan <i>Throttle</i>	Nilai referensi bukaan <i>throttle</i>
10%	30
20%	35
30%	43
40%	50
50%	60

60%	65
70%	70
80%	80
90%	90
100%	100

Selain itu, pengontrolan ECU pabrikan membentuk pola persamaan umum yang ditunjukkan pada persamaan 4.1

$$Y_{300 \times n \ (n=1,2,3,\dots)} = \text{nilai bukaan throttle} + n \quad (4.1)$$

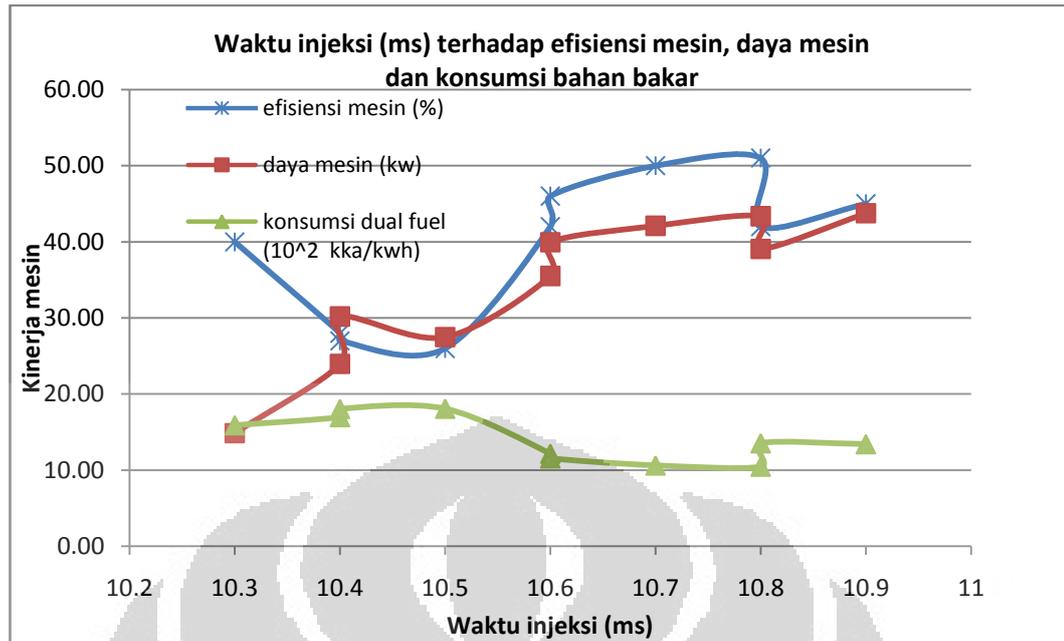
Persamaan tersebut dapat dibuktikan sebagai berikut: kita akan menghitung waktu injeksi pada 1800 rpm, dan bukaan throttle 80%. Maka nilai waktu injeksi pada ECU diawali dengan menghitung n yang diperoleh dari :  $\frac{1800}{300} = 6$ . Nilai n=6 tersebut digunakan dalam persamaan 4.1, sedangkan nilai referensi pada bukaan throttle 80% adalah 80. Maka, waktu injeksi didapatkan hasil sebagai berikut :

$$Y_{300 \times n \ (n=1,2,3,\dots)} = \text{nilai referensi bukaan throttle} + n$$

$$Y_{300 \times 6} = 80 + 6$$

$$Y_{1800} = 86$$

Dari hasil perubahan waktu injeksi yang dikontrol oleh ECU pabrikan diperoleh kinerja mesin yang tergambar dalam Grafik 4.1. Pada grafik tersebut, Nampak bahwa parameter kinerja mesin “konsumsi dual fuel” lebih mendekati konstan daripada “daya mesin” dan “efisiensi”. Jadi, pertimbangan pengontrolan ECU pabrikan besar kemungkinan didasarkan pada konsumsi *dual fuel*, karena akan memberi dampak pada aspek ekonomi pada kendaraan tersebut. Dengan kata lain, hasil pengontrolan ECU pada waktu injeksi membuat kendaraan tersebut “irit” penggunaan bahan bakar.



Grafik 4.1. Waktu injeksi hasil pengontrolan ECU pabrikan terhadap kinerja mesin (efisiensi mesin, daya mesin, dan konsumsi bahan bakar)

### 4.3. Analisa Daya Mesin

Dari tabel 4.1 dan 4.3 diatas, kita hitung dan bandingkan daya mesin yang dihasilkan oleh mesin yang berbahan bakar solar dan *dual fuel*. Misalnya pada saat kecepatan mesinnya sekitar 2800 rpm. Diketahui  $N = 2797,8$  rpm,  $T = 227,28$  Nm, sehingga daya mesin yang dihasilkan adalah :

