

TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI WAKTU
INJEKSI PILOT FUEL (START OF INJECTION) B100
TERHADAP PERFORMA DAN EMISI PADA MESIN
DIESEL BERBAHAN BAKAR CAMPURAN GAS
HIDROGEN - BIODIESEL 100**

MUHAMMAD BUSTOMI SYADZILI

NRP 0211184000078

Dosen Pembimbing

Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

NIP 196604021989031002

Program Studi Sarjana

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI
WAKTU INJEKSI PILOT FUEL (START OF
INJECTION) B100 TERHADAP PERFORMA DAN
EMISI PADA MESIN DIESEL BERBAHAN BAKAR
CAMPURAN GAS HIDROGEN - BIODIESEL 100**

MUHAMMAD BUSTOMI SYADZILI

NRP 02111840000078

Dosen Pembimbing

Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

NIP 196604021989031002

Program Studi Sarjana

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

Halaman ini sengaja dikosongkan



FINAL PROJECT - TM184835

**EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECT OF
VARIATIONS OF FUEL B100 INJECTION TIME
VARIATIONS ON PERFORMANCE AND
EMISSIONS IN DIESEL ENGINE DUAL FUEL
HYDROGEN GAS - BIODIESEL 100**

MUHAMMAD BUSTOMI SYADZILI

NRP 02111840000078

Advisor

Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

NIP 196604021989031002

Undergraduate Study Program

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI WAKTU INJEKSI PILOT FUEL (START OF INJECTION) B100 TERHADAP PERFORMA DAN EMISI PADA MESIN DIESEL BERBAHAN BAKAR CAMPURAN GAS HIDROGEN – BIODIESEL100

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **MUHAMMAD BUSTOMI SYADZILI**
NRP. 0211184000078

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc Pembimbing
2. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T Penguji
3. Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D Penguji
4. Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T., M.Sc Penguji

SURABAYA
Juli 2022

Halaman ini sengaja dikosongkan

APPROVAL SHEET

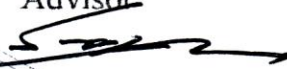



EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECT OF VARIATIONS OF FUEL B100 INJECTION TIME VARIATIONS ON PERFORMANCE AND EMISSIONS IN DIESEL ENGINE FUEL HYDROGEN GAS - BIODIESEL 100

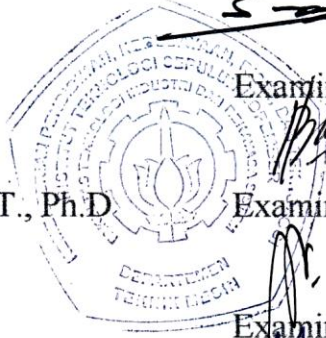
FINAL PROJECT

Submitted to fulfil one of the requirements
for obtaining a Bachelor degree at
Undergraduate Study Program
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By: **MUHAMMAD BUSTOMI SYADZILI**
NRP. 0211184000078

Approved by Final Project Examiner Team:

1. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc Advisor

2. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T Examiner

3. Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D Examiner

4. Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T., M.Sc Examiner




SURABAYA

July 2022

Halaman ini sengaja dikosongkan

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Muhammad Bustomi Syadzili / 0211184000078

Departemen : Teknik Mesin

Dosen Pembimbing / NIP : Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc / 196604021989031002

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Waktu Injeksi Pilot *Fuel (Start Of Injection)* B100 Terhadap Performa dan Emisi Pada Mesin Diesel Berbahan Bakar Campuran Gas Hidrogen – Biodiesel 100” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 4 Juli 2022

Mengetahui
Dosen Pembimbing



Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

NIP. 196604021989031002

Mahasiswa

(Muhammad Bustomi Syadzili)

NRP. 0211184000078

Halaman ini sengaja dikosongkan

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student/ NRP : Muhammad Bustomi Syadzili / 0211184000078
Departement : Mechanical Engineering
Advisor / NIP : Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc / 196604021989031002


Hereby declare that the Final Project with the title of “Experimental Sstudy of the effect of Variations of Fuel B100 Injection Time Variations on Performance and Emissions in Diesel Engine Fuel Hydrogen Gas - Biodiesel 100” is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provosions tha apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 4 July 2022


Acknowledged

Advisor



Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc
NIP. 196604021989031002

Student



(Muhammad Bustomi Syadzili)
NRP. 0211184000078

Halaman ini sengaja dikosongkan

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI WAKTU INJEKSI PILOT FUEL
(START OF INJECTION) B100 TERHADAP PERFORMA DAN EMISI PADA
MESIN DIESEL BERBAHAN BAKAR CAMPURAN GAS HIDROGEN – BIODIESEL**

100

Nama Mahasiswa / NRP : Muhammad Bustomi Syadzili / 0211184000078
Departemen : Teknik Mesin FTIRS - ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

ABSTRAK

Kebutuhan energi bahan bakar fosil meningkat tiap tahunnya. penggunaan bahan bakar fosil memberikan kerugian bagi lingkungan. Salah satu sektor yang memiliki tingkat konsumsi bahan bakar fosil terbesar yaitu sektor transportasi. Berdasarkan permasalahan diatas dibutuhkan sumber energi alternatif yang ramah lingkungan, salah satu sumber energi alternatif yang minim digunakan adalah sumber energi biodiesel dari kelapa sawit atau *Crude Palm Oil* (B100). Bahan bakar B100 selain sifatnya yang terbarukan serta melimpah di indonesia B100 memiliki kelebihan dibanding bahan bakar lainnya yaitu emisi yang dihasilkan biodiesel memiliki kandungan lebih sedikit dibanding bahan bakar diesel murni dan tidak mengandung *sulfur* dan *benzena*. Akan tetapi B100 juga memiliki beberapa kekurangan yaitu performa yang dihasilkan B100 lebih buruk jika dibanding bahan bakar diesel murni. Bahan bakar gas hidrogen adalah salah satu bahan bakar masa depan yang bersifat *ecoenergy* dengan beberapa kelebihan pada propertiesnya karena itu dengan dilakukan modifikasi mesin *dual fuel* menggunakan bahan bakar B100 dan hidrogen serta memvariasikan *injection timing* diharapkan meningkatkan performa dan mengurangi emisi dari mesin diesel.

Penelitian dilakukan dengan memvariasikan *injection timing* bahan bakar biodiesel oleh *pilot jet* dengan menggunakan bahan bakar B100 dan hidrogen yang diuji menggunakan mesin diesel DI 8000 yang telah dimodifikasi untuk pemasukan hidrogennya menggunakan Converter kit dan ECU. Variasinya yaitu sebesar 11°,13°,15°,17°,19°,21° (*before top dead center*) BTDC dan pembebanan lampu dari 1000 Watt – 4000 Watt. eksperimen ini diharapkan mendapatkan *injection timing* yang optimal dengan mengetahui nilai unjuk kerja yang dinyatakan dalam: daya, torsi, *break mean effective pressure* (BMEP), *specific fuel consumption* (SFC), *efisiensi thermal*, *air fuel ratio* (AFR), temperatur mesin, temperatur pelumas, temperatur air pendingin, dan temperatur gas buang. emisi gas buang juga diamati dalam setiap variasi *injection timing* nya untuk mencari variasi yang paling optimum. emisi gas buang yang dicari yaitu HC, CO, dan smoke antara mesin diesel berbahan bakar tunggal (*single fuel*) B100 dan (*dual fuel*) B100-gas hidrogen.

Hasil yang didapat yaitu melakukan variasi waktu injeksi *pilot fuel* B100 pada mesin diesel berbahan bakar campuran gas Hidrogen-Biodiesel 100 dengan waktu injeksi standar 13° BTDC didapatkan **perbaikan** performa unjuk kerja paling optimal pada variasi waktu injeksi 15° BTDC dengan nilai diantaranya yaitu Daya Efektif, Torsi, *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP), *Brake Thermal Efficiency* (BTE), *Air Fuel Ratio* dengan **peningkatan** masing-masing sebesar 0,286%; 0,286%; 0,286%; 4,51%; dan 3,8%. Dan *Specific Fuel Consumption*, mengalami **penurunan** sebesar 4,67%. Dan didapatkan **perbaikan** emisi paling optimal pada variasi waktu injeksi 19° BTDC dengan Dengan hasil uji emisi Karbon Monoksida (CO), Hidrokarbon (HC), Smoke, dan Karbon Dioksida (CO₂) mengalami **penurunan** masing-masing sebesar 31,25%; 56,5%; 6,9%; dan 41.62 %.

Kata kunci: *Diesel Dual Fuel*, B100, Hidrogen, *Injection Timing*, Performa, Emisi

Halaman ini sengaja dikosongkan

EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECT OF VARIATIONS OF FUEL B100 INJECTION TIME VARIATIONS ON PERFORMANCE AND EMISSIONS IN DIESEL ENGINE DUAL FUEL HYDROGEN GAS - BIODIESEL 100

Student Name / NRP : Muhammad Bustomi Syadzili / 0211184000078
Department : Teknik Mesin FTIRS - ITS
Advisor : Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc

ABSTRACT

The need for fossil fuel energy is increasing every year. The use of fossil fuels is detrimental to the environment. One of the sectors that has the largest level of consumption of fossil fuels is the transportation sector. Based on the above problems, an alternative energy source that is environmentally friendly is needed, one of the alternative energy sources that is minimally used is biodiesel energy sources from palm oil or Crude Palm Oil (B100). Besides being renewable and abundant in Indonesia, B100 fuel has advantages over other fuels, namely that the emissions produced by biodiesel are less than pure diesel fuel and do not contain sulfur and benzene. However, the B100 also has several drawbacks, namely the performance produced by the B100 is worse than pure diesel fuel. Hydrogen gas fuel is one of the future fuels that is ecoenergy with several advantages in its properties. Therefore, by modifying the dual fuel engine using B100 and hydrogen fuel as well as varying the injection timing, it is expected to improve performance and reduce emissions from diesel engines.

The research was conducted by varying the injection timing of biodiesel fuel by pilot jet using B100 and hydrogen fuel which was tested using a DI 8000 diesel engine which had been modified for hydrogen intake using a converter kit and ECU. The variation is 11°, 13°, 15°, 17°, 19°, 21° (before top dead center) BTDC and lamp loading from 1000 Watt – 4000 Watt. Research in this experiment is expected to get the optimal injection timing for each condition by knowing the performance value expressed in: power, torque, brake mean effective pressure (BMEP), specific fuel consumption (SFC), thermal efficiency, air fuel ratio (AFR), engine temperature, lubricant temperature, cooling water temperature, and exhaust gas temperature. Exhaust emissions are also observed in each variation of the injection timing to find the most optimum variation. Exhaust emissions sought are HC, CO, and smoke between single-fuel diesel engines (single fuel) B100 and (dual fuel) B100-hydrogen gas.

The results obtained are by varying the injection time of pilot fuel B100 on a diesel engine fueled by a mixture of Hydrogen-Biodiesel 100 gas with a standard injection time of 13° BTDC, the most optimal performance improvement is obtained at the injection time variation of 15° BTDC with values including Effective Power, Torque, Brake Mean Effective Pressure (BMEP), Brake Thermal Efficiency (BTE), Air Fuel Ratio with an increase of 0.286%; 0.286%; 0.286%; 4.51%; and 3.8%, respectively. And Specific Fuel Consumption, decreased by 4.67%. And the most optimal emission improvement was found at the injection time variation of 19° BTDC with the results of the emission test for Carbon Monoxide (CO), Hydrocarbon (HC), Smoke and Carbon Dioxide (CO₂) decreased by 31.25%; 56.5%; 6.9%; and 41.62 % respectively.

Keywords: *Dual Fuel Diesel*, B100, Hydrogen, Injection Timing, Performance, Emissions

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah SWT, atas berkat dan rahmat-Nya penulis diberikan kesehatan, kemudahan, dan kelancaran dalam menyusun Tugas Akhir dengan judul **Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Waktu Injeksi Pilot Fuel (Start Of Injection) B100 Terhadap Performa dan Emisi Pada Mesin Diesel Berbahan Bakar Campuran Gas Hidrogen – Biodiesel 100** ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu. Tugas Akhir ini disusun sebagai syarat kelulusan pada program studi S-1 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik karena bantuan dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Orang tua penulis, Ayah dan Ibu atas segala doa, perjuangan, dukungan kasih sayang, semangat, dan bantuan pada pengerjaan Tugas Akhir ini
2. Kakak penulis, Mas Hilton dan Mas Hikam yang telah memberi semangat dan dukungan.
3. Bapak Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc selaku dosen pembimbing Tugas Akhir penulis yang telah mencurahkan ilmu, waktu, tenaga, bimbingan, serta arahan pada pengerjaan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T., Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D., dan Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T., M.Sc. selaku dosen penguji seminar proposal dan sidang Tugas Akhir yang telah memberikan ilmu, saran, dan masukan yang bermanfaat.
5. Segenap Bapak/Ibu Dosen pengajar maupun tenaga pendidik, dan karyawan di Departemen Teknik Mesin.
6. Bapak Kuntang Winangun selaku mahasiswa S3 yang selalu membantu dan membimbing saya dalam mengerjakan tugas akhir ini.
7. Teman Tim Mobar Biodiesel-Hidrogen, Fadhil, Ekky, dan Yunda yang sangat membantu penulis untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
8. Teman Lab. Kompok dan LBMM. Fajar, Alza, Habib, Aldi, Ahong, Dees, William, Dito, Reves, Dasa, Pewe, Ichwan, Risang, Nadiah, Ncis, Gagek, serta terutama Ade, dan Dhau yang sangat membantu dalam mengerjakan Tugas Akhir Penulis serta telah berbagi kisah suka dan duka bersama penulis di kampus.
9. Adik tingkat, Ekik, Sastya, dan Conita yang juga telah banyak membantu penulis selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
10. Adik ORG – LBMM, Bona, Devin, Hilmi, dan Jagir atas dukungan serta timbal balik selama penulis berorganisasi sehingga menjadi pribadi yang lebih baik.
11. Bengkel angkatan 19 Tigris dan 20 Bandul yang memberikan banyak cerita dan warna selama penulis di LBMM sehingga kehidupan kampus menjadi lebih ceria.
12. Semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan perkuliahan S-1 yang tidak dapat disebutkan satu per satu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan pada laporan Tugas Akhir ini. Sehingga penulis mengharapkan segala bentuk kritik dan saran yang membangun dari berbagai pihak. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak pada umumnya

Surabaya, Juli 2022

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	vi
APPROVAL SHEET.....	viii
PERNYATAAN ORISINALITAS	x
STATEMENT OF ORIGINALITY	x
ABSTRAK	xiv
<i>ABSTRACT</i>	xvi
KATA PENGANTAR.....	xviii
DAFTAR ISI	xx
DAFTAR GAMBAR.....	xxiv
DAFTAR TABEL	xxvi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.	5
2.1 Bahan Bakar.....	5
2.2 Bahan Bakar Diesel	6
2.3 Bahan Bakar Bio Diesel 100.....	7
2.4 Bahan Bakar Gas Hidrogen (H ₂).....	7
2.5 Teori Pembakaran	9
2.5.1 Perhitungan stoikiometri kebutuhan udara	9
2.5.2 Pembakaran non stoikiometri	10
2.6 Dasar Teori Mesin Diesel	10
2.6.1 Tahapan Pembakaran Pada Mesin Diesel.....	10
2.6.2 Proses Pembakaran Motor Diesel.....	12
2.6.3 Unjuk Kerja Mesin Diesel	14
2.7 <i>Dual Fuel Engine</i>	16
2.7.1 Prinsip Kerja <i>Dual Fuel Engine</i>	16
2.7.2 Teknologi Sistem Dual Fuel Pada Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i>	16
2.8 Governor	18
2.9 Pengaruh <i>Start of Injection</i> terhadap Performa Mesin.....	21
2.10 Emisi Gas Buang.....	22

2.10.1	Karbon Monoksida (CO)	22
2.10.2	Hidrokarbon (HC)	23
2.10.3	Nitrogen Oksida (NO _x)	23
2.10.4	Zat partikulat (PM)	24
2.11	Penelitian Terdahulu	25
2.11.1	Tentang Emisi Dari Bahan Bakar Biodiesel Oleh Abed	25
2.11.2	Tentang Pengaruh Waktu Injeksi Pada Mesin Diesel Dual Fuel Oleh Yousefi	26
2.11.3	Tentang Pengaruh Waktu Injeksi Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i> Algae Nano-Biodiesel dan Biogas Oleh Karthik	28
2.11.4	Tentang Karakteristik Pembakaran dan Emisi Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i> Berbahan Bakar Biodiesel-Hidrogen	29
2.11.5	Tentang Pengaruh Waktu Injeksi Mesin Diesel <i>Dual Fuel Cotton Seed Oil Biodiesel, Honge Biodiesel</i> dan Hidrogen oleh Khandal	31
2.11.6	Review Pustaka	33
BAB III METODE PENELITIAN		35
3.		35
3.1	Metode Penelitian	35
3.2	Alat Uji	35
3.3	Alat Ukur	38
3.4	Bahan Bakar	44
3.5	Rancangan Eksperimen	45
3.6	Skema Penelitian	45
3.8	<i>Flowchart</i> Penelitian	48
3.9	Langkah-Langkah Percobaan	51
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN		53
4.		53
4.1	Pengambilan Data	53
4.2	Pengujian <i>Properties</i> Bahan Bakar	53
4.3	Perhitungan Durasi Injeksi Bahan Bakar Hidrogen	54
4.4	Perhitungan Unjuk Kerja	55
4.4.1	Perhitungan Laju Aliran Massa Fluida (\dot{m})	55
4.4.2	Perhitungan Daya dan Torsi	56
4.4.3	Perhitungan Brake Mean Effective Pressure (BMEP)	57
4.4.4	Perhitungan <i>Specific Fuel Consumption</i> (SFC)	57
4.4.5	Perhitungan <i>Efisiensi Thermal</i> (BTE)	57
4.4.6	Perhitungan <i>Air Fuel Ratio</i> (AFR)	58
4.4.7	Perhitungan <i>Hydrogen Energy Share</i> (HES)	58
4.4.8	Perhitungan Energi Per Siklus	58

4.5	Analisa Unjuk Kerja	59
4.5.1	Daya Efektif (Ne)	59
4.5.2	Torsi.....	60
4.5.3	<i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP).....	61
4.5.4	<i>Specific Fuel Consumption</i> (SFC)	62
4.5.5	<i>Brake Thermal Efficiency</i> (BTE).....	63
4.5.6	<i>Air Fuel Ratio</i> (AFR).....	64
4.5.7	Hydrogen Energy Share.....	65
4.5.8	Energi Per Siklus	66
4.5.9	Temperatur Gas Buang.....	67
4.6	Analisa Karakteristik Emisi Gas Buang	68
4.6.1	Emisi Karbon Monoksida (CO).....	68
4.6.2	Emisi Hidrokarbon (HC)	69
4.6.3	Smoke	70
4.6.4	Emisi Karbon Dioksida (CO ₂).....	71
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		71
5.1	Kesimpulan	71
5.2	Saran	71
DAFTAR PUSTAKA.....		73
LAMPIRAN		75
BIODATA PENULIS.....		81

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Langkah Intake	11
Gambar 2.2 Langkah Kompresi.....	11
Gambar 2.3 Langkah Usaha	12
Gambar 2.4 Langkah Pembuangan.....	12
Gambar 2.5 Tahapan Pembakaran Motor Diesel.....	13
Gambar 2.6 Injector Tipe LPIG.....	17
Gambar 2.7 Teknologi Combustion Air Gas Integration	17
Gambar 2.8 Governor Sentrifugal	18
Gambar 2.9 Skema kerja governor mekanis-hidraulis	19
Gambar 2.10 Woodward Governor	20
Gambar 2.11 Valve Timing Diagram Normal mesin Diese Diamond DI 800	21
Gambar 2.12 Injection Timing Normal	21
Gambar 2.13 Injection Timing Cepat	22
Gambar 2.14 Injection Timing Lambat	22
Gambar 2.15 Emisi CO pada berbagai macam Pembebanan Mesin	25
Gambar 2.16 Emisi NOx Pada Berbagai Macam Pembebanan Mesin.....	25
Gambar 2.17 Schematic Diagram Experimental Setup	26
Gambar 2.18 Thermal Efficiency dengan Variasi Injection Timing dan Persentase Natural Gas	27
Gambar 2.19 Emisi NOx dengan Variasi Injection Timing dan Persentase Natural Gas	27
Gambar 2.20 Skema Diagram Eksperimen	28
Gambar 2.21 Emisi HC pada setiap Injection Timing.....	28
Gambar 2.22 Emisi CO pada setiap Injection Timing.....	29
Gambar 2.23 Skema Diagram Eksperimen	30
Gambar 2.24 Spesifikasi Bahan Bakar	30
Gambar 2.25 Spesifik Emisi NOx, THC, CO dan CO ₂ dan Soot Emission	31
Gambar 2.26 Spesifikasi Bahan Bakar	32
Gambar 3.1 Mesin Diesel Diamond DI 800	35
Gambar 3.2 Electrical Generator	36
Gambar 3.3 Coventer Kit pada Mesin Diesel Dual Fuel	37
Gambar 3.4 Injektor Gas Valtek.....	37
Gambar 3.5 Skema ECU Programmable	38
Gambar 3.6 Gelas Ukur	38
Gambar 3.7 Stopwatch	39
Gambar 3.8 Amperemeter dan Voltmeter	39
Gambar 3.9 Digital Thermocouple.....	40
Gambar 3.10 Digital Tachometer	40
Gambar 3.11 Beban Lampu.....	41
Gambar 3.12 Pitot Static Tube	42
Gambar 3.13 Diffierential Pressure Manometer	42
Gambar 3.14 Flow Meter Gas	43
Gambar 3.15 Gas Analyzer	43
Gambar 3.16 Smoke Oppacity Meter	44
Gambar 3.17 Skema Penelitian	46
Gambar 3.18 Pompa bahan bakar diesel	47
Gambar 3.19 Tempat peletakan shim pada pompa.....	47
Gambar 3.20 Flowchart Penelitian	50

