



TUGAS AKHIR TF 145565

**PERANCANGAN SISTEM KONTROL DAYA  
OUTPUT BERDASARKAN PERBANDINGAN LAJU  
ALIRAN MASSA BAHAN BAKAR DAN UDARA  
(AFR) PADA *GENERATOR SET DUAL FUEL*  
DENGAN METODE KONTROL PID**

Mohammad Berel Toriki  
NRP 02311645000033

Dosen Pembimbing I  
Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, S.T., M.T.  
NIP. 19690507 199512 1 001

Dosen Pembimbing II  
Arief Abdurrakhman, S.T., M.T.  
NIP. 19870712 201404 1 002

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2018



**TUGAS AKHIR TF 145565**

**PERANCANGAN SISTEM KONTROL DAYA  
*OUTPUT* BERDASARKAN PERBANDINGAN  
LAJU ALIRAN MASSA BAHAN BAKAR DAN  
UDARA (AFR) PADA *GENERATOR SET DUAL  
FUEL* DENGAN METODE KONTROL PID**

**Mohammad Berel Toriki  
NRP 0231164500033**

**Dosen Pembimbing I  
Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, S.T., M.T.  
NIP. 19690507 199512 1 001**

**Dosen Pembimbing II  
Arief Abdurrahman, S.T., M.T.  
NIP. 19870712 201404 1 002**

**DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2018**



*FINAL PROJECT TF 145565*

***DESIGN OF POWER OUTPUT CONTROL  
SYSTEM BASED ON RATIO OF BIOGASS MASS  
FLOWRATE AND AIR (AFR) IN DUAL FUEL  
GENERATOR SET BY USING PID CONTROL  
METHOD***

**Mohammad Berel Toriki  
NRP 02311645000033**

***Supervisor I***

**Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, S.T, M.T.  
NIP. 19690507 199512 1 001**

***Supervisor II***

**Arief Abdurrahman, S.T, M.T.  
NIP. 19870712 201404 1 002**

***DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2018***

## PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini

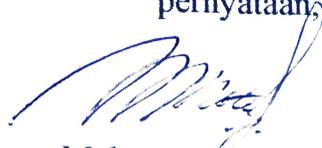
Nama : Mohammad Berel Toriki  
NRP : 02311645000033  
Departemen/ Prodi : Teknik Fisika/ S1 Teknik Fisika  
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri  
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “PERANCANGAN SISTEM KONTROL DAYA *OUTPUT* BERDASARKAN PERBANDINGAN LAJU ALIRAN MASSA BAHAN BAKAR DAN UDARA (AFR) PADA *GENERATOR SET DUAL FUEL* DENGAN METODE KONTROL PID” adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 25 Juli 2018

Yang membuat  
pernyataan,



Mohammad Berel Toriki

**PERANCANGAN SISTEM KONTROL DAYA *OUTPUT*  
BERDASARKAN PERBANDINGAN LAJU ALIRAN  
MASSA BAHAN BAKAR DAN UDARA (AFR) PADA  
*GENERATOR SET DUAL FUEL* DENGAN METODE  
KONTROL PID**

**TUGAS AKHIR**

**Oleh:**

**Mohammad Berel Toriki**

**NRP : 02311645000033**

**Surabaya, 26 Juli 2018**

**Mengetahui/Menyetujui  
Pembimbing I**

**Dr. Bambang Lelono W. ST, MT.**

**NIP. 19690507 199512 1 001**

**Mengetahui/Menyetujui  
Pembimbing II**

**Arief Abdurrakhman, ST, MT.**

**NIP. 19870712 201404 1 002**



**Agus Muhammad Harta, S.T, M.Si, Ph.D**

**NIP. 19780902 200312 1 002**

**PERANCANGAN SISTEM KONTROL DAYA OUTPUT  
BERDASARKAN PERBANDINGAN LAJU ALIRAN  
MASSA BAHAN BAKAR DAN UDARA (AFR) PADA  
GENERATOR SET DUAL FUEL DENGAN METODE  
KONTROL PID**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Rekayasa Instrumentasi dan Kontrol  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Mohammad Berel Toriki  
NRP. 02311645000033

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Bambang Lelono W, ST, MT. ....(Pembimbing I)
2. Arief Abdurrakhman, ST, MT. ....(Pembimbing II)
3. Ir. Ya'umar, MT. ....(Ketua Penguji )
4. Dr. Katherin Indriawati, ST, MT. ....(Penguji I)
5. Dr.-Ing. Doty Dewi Risanti, ST, MT. ....(Penguji II)

**SURABAYA  
Juli 2018**

**PERANCANGAN SISTEM KONTROL DAYA *OUTPUT*  
BERDASARKAN PERBANDINGAN LAJU ALIRAN  
MASSA BAHAN BAKAR DAN UDARA (AFR) PADA  
GENERATOR SET DUAL FUEL DENGAN METODE  
KONTROL PID**

**Nama Mahasiswa** : Mohammad Berel Toriki  
**NRP** : 02311645000033  
**Program Studi** : S1 Teknik Fisika  
**Departemen** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing I** : Dr. Bambang L. Widjiantoro, S.T.,M.T  
**Dosen Pembimbing II** : Arief Abdurrahman, S.T, M.T

**Abstrak**

*Generator set* merupakan suatu alat yang digunakan untuk menghasilkan energi atau daya listrik. Daya listrik yang dihasilkan oleh *generator set* digunakan untuk menyuplai kebutuhan listrik beban yang dalam tugas akhir ini adalah lampu. *Range* daya yang mampu dihasilkan oleh *generator set* antara 100-1200 watt. Daya yang dihasilkan oleh *generator set* dipengaruhi oleh campuran antara udara dan bahan bakar. *Generator set* yang digunakan adalah *generator set dual fuel*. Dari hasil penelitian ini didapatkan respon yang stabil dengan rata-rata nilai *overshoot* dibawah 20% dan *error* dibawah 2%. Selain itu, didapatkan juga nilai *Air Fuel Ratio* (AFR) *dual fuel* yaitu 15,06. Selain itu, kestabilan daya yang dihasilkan oleh *generator set* juga dipengaruhi oleh *mass flowrate* bahan bakar yang diinjeksikan kedalam ruang bakar. Dari hasil simulasi saat diberikan *set point* daya 1200 watt, didapatkan nilai *flowrate* udara sebesar 2,118 L/min, *flowrate* biogas sebesar 0,133 L/min, dan *flowrate* bensin 0,01 L/min. Sedangkan saat diberikan *set point* daya 100 watt, didapatkan nilai *flowrate* udara 0,560 L/min, *flowrate* biogas 0,029 L/min, dan *flowrate* bensin 0,01 L/min. Pengendalian daya *output* pada *generator set dual fuel* ini supaya *generator set* dapat menghasilkan daya *ouput* yang sesuai dengan beban yang diberikan.

**Kata kunci** : *Generator set dual fuel*, AFR, daya *ouput*, *mass flowrate*, *error*, *overshoot*

**DESIGN OF POWER OUTPUT CONTROL SYSTEM BASED  
ON RATIO OF BIOGASS MASS FLOWRATE AND AIR  
(AFR) IN DUAL FUEL GENERATOR SET BY USING PID  
CONTROL METHOD**

**Student Name** : Mohammad Berel Toriki  
**NRP** : 02311645000033  
**Study Program** : S1 Engineering Physic  
**Major** : Engineering Physic FTI-ITS  
**Supervisor I** : Dr. Bambang L. Widjiantoro, S.T.,M.T  
**Supervisor II** : Arief Abdurrahman, S.T., M.T.

**Abstract**

*Generator set is a tool that used to generate electric power. The electric power generated by the generator set is used to supply the electrical load requirement which in this final project is the lamp. Range of power capable generated by generator set between 100-1200 watts. The power generated by the generator set is influenced by a mixture of air and fuel. The generator set used is a dual fuel generator set. From the results of this study obtained a stable response with overshoot below 20% and error below 2%. In addition, also obtained the value of Air Fuel Ratio (AFR) dual fuel is the best that is 15.06. In addition, the stability of power generated by the generator set is also influenced by the stability of the fuel mass flowrate injected into the combustion chamber. From the simulation result when given 1200 watt power point set, air flowrate 2,118 L/min, flowrate of biogas 0,133 L/min, and with gasoline flowrate is constant 0.01 L/min. While given the 100 watt power point set, obtained the flowrate of air value 0,560 L/min, flowrate of biogas 0,029 L/min and gasoline flowrate is constant 0,01 L/min. Control of output power in this dual fuel generator set so that the generator set can generate the output power matching the given load.*

**Keyword** : Generator set dual fuel, AFR, power output, mass flowrate, error, overshoot

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT penulis panjatkan karena atas rahmat dan hidayah-Nya penulis dapat menyelesaikan laporan Tugas Akhir yang berjudul **“Perancangan Sistem Kontrol Daya Output Berdasarkan Perbandingan Laju Aliran Mass Bahan Bakar Dan Udara (AFR) Pada Generator Set Dual Fuel Dengan Metode Kontrol PID”** dengan tepat waktu. Laporan ini dapat terselesaikan dengan dukungan dan peran serta dari berbagai pihak. Untuk itulah dalam kesempatan kali ini penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Allah Subhanahu Wataala.
2. Keluarga penulis yang selalu mendukung dan memberikan semangat untuk belajar.
3. Agus Muhamad Hatta, ST.,M.Si.,Ph.d selaku Ketua Jurusan Teknik Fisika FTI-ITS.
4. Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, S.T., M.T. selaku pembimbing 1 Tugas Akhir yang telah membina dan memberikan banyak ilmu serta pengalaman.
5. Arief Abdurrakhman, S.T., M.T. selaku pembimbing 2 Tugas Akhir yang telah membina dan memberikan banyak ilmu serta pengalaman.
6. Biogas team yang telah berjuang bersama dalam pengerjaan tugas akhir.
7. Mas Mohammad Khamim Asy'ari,S.T. yang telah banyak memberikan masukan dan saran
8. Keluarga besar di rumah yang senantiasa mendoakan.
9. Teman – teman S1 Teknik Fisika FTI-ITS.
10. Serta semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa laporan ini masih kurang sempurna. Oleh karena itu, penulis menerima segala masukan berupa saran, kritik, dan segala bentuk tegur sapa demi kesempurnaan laporan ini.

Demikian laporan Tugas Akhir ini penulis persembahkan dengan harapan dapat bermanfaat dalam akademik baik bagi penulis maupun bagi pembaca.

Surabaya, 18 Juli 2018

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b>	i
<b>PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME</b>	ii
<b>LEMBAR PENGESAHAN I</b>	iii
<b>LEMBAR PENGESAHAN II</b>	iv
<b>ABSTRAK</b>	v
<b>ABSTRACT</b>	vi
<b>KATA PENGANTAR</b>	vii
<b>DAFTAR ISI</b>	ix
<b>DAFTAR GAMBAR</b>	xi
<b>DAFTAR TABEL</b>	xiv
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	3
1.3. Tujuan	4
1.4. Batasan Masalah	4
<b>BAB II DASAR TEORI</b>	
2.1. <i>Spark Ignition Engine</i>	5
2.2. <i>Generator</i>	9
2.3. Bensin	11
2.4. Biogas	13
2.5. <i>Ratio Control</i>	14
2.6. Aksi Pengendali PID	16
2.7. Metode <i>Tuning</i> Kontroler PID Dengan Aturan <i>Ziegler-Nichols</i>	21
2.8. Metode Kurva Osilasi	21
2.9. Metode <i>Tuning</i> Kontroler PID Dengan <i>Trial and Error</i>	22
2.10. Definisi dan Spesifikasi Dari Respon Transien	23
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b>	
3.1. Alur Penelitian	25
3.2. Pengambilan Data	26

3.3.	Perhitungan Rasio Pembakaran, <i>Mass Flowrate</i> Biogas, AFR, dan Pemodelan Matematis	26
3.4.	Perancangan Sistem Kontrol Daya <i>Output</i> Pada <i>Generator Set Dual Fuel</i>	37
<b>BAB IV Pengujian Dan Analisa Hasil Simulasi</b>		
4.1.	Pengujian Sistem	39
4.2.	Pengujian <i>Control Valve</i> (Servo Mg 996R)	50
4.3.	Uji Sistem Kontrol Daya <i>Output</i> Dengan Perubahan Nilai <i>Air Fuel Ratio</i>	52
4.4.	Uji Beban 100-1200 Watt	57
4.5.	Perbandingan Nilai <i>Mass Flowrate</i> Biogas dan Perbandingan <i>Mass Flowrate</i> Udara Saat Terjadi Perubahan Nilai <i>Mass Flowrate</i> Bensin	64
<b>BAB V PENUTUP</b>		
5.1.	Kesimpulan	67
5.2.	Saran	67
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>		
<b>LAMPIRAN</b>		

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1.</b>	Skematik Mesin Pengapian Busi	5
<b>Gambar 2.2.</b>	Siklus Kerja Mesin 4 Langkah	5
<b>Gambar 2.3.</b>	Diagram P-V Siklus Otto	6
<b>Gambar 2.4.</b>	Grafik Perbandingan Daya dan Konsumsi Bahan Bakar	9
<b>Gambar 2.5.</b>	Aliran Elektron Pada Sebatang Logam	10
<b>Gambar 2.6.</b>	Perbedaan Arus Listrik AC dan DC	10
<b>Gambar 2.7.</b>	Diagram Arus Listrik Bolak-Balik AC	11
<b>Gambar 2.8.</b>	<i>Plan</i> Biogas	14
<b>Gambar 2.9.</b>	<i>Typical Ratio Control Architecture Applied to Main Flow Y<sub>1</sub></i>	15
<b>Gambar 2.10.</b>	<i>Ratio Control Using a Ratio Station (RS) Applied to Set Point r<sub>1</sub></i>	16
<b>Gambar 2.11.</b>	Diagram Blok Pengendali <i>Proportional</i>	17
<b>Gambar 2.12.</b>	Diagram Blok Pengendali <i>Integral</i>	18
<b>Gambar 2.13.</b>	Diagram Blok Pengendali <i>Derivative</i>	19
<b>Gambar 2.14.</b>	Diagram Blok Pengendali PID	20
<b>Gambar 2.15.</b>	Osilasi Dengan Periode Pcr	21
<b>Gambar 2.16.</b>	Kurva Respon Dari <i>Input Unit Step</i>	24
<b>Gambar 3.1.</b>	<i>Flowchart</i> Metodologi Penelitian	25
<b>Gambar 3.2.</b>	Diagram Blok Pengendali PID	31
<b>Gambar 3.3.</b>	<i>Inputs, State and Output of Intake Air System</i>	34
<b>Gambar 3.4.</b>	Diagram Blok Sistem Pengendalian Daya <i>Output</i> Menggunakan <i>Ratio Control</i>	38
<b>Gambar 4.1.</b>	Grafik Perbandingan <i>Mass Flowrate</i> Biogas Hasil Simulasi dan Alat	40
<b>Gambar 4.2.</b>	Grafik Perbandingan <i>Mass Flowrate</i> Udara Hasil Simulasi dan Alat	41
<b>Gambar 4.3.</b>	Respon Sistem Pada Saat <i>Open Loop</i>	42
<b>Gambar 4.4.</b>	Respon Sistem Pada Saat <i>Close Loop</i>	43
<b>Gambar 4.5.</b>	Grafik Respon Sistem Kontrol Daya <i>Output</i> Dengan Uji <i>Tracking Set Point</i> Turun 33 %	44
<b>Gambar 4.6.</b>	Grafik Respon Sistem Kontrol Daya <i>Output</i> Dengan Uji <i>Tracking Set Point</i> Naik 33 %	45

<b>Gambar 4.7.</b>	Grafik Respon Sistem Kontrol Daya <i>Output</i> Dengan Uji <i>Tracking Set Point</i> Naik 10 %	46
<b>Gambar 4.8.</b>	Grafik Respon Sistem Kontrol Daya <i>Output</i> Dengan Uji <i>Tracking Set Point</i> Turun 10 %	47
<b>Gambar 4.9.</b>	Grafik Hubungan Daya Dengan <i>Mass Flowrate</i> Biogas	49
<b>Gambar 4.10.</b>	Grafik Hubungan Daya Dengan <i>Mass Flowrate</i> Udara	50
<b>Gambar 4.11.</b>	Grafik Respon <i>Control Valve</i> Dengan Sinyal Masukan 0 Volt	51
<b>Gambar 4.12.</b>	Hasil Pengujian <i>Control Valve</i> Dengan Sinyal Masukan 5 Volt	52
<b>Gambar 4.13.</b>	Grafik Respon Sistem Dengan Uji Kenaikan Nilai AFR 10 %	53
<b>Gambar 4.14.</b>	Grafik Respon Sistem Dengan Uji Kenaikan Nilai AFR 20 %	54
<b>Gambar 4.15.</b>	Grafik Respon Sistem Dengan Uji Penurunan Nilai AFR 10 %	55
<b>Gambar 4.16.</b>	Grafik Respon Sistem Dengan Uji Penurunan Nilai AFR 20 %	57
<b>Gambar 4.17.</b>	Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban 100 Watt	58
<b>Gambar 4.18.</b>	Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban 200 Watt	58
<b>Gambar 4.19.</b>	Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban 300 Watt	59
<b>Gambar 4.20.</b>	Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban 400 Watt	59
<b>Gambar 4.21.</b>	Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban 500 Watt	60
<b>Gambar 4.22.</b>	Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban 600 Watt	60
<b>Gambar 4.23.</b>	Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban 700 Watt	61

<b>Gambar 4.24.</b> Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban 800 Watt	61
<b>Gambar 4.25.</b> Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban 900 Watt	62
<b>Gambar 4.26.</b> Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban 1000 Watt	62
<b>Gambar 4.27.</b> Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban 1100 Watt	63
<b>Gambar 4.28.</b> Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban 1200 Watt	63

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b>	Aturan <i>Tuning</i> Metode Kedua <i>Ziegler-Nichols</i> Berdasarkan <i>Gain</i> Kritis <i>Kcr</i> dan Periode Kritis <i>Pcr</i>	22
<b>Tabel 3.1</b>	Spesifikasi Unsur-Unsur Dasar Kimia	26
<b>Tabel 3.2</b>	Kandungan Pada Biogas	27
<b>Tabel 3.3</b>	Parameter Utama Pada <i>Engine</i>	33
<b>Tabel 3.4</b>	Karakteristik Udara dan Bahan Bakar	34
<b>Tabel 4.1</b>	Perbandingan <i>Mass Flowrate</i> Hasil Simulasi dan Hasil <i>Real Plan</i>	40
<b>Tabel 4.2</b>	Karakteristik Respon Sistem <i>Close Loop</i>	43
<b>Tabel 4.3</b>	Nilai <i>Error</i> Setiap <i>Set Point</i>	44
<b>Tabel 4.4</b>	Karakteristik Respon Daya <i>Output</i> Saat Uji <i>Tracking Set Point</i> Turun 33%	45
<b>Tabel 4.5</b>	Karakteristik Respon Daya <i>Output</i> Saat Uji <i>Tracking Set Point</i> Naik 33 %	46
<b>Tabel 4.6</b>	Karakteristik Respon Daya <i>Output</i> Saat Uji <i>Tracking Set Point</i> Naik 10 %	47
<b>Tabel 4.7</b>	Karakteristik Respon Daya <i>Output</i> Saat Uji <i>Tracking Set Point</i> Turun 10 %	48
<b>Tabel 4.8</b>	Nilai <i>Mass Flowrate</i> Udara, Biogas, dan Bensin Pada Setiap Perubahan <i>Set Point</i>	49
<b>Tabel 4.9</b>	Karakteristik Respon Saat Terjadi Kenaikan AFR 10 %	54
<b>Tabel 4.10</b>	Karakteristik Respon Saat Terjadi Kenaikan AFR 20 %	54
<b>Tabel 4.11</b>	Karakteristik Respon Saat Terjadi Penurunan AFR 10 %	56
<b>Tabel 4.12</b>	Karakteristik Respon Saat Terjadi Penurunan AFR 20 %	58
<b>Tabel 4.13</b>	Perbandingan <i>Flowrate</i> Biogas	64
<b>Tabel 4.14</b>	Perbandingan <i>Flowrate</i> Udara	65

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang

Melonjaknya harga minyak bumi dunia dan diikuti dengan meningkatnya harga bahan bakar fosil lain. Di sisi lain, isu lingkungan global yang menuntut tingkat kualitas lingkungan yang lebih baik, mendorong berbagai pakar energi untuk mengembangkan energi yang lebih ramah lingkungan dan mendukung keamanan pasokan berkesinambungan. Saat ini cadangan energi fosil sudah semakin menipis dan pencarian sudah sangat sulit dilakukan, bahkan diprediksi 2030 akan betul-betul menjadi *nett importer* energi, sebab keseimbangan antara produksi dan konsumsi energi domestik terjadi di tahun 2030. Mulai tahun ini produksi energi dalam negeri (fosil dan EBT) sudah tidak mampu lagi memenuhi konsumsi domestik dan Indonesia berubah status menjadi negara pengimpor energi.[1]

Hal tersebut membuat peranan *energy renewable* lebih dikembangkan apalagi Indonesia memiliki potensi besar untuk itu. Berdasarkan jenisnya, Indonesia dianugerahi kekayaan sumber daya energi mulai dari *hydro*, panas bumi, biomassa, surya, angin, hingga samudra. Namun yang disayangkan kekayaan tersebut belum banyak dimanfaatkan sebagai sumber energi yang dapat menggantikan sumber-sumber energi fosil yang semakin lama sudah semakin menipis [2]. Salah satu sumber energi terbarukan yang sedang digencarkan penggunaannya adalah biogas, khususnya untuk skala rumah tangga. Namun pengembangan biogas di Indonesia masih relatif lambat karena berbagai faktor, mulai dari masyarakat yang masih kurang nyaman dengan energi dari kotoran hingga masalah pemurnian biogas serta pengimplementasian pada *generator set*.

Berdasarkan data dari Direktorat Jenderal Peternakan dan Kesehatan Hewan, angka sementara jumlah sapi potong pada tahun 2015 mencapai 15 juta ekor. Satu ekor sapi mampu menghasilkan kotoran padat dan cair sebanyak 23,6 kg/hari dan 9,1 kg/hari.<sup>[3]</sup> Dalam 1 kg kotoran ternak sapi/kerbau

menghasilkan 0,023 – 0,040 m<sup>3</sup> biogas [4]. Sehingga nilai maksimal potensi biogas dari kotoran sapi adalah sebesar 14,16 juta m<sup>3</sup>/hari. Metana sebesar 9,912 juta m<sup>3</sup>/hari dan CO<sub>2</sub> sebesar 4,248 juta m<sup>3</sup>/hari. Dengan kata lain, dalam waktu setahun Indonesia akan menyumbang CO<sub>2</sub> sebesar 1,55 milyar m<sup>3</sup> atau setara 2,77 juta ton per tahun dan metana sebesar 3,617 milyar m<sup>3</sup> atau setara 6,466 juta ton per tahun. Efek gas rumah kaca pada gas metana setara dengan 21 kali CO<sub>2</sub>. Artinya dengan adanya sumbangan gas metana ini, akan setara dengan CO<sub>2</sub> sebesar 135,8 juta ton per tahun, dan jika ditotal Indonesia akan menyumbang CO<sub>2</sub> sebesar 138,573, yang berarti jika kotoran sapi di Indonesia tidak dimanfaatkan, maka akan sangat berdampak negatif bagi keberlangsungan makhluk hidup karena efek dari semakin menipisnya ozon.