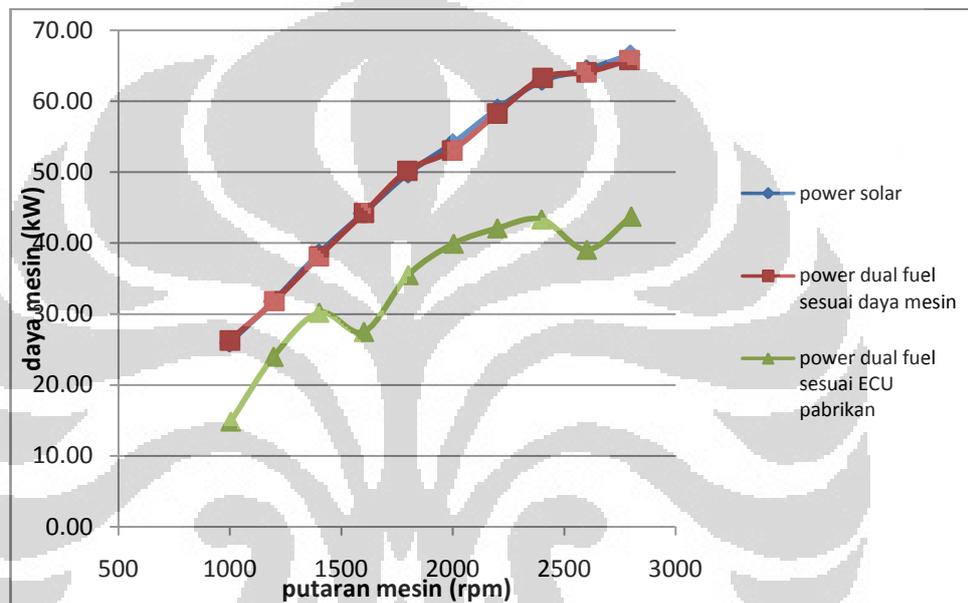
$$\begin{aligned}
 \text{Daya mesin, } P_{\text{solar}} &= 2 \times \phi \times N \times T \\
 &= 2 \times \pi \times \frac{2797,8}{60} \times 227,28 \\
 &= 66589,56 \text{ Watt} \\
 &= 66,59 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Sedangkan untuk *dual fuel*, diketahui  $N = 2793,1$  rpm,  $T = 224,9$  Nm. Sehingga daya mesin yang dihasilkan adalah :

$$\begin{aligned}
 \text{Daya mesin, } P_{\text{dual fuel}} &= 2 \times \phi \times N \times T \\
 &= 2 \times \pi \times \frac{2793,1}{60} \times 224,9 \\
 &= 65,80 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan daya mesin, dimana daya mesin dengan *dual fuel* sama dengan daya mesin dengan bahan bakar solar. Hal ini menunjukkan bahwa daya mesin yang dihasilkan *dual fuel* sudah sesuai dengan spesifikasi teknis mesin diesel tersebut.

Dengan cara yang sama, maka akan didapatkan daya mesin yang dihasilkan untuk kecepatan 1000 – 2600 rpm. Untuk lebih mudahnya daya dilihat pada grafik di bawah ini.



Grafik 4.2. Perbandingan antara daya mesin yang dihasilkan terhadap putaran mesin

#### 4.4. Analisa Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (sfc)

Dengan menggunakan persamaan 2.3, konsumsi bahan bakar spesifik dapat dihitung.

$$\text{SFC (g/kWh)} = \frac{\dot{m}_f \left(\frac{\text{g}}{\text{h}}\right)}{P(\text{kW})}$$

Diketahui, berat jenis solar yang digunakan  $815 \text{ kg/m}^3$  [4]. Dari tabel 4.1 diatas, kecepatan laju aliran bahan bakar terukur 18,53 l/h. Sehingga konsumsi bahan bakar spesifiknya menjadi :

$$\begin{aligned}
 \text{SFC}_{\text{solar}} (\text{g/kWh}) &= \frac{815 \left(\frac{\text{g}}{\text{l}}\right) \times 18,53 \left(\frac{\text{l}}{\text{h}}\right)}{66,59 (\text{kW})} \\
 &= 228,04 (\text{g/kWh}) \\
 &= 6,33 \times 10^{-5} (\text{g/J})
 \end{aligned}$$

Bila dikonversikan dalam kkal/kWh, nilai kalori untuk 1 liter solar adalah 9063 kkal, sehingga 18,53 l/h dikalikan dengan 9063 kkal/l dibagi dengan daya mesin 66,59 kW adalah 2521,96 kkal/kWh.