Gambar 4.1 Valve timing diagram dengan durasi injeksi 48 °CA	54
Gambar 4.2 Grafik Daya Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi	59
Gambar 4.3 Grafik Torsi Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi	60
Gambar 4.4 Grafik BMEP Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi	61
Gambar 4.5 Grafik SFC Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi	62
Gambar 4.6 Grafik BTE Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi	63
Gambar 4.7 Grafik AFR Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi	64
Gambar 4.8 Grafik HES terhadap beban dengan variasi waktu injeksi	65
Gambar 4.9 Grafik Energi Per Siklus terhadap beban dengan variasi waktu injeksi	66
Gambar 4.10 Grafik Temperatur Exhaust terhadap beban dengan variasi waktu injeksi	67
Gambar 4.11 Grafik Emisi Karbon Monoksida (CO) Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi	68
Gambar 4.12 Grafik Emisi Hidrokarbon Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi	69
Gambar 4.13 Grafik Smoke Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi	70
Gambar 4.14 Grafik emisi Karbon Dioksida (CO ₂) Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi	71

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Karakteristik Bahan Bakar CPO (Tutak et al, 2020).....	7
Tabel 2.2 Vapor Density dan Liquid Density Macam-Macam Bahan Bakar sumber (Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies 2001).....	8
Tabel 2.3 Higher Heating Value dan Lower Heating Value Macam-Macam Bahan Bakar (Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies 2001)	8
Tabel 2.4 Flashpoint Macam-Macam Bahan Bakar (Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies 2001)	9
Tabel 2.5 Autoigniton Temperature Macam-Macam Bahan Bakar (Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies 2001)	9
Tabel 2.6 Perbandingan Penelitian Pustaka.....	33
Tabel 3.1 Rancangan Eksperimen	45
Tabel 4.1 Hasil Uji Laboratorium BPKI	53
Tabel 4.2 Hasil Uji Laboratorium Politeknik Ponorogo.....	53
Tabel 4.3 Hasil Uji Laboratorium Mobar UB	53

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia merupakan salah satu negara kepulauan terbesar di dunia dengan jumlah penduduk terbanyak ke-4, yaitu sebanyak 271 juta jiwa (Badan Pusat Statistik, 2020). banyaknya jumlah penduduk ini sejalan dengan tingginya akan kebutuhan energi, tercatat bahwa kebutuhan energi bahan bakar fosil semakin meningkat tiap tahunnya. Di samping itu, penggunaan bahan bakar fosil memberikan banyak kerugian bagi lingkungan. Salah satu sektor yang memiliki tingkat konsumsi bahan bakar fosil terbesar yaitu sektor transportasi. Menurut data dari statistica sektor transportasi menjadi salah satu penyumbang emisi CO₂ terbanyak di indonesia dengan konsumsi minyak sebesar 364,33 juta barrel pada tahun 2020 (Statistica 2020). Selain itu kebutuhan bahan bakar fosil dunia dalam beberapa tahun diproyeksikan akan meningkat, berdasarkan data pada tahun 2045 diperkirakan akan terjadi peningkatan kebutuhan bahan bakar diesel 29,6 juta barrel perharinya. Polemik ini menuntut pemerintah untuk segera menemukan solusi berupa sumber energi alternatif sebagai upaya mengurangi penggunaan bahan bakar fosil. Bahan bakar fosil sendiri merupakan salah satu penyumbang terbesar emisi gas rumah kaca yang menyebabkan menipisnya lapisan ozon dan berdampak terhadap perubahan iklim dunia. Salah satu penyumbang terbesar emisi yaitu penggunaan mesin Internal Combustion Engine di Indonesia menjadi salah satu penyumbang emisi yang mengakibatkan menipisnya lapisan ozon, hal ini akan berdampak buruk bagi kesehatan dan lingkungan.

Berdasarkan permasalahan diatas maka dibutuhkan sumber energi alternatif lainnya yang lebih ramah lingkungan. dikutip dari data pada tahun 2020 Indonesia mengalami peningkatan dalam penggunaan sumber energi alternatif sebesar 10,17 GW energi yang dihasilkan dan meningkat sebanyak 385 MW energi dari tahun sebelumnya. Salah satu sumber energi alternatif yang masih minim digunakan adalah sumber energi biodiesel dari kelapa sawit atau *Crude Palm Oil*. Berdasarkan data Kementerian Energi dan sumber daya mineral dalam *Hand Book of Energy & Economy Statistic of Indonesia* (Prananto and Halim 2020), Salah satunya yaitu pemanfaatan sumber energi biodiesel melalui Biodiesel. Pemanfaatan bioenergi khususnya Biodiesel baru sebesar 4 % dari total 100% konsumsi energi yang digunakan. padahal sumber energi biodiesel di Indonesia memiliki potensi besar untuk dikembangkan. Berdasarkan data indonesia mengalami peningkatan besar – besaran dalam produksi biodiesel sejak tahun 2010 – 2018 yaitu sebesar 96,99 % dengan total 6,17 juta liter produksi biodiesel CPO dihasilkan pada tahun 2018 (Putra 2019). Indonesia juga mengalami peningkatan volume ekspor minyak sawit di tiap tahunnya, pada tahun 2020 indonesia mengekspor minyak sawit ke beberapa negara didunia dengan volume sebesar 27,63 juta ton dan jika dirupiahkan sebanyak 18,69 miliar US dollar (Syarifudin 2020). mengingat saat ini penggunaan minyak solar mencapai sekitar 40% penggunaan BBM untuk transportasi sedang penggunaan solar pada industri dan PLTD (Pembangkit Listrik Tenaga Diesel) adalah sebesar 74% dari total penggunaan BBM pada kedua sektor tersebut serta konsumsi bahan bakar diesel dunia yang diperkirakan mengalami kenaikan sebesar 7,9% pada tahun 2045 (Statistica 2020) dengan melimpahnya kekayaan kelapa sawit di indonesia maka penggunaan biodiesel akan menjadi solusi untuk menghadapi krisis energi di masa depan.

Di dunia sendiri telah banyak peneliti yang melakukan riset tentang bioenergi khususnya biodiesel. Bahan bakar biodiesel selain sifatnya yang terbarukan serta melimpah di indonesia biodiesel memiliki beberapa kelebihan dibanding bahan bakar lainnya yaitu emisi yang dihasilkan biodiesel memiliki kandungan lebih sedikit dibanding bahan bakar diesel pada murni serta tidak mengandung *sulfur* dan *benzena*. Akan tetapi dibalik kelebihan biodiesel

juga memiliki beberapa kekurangan yaitu performa yang dihasilkan oleh biodiesel cenderung lebih buruk jika dibanding bahan bakar diesel murni.

(Abed et al. 2019) melakukan penelitian dengan membandingkan bahan bakar diesel murni dengan Biodiesel. Hasilnya jika dibandingkan dengan "bahan bakar diesel murni", secara signifikan emisi CO₂ berkurang ketika biodiesel dan campurannya digunakan. Hal ini disebabkan karena kandungan oksigen dalam biodiesel lebih banyak dibandingkan solar sehingga menghasilkan pembakaran yang lebih sempurna. Akan tetapi disisi lain biodiesel memiliki kekurangan juga dimana energi yang dihasilkan oleh mesin yang menggunakan biodiesel lebih sedikit dibanding dengan bahan bakar diesel lainnya karena kandungan *Caloric Value* dari biodiesel yang lebih rendah. *Caloric Value* adalah besarnya energi kalor yang dilepaskan oleh pembakaran, hal ini menyebabkan konsumsi bahan bakar menjadi lebih boros dibandingkan bahan bakar diesel lainnya.

Penggunaan biodiesel pada mesin dalam jangka panjang akan berefek buruk pada mesin karena viskositasnya tinggi. Viskositas yang tinggi akan menyebabkan meninggalkannya karbon pada ruang bakar. Viskositas yang tinggi juga akan mempengaruhi proses penginjeksian bahan bakar karena bentuk droplet yang lebih besar akan berefek pada proses atomisasi dan kerja pompa akan lebih berat. Untuk mengatasi beberapa kekurangan dari kinerja mesin diesel yang menggunakan bahan bakar biodiesel diatas sendiri dapat diperbaiki dengan menambahkan hidrogen dalam jumlah kecil ke dalam *intake manifold* dengan melakukan penambahan hidrogen ini maka perlu melakukan modifikasi terhadap mesin diesel yang sebelumnya *single fuel* menjadi diesel *dual fuel*.

Bahan bakar gas hidrogen adalah salah satu bahan bakar masa depan yang bersifat *ecoenergy*. dalam dunia industri maupun otomotif penggunaan bahan bakar hidrogen sendiri semakin marak digunakan karena bahan bakar hidrogen merupakan bahan bakar yang ramah bagi lingkungan dan berpotensi sebagai pengganti bahan bakar fosil. Proses produksi bahan bakar hidrogen sendiri saat ini masih mengandalkan pada penggunaan bahan bakar fosil (gas alam atau bahan bakar fosil lainnya). Dalam penggunaannya hidrogen sebagai bahan bakar dapat disimpan baik sebagai gas bertekanan tinggi atau sebagai *liquid cryogenic* (Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies December 2001). Hidrogen dapat dirubah ke dalam energi listrik atau energi termal dan bila dibakar akan menghasilkan air dengan sedikit emisi NO_x. Hidrogen sendiri juga memiliki properti, properti ini menunjukkan kualitas dari bahan bakar hidrogen tersebut dan akan mempengaruhi kinerja bahan bakar hidrogen dalam proses atomisasi dan pembakaran. Karakteristik umum yang perlu diketahui untuk mengetahui kualitas dari bahan bakar hidrogen antara lain yaitu *caloric value*, *density*, *autoignition temperature* dan lain-lain. Oleh karena itu dengan dilakukan modifikasi mesin *dual fuel* menggunakan bahan bakar B100 dan hidrogen diharapkan meningkatkan performa dan mengurangi emisi dari mesin diesel.

(Tutak 2020) melakukan penelitian tentang emisi dari penggunaan bahan bakar biodiesel dan hidrogen hasilnya yaitu Penambahan Hidrogen menyebabkan terjadi peningkatan emisi gas buang THC (*Total Hydrocarbon*) dengan penambahan emisi tertinggi yaitu saat Hidrogen sebesar 38% dan ini lebih tinggi dari mesin berbahan bakar biodiesel yaitu sebesar 26% serta efisiensi mesin menjadi meningkat dan secara signifikan mengurangi emisi pembakaran. dimana kandungan hidrogen sendiri tidak boleh lebih besar dari 10% karena akan mempengaruhi peningkatan tekanan pada ruang bakar dan beresiko menyebabkan *knocking*.

(Karthik et al. 2021) melakukan penelitian dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh dari waktu injeksi terhadap performa mesin diesel *dual fuel* berbahan bakar algae nano-biodiesel dan biogas. Eksperimen dilakukan dengan menggunakan bahan bakar biodiesel yang dicampur graphene oxide. Campuran nano-biodiesel digunakan sebagai pilot untuk

diinjeksikan didalam ruang bakar. Eksperimen dilakukan menggunakan mesin silinder tunggal dengan kapasitas 5,2 kW pada 1500 rpm yang sudah dimodifikasi dengan menambahkan sistem *dual fuel* biogas yang diinjeksikan pada *inlet manifold* mesin diesel. Pembebanan dilakukan menggunakan *eddy current dynamometer* serta komponen lainnya untuk mengamati hasil eksperimen. Variasi yang dilakukan yaitu dengan memvariasikan IT dari 19° BTDC sampai 31° BTDC dengan kenaikan 4° di setiap variasinya dan untuk biogas menggunakan flowrate sebesar 0,25 kg/h, 0,50 kg/h dan 0,75 kg/h

Berdasarkan kelemahan dari beberapa penelitian di atas maka perlu dilakukan penelitian lanjutan terkait penggunaan bahan bakar biodiesel dan hidrogen ke dalam mesin DDF, perlu dilakukan suatu optimasi dengan memvariasikan *injection timing* bahan bakar biodiesel oleh *pilot jet* sebesar dengan menggunakan bahan bakar B100. Variasinya yaitu antara lain sebesar 11°,13°,15°,17°,19°,21° BTDC (*before top dead center*). Penelitian pada eksperimen ini diharapkan agar mendapatkan *injection timing* yang optimal untuk setiap kondisi dengan mengetahui nilai unjuk kerja yang dinyatakan dalam: daya, torsi, *break mean effective pressure* (BMEP), *specific fuel consumption* (SFC), *efisiensi thermal*, *air fuel ratio* (AFR), temperatur mesin, temperatur pelumas, temperatur air pendingin, dan temperatur gas buang. emisi gas buang juga diamati dalam setiap variasi *injection timing* nya untuk mencari variasi yang paling optimum dalam mengurangi polusi mesin diesel itu sendiri. emisi gas buang yang akan dicari antara lain HC, CO, CO₂, NO_x dan smoke antara mesin diesel berbahan bakar tunggal (*single fuel*) B100 dan *dual fuel* B100-gas hidrogen.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut

1. Bagaimana pengaruh perubahan Injection Timing 11°,13°,15°,17°,19°,21°, BTDC (*before top dead center*) terhadap performa mesin diesel dengan bahan bakar biodiesel B100 dan hidrogen
2. Bagaimana pengaruh perubahan Injection Timing 11°,13°,15°,17°,19°,21°, BTDC (*before top dead center*) terhadap emisi mesin diesel dengan bahan bakar biodiesel B100 dan hidrogen

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut

1. Kondisi *engine* sesuai dengan spesifikasi teknis yang dikeluarkan pabrikan.
2. Percobaan menggunakan mesin diesel satu silinder empat langkah, Diesel Diamond DI 800.
3. Pengujian dilakukan pada mesin putaran konstan yang diperuntukkan untuk mesin genset.
4. Pengujian dengan menggunakan bahan bakar gas hidrogen dan B100 sebagai pilot.
5. Percobaan ini menggunakan gas hidrogen berjenis UHP (*Ultra High Purity*).
6. Tidak membahas secara kimia pembuatan dari bahan bakar tersebut.
7. Percobaan dilakukan menggunakan temperatur ruangan.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan penelitian ini adalah sebagai berikut

1. Mengetahui performa mesin diesel dan emisi Diamond DI 800 menggunakan bahan bakar biodiesel B100 dan hidrogen.
2. Mengetahui pengaruh perubahan Injection Timing 11°,13°,15°,17°,19°,21° BTDC (*before top dead center*) pada mesin diesel dengan bahan bakar biodiesel B100 dan hidrogen.

1.5 Manfaat

Dengan adanya penelitian ini diharapkan bisa menjadi referensi bagi peneliti-peneliti lainnya yang akan melakukan pengembangan teknologi mesin berbahan bakar *ecoenergy* khususnya di bidang mesin diesel dengan *dual fuel* berbahan bakar biodiesel – hidrogen. Selain itu, hasil dari penelitian ini juga diharapkan bisa menjadi rekomendasi untuk penelitian lanjutan pengembangan modifikasi mesin diesel.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Bahan Bakar

Bahan bakar adalah senyawa kimia yang tersusun atas unsur Karbon, Hidrogen, dan Sulfur yang jika direaksikan dengan oksigen pada komposisi, P, dan T tertentu akan menghasilkan produk berupa gas dan sejumlah energi panas bahan bakar fosil adalah setiap material mengandung hidrokarbon asal organisme biologis dalam kerak bumi yang dapat dipergunakan sebagai sumber energi (Kopp, 2019). Bahan bakar dalam aplikasi mesin pembakaran memiliki 3 (tiga) jenis bentuk fisik. Namun, untuk mesin pembakaran dalam, khususnya mesin diesel bentuk fisik bahan bakar hanya ada dalam dua bentuk fisik, yaitu cair dan gas. Meskipun ada yang dikatakan berasal dari bahan bakar padat, tetapi dengan melalui proses gasifikasi dapat dihasilkan bahan bakar dalam wujud gas.

Bahan bakar juga memiliki properti. Properti ini menunjukkan kualitas dari bahan bakar tersebut dan akan mempengaruhi kinerja bahan bakar dalam proses atomisasi dan pembakaran. Karakteristik umum yang perlu diketahui untuk mengetahui kualitas dari bahan bakar mesin diesel antara lain.

a. *Density, Specific Gravity dan API Gravity*

Density adalah perbandingan massa bahan bakar terhadap volume bahan bakar dengan suhu acuan 15°C. Sementara itu, *Specific Gravity* (SG) adalah perbandingan berat dari sejumlah volume bahan bakar terhadap berat air pada volume yang sama dengan suhu tertentu densitas bahan bakar, relatif terhadap air. *Specific Gravity* sendiri dinyatakan dalam persamaan:

$$SG_{\text{terhadap air}} = \frac{\text{densitas}_{\text{bahan bakar}}}{\text{densitas}_{\text{air}}} \quad (2.1)$$

Sementara itu, nilai dari Specific Gravity digunakan untuk mendapatkan nilai API Gravity dengan persamaan sebagai berikut

$$API \text{ Gravity} = \frac{141,5}{SG} - 131,5 \quad (2.2)$$

b. *Viskositas*

Viskositas adalah salah satu sifat fisik cairan yang menyatakan ukuran kekentalan cairan, yang menyatakan besar kecilnya gesekan dalam cairan. Makin besar viskositas suatu fluida maka fluida tersebut makin sulit bergerak dan juga makin sulit benda bergerak di dalamnya. Viskositas terjadi karena adanya interaksi antara molekul-molekul cairan. Viskositas merupakan sifat penting dalam penyimpanan dan penggunaan bahan bakar. Viskositas mempengaruhi derajat pemanasan awal yang diperlukan untuk *handling*, penyimpanan, dan atomisasi. Jika viskositas terlalu tinggi maka akan menyulitkan proses pemompaan bahan bakar serta sulit untuk diinjeksi. Hal ini akan mempengaruhi proses atomisasi bahan bakar.

c. *Titik nyala bahan bakar / flash point*

Titik nyala suatu bahan bakar merupakan suhu terendah saat bahan bakar dapat mengeluarkan uap untuk membentuk campuran yang dapat terbakar di udara dekat permukaan cairan. Semakin rendah titik nyalanya, semakin mudah menyalakan bahan bakar tersebut.

d. *Pour point*

Pour point atau titik tuang suatu bahan bakar merupakan suhu terendah di mana bahan bakar dapat mengalir karena gaya gravitasi. *Pour point* merupakan indikasi yang sangat kasar untuk suhu terendah di mana bahan bakar telah siap untuk dipompakan.

e. *Sulphur content*

Sulphur content atau kandungan belerang dalam bahan bakar diesel dari hasil penyulingan sangat bergantung pada asal minyak mentah yang akan diolah. Adanya belerang dalam bahan bakar sangat tidak diharapkan karena sifatnya yang merusak yaitu apabila oksida belerang dengan air merupakan bahan yang korosif terhadap logam di ruang bakar. Adanya kandungan belerang juga akan menimbulkan polusi bagi lingkungan akibat hasil dari proses pembakaran.

f. *Distillation*

Karakteristik destilasi dari bahan bakar menunjukkan kemampuan bahan bakar berubah menjadi uap pada temperatur tertentu.

g. *Cetane number*

Cetane number atau angka setana menunjukkan kemampuan bahan bakar untuk menyala sendiri (*auto ignition*). Skala untuk angka setana biasanya menggunakan referensi berupa campuran antara normal setana ($C_{16}H_{34}$) dengan *alpha methyl naphthalene* ($C_{10}H_7CH_3$) atau dengan *heptamethylnonane* ($C_{16}H_{34}$). Normal setana sendiri memiliki angka setana 100, *alpha methyl naphthalene* memiliki angka setana 0, dan *heptamethylnonane* memiliki angka setana 15. Angka setana suatu bahan bakar biasanya didefinisikan sebagai persentase volume dari normal setana dengan campurannya. Semakin tinggi angka setana menunjukkan bahwa bahan bakar dapat menyala pada temperatur yang relatif rendah, sedangkan angka setana rendah menunjukkan bahan bakar baru dapat menyala pada temperatur tinggi. Semakin tinggi angka setana maka akan semakin baik proses pembakarannya karena dapat mencegah terjadinya *knocking* karena begitu bahan bakar diinjeksikan ke dalam silinder pembakaran, bahan bakar akan langsung terbakar sempurna.

h. *Caloric value*

Caloric value atau nilai kalor merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah energi panas maksimum yang dibebaskan oleh suatu bahan bakar saat proses pembakaran sempurna terjadi dengan persatuan massa atau volume bahan bakar tersebut. Nilai kalor dinyatakan dalam 2 ukuran besaran, yaitu nilai kalor atas, NKA (jika air hasil pembakaran dalam fase cair) dan nilai kalor bawah, NKB (jika air hasil pembakaran dalam fase uap). Besarnya nilai kalor atas diuji dengan *bomb calorimeter*, dan nilai kalor bawah dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$NKB = NKA - \left(\frac{m_{air}}{m_{sample}} \times LH \right) \quad (2.3)$$

i. *Carbon residue*

Adanya *carbon residue* atau residu karbon dalam ruang pembakaran dapat mempengaruhi kinerja mesin diesel. *Carbon residue* yang tertinggal dalam ruang bakar biasanya akan membara pada suhu tinggi. Hal ini dapat menyebabkan kenaikan suhu pada ruang bakar.

j. *Ash content*

Ash content atau kadar abu adalah jumlah sisa-sisa dari minyak yang tertinggal apabila suatu minyak dibakar sampai habis. Kadar abu erat kaitannya dengan bahan *inorganic* atau garam dalam bahan bakar minyak. Garam-garam tersebut mungkin dalam bentuk senyawa sodium, vanadium, kalsium, magnesium, silikon, besi, aluminium, nikel, dll.

