



TUGAS AKHIR TF 181801

**RANCANG BANGUN SISTEM KONTROL
KECEPATAN PADA *SPARK IGNITION ENGINE*
KENDARAAN BERMOTOR BERBAHAN BAKAR
BIOGAS MENGGUNAKAN METODE PID**

Achmad Bennarivo
NRP 02311745000053

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
2019



TUGAS AKHIR TF 181801

**RANCANG BANGUN SISTEM KONTROL
KECEPATAN PADA *SPARK IGNITION ENGINE*
KENDARAAN BERMOTOR BERBAHAN BAKAR
BIOGAS MENGGUNAKAN METODE PID**

**Achmad Bennarivo
NRP 02311745000053**

**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
2019**



FINAL PROJECT TF 181801

***DESIGN OF SPEED CONTROL SYSTEM IN
SPARK IGNITION ENGINE MOTOR VEHICLES
BASED ON BIOGAS FUEL USING PID METHOD***

**Achmad Bennarivo
NRP 02311745000053**

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

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

***DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2019***

PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini

Nama : AchmadBennarivo
NRP : 02311745000053
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 “RANCANG BANGUN SISTEM KONTROL KECEPATAN PADA *SPARK IGNITION ENGINE* KENDARAAN BERMOTOR BERBAHAN BAKAR BIOGAS 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, 16 Juli 2019



Yang membuat
pernyataan,

Achmad Bennarivo

**RANCANG BANGUN SISTEM KONTROL KECEPATAN
PADA SPARK IGNITION ENGINE KENDARAAN
BERMOTOR BERBAHAN BAKAR BIOGAS
MENGUNAKAN METODE PID**

TUGAS AKHIR

Oleh:

Achmad Bennarivo

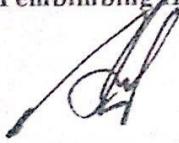
NRP : 02311745000053

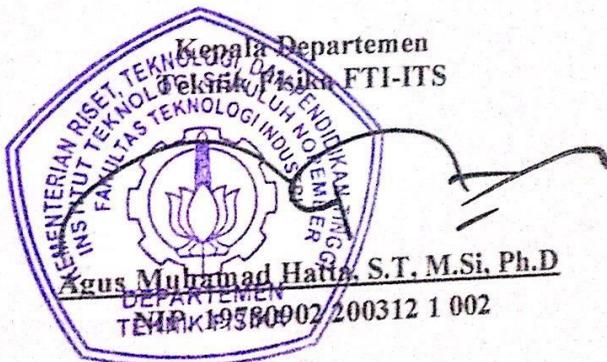
Surabaya, 16 Juli 2019

Mengetahui/Menyetujui
Pembimbing I

Mengetahui/Menyetujui
Pembimbing II


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


Arief Abdurrahman, ST., M.T.
NIP. 19870712 201404 1 002



**RANCANG BANGUN SISTEM KONTROL KECEPATAN
PADA SPARK IGNITION ENGINE KENDARAAN
BERMOTOR BERBAHAN BAKAR BIOGAS
MENGUNAKAN METODE PID**

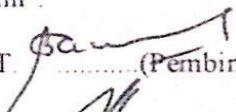
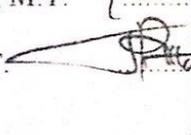
TUGAS AKHIR

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

Oleh:

Achmad Bennarivo
NRP. 02311745000053

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Bambang Lelono W., S.T., M.T.  (Pembimbing I)
2. Arief Abdurrakhman, S.T., M.T.  (Pembimbing II)
3. Ir. Ya'umar, M.T.  (Ketua Penguji)
4. Dr. Katherin Indriawati, S.T., M.T.  (Penguji I)
5. Iwan Cony Setiadi, S.T., M.T.  (Penguji II)

**SURABAYA
Juli 2019**

**RANCANG BANGUN SISTEM KONTROL KECEPATAN
PADA *SPARK IGNITION ENGINE* KENDARAAN
BERMOTOR BERBAHAN BAKAR BIOGAS
MENGUNAKAN METODE PID**

Nama Mahasiswa : Achmad Bennarivo
NRP : 02311745000053
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

Pada umumnya sepeda motor yang digunakan di Indonesia menggunakan tipe *spark ignition engine* berbahan bakar *gasoline*. Namun ketersediaan *gasoline* yang tidak dapat diperbarui, memerlukan bahan bakar alternatif lainnya seperti biogas hasil dari limbah peternakan yang mudah didapatkan. Pada Tugas Akhir ini, dilakukan perancangan sebuah sistem kontrol kecepatan pada *spark ignition engine* kendaraan bermotor menggunakan bahan bakar biogas dengan metode PID. Setelah dilakukan analisis dan pengujian pada sistem simulasi, didapatkan respon kecepatan yang stabil dengan nilai *maximum overshoot* rata-rata di bawah 1 % dan nilai *error* dibawah 2 % pada setiap nilai *set point* 400-900 rpm. Selain itu, didiapatkan nilai parameter PID dengan $K_p = 120$, $K_i = 0,1$, dan $K_d = 15,2$. Serta didapatkan hasil data uji yang di mana Semakin tinggi kecepatan yang dihasilkan oleh *spark ignition engine* kendaran bermotor, maka *flowrate* udara dan bahan bakar akan meningkat. Untuk kecepatan maksimum yaitu 900 rpm didapatkan *flowrate* udara sebesar 2,8453 L/min, dan *flowrate* biogas sebesar 0,1651 L/min. Sedangkan untuk kecepatan minimum didapatkan *flowrate* udara 2,8453 L/min, dan *flowrate* biogas 0,0392 L/min.

Kata kunci : *spark ignition engine*, AFR, kecepatan, *mass flowrate*, *error*, *overshoot*

**DESIGN OF SPEED CONTROL SYSTEM IN SPARK
IGNITION ENGINE MOTOR VEHICLES BASED ON
BIOGAS FUEL USING PID METHOD**

Student Name : Achmad Bennarivo
NRP : 02311745000053
Study Program : S1 Engineering Physic
Major : Engineering Physic FTI-ITS
Supervisor I : Dr. Bambang L. Widjiantoro, S.T., M.T
Supervisor II : Arief Abdurrakhman, S.T., M.T.

Abstract

In general, motorbikes used in Indonesia use a gasoline ignition spark type engine. But the availability of gasoline that cannot be renewed requires other alternative fuels such as biogas that is easily obtained from livestock waste. In this Final Project, a speed control system for a spark ignition engine for motorized vehicles is used to design biogas using the PID method. After analysis and testing on the simulation system, we found a stable speed response with a maximum overshoot value under of 1% and an error value below 2% for each set point value of 400-900 rpm. In addition, PID parameter values were obtained with $K_p = 120$, $K_i = 0.1$, and $K_d = 15.2$. As well as the results of test data obtained where the higher the speed produced by the spark ignition engine motorized vehicle, the air and fuel flowrate will increase. For the maximum speed of 900 rpm the air flowrate is 2.8453 L / min, and the biogas flowrate is 0.1651 L / min. As for the minimum speed, the air flowrate is 2.8453 L / min, and the biogas flowrate is 0.0392 L / min

Keyword : spark ignition engine, AFR, speed, mass flowrate, error, overshoot

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT penulis panjatkan karena atas rahmat dan hidayahNya penulis dapat menyelesaikan laporan Tugas Akhir yang berjudul **“Rancang Bangun Sistem Kontrol Kecepatan Pada Spark Ignition Engine Kendaraan Bermotor Berbahan Bakar Biogas Menggunakan Metode 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. Papa dan Mama di rumah yang senantiasa mendoakan.
3. Agus Muhamad Hatta, ST.,M.Si.,Ph.d selaku Ketua Departemen 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. Mohammad Berel Toriki, S.T. yang telah banyak memberikan masukan dan saran.
8. Teman – teman Lintas Jalur S1 Teknik Fisika FTI-ITS angkatan 2017.
9. Teman – teman D3 Teknik Instrumentasi angkatan 2016.
10. Aisa Indra Wahyuni A.Md yang selalu menyemangati dan mendoakan.
11. 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, 16 Juli 2019

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME	ii
LEMBAR PENGESAHAN I	iii
LEMBAR PENGESAHAN II	iv
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Tujuan	3
1.4. Batasan Masalah	3
BAB II TEORI PENUNJANG	
2.1. Dasar kerja motor empat langkah	5
2.2. <i>Ratio Control</i>	9
2.3. Biogas	10
2.4. Pengendali Proporsional (P)	12
2.5. Pengendali Integral (I)	13
2.6. Pengendali Derivatif (D)	14
2.7. Metode <i>tuning</i> kontroler PID dengan aturan <i>ZieglerNichols</i>	16
2.8. Metode Kurva Osilasi	17
2.9. Metode <i>tuning</i> kontroler PID <i>trial and error</i>	18
2.10. Definisi dan spesifikasi dari respon <i>transien</i>	18
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1. Alur penelitian	21
3.2. Pengambilan data	22
3.3. Perhitungan rasio pembakaran, <i>mass flowrate</i>	

Biogas, AFR, dan pemodelan matematis	22
3.4. Pemodelan matematis	23
3.5. Perancangan sistem kontrol kecepatan pada <i>spark ignition engine</i> kendaraan bermotor berbahan bakar biogas dengan kontrol PID	31

BAB IV PENGUJIAN DAN ANALISIS HASIL SIMULASI

4.1. pengujian Sistem	33
4.2. Pengujian <i>Control Valve</i> (Servo 148243)	43
4.3. Uji sistem kontrol kecepatan dengan perubahan nilai <i>Air Fuel Ratio</i>	44
4.4. Menguji Performansi dengan <i>dyno test</i>	50
4.5. Perbandingan hasil torsi pada <i>dyno test</i> dan simulasi.	50

BAB V PENUTUP

5.1. Kesimpulan	51
5.2. Saran	51

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BIODATA PENULIS

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Prinsip kerja motor empat langkah	5
Gambar 2.2.	Dasar mekanik motor bakar piston	6
Gambar 2.3.	Skema perubahan energi motor bakar torak	7
Gambar 2.4.	Grafik perbandingan daya dan konsumsi bahan bakar	9
Gambar 2.5.	<i>Typical ratio control architecture applied to main flow Y1</i>	9
Gambar 2.6.	Ratio control using a ratio station (RS) applied to setpoint r_1	10
Gambar 2.7.	<i>Plant</i> Biogas	11
Gambar 2.8.	Diagram blok pengendali <i>proportional</i>	12
Gambar 2.9.	Diagram Blok Pengendali <i>Integral</i>	13
Gambar 2.10.	Diagram Blok Pengendali <i>Derivative</i>	14
Gambar 2.11.	Diagram Blok Pengendali PID	15
Gambar 2.12.	Osilasi Dengan Periode Pcr	17
Gambar 2.13.	Kurva Respon Dari <i>Input Unit Step</i>	20
Gambar 3.1.	<i>Flowchart</i> Metodologi Penelitian	21
Gambar 3.2.	Diagram Blok Pengendali PID	24
Gambar 3.3.	<i>Inputs, State and Output of Intake Air System</i>	28
Gambar 3.4.	Diagram blok sistem kontrol kecepatan <i>spark ignition engine</i> pada kendaraan bermotor	32
Gambar 4.1.	Respon Sistem Pada Saat <i>Open Loop</i>	34
Gambar 4.2.	Respon Sistem Pada Saat <i>Close Loop</i>	35
Gambar 4.3.	Grafik respon sistem kontrol kecepatan dengan uji <i>tracking set point</i> turun 50 %	37
Gambar 4.4.	Grafik respon sistem kontrol kecepatan dengan uji <i>tracking set point</i> naik 50 %	38
Gambar 4.5.	Grafik respon sistem kontrol kecepatan dengan uji <i>tracking set point</i> naik 10 %	39
Gambar 4.6.	Grafik respon sistem kontrol kecepatan dengan uji <i>tracking set point</i> turun 10 %	40
Gambar 4.7.	Grafik hubungan kecepatan dengan <i>flowrate</i> biogas	41
Gambar 4.8.	Grafik hubungan kecepatan dengan	

	flowrate udara	34
Gambar 4.9.	Hasil pengujian <i>control valve</i> dengan sinyal masukan 5 volt	43
Gambar 4.10	Grafik respon sistem dengan uji kenaikan nilai AFR 10 %	44
Gambar 4.11.	Grafik respon sistem dengan uji kenaikan nilai AFR 20 %	46
Gambar 4.12.	Grafik respon sistem dengan uji penurunan nilai AFR 10 %	47
Gambar 4.13.	Grafik respon sistem dengan uji penurunan nilai AFR 20 %	48
Gambar 4.14.	Grafik perbandingan hasil kecepatan dan <i>torque</i> antara bahan bakar <i>gasoline</i> dan biogas.	49
Gambar 4.15	Grafik Perbandingan hasil kecepatan dan <i>Torque</i> antara Bahan bakar <i>dyno test</i> dan simulasi	50

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Aturan <i>Tuning</i> Metode Kedua <i>Ziegler-Nichols</i> Berdasarkan <i>Gain</i> Kritis K_{cr} dan Periode Kritis P_{cr}	17
Tabel 3.1	Parameter Utama Pada <i>Engine</i>	27
Tabel 3.2	Karakteristik Udara dan Bahan Bakar	27
Tabel 4.1	Karakteristik Respon Sistem <i>Close Loop</i>	35
Tabel 4.2	Nilai <i>Error</i> Setiap <i>Set Point</i>	36
Tabel 4.3	Karakteristik Respon Kecepatan Saat Uji <i>Tracking Set Point</i> Turun 50%	37
Tabel 4.4	Karakteristik Respon Kecepatan Saat Uji <i>Tracking Set Point</i> Naik 50 %	38
Tabel 4.5	Karakteristik Respon Kecepatan Saat Uji <i>Tracking Set Point</i> Naik 10 %	39
Tabel 4.6	Karakteristik Respon Kecepatan Saat Uji <i>Tracking Set Point</i> Turun 10 %	40
Tabel 4.7	Nilai <i>Mass Flowrate</i> Udara dan Biogas Pada Setiap Perubahan kecepatan	41
Tabel 4.8	Karakteristik Respon Saat Terjadi Kenaikan AFR 10 %	45
Tabel 4.9	Karakteristik Respon Saat Terjadi Kenaikan AFR 20 %	45
Tabel 4.10	Karakteristik Respon Saat Terjadi Penurunan AFR 10 %	47
Tabel 4.11	Karakteristik Respon Saat Terjadi Penurunan AFR 20 %	48

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Sepeda motor merupakan kendaraan umum yang banyak digunakan oleh masyarakat Indonesia. Menurut data dari Badan Pusat Statistik, jumlah pengendara sepeda motor pada tahun 2017 berkisar lebih dari 113 juta pengguna.[9] bahan bakar yang digunakan sepeda motor umumnya adalah bahan bakar fosil atau gasoline. Semakin bertambahnya pengguna sepeda motor setiap tahunnya, maka akan semakin besar permintaan atau stok bahan bakar fosil yang dibutuhkan. Namun bahan bakar fosil ini memiliki keterbatasan yang suatu saat nanti bisa habis. 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]

Menurut 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.[3] Dalam 1 kg kotoran ternak sapi/kerbau menghasilkan 0,023 – 0,040 m³ biogas[4]. Sehingga nilai maksimal potensi biogas dari kotoran sapi adalah sebesar 14,16 juta m³/hari. Metana sebesar 9,912 juta m³/hari dan CO₂ sebesar 4,248 juta m³/hari. Dengan kata lain, dalam waktu setahun Indonesia akan menyumbang CO₂ sebesar 1,55 milyar m³ atau setara 2,77 juta ton per tahun dan metana sebesar 3,617 milyar m³ atau setara 6,466 juta ton per tahun. Efek gas rumah kaca pada gas metana setara dengan 21 kali CO₂. Artinya dengan adanya sumbangan gas metana ini, akan setara dengan CO₂ sebesar 135,8 juta ton per tahun, dan jika ditotal Indonesia akan menyumbang CO₂ 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.