Untuk kondisi yang ketiga (uji 3), *dual fuel* (solar + CNG). Sehingga konsumsi bahan bakar spesifiknya merupakan gabungan antara SFC solar dan SFC CNG. Solar mempunyai nilai kalori 9063 kkal/l, sedangkan CNG 9424 kkal/m<sup>3</sup>. Sehingga konsumsi bahan bakar spesifiknya menjadi :

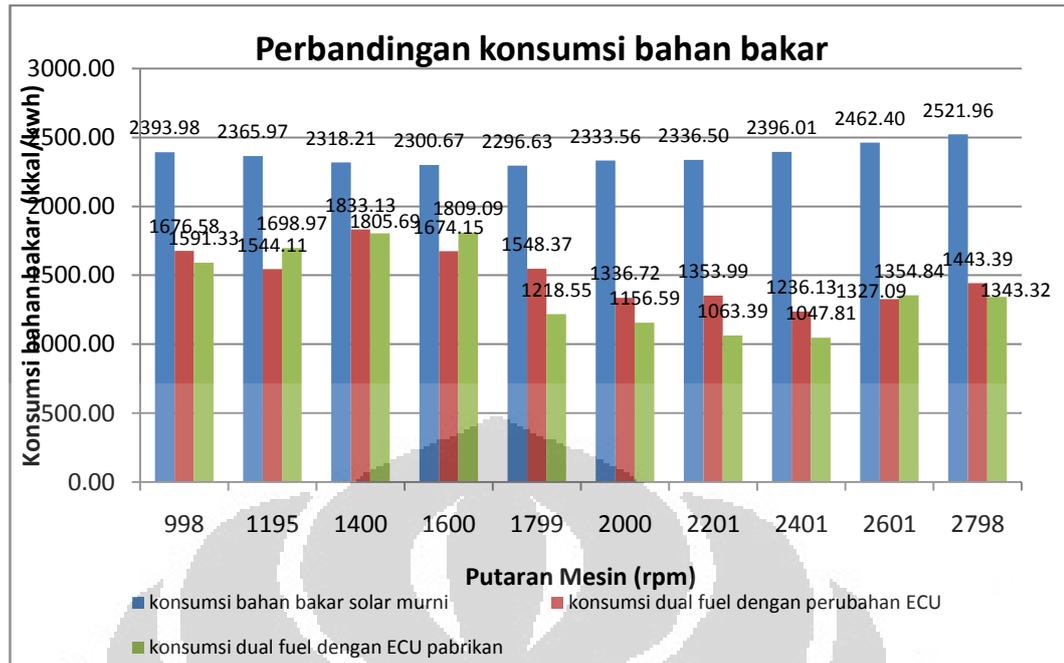
$$\begin{aligned}
 \text{SFC solar (kkal/kWh)} &= \frac{7,81 \left(\frac{\text{l}}{\text{hr}}\right) \times 9063 \left(\frac{\text{kkal}}{\text{l}}\right)}{65,8 \text{ kW}} \\
 &= 1075,71 \text{ kkal/kWh}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{SFC CNG (kkal/kWh)} &= \frac{2,56 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{hr}}\right) \times 9424 \left(\frac{\text{kkal}}{\text{m}^3}\right)}{65,8 \text{ kW}} \\
 &= 366,65 \text{ kkal/kWh}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{SFC total} &= 1075,71 + 366,65 \\
 &= 1442,36 \text{ kkal/kWh}
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan diatas, didapatkan bahwa bahan bakar yang dikonsumsi pada rpm yang sama, dual fuel lebih hemat 0,57 kali daripada menggunakan solar murni.

Dengan cara yang sama, maka akan didapatkan nilai konsumsi bahan bakar spesifik yang lain untuk kecepatan 1000 – 2600 rpm. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada grafik di bawah ini.



Grafik 4.3. Perbandingan antara konsumsi solar yang digunakan, terhadap putaran mesin

Dari grafik 4.3 bila konsumsi bahan bakar spesifik dihitung rata-ratanya dan dibandingkan antara uji 1 (solar murni) dan uji 3 (*dual fuel*), maka pada uji 3 terlihat lebih irit sebesar 36,9%.

#### 4.5. Analisa Efisiensi Mesin

Dengan menggunakan contoh yang sama pada kecepatan mesin sekitar 2800 rpm, untuk menghitung efisiensi mesin dengan bahan bakar solar murni menggunakan persamaan 2.6. Diketahui nilai pemanasan bahan bakar (*heating value*) untuk solar ( $Q_{HV}$ ) adalah 43 MJ/kg. [3]

$$\begin{aligned}
 \eta_{f \text{ solar}} &= \frac{3600}{sfc \cdot Q_{HV}} \\
 &= \frac{3600}{228,04 \left( \frac{g}{kWh} \right) \times 43 \left( \frac{MJ}{kg} \right)} \\
 &= 0.37 \\
 &= 37 \%
 \end{aligned}$$