2.2 Bahan Bakar Diesel

Bahan bakar diesel secara umum adalah bahan bakar cair apapun yang digunakan untuk mesin diesel. Jenis yang paling umum adalah minyak bahan bakar yang berasal dari hasil destilasi fraksi minyak bumi, tetapi ada juga produk selain dari turunan minyak bumi

seperti biodiesel, diesel biomassa menjadi cairan, dan diesel gas menjadi cairan. Untuk membedakan jenis-jenis diesel, bahan bakar dari minyak bumi umumnya disebut petrodiesel. Secara umum formulasi kimia untuk bahan bakar diesel adalah $C_{15}H_{24}$ yaitu berkisar sekitar dari $C_{10}H_{20}$ hingga $C_{15}H_{28}$.

2.3 Bahan Bakar Bio Diesel 100

Biodiesel merupakan bahan bakar alternatif pada mesin diesel. Biodiesel mengacu pada minyak nabati atau bahan bakar diesel berbasis lemak hewani yang terdiri dari alkil rantai panjang (metil, propil, atau etil) ester. Biodiesel biasanya dibuat dengan mereaksikan lipid secara kimia (misalnya, minyak nabati, lemak hewani) dengan alkohol. Biodiesel dapat dibuat dari minyak trigliserida (minyak kelapa sawit). Sifat-sifat dari minyak nabati dan hewan sendiri bergantung pada perbedaan kandungan asam lemak untuk minyak nabati maupun lemak hewan. Produksi biodiesel dapat dilakukan dengan cara transesterifikasi berbagai macam minyak nabati seperti minyak kelapa sawit. Proses transesterifikasi sendiri dilakukan untuk mereduksi viskositas pada minyak dengan cara mereaksikannya dengan alkohol dan katalisator KOH atau NaOH menjadi alkohol ester (*fatty acid methyl ester*/FAME). Biodiesel dapat digunakan ke dalam mesin diesel tanpa adanya modifikasi mesin. Biodiesel bisa dicampur dengan bahan bakar diesel, atau murni 100% tanpa campuran lainnya. Biodiesel yang 100% murni tanpa campuran disebut dengan B100. Kelebihan dari biodiesel sendiri adalah emisi gas buangnya yang memiliki nilai oksigen tinggi dan kadar sulfurnya rendah. Karakteristik bahan bakar CPO ditunjukkan pada tabel 2.1.

Tabel 2.1 Karakteristik Bahan Bakar CPO (Tutak et al, 2020)

No	Karakteristik	Unit	Biodiesel CPO
1.	Massa Jenis (Pada Suhu 15 °C)	kg/m ³	875
2.	Viskositas (Pada Suhu 40 °C)	mm ² /s (cSt)	4,5
3.	Angka Setana (Min)	-	58
4.	Titik Nyala (Min)	°C	140
5.	Titik Kabut (Max)	°C	15,4
6.	<i>Lower Heat Value</i>	kJ/kg	39,310
7.	<i>Auto Ignition Temperature</i>	°C	>101
8.	<i>Stoichiometric Air-Fuel Ratio</i>	-	12,5

Sumber: PT. Wilmar Nabati Indonesia; W. Tutak, dkk (2020)

2.4 Bahan Bakar Gas Hidrogen (H₂)

Bahan bakar gas hidrogen adalah salah satu bahan bakar masa depan yang bersifat *ecoenergy*. Dalam dunia industri maupun otomotif penggunaan, bahan bakar hidrogen semakin marak digunakan karena bahan bakar hidrogen merupakan bahan bakar yang ramah bagi lingkungan dan berpotensi sebagai pengganti bahan bakar fosil. Proses produksi bahan bakar hidrogen saat ini masih mengandalkan pada penggunaan bahan bakar fosil (gas alam atau bahan bakar fosil lainnya). Dalam penggunaannya, hidrogen sebagai bahan bakar dapat disimpan baik sebagai gas bertekanan tinggi atau sebagai *liquid cryogenic* (Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies 2001) Hidrogen dapat diubah ke dalam energi listrik atau energi termal dan bila dibakar akan menghasilkan air dengan sedikit emisi NO_x.

Properti hidrogen menunjukkan kualitas dari bahan bakar hidrogen tersebut dan akan mempengaruhi kinerja bahan bakar hidrogen dalam proses atomisasi dan pembakaran. Karakteristik umum yang perlu diketahui untuk mengetahui kualitas dari bahan bakar hidrogen antara lain.

- a. *Density*

Density adalah jumlah massa per satuan volume suatu zat, atau kebalikan dari volume spesifik. Untuk gas, densitasnya bisa bervariasi dalam rentang yang luas karena partikelnya bebas bergerak mendekati saat terkendala oleh tekanan atau volume. Variasi densitas ini disebut sebagai kompresibilitas. *Density* untuk gas disebut *vapor density* dan *density* untuk *liquid* disebut *liquid density*. *Density* dari hidrogen jika dibandingkan dengan bahan bakar lainnya ditunjukkan pada tabel 2.2.

Tabel 2.2 Vapor Density dan Liquid Density Macam-Macam Bahan Bakar sumber (*Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies 2001*)

Substance	Vapor Density (at 68 °F; 20 °C, 1 atm)	Liquid Density (at normal boiling point, 1 atm)
Hydrogen	0.005229 lb/ft ³ (0.08376kg/m ³)	4.432 lb/ft ³ (70.8 kg/m ³)
Methane	0.0406 lb/ft ³ (0.65 kg/m ³)	26.4 lb/ft ³ (422.8 kg/m ³)
Gasoline	0.275 lb/ft ³ (4.4 kg/m ³)	43.7 lb/ft ³ (700 kg/m ³)

b. *Specific Volume*

Specific volume adalah kebalikan dari *density* yang menyatakan jumlah volume persatuan massa. Berdasarkan table diatas *specific volume* untuk gas hidrogen adalah 191.3

c. *Caloric Value*

Caloric value atau nilai kalor merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah energi panas maksimum yang dibebaskan oleh suatu bahan bakar saat proses pembakaran sempurna terjadi dengan persatuan massa atau volume bahan bakar tersebut. Nilai kalor dinyatakan dalam 2 ukuran besaran, yaitu nilai kalor atas, NKA (jika air hasil pembakaran dalam phase cair) dan nilai kalor bawah, NKB (jika air hasil pembakaran dalam fase uap). Besarnya nilai kalor atas diuji dengan *bomb calorimeter*, dan nilai kalor bawah dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$NKB = NKA - \left(\frac{m_{air}}{m_{sample}} \times LH \right) \quad (2.4)$$

Bahan bakar hidrogen jika dibandingkan dengan bahan bakar lainnya memiliki nilai kalor yang lebih tinggi, dapat dilihat pada tabel 2.3

Tabel 2.3 Higher Heating Value dan Lower Heating Value Macam-Macam Bahan Bakar (*Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies 2001*)

Fuel	Higher Heating Value (at 25°C and 1 atm)	Lower Heating Value (at 25°C and 1 atm)
Hydrogen	61,000 Btu/lb (141.86 kJ/g)	51,500 Btu/lb (119.93 kJ/g)
Methane	24,000 Btu/lb (55.53 kJ/g)	21,500 Btu/lb (50.02 kJ/g)
Propane	21,650 Btu/lb (50.36 kJ/g)	19,600 Btu/lb (45.6 kJ/g)
Gasoline	20,360 Btu/lb (47.5 kJ/g)	19,000 Btu/lb (44.5 kJ/g)
Diesel	19,240 Btu/lb (44.8 kJ/g)	18,250 Btu/lb (42.5 kJ/g)
Methanol	8,580 Btu/lb (19.96kJ/g)	7,760 Btu/lb (18.05 kJ/g)

d. *Flash Point*

Flash Point suatu bahan bakar merupakan suhu terendah di mana bahan bakar dapat mengeluarkan uap untuk membentuk campuran yang dapat terbakar di udara dekat permukaan cairan. Semakin rendah titik nyalanya, semakin mudah menyalakan bahan tersebut. Tabel 2.4 menunjukkan perbandingan *flash point* bahan bakar hidrogen dengan bahan bakar lainnya.

Tabel 2.4 Flashpoint Macam-Macam Bahan Bakar (Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies 2001)

Fuel	Flashpoint
Hydrogen	< -423 °F (< -253 °C; 20 K)
Methane	-306 °F (-188°C; 85 K)
Propane	-156°F (-104°C; 169 K)
Gasoline	Approximately -45°F (-43°C; 230 K)
Methanol	52°F (11°C; 284 K)

e. *Autoignition Temperature*

Autoignition temperature adalah suhu minimum yang dibutuhkan suatu bahan bakar untuk menyala sendiri tanpa adanya sumber *ignition*. Dengan kata lain, bahan bakar dikompresi hingga menyala dengan sendirinya. Hidrogen memiliki *autoignition temperature* yang relatif tinggi yaitu pada suhu 1085 °F (585 °C). Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies: Rev 0, December 2001 Perbandingan *autoignition temperature* bahan bakar hidrogen dengan bahan bakar lainnya ditunjukkan pada tabel 2.5

Tabel 2.5 Autoigniton Temperature Macam-Macam Bahan Bakar (Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies 2001)

Fuel	Autoignition Temperature
Hydrogen	1085 °F (585 °C)
Methane	1003 °F (540 °C)
Propane	914 °F (490 °C)
Methanol	725 °F (385 °C)
Gasoline	450 to 900 °F (230 to 480 °C)

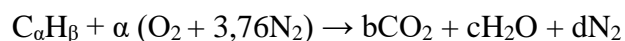
2.5 Teori Pembakaran

Pembakaran adalah proses oksidasi cepat bahan bakar yang disertai dengan produksi panas dan cahaya. Bahan bakar akan terbakar sempurna jika pasokan oksigen (O₂) terpenuhi. Jumlah Oksigen mencapai 20,9% dari udara, dan sebanyak hampir 79% merupakan nitrogen (N₂) sedangkan sisanya adalah elemen lain.

Nitrogen mempunyai fungsi sebagai pengencer dan pendingin yang menurunkan suhu dalam pembakaran. Nitrogen mengurangi efisiensi pembakaran dengan cara menyerap panas dari proses pembakaran bahan bakar dan mengencerkan gas buang. Nitrogen dapat bergabung dengan oksigen pada suhu nyala yang tinggi untuk menghasilkan oksida nitrogen (NO_x) yang beracun. Saat kondisi tertentu, karbon juga dapat bergabung dengan oksigen dan membentuk karbon monoksida, dengan melepaskan sedikit panas (2,430 kkal/kg karbon). Karbon terbakar yang membentuk CO₂ akan menghasilkan lebih banyak panas per satuan bahan bakar daripada apabila menghasilkan CO atau asap perhitungan stoikiometri.

2.5.1 Perhitungan stoikiometri kebutuhan udara

Ketika kebutuhan oksigen untuk reaksi oksidasi terpenuhi, maka bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh, yaitu karbon dioksidasi menjadi karbon dioksida (CO₂) dan hidrogen dioksidasi menjadi uap air (H₂O). pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon (C_aH_β) dengan udara dituliskan sebagai berikut:



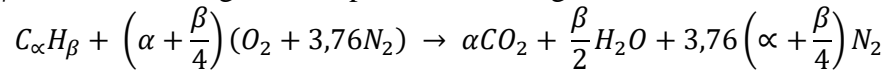
Kesetimbangan C: $\alpha = b$

Kesetimbangan H: $\beta = 2c \rightarrow c = \beta/2$

Kesetimbangan O: $2a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = \alpha + \beta/4$

Kesetimbangan N: $2(3,76) a = 2d \rightarrow d = 3,76a \rightarrow d = 3,76(\alpha + \beta/4)$

Substitusi persamaan-persamaan kesetimbangan di atas ke dalam persamaan reaksi pembakaran $C_\alpha H_\beta$ maka akan menghasilkan persamaan sebagai berikut:



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah:

$$m_{O_2} = \frac{m_{atom O_2}}{m_{atom C_\alpha H_\beta}} \times \% C_\alpha H_\beta \frac{kg}{kg_{bahanbakar}}$$

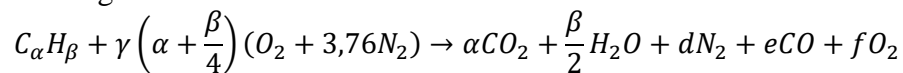
Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (*airfuel ratio*) untuk bahan bakar hidrokarbon ($C_\alpha H_\beta$) adalah sebagai berikut:

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{(\sum n_i \bar{M}_i)_{air}}{(\sum n_i \bar{M}_i)_{fuel}} = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) \bar{M}_{O_2} + 3,76\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) \bar{M}_{N_2}}{\alpha \bar{M}_C + \beta \bar{M}_H}$$

(Tamam, 2015)

2.5.2 Pembakaran non stoikiometri

Pada saat proses pembakaran terjadi, mekanisme pembakaran dituntut dapat berlangsung secara cepat sehingga sistem-sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih (Heywood 1988) hal ini ditujukan untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat tidak sempurnanya proses pencampuran antara udara dan bahan bakar. Pembakaran yang seperti ini biasa disebut pembakaran non stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran non stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ($C_\alpha H_\beta$) dengan udara dituliskan sebagai berikut:



Keterangan:

a. Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri.

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum dengan kehilangan panas yang minimum dan hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, dan N_2 .

b. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin.

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, O_2 dan N_2 .

c. Pembakaran dengan komposisi campuran kaya.

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang kurang maksimum karena ada bahan bakar yang belum terbakar. Hasil pembakaran berupa HC, CO, CO_2 , H_2O , dan N_2 . Sedangkan fraksi karbon terbentuk dari reaksi sekunder antara CO dan H_2O .

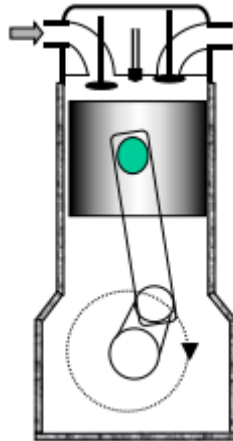
Perbandingan antara udara-bahan bakar operasional untuk pembakaran dalam ruang bakar *CI engine* berada pada kisaran $18 \leq AFR \leq 70$ (Heywood 1988)

2.6 Dasar Teori Mesin Diesel

2.6.1 Tahapan Pembakaran Pada Mesin Diesel

Pada motor diesel empat langkah, satu siklus kerja berlangsung dalam empat gerakan piston atau dua putaran dari *crankshaft*. Satu langkah menempuh 180° dan dalam satu siklus menempuh 720° putaran *crankshaft*. Berikut penjelasan dari tiap langkah yang ditempuh oleh piston.

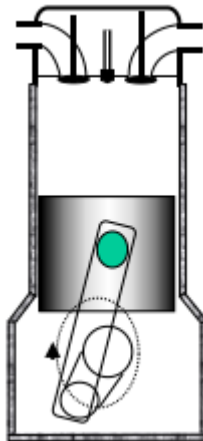
1. Langkah *intake*



Gambar 2.1 Langkah Intake

Piston bergerak dari TMA ke TMB. Katup hisap terbuka dan katup buang tertutup, karena piston bergerak ke bawah maka tekanan di dalam silinder menjadi vakum (di bawah satu atmosfer) sehingga udara murni masuk ke dalam silinder.

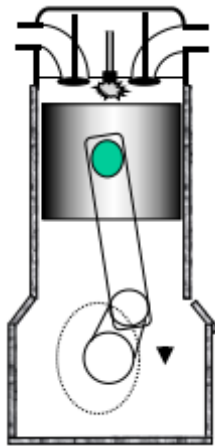
2. Langkah kompresi



Gambar 2.2 Langkah Kompresi

Piston bergerak dari TMB ke TMA. Katup hisap tertutup dan katup buang tertutup, udara di dalam silinder didorong (ditekan) sehingga timbul panas dan tekanan yang tinggi. Akhir kompresi bahan bakar dikabutkan (disemprotkan dengan tekanan yang sangat tinggi melalui lubang yang sangat kecil) sehingga terjadi pembakaran (berupa ledakan).

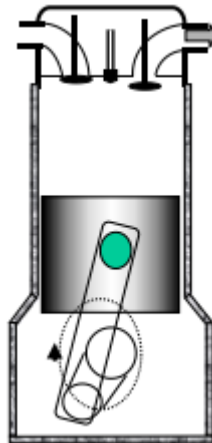
3. Langkah usaha



Gambar 2.3 Langkah Usaha

Pembakaran menghasilkan tekanan yang tinggi dalam ruang bakar, tekanan ini mendorong piston dari TMA menuju TMB, melakukan usaha.

4. Langkah pembuangan

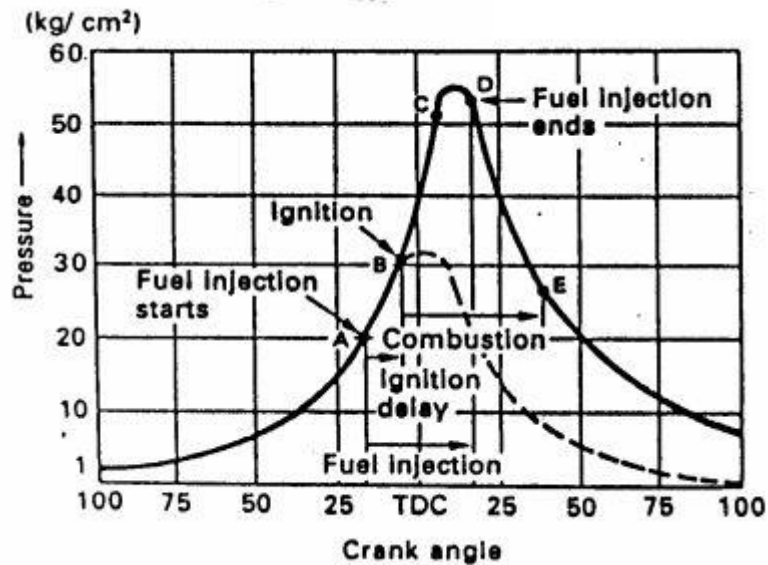


Gambar 2.4 Langkah Pembuangan

Akhir langkah usaha katup buang terbuka, sehingga gas buang keluar melalui katup tersebut, karena didorong oleh piston bergerak dari TMB menuju TMA (lambung Mangkurat).

2.6.2 Proses Pembakaran Motor Diesel

Proses pembakaran pada ruang bakar memiliki beberapa syarat yang harus terpenuhi yaitu: adanya campuran bahan bakar, adanya udara, dan adanya sesuatu yang menyulut terjadinya pembakaran, stabilisasi, dan propagasi dari api di dalam ruang bakar. Proses pembakaran pada motor diesel memiliki beberapa tahapan yang digambarkan dalam diagram P- θ seperti pada gambar 2.5. Untuk beberapa tahapan pembakarannya yaitu



Gambar 2.5 Tahapan Pembakaran Motor Diesel

a. Tahapan Pertama

Pada tahapan pertama yang disebut *Ignition Delay Periode*, bahan bakar mulai disemprotkan/*injection timing* (titik A) dan udara dimampatkan di dalam silinder sampai mendekati temperatur munculnya nyala pembakaran (titik B). Selama periode ini belum terjadi proses pembakaran. Rangkaian pembakaran sangat dipengaruhi oleh tahap ini. Tahap ini merupakan tahap *ignition*. Tahap *ignition delay* adalah suatu tahap yang sangat singkat. Panjang periode ini dipengaruhi oleh *properties* bahan bakar antara lain; angka *cetane number*, tekanan injeksi, dan ukuran *droplet*. Jika *cetane number* rendah maupun *injection timing* yang terlalu maju maka *engine* akan mengalami *knocking*.

b. Tahapan Kedua

Pada tahapan ini terjadi *Rapid or Uncontrolled Combustion*, yaitu periode awal pembakaran ketika gas campuran mencapai kadar campuran maksimum dan *flame* mulai berkembang, dapat dilihat pada tahapan B-C. Pada proses ini bahan bakar berupa *droplet-droplet* diselubungi oleh udara bertemperatur tinggi, sehingga panas yang diterima akan menguapkan *droplet-droplet* bahan bakar tersebut lalu pembakaran mulai terjadi dan menyebar ke setiap bagian serta membakar seluruh campuran gas yang tertinggal secara bersamaan. Temperatur dan tekanan di dalam *engine* meningkat dalam waktu yang sangat singkat. Hal ini akan menimbulkan peningkatan temperatur & tekanan yang dipengaruhi oleh jumlah dan atomisasi bahan bakar yang disemprotkan pada tahap *ignition delay*.

c. Tahapan Ketiga

Pada tahap ketiga terjadi *Controlled Combustion* yang dapat dilihat pada area C-D pada gambar 2.1 yaitu bahan bakar segera terbakar setelah diinjeksikan. Hal ini terjadi karena pembakaran dapat dikontrol dengan sejumlah bahan bakar yang diinjeksikan oleh injektor. *Droplet-droplet* yang baru diinjeksikan langsung terbakar bersambung dengan periode sebelumnya. Periode ini akan berakhir setelah injektor berhenti menginjeksikan bahan bakar ke ruang bakar.

d. Tahapan Keempat

Pada tahap akhir ini, bahan bakar tidak lagi disemprotkan ke dalam ruang bakar. Akan tetapi masih ada bahan bakar yang belum terbakar seluruhnya. Pada proses ini nyala pembakaran terus berkembang membakar bahan bakar yang tersisa

pada ruang bakar. Periode ini biasa disebut *after burning* yang dapat dilihat pada area setelah titik D pada gambar 2.1. Pada periode ini semakin lama tahap pembakaran akhir, semakin tinggi temperatur dan semakin rendah efisiensi termalnya. Efisiensi termal adalah rasio dari jumlah panas yang diubah menjadi energi yang disuplai mesin.