*Generator set* bahan bakar ganda (*dual fuel*) adalah mesin standar bensin yang ditambahkan bahan bakar lain yang dalam hal ini adalah biogas pada ruang bakar dan penyalaan bahan bakar dilakukan oleh semprotan bensin yang disebut *pilot fuel*. Secara sederhana bahan bakar cair atau gas dapat dimasukkan dengan membuat lubang pada *intake manifold* mesin bensin. Tergantung dari jenis bahan bakar yang ditambahkan, apabila jenis *liquid/cair* yang digunakan seperti *ethanol* atau *methanol* maka perlu dibuatkan karburator seperti pada mesin bensin atau dipompa dengan tekanan tertentu dan dikabutkan saat masuk ke saluran udara masuk mesin diesel. Sedangkan untuk bahan bakar gas tidak diperlukan lagi karburator karena bahan bakar gas sudah mempunyai tekanan sendiri.[5]

Sistem *dual fuel* selain menghemat penggunaan bensin sebagai bahan bakar, biaya produksi dapat ditekan, juga biaya modifikasi *generator set* relatif lebih murah dibanding mengkonversi ke mesin gas (*gas engine*). Lebih jauh lagi, penerapan biogas dengan sistem *dual fuel* pada *generator set* dapat meningkatkan unjuk kerja dan efisiensi mesin<sup>[8]</sup>. Pemanfaatan biogas ke *generator set* tidak akan mengubah komposisi peralatan mesin dan hanya menambah peralatan sistem seperti *mixer ventury* pada saluran isap. Sedangkan penggunaan

*dual fuel* dimaksudkan untuk mengurangi penggunaan bensin pada proses pembakaran, karena akan terjadi substitusi bahan bakar bensin oleh bahan bakar biogas.

Pada *generator set* menggunakan sistem *dual fuel* ini masih banyak yang akan dikembangkan, salah satunya yaitu kontrol daya *output* pada *generator set*. Pengendalian daya *output* pada *generator set* perlu dilakukan, supaya *generator set* dapat menghasilkan daya keluaran yang stabil, maksimal, dan sesuai dengan kebutuhan akan energi listrik yang dapat dipakai untuk kebutuhan sehari-hari. Supaya *generator set* dapat menghasilkan daya *output* yang stabil dan sesuai dengan permintaan, maka *mass flow rate* bahan bakar dan udara pada ruang bakar *engine* harus sesuai dengan permintaan daya yang diinginkan. Karena semakin besar daya *output generator* yang diinginkan, maka *mass flow rate* udara dan bahan bakar (biogas) yang masuk ke ruang bakar juga semakin besar. Selain itu, campuran bahan bakar dan udara harus sesuai dengan kaidah reaksi pembakaran. Maka dari itu untuk mendapatkan pembakaran sempurna, digunakan perhitungan *Air Fuel Ratio* (AFR) melalui persamaan stoikiometri. Penggunaan sistem *dual fuel* dengan nilai *mass flowrate* bensin konstan dimaksudkan untuk mengurangi penggunaan bahan bakar bensin.

Maka dalam Tugas Akhir ini akan dibuat “**Perancangan Sistem Kontrol Daya Output Berdasarkan Perbandingan Laju Aliran Massa Bahan Bakar Dan Udara (AFR) Pada Generator Set Dual Fuel Dengan Metode Kontrol PID**” yang diharapkan dapat menjaga stabilitas dari daya yang dihasilkan oleh *generator set*. Selanjutnya akan dilakukan analisa performansi dari sistem kontrol tersebut.

## 1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, maka permasalahan yang terdapat pada tugas akhir ini sebagai berikut :

1. Bagaimana merancang dan mensimulasikan sistem kontrol daya *output* pada *generator set dual fuel* ?

2. Bagaimana menentukan hubungan antara daya dengan *mass flowrate* udara dan bahan bakar ?
3. Bagaimana menentukan nilai *Air fuel Ratio* pada sistem *dual fuel* ?

### 1.3. Tujuan

Berdasarkan permasalahan yang didapatkan, tujuan dari tugas akhir ini yaitu :

1. Merancang dan mensimulasikan sistem kontrol daya *output* pada *generator set dual fuel*
2. Menentukan hubungan antara daya dengan *mass flowrate* udara dan bahan bakar.
3. Menentukan nilai *Air Fuel Ratio* pada sistem *dual fuel*.

### 1.4. Batasan Masalah

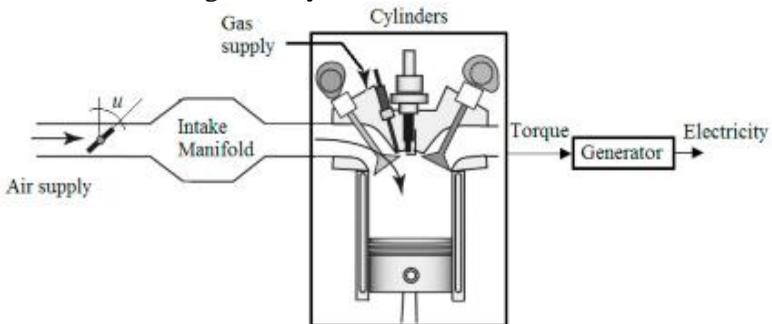
Adapun batas ruang lingkup dari penelitian tugas akhir ini sebagai berikut :

1. Kandungan metan dalam biogas diasumsikan sebesar 60% - 65%.
2. Biogas yang digunakan adalah hasil purifikasi, sehingga yang digunakan untuk pembakaran adalah gas metana yang terkandung dalam biogas.
3. Aliran fluida dalam pipa baik *gasoline* maupun biogas dianggap ideal.
4. Bahan bakar yang digunakan pada tugas akhir ini *gasoline* dan biogas.
5. Pada tugas akhir ini difokuskan untuk mendapatkan sistem kontrol daya *output* dengan respon yang bagus.
6. *Range* daya yang digunakan pada tugas akhir ini yaitu 100 watt sampai 1200 watt.
7. Pada tugas akhir ini hanya dilakukan simulasi tidak pada *real plan*.
8. Jenis *engine* yang digunakan adalah *spark ignition engine* 4 langkah dengan *dual fuel engine*.

## BAB II TEORI PENUNJANG

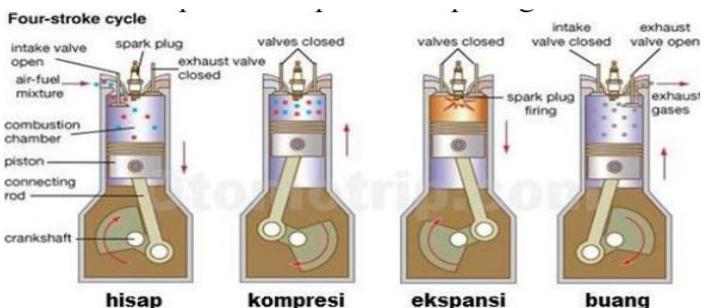
### 2.1. Spark Ignition Engine

*Spark ignition Engine* atau mesin pengapian busi merupakan salah satu jenis mesin bakar yang membutuhkan pemacu berupa percikan bunga api untuk membakar campuran bahan bakar dan udara dalam ruang bakarnya.



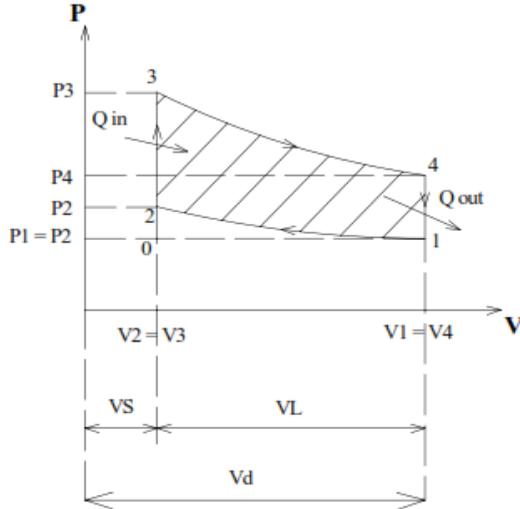
**Gambar 2.1** Skematik Mesin Pengapian Busi [16]

Energi yang dihasilkan oleh reaksi hasil pembakaran, akan menyebabkan piston terdorong dan memutar poros mesin. Mesin dengan sistem pengapian busi mengalami 4 proses berurutan yaitu proses hisap (*intake*), proses kompresi (*compression*), proses pembakaran (*combustion*) atau siklus kerja (*power*), dan proses buang (*exhaust*).[6]



**Gambar 2.2** Siklus Kerja Mesin 4 Langkah [6]

Dari siklus proses diatas mulai dari langkah hisap, langkah kompresi, langkah pembuangan dapat dijelaskan menggunakan diagram P-V siklus Otto berikut



**Gambar 2.3** Diagram P-V Siklus Otto [7]

Proses – proses yang terjadi :

- Proses (0 – 1) = Langkah isap (udara murni) pada tekanan konstan.

Pada langkah isap, piston bergerak dari TMA menuju TMB. Saat piston bergerak turun, katup masuk dalam keadaan terbuka, sehingga campuran bahan bakar dan udara terhisap ke dalam silinder. Ketika piston mencapai TMB, katup masuk dalam keadaan tertutup, dapat dikatakan bahwa langkah isap selesai.

$$W_{0-1} = P_0 (V_1 - V_2) \quad (2.1)$$

- Proses (1 – 2) = Langkah kompresi isentropik.

Pada langkah kompresi, kedua katup (katup masuk dan katup buang) dalam keadaan tertutup. Piston bergerak naik dari TMB menuju TMA mendorong campuran bahan bakar dan udara

dalam silinder, sehingga menyebabkan tekanan udara dalam silinder meningkat. Sebelum piston mencapai TMA campuran bahan bakar dan udara yang bertekanan tinggi dibakar oleh loncatan bunga api busi. [7]

$$W_{1-2} = (P_1V_1 - P_2V_2) \quad (2.2)$$

- Proses (2 – 3) = Proses pembakaran (pemasukan kalor pada volume konstan).  
Pada proses ini kedua katup tertutup. Piston berada di TMA dan loncatan api busi yang bereaksi dengan campuran udara dan bahan bakar bertekanan tinggi akan menimbulkan pembakaran.

$$Q_{in} = C_v (T_3 - T_2) \quad (2.3)$$

- Proses (3 – 4) = Langkah ekspansi (kerja)  
Pada langkah kerja loncatan api busi yang bereaksi dengan campuran bahan bakar dan udara bertekanan tinggi akan menimbulkan letusan. Letusan ini akan menghasilkan tenaga yang mendorong piston bergerak turun menuju TMB. Tenaga yang dihasilkan oleh langkah kerja diteruskan oleh poros engkol untuk menggerakkan gigi transmisi yang menggerakkan *gear* depan.

$$W_3 - W_4 = (P_3V_3 - P_4V_4) k-1 \quad (2.4)$$

- Proses (4 – 1) = Proses pembuangan (pengeluaran kalor) pada volume konstan. Pada proses ini katup isap tertutup dan katup buang terbuka. Posisi piston berada di TMB.

$$Q_{out} = C_v (T_4 - T_1). \quad (2.5)$$

- Proses (1 – 0) = Langkah buang pada tekanan konstan.  
Pada langkah pembuangan, piston bergerak naik dari TMB menuju TMA. Katup masuk dalam keadaan tertutup dan katup buang dalam keadaan terbuka. Gas sisa hasil pembakaran

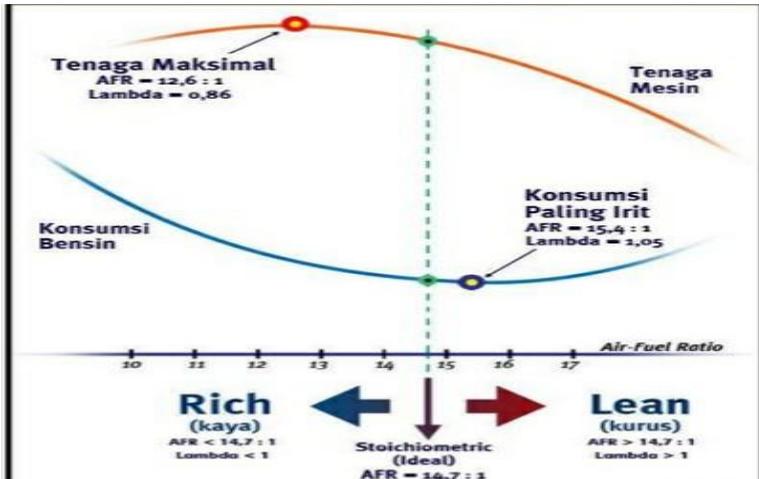
terdorong keluar menuju saluran pembuangan. Dengan terbuangnya gas sisa pembakaran, berarti kerja dari langkah – langkah mesin untuk satu kali proses kerja (siklus) telah selesai.

$$W_{1-0} = P_1 (V_2 - V_1) \quad (2.6)$$

Perbandingan ideal dari udara dan bahan bakar bensin untuk satu kali proses pembakaran adalah 14,67 : 1. Sedangkan perbandingan ideal dari udara dan bahan bakar biogas untuk satu kali proses pembakaran adalah 2 : 1 yang disebut dengan AFR *stoichiometric*. AFR kondisi actual yang terjadi di ruang pembakaran dibagi dengan AFR *stoichiometric* diperoleh nilai AFR relatif yang disebut *lambda* ( $\lambda$ ). Secara umum terdapat 4 macam nilai *lambda* ( $\lambda$ ) yang dihasilkan pada proses pembakaran *Spark Ignition Engine* yaitu :

- $\lambda = 1$  yaitu massa udara yang dicampur pada bahan bakar sesuai dengan teori
- $\lambda < 1$  yaitu kondisi dimana massa udara yang dicampurkan dengan bahan bakar lebih sedikit dibandingkan kondisi *stoichiometric*, atau biasa disebut campuran kaya
- $\lambda > 1$  yaitu kondisi dimana massa udara yang dicampurkan dengan bahan bakar lebih banyak dibandingkan dengan kondisi *stoichiometric* atau biasa disebut campuran miskin
- $\lambda > 1,5$  yaitu campuran bahan bakar dan udara tidak dapat dibakar dengan sempurna, kondisi ini dapat mengakibatkan mesin tersendat-sendat.

Berikut ini adalah grafik perbandingan daya dan konsumsi bahan bakar.[7]



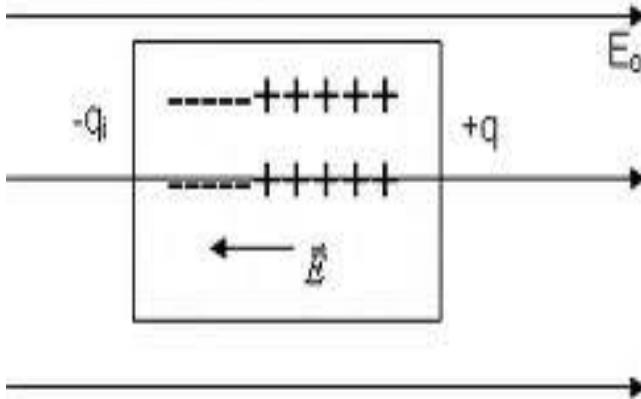
**Gambar 2.4** Grafik Perbandingan Daya dan Konsumsi Bahan Bakar [8]

## 2.2 Generator

*Generator* merupakan suatu alat yang dapat mengubah energi mekanik menjadi energi listrik. Energi mekanik bisa berasal dari panas, *engine*, uap, dan lain-lain. Energi listrik yang dihasilkan oleh *generator* bisa berupa listrik AC (listrik bolak-balik) maupun DC (listrik searah). Hal tersebut tergantung dari konstruksi *generator* yang dipakai oleh pembangkit listrik. *Generator* berhubungan erat dengan dengan hukum Faraday yang berbunyi “apabila sepotong kawat penghantar listrik berada dalam medan magnet berubah-ubah, maka dalam kawat tersebut akan terjadi Gaya Gerak Listrik (GGL).

Bila sebatang logam berada dalam medan listrik ( $\epsilon_0$ ), maka akan menyebabkan elektron bebas akan bergerak ke kiri yang akhirnya akan menimbulkan medan listrik induksi yang sama kuat dengan medan listrik seperti pada gambar 2.5, sehingga kuat medan total menjadi nol. Dalam hal ini potensial kedua ujung logam menjadi sama besar dan aliran elektron akan berhenti, maka kedua ujung logam terdapat muatan induksi. Agar aliran elektron bebas berjalan terus, maka muatan induksi ini terus diambil,

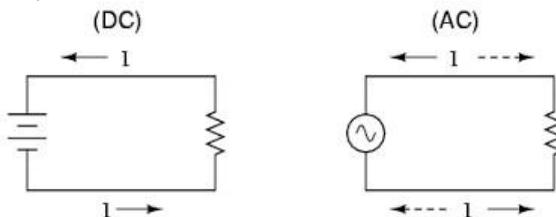
sehingga pada logam tidak timbul medan listrik induksi. Dan sumber gaya gerak listrik (misalkan baterai) yang dapat membuat beda potensial kedua ujung logam harganya tetap, sehingga aliran elektron tetap berjalan.[19]



**Gambar 2.5** Aliran Elektron Pada Sebatang Logam [19]

### 2.2.1 Prinsip Kerja *Generator AC*

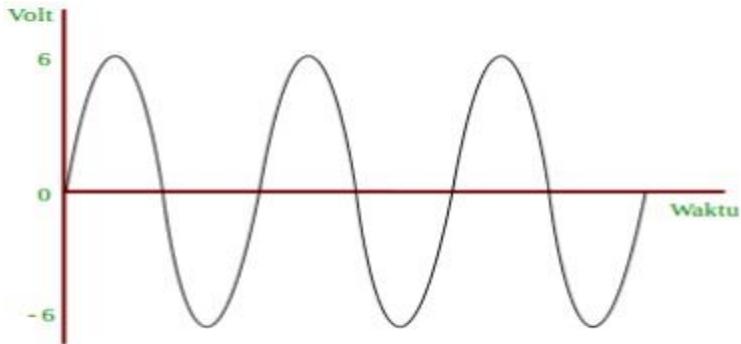
Arus listrik AC (*Alternating Current*) merupakan arus listrik yang arahnya bolak-balik pada sebuah rangkaian listrik. Jika pada rangkaian listrik DC arus listrik mengalir dari kutub positif ke kutub negatif, lain halnya dengan rangkaian listrik AC dimana arus listrik bergerak secara periodik bolak-balik arah dari kutub satu ke yang lainnya.



**Gambar 2.6** Perbedaan Arus Listrik AC dan DC [19]

Berbolak-baliknya arah arus listrik AC menghasilkan nilai arus yang secara periodik akan bernilai positif dan negatif. Jika digambarkan pada sebuah grafik, maka nilai arus listrik AC akan

membentuk gelombang sinusoidal yang memiliki nilai frekuensi tertentu.



**Gambar 2.7** Diagram Arus Listrik Bolak-Balik AC [19]

Bentuk arus listrik AC yang sedemikian rupa berkaitan dengan *generator* listrik yang membangkitkannya. *Generator* listrik AC memiliki prinsip kerja yang serupa dengan *generator* DC yakni menggunakan prinsip elektromagnetik, hanya saja ada 1 komponen yang membuat arus listrik yang terbangkitkan berupa arus bolak-balik. Komponen tersebut adalah *slip ring*. *Generator* AC menggunakan *slip ring* dengan bentuk lingkaran penuh yang berbeda dengan *slip ring* pada *generator* DC yang berupa cincin belah. [19]

### 2.3 Bensin

Bensin dibuat dari minyak mentah yang di pompa dari perut bumi dan biasa disebut *crude oil*, dengan proses destilasi atau penyulingan minyak mentah, bensin diperoleh pada temperatur 150 °C, cairan ini mengandung hidrokarbon, atom-atom karbon dalam minyak mentah saling berhubungan membentuk rantai dengan panjang yang berbeda-beda.

Secara sederhana bensin tersusun dari hidrokarbon rantai lurus dengan rumus kimia  $C_nH_{2n+2}$  mulai dari  $C_7$  (heptana) sampai dengan  $C_{11}$  dengan kata lain bensin terbentuk dari hidrogen dan karbon, saling terikat satu dengan yang lainnya, sehingga membentuk rantai.

Karakteristik umum yang perlu diketahui untuk menilai kinerja dari bahan bakar bensin antara lain :

- Viskositas adalah suatu angka yang menyatakan besarnya perlawanan atau hambatan dari suatu bahan cair untuk mengalir atau ukuran besarnya tahanan geser dari bahan cair. Makin tinggi viskositas minyak akan makin kental dan lebih sulit untuk mengalir, demikian juga sebaliknya makin rendah viskositas minyak maka makin encer dan lebih mudah minyak itu untuk mengalir. Cara untuk mengukur besarnya viskositas adalah tergantung pada alat viscometer yang digunakan, dan hasil (besarnya viskositas) yang didapat harus dibubuhkan nama *viscometer* yang digunakan serta temperatur minyak pada saat pengukuran.
- Angka oktan menunjukkan kecenderungan bensin untuk memberikan ketukan di dalam mesin. (angka oktan bensin 85-95)
- Densitas menunjukkan perbandingan massa minyak persatuan volume pada temperature tertentu ( $\rho$  bensin : 715 – 780 kg/m<sup>3</sup>) nilai kalor pembakaran menunjukkan energi kalor yang dikandung dalam tiap satuan massa bahan bakar. Nilai kalor H, C dan O dinyatakan dalam presentase setiap unsur yang terkandung dalam satu kilogram bahan bakar (nilai kalor bensin 42000 – 44000 kJ/kg)
- Volalita adalah sifat kecenderungan bahan bakar untuk berubah fasa menjadi fasa uap. Hal ini sangat penting dalam hubungannya dengan keamanan dalam pengangkutan bahan bakar bensin dan terjadinya sumbatan uap (*vapor lock*), yaitu terhentinya aliran bensin sebagian atau seluruhnya yang disebabkan karena terbentuknya uap didalam sistem saluran bahan bakar pada proses pengumpanan bensin, dan karakteristik mesin untuk dihidupkan dalam keadaan dingin (*start-up characteristic*).
- Titik tuang adalah suatu angka yang menyatakan suhu terendah dari bahan bakar minyak sehingga minyak tersebut masih dapat mengalir karena gaya grafitasi. Titik tuang ini diperlukan

sehubungan dengan adanya persyaratan praktis dari produser penimbunan dan pemakaian dari bahan bakar minyak. Hal ini dikarenakan bahan bakar minyak sering sulit untuk dipompa, apabila suhu telah di bawah titik tuangnya. [7]

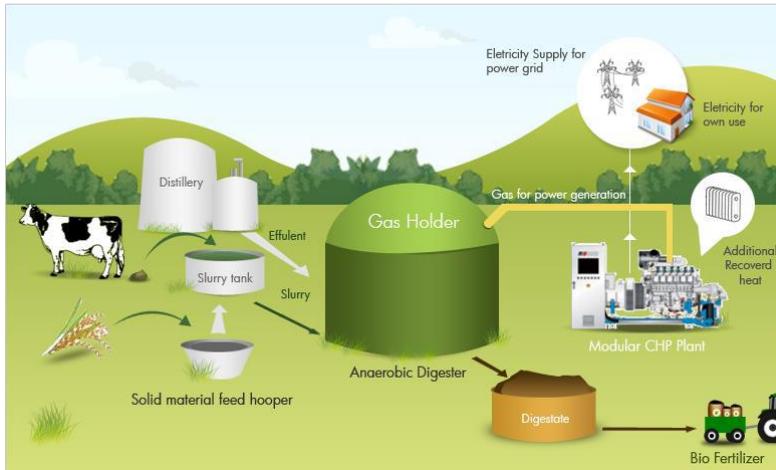
Titik bakar (fire point) adalah temperature terendah dimana uap minyak akan menyala dan terbakar secara terus menerus kalau dikenai nyala uji (*test flame*) pada kondisi tertentu. Warna adalah untuk menentukan warna semua produk minyak, baik yang diberi zat pewarna atau tidak. [8]

## 2.4 Biogas

Sejak abad 17, biogas sudah mulai dikembangkan di beberapa negara seperti Prancis. Biogas merupakan gas yang dihasilkan dari proses penguraian bahan anaerobik oleh bakteri, seperti kotoran sapi, kambing dan manusia. Akan tetapi dengan adanya potensi peternakan sapi yang sangat besar di Indonesia, maka untuk pemanfaatan biogas mayoritas diperoleh dari kotoran sapi. Pemanfaatan kotoran sapi di Indonesia sudah banyak dikembangkan untuk energi terbarukan terutama penggunaan biogas sebagai bahan bakar. Akan tetapi, dalam pemanfaatan tersebut dibutuhkan suatu proses untuk memperoleh kualitas biogas yang bagus. Untuk memperoleh kualitas biogas yang bagus salah satu diantaranya dengan menggunakan proses purifikasi. Tujuan dari purifikasi ini yaitu untuk menurunkan kandungan zat pengotor yang terkandung dalam biogas. Dari hasil purifikasi tersebut didapatkan biogas dengan kandungan zat pengotor yang rendah.