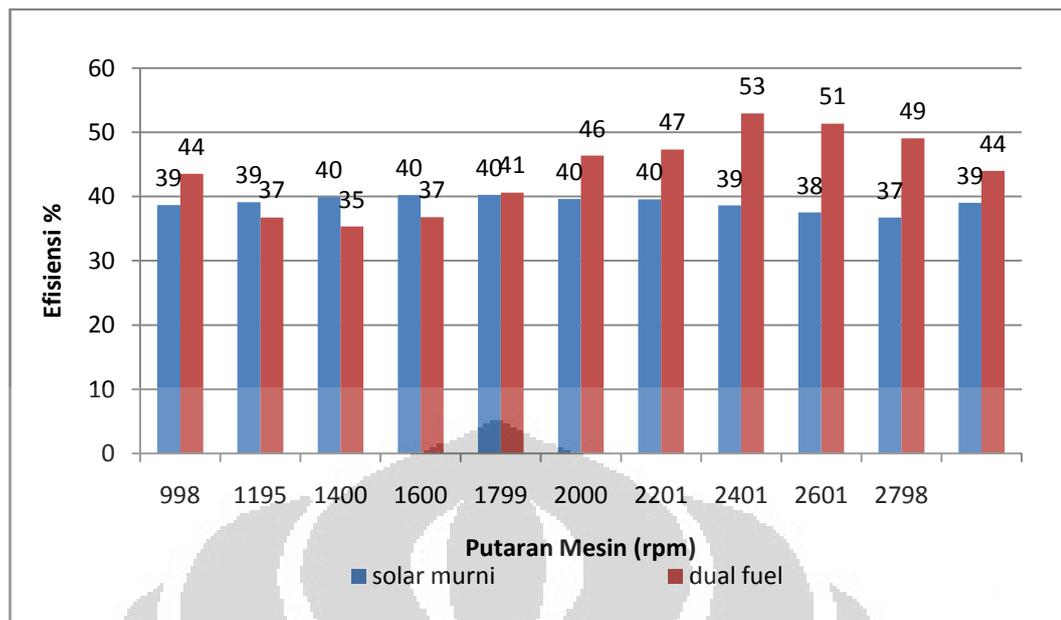
Efisiensi mesin diesel *dual fuel* dihitung menggunakan persamaan 2.4, yang diperoleh dengan cara membagi daya mesin yang dihasilkan dengan hasil penjumlahan dari hasil perkalian laju aliran massa solar dengan *heating value* solar dan laju aliran massa CNG dengan *heating value* CNG.

$$\eta_f = \frac{P}{(\dot{m}_f \text{ solar} \cdot Q_{HV \text{ solar}}) + (\dot{m}_f \text{ CNG} \cdot Q_{HV \text{ CNG}})}$$

Dari tabel 4.3, besarnya aliran bahan bakar solar adalah 7,81 l/h, yang dikonversi menjadi 0,00781 m<sup>3</sup>/h. Diketahui massa jenis solar adalah 815 kg/m<sup>3</sup> [4] sehingga laju aliran massanya adalah 0,00781 x 815 = 6,37 kg/h. Kemudian dikalikan dengan *heating value* solar 43 MJ/kg, sehingga didapatkan 273,91 MJ/h. Sedangkan untuk CNG aliran bahan bakar adalah 4352,11 g/h yang dikonversi menjadi 4,35211 kg/h. Diketahui *heating value*nya adalah 47,975 MJ/kg [3]. Sehingga hasil perkaliannya didapatkan 208,79 MJ/h. Diketahui 1 kW adalah 3,6 MJ/h. Jadi efisiensinya adalah :

$$\begin{aligned} \eta_f &= \frac{65,8 \times 3,6 \text{ MJ/h}}{(273,91) + (208,79) \text{ MJ/h}} \\ &= 0,49 \\ &= 49 \% \end{aligned}$$

Dari hasil tersebut diatas tampak bahwa efisiensi mesin dengan bahan bakar *dual fuel* lebih baik dari yang sebelumnya. Dengan cara yang sama, maka akan didapatkan nilai efisiensi yang lain untuk kecepatan 1000 – 2600 rpm. Bila dibuatkan dalam bentuk grafik batang, akan terlihat seperti grafik berikut ini.



Grafik 4.4. Perbandingan efisiensi solar murni dan *dual fuel*

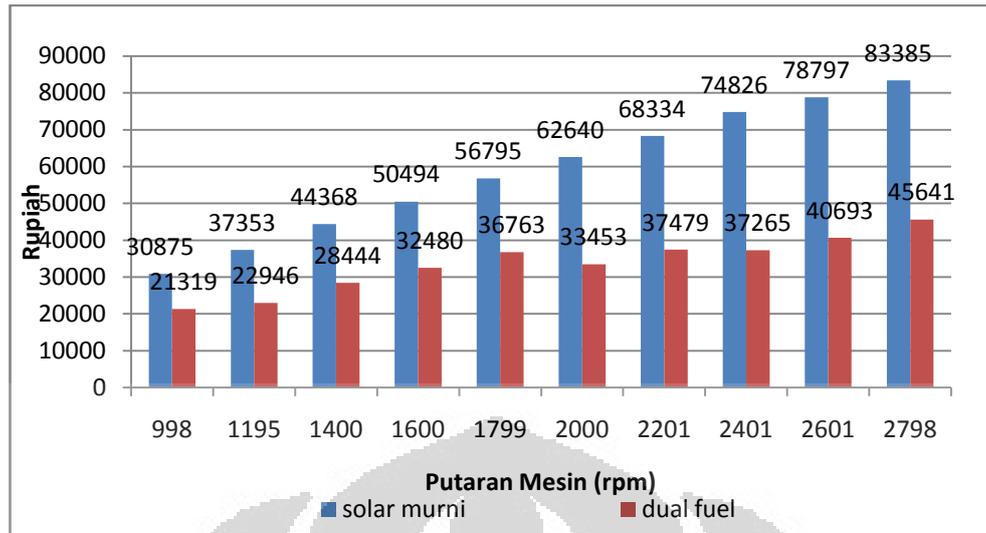
Dari grafik 4.4, bila dihitung rata-ratanya maka efisiensi *dual fuel* meningkat sebesar 5%.