2.6.3 Unjuk Kerja Mesin Diesel

a. Daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel yang dikopel dengan *generator* listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada *generator* listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada *generator* (P_e). Hubungan tersebut dinyatakan dengan rumus:

$$P = \frac{V \times I \times \cos\theta}{1000 \times \eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} \quad (2.5)$$

Keterangan:

- P : Daya mesin (Watt)
- V : Tegangan listrik (Volt)
- I : Arus listrik (Ampere)
- $\eta_{generator}$: Efisiensi mekanisme *generator* (0,9)
- $\eta_{transmisi}$: Efisiensi transmisi (0,95)
- $\cos\theta$: Faktor daya listrik ($\cos\theta = 1$)

b. Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Dalam prakteknya, torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu berkendara. Momen torsi dihitung dengan persamaan seperti berikut:

$$T = \frac{60 \times P}{2 \times \pi \times n} \quad (Nm) \quad (2.6)$$

Di mana:

- T : Torsi (Nm)
- P : Daya efektif (kW)
- n : Putaran mesin konstan 2.000 rpm
- π : 3,14

Dari persamaan tersebut, torsi sebanding dengan daya yang diberikan dan berbanding terbalik dengan putaran mesin. Semakin besar daya yang diberikan mesin, maka torsi yang dihasilkan akan mempunyai kecenderungan untuk semakin besar. Semakin besar putaran mesin, maka torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

c. Tekanan efektif rata-rata (b_{mep})

Proses pembakaran campuran udara dan bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut dikatakan sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Tekanan efektif rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif. B_{mep} dituliskan dengan persamaan berikut:

$$BMEP = \frac{2 \times \pi \times T \times 2}{V_d} \quad (N/m^2) \quad (2.7)$$

Di mana:

- 2 : Konstanta siklus 4 tak
- π : 3,14

T : Torsi
 V_d : Volume silinder

d. *Specific fuel consumption (sfc)*

Specific fuel consumption (sfc) adalah jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) hp selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan bahan bakar m (kg) dalam waktu s (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar bhp (kW) maka pemakaian bahan bakar perjam \dot{m}_{bb} adalah:

$$\dot{m}_{bb} = \frac{3600 \times m_{bb}}{s} \left(\frac{kg}{Watt.jam} \right) \quad (2.8)$$

Sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah:

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{Ne} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right) \quad (2.9)$$

Untuk penggunaan dua bahan bakar yaitu gas hidrogen – biodiesel, besar pemakaian bahan bakar spesifiknya adalah:

$$sfc_{dual} = \frac{3600 \times (\dot{m}_{biodiesel} + \dot{m}_{hidrogen})}{Ne} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right) \quad (2.10)$$

Di mana

\dot{m}_{bb} : Massa bahan bakar yang dikonsumsi mesin (kg)
 $\dot{m}_{biodiesel}$: Pemakaian bahan bakar biodiesel per jam (kg/jam)
 $\dot{m}_{hidrogen}$: Pemakaian bahan bakar gas hidrogen (kg/jam)
 s : Waktu konsumsi bahan bakar (detik)

e. Efisiensi Termal

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang disimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh mesin pembakaran dalam. Secara teoritis dituliskan dalam persamaan:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flow rate bahan bakar} \times \text{Nilai kalor bawah bahan bakar}} \times 100\% \quad (2.11)$$

Untuk sistem *single fuel* dapat ditulis:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya}}{\dot{m}_{biodiesel} \times Q_{biodiesel}} \times 100\% \quad (2.12)$$

Untuk efisiensi termal mesin diesel yang menggunakan sistem *dual fuel* gas hidrogen – biodiesel maka persamaannya adalah:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya}}{(\dot{m}_{biodiesel} \times Q_{biodiesel}) + (\dot{m}_{hidrogen} \times Q_{hidrogen})} \times 100\% \quad (2.13)$$

Di mana:

η_{th} : Efisiensi termal
 Q : *lower heat value* (kJ/kg)

f. *Air Fuel Ratio (AFR)*

Perhitungan *Air Fuel Ratio (AFR)* diperoleh dari perbandingan *mass flow rate* udara dengan dengan *mass flow rate* bahan bakar. Nilai AFR yang dimaksud disini adalah AFR aktual. Adapun nilai AFR aktual diperoleh sebagai berikut:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{H_2} + \dot{m}_{B100}}$$

Dimana:

$\dot{m}_{biodiesel}$: Pemakaian bahan bakar biodiesel per jam (kg/jam)
 $\dot{m}_{hidrogen}$: Pemakaian bahan bakar gas hidrogen (kg/jam)

2.7 *Dual Fuel Engine*

Dual Fuel Engine merupakan mesin diesel standar yang telah dimodifikasi dengan ditambahkan bahan bakar lain pada masuknya udara dan penyalaan bahan bakar dilakukan oleh semprotan bahan bakar diesel murni. Bahan bakar cair atau gas dapat dimasukkan ke ruang bakar dengan menambahkan lubang pada saluran masuk udara (*intake manifold*). Jika bahan bakar cair yang digunakan bersifat seperti ethanol atau methanol maka diperlukan metode untuk mengkarburasi cairan sebelum masuk ke ruang bakar. Sedangkan jika menggunakan bahan bakar gas dapat langsung dimasukkan pada lubang disaluran masuk dikarenakan gas memiliki tekanan sendiri dan mudah teratomisasi dengan udara. *Dual fuel engine* telah banyak digunakan pada mesin diesel untuk meningkatkan daya, mengurangi emisi gas buang mesin diesel, dan untuk menghemat penggunaan bahan bakar pada mesin diesel.

2.7.1 *Prinsip Kerja Dual Fuel Engine*

Dalam sistem *dual fuel engine* ini bahan bakar gas disebut sebagai bahan bakar primer dan bahan bakar biodiesel sebagai bahan bakar sekunder yang bertindak sebagai *pilot fuel*. Pada sistem *single fuel*, mesin diesel bekerja dengan menghisap udara murni dari luar. Akan tetapi untuk sistem *dual fuel*, yang masuk ke dalam ruang bakar tidak hanya udara murni. Udara tersebut masuk bersamaan dengan sejumlah bahan bakar gas. Mekanisme pencampuran udara dan bahan bakar gas tersebut dapat terjadi di dalam *mixer/blender* yang berbentuk venturi, dengan menggunakan injektor gas yang bertekanan tinggi yang langsung menginjeksikan gas ke ruang bakar, serta menggunakan injektor gas bertekanan rendah yang diletakkan di mulut saluran isap dan hanya akan menginjeksikan gas pada saat katup hisap terbuka.

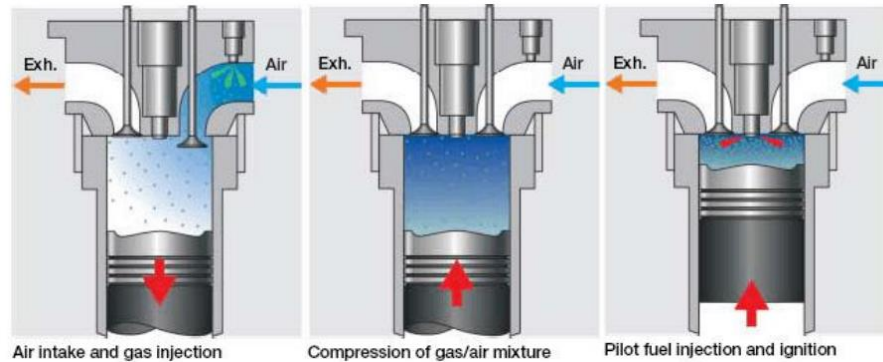
Saat langkah kompresi pada mesin diesel, temperatur dan tekanan campuran udara-bahan bakar gas tersebut akan meningkat. Akan tetapi itu belum cukup untuk membuat campuran tersebut terbakar disebabkan bahan bakar gas memiliki temperatur terbakar sendiri lebih tinggi dibandingkan bahan bakar biodiesel. Oleh sebab itu dibutuhkan sejumlah bahan bakar biodiesel untuk diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk memulai pembakaran. Pembakaran tersebut akan meningkatkan tekanan dan temperatur dalam ruang bakar, sehingga bahan bakar gas tersebut menjadi terbakar. Metode injeksi biodiesel ke dalam ruang bakar dapat mempertahankan sistem yang asli dari mesin diesel tersebut.

2.7.2 *Teknologi Sistem Dual Fuel Pada Mesin Diesel Dual Fuel*

Beberapa teknologi pada sistem *dual fuel* yang saat ini dikembangkan pada mesin diesel yaitu:

1. *Low Pressure Injected Gas (LPIG)*

Teknologi ini bekerja dengan menginjeksikan gas pada saluran hisap (inlet) mesin diesel, dengan tekanan yang relatif kecil kurang dari 50 psi sesuai dengan sistem kerja mesin diesel yang menggunakan *turbocharger*, maka tekanan injeksi dari gas harus lebih besar dari tekanan keluaran kompresor *turbocharger* (*boost pressure*). Jika mesin memiliki lebih dari satu silinder maka jumlah dari gas injektor mengikuti banyak jumlah dari silinder tersebut.



Gambar 2.6 Injector Tipe LPIG

Sumber: (marinediesels)

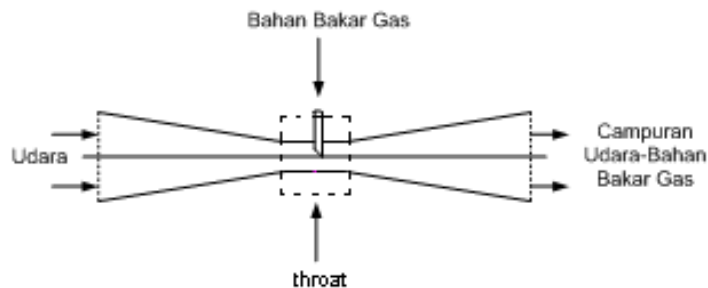
Dilihat dari gambar di atas *injector gas* hanya berfungsi sebagai katup untuk buka dan tutup aliran gas menuju ruang bakar yang diatur berdasarkan *timing* saat katup isap terbuka, sehingga tekanannya rendah. Keuntungan dari penggunaan sistem ini adalah mengurangi potensi gas terbuang karena gas hanya tersuplai ketika katup hisap terbuka, dan harganya lebih murah dibandingkan dengan tipe *High Pressure Injected Gas* (HPIG). Sedangkan kekurangan dari sistem ini adalah hanya cocok digunakan pada mesin diesel putaran rendah, sehingga hanya diaplikasikan pada penggerak kapal dan pemutar *generator* listrik skala besar.

2. *High Pressure Injected Gas* (HPIG)

Teknologi ini bekerja dengan menginjeksikan gas langsung ke ruang bakar sehingga memiliki tekanan besar sekitar 3000 psi. Tekanan yang tinggi ini dikarenakan gas diinjeksikan pada saat piston telah mencapai akhir dari langkah kompresi dan bahan bakar diesel telah diinjeksikan untuk memulai pembakaran di mana tekanan dalam ruang bakar menjadi sangat tinggi.

Keuntungan dari penggunaan sistem ini yaitu bahan bakar yang terbuang bersamaan dengan gas buang relatif sedikit karena bahan bakar diinjeksikan setelah *exhaust valve* tertutup. Kerugiannya disebabkan karena kebutuhan spesifikasi alat dengan tekanan tinggi sehingga biaya yang dibutuhkan mahal, ketika suplai gas terputus maka mesin akan dalam *mode diesel* yang mengakibatkan kerusakan pada *mechanical valve* jika menggunakan model *cam actuated gas valve*, serta memerlukan modifikasi pada silinder mesin diesel untuk menempatkan *injector gas*.

3. *Combustion Air Gas Integration* (CAGI)



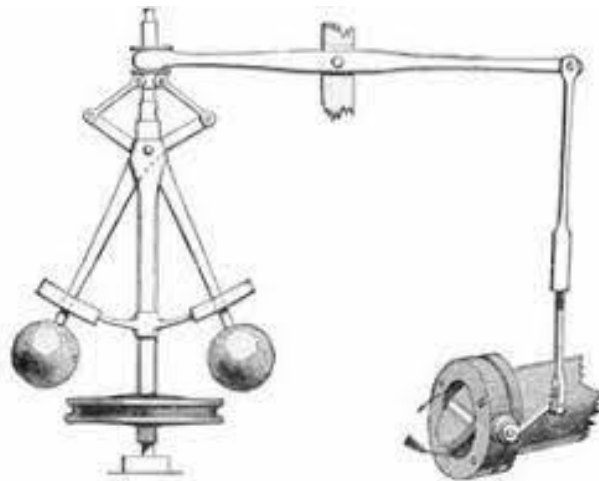
Gambar 2.7 Teknologi *Combustion Air Gas Integration*

Teknologi ini bekerja dengan cara mencampur udara dan bahan bakar gas sebelum memasuki saluran isap atau sebelum memasuki kompresor *turbocharger* apabila mesin yang digunakan adalah *turbocharger system*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan sama dengan tekanan udara sekitar, dan untuk menjaga tidak

terjadinya kebocoran gas saat mesin diesel tidak beroperasi maka tekanan keluaran *gas pressure regulator* diatur sedikit lebih rendah dari tekanan udara sekitar. Pencampuran bahan bakar menggunakan alat yang dinamakan *mixer* yang diletakkan pada saluran isap mesin diesel. *Mixer* berbentuk seperti pipa venturi yang mekanismenya menggunakan beda tekanan antara gas keluaran *pressure regulator* dan area dari leher venturi. Area leher venturi memiliki tekanan yang rendah sehingga memungkinkan gas keluaran *pressure regulator* masuk ke dalam *mixer* tersebut.

2.8 Governor

Governor adalah komponen pada motor bakar yang berfungsi untuk mengontrol putaran mesin dengan cara mengendalikan jumlah bahan bakar yang diberikan sehingga putarannya dapat dipertahankan tetap stabil tanpa tergantung kondisi pembebanan (Tamam, Zuhri (2015).

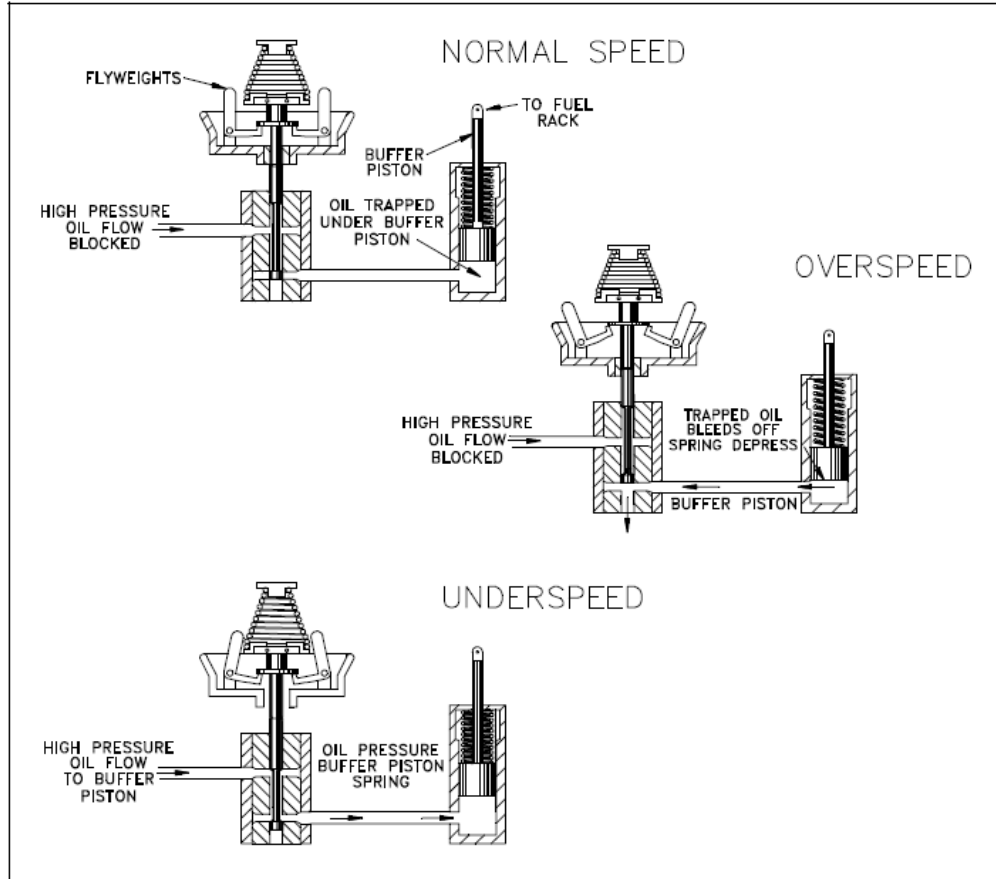


Gambar 2.8 Governor Sentrifugal

Salah satu mekanisme dari governor adalah governor sentrifugal (*watt governor*) atau *fly-ball governor* yang ditunjukkan pada gambar 2.8 Governor jenis ini menggunakan bandul yang dipasang pada lengan yang berpegas. Pada saat putaran tinggi (*over speed*) maka gaya sentrifugal ($F_s = m\omega^2 r$) akan bekerja pada bandul bola sehingga lengan dalam posisi membuka. Posisi gerakan lengan ini dihubungkan dengan mekanisme yang dapat menyebabkan berkurangnya *supply* bahan bakar. Mekanisme kontrol secara mekanis ini termasuk dalam kategori *proportional control*. Mekanisme ini pertama kali dibuat oleh insinyur Inggris Thomas Savery pada tahun 1698. Pada tahun 1769 insinyur Perancis Nicholas Cugnot menggunakannya dalam mesin uap untuk otomotif roda tiga. Pada tahun 1755-1800 insinyur Scotlandia James Watt bekerja sama dengan industrialis Matthew Boulton memproduksi jenis *governor* ini untuk 500 mesin.

Sistem pengendalian menggunakan *governor* digunakan baik pada mesin stasioner maupun mesin otomotif seperti pada mobil dan traktor. Pada mesin modern seperti saat ini mekanisme *governor* umumnya menggunakan mekanisme mekanis-hidrolik (*woodward governor*), walaupun terdapat juga versi governor elektrik. Gambar 2.9 menunjukkan cara kerja governor yang menggunakan mekanisme mekanis-hidrolik dalam pengendalian putaran mesin yang berlebihan pada mesin diesel. Dalam hal ini, governor mengendalikan posisi tuas pengontrol bahan bakar yang dikombinasikan dengan aksi dari piston hidrolik dan gerakan bandul berputar. Posisi dari bandul ditentukan oleh kecepatan putaran dari mesin, jika putaran mesin naik atau turun maka bandul berputar mekar atau menguncup. Gerakan dari bandul ini,

karena perubahan putaran mesin, akan menggerakkan piston kecil (*pilot valve*) pada sistem hidroliknya. Gerakan ini mengatur aliran cairan hidrolis ke piston hidrolis (*piston motor servo*). Piston motor servo dihubungkan dengan tuas pengatur bahan bakar (*fuel rack*) dan gerakannya akan menyebabkan penambahan atau pengurangan jatah bahan bakar yang di-*supply*.