Biogas yang dihasilkan dari kotoran hewan utamanya sapi merupakan gas yang mudah terbakar. Hal ini diakibatkan oleh adanya kandungan gas metan yang terkandung dalam biogas. Kandungan unsur metan yang terkandung dalam biogas sangat mendominasi dari pada unsur yang lainnya. Kandungan unsur-unsur yang terkandung dalam biogas meliputi metana ( $\text{CH}_4$ ), karbon dioksida ( $\text{CO}_2$ ), beberapa unsur lain seperti amonia ( $\text{NH}_3$ ), hidrogen sulfida ( $\text{H}_2\text{S}$ ), karbon monoksida ( $\text{CO}$ ), hidrogen ( $\text{H}_2$ ), nitrogen ( $\text{N}_2$ ), dan oksigen ( $\text{O}_2$ ). Komposisi biogas yang dihasilkan

dari pencernaan anaerobik biasanya sekitar 60 - 70 % CH<sub>4</sub>, sekitar 30 - 40% CO<sub>2</sub>, kurang dari 1% N<sub>2</sub>, dan sekitar 10 - 2000 ppm H<sub>2</sub>S.



**Gambar 2.8** *Plant Biogas* [9]

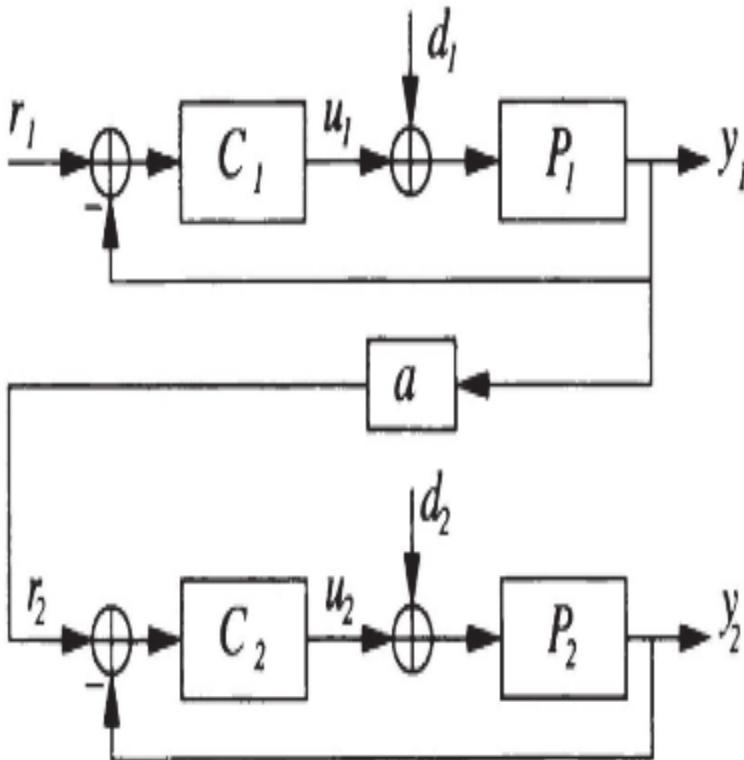
Biogas merupakan energi terbarukan yang saat ini sudah banyak dikembangkan di berbagai negara termasuk Indonesia. Apalagi di Indonesia memiliki lahan yang cukup luas yang dapat digunakan oleh para peternak untuk menggembala sapi yang dengan jumlah lahan peternakan yang cukup luas ini besar kemungkinan kotoran sapi yang dihasilkan per hari sangat banyak. Selain itu, untuk pemurnian biogas juga saat ini sangat mudah prosesnya, sehingga sangat mudah untuk mendapatkan kandungan gas metan tinggi. Biogas merupakan sumber energi terbarukan yang ramah lingkungan, *low cost*, dan memiliki nilai kalor yang cukup tinggi. Di samping itu, penggunaan biogas sebagai energi alternatif bisa mendongkrak pendapatan para peternak dengan menjual hasil olahan kotoran sapi yang dimilikinya [9]

### 2.5 *Ratio Control*

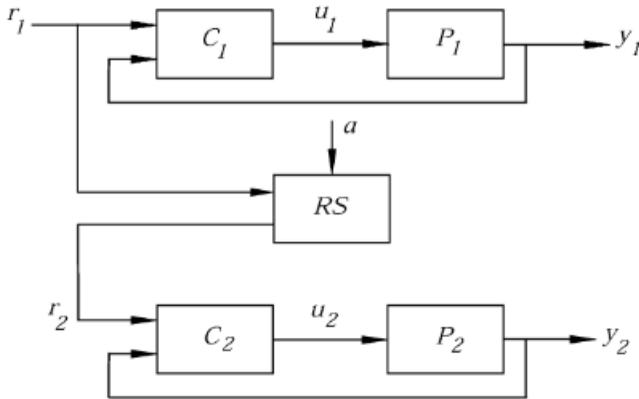
*Ratio control* merupakan suatu algoritma kontrol yang digunakan untuk mengatur perbandingan antarra 2 fluida atau lebih yang dalam hal ini adalah bahan bakar (*gasoline* dan biogas) dan

udara supaya didapatkan pembakaran sempurna berdasarkan nilai *Air Fuel Ratio* (AFR) yang telah ditentukan. Pada tugas akhir ini diagram blok sistem kontrol rasio bahan bakar dan udara yang digunakan yaitu metode *Ratio Station*.

Sebuah kontrol rasio bertujuan untuk menjaga agar rasio  $a$  antara 2 proses variabel yaitu  $y_2$  dan  $y_1$ . Pada gambar 1 setiap variabel dikontrol oleh 2 kontroler yang terpisah yaitu  $C_1$  dan  $C_2$  (yang umum adalah tipe PI) dan *output*  $y_1$  dari proses pertama  $P_1$  dikalikan dengan  $a$  dan dijadikan sebagai *set point* sistem *close loop* pada proses  $P_2$ , dimana  $r_2(t) = ay_1(t)$ .<sup>[10]</sup>



**Gambar 2.9** Typical Ratio Control Architecture Applied to Main Flow  $Y_1$  [10]



**Gambar 2.10** Ratio Control Using a Ratio Station (RS)  
Applied to Setpoint  $r_1$  [10]

## 2.6 Aksi pengendali PID

Pengendali PID merupakan pengendali konvensional yang banyak digunakan di industri. Pengendali ini terdiri atas pengendali *Proportional (P)*, *pengendali Integral (I)* dan *pengendalian Differential (D)*. Masing – masing pengendali mempunyai karakter yang berbeda-beda dan akan bekerja sesuai dengan keadaan plan atau sistem yang dikendalikan.

### 2.6.1 Pengendali Proporsional (P)

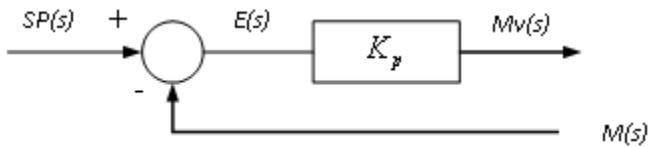
Pengendali proporsional memiliki 2 parameter utama yaitu pita proporsional (*proportional band*) dan konstanta *proporsional*. Sistem kerja kontroler ditunjukkan oleh pita proporsional, sedangkan faktor faktor penguatan terhadap nilai *error* ditunjukkan oleh konstanta proporsional  $K_p$ . Berikut adalah persamaan yang menunjukkan hubungan antara pita *proporsional (PB)* dengan konstanta *proporsional* ( $K_p$ ): [11]

$$PB = \frac{1}{K_p} \times 100\% \quad (2.7)$$

Dengan :  $PB = \text{Proportional Band}$

$K_p = \text{Gain Proses}$

Diagram blok pengendali *proportional* ditunjukkan seperti pada gambar 2.4.



**Gambar 2.11** Diagram Blok pengendali *Proportional* [11]

Penggunaan pengendali *proporsional* harus memperhatikan hal – hal berikut :

- Nilai  $K_p$  kecil, kontroler proporsional hanya mampu melakukan koreksi kesalahan yang kecil, sehingga akan menghasilkan respon sistem yang lambat.
- Nilai  $K_p$  dinaikkan, respon sistem menunjukkan semakin cepat mencapai keadaan *steady*.
- Jika nilai  $K_p$  diperbesar sehingga mencapai harga yang berlebihan, akan mengakibatkan sistem bekerja tidak stabil, atau respon sistem akan berosilasi

### 2.6.2 Pengendali Integral (I)

Pengendali *integral* memiliki karakteristik seperti halnya sebuah integral. *Output* dari kontroler dapat dipengaruhi oleh perubahan yang sebanding dengan nilai sinyal *error*. *Output* dari kontroler ini merupakan jumlah yang kontinyu dari perubahan masukannya. Kalau sinyal *error* tidak mengalami perubahan, nilai *output* tidak akan berubah seperti sebelum terjadinya perubahan *input*.

*Transfer function* dari unit kontrol integral adalah sebagai berikut : [11]

$$U = \frac{1}{T_I} K_c \int e \cdot dt \quad (2.8)$$

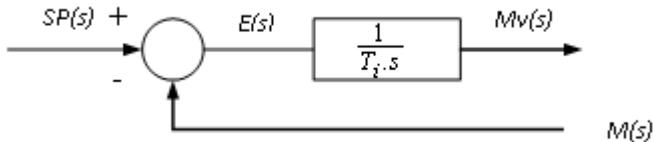
dimana,

$T_I$  = *integral time*

$e$  = *error (input dari unit control)*

$K_c$  = gain dari *controller*

Diagram blok pengendali integral ditunjukkan oleh gambar 2.12 dibawah ini :



**Gambar 2.12** Diagram Blok Pengendali *Integral* [11]

Kontroler integral mempunyai beberapa karakteristik sebagai berikut :

- *Output* dari kontroler membutuhkan jeda waktu tertentu, sampai kontroler integral melakukan aksi memperlambat respon.
- Saat sinyal *error* berharga 0, *output* dari kontroler integral akan bertahan pada nilai sebelumnya.
- Apabila sinyal *error* tidak berharga 0, *output* akan menunjukkan kenaikan atau penurunan yang dipengaruhi oleh besarnya sinyal *error* dan nilai  $K_i$
- Konstanta integral  $K_i$  yang berharga besar akan mempercepat hilangnya *offset*. Tetapi apabila nilai konstanta  $K_i$  terlalu besar, maka akan mengakibatkan peningkatan osilasi dari sinyal *output* kontroler. [11]

### 2.6.3 Pengendali *Derivative* (D)

Keluaran dari pengendali *derivative* memiliki sifat seperti halnya suatu operasi derivatif. Perubahan yang mendadak pada masukan kontroler, akan mengakibatkan perubahan yang sangat besar dan cepat.

*Transfer function* dari kontrol *derivative* adalah sebagai berikut. [11]

$$U = K_c T_D \frac{de}{dt} \quad (2.9)$$

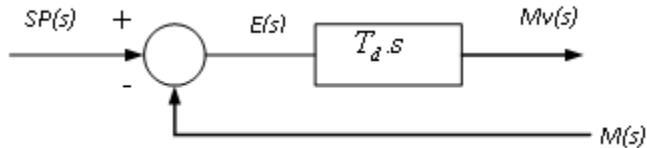
Dimana,

$$K_C = \text{gain}$$

$$e = \text{error}$$

$$T_D = \text{derivative time}$$

Diagram blok pengendali differensial ditunjukkan oleh gambar 2.9 dibawah ini :



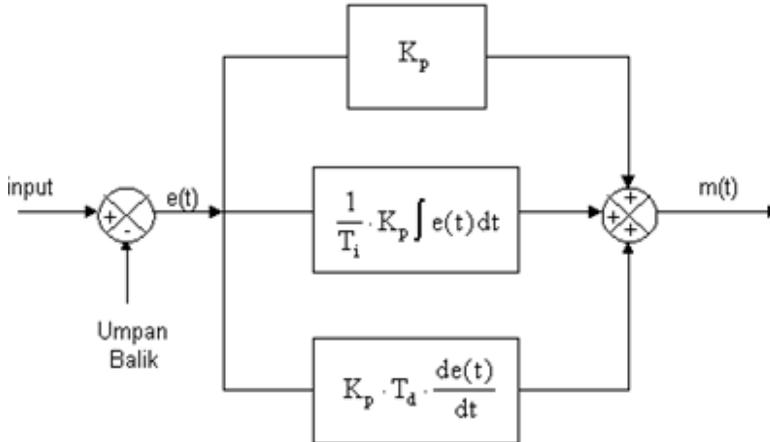
**Gambar 2.13** Diagram Blok Pengendali *Derivative* [11]

Adapun untuk karakteristik kontroler *derivative* adalah sebagai berikut:

- Kontroler ini tidak dapat menghasilkan keluaran bila tidak ada perubahan pada masukannya (berupa sinyal *error*).
- Apabila sinyal *error* berubah terhadap waktu, maka *output* yang dihasilkan kontroler tergantung pada nilai  $T_d$  dan laju perubahan sinyal *error*.
- Kontroler *derivative* mempunyai karakter untuk mendahului, sehingga kontroler ini dapat menghasilkan koreksi yang signifikan sebelum pembangkit *error* menjadi sangat besar. Kontroler *derivative* dapat meredam adanya osilasi pada keadaan *steady*. Jadi kontroler ini apabila diterapkan pada suatu sistem yang tidak stabil, maka cenderung akan memperbesar osilasi dari respon sistem.

Untuk menutupi kekurangan dari masing – masing *mode* kontrol, maka ketiga *mode* kontrol tersebut dapat saling dikombinasikan menjadi *mode* kontrol PI, PD atau PID. Dalam kombinasi tersebut, nilai *error*  $e(t)$  yang dihasilkan dari pengurangan antara *Set Variable* (SV) dengan *Process Variable* (SV) dikalikan dengan *gain* proporsional, *gain integral*, dan *gain derivative*. Dari hasil perkalian tersebut, dikombinasikan dan dihasilkan aksi kontrol untuk memanipulasi bukaan dari aktuatur.

Diagram blok kombinasi *mode* kontrol PID ditunjukkan seperti pada gambar 2.14 dibawah ini.



**Gambar 2.14** Diagram Blok pengendali PID

*Output* kontroler PID merupakan jumlahan dari *output* kontroler proporsional, *output* kontroler integral dan *output* kontrol *derivative*. Gambar 2.14 menunjukkan hubungan input dan output pada pengendalian PID : [11]

$$u(t) = K_c \left( e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(t) dt + T_D \frac{de}{dt} \right) \quad (2.10)$$

dimana,

$u(t)$  = sinyal kontrol

$e(t)$  = *error*

$K_c$  = *gain* kontroler

$T_I$  = *integral time*

$T_D$  = *derivative time*

Karakteristik kontroler PID sangat dipengaruhi oleh kontribusi besar dari ketiga parameter P, I dan D. Proses *tuning* konstanta  $K_p$ ,  $T_i$ , dan  $T_d$  akan mengakibatkan penonjolan sifat dari masing-masing elemen. Satu atau dua dari ketiga konstanta tersebut dapat di-*tuning* lebih menonjol dibanding yang lain.

Konstanta yang menonjol itulah akan memberikan pengaruh pada respon sistem secara keseluruhan. [11]

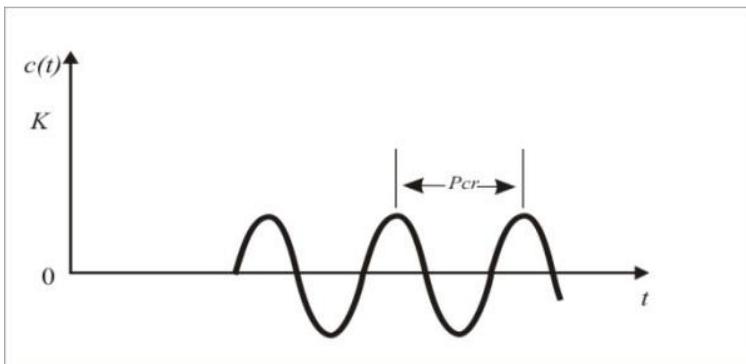
## 2.7 Metode Tuning Kontroler PID Dengan Aturan Ziegler-Nichols

Para ahli sistem pengendalian berusaha menemukan metode-metode *tuning* parameter kontroler PID yang tidak mengandung persamaan matematik yang rumit. Untuk itu, dua orang ahli dari Amerika Serikat, Ziegler dan Nichols, memperkenalkan metode penemuannya mengenai proses *tuning* parameter kontroler PID.

Ziegler dan Nichols memperkenalkan dua metode untuk men-*tuning* parameter kontroler PID, yaitu berdasarkan kurva respon S-Shaped dan kurva osilasi.

## 2.8 Metode Kurva Osilasi

Metode kurva osilasi ini merupakan metode *tuning* kedua Ziegler-Nichols. Pada metode *tuning* yang kedua ini yaitu berdasarkan pada respon sistem saat mulai berosilasi secara tetap (*sustain oscillation*) disebut  $K_{CR}$  dan periode dari *sustain oscillation* disebut  $P_{CR}$ . Munculnya osilasi ini diakibatkan oleh semakin dinaikkannya *gain* proporsional ( $K_p$ ) dari kontroler. Apabila saat nilai  $K_p$  terus dinaikkan tetapi respon sistem tidak menunjukkan osilasi, maka metode ini tidak bisa digunakan untuk men-*tuning*.



**Gambar 2.15** Osilasi Dengan Periode  $P_{cr}$ .

Dan Ziegler-Nichols memberikan acuan untuk nilai dari parameter  $K_p$ ,  $T_i$ , dan  $T_d$  berdasarkan rumus di dalam Tabel 2.1.

**Tabel 2.1** Aturan *Tuning* Metode Kedua *Ziegler-Nichols* Berdasarkan Gain Kritis  $K_{cr}$  dan Periode Kritis  $P_{cr}$ .

Tipe kontroler	$K_p$	$T_i$	$T_d$
P	$0,5K_{cr}$	~	0
PI	$0,45K_{cr}$	$\frac{1}{1,2} P_{cr}$	0
PID	$0,6K_{cr}$	$0,5P_{cr}$	$0,125P_{cr}$

Sehingga gain dari kontroler PID akan menjadi seperti berikut:

$$G_c(s) = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (2.11)$$

$$= 0,6K_{cr} \left( 1 + \frac{1}{0,5P_{cr}s} + 0,125P_{cr}s \right) \quad (2.12)$$

$$= 0,075K_{cr}P_{cr} \frac{\left( s + \frac{4}{P_{cr}} \right)^2}{s} \quad (2.13)$$

Dimana kontroler PID yang dituning menggunakan metode kedua aturan Ziegler-Nichols akan memberikan kontroler PID yang mempunyai pole pada titik origin dan dua zero pada  $s = -4/P_{cr}$ .

## 2.9. Metode *Tuning* Kontroler PID Dengan *Trial and Error*

Metode *tuning trial and error* merupakan metode *tuning* yang paling banyak digunakan, selain karena caranya yang cukup *simple* juga karena bisa digunakan untuk memperkirakan respon sistem

apakah sudah sesuai dengan kriteria yang ditetapkan atau tidak. Kelemahan dari metode *tuning ini* yaitu membutuhkan waktu yang cukup lama untuk menemukan nilai gain kontroler PID yang cocok dengan kondisi yang ada pada plan.

## 2.10 Definisi Dan Spesifikasi Dari Respon Transien

Secara frekuensi, karakteristik performansi dari sistem kontrol dispesifikasikan dalam bentuk respon transien terhadap *input step*. Apabila respon terhadap *input step* diketahui, maka dengan menggunakan persamaan matematis dapat menghitung respon terhadap *input* yang lain. Respon transien dari sebuah sistem dengan *input step*, bergantung terhadap *initial condition* (kondisi awal). Selain itu, respon transien dalam sebuah sistem kontrol sering terjadi osilasi (*damped oscillation*) sebelum mencapai kondisi *steady state*. Berikut ini spesifikasi respon transien dari sistem kontrol dengan masukan (*input*) *step*. [17]

- *Delay Time* (Td)  
*Delay time* merupakan waktu yang dibutuhkan respon sistem untuk mencapai setengah dari waktu pertama mencapai *set point* atau setengah dari *rise time*.
- *Rise Time* (Tr)  
*Rise time* merupakan waktu yang dibutuhkan respon sistem untuk naik dari 10% menuju 90 %, dari 5 % menuju 95 %, atau dari 0 % menuju 100 %. Untuk sistem yang *overdamped*, *rise time* yang digunakan umumnya dari 10 % menuju 90 %.
- *Peak Time* (Tp)  
*Peak time* merupakan waktu yang dibutuhkan respon sistem untuk mencapai puncak pertama dari *overshoot*.
- *Maximum Overshoot* (Mp)  
*Maximum overshoot* merupakan nilai puncak maksimal dari kurva respon yang diukur dari *unity* atau nilai yang ingin dicapai. Jika nilai *steady state* akhir dari respon sistem berbeda dengan nilai *unity*, maka umumnya digunakan *maximum percent overshoot*.