#### 4.6. Analisa Aspek Ekonomi

Dari tabel 4.1 diatas terlihat jelas bahwa konsumsi bahan bakar mesin saat menggunakan solar jauh lebih boros dibandingkan bila menggunakan *dual fuel*. Pada contoh diatas, pada putaran sekitar 2800 rpm konsumsi bahan bakar solar per jamnya adalah 18,53 liter. Dihitung dalam rupiah, bila 1 liter solar = Rp 4.500,-. Maka pengeluaran yang diperlukan adalah  $18,53 \times \text{Rp } 4500,- = \text{Rp } 83.385,-$ .

Sedangkan pada saat menggunakan *dual fuel*, dari tabel 4.3 konsumsi bahan bakarnya adalah 7,81 liter solar dan  $2,56 \text{ m}^3$  CNG, pengeluaran yang diperlukan untuk solar adalah  $7,81 \times \text{Rp } 4.500,- = \text{Rp } 35.145,-$ . Untuk pengeluaran CNG bila dihitung  $1 \text{ m}^3 = \text{Rp } 4.100,-$ . Adalah  $2,56 \times \text{Rp } 4.100,- = \text{Rp } 10.496,-$ . Total pengeluaran untuk penggunaan *dual fuel* ini adalah Rp 45.641,-

Terlihat jelas bahwa terjadi penghematan biaya sekitar Rp 37.744,- . Sedangkan pada kecepatan mesin yang lain digambarkan dalam grafik dibawah ini.