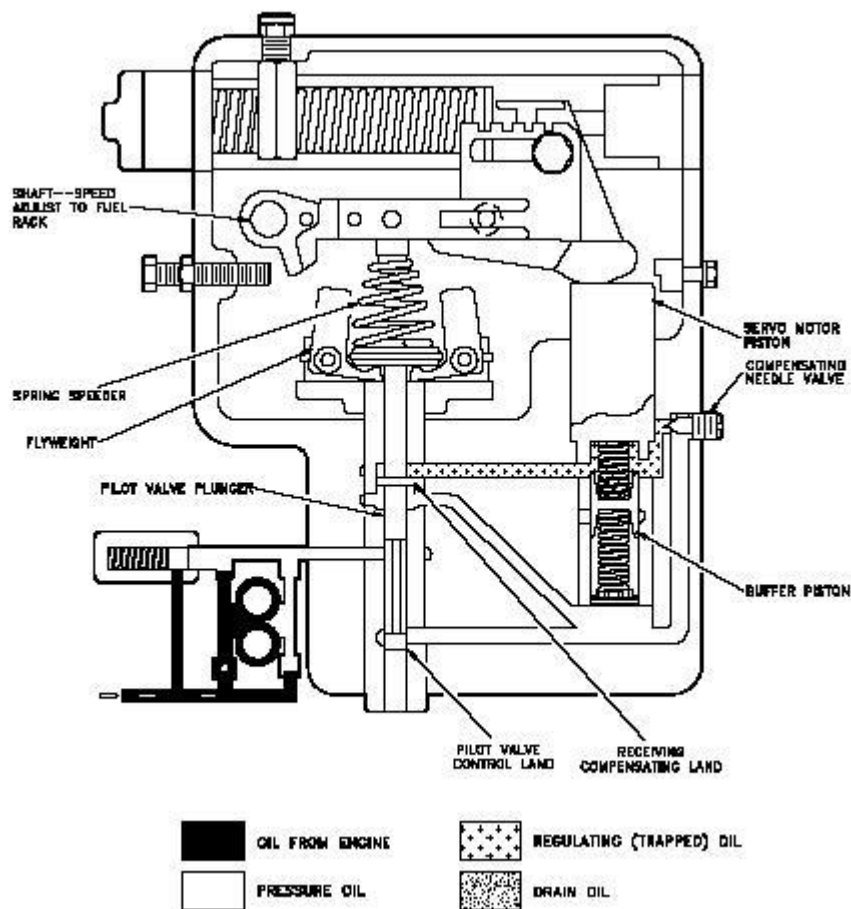
Gambar 2.9 Skema kerja governor mekanis-hidraulis

Ada empat tipe pengontrolan mesin menggunakan governor:

- Pertama, jika hanya satu kecepatan yang dikontrol maka digunakan tipe governor kecepatan tetap atau *constant-speed type governor*.
 - Kedua, jika putaran mesin dapat dikendalikan beberapa tingkat secara manual melalui pengaturan dengan alat bantu, maka disebut tipe governor kecepatan variabel atau *variable-speed type governor*.
 - Tipe ketiga ini adalah pengontrolan agar putaran mesin dapat dipertahankan di atas batas minimum atau di bawah batas maksimum, dan disebut governor pembatas kecepatan atau *speed limiting type governor*.
 - Tipe pengontrolan keempat adalah tipe governor yang digunakan untuk membatasi beban mesin, dan disebut tipe governor pembatas beban atau *load limiting type governor*.
- Ada beberapa sistem governor yang sekaligus mempunyai 4 fungsi pengendalian ini.

Secara detil operasi mekanis-hidrolis dapat dijelaskan sebagai berikut, pada saat mesin beroperasi, oli dari sistem pelumasan di-*supply* ke pompa gear seperti pada Gambar 2.5. Pompa gear menyebabkan tekanan oli meningkat sampai pada nilai yang ditentukan oleh pegas pada katup pelepasan (*spring relief valve*). Tekanan oli dipertahankan pada ruangan berbentuk cincin (*annular space*) pada katup pilot bagian plunyer (*pilot valve plunger*) dan

lubang dalam bushing katup pilot. Pada suatu pengaturan kecepatan yang ditentukan, pegas melepaskan gaya yang melawan gaya sentrifugal dari putaran bandul. Pada saat kedua gaya ini setimbang maka punyer katup pilot menutup lubang (*port*) bagian bawah pada bushing katup pilot. Jika beban mesin meningkat, putaran mesin menurun. Penurunan putaran mesin ini akan menyebabkan posisi dari bandul menguncup. Oli yang tertekan akan diterima piston servo motor dan menyebabkannya muncul. Gerakan keatas dari piston servo motor ini akan ditransmisikan melalui lengan ke tuas pengatur bahan bakar, sehingga menaikkan jumlah bahan bakar yang diinjeksikan ke ruang bakar. Oli yang menekan piston servo motor ke atas juga akan memaksa piston buffer bergerak ke atas karena tekanan oli pada kedua sisi tidak sama. Gerakan ke atas dari piston ini akan menekan pegas buffer bagian atas dan melepaskan tekanan pada pegas *buffer* bagian bawah. Gerakan ini menyebabkan tekanan setimbang sehingga piston servo motor berhenti bergerak ke atas dan menghentikan koreksi supply bahan bakar sebelum kecepatan mesin naik terlalu tinggi melewati pengaturan mesin semula.

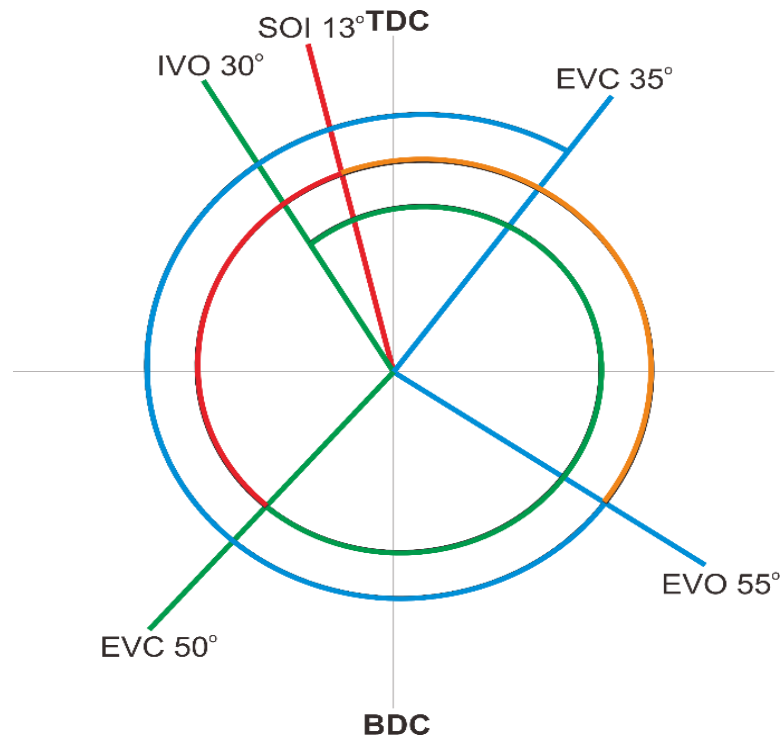


Gambar 2.10 Woodward Governor

Demikian mekanisme ini berulang terus sehingga kecepatan mesin yang stabil dapat dipertahankan walaupun beban yang bervariasi. Sistem governor seperti ini tidak saja diaplikasikan untuk pengontrolan mesin saja, namun juga digunakan untuk mengontrol kecepatan lain seperti mengontrol kecepatan putaran suatu rotor pada turbin, kincir angin atau pada baling-baling pesawat terbang. Fungsi utama pengaturan putaran ini adalah untuk menjaga kestabilan sistem secara keseluruhan terhadap adanya variasi beban atau gangguan pada sistem.

2.9 Pengaruh *Start of Injection* terhadap Performa Mesin

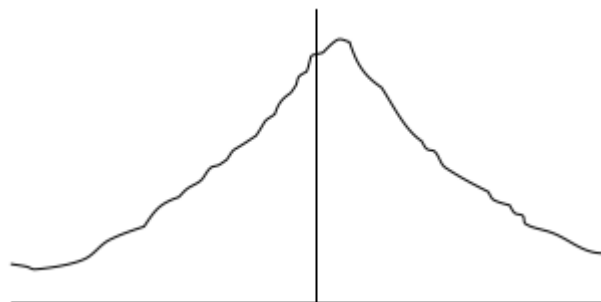
Start of injection (awal injeksi) atau waktu injeksi adalah titik awal atau sudut saat penyalaan pembakaran pada mesin diesel dengan jalan menginjeksikan bahan bakar langsung ke dalam ruang bakar (*direct injection*) atau melalui *intake manifold* (*indirect injection*). *Start of injection* sangat menentukan proses pembakaran di dalam selinder sehingga akan mempengaruhi performa dan emisi gas buang yang dihasilkan oleh mesin diesel termasuk yang menggunakan *dual fuel*. Untuk itu, dibutuhkan sudut *start of injection* yang tepat dalam menginjeksikan bahan bakar ke dalam ruang bakar agar didapatkan pembakaran yang sempurna sehingga dapat meningkatkan performa dan mengurangi emisi gas buang.



Gambar 2.11 Valve Timing Diagram Normal mesin Dese Diamond DI 800

Ada 3 macam kondisi *start of injection* yaitu:

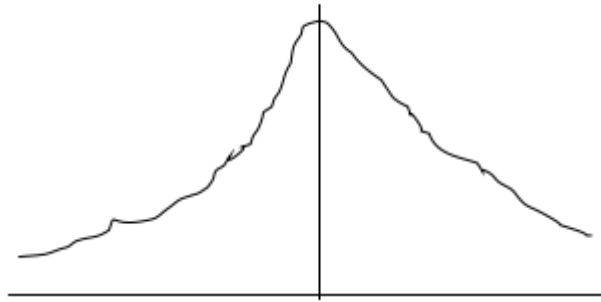
1. *Injection timing normal (firing point correct)*



Gambar 2.12 Injection Timing Normal

Timing normal adalah langkah penyemprotan bahan bakar di mulai 13° sebelum TMA yang dapat dilihat pada *flywheel* dan diukur dengan menggunakan alat pengukur tekanan pembakaran. pengaruhnya antara lain bahan bakar akan mencapai efisiensi yang tinggi, material tidak cepat rusak, dan daya yang dihasilkan besar serta getaran mesin berkurang.

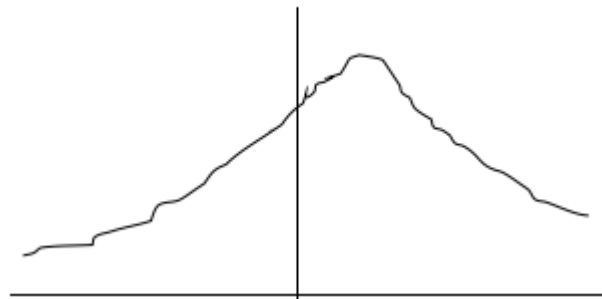
2. *Injection timing cepat (firing point too early)*



Gambar 2.13 Injection Timing Cepat

Timing cepat adalah proses penyalaan pembakaran di ruang bakar lebih besar dari 13° sebelum TMA sehingga mengakibatkan pembakaran lebih cepat dari waktu yang ditentukan.

3. *Injection timing* lambat (*firing point too late*)



Gambar 2.14 Injection Timing Lambat

Timing lambat adalah proses penyalaan pembakaran di ruang bakar lebih kecil dari 13° sebelum TMA sehingga mengakibatkan pembakaran lebih lama dari waktu yang ditentukan. Pengaruhnya pada mesin antara lain bahan bakar akan menjadi boros dan tidak normal, ruang bakar akan lebih cepat kotor karena kerak, dan mesin akan lebih sering mengalami perawatan.

2.10 Emisi Gas Buang

Pada mesin diesel saat bahan bakar akan dibuang setelah terjadinya proses pembakaran. seperti bahan bakar gas alam, bensin, solar, bahan bakar minyak, campuran biodiesel, atau batu bara akan membentuk suatu emisi gas buang. Emisi gas buang merupakan zat pencemar yang dihasilkan dari proses pembakaran mesin diesel. Zat pencemar dari hasil pembakaran atau uap bahan bakar pada mesin diesel ini dibagi menjadi 4 macam yaitu CO (*carbon monoxide*), HC (*hydrocarbon*), dan Nox (*nitrogen oxide*), timah hitam/timbak (Pb). Emisi gas buang yang paling sering diamati yaitu CO, HC, Nox, dan Pb. Berikut penjelasan mengenai emisi yang dihasilkan oleh *engine*:

2.10.1 Karbon Monoksida (CO)

Karbon monoksida (CO) merupakan gas yang tak berwarna, tak berbau, dan tak berasa. Karbon monoksida terdiri dari satu atom karbon yang secara kovalen berikatan dengan satu atom oksigen. Dalam ikatan ini, terdapat dua ikatan kovalen dan satu ikatan kovalen koordinasi antara atom karbon dan oksigen. Karbon monoksida dihasilkan dari pembakaran tak sempurna senyawa karbon yang biasa terjadi pada mesin pembakaran dalam. Karbon monoksida dapat terbentuk apabila terdapat kekurangan oksigen dalam proses pembakaran. Karbon monoksida mudah terbakar dan menghasilkan lidah api berwarna biru, menghasilkan karbon dioksida (CO₂). Walaupun karbon monoksida (CO) bersifat racun, gas ini memiliki

peran yang penting dalam teknologi modern, yakni sebagai precursor banyak senyawa karbon. Karbon monoksida (CO) memiliki efek *radiative forcing* secara tidak langsung dengan menaikkan konsentrasi metana dan ozon troposfer melalui reaksi kimia. Dengan proses alami di atmosfer karbon monoksida teroksidasi menjadi karbon dioksida.

Karbon monoksida yang keluar dari emisi gas buang bahan bakar fosil akan berada di udara ambient, jika terhirup oleh manusia maka molekul tersebut akan masuk ke dalam saluran pernapasan dan terus masuk ke dalam paru-paru yang akan menempel pada hemoglobin darah membentuk *carboxy haemoglobin* (COHb). Semakin tinggi konsentrasi karbon monoksida (CO) yang terhirup oleh manusia maka akan semakin fatal resiko yang diterima oleh manusia tersebut, bahkan dapat menyebabkan kematian. Sifat karbon monoksida (CO) yang berupa gas yang tidak berbau dan tidak berwarna serta beracun tersebut membuat karbon monoksida sering disebut sebagai *silent killer*. Efek terhadap Kesehatan gas karbon monoksida (CO) merupakan gas yang berbahaya untuk tubuh karena daya ikat gas karbon monoksida (CO) terhadap hemoglobin adalah 240 kali dari daya ikat karbon monoksida (CO) terhadap oksigen (O₂). Apabila gas CO darah (HbCO) cukup tinggi, maka akan mulai terjadi gejala pada kesehatan seperti kepala pusing, mual, sesak napas, gangguan penglihatan, tidak sadar, koma dan efek lebih lanjut akan menyebabkan kematian.

2.10.2 Hidrokarbon (HC)

Hidrokarbon merupakan salah satu polutan yang dihasilkan oleh emisi gas buang. Hidrokarbon dihasilkan dari bahan bakar yang tidak terbakar keseluruhan saat proses pembakaran. HC dapat terbentuk dari atomisasi yang tidak sempurna dan temperatur di dalam ruang bakar. Bentuk gas buang HC dapat dibedakan atas bahan bakar yang tidak terbakar atau keluar sebagai gas mentah dan bahan bakar yang terpecah karena reaksi panas sehingga berubah menjadi gugusan HC lain yang ikut keluar bersama gas buang.

Pada diesel engine hidrokarbon biasanya terbentuk karena (1) bahan bakar yang terperangkap di injektor dan kemudian terdifusi keluar, (2) campuran bahan bakar dan udara yang terlalu rendah, sehingga terdapat bahan bakar yang tidak terbakar, dan (3) bahan bakar yang terperangkap di celah, deposit, atau minyak karena tumbukan dari *spray*. Pada mesin *diesel dual fuel* berbahan bakar biodiesel dan hidrogen terjadi peningkatan emisi HC. Peningkatan emisi HC seiring dengan peningkatan energi hidrogen yang dimasukkan ke dalam ruang bakar. Penambahan hidrogen dan penyesuaian timing injeksi dapat memperbaiki kualitas pembakaran biodiesel.

Dalam jumlah sedikit emisi gas buang HC tidak membahayakan kesehatan manusia, akan tetapi bila jumlahnya sudah banyak di udara dan tercampur dengan bahan pencemar lain maka sifat racunnya akan meningkat. HC berupa gas lebih beracun dibanding dalam wujud cairan dan padatan. Bila HC padatan (partikel) dan cairan bercampur dengan pencemar lain akan membentuk ikatan-ikatan kimia baru yang sering disebut *Polycyclic Aromatic Hydrocarbon* (PAH). PAH ini merangsang terbentuknya sel-sel kanker bila terhisap masuk ke paru-paru, dan PAH yang bersifat karsiogenik ini banyak terdapat di daerah industry dan daerah padat lalu lintasnya, yang bersumber utama dari gas buangan hasil pembakaran bahan bakar fosil. Dalam keadaan gas HC dapat menyebabkan iritasi pada membrane mukosa dan menimbulkan infeksi paru-paru apabila terhirup.

2.10.3 Nitrogen Oksida (NOx)

Nitrogen oksida (NOx) merupakan senyawa jenis gas yang terdapat di udara bebas, sebagian besar berupa gas nitrit oksida (NO) dan nitrogen oksida (NO₂) serta berbagai jenis oksida dalam jumlah yang sedikit. Gas dari nitrit oksida (NO) tidak berwarna dan tidak berbau, sedangkan gas NO₂ berwarna coklat kemerahan, berbau tidak sedap dan cukup menyengat. Berbagai jenis nitrogen oksida (NOx) dapat dihasilkan dari proses pembakaran bahan bakar minyak dan bahan bakar fosil lainnya pada suhu yang tinggi, yang dibuang ke

lingkungan melalui emisi gas buang kendaraan. Saat temperatur pembakaran mencapai 1.370 °C, nitrogen dan oksigen dalam udara bergabung sehingga menghasilkan nitrogen oksida. Selama udara di atmosfer masih mengandung 78% nitrogen, gas tersebut tidak dapat dicegah memasuki ruang bakar. Nitrogen oksida (NO_x) dapat dihasilkan juga dengan proses alami seperti pencahayaan (*lighting*), kebakaran hutan dan aktifitas mikroorganisme. Lama waktu tinggal rata-rata nitrogen oksida (NO_x) di atmosfer kira-kira tiga hari dan nitrit oksida (NO) rata-rata empat hari, berdasarkan perhitungan kecepatan emisi nitrogen oksida (NO_x). Lamanya waktu tinggal menyebabkan reaksi fotokimia menghilangkan nitrogen oksida (NO_x) tersebut. Hasil akhir pencemaran nitrogen oksida (NO_x) dapat berupa asam nitrat (HNO₃) yang terinstersepsi oleh lingkungan sebagai garam-garam nitrat di dalam air hujan yang menyebabkan hujan debu. Proses biologis berbagai jenis bakteri menghasilkan nitrogen oksida (NO) yang relative banyak namun tidak menjadi masalah karena tersebar merata secara regional maupun global, sehingga konsentrasinya menjadi kecil. Yang menjadi masalah adalah emisi nitrogen oksida (NO_x) hasil kegiatan manusia yang didispersikan ke udara hanya pada wilayah yang sangat terbatas sehingga mengakibatkan konsentrasi ambien terbentuk menjadi lebih tinggi.

Jika dibandingkan dengan berbagai jenis oksida nitrogen yang ada di udara, nitrogen oksida (NO_x) merupakan gas yang paling beracun. Karena larutan nitrogen oksida (NO_x) dalam air yang lebih rendah dibandingkan dengan SO₂, maka nitrogen oksida (NO_x) akan dapat menembuh ke dalam saluran pernafasan lebih dalam. Bagian dari saluran yang pertama kali dipengaruhi adalah membran mukosa dan jaringan paru. Percobaan pada manusia menyatakan bahwa kadar NO_x sebesar 250 µg/m³ dan 500 µg/m³ dapat mengganggu fungsi saluran pernafasan pada penderita asma dan orang sehat

2.10.4 Zat partikulat (PM)

Zat partikulat adalah istilah untuk partikel padat atau cair yang ditemukan di udara. Partikel dengan ukuran besar atau cukup gelap dapat dilihat sebagai jelaga atau asap. Sedangkan partikel yang sangat kecil dapat dilihat dengan mikroskop electron. Partikel berasal dari berbagai sumber baik mobile dan stasioner, sehingga sifat kimia dan fisika partikel sangat bervariasi. Partikel dapat langsung terbentuk di atmosfer saat polutas gas seperti SO₂ dan NO_x bereaksi membentuk partikel halus. Zat partikulat/jelaga terbentuk di zona kaya bahan bakar yang tidak terbakar sempurna, dimana uap bahan bakar akan bercampur dengan gas panas pembakaran. Jelaga kemudian teroksidasi dalam zona api ketika bercampur dengan oksigen yang tidak terbakar, sehingga memunculkan karakter api yang berwarna kuning (Heywood 1988).

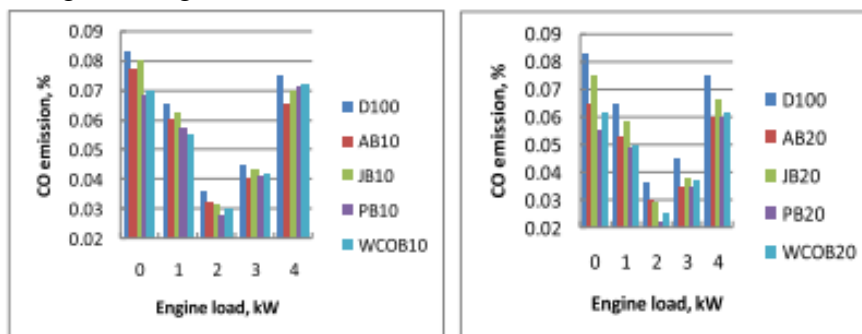
Pada beban menengah, rasio massa gas meningkat, sehingga konsentrasi jelaga menurun tajam karena massa bahan bakar pilot yang diinjeksikan lebih sedikit. Ketika beban mesin tinggi dan rasio massa bahan bakar gas rendah, temperatur silinder turun dan menghasilkan sedikit peningkatan emisi jelaga dibandingkan dengan operasi diesel normal. Namun, pada rasio massa gas yang lebih tinggi jelaga berkurang lebih tajam dibandingkan dengan operasi diesel normal. Hal ini disebabkan oleh suhu gas yang meningkat, sehingga mendorong tingkat penurunan dan oksidasi jelaga. Mempertimbangkan hal ini untuk operasi mesin *diesel dual fuel*, penggunaan persentase gas yang tinggi adalah cara yang efisien untuk mengurangi konsentrasi jelaga. Secara praktis, bahan bakar gas tidak menghasilkan jelaga sementara itu berkontribusi pada oksidasi yang terbentuk dari pembakaran bahan bakar cair (Sahoo, Sahoo, and Saha 2009)

PM standar merupakan partikel kecil yang yang berefek bagi kesehatan yang merugikan karena kemampuannya untuk mencapai daerah yang lebih dalam pada saluran pernapasan. Efek utama bagi Kesehatan manusia dari paparan PM meliputi: efek pada pernapasan dan sistem pernapasan, kerusakan jaringan paru-paru, kanker dan kematian.