Sehingga dilakukan terobosan bahan bakar sepeda motor menggunakan biogas yang merupakan energi terbarukan yang mudah didapat dan diolah. Biogas merupakan jenis bahan bakar yang memiliki nilai oktan yang tinggi sehingga dapat dengan mudah digunakan pada *Spark Ignition (SI) Engine* kendaraan bermotor. [12] Namun untuk menjadi bahan bakar bersih untuk mesin sepeda motor yang nota bene merupakan jenis mesin *Spark Ignition (SI) Engine*, biogas memiliki suhu penyalaaan otomatis yang lebih tinggi, sehingga, kesulitan dalam penyalaaan mesin SI. Karena memiliki indeks anti-ketukan yang lebih tinggi, mesin SI yang berbahan bakar biogas dapat memiliki rasio kompresi (CR) yang tinggi, yang meningkatkan efisiensi termal mesin.[10]

Namun hal tersebut bisa diatasi dengan cara untuk mempertahankan CR (*Compression Ratio*) yang akurat, rasio bahan bakar, udara, dan waktu penyalaaan untuk mesin berbahan bakar biogas untuk mencapai emisi rendah dan efisiensi konversi bahan bakar terbaik yang dioperasikan dalam mode SI (*Spark Ignition*).[11]

Maka dalam Tugas Akhir ini akan dibuat “Rancang Bangun Sistem Kontrol Kecepatan Pada *Spark Ignition Engine* Kendaraan Bermotor Berbahan Bakar Biogas Menggunakan Metode PID” yang diharapkan dapat menjaga stabilitas dari rasio bahan bakar dan udara yang masuk ke mesin sepeda motor, sehingga dapat dicapai kecepatan yang telah diatur atau diinginkan.

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 Kecepatan pada *spark ignition engine* kendaraan bermotor berbahan bakar biogas?
2. Bagaimana menentukan hubungan antara kecepatan *spark ignition engine* kendaraan bermotor dengan *mass flowrate* udara dan bahan bakar ?

1.3. Tujuan

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

1. Merancang dan mensimulasikan sistem kontrol Kecepatan pada *spark ignition engine* kendaraan bermotor berbahan bakar biogas.
2. Menentukan hubungan antara kecepatan *spark ignition engine* kendaraan bermotor dengan *mass flowrate* udara dan biogas.

1.4. Batasan Masalah

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

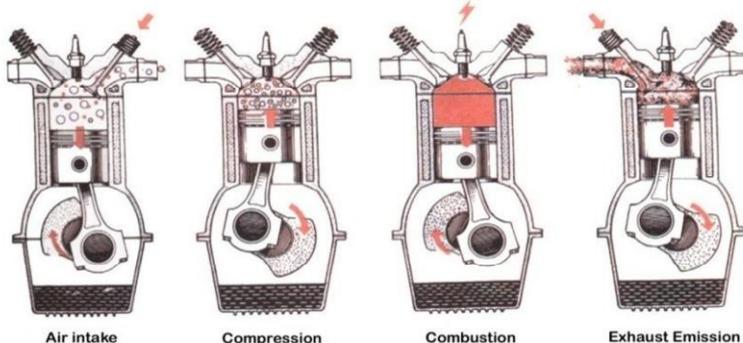
1. Kandungan metan dalam biogas diasumsikan sebesar 60% - 65%.
2. Biogas yang digunakan adalah hasil purifikasi, sehingga yang digunakan untuk pembakaran adalah gas metana yang terkandung dalam biogas.
3. Nilai *flowrate* biogas dan udara diatur sesuai dengan rasio perbandingan yang didapatkan.
4. *Range* kecepatan yang digunakan pada tugas akhir ini yaitu 400 rpm sampai 900 rpm.
5. Pada tugas akhir ini hanya dilakukan simulasi tidak pada *real plan*.
6. Jenis *engine* yang digunakan adalah *spark ignition engine* 4 langkah.

Halaman Ini sengaja dikosongkan

BAB II TEORI PENUNJANG

2.2 Dasar Kerja Motor Empat Langkah

Motor empat langkah adalah motor yang setiap siklus kerjanya diselesaikan dalam empat kali gerak bolak balik langkah piston atau dua kali putaran poros engkol (*crank shaft*). Langkah piston adalah gerak piston tertinggi/teratas disebut titik mati atas (TMA) sampai yang terendah/terbawah disebut titik mati bawah (TMB). Sedangkan siklus kerja adalah rangkaian proses yang dilakukan oleh gerak bolak-balik translasi torak (*piston*) yang membentuk rangkaian siklus tertutup. Proses siklus motor empat langkah dilakukan oleh gerak torak (*piston*) dalam silinder tertutup, yang bekerja sesuai dengan pengaturan gerak katup atau mekanisme katup pada katup isap dan katup buang.[5]



Gambar 2.1. Prinsip kerja motor empat langkah^[5]

Langkah kerja motor empat langkah adalah langkah isap, langkah kompresi, langkah kerja dan langkah buang, lebih jelasnya dapat diuraikan sebagai berikut:[5]

1. Langkah Isap

Torak (*piston*) bergerak dari titik mati atas (TMA) menuju titik mati bawah (TMB). Katup isap dibuka dan katup buang ditutup, sehingga tekanan di dalam silinder menjadi tekanan

rendah atau vacuum selanjutnya campuran udara dan bahan bakar terisap masuk melalui katup isap untuk mengisi ruang silinder.

2. Langkah Kompresi

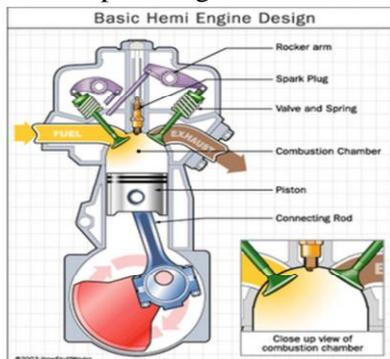
Torak (*piston*) bergerak dari titik mati bawah (TMB) menuju titik mati atas (TMA). Katup isap dan katup buang ditutup. Pada proses ini campuran bahan bakar dan udara ditekan atau kompresi, akibatnya tekanan dan temperaturnya naik sehingga akan memudahkan proses pembakaran.

3. Langkah Kerja

Torak (*piston*) bergerak dari titik mati atas (TMA) menuju titik mati bawah (TMB). Katup isap dan katup buang masih ditutup. Sesaat piston menjelang titik mati atas busi pijar menyalakan percikan api seketika campuran bahan bakar dan udara terbakar secara cepat berupa ledakan. Dengan terjadinya ledakan menghasilkan tekanan sangat tinggi untuk mendorong piston ke bawah, sebagai tenaga atau usaha yang dihasilkan mesin.

4. Langkah Buang

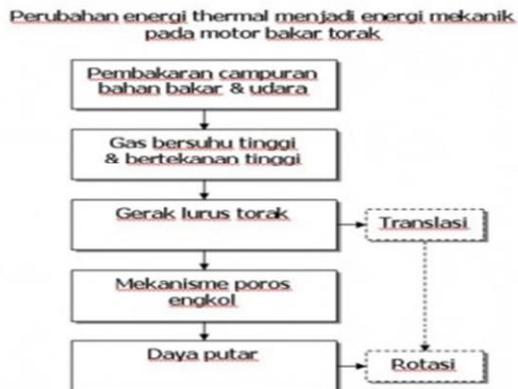
Torak (*piston*) bergerak dari titik mati bawah (TMB) menuju titik mati atas (TMA). Katup isap ditutup dan katup buang dibuka. Pada langkah/proses ini gas-gas bekas pembakaran didorong torak (*piston*) ke atas sampai TMA selanjutnya dibuang melewati katup buang. Dalam satu siklus kerja motor, poros engkol berputar dua kali putaran atau empat kali gerak bolak-balik torak. [5]



Gambar 2.2 Dasar mekanik motor bakar piston[5]

Prinsip kerja motor bensin adalah mesin yang bekerja memanfaatkan energi dari hasil gas panas hasil proses pembakaran, dimana proses pembakaran berlangsung di dalam silinder mesin itu sendiri sehingga gas pembakaran sekaligus berfungsi sebagai fluida kerja menjadi tenaga atau energi panas. Motor bakar torak (*piston*) mempergunakan satu atau lebih silinder dimana terdapat piston yg bergerak bolak-balik atau gerak translasi yang diubah menjadi gerak putar atau rotasi poros engkol (*crank shaft*).

Di dalam silinder terjadi proses pembakaran bahan bakar + oksigen dari udara menghasilkan gas pembakaran bertekanan sangat tinggi. Gas hasil pembakaran sebagai gas kerja yang dapat menggerakkan piston dan diteruskan ke batang penghubung piston (*connecting rod*) dan dihubungkan dengan poros engkol (*crank shaft*). Gerak bolak-balik translasi torak (*piston*) menyebabkan gerak rotasi pada poros engkol dan sebaliknya, gerak rotasi poros engkol menimbulkan gerak translasi pada torak/piston.^[5]



Gambar 2.3. Skema perubahan energi motor bakar torak[5]

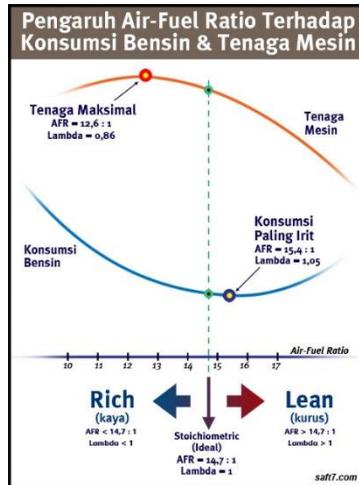
Langkah / stroke adalah jarak gerak piston dari Titik Mati Atas (TMA) menuju Titik Mati Bawah (TMB) atau sebaliknya. Agar motor dapat bekerja maksimal, syarat yang harus dipenuhi adalah dapat mengisap bahan bakar (campuran bensin dan udara) masuk ke dalam ruang silinder secara maksimal. Menaikkan

tekanan silinder atau kompresi gas campuran bensin & udara agar diperoleh tekanan kompresi tinggi.[4]

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* (λ) [6]. Secara umum terdapat 4 macam nilai *lambda* (λ) yang dihasilkan pada proses pembakaran *Spark Ignition Engine* yaitu :[6]

- $\lambda = 1$ 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.

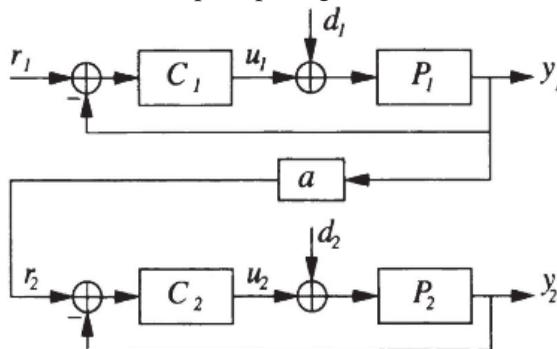
Berikut ini adalah grafik perbandingan daya dan konsumsi bahan bakar.



Gambar 2.4. Grafik perbandingan daya dan konsumsi bahan bakar[5]

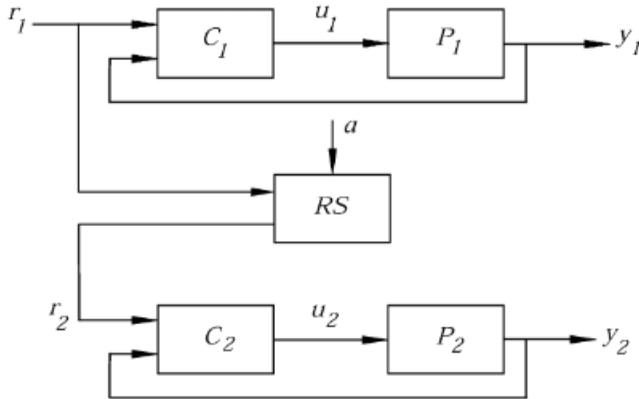
2.2 Ratio Control

Ratio control merupakan suatu algoritma kontrol yang digunakan untuk mengatur perbandingan antara 2 fluida atau lebih yang dalam hal ini adalah bahan bakar (biogas) dan udara supaya didapatkan pembakaran sempurna. Pada tugas akhir ini diagram blok sistem kontrol rasio bahan bakar dan udara menggunakan metode *Ratio Station* seperti pada gambar berikut.