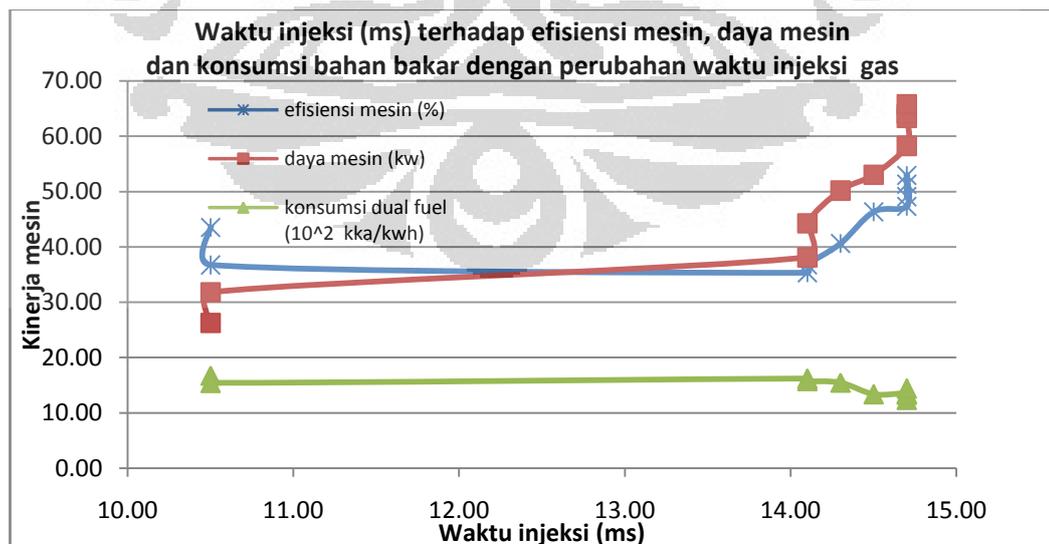


Grafik 4.5. Perbandingan biaya pengeluaran solar murni dan *dual fuel*

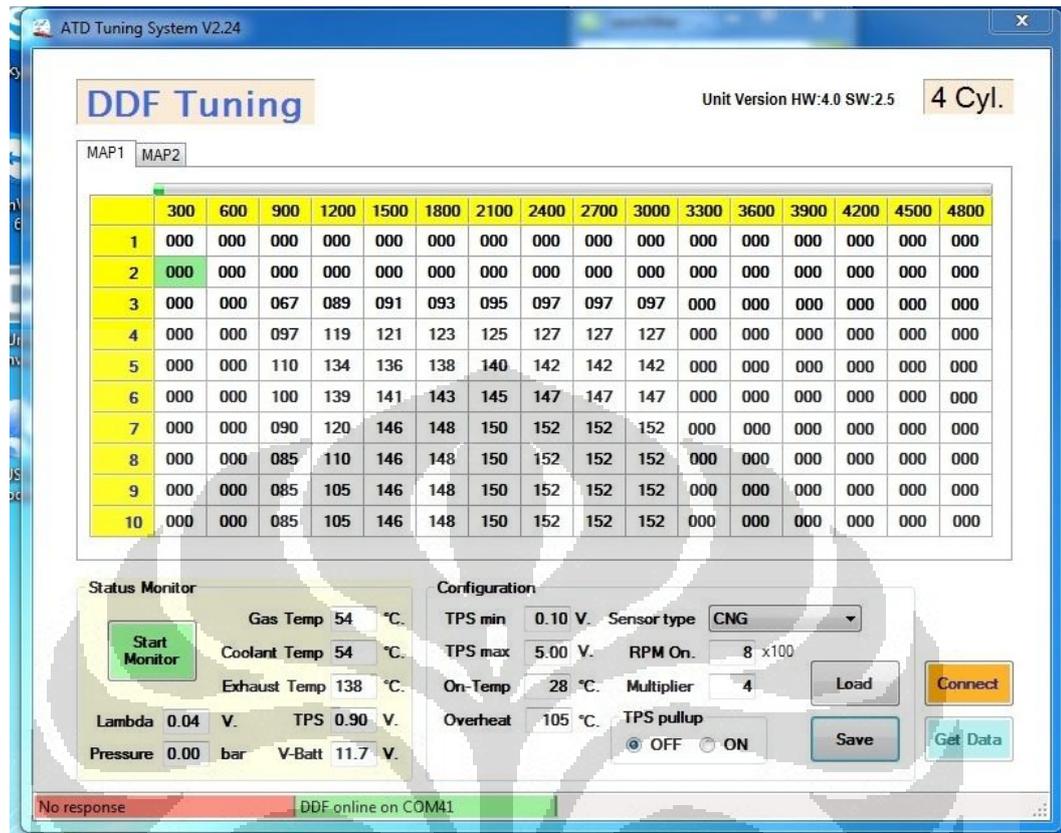
Dari grafik 4.5. bila dihitung rata-ratanya maka dengan menggunakan *dual fuel* pengeluaran akan lebih hemat sebesar 41%.

#### 4.7. Analisa Perubahan Waktu Injeksi Gas

Dari uji ke 3, setelah dilakukan perubahan waktu injeksi gas, yang mengacu pada daya mesin dan torsi yang sama. Didapatkan hasil yang cukup signifikan pada kondisi daya mesin yang sama, maka efisiensinya meningkat rata-rata sekitar 5%, konsumsi bahan bakarnya juga lebih irit, dan MEP yang sesuai dengan spesifikasi mesin.



Grafik 4.6. Waktu injeksi hasil perubahan ECU terhadap kinerja mesin (efisiensi mesin, daya mesin, dan konsumsi bahan bakar)



Gambar 4.2 . Waktu injeksi hasil perubahan ECU

Pada kecepatan mesin 1000 sampai 2800 rpm ini, bila dianalisa berdasarkan konsumsi solar dan cng yang digunakan terhadap waktu injeksi, dimana waktu injeksinya merupakan fungsi linier dari aliran bahan bakar solar dan cng. Dituliskan sebagai  $Y = f(X_1, X_2)$ , waktu injeksi sebagai  $Y$ , konsumsi solar yang digunakan adalah  $X_1$  dan konsumsi cng yang digunakan adalah  $X_2$  akan didapatkan hubungan  $Y = B_0 + B_1 * X_1 + B_2 * X_2$ .

Tabel 4.5 Hubungan konsumsi bahan bakar terhadap waktu injeksi

Solar (X1)	CNG (X2)	waktu injeksi gas (ms) (Y)
3.87	951.20	10.5
2.82	2504.00	14.6
3.69	3864.33	14.6
4.32	3707.40	14.8
5.30	3152.80	15
4.67	3029.20	15.2
5.67	2923.00	15.2
5.79	2734.80	15.2
6.64	2637.00	15.2
7.81	2564.60	15.2

Dari tabel 4.5 dihitung untuk masing  $X_1^2$ ,  $X_2^2$ ,  $X_1 \cdot X_2$ ,  $X_1 \cdot Y$ , dan  $X_2 \cdot Y$ . Kemudian lakukan penjumlahan untuk semua parameter, sehingga didapatkan hasilnya seperti tabel 4.6 berikut ini :