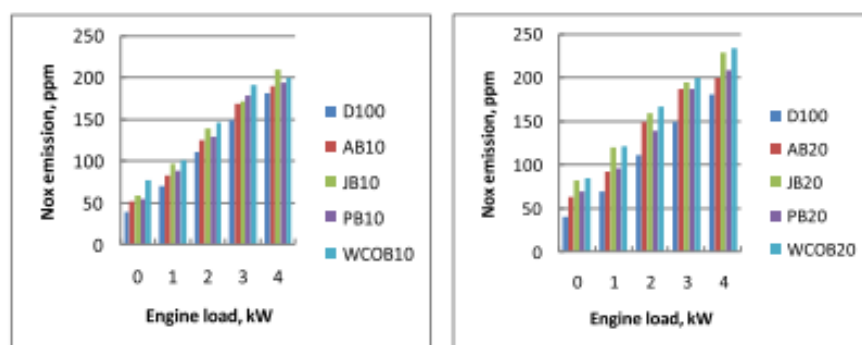
2.11 Penelitian Terdahulu

2.11.1 Tentang Emisi Dari Bahan Bakar Biodiesel Oleh Abed

(Abed et al. 2019) melakukan penelitian tentang pengaruh dari bahan bakar biodiesel menggunakan engine diesel terhadap emisi yang dihasilkan persentase biodiesel sawit dalam campuran meningkatkan emisi NO_x dan penurunan emisi CO dan HC. Penelitian ini menggunakan mesin diesel 1 silinder 4 langkah yang digunakan pada *generator* AC dengan daya maksimum 4,5 kW. Abed melakukan penelitian ini menggunakan empat jenis bahan bakar yaitu diesel campuran biodiesel jarak pagar, sawit, alga, dan minyak jelantah b10 dan b20 lalu dibandingkan dengan bahan bakar solar.



Gambar 2.15 Emisi CO pada berbagai macam Pembebanan Mesin



Gambar 2.16 Emisi NO_x Pada Berbagai Macam Pembebanan Mesin

Setelah dilakukan eksperimen dan dibandingkan dengan bahan bakar diesel murni, pengurangan emisi CO₂ yang signifikan di setiap pembebanan saat mesin menggunakan bahan bakar biodiesel dan campurannya. Ini karena kandungan oksigen dalam biodiesel lebih banyak daripada bahan bakar diesel yang memberikan pembakaran yang lebih sempurna. Saat beban mesin meningkat, emisi CO₂ meningkat karena konsumsi bahan bakar yang lebih tinggi meningkatkan. Pengurangan emisi CO₂ dikarenakan kandungan oksigen yang lebih tinggi dalam campuran biodiesel jarak pagar, ganggang dan kelapa sawit dibandingkan dengan minyak solar.

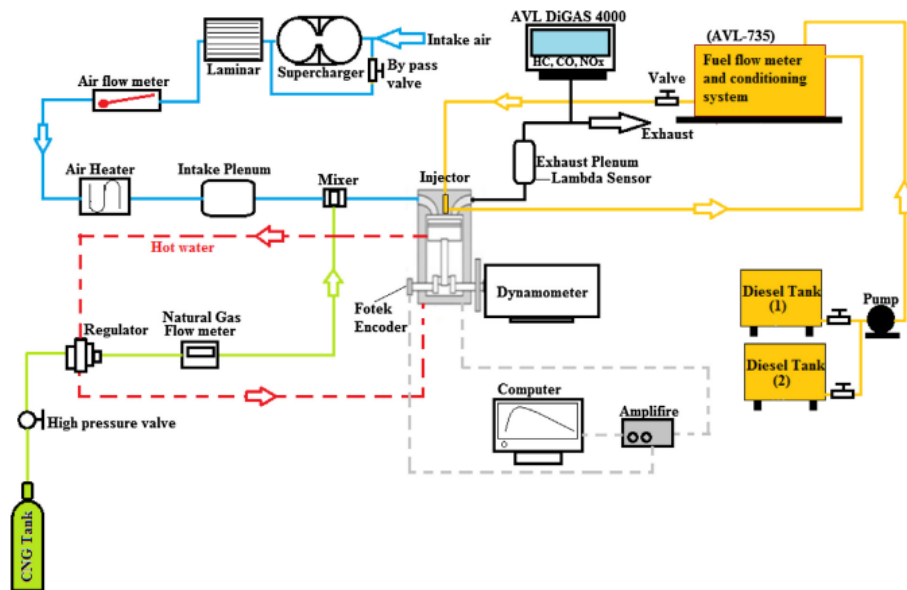
Emisi HC untuk semua bahan bakar yang diuji lebih rendah pada beban mesin parsial, tetapi meningkat pada beban mesin yang lebih tinggi. Droplet bahan bakar, waktu injeksi, dan nozzle tersedak juga meningkat waktu pembakaran. Ini karena oksigen yang relatif lebih sedikit tersedia ketika lebih banyak bahan bakar diinjeksikan pada beban yang lebih tinggi.

Kesimpulannya yang didapat yaitu biodiesel memiliki kandungan emisi yang lebih rendah pada emisi jenis CO dan HC, dan mengalami peningkatan pada emisi NO_x hal ini dikarenakan kandungan oksigen pada biodiesel lebih banyak dibanding dengan bahan bakar diesel murni.

2.11.2 Tentang Pengaruh Waktu Injeksi Pada Mesin Diesel Dual Fuel Oleh Yousefi

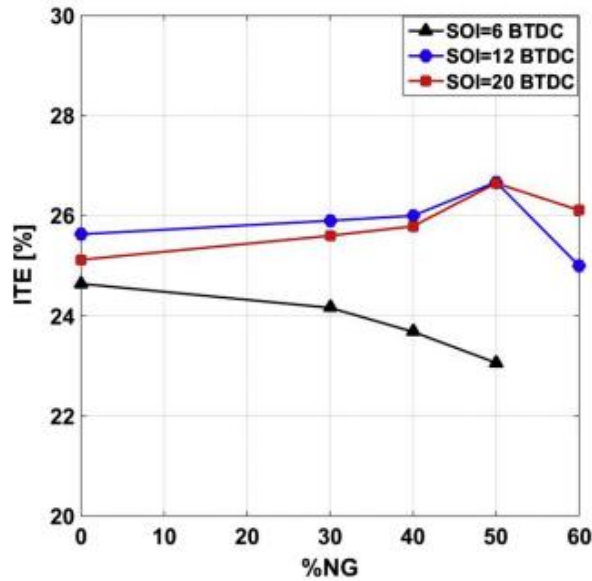
(Yousefi and Birouk 2017) melakukan penelitian dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh dari substitusi gas CNG dan waktu injeksi pilot terhadap fase pembakaran, performa mesin, dan emisi mesin DDF pada pembebanan rendah.

Eksperimen dilakukan dengan menggunakan mesin diesel 4 langkah satu silinder yang telah dimodifikasi dengan menambahkan sistem *dual fuel* natural gas yang di campur dengan udara pada bagian *air intake manifold* yang dapat dikontrol dengan *flowmeter*. dengan putaran 1600 rpm dan waktu injeksi pilot standar 6° BTDC dengan variasi waktu injeksi pilot diesel dari 6° , 12° dan 20° BTDC. pengujian dilakukan untuk mencari emisi NO_x , UHC, dan CO.



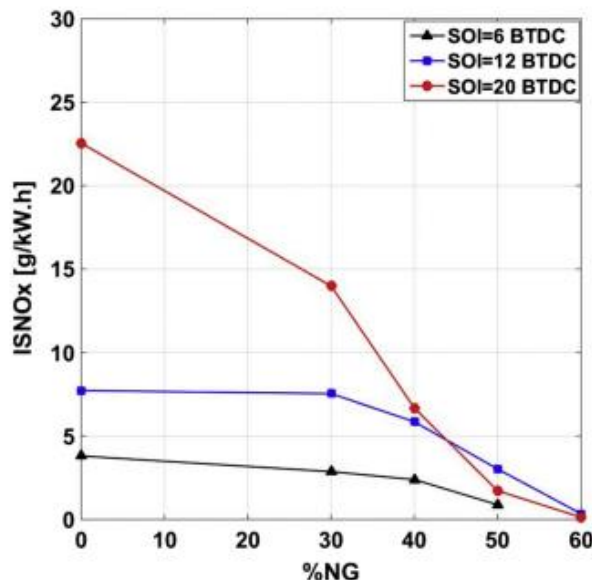
Gambar 2.17 Schematic Diagram Experimental Setup

Hasil dari eksperimen ini yaitu dengan memajukan waktu injeksi pilot diesel dapat meningkatkan efisiensi termal pada gambar dibawah dapat dilihat pada variasi waktu injeksi 6° BTDC dengan variasi persentase NG 0% - 50% terjadi penurunan secara signifikan efisiensi termal dengan efisiensi paling rendah saat persentase NG 50% yaitu ITE sebesar 23%. Untuk waktu injeksi 12° BTDC dengan variasi persentase NG 0% - 60% terjadi peningkatan dengan titik maksimal saat NG 50% dengan ITE sebesar 26%, namun terjadi penurunan ITE secara signifikan setelah penambahan NG diatas 50%. Untuk waktu injeksi 20° BTDC dengan variasi NG 0% - 60% terjadi peningkatan dengan titik maksimal saat NG 50% dengan ITE sebesar 26,7%, namun terjadi penurunan ITE secara drastis tetapi penurunannya lebih lambat dibanding dengan variasi 12° BTDC setelah penambahan NG di atas 50%.



Gambar 2.18 Thermal Efficiency dengan Variasi Injection Timing dan Persentase Natural Gas

Selanjutnya untuk uji emisi didapat dengan memajukan waktu injeksi pilot diesel dapat menurunkan emisi NO_x pada gambar dibawah dapat dilihat pada variasi waktu injeksi 6° BTDC dengan variasi persentase NG 0% - 50% terjadi penurunan secara signifikan emisi NO_x dengan titik paling rendah saat persentase NG 50% yaitu emisi NO_x sekitar 1%. Untuk waktu injeksi 12° BTDC dengan variasi persentase NG 0% - 60% terjadi penurunan secara signifikan pada saat NG 50% emisi NO_x sekitar 3%. Untuk waktu injeksi 20° BTDC dengan variasi NG 0% - 60% terjadi penurunan dengan titik terendah saat NG 50% dengan emisi NO_x sebesar sekitar 2%, penurunan emisi NO_x pada variasi 20° BTDC lebih drastis dibanding dengan variasi 6° BTDC dan 12° BTDC

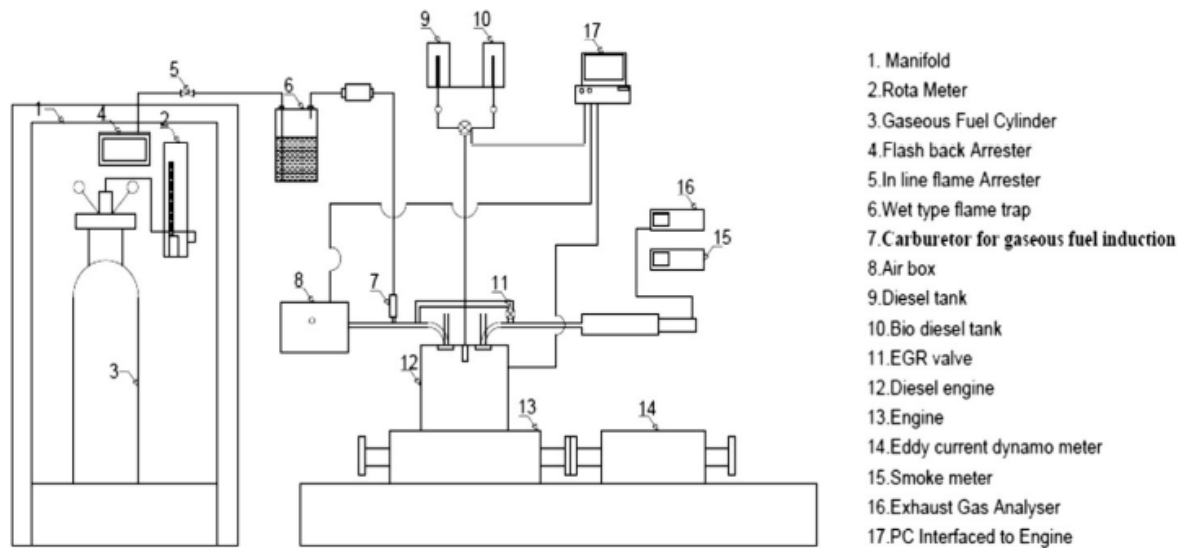


Gambar 2.19 Emisi NO_x dengan Variasi Injection Timing dan Persentase Natural Gas

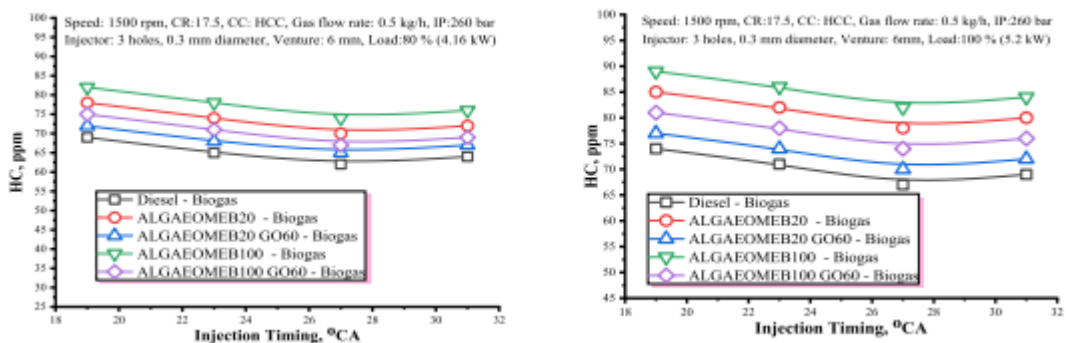
Yousefi dan Birouk (2017) menyimpulkan bahwa dengan memajukan waktu injeksi pilot diesel dapat meningkatkan efisiensi termal sebesar 26,7% dan menurunkan emisi NO_x sebesar 2% dibanding tanpa ada variasi waktu injeksi.

2.11.3 Tentang Pengaruh Waktu Injeksi Mesin Diesel *Dual Fuel* Algae Nano-Biodiesel dan Biogas Oleh Karthik

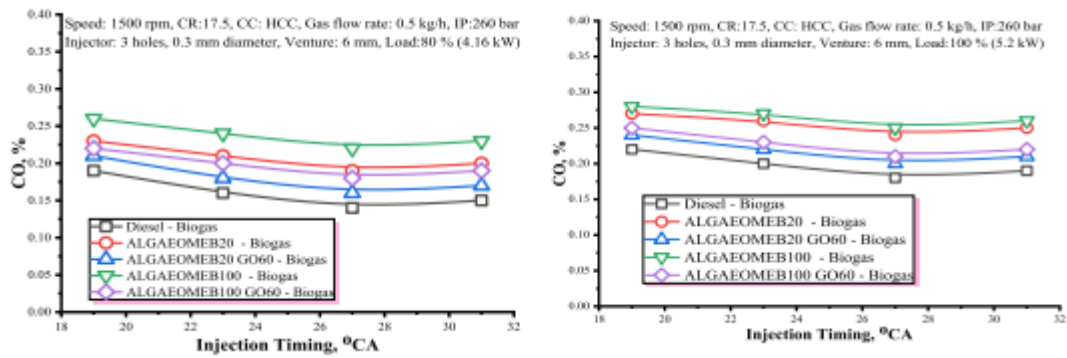
(Karthik et al. 2021)vmelakukan penelitian dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh dari waktu injeksi terhadap performa mesin diesel *dual fuel* berbahan bakar algae nano-biodiesel dan biogas. Eksperimen dilakukan dengan menggunakan bahan bakar biodiesel yang dicampur graphene exoide. Campuran nano-biodiesel digunakan sebagai pilot untuk diinjeksikan didalam ruang bakar. Eksperimen dilakukan menggunakan mesin silinder tunggal dengan kapasitas 5,2 kW pada 1500 prm yang sudah dimodifikasi dengan menambahkan sistem *dual fuel* biogas yang diinjeksikan pada *inlet manifold* mesin diesel. Pembebanan dilakukan menggunakan *eddy current dynamometer* serta komponen lainnya untuk mengamati hasil eksperimen. Variasi yang dilakukan yaitu dengan memvariasikan IT dari 19° BTDC sampai 31°BTDC dengan kenaikan 4° di setiap variasinya dan untuk biogas menggunakan flowrate sebesar 0,25 kg/h, 0,50 kg/h dan 0,75 kg/h. untuk lebih jelasnya skema dari eksperimen ini dapat dilihat pada gambar di bawah.



Gambar 2.20 Skema Diagram Eksperimen



Gambar 2.21 Emisi HC pada setiap Injection Timing



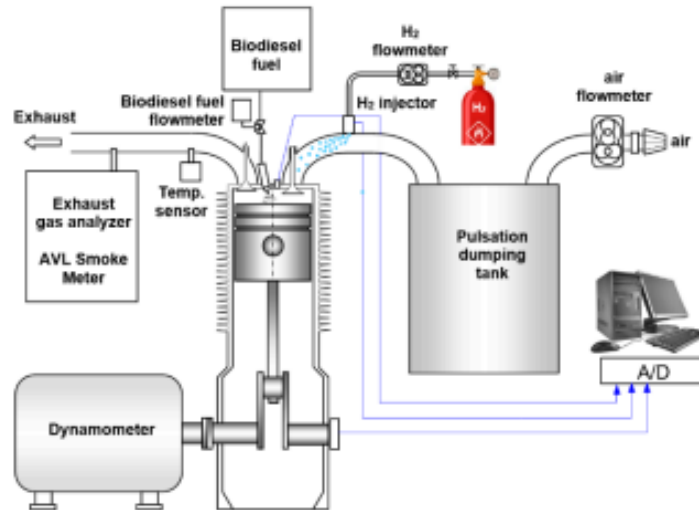
Gambar 2.22 Emisi CO pada setiap Injection Timing

Dari eksperimen ini didapatkan bahwa memajukan IT dapat meningkatkan BTE (*brake thermal efficiency*) mesin DF biodiesel-biogas dan mengurangi emisi *smoke*, HC, dan CO secara signifikan. Memajukan IT dapat mengurangi ID (*ignition delay*), dan meningkatkan PP (*peak pressure*) mesin DF. Menambahkan biogas pada mesin DF dengan bahan bakar ALGAEOME B20 secara signifikan meningkatkan BTE dan emisi NO_x sebesar 4.37%, 2.9% dan mengurangi emisi *smoke*, HC, CO sebesar 5,4%, 13,63% dan 2% jika dibandingkan dengan bahan bakar ALGAEOME B100 saat pembebanan penuh serta ID mengalami penurunan sebesar 9,5% dan PP meningkat sebesar 3% secara signifikan. Dengan menambahkan *graphene oxide nanoparticles* pada algae biodiesel secara signifikan meningkatkan kinerja mesin diesel.

2.11.4 Tentang Karakteristik Pembakaran dan Emisi Mesin Diesel *Dual Fuel* Berbahan Bakar Biodiesel-Hidrogen

(Tutak 2020) melakukan penelitian tentang karakteristik pembakaran dan emisi dari mesin diesel dengan sistem *dual - fuel* berbahan bakar biodiesel-hidrogen. Eksperimen ini dilakukan untuk mengetahui proses pembakaran, stabilitas pembakaran, dan emisi gas buang dari mesin diesel dual fuel berbahan bakar biodiesel dan hidrogen.

Eksperimen dilakukan dengan menggunakan mesin diesel silinder tunggal, berpendingin udara. Mesin bekerja dengan kecepatan konstan pada 1500 rpm yang telah di modifikasi dengan menambahkan sistem *dual fuel*, serta untuk waktu injeksi sesuai bawaan mesin modifikasi juga dilakukan dengan menambahkan beberapa komponen untuk mengamati hasil eksperimen. Pada eksperimen ini data yang akan diambil yaitu berupa daya, torsi, rpm, mean effective pressure dan tekanan pada ruang bakar untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada skema diagram dibawah.