Gambar 2.5. Typical ratio control architecture applied to main flow Y_1 [8]

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 $r_2(t) = ay_1(t)$. [8]

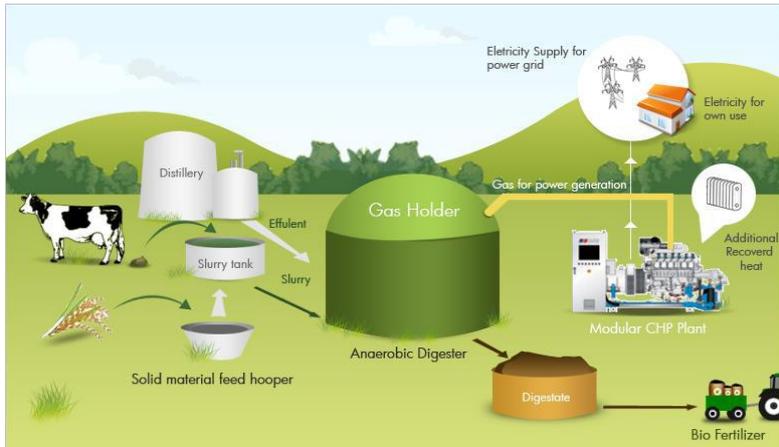


Gambar 2.6. Ratio control using a ratio station (RS) applied to setpoint r_1 [8]

2.3 Biogas

Biogas mulai dikembangkan sejak abad 17 tepatnya di negara Perancis. Biogas sendiri merupakan gas yang dihasilkan dari proses penguraian bahan-bahan organik dalam kondisi anaerobik atau bisa disebut minim oksigen. Bahan-bahan organik tersebut antara lain dapat berupa daun-daun yang telah membusuk, kotoran manusia, kotoran ternak, dan masih banyak lagi selama masih tergolong bahan organik. Akan tetapi kotoran manusia sangat sulit untuk dijadikan biogas karena manusia merupakan makhluk yang memakan segala macam makanan tidak hanya satu jenis makanan saja. Di Indonesia bahan organik untuk biogas yang paling banyak digunakan adalah dari kotoran hewan karena masih banyaknya peternakan. Selain itu sebab lain di Indonesia menggunakan kotoran ternak adalah ternak merupakan makhluk yang hanya memakan satu jenis makanan saja, seperti tumbuh-tumbuhan. Sehingga potensi peternakan di Indonesia selain untuk kebutuhan

pangan, juga bisa untuk pengembangan sumber daya terbarukan seperti biogas.



Gambar 2.7. *Plant biogas*[7]

Biogas merupakan gas yang sangat mudah terbakar. Unsur-unsur utama biogas diantaranya metana (CH_4), karbon dioksida (CO_2), beberapa unsur lain seperti amonia (NH_3), hidrogen sulfida (H_2S), karbon monoksida (CO), hidrogen (H_2), nitrogen (N_2), dan oksigen (O_2). Komposisi biogas yang dihasilkan dari pencernaan anaerobik biasanya sekitar 60 - 70 % CH_4 , sekitar 30 - 40% CO_2 , kurang dari 1% N_2 , dan sekitar 10 - 2000 ppm H_2S (Osorio & Torres, 2009). Biogas mudah terbakar karena kandungan gas metana didalamnya. Gas metana memiliki nilai kalor yang tinggi. Untuk gas metan murni (100%) mempunyai nilai kalor 8900 Kkal/ m^3 . Ketika dibakar 1 ft^3 gas bio menghasilkan sekitar 10 BTU (2,52 Kkal) energi panas per persentase komposisi metan.

Biogas memiliki berbagai keunggulan dibanding dengan bahan bakar lain. Biogas lebih ramah lingkungan karena tidak seperti bahan bakar dari fosil yang jika dilakukan pembakaran menghasilkan gas CO_2 . Sampah-sampah organik yang dibiarkan membusuk bisa menjadi gas metana yang berbahaya jika langsung lepas ke udara, sehingga dengan pemanfaatannya sebagai biogas bisa menekan polusi udara yang ditimbulkan oleh gas metana.

Selain itu, dengan memanfaatkan kotoran hewan peternakan sebagai biogas, otomatis dapat menambah penghasilan para peternak atau bisa mensejahterakan hidup para peternak dengan memanfaatkan biogas tersebut sendiri. [7]

2.4 Pengendali Proporsional (P)

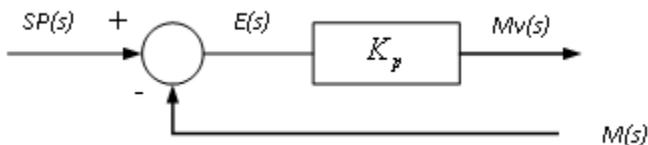
Pengendali proporsional memiliki 2 parameter utama yaitu pita proporsional (*proportional band*) dan konstanta *proporsional*. Sistem kerja kontroler ditunjukkan oleh pita proporsional, sedangkan faktor faktor penguatan terhadap nilai *error* ditunjukkan oleh konstanta proporsional K_p . Berikut adalah persamaan yang menunjukkan hubungan antara pita *proporsional* (*PB*) dengan konstanta *proporsional* (K_p): [12]

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

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

$K_p = \text{Gain Proses}$

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



Gambar 2.8 Diagram blok pengendali *proportional* [12]

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

2.5 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 kontinu 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 : [12]

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

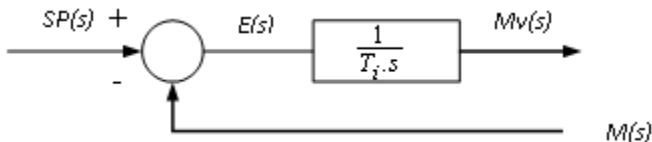
dimana,

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 2.9 Diagram blok pengendali *integral* [12]

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. [12]

2.6 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.

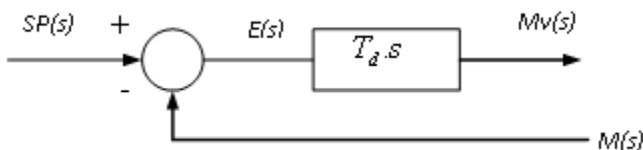
Transfer function dari kontrol *derivative* adalah sebagai berikut. [12]

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

Dimana,

$$\begin{aligned} K_C &= \text{gain} \\ e &= \text{error} \\ T_D &= \text{derivative time} \end{aligned}$$

Diagram blok pengendali differensial ditunjukkan oleh gambar 2.9 dibawah ini :

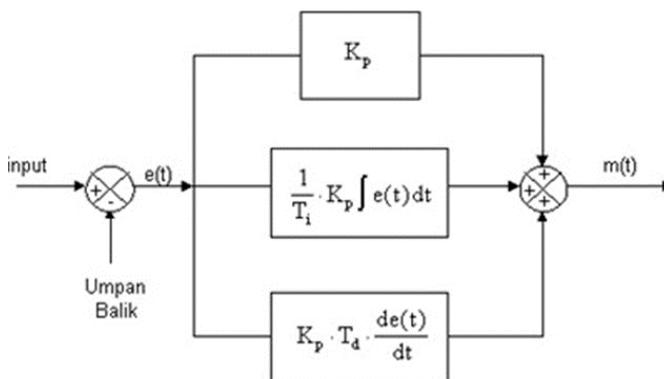


Gambar 2.10 Diagram blok pengendali *derivative* [12]

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



Gambar 2.11 Diagram blok pengendali PID[12]

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 : [12]

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

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. [12]

2.7 Metode Tuning Kontroler PID Dengan Aturan Ziegler-Nichols

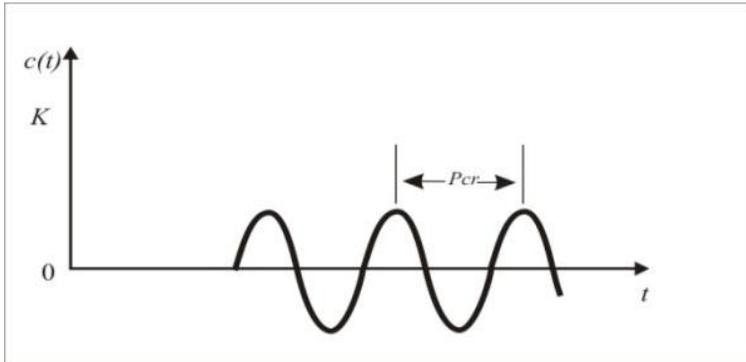
Para ahli sistem pengendalian berusaha menemukan metode-metode *tuning* parameter kontroler PID yang tidak mengandung persamaan matematik yang rumit. Untuk itu, dua orang ahli dari Amerika Serikat, Ziegler dan Nichols, memperkenalkan metode penemuannya mengenai proses *tuning* parameter kontroler PID.

Ziegler dan Nichols memperkenalkan dua metode untuk *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 2.12 Osilasi dengan periode P_{cr} . [12]

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 Zigler-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* (T_d)

Delay time merupakan waktu yang dibutuhkan respon sistem untuk mencapai setengah dari waktu pertama mencapai *set point* atau setengah dari *rise time*.

- *Rise Time* (T_r)

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* (T_p)

Peak time merupakan waktu yang dibutuhkan respon sistem untuk mencapai puncak pertama dari *overshoot*.

- *Maximum Overshoot* (M_p)

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*.

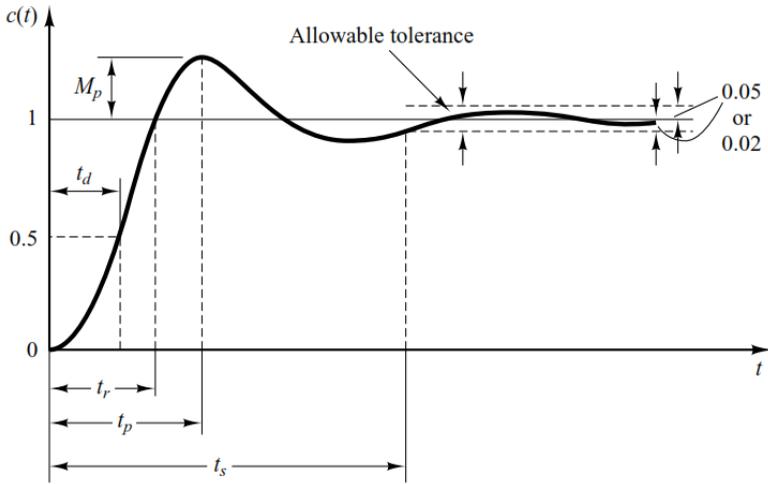
$$M_p = \frac{c(t_p) - c(\infty)}{c(\infty)} \times 100\% \quad (2.14)$$

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

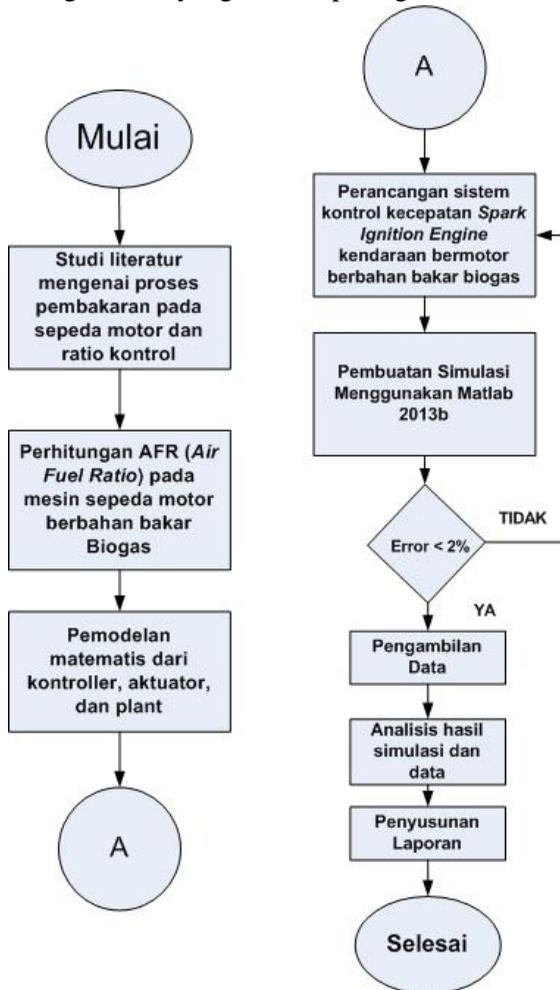


Gambar 2.13 Kurva respon dari *input unit step* [17]

BAB III METODOLOGI 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

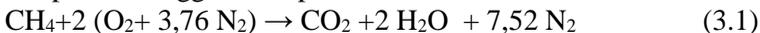
Pada tahap awal dimulai dari studi literatur yang dilakukan untuk mempelajari mengenai proses pembakaran pada mesin sepeda motor yang menggunakan jenis *spark ignition engine* dengan sistem *single fuel*, dan juga mengenai algoritma *ratio control* yang digunakan untuk mengatur laju aliran bahan bakar dan udara, sehingga didapatkan pembakaran sempurna dan menghasilkan kerja *engine* yang maksimal.

3.2. Pengambilan Data

Setelah melakukan studi literatur, selanjutnya dilakukan pengambilan data *real plant* mengenai *mass flowrate* biogas, dan *mass flowrate* udara terhadap perubahan kecepatan sepeda motor dengan *range* 400-900 rpm Sehingga akan didapatkan nilai *mass flowrate* biogas dan udara, yang dihasilkan oleh *engine* sepeda motor berbahan bakar biogas.

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

Pada bagian ini, Perhitungan nilai $AFR_{\text{stoikiometri}}$ (*Air Fuel Ratio*) digunakan untuk mengetahui perbandingan antara perbandingan antara *mass flowrate* udara dan bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar sehingga terjadi pembakaran sempurna menggunakan persamaan berikut.



$$AFR_{\text{mol}} = (2 \times 4,76) / 1 = 9,52$$

$$AFR_{\text{mass}} = 9,52 (28,97 [m_r \text{ udara}] / 16 [m_r \text{ CH}_4]) = 9,52 (1,81) = 17,23$$

Kemudian setelah mendapatkan nilai AFR tersebut, kemudian dimasukkan ke dalam persamaan berikut:

$$\frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{biogas}}} = AFR \dots \dots \dots (3.2)$$

Keterangan:

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \text{mass flowrate udara (kg/s)}$$

$$\dot{m}_{\text{biogas}} = \text{mass flowrate biogas (kg/s)}$$

Sehingga perbandingan antara udara dan bahan biogas adalah 17,23 : 1

Selain itu, untuk juga dibutuhkan pemodelan matematis dari *controller*, aktuator, sensor, serta plant. Pada tugas akhir ini *controller* menggunakan algoritma *ratio control* untuk menentukan rasio antara bahan bakar dan udara, sehingga didapatkan pembakaran sempurna pada *engine* sesuai dengan perhitungan menggunakan stoikiometri.