Tabel 4.6 Fungsi linier dari konsumsi bahan bakar

Y	X1	X2	X1 * X1	X2*X2	X1*X2	X1*Y	X2*Y	
10.5	3.87	3871.00	14.98	14984641.00	14984.64	40.65	40645.50	
14.6	2.82	2817.60	7.94	7938869.76	7938.87	41.14	41136.96	
14.6	3.69	3693.22	13.64	13639890.38	13639.89	53.92	53921.04	
14.8	4.32	4320.40	18.67	18665856.16	18665.86	63.94	63941.92	
15	5.30	5297.00	28.06	28058209.00	28058.21	79.46	79455.00	
15.2	4.67	4674.00	21.85	21846276.00	21846.28	71.04	71044.80	
15.2	5.67	5665.40	32.10	32096757.16	32096.76	86.11	86114.08	
15.2	5.79	5789.40	33.52	33517152.36	33517.15	88.00	87998.88	
15.2	6.64	6640.30	44.09	44093584.09	44093.58	100.93	100932.56	
15.2	7.81	7812.70	61.04	61038281.29	61038.28	118.75	118753.04	
jumlah	<b>145.50</b>	<b>50.58</b>	<b>50581.02</b>	<b>275.88</b>	<b>275879517.20</b>	<b>275879.52</b>	<b>743.94</b>	<b>743943.78</b>

Untuk tabel 4.6 dituliskan dalam bentuk matrik menjadi :

$$\begin{bmatrix} n & \in X1 & \in X2 \\ \in X1 & \in X1^2 & \in X1 * X2 \\ \in X2 & \in X1 * X2 & \in X2^2 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} B0 \\ B1 \\ B2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \in Y \\ \in X1 * Y \\ \in X2 * Y \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

$$\begin{bmatrix} 10 & 50.58 & 50581.02 \\ 50.58 & 275.88 & 275879.52 \\ 50581.02 & 275879.52 & 275879517.2 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} B0 \\ B1 \\ B2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 145.50 \\ 743.94 \\ 743943.78 \end{bmatrix}$$

Sehingga untuk mencari nilai B0, B1, dan B2 dapat menggunakan metode perkalian matrik  $X^{-1} * X * B = X^{-1} * Y$ . Pengolahan data dilakukan menggunakan bantuan matlab 7.8, maka akan didapatkan :

$$\gg X = [10 \ 21.18 \ 21178.1; \ 21.18 \ 50.11 \ 50110.25; \ 21178.1 \ 50110.25 \ 50110250.01]$$

X =

$$1.0e+007 *$$

```
0.0000 0.0000 0.0021
0.0000 0.0000 0.0050
0.0021 0.0050 5.0110
```

```
>> Y = [106; 225.6; 225599.8]
```

```
Y =
```

```
1.0e+005 *
0.0011
0.0023
2.2560
```

```
>> Z = inv(X)
```

```
Z =
```

```
1.0e+003 *
0.0009 0.0071 -0.0000
0.0071 -3.9459 0.0039
-0.0000 0.0039 -0.0000
```

```
>> B = Z*Y
```

```
B =
```

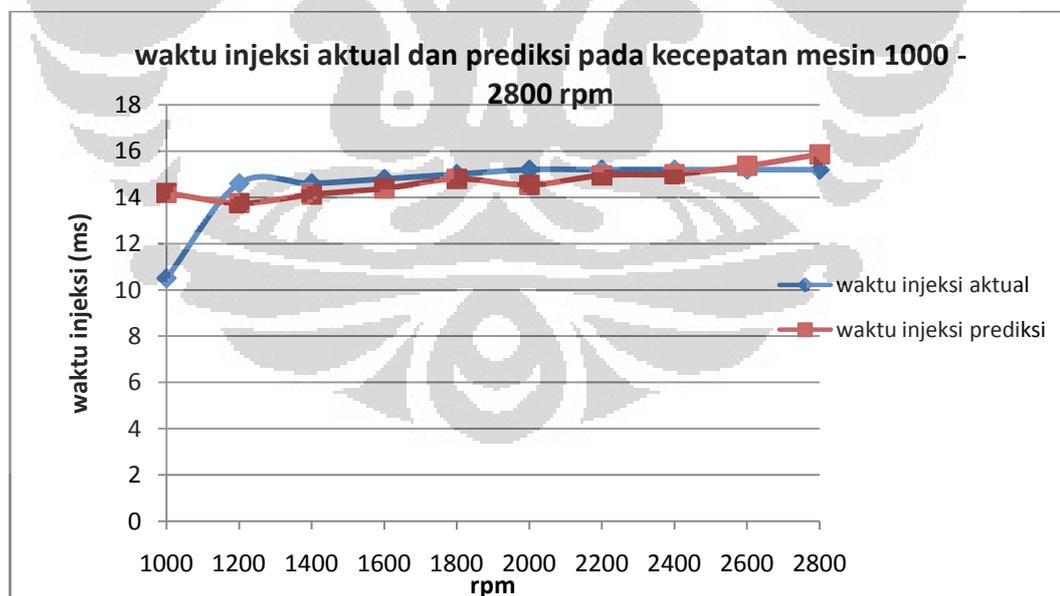
```
10.0159
75.3235
-0.0751
```

Sehingga persamaan linier dari fungsi konsumsi bahan bakar dapat dituliskan sebagai :  $Y = 10.0159 + 75.3235X_1 - 0.0751X_2$ .