Gambar 2.23 Skema Diagram Eksperimen

Bahan bakar yang digunakan yaitu biodiesel yang terbuat dari *pomegranate seed oil* dan dicampur dengan hidrogen lalu dibandingkan dengan bahan bakar diesel murni. Biodiesel sendiri memiliki karakteristik cetane number yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan bahan bakar diesel murni. Untuk lebih jelasnya spesifikasi dari bahan bakar biodiesel dan hidrogen yang akan digunakan pada eksperimen kali ini dapat dilihat pada tabel dibawah ini.

Parameter	Biodiesel	Hydrogen
Molecular formula	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)_n\text{COOH}_3$	H_2
Cetane number	56	5-10
Density at 1 atm and 15 °C (kg/m^3)	855	0.085
Lower heating value (MJ/kg)	37.1	119.81
Heat of evaporation (kJ/kg)	250	-
Auto-ignition temperature (°C)	>101	585
Flame speed, m/s	-	2.65-3.25
Stoichiometric air-fuel ratio	12.5	34.3
Viscosity at 40 °C (mPa·s)	4.51	-
Boiling point (°C)	180-360	-2529
Carbon content (%)	85	0
Oxygen content, (%)	10.8	0
Hydrogen content, (%)	12.1	100

Gambar 2.24 Spesifikasi Bahan Bakar

Setelah dilakukan eksperimen didapat beberapa hasil yaitu. Semakin banyak hidrogen akan meningkatkan nilai tekanan pada proses pembakaran, penambahan hidrogen tidak mempengaruhi *ignition delay time*, sedangkan durasi pembakaran berkurang. Dengan 38% hidrogen, durasi pembakaran berkurang 25% dibandingkan dengan tanpa penambahan hidrogen.

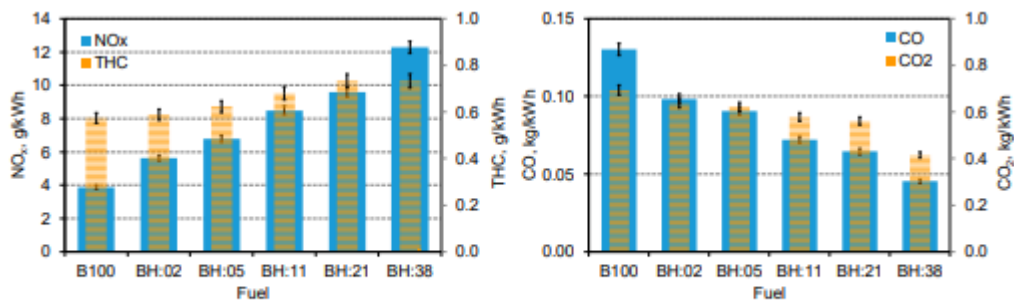
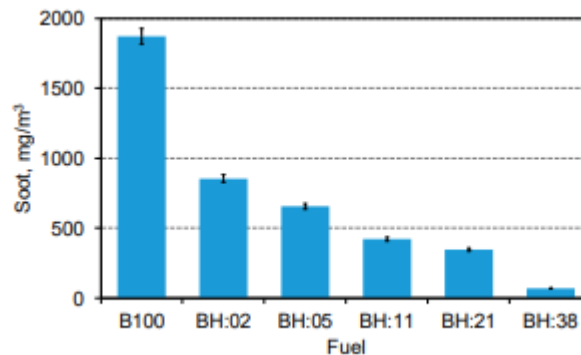


Figure 8. Specific emission of NO_x, THC, CO and CO₂.



Gambar 2.25 Spesifik Emisi NO_x, THC, CO dan CO₂ dan Soot Emission

Dengan menambahkan hidrogen terjadi peningkatan secara spesifik emisi THC (*total hydrocarbon*) dengan peningkatan tertinggi saat penambahan hidrogen sebesar 38% , penambahan hidrogen meningkatkan emisi Nox dengan 38% hidrogen yang digunakan meningkatkan emisi Nox sebanyak 2.5 kali, Penambahan hidrogen menyebabkan penurunan CO dan CO₂ emisi pada 38% hidrogen yang digunakan emisi CO dan CO₂ menurun sebanyak 2.4 kali dibanding tanpa menggunakan hidrogen, penambahan hidrogen memberikan efek yang menguntungkan terhadap emisi karena dengan 2% energy share hidrogen mengurangi emisi sebesar 2 kali. Dengan 38% hidrogen emisi yang dihasilkan hanya sebanyak 70 mg/m³ dan ini 25 kali lebih rendah dibanding hanya menggunakan biodiesel saja.

2.11.5 Tentang Pengaruh Waktu Injeksi Mesin Diesel Dual Fuel Cotton Seed Oil Biodiesel, Honge Biodiesel dan Hidrogen oleh Khandal

(Khandal, Banapurmath, and Gaitonde 2018), melakukan penelitian tentang pengaruh waktu injeksi mesin diesel dual fuel cotton seed oil biodiesel, honge biodiesel dan hidrogen mesin diesel dengan sistem *dual - fuel* berbahan bakar biodiesel-hidrogen. Eksperimen ini dilakukan untuk mengetahui performa, emisi dan karakteristik pembakaran. eksperimen dilakukan menggunakan mesin 4 langkah 1 silinder yang beroperasi pada 1500 rpm. Dengan spesifikasi timing injeksi sebesar 23° bTDC. mesin telah dimodifikasi menjadi *dual fuel* untuk lebih jelas terkait spesifikasi bahan bakar, dan skema eksperimen dapat dilihat pada gambar dibawah.

Table 1
Properties of various fuels.

S. No.	Properties	Diesel	BHO	BCO	ASTM standard
1	Viscosity (cSt at 40 °C)	4.59	5.6	5.00	ASTM D445
2	Flash point (°C)	65	163	167	ASTM D93 D3278 - 96
3	Calorific Value (kJ/kg)	45000	36010	39648	ASTM D5865
4	Density (kg/m ³ at 15 °C)	830	890	885	ASTM D4052
5	Cetane Number	45–55	40–42	45	ASTM D613
6	Cloud Point (°C)	15	–	7	ASTM D2500
7	Pour Point (°C)	1	–	4	ASTM D97
8	Carbon Residue (%)	0.1	–	0.42	ASTM D4530
9	Type of oil	Fossil fuel	Non edible	Non edible	–

Table 2
Properties of H₂ [24–26].

S. No.	Properties	
1	Chemical composition	H ₂
2	Auto ignition temperature (K)	858
3	Minimum ignition energy (mJ)	0.02
4	Flammability limits (% volume in air)	4 - 75
5	Stoichiometric air fuel ratio on mass basis	34.3
6	Density at 15 °C and 1 bar pressure	0.0838
7	Net heating value (MJ/kg)	119.93
8	Flame velocity (cm/s)	265–325
9	Octane number	130

Gambar 2.26 Spesifikasi Bahan Bakar

Setelah dilakukan beberapa kali eksperimen didapat hasil yaitu. (1) Dengan melakukan perubahan *injection timing* terjadi peningkatan BTE pada saat pembebanan 80% dan 100%, karena dengan memajukan *injection timing* akan menambahkan waktu untuk bahan bakar agar bisa terbakar sehingga pembakaran lebih sempurna dengan *injection timing* paling baik pada saat 27° bTDC. (2) dengan memajukan *injection timing*, smoke pada exhaust menurun dikarenakan bahan bakar mempunyai waktu lebih sempurna apabila *injection timing* dimajukan, akan tetapi semakin banyak beban yang diberikan jumlah smoke juga semakin bertambah banyak dikarenakan semakin banyak bahan bakar yang digunakan. (3) HC dan CO emisi mengalami penurunan saat dilakukan variasi memajukan *injection timing* hal ini dikarenakan bahan bakar H₂ membuat bahan bakar lainnya jadi lebih mudah terbakar. Kesimpulannya didapat bahwa dengan melakukan perubahan *injection timing* akan membuat perfoema dan beberapa emisi dari pembakaran mesin dual fuel biodiesel hidrogen menjadi lebih baik.

2.11.6 Review Pustaka

Tabel 2.6 Perbandingan Penelitian Pustaka

Penelitian	Spesifikasi	Bahan bakar	Variasi	Optimal
Yousefi (2017)	<ul style="list-style-type: none"> Engine type Single cylinder water cooled Compression Ratio 17.2:1 Maximum indicated power/speed (kW/rpm) 14.7/3000 injection timing 6 BTDC 	Diesel dan Natural gas	6,12,20 BTDC	Variasi 20° BTDC (advance) dengan persentase 50% natural gas mendapat ITE paling baik (26,7%) Variasi 20° (advance) BTDC CO paling baik
Karthik (2021)	<ul style="list-style-type: none"> Engine type Single cylinder Indicated Power 5.2 kW operated at a speed of 1500 rpm biogas flow rate of 0.5 kg/h Injection Timing 23 BTDC 	Diesel RAW ALGAE OIL ALGAEOME100 ALGAEOME20 ALGAEOME20GO60 biogas	19,23,27,31 BTDC	Emisi HC dan CO paling rendah pada Variasi 27° (advance) BTDC HC, CO dengan penurunan 13.63% and 2%
Khandal (2018)	<ul style="list-style-type: none"> Engine type Single cylinder Rated power 5.2 kW (7 HP at 1500 RPM) Injection Timing 23 BTDC Flow rate of H2 from 0.1 to 0.22 kg/h 	Honge dan cotton seed oils Hidrogen	19, 23 ,27 BTDC	BTE Paling optimum pada 27° BTDC (advance) Meningkat sebesar 8,6% Smoke Emisi ↓Paling rendah pada 27° BTDC(advance) menurun sebesar 9,1 %

Dari data tabel perbandingan penelitian diatas dapat dilihat bahwa secara kesuruhan mesin diesel *dual fuel* berbahan bakar Diesel dan Natural Gas, Biodiesel dan Biogas, serta Biodiesel dan Hidrogen dengan variasi waktu injeksi. memajukan waktu injeksi (advance) dapat meningkatkan performa dan menurunkan emisi dari mesin diesel *dual fuel*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Pengujian dilakukan secara eksperimental pada diesel *engine constant speed* dengan *electrical dynamometer*. Pengujian dilakukan menggunakan mesin diesel Diamond DI 800 generator set dengan poros utama yang terkopel langsung dengan *electrical dynamometer*. Mesin diesel sudah dimodifikasi menjadi sistem *dual fuel*, dengan menggunakan bahan bakar biodiesel dan gas hidrogen. Seluruh proses modifikasi mesin dan pengujian dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Departemen Teknik Mesin, FTIRS, ITS Surabaya, hasil yang diharapkan dari penelitian ini yaitu untuk mendapatkan (waktu injeksi) *start of injection* yang tepat serta, nilai unjuk kerja dan emisi gas buang. Penelitian ini dibagi menjadi dua kelompok, yaitu:

- Pengujian *single fuel* dengan menggunakan bahan bakar biodiesel B100.
- Pengujian *dual fuel* dengan menggunakan bahan bakar biodiesel B100 dan hidrogen.

3.2 Alat Uji

Peralatan uji adalah semua jenis peralatan yang akan digunakan pada penelitian ini. Adapun alat uji yang digunakan dalam penelitian ini yaitu sebagai berikut:

1. Mesin Uji

Mesin yang digunakan pada penelitian ini adalah mesin diesel Diamond DI 800 buatan salah satu produsen mesin diesel Indonesia. Berikut spesifikasi mesin yang akan digunakan dalam penelitian ini.



Gambar 3.1 Mesin Diesel Diamond DI 800

Item	Spesifikasi
Merk	Diesel Diamond
Type	DI 800
Model	1 Silinder Diesel 4 Langkah
Bore x Stroke	82 mm x 78 mm
Engine Capacity	411 cc
Max Power	7 Hp (5,22 kW) / 2200 rpm
Continuous Power	6 Hp (4,47 kW) / 2000 rpm
Max Torque	2,6 Kgm / 1900 rpm
Compression Ratio	18 : 1
Cooling System	Hopper / Condenser
Lube Capacity	1,8 liter
Pilot Injection Timing	13° BTDC

Valve timing	Open	Close
Intake	30° BTDC	50° ABDC
Exhaust	55° BBDC	35° ATDC

2. Electrical Generator

Electrical generator (*generator listrik*) yang digunakan dalam penelitian ini adalah *generator Daiho* yang dihubungkan dengan mesin diesel Diamond DI 800 dengan menggunakan *V-belt*, berikut spesifikasi dari *generator*:

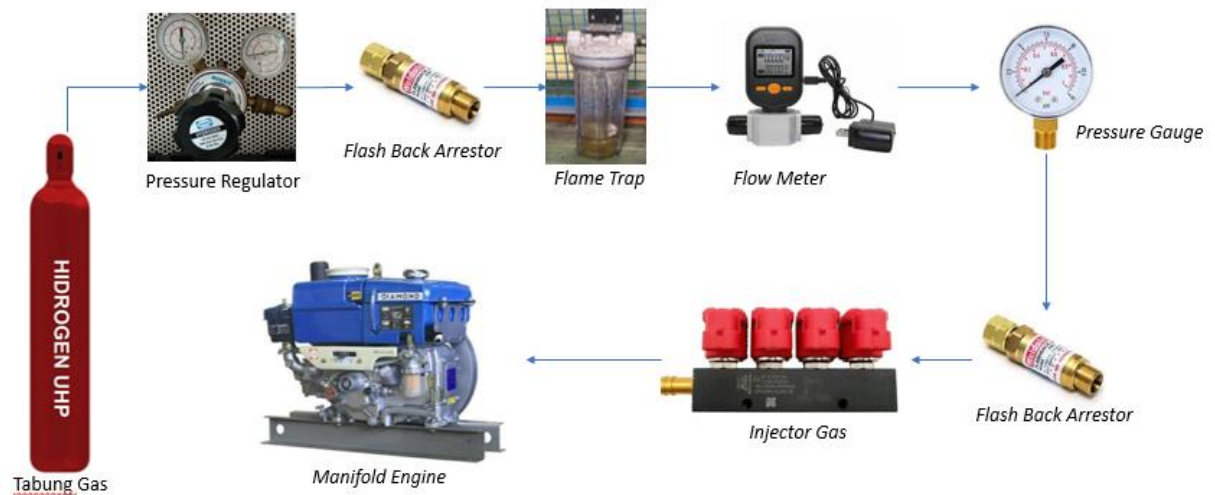


Gambar 3.2 Electrical Generator

<i>Merk</i>	: Daiho
<i>Type</i>	: ST-6
<i>Voltage – Ampere</i>	: 230 V – 26,1 A (AC)
<i>Max AC Output</i>	: 6 kW
<i>Frequency</i>	: 50 Hz
<i>Loading System</i>	: <i>Electric Bulb System</i>
<i>Electric Control</i>	: <i>Voltmeter, Amperemeter, Switch</i>
<i>Pulley Diameter</i>	: 5.3 in (13.462 mm)

3. Converter Kit

Converter Kit adalah sistem injeksi bahan bakar gas yang terdiri dari beberapa rancangan komponen yang terintegrasi untuk digunakan memasukkan gas hidrogen ke dalam *engine* secara aman. Salah satu alatnya adalah regulator yang berfungsi untuk mereduksi tekanan tinggi dari 200 bar pada tabung gas hidrogen menjadi 1 bar. Selanjutnya terdapat *flash back arrestor* dan *flame trap* menjadi alat pengaman agar tidak terjadi *back fire/back flow* dari pembakaran didalam silinder menuju tabung hidrogen, lalu menuju *flow meter* dan *pressure gauge* yang digunakan untuk mengukur laju alir gas dan tekanan pada saluran menuju *flash back arrestor*. Kemudian saluran terhubung dengan injektor gas yang menjadi alat untuk penginjeksian gas hidrogen pada *intake manifold engine*. Adapun rangkaian *converter kit* yang digunakan dijelaskan pada gambar 3.3 sebagai berikut.



Gambar 3.3 Coventer Kit pada Mesin Diesel Dual Fuel

4. Injector Gas

Injektor gas berfungsi untuk membuka dan menutup aliran bahan bakar gas hidrogen dari saluran menuju ruang bakar melalui *intake manifold engine*. *Start of injection* dan durasi injeksi hidrogen pada injektor diatur menggunakan *ECU programmable*. Injektor yang digunakan pada penelitian ini adalah injektor merk CNG Valtek seperti pada gambar 3.4 dengan spesifikasi sebagai berikut:



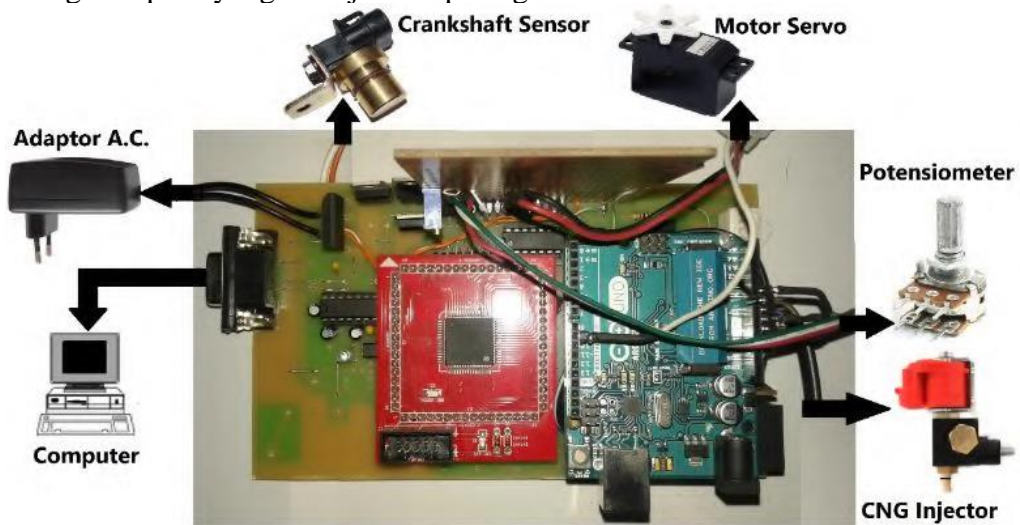
Gambar 3.4 Injektor Gas Valtek

Type	:	30 (4 CYL)
Power of Coil	:	40-144 W
Coil Resistance	:	2-3 Ω (Ohm)
Working Pressure (Max)	:	0.5-2.5 bar (4.5)
Operating Temperature	:	-40 – 120 °C
Nozzle Flow Range	:	1-3.5 mm
Opening Time	:	0.4-0.8 ms
Working voltage	:	7-12 V
Dimensions	l	: 150 mm/80 mm/ 35 mm
Weight	:	0.63 kg

5. Electronic Control Unit (ECU)

ECU berfungsi sebagai *microcontroller* penerima masukan data dari sensor sistem *dual fuel* dan mengontrol *start of injection* dan durasi injeksi bahan bakar gas hidrogen. ECU yang digunakan pada penelitian ini adalah *ECU Programmable* yang menggunakan

software *VEMSTONE* pada computer yang telah dipasang program untuk *mapping* injeksi gas hidrogen seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.5 dibawah ini:



Gambar 3.5 Skema *ECU Programmable*

3.3 Alat Ukur

Alat ukur digunakan untuk mengetahui nilai pada parameter-parameter yang akan dicari nilainya melalui pengukuran tersebut. Adapun alat ukur yang digunakan selama pengujian ini yaitu:

1. *Pressure gauge*

Alat ini digunakan untuk mengukur tekanan pada tabung hidrogen, tekanan masuk, dan keluar *pressure reducer*.

2. Gelas ukur

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar B100 yang akan dikonsumsi oleh mesin diesel. Gelas ukur yang digunakan memiliki kapasitas 25 ml.



Gambar 3.6 Gelas Ukur

3. *Stopwatch*

Alat ini digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan mesin diesel untuk mengonsumsi bahan bakar B100 sebanyak 25 ml.



Gambar 3.7 Stopwatch

4. Amperemeter dan Voltmeter

Alat ini digunakan untuk mengukur arus listrik (I) yang terjadi akibat pemberian beban pada *generator* listrik / *electrical dynamometer*. Dan voltmeter digunakan untuk mengukur tegangan listrik yang dibangkitkan oleh *electrical dynamometer* yang disuplai ke beban.



Gambar 3.8 Amperemeter dan Voltmeter

5. Digital Thermocouple

Alat ini digunakan untuk mengetahui besarnya temperatur dengan cara menghubungkan sensor temperatur ke *display* dan saklar *digital thermocouple*.



Gambar 3.9 Digital Thermocouple

6. Digital Tachometer

Alat ini digunakan untuk mengukur putaran mesin dengan cara menembakkan sinar *infrared* pada *pulley* atau poros mesin yang berputar. Selain itu rpm juga divalidasi dengan menambahkan sensor trigger rpm pada roda gila mesin diesel. Sensor rpm juga terhubung dengan ECU *vemstune* dan dapat terlihat pada display yang ada di laptop.



Gambar 3.10 Digital Tachometer

7. Beban lampu

Beban lampu yang digunakan terdiri atas lampu pijar sebanyak 8 buah dengan konsumsi daya masing-masing lampu 500-Watt dengan beban maksimal sebesar 4000 Watt. Lampu-lampu tersebut disusun secara paralel dengan dilengkapi tombol kontak untuk pengaturan beban.