- Persamaan Matematis Untuk PID Kontroler :

$$mv(t) = K_p(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt}) \quad (3.3)$$

- Pemodelan Aktuator (*Valve*)

$$G_{cv}(s) = \frac{v(s)}{y(s)} = \frac{K_{cv}}{(\tau_{cv}s + 1)} \quad (3.4)$$

Data yang didapatkan dari datasheet servo 148243 adalah sebagai berikut :

Flow Action = Open

Laju max = 0,00022 (Kg/s) 0,79 (kg/h)

Laju min = 0 (0%)

Perhitungan gain (K_{cv})

Span keluaran = 180⁰

Time Konstan = 0,17 Sekon (0,17/60⁰ untuk 4,8 VDC)

Gain = $\frac{0,79-0}{5-0} = 0,158$

$$C_v = \frac{0,158}{0,17 s + 1} \quad (3.5)$$

- Pemodelan *Transmitter (Flowmeter)*

Pada tugas akhir ini *flowmeter* merupakan suatu sensor yang digunakan untuk melakukan pembacaan aliran fluida baik yang bersifat cair maupun gas. Berikut persamaan matematis untuk *transmitter (flowmeter)*.

$$\begin{aligned} & \frac{F_{Oy}(s)}{F_{Ox}(s)} \\ &= \frac{K_F}{\tau_F s + 1} \end{aligned} \quad (3.6)$$

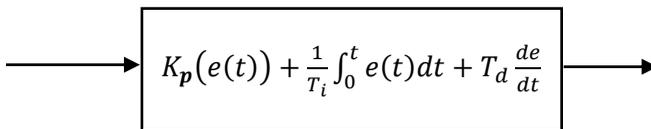
3.4 Pemodelan Matematis

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 *processs 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 K_c 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 :

$$u(s) = Kp + Ki \frac{1}{s} + Kd \frac{N}{1+N_s^1} \quad (3.7)$$

dimana,

$$u(s) \quad = \text{sinyal kontrol}$$

N	= filter koefisien
K _p	= <i>proportional gain</i>
K _i	= <i>integral gain</i>
K _d	= <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 148243. 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 3.8. [15]

$$\frac{\dot{m}_b(s)}{U(s)} = \frac{K_{cv}}{\tau_v s + 1} \quad (3.8)$$

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*

τ_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

$$K_{cv} = \frac{0,4725 - 0 \left(\frac{kg}{s} \right)}{5 - 0 \text{ (volt)}} = \frac{0,0945 \frac{kg}{s}}{\text{volt}} \quad (3.9)$$

$$\frac{\dot{m}_b(s)}{U(s)} = \frac{0,0945}{0,17s + 1} \quad (3.10)$$

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.^[16]

- *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.

$$qu(t) = C_d [1 - \cos(u)] \frac{\pi}{4} D^2 \frac{P_{in}}{\sqrt{RT_{in}}} f(P_{in}, P_{out}) \quad (3.11)$$

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]

$$f(P_{in}, P_{out}) = \begin{cases} \sqrt{k \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k+1}{k-1}}} & P_{out} \leq P_{cr} \\ \left[\frac{P_{out}}{P_{in}} \right]^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right) \frac{k-1}{k} \right]} & P_{out} \geq P_{cr} \end{cases} \quad (3.12)$$

$$P_{cr} = \left(\frac{2}{k} + 1 \right)^{\frac{k}{k+1}} P_{in} \quad (3.13)$$

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 3.1 Parameter utama pada *engine*

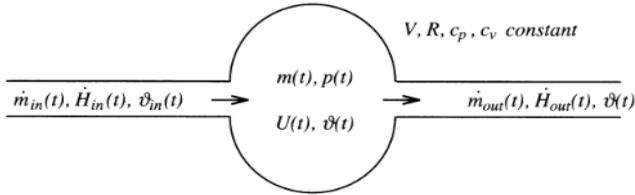
Variabel	Nilai	Satuan
Diameter <i>valve</i> (D)	0,03	m
<i>Valve discharge coefficient</i> (Cd)	0,8	-
<i>Electric efficiency</i> (η_e)	0,85	-
<i>Intake manifold volume</i> (V)	0,1	m ³
<i>Displacement Volume</i> (Vd)	0,88	m ³
<i>Generator damping</i>	0,5	Ns

Tabel 3.2 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
<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]

$$\frac{d}{dt}m(t) = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \quad (3.14)$$

$$\frac{d}{dt}U(t) = \dot{H}_{in}(t) - \dot{H}_{out}(t) \quad (3.15)$$

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

$$p(t) \cdot V = m(t) \cdot R \cdot \vartheta(t) \quad (3.16)$$

Apabila dihubungkan dengan *caloric value* [18]

$$U(t) = c_v \cdot \vartheta(t) \cdot m(t) \quad (3.17)$$

$$\dot{H}_{in}(t) = c_p \cdot \vartheta_{in}(t) \cdot \dot{m}_{in}(t) \quad (3.18)$$

$$\dot{H}_{out}(t) = c_p \cdot \vartheta(t) \cdot \dot{m}_{out}(t) \quad (3.19)$$

Substitusi persamaan (3.15) ke persamaan (3.16)

$$\frac{d}{dt}p(t) = \frac{k \cdot R}{V} [\dot{m}_{in}(t) \cdot \vartheta_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot \vartheta(t)] \quad (3.20)$$

Substitusi persamaan (3.17), (3.18), (3.19) ke persamaan (3.21)

$$\frac{d}{dt}\vartheta = \frac{\vartheta \cdot R}{p \cdot V \cdot c_v} [c_p \cdot \dot{m}_{in} \cdot \vartheta_{in} - c_p \cdot \dot{m}_{out} \cdot \vartheta - c_v(\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) \cdot \vartheta] \quad (3.22)$$

$$\frac{d}{dt}p(t) = \frac{R \cdot \vartheta(t)}{V} \cdot [\dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t)] \quad (3.23)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}P_m &= K_m(\dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao})(t) \\ &= \frac{R \cdot T_m(t)}{V_m} (\dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao})(t) \end{aligned} \quad (3.24)$$

Dimana :

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

T = Temperatur (K)

V_m = Manifold volume (m³)

\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]

$$q_{cyl} = \frac{\eta_v P_{out} V_d \omega}{2\pi NRT} \quad (3.25)$$

Dimana :

q_{cyl} = Mass flowrate udara yang masuk ke ruang bakar (kg/s)

η_v = Efisiensi Volumetrik (%)

P_{out} = Tekanan *output* dari *intake manifold* (Pa)

ω = 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]

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

$$= \frac{\eta_c \eta_v P_{out} V_d \omega H \left(\frac{F}{A} \right)}{2\pi N R T_{in}} \quad (3.26)$$

Dimana :

η_c	= Efisiensi pembakaran (%)
η_v	= Efisiensi Volumetrik (%)
η_e	= Efisiensi Elektrik <i>Generator</i> (%)
P_{out}	= Tekanan <i>output</i> dari <i>intake manifold</i> (Pa)
ω	= <i>Speed</i> (radian per menit)
R	= <i>Gas constant</i> (J/kg K)
N	= Jumlah <i>revolution per cycle</i> (2 for 4 stroke)
T	= <i>Temperature</i> (K)
F/A	= Fuel to air ratio
V_d	= <i>Displacement volume</i> (m ³)

- *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 biogas 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 kecepatan. Berikut ini persamaan torsi yang dihasilkan dari pembakaran dengan perbandingan udara dan bahan bakar sesuai dengan persamaan stoikiometri. [16]

$$\begin{aligned}\dot{\omega} &= \frac{1}{J} [(T_m - T_e) - b\omega] \\ &= \frac{1}{J} \left[\left(\frac{\eta_c \eta_v \eta_e P_{out} V_d H \left(\frac{F}{A} \right)}{2\pi N R T_{in}} - T_e \right) - b\omega \right] \quad (3.27)\end{aligned}$$

Dimana

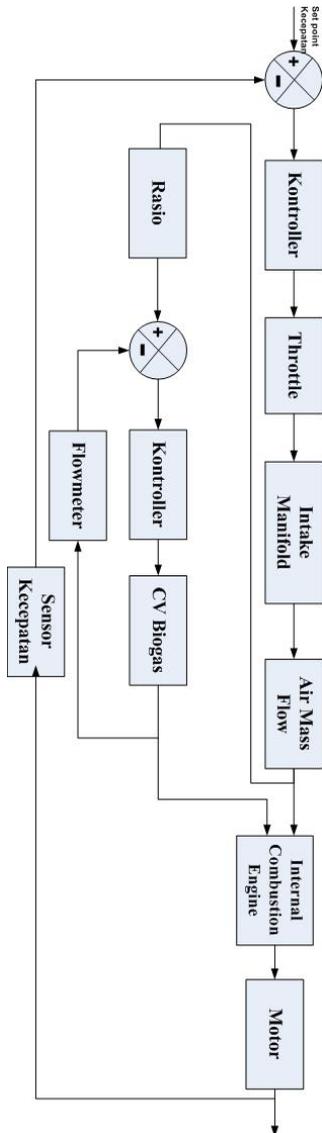
J = *Inertia*

T_m = Torsi yang dihasilkan oleh putaran engine (Nm)

T_e = Torsi elektrik atau *load* (Nm)

3.5. Perancangan Sistem Kontrol kecepatan pada *spark ignition engine* kendaraan bermotor berbahan bakar biogas dengan kontrol PID

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 kecepatan. 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.



Gambar 3.4 Diagram blok sistem kontrol kecepatan *spark ignition engine* pada kendaraan bermotor

BAB IV

PENGUJIAN DAN ANALISIS HASIL SIMULASI

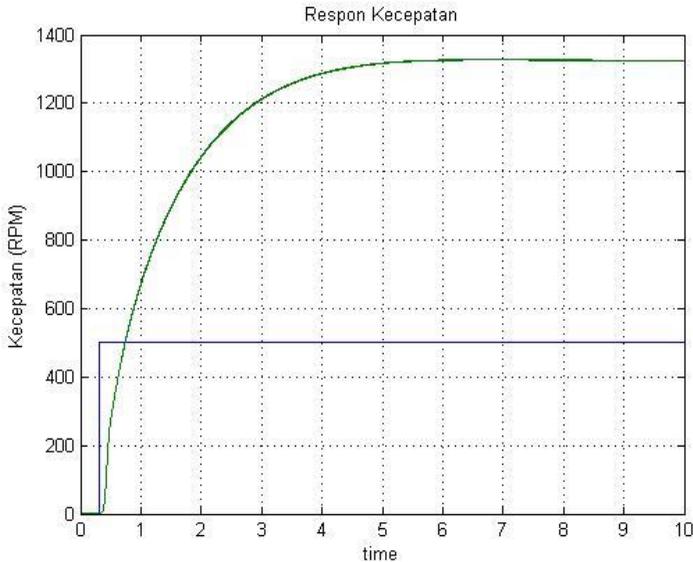
Bab IV menampilkan hasil analisis yang telah dimodelkan pada bab III. Pada bab ini terdiri dari beberapa bagian antara lain pengujian hasil simulasi untuk model matematis hubungan antara Kecepatan dan laju aliran bahan bakar, uji *open loop* untuk setiap *instrument* dan uji kestabilan untuk setiap *loop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

4.1. Pengujian Sistem

Kecepatan yang dihasilkan oleh *spark ignition engine* kendaraan bermotor merupakan *process variable* (PV) dari sistem yang telah dirancang. Sedangkan *flowrate* udara, dan biogas merupakan *manipulated variable* (MV). Untuk menentukan perbandingan antara udara, dan biogas 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 *single fuel* adalah 17,23. Berikut ini sistem pengendalian Kecepatan yang telah dirancang menggunakan *simulink* matlab 2013b.

4.1.1 Pengujian Sistem Kontrol Kecepatan Pada Saat *Open Loop*

Pengujian sistem ini merupakan pengujian pada *loop* sistem pengendalian Kecepatan atau integrasi seluruh komponen sistem secara keseluruhan. Respon dari sistem pada saat *open loop* ini diuji pada nilai *set point* 500 rpm yang ditunjukkan pada gambar 4.4 berikut.

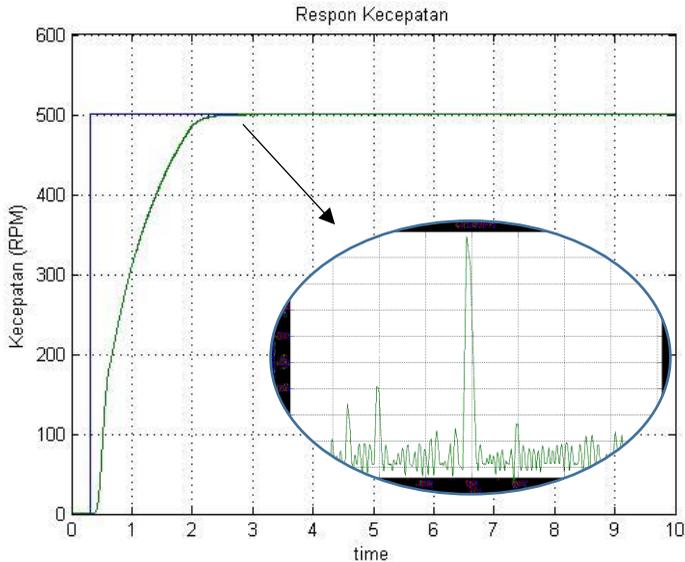


Gambar 4.1 Respon sistem pada saat *open loop*

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 4.1 diatas menunjukkan *process variable* yang dihasilkan oleh sistem tidak sesuai dengan nilai *set point* yang diberikan yaitu sekitar 390 rpm dan terus bertambah seiring bertambahnya waktu, sedangkan *set point* yang diberikan yaitu 500 rpm. Dari grafik respon sistem *open loop* tersebut menghasilkan *error* yang sangat besar yaitu sekitar 800 %.