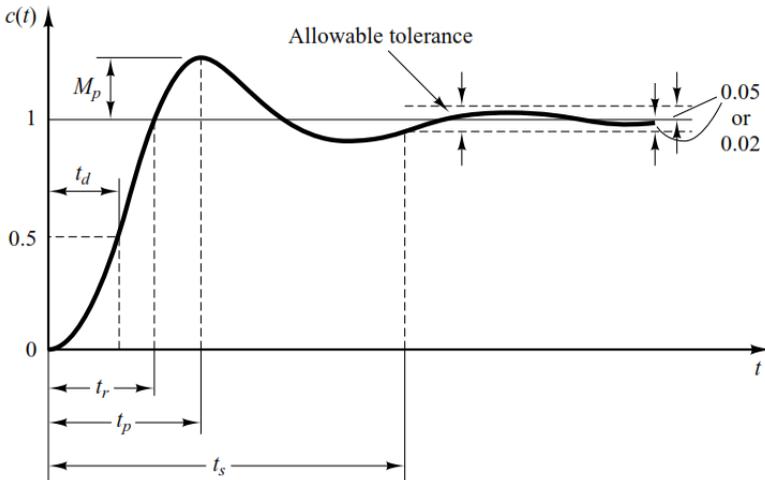
$$M_p = \frac{c(t_p) - c(\infty)}{c(\infty)} \times 100\% \quad (2.14)$$

Jumlah dari *maximum (percent) overshoot* secara langsung menunjukkan kestabilan sistem. *Maximum percent overshoot* untuk masukan *step* yaitu antara 25 % dan 4 %.

- *Settling Time* ( $T_s$ )

*Settling time* merupakan waktu yang dibutuhkan kurva respon untuk mencapai dan mempertahankan *range* nilai akhir yang diabsolutkan (biasanya 2% atau 5%). *Settling time* ( $T_s$ ) merupakan waktu konstan (tidak berubah) yang paling lama dari sistem kontrol. Nilai persen *error* dihitung dari desain sistem melalui persamaan.

Spesifikasi domain waktu sangat penting, karena sistem kontrol harus dimodifikasi sampai respon transien dicapai



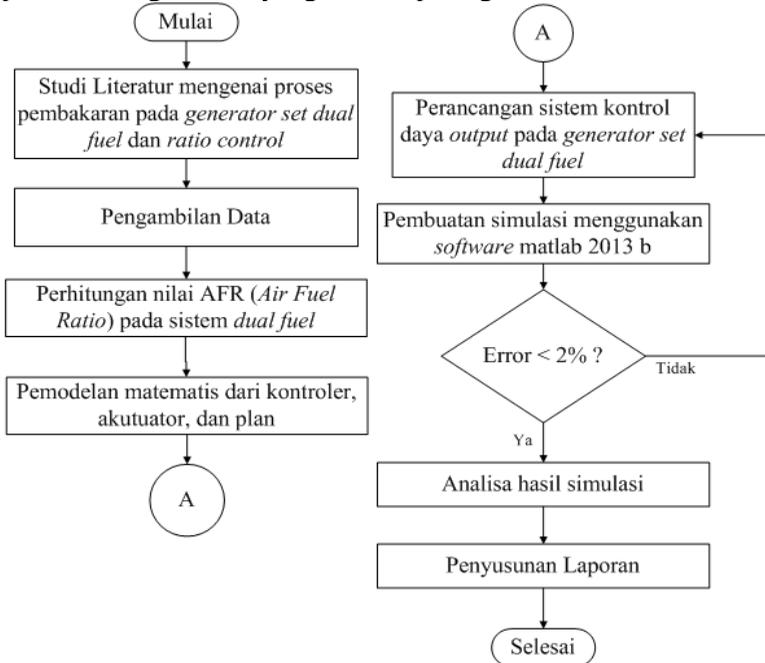
**Gambar 2.16** Kurva Respon Dari *Input Unit Step* [17]

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pada bagian ini akan dijelaskan mengenai langkah-langkah yang akan dilakukan pada penelitian tugas akhir ini. Metodologi penelitian ini digunakan sebagai acuan sehingga penelitian dapat berjalan secara sistematis sesuai dengan *framework* penelitian.

### 3.1. Alur Penelitian

Pada bab ini akan dijelaskan secara runtut alur tahap penelitian tugas akhir yang terlihat pada gambar 3.1 berikut.



**Gambar 3.1.** Flowchart Metodologi Penelitian

Pada tahap awal dimulai dari studi literatur yang dilakukan untuk mendapatkan wawasan umum yang berhubungan dengan penelitian. Selain itu studi literatur dilakukan untuk mempelajari mengenai proses pembakaran pada generator set yang

menggunakan jenis *spark ignition engine* dengan sistem *dual fuel*, dan juga mengenai algoritma *ratio control* yang digunakan untuk mengatur laju aliran bahan bakar dan udara, sehingga didapatkan pembakaran sempurna dan menghasilkan kerja *engine* yang maksimal dengan sistem *dual fuel*.

### 3.2. Pengambilan Data

Setelah melakukan studi literatur, selanjutnya dilakukan pengambilan data *real plant* mengenai *mass flowrate* bensin, dan *mass flowrate* biogas terhadap pembebanan yang diberikan pada *generator set* berupa lampu yaitu pada pembebanan 100 - 1200 watt. Sehingga akan didapatkan nilai *mass flowrate* bensin, biogas, udara, serta nilai daya yang dihasilkan oleh *generator set*

### 3.3. Perhitungan Rasio Pembakaran, Mass Flowrate Biogas, AFR, dan Pemodelan Matematis

Untuk mengetahui berapa rasio pembakaran antara bahan bakar dan udara serta berapa nilai pemanasan yang dihasilkan oleh bahan bakar maka harus diketahui komposisi penyusun bahan bakar. Secara umum komposisi bahan bakar baik bensin ( $C_8H_{18}$ ) maupun biogas ( $C_6H_{10}O_5$ ) yang telah dipurifikasi sehingga didapatkan gas metana ( $CH_4$ ) yang digunakan untuk pembakaran. Kedua bahan bakar tersebut merupakan suatu zat kimia yang dibentuk oleh unsur-unsur yang mempunyai spesifikasi yang ditunjukkan oleh tabel 3.1 di bawah ini.

**Tabel 3.1** Spesifikasi Unsur-Unsur Dasar Kimia [13]

Element of Compound	Formula	Molecular Weight	Heating Value (Btu/lb)	Heating Value (Kj/kg)
Carbon	C	12	14093	32780,318
Sulfur	S	32	3983	9264,458
Hydrogen	H <sub>2</sub>	2	61100	142118,6
Carbon Monoxida	CO	28	4347	10111,12

Untuk kandungan yang terdapat pada bahan bakar biogas dapat diketahui pada tabel 3.2 berikut.

**Tabel 3.2** Kandungan Pada Biogas [13]

Elemen	Formula	Komposisi (%)	$\bar{h}$ (Kj/kmol)
Metana	CH <sub>4</sub>	55-75	-74.850
Carbon dioxide	CO <sub>2</sub>	25-45	-393.520
Carbon monoxide	CO	0-0,3	-110.530
Nitrogen	N <sub>2</sub>	1-5	0
Hydrogen	H <sub>2</sub>	0-3	0
Hydrogen sulfide	H <sub>2</sub> S	0,1-0,5	-
Oxygen	O <sub>2</sub>	Sisanya	0

Pada tabel 3.2 diatas menjelaskan mengenai kandungan dan nilai entalpi dari biogas yang terdiri dari metana, *carbon dioxide*, *carbon monoxide*, nitrogen, *hydrogen*, *hydrogen sulfide*, dan *oxygen*. Dari beberapa unsur senyawa yang terkandung dalam biogas yang digunakan untuk pembakaran adalah gas metana (CH<sub>4</sub>) yang sebelumnya didapatkan dari proses purifikasi.

### 3.3.1 Perhitungan Nilai AFR (*Air Fuel Ratio*) *Dual Fuel*

Perhitungan nilai AFR (*Air Fuel Ratio*) *dual fuel* digunakan untuk mengetahui perbandingan antara *mass flowrate* udara dan *mass flowrate* bahan bakar (bensin dan biogas). Untuk mendapatkan nilai AFR *dual fuel* dilakukan perhitungan menggunakan persamaan berikut. [14]

$$AFR_{sto} = \frac{[\alpha(x_d + \frac{y_d}{4}) + \beta(x_g + \frac{y_g}{4})]MW_{air}}{\alpha(x_d.MW_c + y_d.MW_H) + \beta(x_g.MW_c + y_g.MW_H)} \quad (3.1)$$

Sebelum menghitung nilai AFR menggunakan persamaan 3.1, maka terlebih dahulu menghitung massa atom C dan H pada bensin (C<sub>8</sub>H<sub>18</sub>) dan gas metana (CH<sub>4</sub>).

- Massa atom C dalam C<sub>8</sub>H<sub>18</sub>

$$\begin{aligned}
 C &= MW_C \times 8 & (3.2) \\
 &= 12,011 \times 8 \\
 &= 96,088 \text{ g/mol}
 \end{aligned}$$

- Massa atom H dalam  $C_8H_{18}$

$$\begin{aligned}
 H &= MW_H \times 18 & (3.3) \\
 &= 1,008 \times 18 \\
 &= 18,144 \text{ g/mol}
 \end{aligned}$$

Massa total  $C_8H_{18} = 114,232 \text{ g/mol}$

- Massa atom C dalam  $CH_4$

$$\begin{aligned}
 C &= MW_C \times 1 & (3.4) \\
 &= 12,011 \times 1 \\
 &= 12,011 \text{ g/mol}
 \end{aligned}$$

- Massa atom H dalam  $CH_4$

$$\begin{aligned}
 H &= MW_H \times 4 & (3.5) \\
 &= 1,008 \times 4 \\
 &= 4,032 \text{ g/mol}
 \end{aligned}$$

Massa total  $CH_4 = 16,043 \text{ g/mol}$

- Menghitung nilai  $\alpha$

$$\begin{aligned}
 \alpha &= \frac{m_{bensin}}{m_{bensin} + m_{metana}} & (3.6) \\
 &= \frac{114,232}{114,232 + 16,043} \\
 &= 0,88
 \end{aligned}$$

- Menghitung nilai  $\beta$

$$\begin{aligned}
 \beta &= \frac{m_{metana}}{m_{bensin} + m_{metana}} & (3.7) \\
 &= \frac{16,043}{114,232 + 16,043} \\
 &= 0,12
 \end{aligned}$$

- Menghitung *molecular weight* udara

$$\begin{aligned}
 MW_{udara} &= (2 \times MW_{oksigen}) + (2 \times 3,76 \times MW_{nitrogen}) \\
 &= (2 \times 15,999) + (7,52 \times 14,001) \\
 &= 137,331 \frac{g}{mol} & (3.8)
 \end{aligned}$$

Dengan mensubstitusikan hasil perhitungan diatas ke persamaan 3.1, maka

$$\begin{aligned}
 AFR_{sto} &= \frac{\left[ \alpha \left( x_d + \frac{y_d}{4} \right) + \beta \left( x_g + \frac{y_g}{4} \right) \right] MW_{air}}{\alpha(x_d \cdot MW_C + y_d \cdot MW_H) + \beta(x_g \cdot MW_C + y_g \cdot MW_H)} \\
 &= \frac{\left[ 0,88 \left( 8 + \frac{18}{4} \right) + 0,12 \left( 1 + \frac{4}{4} \right) \right] x 137,331}{0,88(96,088 + 18,144) + 0,12(12,011 + 4,032)} \\
 &= \frac{1543,6}{102,449} \\
 &= 15,06 \tag{3.9}
 \end{aligned}$$

Dimana :

MW C = *Molecular Weight* atom C

MW H = *Molecular Weight* atom H

MW<sub>air</sub> = *Molecular Weight* udara

$\alpha$  = Massa bensin terhadap massa total bahan bakar

$\beta$  = Massa biogas terhadap massa total bahan bakar

X<sub>d</sub> = Jumlah atom C pada senyawa C<sub>8</sub>H<sub>18</sub>

Y<sub>d</sub> = Jumlah atom H pada senyawa C<sub>8</sub>H<sub>18</sub>

X<sub>g</sub> = Jumlah atom C pada senyawa CH<sub>4</sub>

Y<sub>g</sub> = Jumlah atom H pada senyawa CH<sub>4</sub>

### 3.3.2 Perhitungan *Mass Flowrate* Bahan Bakar

Pada penelitian ini, *mass flowrate* bensin didapatkan melalui hasil percobaan secara *real plant* pada daya 100 watt.. Sedangkan nilai *mass flowrate* biogas didapatkan menggunakan persamaan berikut.

$$\begin{aligned}
 AFR &= \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bensin} + \dot{m}_{biogas}} \tag{3.10} \\
 \dot{m}_{biogas} &= \frac{\dot{m}_{udara}}{AFR} - \dot{m}_{bensin}
 \end{aligned}$$

Dimana :

$\dot{m}_{udara}$  = *Mass flow rate* udara (kg/s)

$\dot{m}_{biogas}$  = *Mass flow rate* biogas (kg/s)

$\dot{m}_{bensin}$  = *Mass flow rate* bensin (kg/s)

### 3.3.3 Persamaan Hubungan Antara Kalor Pembakaran Dan Mass Flow Rate Bahan Bakar

Persamaan yang menunjukkan hubungan antara daya dan *mass flow rate* bahan bakar (bensin dan biogas) adalah sebagai berikut.

$$Q_{total} = \dot{m}_{bensin} \cdot LHV_{bensin} + \dot{m}_{biogas} LHV_{biogas} \quad (3.11)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{udara} &= \text{Mass flow rate udara (kg/s)} \\ \dot{m}_{biogas} &= \text{Mass flow rate biogas (kg/s)} \\ LHV_{bensin} &= 42000000 \text{ (J/kg)} \\ LHV_{biogas} &= 17650000 \text{ (J/kg)} \end{aligned}$$

### 3.3.4 Pemodelan Matematis

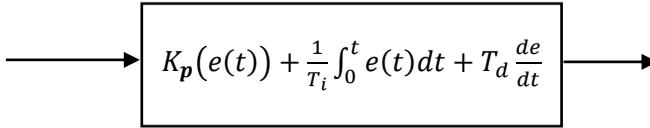
Pada sistem ini terdapat beberapa subsistem yang dapat dimodelkan dalam bentuk persamaan matematis sebagai berikut.

a. Pemodelan Mode Kontrol PID + Filter (*Proportional Integral Derivative*)

Pengontrol atau *controller* merupakan bagian yang berfungsi sebagai penghasil sinyal koreksi. Jenis pengontrol yang digunakan pada sistem kontrol ini adalah *mode proportional-integral derivative (PID)*. Prinsip kerja controller adalah membaca sinyal masukan dari keluaran *transmitter* kemudian dibandingkan dengan suatu *variable* yang dinamakan *set point*. *Set point* merupakan nilai besaran yang diinginkan pada sistem Kontroleran dan merupakan masukan dari sistem Kontroleran tersebut. Hasil perbandingan antara *process variable (PV)* dan *set variable (SV)* disebut sinyal *error*. Sinyal *error* inilah yang nantinya dihitung sebagai masukan untuk *mode* kontrol PID.

Pada kontrol PID pada dasarnya adalah *mode* kontrol yang terdiri dari gabungan antara sifat *proportional, integral* dan *derivative*. Pada *mode* ini terdapat tiga parameter yaitu Kc pada *mode* proporsional, *Time integral (Ti)* pada *mode integral* dan *Time derivative (Td)* pada *mode derivative*. Tiga parameter ini bisa diubah-ubah besarnya untuk menghasilkan respon sistem

yang stabil dalam artian *error* mendekati nol yang disebut dengan *tuning* [13].



**Gambar 3.2** Diagram Blok Kontroler PID

Atau jika ditambahkan koefisien filter dapat ditulis sebagai berikut :

$$u(s) = Kp + Ki \frac{1}{s} + Kd \frac{N}{1+Ns} \quad (3.13)$$

dimana,

$u(s)$	= sinyal kontrol
N	= filter koefisien
Kp	= <i>proportional gain</i>
Ki	= <i>integral gain</i>
Kd	= <i>derivative gain</i>

Berdasarkan gambar 3.2 diatas, terdapat tambahan pada bagian *derivative gain* yaitu filter koefisien. Pada kontrol PID ini, filter koefisien (N) berfungsi untuk memaksimalkan redaman pada kontroler. Sehingga dapat lebih meminimalkan bahkan menghilangkan adanya osilasi yang terdapat pada repon sistem. Untuk mendapatkan nilai *gain controller* PID dan juga nilai filter koefisien dapat dilakukan dengan metode *tuning trial and error*.

#### b. Pemodelan Aktuator (*Valve*)

Aktuator merupakan komponen pada sistem kontrol yang berfungsi sebagai kontroler akhir. Aktuator yang digunakan untuk menggerakkan *valve* adalah motor servo Mg 996R. Motor servo ini akan membaca sinyal masukan yang berasal dari keluaran *controller* kemudian melakukan aksi untuk membuka atau menutup *valve* sesuai dengan sinyal yang berasal dari *controller*. Besar dari bukaan *valve* mempengaruhi besar laju aliran pada bahan bakar. Persamaan matematis untuk *control valve* yang

merupakan komponen orde satu terlihat pada persamaan 3.14. [15]

$$\frac{\dot{m}_b(s)}{U(s)} = \frac{K_{cv}}{\tau_v s + 1} \quad (3.14)$$

Dengan

$\dot{m}_b(s)$  = laju aliran bahan bakar yang termanipulasi (Kg/s)

$U(s)$  = sinyal masukan ke *control valve* (Amp)

$K_{cv}$  = gain total *control valve*

$\tau_v$  = *time konstan control valve* (s)

Data yang didapatkan dari *datasheet control valve* (Mg996R) adalah sebagai berikut :

- *Flow Action* = Open
- *Laju max* = 0,4725 kg/s
- *Laju min* = 0 kg/s
- *Time Konstan* = 0,17 Sekon

$$K_{cv} = \frac{0,4725 - 0 \left(\frac{kg}{s}\right)}{5 - 0 \text{ (volt)}} = \frac{0,0945 \frac{kg}{s}}{\text{volt}} \quad (3.15)$$

$$\frac{\dot{m}_b(s)}{U(s)} = \frac{0,0945}{0,17_s + 1} \quad (3.16)$$

c. *Pemodelan Spark Ignition Engine*

Pada pemodelan *spark ignition engine* dapat didekati menggunakan metode *Mean Value Engine Modelling* (MVEM) dan terdapat beberapa subsistem penting yaitu sebagai berikut.<sup>[16]</sup>

- *Throttle Valve*

Pada tugas akhir ini *throttle valve* merupakan aktuator yang mengatur jumlah aliran massa udara yang masuk ke dalam ruang bakar pada *engine*. Untuk menghitung jumlah aliran massa udara (gas ideal) yang melewati *throttle valve* dapat digunakan persamaan Bernoulli sebagai berikut.

$$q_i(t) = C_d [1 - \cos(u)] \frac{\pi}{4} D^2 \frac{P_{in}}{\sqrt{RT_{in}}} f(P_{in}, P_{out}) \quad (3.17)$$

Berdasarkan persamaan 3.16 diatas, aliran udara dapat diatur melalui bukaan *throttle valve* ( $u$ ) antara  $0^0$  sampai  $90^0$ . Fungsi *non-linear* yang menghubungkan antara *pressure input* dan *pressure output* adalah sebagai berikut.[16]

$$f(P_{in}, P_{out}) = \begin{cases} \sqrt{k \left[ \frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k+1}{k-1}}} & P_{out} \leq P_{cr} \\ \left[ \frac{P_{out}}{P_{in}} \right]^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right) \frac{k-1}{k} \right]} & P_{out} \geq P_{cr} \end{cases} \quad (3.18)$$

$$P_{cr} = \left( \frac{2}{k} + 1 \right)^{\frac{k}{k+1}} P_{in} \quad (3.19)$$

Pada penelitian ini, untuk mendapatkan beberapa nilai parameter dari *engine*, maka dapat digunakan pendekatan dengan melihat beberapa parameter *engine* terdapat beberapa parameter yang nilainya dapat digunakan seperti yang terdapat pada tabel 3.3 berikut.