Tabel 4.7 Prediksi dan error hubungan waktu injeksi dan konsumsi bahan bakar

Y	X1	X2	X1 * X1	X2*X2	X1*X2	X1*Y	X2*Y	prediksi	error
10.5	3.87	3871.00	14.98	14984641.00	14984.64	40.65	40645.50	14.19	3.69
14.6	2.82	2817.60	7.94	7938869.76	7938.87	41.14	41136.96	13.75	-0.85
14.6	3.69	3693.22	13.64	13639890.38	13639.89	53.92	53921.04	14.12	-0.48
14.8	4.32	4320.40	18.67	18665856.16	18665.86	63.94	63941.92	14.38	-0.42
15	5.30	5297.00	28.06	28058209.00	28058.21	79.46	79455.00	14.79	-0.21
15.2	4.67	4674.00	21.85	21846276.00	21846.28	71.04	71044.80	14.53	-0.67
15.2	5.67	5665.40	32.10	32096757.16	32096.76	86.11	86114.08	14.95	-0.25
15.2	5.79	5789.40	33.52	33517152.36	33517.15	88.00	87998.88	15.00	-0.20
15.2	6.64	6640.30	44.09	44093584.09	44093.58	100.93	100932.56	15.36	0.16
15.2	7.81	7812.70	61.04	61038281.29	61038.28	118.75	118753.04	15.86	0.66

Perbandingan waktu injeksi antara kondisi aktual dan prediksi pada saat kecepatan mesin 1000 sampai 2800 rpm ini dapat digambarkan dalam bentuk grafiknya adalah sebagai berikut ini :



Grafik 4.7. Waktu injeksi aktual dan prediksi

## BAB 5

### KESIMPULAN

Berdasarkan hasil riset yang dilakukan pada mesin kendaraan diesel *dual fuel*, yang merupakan hasil modifikasi dari mesin diesel konvensional, dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut:

1. Pengontrolan waktu injeksi CNG pada *dual fuel* dapat memberikan hasil konsumsi bahan bakar, efisiensi mesin, dan aspek ekonomi lebih baik dari pada mesin diesel dengan bahan bakar solar murni
2. Uji karakteristik parameter ECU pada mesin diesel *dual fuel* dapat dilakukan melalui merubah nilai waktu injeksi pada ECU mengacu pada daya mesin sesuai spesifikasi mesin aslinya.
3. Waktu injeksi bahan bakar yang masuk ke ruang bakar merupakan fungsi linier dari fungsi bahan bakar solar dan eng.

## DAFTAR REFERENSI

1. Crossley, P.R., Cook, J.A., *A Nonlinear Engine Model For Drivetrain Sytem Developmen*. IEEE journal, 1991. p. 921-925.
2. Ehsan, Md., Buiyan, S., *Dual fuel performance of small diesel engine for application with less frequent load variations*. International Journal of Mechanical and Mecatronics Engineering. **9**(10): p.30-38
3. Heywood, J.B., *Internal combustion engine fundamentals*, 1998. McGraw-Hill series. Singapore.
4. [http://en.wikipedia.org/wiki/Natural\\_gas#Energy\\_content.2C\\_statistics.2C\\_and\\_pricing](http://en.wikipedia.org/wiki/Natural_gas#Energy_content.2C_statistics.2C_and_pricing).
5. Kementrian ESDM, *10 Jawaban Tentang Kenaikan BBM Bersubsidi*, 2012.
6. Keputusan menteri perhubungan darat No.64/1993
7. Lansky, L., *Diesel engine modeling and control*, 2008.
8. LIPI, *Kebijakan Nasional Program Konversi dari BBM ke BBG untuk Kendaraan*, 2011.
9. Mansour, C., Bounif, A., Aris, A., Gaillard, F., *Gas-diesel (dual-fuel) modeling in diesel engine environment*. International Journal Thermodynamics Science, 2001. **40** p. 409-424.
10. Papagiannakis, R. G., Hountalas, D.T., Rakopoulos, C.D., *Theoretical study of the effects pilot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual fuel diesel engine*. Energy conversion and management, 2007. **48**: p. 2951-2961
11. Priyanto, H., Muis, A., *Analisis kinerja mesin dual fuel terhadap waktu injeksi bahan bakar gas dengan ecu (electronic control unit)*. 2012.
12. Semin, A.I., Rosli Abu Bakar, *An Overview of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel and Malaysian Scenario*. European Journal of Scientific Research, 2009. **34**: p. 6-15.
13. Whelan, S., Oaten, R., Wiedemeier, G., *Development of the hawk advanced dual-fuel<sup>TM</sup> engine management system to enable the use of natural gas in today's heavy-duty vehicles*. 11<sup>th</sup> IANGV Conference and exhibition, 2008.

## LAMPIRAN

Konversi Satuan :

1 kalori = 4184 joule

1 kWh = 3600000 joule

1 liter solar = 9063 kkal

Massa jenis solar =  $815 \text{ kg/m}^3 = 0,815 \text{ kg/l}$

1 m<sup>3</sup> CNG = 9424 kkal

Massa jenis CNG =  $0,8 \text{ kg/m}^3 = 0,0008 \text{ kg/l}$