4.1.2 Pengujian Sistem Kontrol Kecepatan Pada Saat *Closed Loop*

Pengujian sistem ini merupakan pengujian pada *loop* sistem pengendalian Kecepatan atau integrasi seluruh komponen sistem secara keseluruhan. Respon dari sistem pada saat *close loop* ini diuji pada nilai *set point* 500 rpm yang ditunjukkan pada gambar 4.2 berikut.



Gambar 4.2 Respon sistem pada saat *close loop*

Dari hasil uji sistem pada saat *close loop* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.2 diatas, dapat diketahui karakteristik respon sistem *close loop* pada tabel 4.1 berikut.

Tabel 4.1 Karakteristik Respon Sistem *Close Loop*

No.	Karakteristik respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> (T_r)	2,8 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> (M_p)	0,2%
3.	<i>Settling Time</i> (T_s)	2,8 detik
4.	<i>Delay Time</i> (T_d)	0,81 detik
5.	<i>Error Steady State</i> (E_{ss})	0,04 %

Selain didapatkan nilai dari karakteristik respon sistem *close loop*, juga didapatkan nilai *error* dari setiap nilai *set point* yaitu dari 400 rpm sampai 900 rpm. Dari pengujian tersebut didapatkan nilai *error* yang berbeda-beda pada setiap *set point* dan pembebanan yang diberikan seperti pada tabel 4.2 berikut ini.

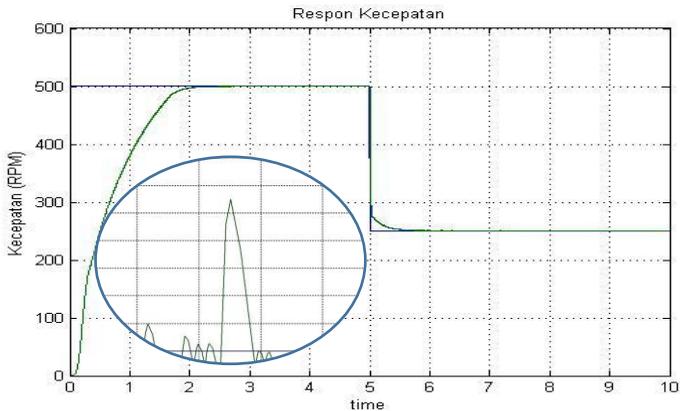
Tabel 4.2 Nilai *error* setiap nilai *set point*

No.	Kecepatan (rpm)	Error	% Error
1.	400	-0,1098	0,02745
2.	450	-0,1127	0,025044444
3.	500	-0,1964	0,03928
4.	550	-0,2283	0,041509091
5.	600	-0,2543	0,042383333
6.	650	-0,3317	0,051030769
7.	700	-0,3843	0,0549
8.	750	-0,4259	0,056786667
9.	800	-0,4911	0,0613875
10.	850	-0,5671	0,066717647
11.	900	-0,5981	0,066455556
Rata-Rata		-0,33634	0,04845

Data pada tabel 4.2 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 50 % Pada Sistem Kontrol Kecepatan

Pengujian *tracking set point* ini yaitu dengan menurunkan nilai *set point* sebesar 50 % dari *set point* awal (500 rpm). Hal ini bertujuan untuk mengetahui performa sistem kontrol apakah bisa *men-tracking set point* atau tidak. Berikut ini grafik respon sistem kontrol Kecepatan saat *tracking set point* turun.



Gambar 4.3 Grafik respon sistem kontrol kecepatan dengan uji *tracking set point* turun 50 %

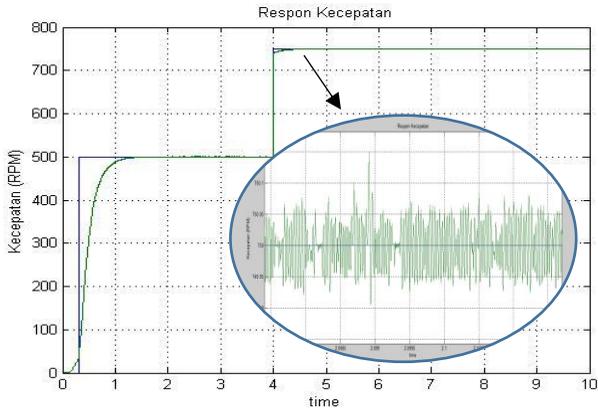
Dari hasil uji sistem pada saat *close loop* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.3 diatas, dapat diketahui karakteristik respon sistem *close loop* pada tabel 4.3 berikut.

Tabel 4.3 Karakteristik respon kecepatan saat uji *Tracking Set Point* turun 50 %

No.	Karakteristik Respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> (T_r)	3,23 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> (M_p)	0,44 %
3.	<i>Settling Time</i> (T_s)	3,23 detik
4.	<i>Delay Time</i> (T_d)	0,11 detik
5.	<i>Error Steady State</i>	0,12%

4.1.4 Uji *Tracking Set Point* Naik 50 % Pada Sistem Kontrol Kecepatan

Pengujian *tracking set point* ini yaitu dengan menaikkan nilai *set point* sebesar 50 % dari *set point* awal (500 rpm). Hal ini bertujuan untuk mengetahui performa sistem kontrol apakah bisa men-*tracking set point* atau tidak. Berikut ini grafik respon sistem kontrol Kecepatan saat *tracking set point* turun.



Gambar 4.4 Grafik respon sistem kontrol kecepatan dengan uji *tracking set point* naik 50 %

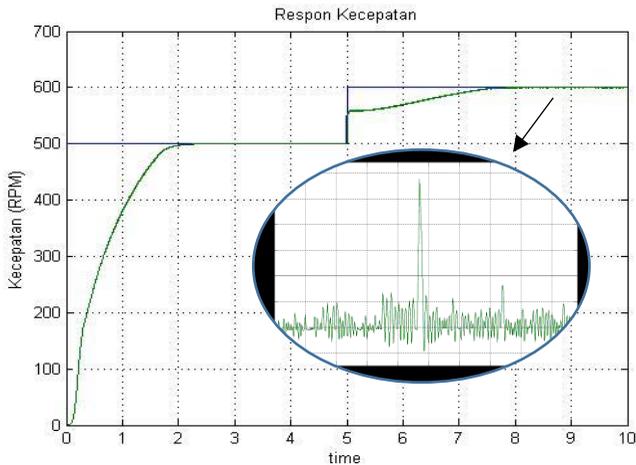
Dari hasil uji sistem pada saat *close loop* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.4 , dapat diketahui karakteristik respon sistem *close loop* pada tabel 4.4 berikut.

Tabel 4.4 Karakteristik respon kecepatan saat uji *tracking set point* Naik 50 %

No.	Karakteristik Respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> (T_r)	0,4 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> (M_p)	0,02 %
3.	<i>Settling Time</i> (T_s)	0,4 detik
4.	<i>Delay Time</i> (T_d)	0,012 detik
5.	<i>Error Steady State</i> (E_{ss})	0,021 %

4.1.5 Uji *Tracking Set Point* Naik 10 % Pada Sistem Kontrol Kecepatan

Pada pengujian *tracking set point* ini yaitu dengan menaikkan nilai *set point* sebesar 10 % dari *set point* awal (500 rpm). Hal ini bertujuan untuk mengetahui performa sistem kontrol apakah bisa *men-tracking set point* atau tidak. Berikut ini grafik respon sistem kontrol Kecepatan saat *tracking set point* naik.



Gambar 4.5 Grafik respon sistem kontrol kecepatan dengan uji *tracking set point* naik 10 %

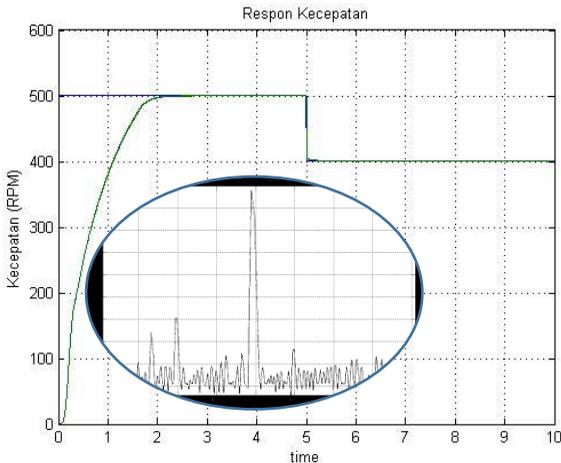
Dari hasil uji sistem pada saat *close loop* seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.5, dapat diketahui karakteristik respon sistem *close loop* pada tabel 4.5 berikut

Tabel 4.5 Karakteristik respon kecepatan saat uji *tracking set point* naik 10 %

No.	Karakteristik Respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> (T_r)	0,74 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> (M_p)	0,07 %
3.	<i>Settling Time</i> (T_s)	0,75 detik
4.	<i>Delay Time</i> (T_d)	0,187 detik
5.	<i>Error Steady State</i> (E_{ss})	0,01 %

4.1.6 Uji *Tracking Set Point Turun 10 %* Pada Sistem Kontrol Kecepatan

Pengujian *tracking set point* ini yaitu dengan menurunkan nilai *set point* sebesar 10 % dari *set point* awal (500 rpm). Hal ini bertujuan untuk mengetahui performa sistem kontrol apakah bisa *men-tracking set point* atau tidak. Berikut ini grafik respon sistem kontrol Kecepatan saat *tracking set point* turun.



Gambar 4.6 Grafik respon sistem kontrol kecepatan dengan uji *tracking set point* turun 10 %

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

Tabel 4.6 Karakteristik respon kecepatan saat uji *tracking set point* turun 10 %

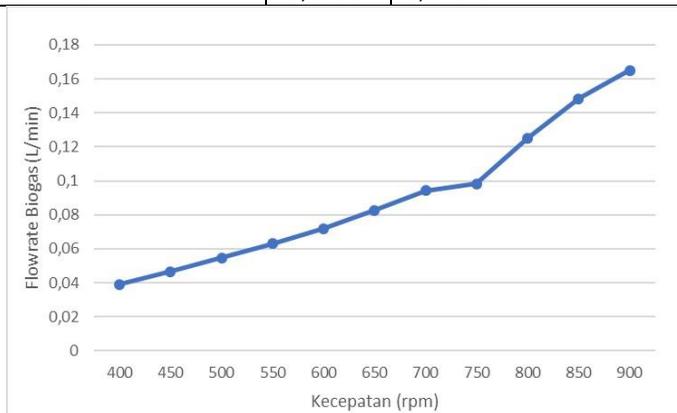
No.	Karakteristik Respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> (T_r)	0,334 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> (M_p)	0,11 %
3.	<i>Settling Time</i> (T_s)	0,8 detik
4.	<i>Delay Time</i> (T_d)	0,037 detik
5.	<i>Error Steady State</i> (E_{ss})	0,05 %

4.1.7 Perbandingan *Mass Flowrate* Udara, dan Biogas Terhadap Perubahan *Set Point* Kecepatan

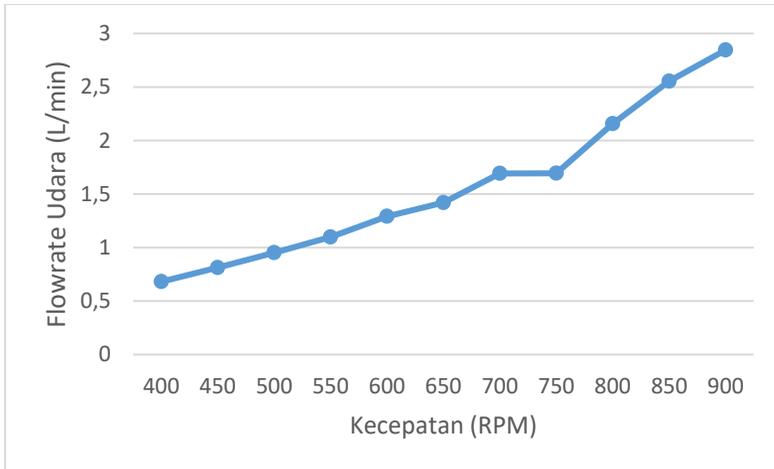
Setelah didapatkan model matematis sistem dan hasil simulasiya, maka didapatkan perbandingan antara *mass flowrate* udara, dan biogas pada setiap perubahan *set point* Berikut nilai *mass flowrate* udara, dan biogas pada setiap perubahan *set point* ditunjukkan pada tabel 4.7.

Tabel 4.7 Nilai *flowrate* udara dan biogas pada setiap perubahan kecepatan

No.	Kecepatan (rpm)	Error	% Error
1.	400	-0,1098	0,02745
2.	450	-0,1127	0,025044444
3.	500	-0,1964	0,03928
3.	550	-0,2283	0,041509091
5.	600	-0,2543	0,042383333
6.	650	-0,3317	0,051030769
7.	700	-0,3843	0,0549
8.	750	-0,4259	0,056786667
9.	800	-0,4911	0,0613875
10.	850	-0,5671	0,066717647
11.	900	-0,5981	0,066455556
Rata-Rata		-0,33634	0,04845



Gambar 4.7 Grafik hubungan kecepatan dengan *flowrate* biogas



Gambar 4.8 Grafik hubungan kecepatan dengan *flowrate* udara

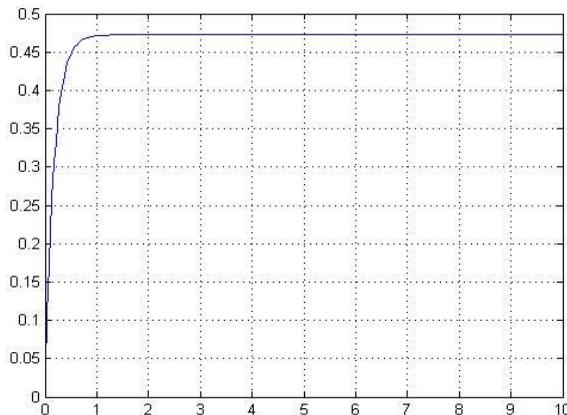
Gambar 4.7 dan gambar 4.8 merupakan hubungan antara Kecepatan dan *mass flowrate*. Semakin tinggi Kecepatan yang diinginkan maka kebutuhan terhadap udara dan bahan bakar akan meningkat. Karena *engine* membutuhkan suplai energi yang lebih besar untuk menghasilkan Kecepatan keluaran yang lebih besar pula. Dari grafik tersebut, dapat diketahui bahwa perubahan *mass flowrate* udara dan *mass flowrate* biogas tidak sama atau tidak linear pada setiap perubahan *set point* Kecepatan. Perubahan paling besar *mass flowrate* udara dan biogas yaitu saat perubahan *set point* Kecepatan 750 rpm menjadi 800 rpm dengan nilai $\Delta_{mass\ flowrate}$ sebesar 0,09843 L/min dan 0,1251 L/min. Sedangkan untuk perubahan paling kecil dari *mass flowrate* udara dan biogas yaitu saat perubahan *set point* Kecepatan 700 rpm menjadi 750 rpm dengan nilai $\Delta_{mass\ flowrate}$ sebesar 1,6926 L/min dan 1,6938 L/min.