**Tabel 3.3** Parameter Utama Pada *Engine*

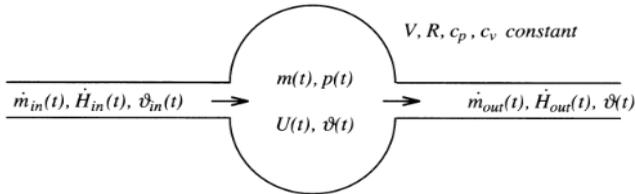
Variabel	Nilai	Satuan
Diameter valve (D)	0,03	m
Valve discharge coefficient (Cd)	0,8	-
Electric efficiency ( $\eta_e$ )	0,85	-
Intake manifold volume (V)	0,1	m <sup>3</sup>
Displacement Volume (Vd)	0,88	m <sup>3</sup>
Generator damping	0,5	Ns

**Tabel 3.4** Karakteristik Udara dan Bahan Bakar

<i>Input temperature</i> ( $T_{in}$ )	290	K
<i>Input pressure</i> ( $P_{in}$ )	24000	Pa
LHV biogas ( $H_{bio}$ )	17650000	J
LHV bensin ( $H_{ben}$ )	42000000	J
<i>Air specific heat ratio</i> ( $k$ )	1,4	-
<i>Gas constant</i> ( $R$ )	286,9	J/kg K

- *Intake Manifold*

Pemodelan matematis pada subsistem *intake manifold* dapat didekati menggunakan persamaan gas ideal sebagai berikut.[18]

**Gambar 3.3** Inputs, States and Output of Intake Air System

Dari gambar 3.3 diatas *input* dan *output* merupakan aliran massa dan energi. [18]

$$\frac{d}{dt}m(t) = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \quad (3.20)$$

$$\frac{d}{dt}U(t) = \dot{H}_{in}(t) - \dot{H}_{out}(t) \quad (3.21)$$

Diasumsikan bahwa aliran fluida dimodelkan menggunakan persamaan gas ideal sebagai berikut. [18]

$$p(t) \cdot V = m(t) \cdot R \cdot \vartheta(t) \quad (3.22)$$

Apabila dihubungkan dengan *caloric value* [18]

$$U(t) = c_v \cdot \vartheta(t) \cdot m(t) \quad (3.23)$$

$$\dot{H}_{in}(t) = c_p \cdot \vartheta_{in}(t) \cdot \dot{m}_{in}(t) \quad (3.24)$$

$$\dot{H}_{out}(t) = c_p \cdot \vartheta(t) \cdot \dot{m}_{out}(t) \quad (3.25)$$

Substitusi persamaan (3.21) ke persamaan (3.19)

$$\frac{d}{dt}p(t) = \frac{k \cdot R}{V} [\dot{m}_{in}(t) \cdot \vartheta_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot \vartheta(t)] \quad (3.26)$$

Substitusi persamaan (3.22), (3.23), (3.24) ke persamaan (3.20)

$$\frac{d}{dt}\vartheta = \frac{\vartheta \cdot R}{p \cdot V \cdot c_v} [c_p \cdot \dot{m}_{in} \cdot \vartheta_{in} - c_p \cdot \dot{m}_{out} \cdot \vartheta - c_v(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \cdot \vartheta] \quad (3.27)$$

$$\frac{d}{dt}p(t) = \frac{R \cdot \vartheta(t)}{V} \cdot [\dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t)] \quad (3.28)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}P_m &= K_m(\dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao})(t) \\ &= \frac{R \cdot T_m(t)}{V_m}(\dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao})(t) \end{aligned} \quad (3.29)$$

Dimana :

R = Konstanta spesifik gas (287 J/kg-K)

T = Temperatur (K)

$V_m$  = Manifold volume ( $m^3$ )

$\dot{m}_{ai}$  = Mass flow rate of air in of the manifold (g/s)

$P_m$  = Rate of change of manifold pressure (bar/s)

$\dot{m}_{ao}$  = Mass flow rate of air out of the manifold (g/s)

- Air Mass Flow

Setelah melalui *intake manifold*, udara akan masuk ke dalam ruang bakar atau *cylinder*. *Engine mass flow* merupakan massa aliran udara yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar dengan tekanan udara sebesar hasil perhitungan pada bagian *intake manifold*. Berdasarkan dari sistem udara tersebut, maka karakteristik *engine* dapat diasumsikan sebagai *volumetric pump*. Dan jumlah aliran massa udara yang dibutuhkan untuk pembakaran pada *cylinder* dapat didefinisikan berdasarkan persamaan *speed-density*. [18]

$$q_{cyl} = \frac{\eta_v P_{out} V_d \omega}{2\pi NRT} \quad (3.30)$$

Dimana :

- $q_{cyl}$  = *Mass flowrate* udara yang masuk ke ruang bakar (kg/s)
- $\eta_v$  = Efisiensi Volumetrik (%)
- $P_{out}$  = Tekanan *output* dari *intake manifold* (Pa)
- $\omega$  = *Speed* (radian per menit)
- $R$  = *Gas constant* (J/kg K)
- $N$  = Jumlah *revolution per cycle* (2 for 4 stroke)
- $T$  = *Temperature* (K)

- *Generated Power*

Sistem *fuel injection* yang modern mengatur supaya perbandingan *mass flowrate* udara dan *mass flowrate* bahan bakar dijaga konstan untuk mencapai efisiensi volumetrik tanpa perubahan. Pengukuran densitas dan *mass flow* udara digunakan untuk mengontrol bahan bakar yang diinjeksikan. Sehingga *power* yang dihasilkan oleh *engine* didapatkan melalui persamaan berikut.[16]

$$P = \eta_c H q_f = \eta_c H q_{cyl} \left( \frac{F}{A} \right)$$

$$= \frac{\eta_c \eta_v P_{out} V_d \omega H \left( \frac{F}{A} \right)}{2\pi N R T_{in}} \quad (3.31)$$

Dimana :

- $\eta_c$  = Efisiensi pembakaran (%)
- $\eta_v$  = Efisiensi Volumetrik (%)
- $\eta_e$  = Efisiensi Elektrik *Generator* (%)
- $P_{out}$  = Tekanan *output* dari *intake manifold* (Pa)
- $\omega$  = *Speed* (radian per menit)
- $R$  = *Gas constant* (J/kg K)
- $N$  = Jumlah *revolution per cycle* (2 for 4 stroke)
- $T$  = *Temperature* (K)
- $F/A$  = Fuel to air ratio
- $V_d$  = *Displacement volume* (m<sup>3</sup>)

- *Combustion and Torque Produced by Engine*

Pada *engine* dengan jenis *spark ignition*, proses pembakaran terjadi karena ada campuran bahan bakar yang dalam hal ini adalah bensin dan biogas dengan udara di dalam silinder mesin dan dipantik oleh busi sehingga menimbulkan percikan bunga api dan terjadi pembakaran seperti yang telah dijelaskan pada bab sebelumnya. Dari proses pembakaran tersebut akan menggerakkan piston dan poros engkol sehingga akan memutar *generator* dengan torsi yang dihasilkan oleh putaran *engine* dan dapat menghasilkan daya *output*. Berikut ini persamaan torsi yang dihasilkan dari pembakaran dengan perbandingan udara dan bahan bakar sesuai dengan persamaan stoikiometri. [16]

$$\begin{aligned}\dot{\omega} &= \frac{1}{J} [(T_m - T_e) - b\omega] \\ &= \frac{1}{J} \left[ \left( \frac{\eta_c \eta_v \eta_e P_{out} V_d H \left( \frac{F}{A} \right)}{2\pi N R T_{in}} - T_e \right) - b\omega \right] \quad (3.32)\end{aligned}$$

Dimana

J = *Inertia*

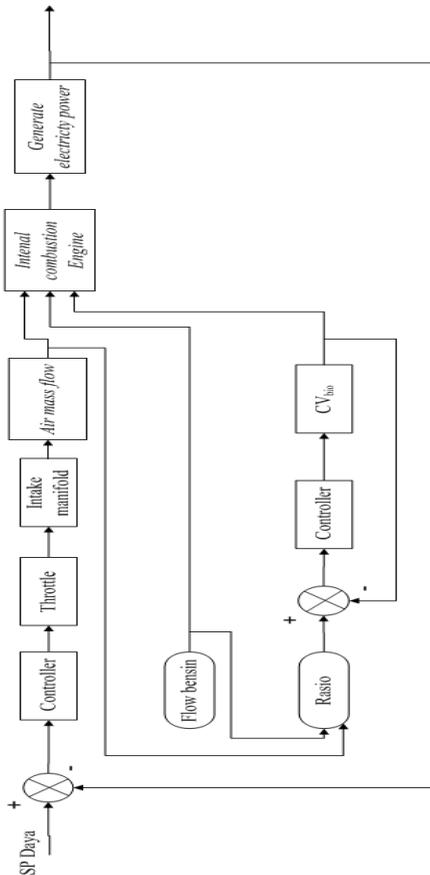
T<sub>m</sub> = Torsi yang dihasilkan oleh putaran engine  
(Nm)

T<sub>e</sub> = Torsi elektrik atau *load* (Nm)

### 3.4. Perancangan Sistem Kontrol Daya Output Pada *Generator Set Dual Fuel*

Pada tugas akhir ini, *ratio control* merupakan suatu algoritma kontrol yang digunakan untuk menentukan perbandingan atau rasio antara bahan bakar dengan udara. Pada gambar 3.4 di bawah menjelaskan mengenai diagram blok sistem kontrol daya *output*. Pada sistem ini, digunakan *Air Fuel Ratio* untuk menentukan besarnya *mass flowarate* bahan bakar dan menjaga supaya perbandingan antara bahan bakar dengan udara sesuai dengan yang telah ditentukan melalui. Kontroler yang digunakan adalah PID (*Proportional Integral Derivative*). Pada

perancangan sistem kontrol ini, nilai *error* yang dihasilkan dari hasil pengurangan antara *set point* dengan *process variable* akan masuk ke *PID controller*. Sehingga dengan adanya nilai *error* tersebut, maka *controller* akan memanipulasi bukaan *throttle* dan menambahi atau mengurangi *mass flowrate* udara ke *engine*. Dengan adanya perubahan dari laju aliran udara, maka secara otomatis laju aliran biogas yang akan berubah sesuai dengan nilai AFR yang telah ditentukan, karena nilai *flowrate* bensin dijaga konstan.



**Gambar 3.4** Diagram Blok Sistem Kontrol Daya Output Generator Set Dual Fuel

## **BAB IV**

### **PENGUJIAN DAN ANALISA HASIL SIMULASI**

Bab IV menampilkan hasil analisa yang telah dimodelkan pada bab III. Pada bab ini terdiri dari beberapa bagian antara lain pengujian hasil simulasi untuk model matematis hubungan antara daya dan laju aliran bahan bakar, uji *open loop* untuk setiap *instrument* dan uji kestabilan untuk setiap *loop control* daya output, laju aliran bensin dan laju aliran biogas. Kemudian tahap terakhir menguji hasil respon dari sistem kontrol daya *output* dengan cara *tracking set point*.

#### **4.1. Pengujian Sistem**

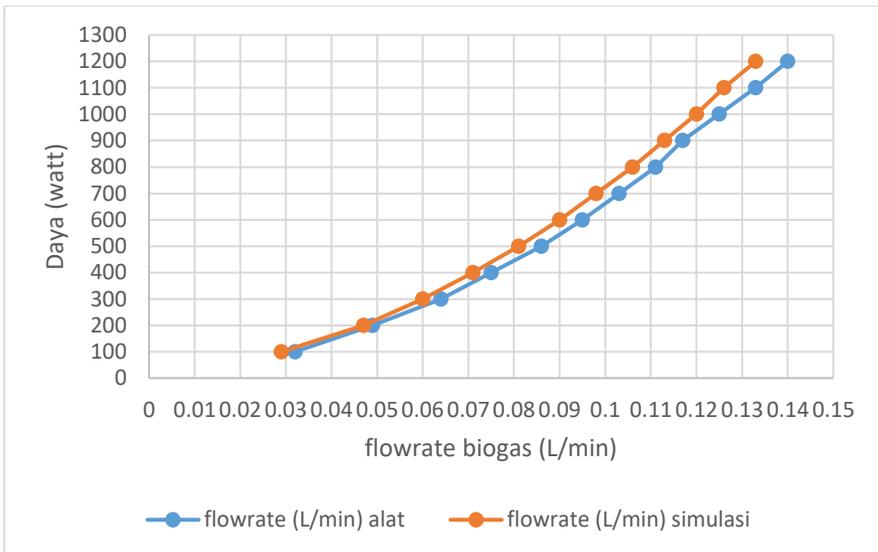
Daya *output* yang dihasilkan oleh *generator set* merupakan *process variable* (PV) dari sistem yang telah dirancang. Sedangkan *flowrate* udara, bensin dan biogas merupakan *manipulated variable* (MV). Untuk menentukan perbandingan antara udara, biogas dan bensin supaya dapat menghasilkan pembakaran sempurna menggunakan perhitungan *Air Fuel Ratio* (AFR). Berdasarkan hasil perhitungan menggunakan persamaan 3.6 pada bab sebelumnya, nilai AFR untuk sistem *dual fuel* adalah 15,06. Berikut ini sistem pengendalian daya *output* yang telah dirancang menggunakan *simulink* matlab 2013b.

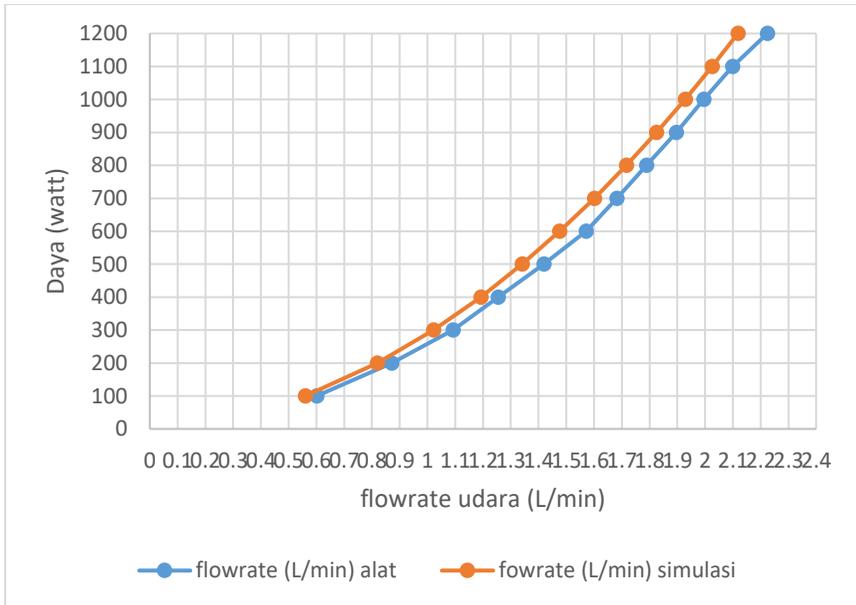
##### **4.1.1 Perbandingan *Mass Flowrate Plant* Dan Hasil Simulasi**

Untuk mengetahui hasil validasi pemodelan yang disimulasikan menggunakan *software* matlab 2013 b adalah dengan membandingkan nilai hasil simulasi dengan nilai hasil pengambilan data *real plan*. Perbandingan dari *mass flowrate* hasil simulasi dan *real plan* diperoleh nilai selisih untuk *mass flowrate* biogas sebesar 6,94 % dan selisih nilai *mass flowrate* udara sebesar 7,36 %. Nilai selisih tersebut didapatkan dari hasil rata-rata dari *set point* 100 – 1200 watt. *Mass flowrate* udara pada tabel 4.1 merupakan *mass flowrate* udara yang keluar dari *intake manifold* dan masuk ke ruang bakar. Sedangkan *mass flowrate* biogas didapatkan dari hasil pengukuran plan menggunakan *flowmeter* gas.

**Tabel 4.1** Perbandingan *flowrate* Hasil Simulasi dan Hasil *Real Plan*

Daya	<i>Flowrate</i> Bahan Bakar (L/min)		<i>Flowrate</i> Udara (L/min)	
	Simulasi	Plan	Simulasi	Plan
100	0.029	0.032	0.560	0.601
200	0.047	0.049	0.819	0.871
300	0.060	0.064	1.022	1.092
400	0.071	0.075	1.192	1.255
500	0.081	0.086	1.341	1.419
600	0.090	0.095	1.476	1.571
700	0.098	0.103	1.601	1.682
800	0.106	0.111	1.716	1.789
900	0.113	0.117	1.825	1.896
1000	0.120	0.125	1.928	1.995
1100	0.126	0.133	2.025	2.099
1200	0.133	0.142	2.118	2.224

**Gambar 4.1** Grafik Perbandingan *Flowrate* Biogas Hasil Simulasi dan Alat

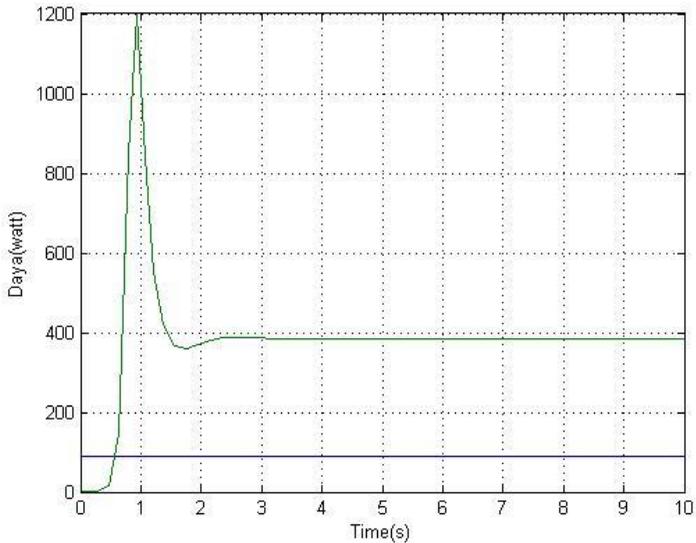


**Gambar 4.2** Grafik Perbandingan *Flowrate* Udara Hasil Simulasi dan Alat

Pada tabel 4.1, gambar 4.1, dan gambar 4.2 merupakan perbandingan *mass flowrate* hasil simulasi dan hasil *real plan*. Dari data-data tersebut terlihat bahwa terdapat selisih *mass flowrate* hasil simulasi dan *real plan*. Selisih ini dikarenakan untuk hasil simulasi terdapat beberapa parameter *engine* diambil dalam kondisi ideal, seperti tekanan pada *intake manifold* dan juga parameter yang lainnya. Selain itu juga dikarenakan terdapat beberapa parameter yang menggunakan pendekatan melalui beberapa jurnal dan hasil penelitian sebelumnya.

#### 4.1.2 Pengujian Sistem Kontrol Daya *Output* Pada Saat *Open Loop*

Pengujian sistem ini merupakan pengujian pada *loop* sistem pengendalian daya *output* atau integrasi seluruh komponen sistem secara keseluruhan. Respon dari sistem pada saat *open loop* ini diuji pada nilai *set point* 900 watt yang ditunjukkan pada gambar 4.4 berikut.

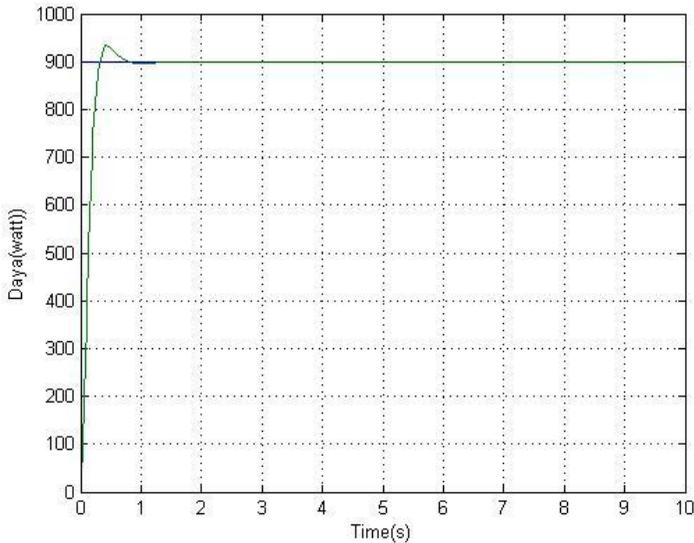


**Gambar 4.3** Respon Sistem Pada Saat *Open Loop*

Dari hasil uji sistem pada saat *open loop* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.4 diatas, dapat diketahui bahwa waktu yang dibutuhkan untuk mencapai *set point* pertama atau *rise time* ( $T_r$ ) yaitu 0.9 detik. Selain itu, grafik respon pada gambar 4.4 diatas menunjukkan *process variable* yang dihasilkan oleh sistem tidak sesuai dengan nilai *set point* yang diberikan yaitu sekitar 390 watt dan terus bertambah seiring bertambahnya waktu, sedangkan *set point* yang diberikan yaitu 900 watt. Dari grafik respon sistem *open loop* tersebut menghasilkan *error* yang sangat besar yaitu sekitar 243 %.

#### **4.1.3 Pengujian Sistem Kontrol Daya Output Pada Saat *Close Loop***

Pengujian sistem ini merupakan pengujian pada *loop* sistem pengendalian daya *output* atau integrasi seluruh komponen sistem secara keseluruhan. Respon dari sistem pada saat *close loop* ini diuji pada nilai *set point* 900 watt yang ditunjukkan pada gambar 4.3 berikut.



**Gambar 4.4** Respon Sistem Pada Saat *Close Loop*

Dari hasil uji sistem pada saat *close loop* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.3 diatas, dapat diketahui karakteristik respon sistem *close loop* pada tabel 4.1 berikut.

**Tabel 4.2** Karakteristik Respon Sistem *Close Loop*

No.	Karakteristik respon	Nilai
1.	<i>Rise Time (Tr)</i>	0,31 detik
2.	<i>Maximum Overshoot (Mp)</i>	3,67 %
3.	<i>Settling Time (Ts)</i>	2,5 detik
4.	<i>Delay Time (Td)</i>	0,11 detik
5.	<i>Error Steady State (Ess)</i>	0,028 %

Selain didapatkan nilai dari karakteristik respon sistem *close loop*, juga didapatkan nilai *error* dari setiap nilai *set point* yaitu dari 100 watt sampai 1200 watt. Dari pengujian tersebut didapatkan nilai *error* yang berbeda-beda pada setiap *set point* dan pembebanan yang diberikan seperti pada tabel 4.3 berikut ini.

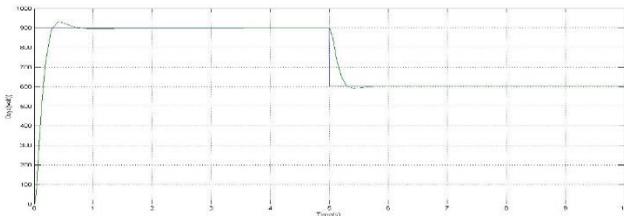
**Tabel 4.3** Nilai *Error* Setiap Nilai *Set Point*

No.	Daya	<i>Error</i>	% <i>Error</i>
1.	100	-0.0059	0.0059
2.	200	-0.01595	0.007975
3.	300	-0.03897	0.01299
4.	400	-0.0457	0.011425
5.	500	-0.0575	0.0115
6.	600	-0.07984	0.013306667
7.	700	-0.1649	0.023557143
8.	800	-0.1092	0.01365
9.	900	-0.1925	0.021388889
10.	1000	-0.1815	0.01815
11.	1100	0.04684	0.004258182
12.	1200	-0.1544	0.012866667
<b>Rata-Rata</b>		-0.083293333	0.013080629

Data pada tabel 4.3 merupakan nilai *error* yang dihasilkan oleh sistem pada setiap kenaikan nilai *set point*. Dapat diketahui bahwa rata-rata nilai *error* yang dihasilkan dibawah 2 % (maksimal nilai *error* yang diijinkan) yaitu sebesar 0,013 %.

#### 4.1.3 Uji *Tracking Set Point Turun 33 % Pada Sistem Kontrol Daya Output*

Pengujian *tracking set point* ini yaitu dengan menurunkan nilai *set point* sebesar 33 % dari *set point* awal (900 watt). Hal ini bertujuan untuk mengetahui performa sistem kontrol apakah bisa *men-tracking set point* atau tidak. Berikut ini grafik respon sistem kontrol daya output saat *tracking set point* turun.



**Gambar 4.5** Grafik Respon Sistem Kontrol Daya Output Dengan Uji *Tracking Set Point Turun 33 %*

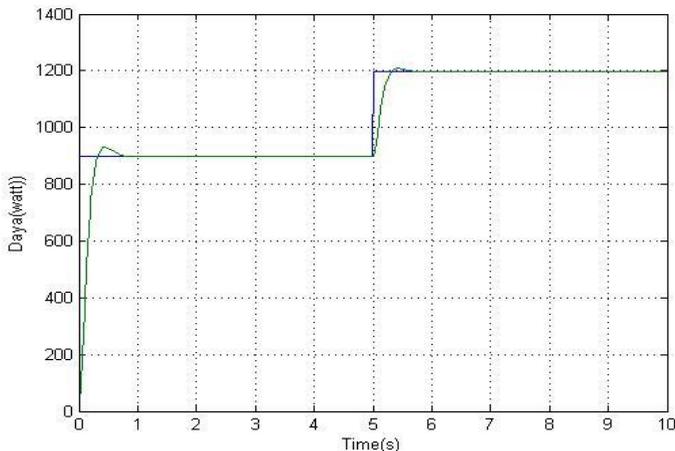
Dari hasil uji sistem pada saat *close loop* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.5 diatas, dapat diketahui karakteristik respon sistem *close loop* pada tabel 4.4 berikut.

**Tabel 4.4** Karakteristik Respon Daya *Output* Saat Uji *Tracking Set Point Turun 33 %*

No.	Karakteristik Respon	Nilai
1.	<i>Rise Time (Tr)</i>	0,31 detik
2.	<i>Maximum Overshoot (Mp)</i>	1,82 %
3.	<i>Settling Time (Ts)</i>	0,8 detik
4.	<i>Delay Time (Td)</i>	0,11 detik
5.	<i>Error Steady State</i>	0,033%

#### 4.1.4 Uji *Tracking Set Point Naik 33 %* Pada Sistem Kontrol Daya *Output*

Pengujian *tracking set point* ini yaitu dengan menaikkan nilai *set point* sebesar 33 % dari *set point* awal (900 watt). Hal ini bertujuan untuk mengetahui performa sistem kontrol apakah bisa men-*tracking set point* atau tidak. Berikut ini grafik respon sistem kontrol daya *output* saat *tracking set point* turun.



**Gambar 4.6** Grafik Respon Sistem Kontrol Daya *Output* Dengan Uji *Tracking Set Point Naik 33 %*

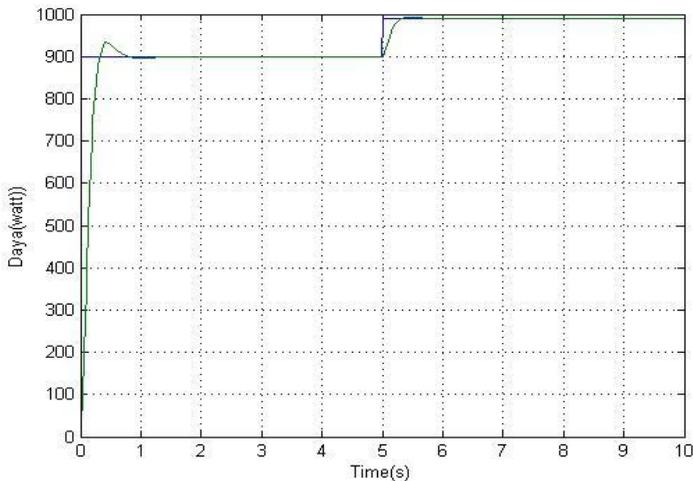
Dari hasil uji sistem pada saat *close loop* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.6 diatas, dapat diketahui karakteristik respon sistem *close loop* pada tabel 4.5 berikut.

**Tabel 4.5** Karakteristik Respon Daya *Output* Saat Uji *Tracking Set Point* Naik 33 %

No.	Karakteristik Respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> ( $T_r$ )	0,31 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> ( $M_p$ )	3,37 %
3.	<i>Settling Time</i> ( $T_s$ )	0,6 detik
4.	<i>Delay Time</i> ( $T_d$ )	0,115 detik
5.	<i>Error Steady State</i> ( $E_{ss}$ )	0,031 %

#### 4.1.5 Uji *Tracking Set Point* Naik 10 % Pada Sistem Kontrol Daya *Output*

Pada pengujian *tracking set point* ini yaitu dengan menaikkan nilai *set point* sebesar 10 % dari *set point* awal (900 watt). Hal ini bertujuan untuk mengetahui performa sistem kontrol apakah bisa *men-tracking set point* atau tidak. Berikut ini grafik respon sistem kontrol daya *output* saat *tracking set point* turun.



**Gambar 4.7** Grafik Respon Sistem Kontrol Daya *Output* Dengan Uji *Tracking Set Point* Naik 10 %

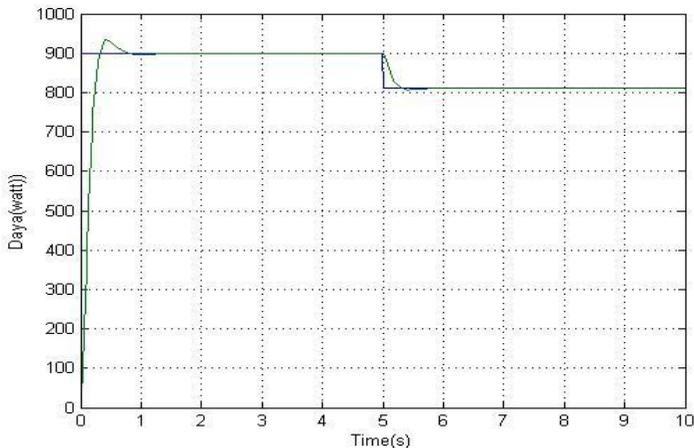
Dari hasil uji sistem pada saat *close loop* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.7 diatas, dapat diketahui karakteristik respon sistem *close loop* pada tabel 4.6 berikut

**Tabel 4.6** Karakteristik Respon Daya *Output* Saat Uji *Tracking Set Point* Naik 10 %

No.	Karakteristik Respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> ( $T_r$ )	1,31 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> ( $M_p$ )	3,56 %
3.	<i>Settling Time</i> ( $T_s$ )	0,85 detik
4.	<i>Delay Time</i> ( $T_d$ )	0,12 detik
5.	<i>Error Steady State</i> ( $E_{ss}$ )	0,029 %

#### 4.1.6 Uji *Tracking Set Point* Turun 10 % Pada Sistem Kontrol Daya *Output*

Pengujian *tracking set point* ini yaitu dengan menurunkan nilai *set point* sebesar 10 % dari *set point* awal (900 watt). Hal ini bertujuan untuk mengetahui performa sistem kontrol apakah bisa *tracking set point* atau tidak. Berikut ini grafik respon sistem kontrol daya *output* saat *tracking set point* turun.



**Gambar 4.8** Grafik Respon Sistem Kontrol Daya *Output* Dengan Uji *Tracking Set Point* Turun 10 %

Dari hasil uji sistem pada saat *close loop* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.8 diatas, dapat diketahui karakteristik respon sistem *close loop* pada tabel 4.7 berikut.

**Tabel 4.7** Karakteristik Respon Daya *Output* Saat Uji *Tracking Set Point* Turun 10 %

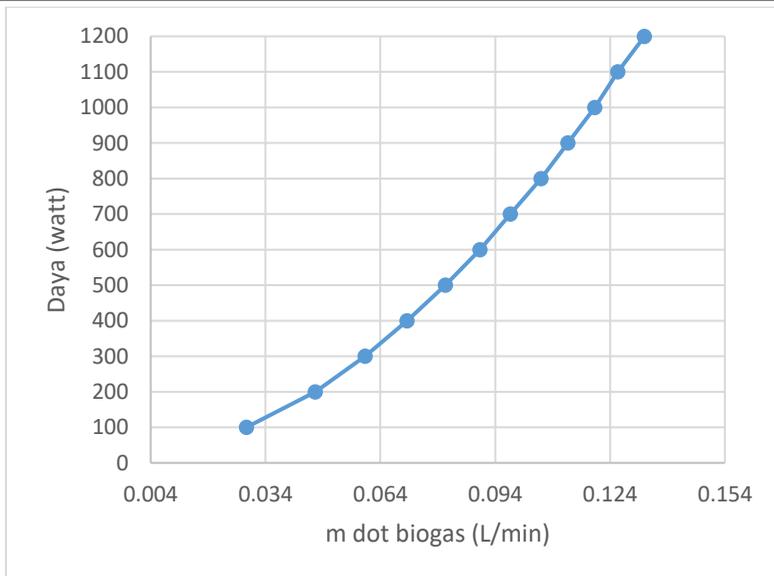
No.	Karakteristik Respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> (Tr)	0,3 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> (Mp)	5,56 %
3.	<i>Settling Time</i> (Ts)	0,8 detik
4.	<i>Delay Time</i> (Td)	0,11 detik
5.	<i>Error Steady State</i> (Ess)	0,031 %

#### 4.1.7 Perbandingan *Mass Flowrate* Udara , Biogas, dan Bensin Terhadap Perubahan *Set Point* Daya

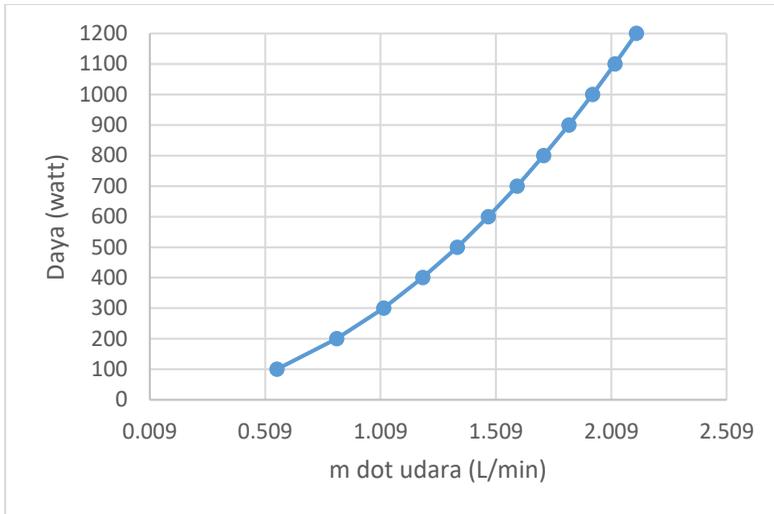
Setelah didapatkan model matematis sistem dan hasil simulasiya, maka didapatkan perbandingan antara *mass flowrate* udara, biogas, dan bensin pada setiap perubahan *set point* daya. Pada tugas akhir ini, nilai *flowrate* bensin dijaga konstan pada nilai 0,01 L/min. Nilai ini didapatkan dari pengambilan data secara *real plan* pada nilai daya 200 watt. Sehingga, pada saat daya yang dihasilkan oleh *generator set* ingin dinaikkan, maka hanya *mass flowrate* udara dan biogas yang akan ditambahkan sesuai dengan daya yang telah diatur melalui *set point*. Hal ini bertujuan untuk menghemat penggunaan bensin sebagai sumber energi konvensional dan tidak dapat diperbarui. Selain itu, pada penelitian ini untuk *start up engine* dibutuhkan bahan bakar bensin. Karena untuk kondisi penyalaan awal mesin tidak dapat menggunakan biogas, dikarenakan pada saat kondisi awal *engine* dinyalakan kondisi ruang bakar masih vakum dan aliran massa udara belum stabil dan juga fase bahan bakar bio yang dalam fase gas sangat memungkinkan jumlah biogas yang diinjeksikan pada kondisi awal mesin menyala lebih banyak dari pada jumlah massa udara. Berikut nilai *mass flowrate* udara, biogas dan bensin pada setiap perubahan *set point* ditunjukkan pada tabel 4.8.

**Tabel 4.8** Nilai *Flowrate* Udara, Biogas, dan Bensin Pada Setiap Perubahan Daya

No.	Beban (watt)	Output Daya (Watt)	$Flowrate_{udara}$ (L /min)	$Flowrate_{biogas}$ (L /min)	$Flowrate_{bensin}$ (L /min)
1.	100	99,9941	0.560	0.029	0,01
2.	200	200,00099	0.819	0.047	0,01
3.	300	299,9783	1.022	0.060	0,01
4.	400	399,9996	1.192	0.071	0,01
5.	500	499,983	1.341	0.081	0,01
6.	600	600,01437	1.476	0.090	0,01
7.	700	700,02377	1.601	0.098	0,01
8.	800	799,8829	1.716	0.106	0,01
9.	900	900,04168	1.825	0.113	0,01
10.	1000	1000,03192	1.928	0.120	0,01
11.	1100	1100,05221	2.025	0.126	0,01
12.	1200	1199,9492	2.118	0.133	0,01



**Gambar 4.9** Grafik Hubungan Daya Dengan *Flowrate* Biogas



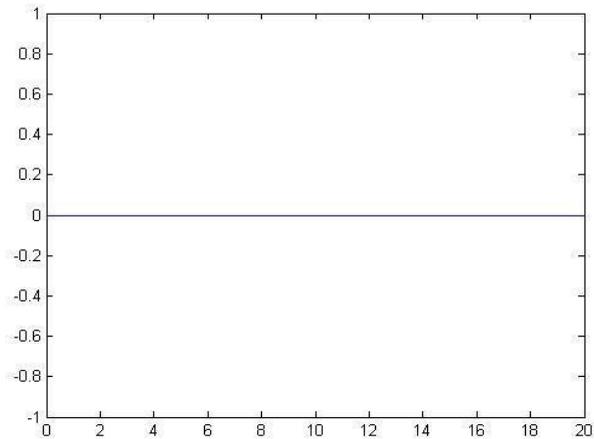
**Gambar 4.10** Grafik Hubungan Daya Dengan *Flowrate* Udara

Gambar 4.9 dan gambar 4.10 merupakan hubungan antara daya dan *mass flowrate*. Semakin tinggi daya yang diinginkan maka kebutuhan terhadap udara dan bahan bakar akan meningkat. Karena *engine* membutuhkan suplai energi yang lebih besar untuk menghasilkan daya keluaran yang lebih besar pula. Dari grafik tersebut, dapat diketahui bahwa perubahan *mass flowrate* udara dan *mass flowrate* biogas tidak sama atau tidak linear pada setiap perubahan *set point* daya. Perubahan paling besar *mass flowrate* udara dan biogas yaitu saat perubahan *set point* daya 100 watt menjadi 200 watt dengan nilai  $\Delta_{mass\ flowrate}$  sebesar 0,259 L/min dan 0,018 L/min. Sedangkan untuk perubahan paling kecil dari *mass flowrate* udara dan biogas yaitu saat perubahan *set point* daya 1100 watt menjadi 1200 watt dengan nilai  $\Delta_{mass\ flowrate}$  sebesar 0,093 L/min dan 0,007 L/min.

#### 4.2. Pengujian *Control Valve* (Servo Mg 996R)

Tugas akhir ini, *control valve* yang digunakan adalah jenis *ball valve* yang diintegrasikan dengan motor servo tipe Mg 996R. Pada simulasi pengujian *control valve* ini menggunakan sinyal

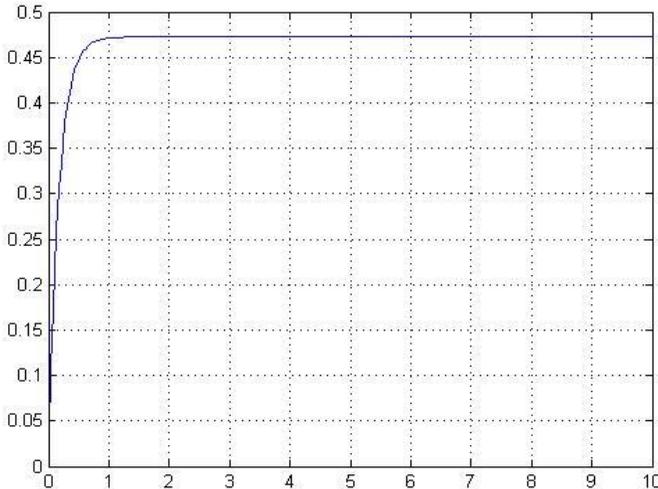
masukannya 0 – 5 volt. Idealnya sinyal 0 – 5 volt merupakan sinyal keluaran dari *controller* yang kemudian menjadi sinyal masukan pada *control valve*. Pengujian ini bertujuan untuk menguji performansi kerja dari *control valve*. Untuk sinyal dengan masukan 0 volt akan menyebabkan *control valve* pada kondisi 0% atau pada kondisi menutup dan mengakibatkan tidak adanya laju aliran yang melewati *control valve*. Gambar 4.11 merupakan gambar respon dengan sinyal masukan 0 volt.



**Gambar 4.11** Grafik Respon *Control Valve* Dengan Sinyal Masukan 0 Volt

Untuk pengujian dengan sinyal masukan 5 volt dengan cara memasukkan nilai sebesar 5 volt pada *input* dari *transfer function* dari *control valve*. Gambar 4.11 merupakan gambar respon laju aliran yang melewati *control valve* dengan sinyal uji 5 volt. Tujuan dari pengujian ini adalah mengetahui respon laju aliran bahan bakar jika *control valve* mendapat sinyal masukan 5 volt dari kontroler yang menunjukkan bahwa sinyal koreksi dari kontroler memerintahkan *control valve* untuk membuka pada kondisi membuka penuh atau membuka 100%. Pada gambar respon tersebut didapatkan bahwa dengan sinyal masukan 5 volt

akan mengakibatkan laju aliran pada kondisi maksimal yaitu 0,4725 kg/s.



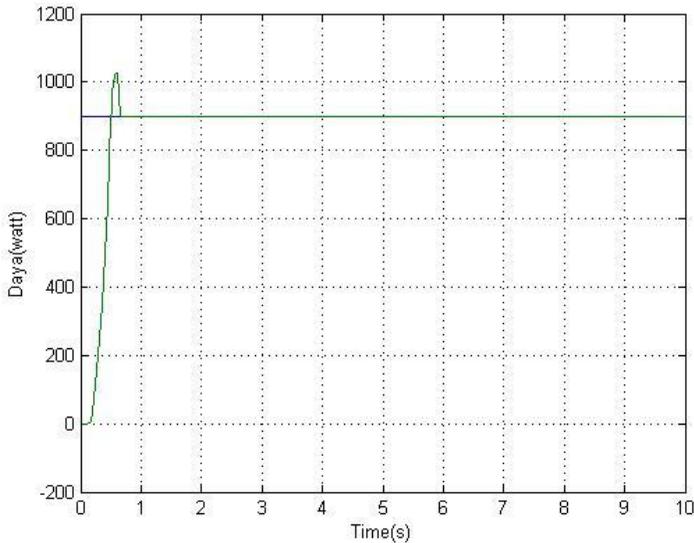
**Gambar 4.12** Hasil Pengujian *Control Valve* Dengan Sinyal Masukan 5 volt

### 4.3 Uji Sistem Kontrol Daya *Output* Dengan Perubahan Nilai *Air Fuel Ratio*

Bagian ini, dilakukan uji sistem dengan adanya perubahan nilai *Air Fuel Ratio* (AFR), baik dengan uji kenaikan nilai AFR maupun uji penurunan AFR. Berikut ini nilai *error* yang dihasilkan oleh sistem dengan adanya perubahan AFR. Pengujian ini bertujuan untuk mengetahui performa dari sistem apakah mampu menghasilkan nilai *process variable* yang stabil dan sesuai dengan *set point* atau tidak.

#### 4.3.1 Pengujian Dengan Kenaikan AFR 10 %

Pengujian ini dilakukan dengan cara menaikkan nilai AFR sebesar 10 % yaitu dari 15,06 menjadi 16,566. Dari hasil pengujian simulasi sistem ini didapatkan hasil respon seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.13 berikut.



**Gambar 4.13** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Kenaikan Nilai AFR 10 %

**Tabel 4.9** Karakteristik Respon Saat Terjadi Kenaikan AFR 10%

No.	Karakteristik respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> ( $T_r$ )	0,475 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> ( $M_p$ )	12,8 %
3.	<i>Settling Time</i> ( $T_s$ )	0,625 detik
4.	<i>Delay Time</i> ( $T_d$ )	0,325 detik
5.	<i>Error Steady State</i> ( $E_{ss}$ )	0 %

Data pada tabel 4.9 merupakan karakteristik dari respon sistem pada gambar 4.13. Dapat diketahui bahwa waktu yang dibutuhkan untuk mencapai *set point* pertama atau *rise time* ( $T_r$ ) yaitu 0,475 detik, *maximum overshoot* ( $M_p$ ) 12,8 %, *settling time* ( $T_s$ ) sebesar 0,625 detik, *delay time* ( $T_d$ ) 0,325 detik dan *error steady state* ( $E_{SS}$ ) 0 %. Data pada tabel 4.10 menunjukkan bahwa respon daya *output* yang dihasilkan oleh sistem dapat mencapai *set point* dengan waktu yang cepat dan menghasilkan *overshoot*

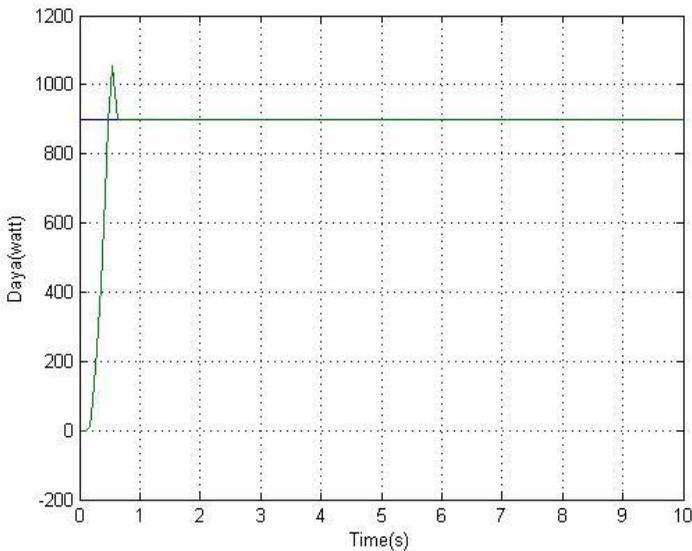
dibawah 12,8 % atau masih berada di bawah 25 % meskipun diberi gangguan kenaikan nilai *Air Fuel Ratio* 10% yang menyebabkan adanya *excess air* atau penambahan jumlah udara.

#### 4.3.2 Pengujian Dengan Kenaikan AFR 20 %

Pengujian ini dilakukan dengan cara menaikkan nilai AFR sebesar 20 % yaitu dari 15,06 menjadi 18,072. Dari hasil pengujian simulasi sistem ini didapatkan hasil respon seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.10 berikut.

**Tabel 4.10** Karakteristik Respon Saat Terjadi Kenaikan AFR 20%

No.	Karakteristik respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> (Tr)	0,33 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> (Mp)	19,1 %
3.	<i>Settling Time</i> (Ts)	0,641 detik
4.	<i>Delay Time</i> (Td)	0,395 detik
5.	<i>Error Steady State</i> (Ess)	0 %

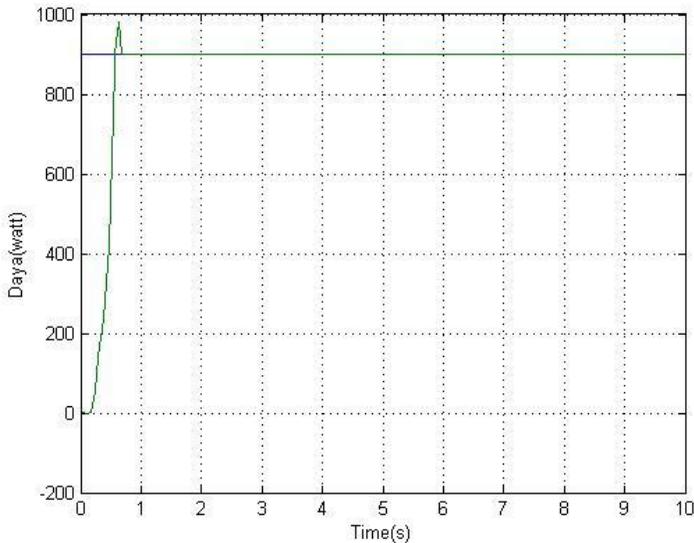


**Gambar 4.14** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Kenaikan Nilai AFR 20 %

Data pada tabel 4.10 merupakan karakteristik dari respon sistem pada gambar 4.14. Dapat diketahui bahwa waktu yang dibutuhkan untuk mencapai *set point* pertama atau *rise time* ( $T_r$ ) yaitu 0,33 detik, *maximum overshoot* ( $M_p$ ) 19,1 %, *settling time* ( $T_s$ ) sebesar 0,641 detik, *delay time* ( $T_d$ ) 0,395 detik, dan *error steady state* (ESS) 0 %. Data pada tabel 4.12 menunjukkan bahwa pada saat nilai *Air Fuel Ratio* dinaikkan 20% didapatkan *rise time* ( $T_r$ ), *delay time* ( $T_d$ ), dan *settling time* ( $T_s$ ) yang lebih lama dari pada saat nilai *Air Fuel Ratio* dinaikkan 10%.