4.2. Pengujian *Control Valve* (Servo Driven *Control Valve* 148243)

Tugas akhir ini, *control valve* yang digunakan adalah *control valve* dengan penggerak berupa *metal gear* yang diintegrasikan

dengan *Servo Driven Control Valve* 148243. Pada simulasi pengujian *control valve* ini menggunakan sinyal masukan 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*.

Untuk pengujian dengan sinyal masukan 5 volt dengan cara memasukkan nilai sebesar 5 volt pada *input* dari *transfer function* dari *control valve*. Gambar 4.9 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 0,4657 kg/s.



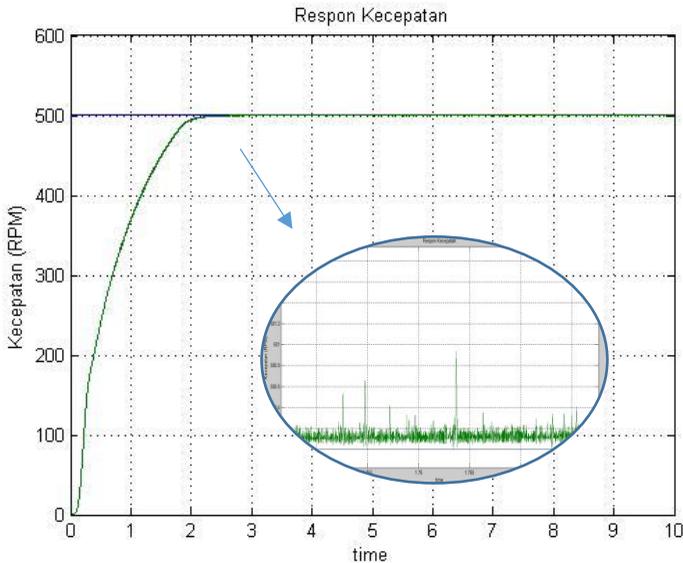
Gambar 4.9 Hasil Pengujian *Control Valve* Dengan Sinyal Masukan 5 volt

4.3 Uji Sistem Kontrol Kecepatan 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 17,23 menjadi 18,95. Dari hasil pengujian simulasi sistem ini didapatkan hasil respon seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.10 berikut.



Gambar 4.10 Grafik respon sistem dengan uji kenaikan nilai AFR 10 %

Tabel 4.8 Karakteristik respon saat terjadi kenaikan AFR 10%

No.	Karakteristik respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> (Tr)	3,265 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> (Mp)	0,18 %
3.	<i>Settling Time</i> (Ts)	3,265 detik
4.	<i>Delay Time</i> (Td)	0,5294 detik
5.	<i>Error Steady State</i> (Ess)	0,04 %

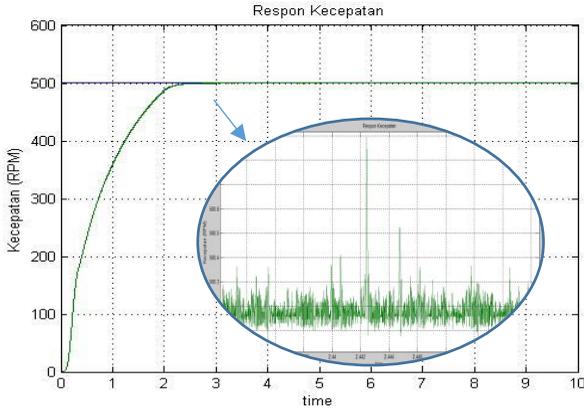
Data pada tabel 4.8 merupakan karakteristik dari respon sistem pada gambar 4.10. Dapat diketahui bahwa waktu yang dibutuhkan untuk mencapai *set point* pertama atau *rise time* (Tr) yaitu 3,265 detik, *maximum overshoot* (Mp) 0,18 %, *settling time* (Ts) sebesar 2,7738 detik, *delay time* (Td) 0,5294 detik dan *error steady state* (ESS) 0,04 %. Data pada tabel 4.10 menunjukkan bahwa respon Kecepatan yang dihasilkan oleh sistem dapat mencapai *set point* dengan waktu yang cepat dan menghasilkan *overshoot* sebesar 0,18% 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 17,23 menjadi 20,6767. Dari hasil pengujian simulasi sistem ini didapatkan hasil respon seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.9 berikut.

Tabel 4.9 Karakteristik respon saat terjadi kenaikan AFR 20%

No.	Karakteristik respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> (Tr)	2,7465 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> (Mp)	0,18 %
3.	<i>Settling Time</i> (Ts)	2,7738 detik
4.	<i>Delay Time</i> (Td)	0,5526 detik
5.	<i>Error Steady State</i> (Ess)	0,04 %

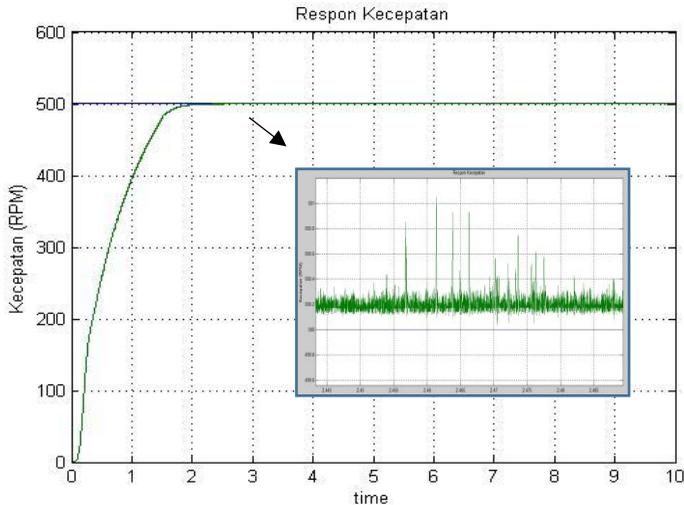


Gambar 4.11 Grafik respon sistem dengan uji kenaikan nilai AFR 20 %

Data pada tabel 4.9 merupakan karakteristik dari respon sistem pada gambar 4.11. Dapat diketahui bahwa waktu yang dibutuhkan untuk mencapai *set point* pertama atau *rise time* (T_r) yaitu 2,7465 detik, *maximum overshoot* (M_p) 0,18 %, *settling time* (T_s) sebesar 0,641 detik, *delay time* (T_d) 0,5526 detik, dan *error steady state* (ESS) 0,04 % Data pada tabel 4.9 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 sedikit lebih cepat dari pada saat nilai *Air Fuel Ratio* dinaikkan 10%. Namun memiliki *error steady state* (ESS) yang sama.

4.3.6 Pengujian Dengan Penurunan AFR 10 %

Pengujian ini dilakukan dengan cara menurunkan nilai AFR sebesar 10 % yaitu dari 17,23 menjadi 15,51. Dari hasil pengujian simulasi sistem ini didapatkan hasil respon seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.12 berikut.



Gambar 4.12 Grafik respon sistem dengan uji penurunan nilai AFR 10 %

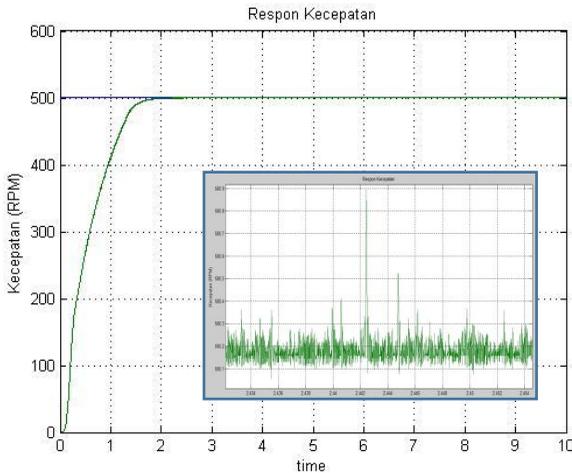
Tabel 4.10 Karakteristik respon saat terjadi penurunan AFR 10%

No.	Karakteristik respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> (T_r)	2,3406 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> (M_p)	0,22 %
3.	<i>Settling Time</i> (T_s)	2.692 detik
4.	<i>Delay Time</i> (T_d)	0,48 detik
5.	<i>Error Steady State</i> (E_{ss})	0,04 %

Data pada tabel 4.10 merupakan karakteristik dari respon sistem pada gambar 4.12. Dapat diketahui bahwa waktu yang dibutuhkan untuk mencapai *set point* pertama atau *rise time* (T_r) yaitu 0,589 detik, *maximum overshoot* (M_p) 0 %, *settling time* (T_s) sebesar 2.692 detik, *delay time* (T_d) 0,48 detik dan *error steady state* (E_{SS}) 0 %. Data pada tabel 4.10 menunjukkan bahwa respon Kecepatan yang dihasilkan oleh sistem dapat mencapai *set point* dengan waktu yang cepat dan menghasilkan *overshoot* 0 % 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 17,23 menjadi 12,048. Dari hasil pengujian simulasi sistem ini didapatkan hasil respon seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.14. Dari gambar 4.14 dapat diketahui bahwa waktu yang dibutuhkan untuk mencapai *set point* pertama atau *rise time* (T_r) yaitu 0,51 detik, *maximum overshoot* (M_p) 10,25 %, *settling time* (T_s) sebesar 0,67 detik, *delay time* (T_d) 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* (T_r), *delay time* (T_d) dan *settling time* (T_s) yang lebih cepat dari pada saat nilai *Air Fuel Ratio* diturunkan 10%.



Gambar 4.13 Grafik respon sistem dengan uji penurunan nilai AFR 20 %

Tabel 4.11 Karakteristik respon saat terjadi penurunan AFR 20%

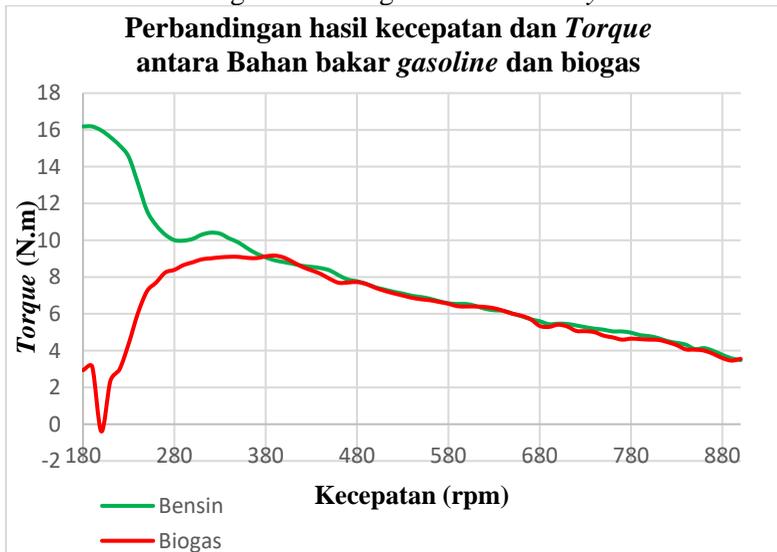
No.	Karakteristik respon	Nilai
1.	<i>Rise Time</i> (T_r)	2,22244 detik
2.	<i>Maximum Overshoot</i> (M_p)	0,24 %
3.	<i>Settling Time</i> (T_s)	2,2635 detik
4.	<i>Delay Time</i> (T_d)	0,4536 detik
5.	<i>Error Steady State</i> (Ess)	0,04 %

Dari uji perubahan nilai AFR dengan penurunan nilai dan kenaikan nilai sebesar 10% dan 20% dari AFR semula (17,23), dapat dilihat jika nilai *maximum overshoot* dan nilai *Error Steady State* (Ess) yang stabil sehingga sistem bisa dikatakan bagus meskipun mengalami perubahan nilai AFR.

Parameter controller yang digunakan pada sistem yaitu untuk controller pada *throttle* menggunakan parameter $K_p=120$; $T_i=0,1$ dan $T_d=15,2$. Sedangkan untuk controller *control valve* biogas menggunakan parameter $K_p=24,7$; $T_i=48,56$ dan $T_d=0,1232$.

4.4 Menguji Performansi dengan *dyno test*

Dyno Test merupakan uji performansi sebuah kendaraan. Pada *dyno test* ini menghasilkan nilai torsi terhadap kecepatan dari kendaraan bermotor *gasoline* yang dibandingkan dengan berbahan bakar biogas. Berikut grafik hasil dari *dyno test*:

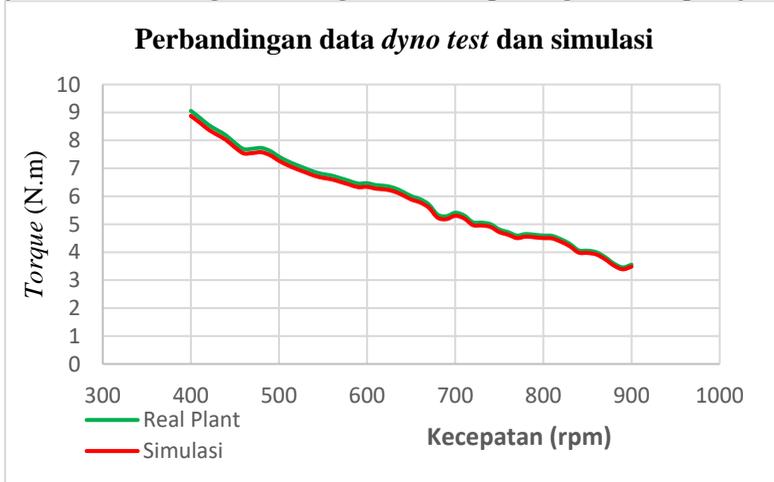


Gambar 4.14 Grafik perbandingan hasil kecepatan dan *torque* antara bahan bakar *gasoline* dan biogas.