#### 4.3.6 Pengujian Dengan Penurunan AFR 10 %

Pengujian ini dilakukan dengan cara menurunkan nilai AFR sebesar 10 % yaitu dari 15,06 menjadi 13,554. Dari hasil pengujian simulasi sistem ini didapatkan hasil respon seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.15 berikut.



**Gambar 4.15** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Penurunan Nilai AFR 10 %

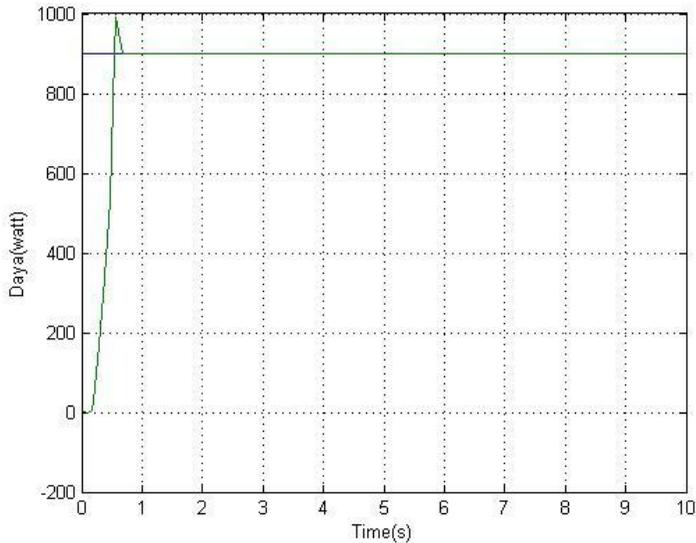
**Tabel 4.11** Karakteristik Respon Saat Terjadi Penurunan AFR 10%

No.	Karakteristik respon	Nilai
1.	<i>Rise Time (Tr)</i>	0.589 detik
2.	<i>Maximum Overshoot (Mp)</i>	9 %
3.	<i>Settling Time (Ts)</i>	0.692 detik
4.	<i>Delay Time (Td)</i>	0,455 detik
5.	<i>Error Steady State (Ess)</i>	0 %

Data pada tabel 4.11 merupakan karakteristik dari respon sistem pada gambar 4.15. Dapat diketahui bahwa waktu yang dibutuhkan untuk mencapai *set point* pertama atau *rise time* (Tr) yaitu 0,589 detik, *maximum overshoot* (Mp) 0 %, *settling time* (Ts) sebesar 0.692 detik, *delay time* (Td) 0,455 detik dan *error steady state* (ESS) 0 %. Data pada tabel 4.11 menunjukkan bahwa respon daya *output* yang dihasilkan oleh sistem dapat mencapai *set point* dengan waktu yang cepat dan menghasilkan *overshoot* yang dibawah 12,8 % atau masih berada di bawah 25 % meskipun diberi gangguan penurunan nilai *Air Fuel Ratio* 10% yang menyebabkan adanya pengurangan jumlah udara yang diinjeksikan ke ruang bakar.

#### 4.3.7 Pengujian Dengan Penurunan AFR 20 %

Pengujian ini dilakukan dengan cara menurunkan nilai AFR sebesar 20 % yaitu dari 15,06 menjadi 12,048. Dari hasil pengujian simulasi sistem ini didapatkan hasil respon seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.16. Dari gambar 4.16 dapat diketahui bahwa waktu yang dibutuhkan untuk mencapai *set point* pertama atau *rise time* (Tr) yaitu 0,51 detik, *maximum overshoot* (Mp) 10,25 %, *settling time* (Ts) sebesar 0,67 detik, *delay time* (Td) 0,425 detik dan *error steady state* (ESS) 0 %. Data pada tabel 4.17 menunjukkan bahwa saat nilai *Air Fuel Ratio* diturunkan 20% didapatkan *rise time* (Tr), *delay time* (Td) dan *settling time* (Ts) yang lebih cepat dari pada saat nilai *Air Fuel Ratio* diturunkan 10%.



**Gambar 4.16** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Penurunan Nilai AFR 20 %

**Tabel 4.12** Karakteristik Respon Saat Terjadi Penurunan AFR 20%

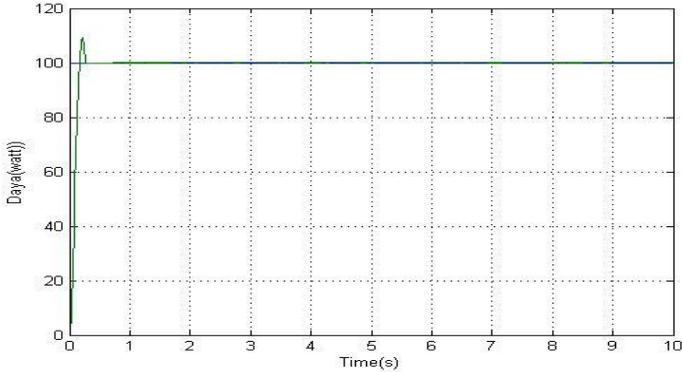
No.	Karakteristik respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> ( $T_r$ )	0,51 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> ( $M_p$ )	10,25 %
3.	<i>Settling Time</i> ( $T_s$ )	0.67 detik
4.	<i>Delay Time</i> ( $T_d$ )	0,425 detik
5.	<i>Error Steady State</i> ( $E_{ss}$ )	0 %

#### 4.4 Uji Beban 100 – 1200 Watt

Bagian ini, dilakukan uji sistem dengan pembebanan dari 100 sampai 1200 watt, sehingga didapatkan respon sistem dengan nilai karakteristik respon yang berbeda. Berikut ini hasil pengujian sistem dengan pembebanan.

#### 4.4.1 Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,08182 Nm

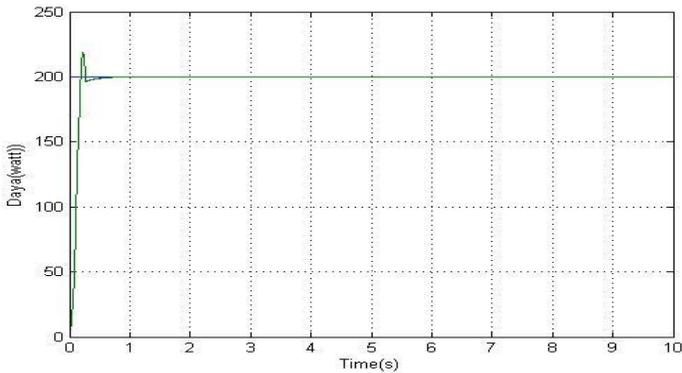
Pengujian ini dilakukan dengan cara memberikan beban torsi elektromagnetik berdasarkan hasil perhitungan sebesar 0,08182 Nm.



**Gambar 4.17** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,08182 Nm

#### 4.4.2 Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,1636 Nm

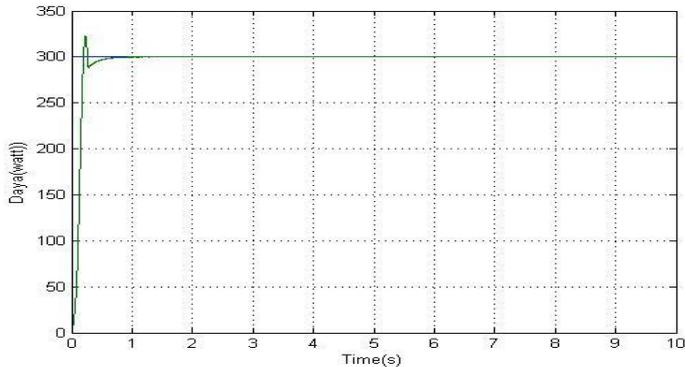
Pengujian ini dilakukan dengan cara memberikan beban torsi elektromagnetik berdasarkan hasil perhitungan sebesar 0,1636 Nm.



**Gambar 4.18** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,1636 Nm

#### 4.4.3 Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,2455 Nm

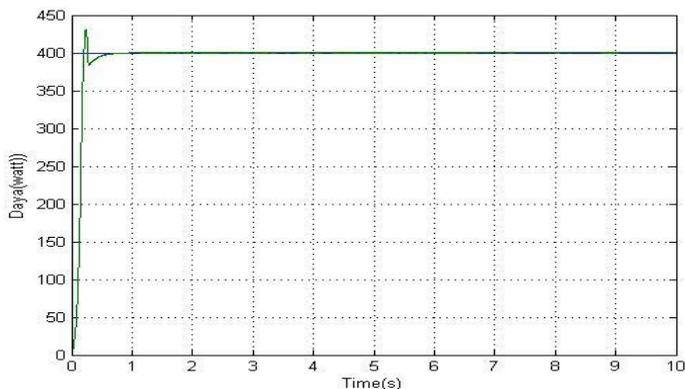
Pengujian ini dilakukan dengan cara memberikan beban torsi elektromagnetik berdasarkan hasil perhitungan sebesar 0,2455 Nm.



**Gambar 4.19** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,2455 Nm

#### 4.4.4 Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,3273 Nm

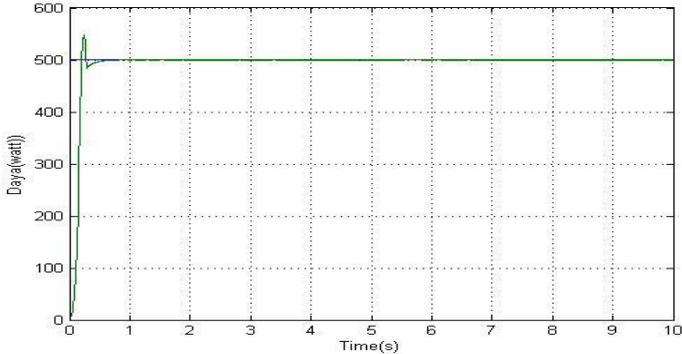
Pengujian ini dilakukan dengan cara memberikan torsi elektromagnetik berdasarkan hasil perhitungan sebesar 0,3273 Nm.



**Gambar 4.20** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,3273 Nm

#### 4.4.5 Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,4091 Nm

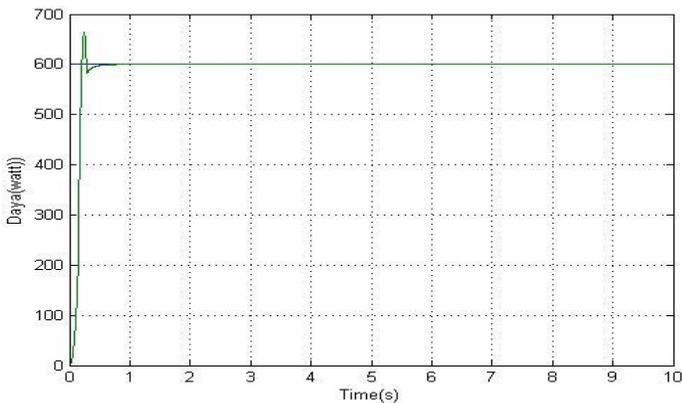
Pengujian ini dilakukan dengan cara memberikan beban torsi elektromagnetik berdasarkan hasil perhitungan sebesar 0,4091 Nm.



**Gambar 4.21** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,4091

#### 4.4.6 Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,4909 Nm

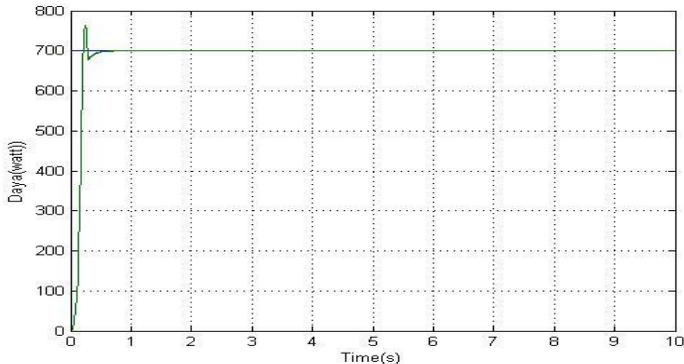
Pengujian ini dilakukan dengan cara memberikan beban torsi elektromagnetik berdasarkan hasil perhitungan sebesar 0,4909 Nm.



**Gambar 4.22** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,4909 Nm

#### 4.4.7 Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,5727 Nm

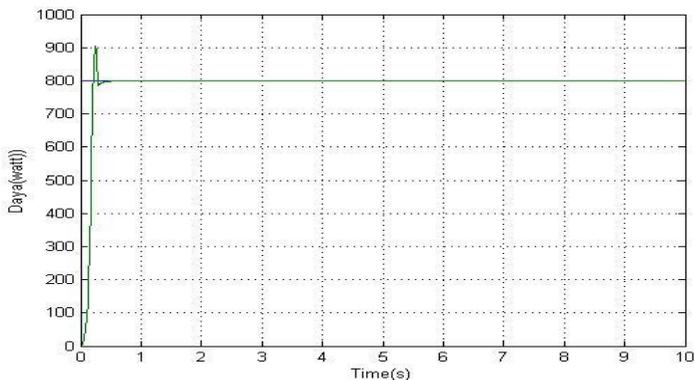
Pengujian ini dilakukan dengan cara memberikan beban torsi elektromagnetik berdasarkan hasil perhitungan sebesar 0,5727 Nm.



**Gambar 4.23** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,5727 Nm

#### 4.4.8 Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,6545 Nm

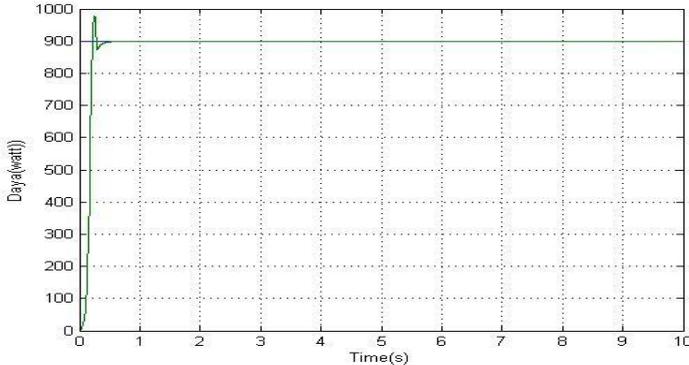
Pengujian ini dilakukan dengan cara memberikan beban torsi elektromagnetik berdasarkan hasil perhitungan sebesar 0,6545 Nm.



**Gambar 4.24** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,6545 Nm

#### 4.4.9 Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,7364 Nm

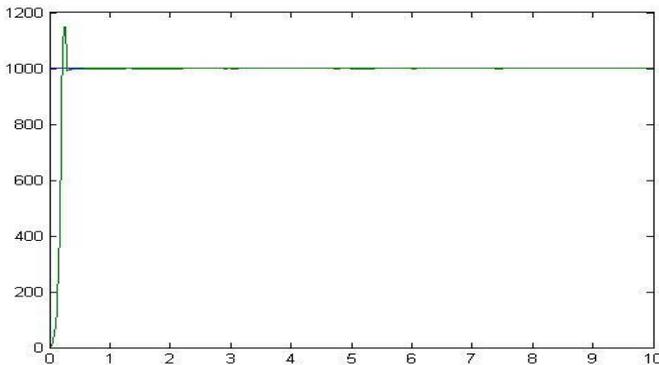
Pengujian ini dilakukan dengan cara memberikan beban torsi elektromagnetik berdasarkan hasil perhitungan sebesar 0,7364 Nm.



**Gambar 4.25** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,7364 Nm

#### 4.4.10 Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,8182 Nm

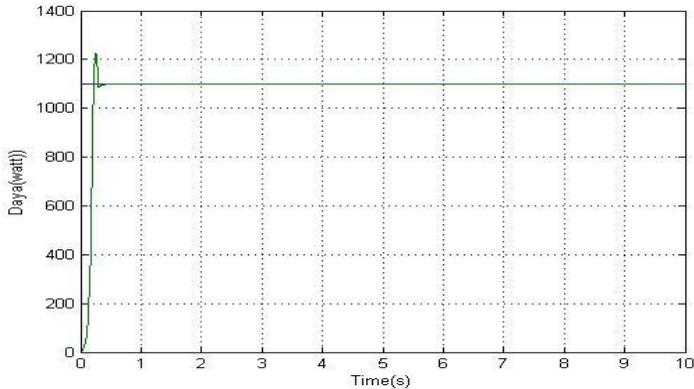
Pengujian ini dilakukan dengan cara memberikan beban torsi elektromagnetik berdasarkan hasil perhitungan sebesar 0,8182 Nm.



**Gambar 4.26** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,8182 Nm

#### 4.4.11 Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,9 Nm

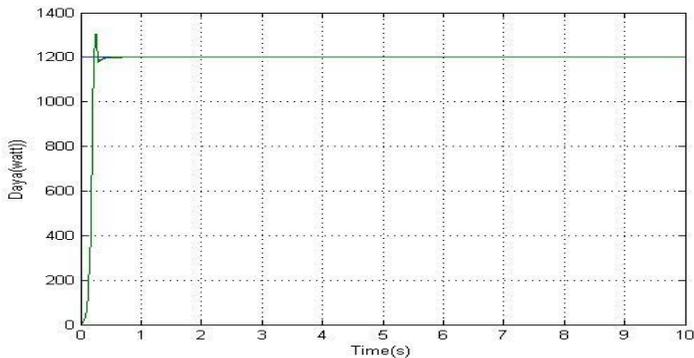
Pengujian ini dilakukan dengan cara memberikan beban torsi elektromagnetik berdasarkan hasil perhitungan sebesar 0,9 Nm.



**Gambar 4.27** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,9 Nm

#### 4.4.12 Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,9818 Nm

Pengujian ini dilakukan dengan cara memberikan beban torsi elektromagnetik berdasarkan hasil perhitungan sebesar 0,9818 Nm.



**Gambar 4.28** Grafik Respon Sistem Dengan Uji Beban Torsi Elektromagnetik 0,9818 Nm

#### 4.5 Perbandingan Nilai *Flowrate* Biogas dan Perbandingan *Flowrate* Udara Saat Terjadi Perubahan Nilai *Flowrate* Bensin

Bagian ini, dilakukan uji sistem dengan adanya perubahan nilai *flowrate* bensin dari 0,01 L/min menjadi 0,008 L/min. Perbandingan nilai *flowrate* biogas pada saat nilai *flowrate* bensin diturunkan dari 0,01 L/min menjadi 0,008 L/min. Uji ini dilakukan untuk mengetahui karakteristik dari *generator set* dalam hal pemakaian bahan bakar untuk mencapai nilai *output* (daya) yang telah ditentukan. Berikut ini data perbandingan nilai *mass flowrate* biogas berdasarkan perbedaan *mass flowrate* bensin dan nilai daya *output* yang diinginkan.

**Tabel 4.13** Perbandingan *Flowrate* Biogas

No.	Daya	$Flowrate_{biogas} \left( \frac{L}{min} \right)$	
		$Flowrate_{bensin} = 0,01 \frac{L}{min}$	$Flowrate_{bensin} = 0,008 \frac{L}{min}$
1.	100	0.029	0.0412
2.	200	0.047	0.064
3.	300	0.060	0.081
4.	400	0.071	0.091
5.	500	0.081	0.107
6.	600	0.090	0.119
7.	700	0.098	0.129
8.	800	0.106	0.139
9.	900	0.113	0.148
10.	1000	0.120	0.157
11.	1100	0.126	0.165
12.	1200	0.133	0.173

Berdasarkan data pada tabel 4.15, semakin besar *flowrate* bensin yang disuplai ke ruang bakar, maka *flowrate* biogas akan semakin kecil. Hal ini dikarenakan kebutuhan pembakaran sudah

disubstitusi oleh bensin, sehingga nilai *flowrate* biogas akan semakin kecil. Sedangkan saat nilai *flowrate* bensin dikurangi, maka *flowrate* biogas akan semakin besar. Selain itu nilai LHV dan massa jenis setiap bahan bakar baik bensin maupun biogas juga dapat mempengaruhi nilai *flowrate* dari bahan bakar tersebut. Selain itu, juga didapatkan perbandingan *flowrate* udara saat *flowrate* bensin 0,008 L/min dan 0,01 L/min yang ditunjukkan pada tabel 4.16.

**Tabel 4.14** Perbandingan *Flowrate* Udara

No.	Daya	$Flowrate_{udara} \left( \frac{L}{min} \right)$	
		$Flowrate_{bensin} = 0,01 \frac{L}{min}$	$Flowrate_{bensin} = 0,008 \frac{L}{min}$
1.	100	0.560	0.512
2.	200	0.819	0.744
3.	300	1.022	0.922
4.	400	1.192	1.072
5.	500	1.341	1.204
6.	600	1.476	1.324
7.	700	1.601	1.434
8.	800	1.716	1.537
9.	900	1.825	1.633
10.	1000	1.928	1.725
11.	1100	2.025	1.812
12.	1200	2.118	1.895

Berdasarkan data pada tabel 4.16, saat nilai dari *flowrate* bensin 0,01 L/min didapatkan nilai *flowrate* udara yang lebih kecil dari pada *flowrate* udara saat diberikan nilai *set point flowrate* bensin 0,008 L/min. Karena saat daya generator *set* dinaikkan, maka kebutuhan bahan bakar akan meningkat yang dalam hal ini adalah biogas. Karena *flowrate* bensin dijaga konstan. Misalkan pada saat daya keluaran yang diinginkan dari

*generator set* adalah 900 watt, maka saat *flowrate* bensin 0,008 L/min didapatkan *flowrate* udara 1,634 L/min. Sedangkan saat *flowrate* bensin 0,01 L/min, didapatkan *flowrate* udara 1,825 L/min. Hal ini dikarenakan saat *flowrate* bensin diturunkan, maka untuk mencapai nilai daya 900 watt secara otomatis *flowrate* biogas akan meningkat.

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1. Kesimpulan**

Kesimpulan yang didapatkan pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Berdasarkan hasil penelitian tugas akhir ini, didapatkan respon daya *output* yang stabil dengan nilai *maximum overshoot* rata-rata dibawah 20 % dan nilai *error* dibawah 2 % pada setiap nilai *set point* 100-1200 watt. Selain itu, didiapatkan nilai parameter PID dengan  $K_p = 120$ ,  $K_i = 0,1$ , dan  $K_d = 15,2$ . Sedangkan nilai parameter PID untuk kontrol *flowrate* biogas yaitu  $K_p = 5$ ,  $K_i = 3$ , dan  $K_d = 1$ . Selain itu, terdapat selisih antara laju aliran massa simulasi dan data plan rata-rata untuk laju aliran massa biogas sebesar 6,94 % dan massa laju aliran udara 7,36 %.
2. Semakin tinggi *power* atau daya yang dihasilkan oleh *generator set*, maka *flowrate* udara dan bahan bakar akan meningkat. Untuk daya maksimum yaitu 1200 watt didapatkan *flowrate* udara sebesar 2,118 L/min, *flowrate* biogas sebesar 0,133 L/min, dan *flowrate* bensin 0,01 L/min. Sedangkan untuk daya minimum didapatkan *flowrate* udara 0,560 L/min, *flowrate* biogas 0,029 L/min, dan *flowrate* bensin 0,01 L/min.
3. Pada tugas akhir ini, didapatkan nilai *Air Fuel Ratio* (AFR) untuk pembakaran sempurna pada sistem *dual fuel* (bensin dan biogas) yaitu 15,06.

#### **5.2. Saran**

Adapun saran untuk penelitian selanjutnya, antara lain :

1. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk sistem kontrol daya pada *generator set dual fuel* dengan menggunakan algoritma kontrol cerdas (*artificial intelligent*) untuk mendapatkan hasil yang lebih bagus.

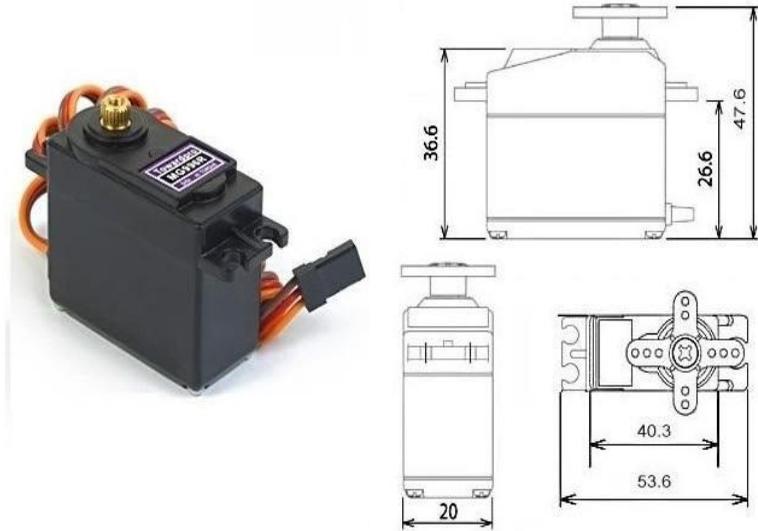
2. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk variabel proses yang lain.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT). (2015). *Pengembangan Energi Untuk Mendukung Pembangunan Berkelanjutan*. Outlook Energi Indonesia: ISBN 978-602-1328-04-0.
- [2] Sudarmanta, B, Abdurrakhman, A Soehartanto, T. (2013). Seminar Nasional Pascasarjana XIII-ITS, Surabaya. *Rancang Bangun Alat Purifikasi Biogas Dengan Menggunakan CaO dan Water Scrubber*.
- [3] Setiawan, A. I. (2002). *Memanfaatkan Kotoran Ternak*. Jakarta: Cetakan Ketiga Penebar Swadaya.
- [4] Widodo, T, W., Nurhasanah, A.,. (2004). Prosiding Seminar Nasional Mekanisasi Pertanian. *Kajian Teknis Teknologi Biogas dan Potensi Pengembangannya di Indonesia*, 189-202.
- [5] Zuhri, T. (2015). Pascasarjana Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. *Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel Generator Set Sistem Dual Fuel Solar dan Syngas Batubara*.
- [6] Nuralamsyah, M, D., Triwiyatno, A., Setiyono, B. (2013). *Desain Sistem Kontrol Rasio Perbandingan Udara dan Bahan Bakar (AFR) Pada Mesin 4 Langkah Dengan Metode Penalaan PID Berbasis Logika Fuzzy*.
- [7] Lewerissa, Y. (2011). *Pengaruh Campuran Bahan Bakar Bensin dan Etanol Terhadap Prestasi Mesin Bensin*, ISSN : 1978-1105.
- [8] Vandy, A., Triwiyatno, A., Setiyono, B. (2013). *Desain Kontrol Air Fuel Ratio (AFR) Pada Model Spark Ignition Engine Dengan Metode Hybrid Fuzzy PI*, ISSN : 2302-9927,217.
- [9] Harahap, F. (1980). *Teknologi Gas Bio*. Bandung: Pusat Teknologi Pembangunan ITB.
- [10] Hagglund, T. (2001). Control Engineering Practice 9. *The Blend Station-A New Ratio Control Structure*.

- [11] Saekhlul, A. R. (2012). *Perancangan Sistem Kontrol Laju Aliran Bahan Bakar Serta Rasio Pembakaran Berdasarkan Nilai Steam Quality Pada Steam Generator*. Surabaya: Departemen Teknik Fisika ITS.
- [12] Abedin, M, J., Masjuki, H, H., Kalam, A, A., Sanjid, A., Ashrafur, R., Masum, B, M. (2013). Renewable and Sustainable Energy Reviews. *Energy Balance of Internal Combustion Engine Using Alternative Fuels*, 20-33.
- [13] Suyitno, e. a. (2010). *Teknologi Biogas*. Yogyakarta: Graha Ilmu.
- [14] Stewart, J., Clarke, A., Chen, R. (2007). Special Issue Paper 943. *An Experimental Study of The Dual Fuel Performance of Small Compression Ignition Diesel Engine Operating With Three Gaseous Fuels*.
- [15] Kurniawan, A. (2008). *Analisa Kinerja Sistem Pengendalian Temperature dan Safety Instrumented System (SIS) Pada Thermal Oxidizer Conocophilips Indonesia Dengan Metode Markov Analisis*. Surabaya: Departemen Teknik Fisika ITS.
- [16] Bastida, H., Carlos, E., Abeyekeserra, M. (ICAE 2017). Dynamic Modelling and Control of a Reciprocating Engine. *International Conference on Applied Energy*. UK: Elsevier.
- [17] Ogata, K. (2010). *Modern Control Engineering 5 edition*.
- [18] Guzella, L., Onder, C, H.,. (2004). *Introduction to Modelling and Control of Internal Combustion Engine System*. Switzerland: Springer.
- [19] Kusko, A., “Single-Frame Dual Voltage Generator, AC and DC Output with Independent Control”. IEEE, Vol 12-2. 2004

## LAMPIRAN A DATA SHEET MG996R *HIGH TORQUE*



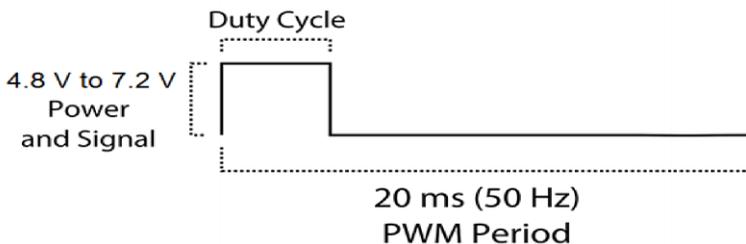
This High-Torque MG996R Digital Servo features metal gearing resulting in extra high 10kg stalling torque in a tiny package. The MG996R is essentially an upgraded version of the famous MG995 servo, and features upgraded shock-proofing and a redesigned PCB and IC control system that make it much more accurate than its predecessor. The gearing and motor have also been upgraded to improve dead bandwidth and centering. The unit comes complete with 30cm wire and 3 pin 'S' type female header connector that fits most receivers, including Futaba, JR, GWS, Cirrus, Blue Bird, Blue Arrow, Corona, Berg, Spektrum and Hitec.

This high-torque standard servo can rotate approximately 120 degrees (60 in each direction). You can use any servo code, hardware or library to control these servos, so it's great for beginners who want to make stuff move without building a motor

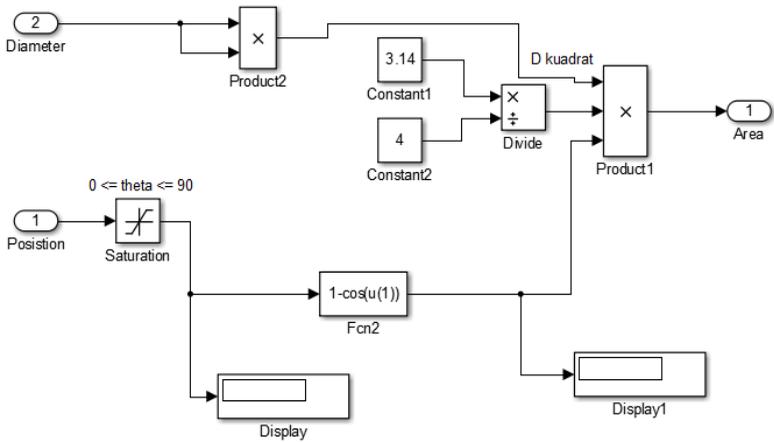
controller with feedback & gear box, especially since it will fit in small places. The MG996R Metal Gear Servo also comes with a selection of arms and hardware to get you set up nice and fast!

### Specifications

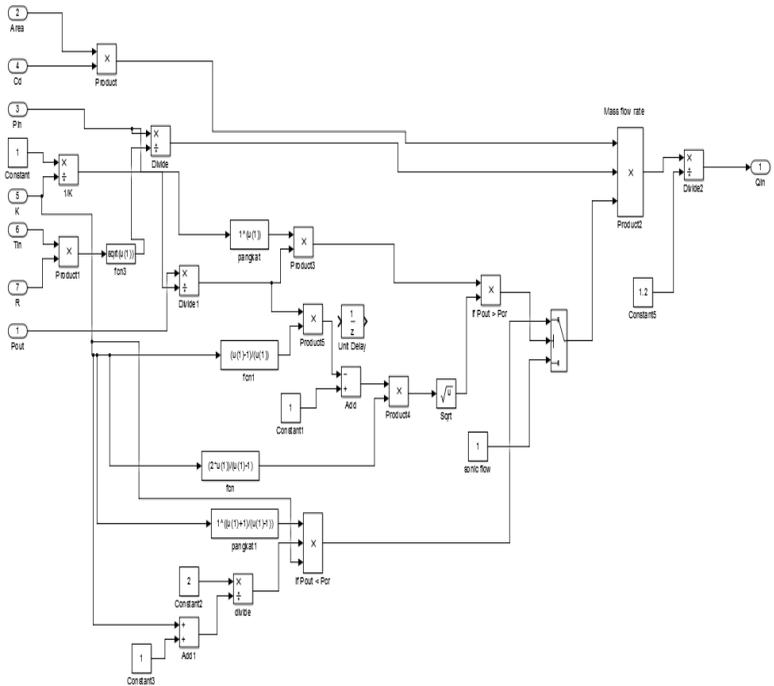
- Weight: 55 g
- Dimension: 40.7 x 19.7 x 42.9 mm approx.
- Stall torque: 9.4 kgf·cm (4.8 V), 11 kgf·cm (6 V)
- Operating speed: 0.17 s/60° (4.8 V), 0.14 s/60° (6 V)
- Operating voltage: 4.8 V a 7.2 V
- Running Current 500 mA – 900 mA (6V)
- Stall Current 2.5 A (6V)
- Dead band width: 5  $\mu$ s
- Stable and shock proof double ball bearing design
- Temperature range: 0 °C – 55 °C



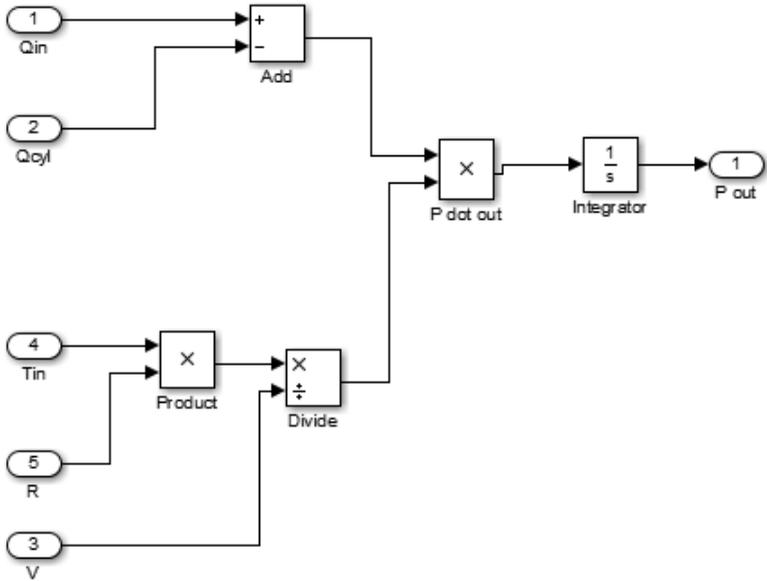




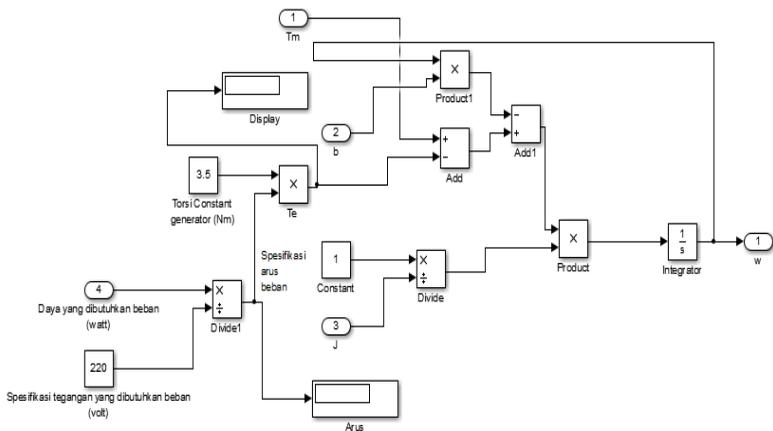
Gambar diatas merupakan simulink dari blok *throttle valve*.

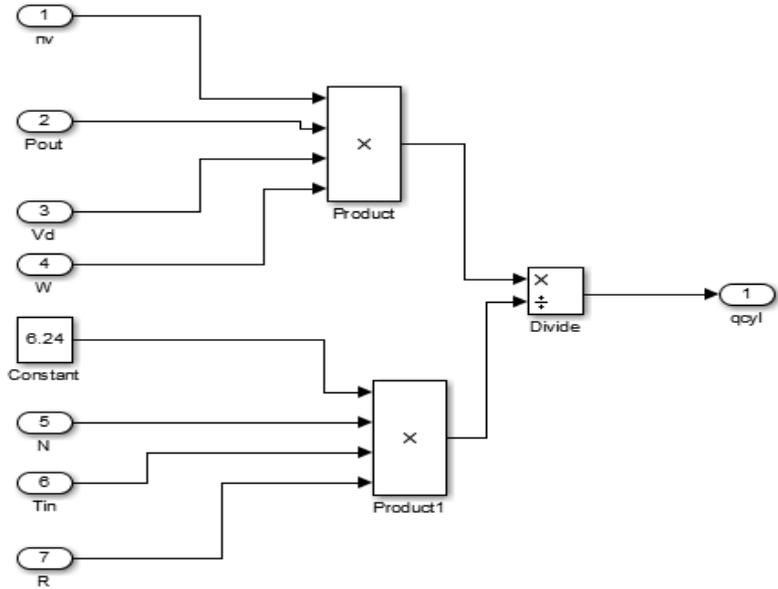


Gambar diatas merupakan simulink dari blok *mass flow valve*.

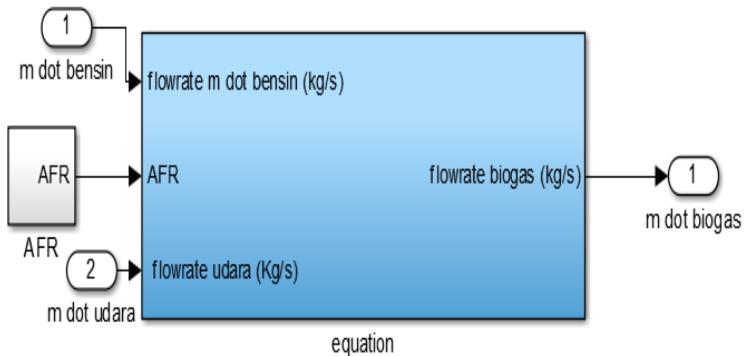


Gambar diatas merupakan simulink dari blok *intake manifold*.

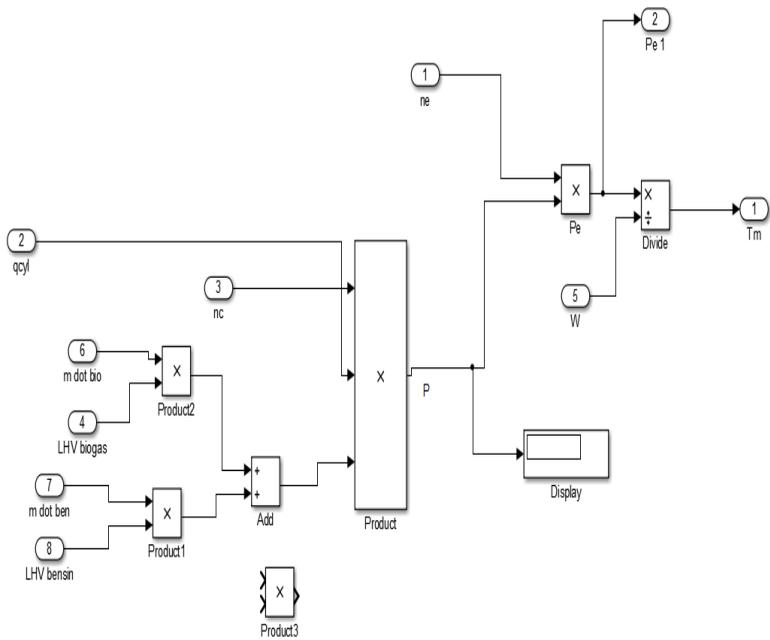




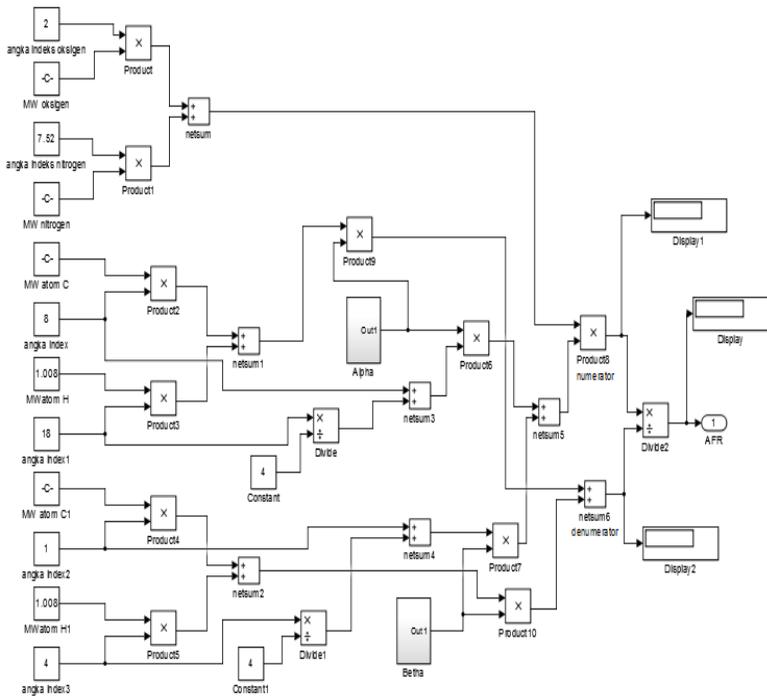
Gambar diatas merupakan simulink dari blok *air mass flow*.



Gambar diatas merupakan simulink dari blok perbandingan udara dan bahan bakar. Dari blok tersebut dihasilkan nilai *flowrate* dari biogas berdasarkan perbandingan nilai *AFR dual fuel*.



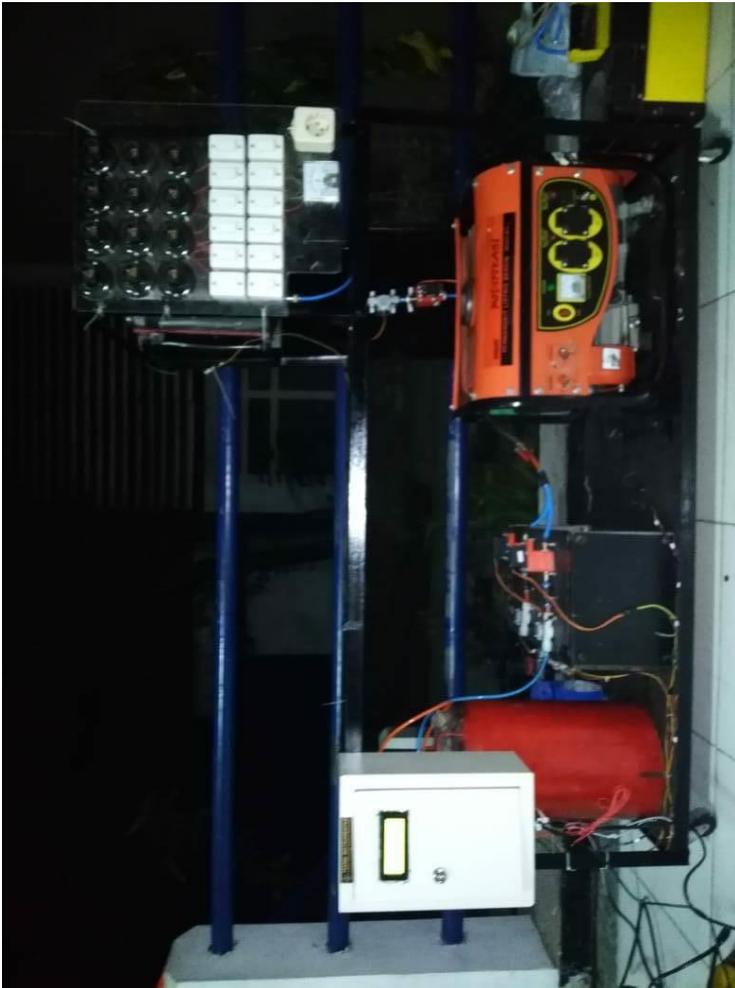
Gambar diatas merupakan simulink dari blok *generated power*.



Gambar diatas merupakan simulink dari blok perhitungan nilai AFR (*Air Fuel Ratio*) dual fuel.

## LAMPIRAN C PERALATAN *PLAN*

### C.1 Plant Tugas Akhir



## C.2 Alat Purifikasi Biogas



### C.3 Generator Set Biogas



### C.4 Flowmeter Gas MF5706



### **C.5 Tabung Penyimpanan Biogas**



### **C.6 Papan Lampu untuk Pembebanan**







## **BIODATA PENULIS**



Penulis dilahirkan di Sumenep pada tanggal 19 Mei 1995. Penulis berasal dari Pandian RT 02 RW 05, Sumenep, Jawa Timur. Pada tahun 2007, penulis telah menyelesaikan pendidikan di SDN Pandian 1 Sumenep. Pada tahun 2010, penulis telah menyelesaikan pendidikan tingkat menengah pertama di MTsN Sumenep. Tahun 2013 penulis telah menyelesaikan pendidikan di SMAN 2 Sumenep. Pada tahun 2016, penulis mampu menyelesaikan pendidikan Diploma di Program Studi D3 Metrologi dan

Instrumentasi, Jurusan Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Dan alhamdulillah pada tahun 2018, penulis mampu menyelesaikan pendidikan Sarjana di Program Studi S1 Teknik Fisika, Departemen Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya Penulis dapat dihubungi melalui email [bereltoriki11@gmail.com](mailto:bereltoriki11@gmail.com).