Pada gambar 4.14 dapat dilihat jika *spark ignition engine* berbahan bakar biogas (garis warna merah), rata-rata membutuhkan torsi yang lebih rendah daripada bahan bakar *gasoline* (garis warna hijau) untuk menghasilkan suatu kecepatan. Sehingga rata-rata tenaga yang dibutuhkan oleh *spark ignition engine* berbahan bakar biogas lebih ringan daripada yang berbahan bakar *gasoline*.

4.5 Perbandingan hasil torsi pada *dyno test* dan simulasi.

Kemudian dilakukan perbandingan antara data torsi antara simulasi dan *dyno test*. *Set point* kecepatan yang dibandingkan yaitu antara 400 rpm – 900 rpm. Berikut grafik perbandingannya:



Gambar 4.15 Grafik Perbandingan hasil kecepatan dan *Torque* antara Bahan bakar *dyno test* dan simulasi

Dari gambar 4.15 dapat dilihat jika perbandingan antara data simulasi dengan *dyno test* tidak terlalu berbeda pada *set point* 400 rpm – 900 rpm sehingga sistem simulasi yang digunakan bisa dikatakan telah sesuai dengan data *real plant*.

BAB V

PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Kesimpulan yang didapatkan pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Respon kecepatan yang stabil dengan nilai *maximum overshoot* rata-rata di bawah 1% dan nilai *error* dibawah 2 % pada setiap nilai *set point* 400-900 rpm. Selain itu, didapatkan nilai parameter PID controller pada *throtlle* menggunakan $K_p = 120$, $K_i = 0,1$, dan $K_d = 15,2$. Serta parameter PID controller pada *control valve* biogas dengan $K_p = 24,7$; $T_i = 48,1$ dan $T_d = 0,1232$.
2. Kecepatan maksimum yaitu 900 rpm didapatkan *flowrate* udara sebesar 2,8453 L/min, dan *flowrate* biogas sebesar 0,1651 L/min. Sedangkan untuk kecepatan minimum didapatkan *flowrate* udara 0,6754 L/min, dan *flowrate* biogas 0,0392 L/min.
3. Nilai *Air Fuel Ratio* (AFR) untuk pembakaran sempurna pada sistem *single fuel* yaitu 17,23.

5.2. Saran

Adapun saran untuk penelitian selanjutnya, antara lain :

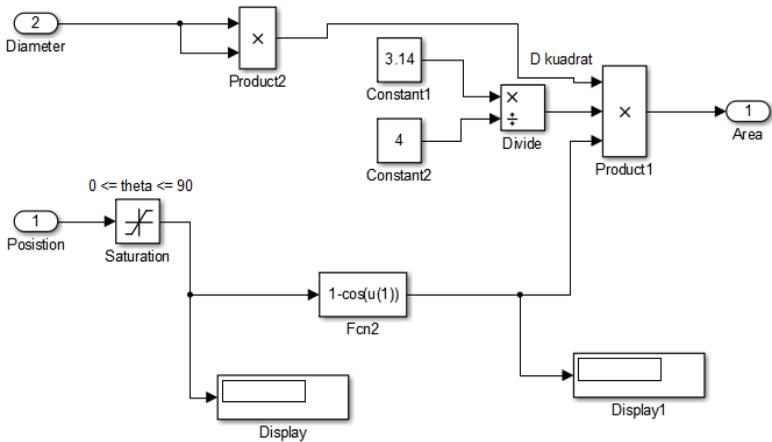
1. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk sistem kontrol kecepatan pada *spark ignition engine* kendaraan bermotor dengan menggunakan algoritma kontrol cerdas (*artificial intelligent*) untuk mendapatkan hasil yang lebih bagus.
2. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk variabel proses yang lain, seperti emisi gas buang, tekanan mesin, dan yang berhubungan dengan performansi *spark ignition engine* kendaraan bermotor..

Halaman Ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

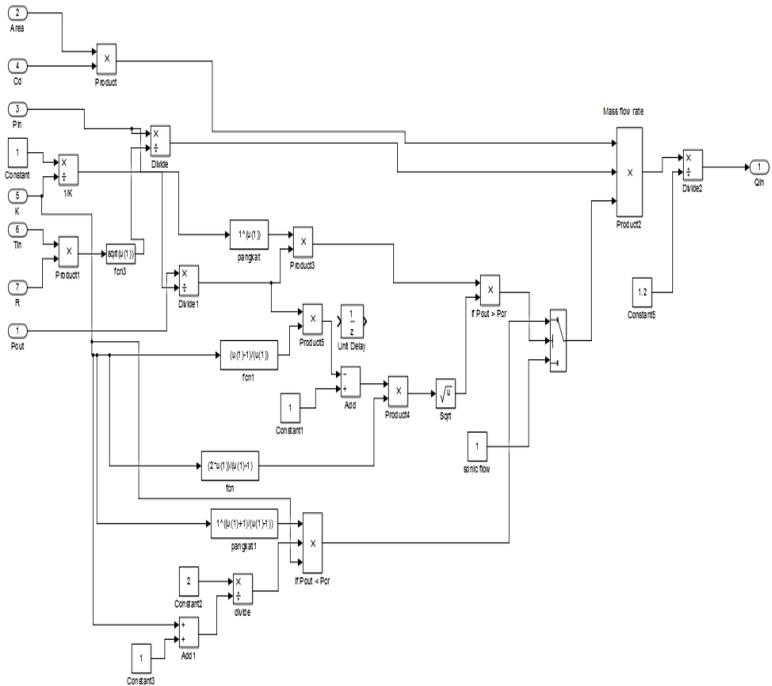
- [1] Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT), (2015), Outlook Energi Indonesia : Pengembangan Energi untuk Mendukung Pembangunan Berkelanjutan, ISBN 978-602-1328-04-0.
- [2] Abdurrakhman, A., Soehartanto, T., Sudarmanta, B., (2013), Rancang Bangun Alat Purifikasi Biogas dengan Menggunakan CaO dan Water Scrubber, Seminar Nasional Pascasarjana XIII – ITS, Surabaya.
- [3] Setiawan, A. I., (2002), Memanfaatkan Kotoran Ternak. Jakarta : Cetakan Ketiga Penebar Swadya.
- [4] Widodo, T. W., Nurhasanah, A., (2004), “*Kajian Teknis Teknologi Biogas dan Potensi Pengembangannya di Indonesia*”, Prosiding seminar nasional mekanisasi pertanian. Hal 189 – 202.
- [5] Samsiana, Seta & Ilyas sikki, Muhammad, (2014) “*Analisis Pengaruh Bentuk Permukaan Piston Model Kontur Radius Gelombang Sinus Terhadap Kinerja Motor Bensin*” Jurnal Ilmiah Teknik Mesin, Universitas 45, Bekasi.
- [6] Hendricks, E., Chevalier, A., Jensen, M., Sorenson, S. C., Asik, J., and Trumpy, D. “*Modelling of The Intake Manifold Filling Dynamics*”. SAE Technical Paper No. 960037, 1996.
- [7] Harahap, F., (1980), “Teknologi Gas Bio”, Pusat Teknologi Pembangunan ITB, Bandung.
- [8] Visioli. A, Veronesi. M. “*A Ratio Control Architecture For Set Point Following And Load Disturbance Rejection*”. IFAC. *Dynamic and Control of Process System*, Cambridge, Massachussets, USA, 2004
- [9] Korps Lalu Lintas Kepolisian Republik Indonesia (Korlantas Polri)
- [10] B.J. Bora, U.K. Saha, S. Chatterjee, V. Veer, *Effect of compression ratio on performance, combustion and emission characteristics of a dual fuel diesel engine run*

- on raw biogas, Energy Convers. Manag.* 30 (87) (2014) 1000e1009.
- [11] E. Porpatham, A. Ramesh, B. Nagalingam, *Effect of swirl on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine, Energy Convers. Manag.* 76 (2013) 463e471 [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.
- [12] Yong Qian, Shuzhou Sun, Dehao Ju, Xinxing Shan, Xingcai Lu (2017), *Review of the state-of-the-art of biogas combustion mechanisms and applications in internal combustion engines*, 50-58
- [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

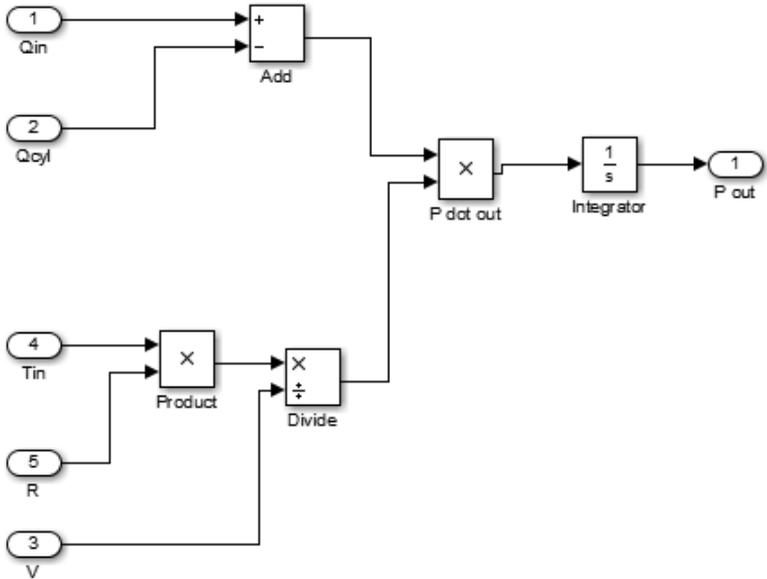


Gambar diatas merupakan simulink dari blok *throttle*

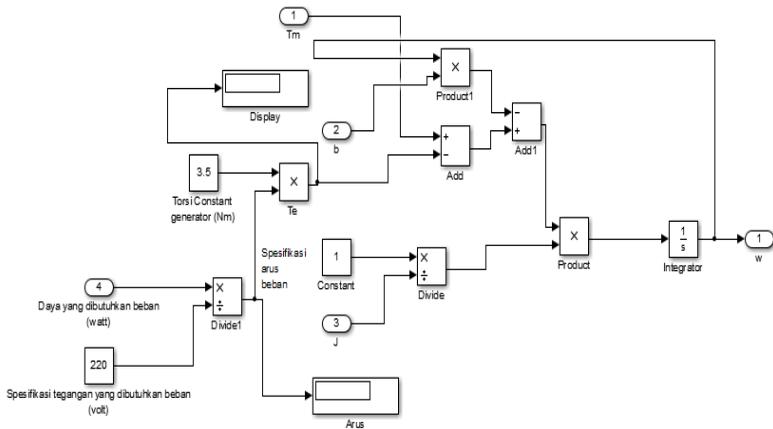
valve.

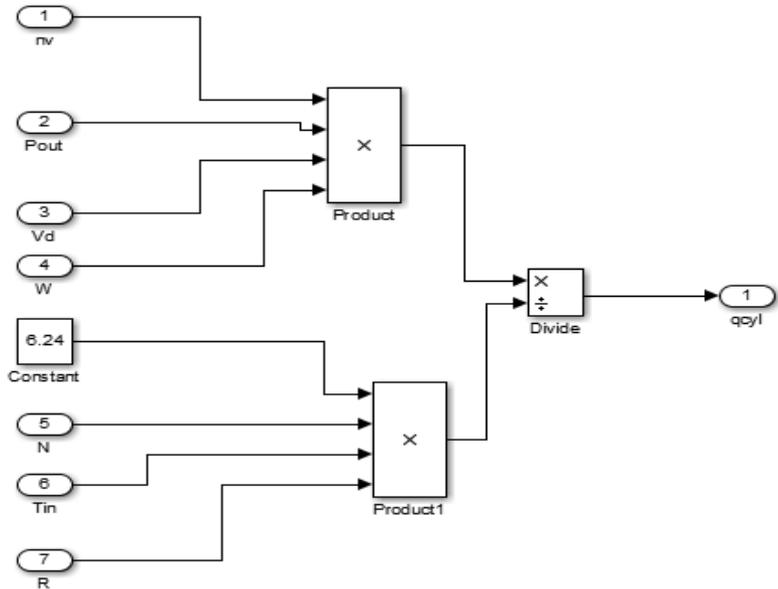


Gambar diatas merupakan simulink dari blok *mass flow valve*.

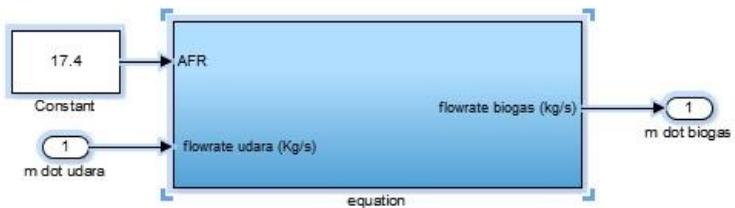


Gambar diatas merupakan simulink dari blok *intake manifold*.

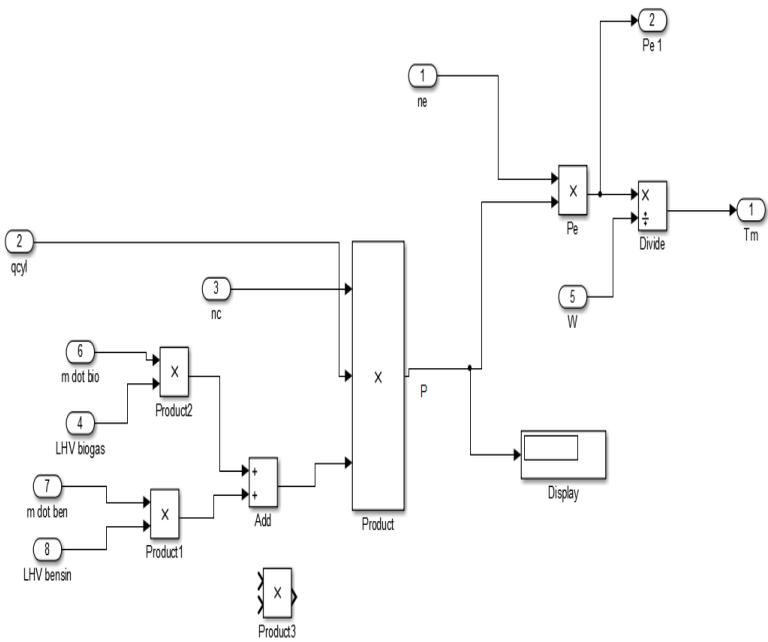




Gambar diatas merupakan simulink dari blok *air mass flow*.



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



Gambar diatas merupakan simulink dari blok *power*.

LAMPIRAN C

1 Plant Tugas Akhir



LAMPIRAN D DATA HASIL DYNO TEST

1. Data performansi *Spark Ignition Engine* bahan bakar *gasoline*



SPORTDYNO V3.3
DYNAMOMETER: SD325
ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction
Correction Factor: SAE J1349
NOTE: Load Cell Included.

DATA FOR TEST: YAMAHA MIO 2011 STD009

RPM	HP (HP/TQ (FT*LB)EXHAUST 1	RPM	HP (HP/TQ (FT*LB)EXHAUST 1
10	0.0 0.04 102.2	560	5.7 5.03 102.2
20	0.0 0.19 102.2	570	5.7 4.93 102.2
30	0.1 0.55 102.2	580	5.7 4.85 102.2
40	0.2 1.18 102.2	590	5.7 4.82 102.2
50	0.4 2.09 102.2	600	5.8 4.82 102.2
60	0.6 3.22 102.2	610	5.8 4.74 102.2
70	0.9 4.49 102.2	620	5.8 4.63 102.2
80	1.3 5.80 102.2	630	5.8 4.57 102.2
90	1.6 7.07 102.2	640	5.9 4.55 102.2
100	2.0 8.22 102.2	642.8	5.9 4.55 102.2
110	2.4 9.21 102.2	650	5.8 4.44 102.2
120	2.8 10.03 102.2	660	5.8 4.33 102.2
130	3.1 10.68 102.2	670	5.7 4.21 102.2
140	3.4 11.16 102.2	680	5.7 4.13 102.2
150	3.6 11.51 102.2	690	5.6 4.01 102.2
160	3.8 11.74 102.2	700	5.7 4.03 102.2
170	4.0 11.88 102.2	710	5.8 4.02 102.2
180	4.2 11.94 102.2	720	5.8 3.96 102.2
186.2	4.2 11.94 102.2	730	5.7 3.89 102.2
190	4.4 11.94 102.2	740	5.7 3.83 102.2
200	4.6 11.78 102.2	750	5.7 3.79 102.2
210	4.7 11.51 102.2	760	5.7 3.72 102.2
220	4.8 11.18 102.2	770	5.8 3.72 102.2
230	4.8 10.72 102.2	780	5.8 3.67 102.2
240	4.6 9.67 102.2	790	5.7 3.57 102.2
250	4.3 8.56 102.2	800	5.7 3.53 102.2
260	4.1 7.98 102.2	810	5.6 3.45 102.2
270	4.0 7.60 102.2	820	5.5 3.33 102.2
280	4.1 7.38 102.2	830	5.5 3.26 102.2
290	4.2 7.36 102.2	840	5.4 3.19 102.2
300	4.4 7.43 102.2	850	5.3 3.08 102.2
310	4.7 7.60 102.2	860	5.3 3.05 102.2
320	4.9 7.68 102.2	870	5.2 2.94 102.2
330	5.0 7.64 102.2	880	4.9 2.78 102.2
340	5.1 7.45 102.2	890	4.7 2.64 102.2
350	5.1 7.29 102.2	900	4.7 2.57 102.2
360	5.1 7.05 102.2	910	4.7 2.54 102.2
370	5.1 6.84 102.2	920	4.6 2.48 102.2
380	5.1 6.69 102.2		
390	5.1 6.57 102.2		
400	5.2 6.50 102.2		
410	5.3 6.43 102.2		
420	5.4 6.35 102.2		
430	5.4 6.31 102.2		
440	5.5 6.26 102.2		
450	5.5 6.17 102.2		
460	5.5 5.97 102.2		
470	5.5 5.80 102.2		
480	5.5 5.73 102.2		
490	5.5 5.63 102.2		
500	5.5 5.49 102.2		
510	5.5 5.40 102.2		
520	5.5 5.31 102.2		
530	5.6 5.24 102.2		
540	5.6 5.15 102.2		
550	5.6 5.10 102.2		

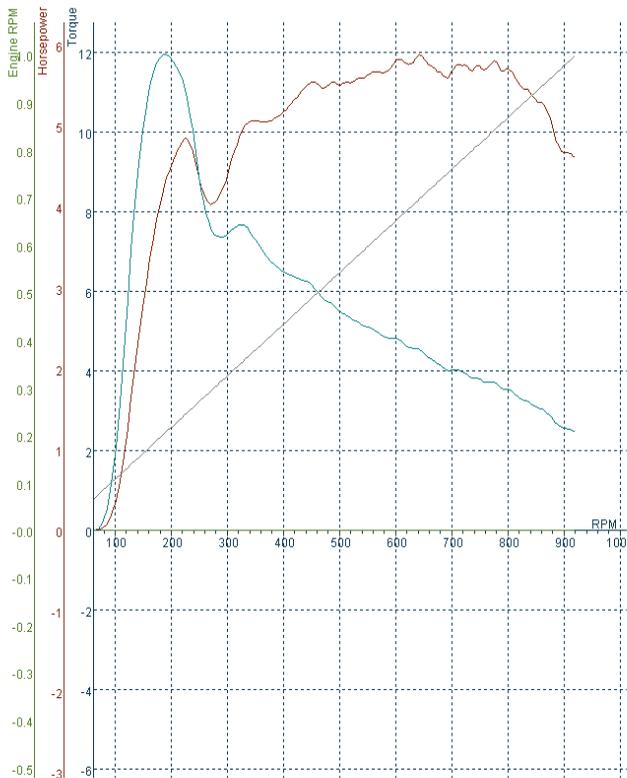
2. Grafik peformansi bahan bakar *gasoline*



SPORIDVNO V3.3
 DYNAMOMETER: SD325
 ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction
 Correction Factor: SAE J1349
 NOTE: Load Cell Included.

TEST NAME	MAX POWER	MAX TORQUE	Temp. °C	Humidity %	Pressure	RPM	Date/Time
YAMAHA MIO 2011 STD009	5.9 (5.8) / 642.8	11.94 (11.59) / 186.2	30.4 °C	58 %	1000.0 mbar	921.3878	1/1/2002 12:23:01



3. Data peformansi *Spark Ignition Engine* bahan bakar biogas



SPORTDYNO V3.3
DYNAMOMETER: SD325
ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction
Correction Factor: SAE J1349
NOTE: Load Cell Included.

DATA FOR TEST: YAMAHA MIO 2011 BIOMASS007

RPM	HP (HP/TQ (FT*LB)EXHAUST 1		
180	0.8	2.16	102.2
190	0.9	2.31	102.2
200	-0.1	-0.29	102.2
210	0.7	1.74	102.2
220	1.0	2.20	102.2
230	1.5	3.23	102.2
240	2.1	4.44	102.2
250	2.7	5.33	102.2
260	2.9	5.68	102.2
270	3.3	6.08	102.2
280	3.4	6.19	102.2
290	3.7	6.38	102.2
300	3.8	6.49	102.2
310	4.1	6.61	102.2
320	4.2	6.65	102.2
330	4.4	6.69	102.2
340	4.5	6.71	102.2
350	4.7	6.71	102.2
360	4.8	6.67	102.2
370	4.9	6.66	102.2
380	5.1	6.73	102.2
390	5.3	6.76	102.2
391.4	5.3	6.76	102.2
400	5.3	6.68	102.2
410	5.3	6.50	102.2
420	5.3	6.31	102.2
430	5.3	6.17	102.2
440	5.3	6.03	102.2
450	5.3	5.83	102.2
460	5.2	5.67	102.2
470	5.3	5.68	102.2
480	5.5	5.70	102.2
490	5.5	5.62	102.2
500	5.5	5.47	102.2
510	5.5	5.35	102.2
520	5.5	5.25	102.2
530	5.5	5.16	102.2
540	5.5	5.07	102.2
550	5.5	5.01	102.2
560	5.6	4.97	102.2
570	5.6	4.90	102.2
580	5.6	4.83	102.2
590	5.6	4.73	102.2
600	5.7	4.72	102.2
610	5.8	4.72	102.2
620	5.9	4.70	102.2
630	5.9	4.65	102.2
632.6	5.9	4.65	102.2
640	5.9	4.55	102.2
650	5.8	4.43	102.2
660	5.8	4.35	102.2
670	5.7	4.21	102.2
680	5.4	3.94	102.2
690	5.4	3.90	102.2
700	5.6	3.99	102.2
710	5.6	3.92	102.2

RPM	HP (HP/TQ (FT*LB)EXHAUST 1		
720	5.4	3.74	102.2
730	5.5	3.73	102.2
740	5.5	3.69	102.2
750	5.4	3.55	102.2
760	5.3	3.48	102.2
770	5.3	3.39	102.2
780	5.4	3.43	102.2
790	5.4	3.41	102.2
800	5.5	3.39	102.2
810	5.5	3.38	102.2
820	5.4	3.29	102.2
830	5.3	3.17	102.2
840	5.1	3.00	102.2
850	5.1	2.99	102.2
860	5.1	2.95	102.2
870	5.0	2.82	102.2
880	4.7	2.65	102.2
890	4.6	2.55	102.2
900	4.8	2.62	102.2
910	4.7	2.55	102.2

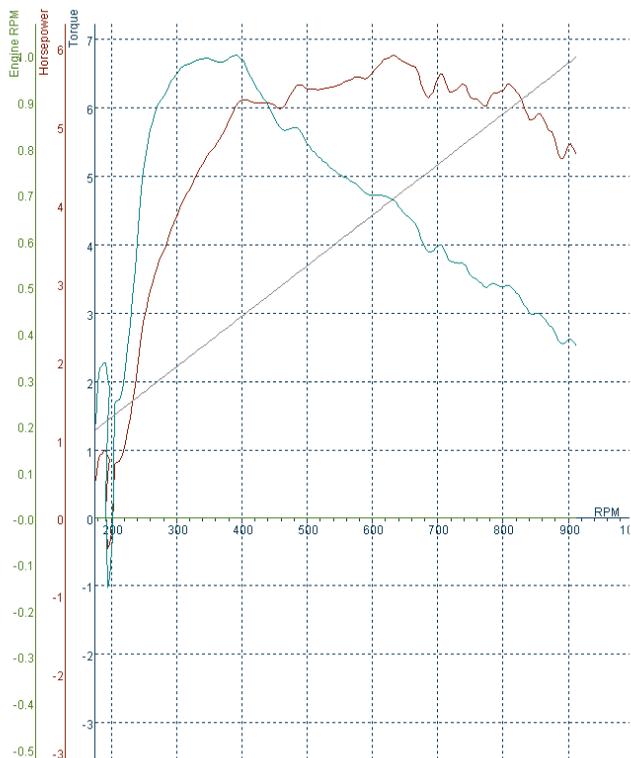
4. Grafik peformansi *Spark Ignition Engine* bahan bakar biogas



SPORTDYNO V3.3
 DYNAMOMETER: SD325
 ROLLER INERTIA: 4.6

Displacement Correction
 Correction Factor: SAE J1349
 NOTE: Load Cell Included.

TEST NAME	MAX POWER	MAX TORQUE	Temp. °C	Humidity %	Pressure	RPM	Date/Time
YAMAHA MIO 2011 BIOMASS007	5.9 (6.0) / 632.6	6.76 (7.05) / 391.4	30.4 °C	58 %	1000.0 mbar	915.822	1/1/2002 5:41



5. Surat Keterangan telah melakukan *Dyno Test*



**LABORATORIUM PENGUJIAN PERFORMA MESIN
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS NEGERI SURABAYA**

Alamat: Gedung Lab. Terpadu Fakultas Teknik Kampus Unesa Ketintang Surabaya
Telp. (031) 8299487, 71205301 (Fteky), 081330670825 (HP), Fax. (031) 8292957

Nomor : 050/Lab.PPM/VII/2019
Lampiran : -
Hal : Pengambilan Data Laboratorium

Kepada:
Yth. Dosen Pembimbing Tugas Akhir
Bapak Arief Abdurrahman, S.T., M.T.
di
Surabaya

Yang bertandatangan di bawah ini:
Nama : Dr. Warju, S.Pd., S.T., M.T.
NIP : 19810328.200604.1.001
Jurusan : Teknik Mesin
Instansi : Universitas Negeri Surabaya

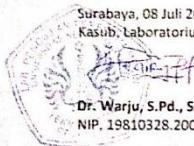
Menyatakan bahwa mahasiswa tersebut di bawah ini:
Nama : Achmad Bennarivo
NIM : 0231174500053
Jurusan/Prodi : Departemen Teknik Fisika/S1 Teknik Fisika
Instansi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya

Telah mengambil data di Laboratorium Pengujian Performa Mesin Jurusan Teknik Mesin FT Unesa
(*data terlampir*) pada:

Hari : Senin
Tanggal : 08 Juli 2013
Waktu : 13.00 Wib – Selesai
Topik Tesis : Rancang Bangun Kontrol Kecepatan Pada *Spark Ignition Engine* Kendaraan Bermotor Berbahan Bakar Biogas Dengan Kontrol PID

Demikian surat keterangan ini dibuat, atas perhatian dan kerjasamanya disampaikan terima kasih.

Surabaya, 08 Juli 2019
Kasub. Laboratorium Pengujian Performa Mesin



Dr. Warju, S.Pd., S.T., M.T.
NIP. 19810328.200604.1.001

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Surabaya pada tanggal 8 September 1994. Penulis berasal dari Jl. Granit Kumala 2 No. 7 Kota Baru Driyorejo, Gresik, Jawa Timur. Pada tahun 2007, penulis telah menyelesaikan pendidikan di SDN 3 Petiken, Gresik. Pada tahun 2010, penulis telah menyelesaikan pendidikan tingkat menengah pertama di SMPN 1 Driyorejo, Gresik. Tahun 2013 penulis telah menyelesaikan pendidikan di SMAN 13 Surabaya. 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 2019, 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 achmadbennarivo@gmail.com.