Gambar 3.11 Beban Lampu

8. Pitot Static Tube dan Differential Pressure Manometer

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah udara yang masuk ke dalam ruang bakar. *Pitot static tube* dihubungkan dengan manometer untuk mengetahui besarnya perbedaan tekanan yang nantinya akan digunakan untuk mengetahui *mass flowrate* udara yang masuk ke ruang bakar dengan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gZ_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gZ_2$$

Dimana:

P_1 : Tekanan Statis (Pa)

P_2 : Tekanan Stagnasi (Pa)

ρ : Massa Jenis udara (kg/m^3)

v_1 : Kecepatan di titik statis (m/s)

v_2 : Kecepatan di titik stagnasi (m/s)

Dengan mengasumsikan $\Delta Z = 0$, dan pada titik stagnasi kecepatan = 0 maka persamaan menjadi:

$$v_1^2 = \frac{2\Delta P_{1,2}}{\rho_{udara}}$$

ΔP didapat dari menggunakan alat *differential pressure manometer* seperti yang ada pada gambar 3.13, kecepatan aliran udara yang diukur dengan menggunakan *pressure manometer* merupakan kecepatan maksimal dari udara yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata udara tersebut digunakan perumusan sebagai berikut:

$$\bar{v} = f \times v$$

Dimana:

f : faktor koreksi ($f = 0.86$)

\bar{v} : kecepatan rata-rata fluida (m/s)

Kemudian untuk mencari nilai debit udara yang masuk kedalam ruang bakar, data kecepatan dimasukkan kedalam rumus berikut:

$$Q = A \times \bar{v}$$

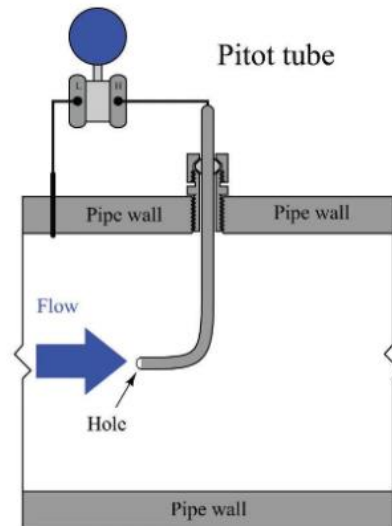
Dimana :

Q : Debit Udara (m^3/s)

A : Luas Penampang Pipa, dalam penelitian ini yaitu $1435 \times 10^{-6} (m^2)$

Kemudian nilai *mass flowrate* udara (kg/s) didapat menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\dot{m} = \rho_{udara} \times Q$$



Gambar 3.12 Pitot Static Tube



Gambar 3.13 Diffierential Pressure Manometer

Type	: Differential Pressure Manometer and flowmeter
Accuracy	: +/- 0.3% FSO (25°C)
Repeatability	: +/- 0.2% (Max +/- 0.5% FSO)
Pressure Range	: +/- 2 Psi
Max Pressure	: +/- 10 psi
Unit manometer	: psi, mbar, kPa, inHg, mmg
Dimension	: 20.3 x 7.5 x 5.0
Weight	: 0.28 kg
Power Supply	: Battery 9V 1pc

9. Flowmeter

Alat ini digunakan untuk mengukur besarnya laju alir hidrogen yang keluar dari tabung gas hidrogen.



Gambar 3.14 Flow Meter Gas

Type	: MF5712
Flow Range	: 0-200 SLPM
Accuracy	: +/- (2.0+0.5FS)
Repeatability	: +/- 0.5%
Response Time	: ≤ 2 sec
Max Pressure	: ≤ 0.8 MPa
Working Temperatur	: -10 ~ 55 °C
Callibration Gas	: N ₂ @ 20 °C, 101,325 kPa
Weight	: 350 g
Power Supply	: 5 ~ 10 Vdc (with 220 Vac Adaptor)

10. Gas Analyzer

Alat ini digunakan untuk mengukur emisi CO, HC, CO₂ dan O₂ yang dikeluarkan oleh gas buang kendaraan *internal combustion*.



Gambar 3.15 Gas Analyzer

Merk	: Heshbone
Type	: HG-520
CO measurement range	: 0 – 9.99% with 0.01% resolution
HC measurement range	: 0 – 9999 ppm with 1 ppm resolution

<i>CO₂ measurement range</i>	: 0 – 20% with 0.01% resolution
<i>O₂ measurement range</i>	: 0 – 25% with 0.01% resolution
<i>Lamda measurement range</i>	: 0 – 2000 with 0.01% resolution
<i>AFR measurement range</i>	: 0 – 99 with 0.1 resolution
<i>Power Supply</i>	: 110/220/240 V AC 50/60 Hz

11. *Smoke Opacity Meter*

Alat ini digunakan untuk mendeteksi dan mengukur jumlah cahaya yang terhalang dalam asap yang dikeluarkan oleh kendaraan bermesin diesel.



Gambar 3.16 Smoke Opacity Meter

<i>Merk</i>	: Heshbone
<i>Type</i>	: HD-410
<i>Measurement range</i>	: 0-100%
<i>Precision</i>	: ± 1%
<i>Power Supply</i>	: 110/220V AC 50/60 Hz

3.4 **Bahan Bakar**

Bahan bakar yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bahan Bakar B100

Bahan bakar B100 yang digunakan adalah B100 terbuat dari minyak sawit yang didapat dari PT. Wilmar yang diproduksi oleh PT. Wilmar. Adapun spesifikasi bahan bakar B100 tersebut dapat dilihat pada tabel 2.1

2. Bahan Bakar Hidrogen

Bahan bakar hidrogen yang digunakan dalam penelitian ini adalah dengan menggunakan hidrogen *Ultra High Purity* P.T Samator Gas Industri.

3.5 Rancangan Eksperimen

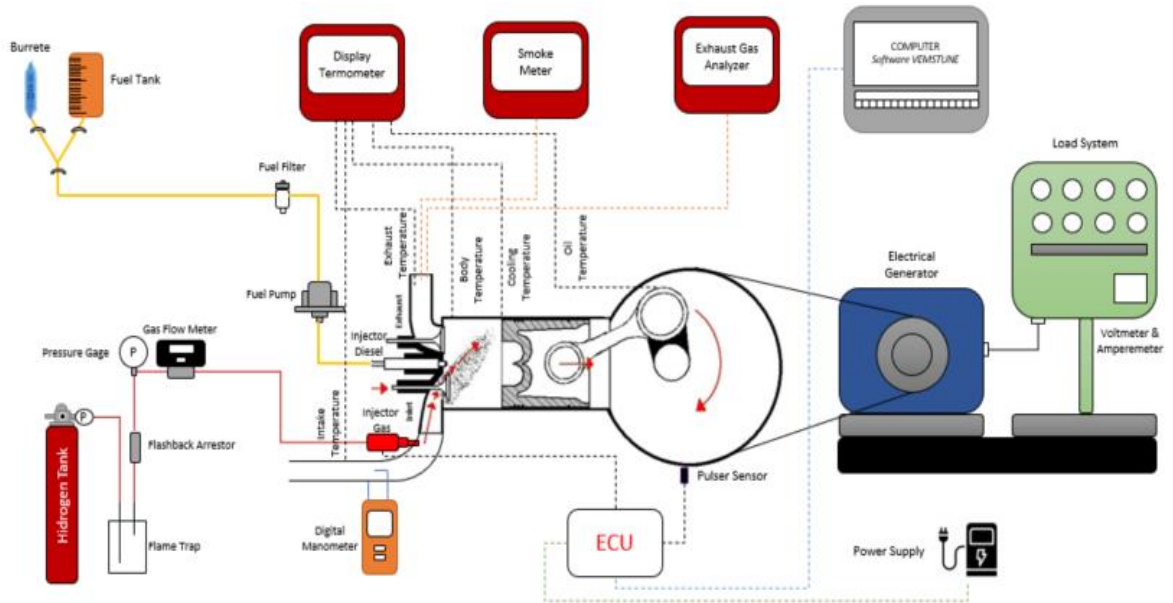
Dalam perancangan eksperimen ini ada beberapa parameter yang ingin didapatkan dengan menetapkan parameter *input* dan *output*. Tabel rancangan dalam penelitian ini ditunjukkan pada tabel 3.1 di bawah

Tabel 3.1 Rancangan Eksperimen

Parameter <i>input</i>			Parameter <i>output</i>	
Konstan		Variasi	Diukur	Dihitung
Bahan Bakar	Pengaturan Mesin Diesel	Timing Injection Pilot Fuel (BTDC)		
<i>Single Fuel Biodiesel B100</i>	<ol style="list-style-type: none"> Putaran mesin 2000 rpm Pembebanan mesin 1000 Watt – 4000 Watt dengan interval 500 Watt SOI bahan bakar diesel 13° BTDC 	-	<ol style="list-style-type: none"> Waktu konsumsi bahan bakar biodiesel setiap 25 ml. Tmesin Tpelumas Tair pendingin Tgas buang Flowrate hidrogen Flowrate udara Arus listrik Tegangan listrik Emisi gas buang 	<ol style="list-style-type: none"> Daya Torsi Bmep SFC Efisiensi <i>thermal</i> AFR
<i>Dual Fuel B100-Hidrogen</i>	<ol style="list-style-type: none"> Putaran mesin 2000 rpm Pembebanan mesin 1000 Watt – 4000 Watt dengan interval 500 Watt Konsentrasi Hidrogen 2,5 lpm SOI Hidrogen 0° TDC DOI Hidrogen 48° ATDC 	11°,13°,15°,17°,19°,21°BTD C (<i>before top dead center</i>)		

3.6 Skema Penelitian

Dalam melakukan penelitian eksperimen perlu dilakukan pembuatan rancangan eksperimen penelitian agar didapatkan urutan pengujian dengan tepat. Adapun skema penelitian dalam melakukan pengujian yang akan dilakukan dapat dilihat pada gambar 3.11 dibawah ini.

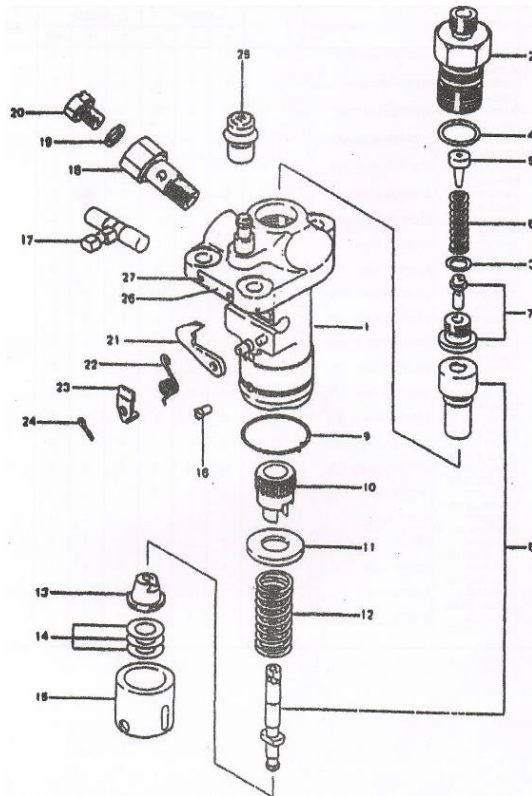


Gambar 3.17 Skema Penelitian

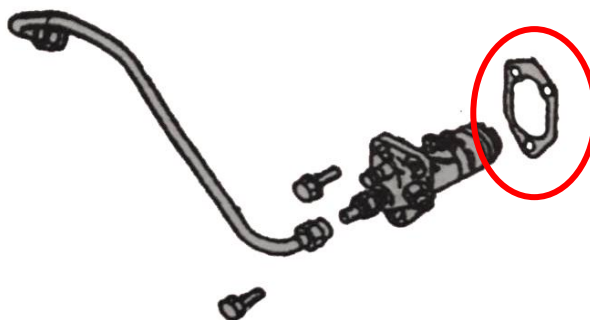
3.7 Pengaturan timing injeksi (*Start of Injection*)

Setelah dilakukannya variasi lpm hidrogen, tahap selanjutnya adalah mengatur timing injeksi (*Start of Ignition*) pilot fuel B100 agar didapatkan waktu penyemprotan yang sesuai dengan karakteristik bahan bakarnya. Dalam pengaturan timing injeksi bahan bakar diperlukan persiapan sebagai berikut:

1. Melepas pompa bahan bakar dari mesin diesel.
2. Melepas shim yang menyambungkan antara pompa dengan *crankcase* dengan hati-hati, usahakan agar part dari pompa agar tetap utuh.
3. Tambahkan dan kurangi jumlah shim yang memiliki ketebalan tiap shim 0,1 mm sesuai variasi yang akan dilakukan. Tiap satu buah shim sama dengan penambahan atau pengurangan satu derajat timing injeksi



Gambar 3.18 Pompa bahan bakar diesel



Gambar 3.19 Tempat peletakan shim pada pompa

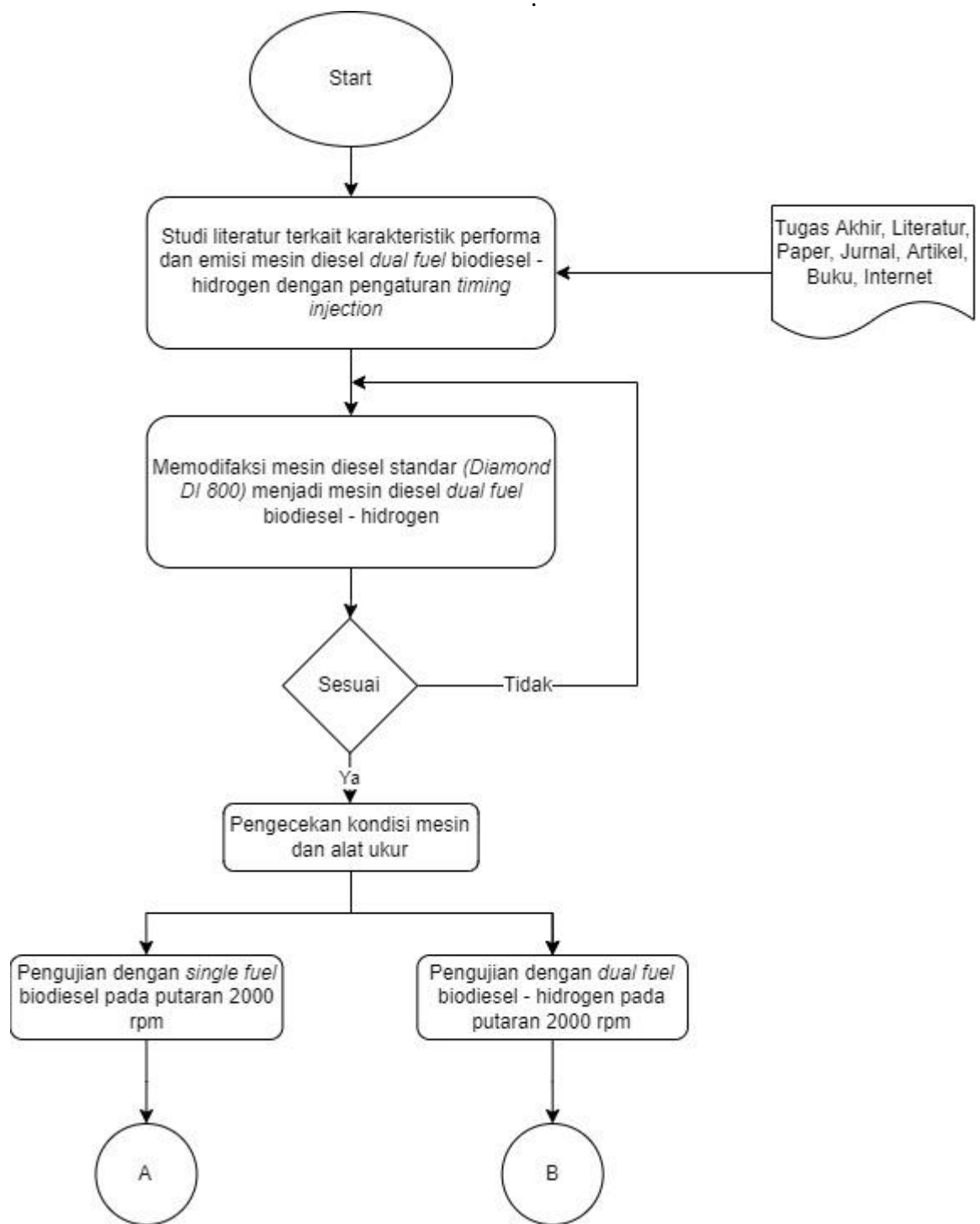
Keterangan:

1. Housing pump
2. Holder
3. Gasket
4. O-ring
5. Stopper
6. Valve spring
7. Valve
8. Element
9. Clamp ring
10. Plunger
11. Spring seat (upper)
12. Pump spring
13. Spring seat (lower)
14. Shim

15. Tarpet
16. Pin
17. Control rack
18. Hollow screw
19. Washer
20. Air breather screw
21. Stopper
22. Return spring
23. Plate
24. Split pin
25. Rubber cover
26. Name plate
27. Rivet

3.8 *Flowchart* Penelitian

Dalam melakukan penelitian eksperimen perlu dilakukan pembuatan *flowchart* penelitian yang berfungsi untuk menjelaskan secara singkat alur atau proses penelitian eksperimen yang dilakukan. Adapun *flowchart* pada penelitian ditunjukkan pada gambar 3.12 dibawah ini



3.9 Langkah-Langkah Percobaan

1. Pengujian mesin diesel standar (*diesel single fuel*).
 - a. Mesin uji dipanaskan sampai mencapai temperatur kerja mesin $\pm 80^{\circ}\text{C}$.
 - b. Semua peralatan uji seperti alat ukur sudah terpasang sesuai dengan fungsinya masing-masing.
 - c. Pengujian mesin diesel standar (*diesel single fuel*) dilakukan dengan variasi beban mesin yang dimulai dari beban mesin 1000 Watt.
 - d. Setelah dilakukan pembebanan 1000 watt selanjutnya melakukan pengujian dengan melihat tanda pada gelas ukur bahan bakar biodiesel yang menunjukkan tepat di garis 25 ml.
 - e. Pengujian variasi pertama dihentikan apabila konsumsi bahan bakar biodiesel sudah menunjukkan tepat di garis 0 ml pada gelas ukur.
 - f. Kemudian dilakukan pengambilan data yang diperlukan seperti tegangan dan arus listrik pada *generator*, kecepatan aliran udara, waktu konsumsi bahan bakar, emisi gas buang smoke.
 - g. Apabila variasi beban pertama sudah selesai kemudian dilanjutkan variasi beban selanjutnya hingga beban 4000 watt dengan interval 500 watt yang dilakukan seperti mengulang pada langkah “d”
 - h. Setelah pengujian sudah selesai dilakukan sampai beban 4000 watt, kemudian mesin dimatikan.
2. Pengujian mesin diesel *dual fuel* berbahan bakar biodiesel B100-gas hidrogen.
 - a. Mesin uji dipanaskan sampai mencapai temperatur kerja mesin $\pm 80^{\circ}\text{C}$.
 - b. Semua peralatan uji seperti alat ukur sudah terpasang sesuai dengan fungsinya masing-masing.
 - c. Pastikan mesin sudah beroperasi menggunakan bahan bakar dengan cara mengaktifkan sistem *converter kit* dari bahan bakar hidrogen.
 - d. Pengujian pertama dilakukan dengan pengaturan *timing injection* yaitu $11^{\circ}, 13^{\circ}, 15^{\circ}, 17^{\circ}, 19^{\circ}, 21^{\circ}$ sesuai dengan rancangan eksperimen.
 - e. Setelah itu dilakukan pengaturan konsentrasi hidrogen 2,5 lpm dan beban mesin 1000 watt.
 - f. Selanjutnya dilakukan pengujian dengan melihat tanda pada gelas ukur bahan bakar biodiesel yang menunjukkan tepat di garis 25 ml.
 - g. Pengujian variasi pertama digantikan apabila konsumsi bahan bakar biodiesel sudah menunjukkan tepat di garis 0 ml pada gelas ukur
 - h. Kemudian dilakukan perekaman data yang diperlukan seperti tegangan dan arus listrik pada *generator*, kecepatan aliran udara, *mass flowrate* hidrogen, waktu konsumsi bahan bakar dan emisi gas buang HC, CO, CO₂, NO_x dan Smoke.
 - i. Apabila variasi *timing injection* dan beban pertama sudah selesai, kemudian dilanjutkan variasi beban selanjutnya hingga beban 4000 watt dengan interval 500 watt yang dilakukan seperti mengulang langkah “d” dengan mengganti variasi *timing injection* dan beban mesin.
 - j. Setelah pengujian sudah selesai dilakukan sampai beban mesin 4000 watt variasi *timing injection* $11^{\circ}, 13^{\circ}, 15^{\circ}, 17^{\circ}, 19^{\circ}, 21^{\circ}$ kemudian mesin dimatikan.
3. Setelah semua pengujian dilakukan dan semua data sudah didapatkan maka langkah selanjutnya adalah pembersihan alat ukur dan tempat kerja.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Pengambilan Data

Pada eksperimen ini didapatkan data-data yang harus diolah lebih lanjut untuk mendapatkan karakteristik perfoema mesin diesel Diamond Di 800 *generator set* sistem *dual fuel* B100 dan Hidrogen. Untuk itu perlu didapatkan parameter-parameter dengan cara diukur dan dihitung. Parameter yang diukur adalah putaran mesin, temperatur (mesin, gas, buang, pelumas dan cairan pendingin), besaran arus dan tegangan serta m udara, dan hidrogen. Sedangkan untuk parameter yang dihitung meliputi daya mesin (daya efektif), torsi, *brake mean effective pressure* (BMEP). *Specific fuel consumption* (SFC), B100 tersubstitusi, efisiensi *thermal*, *air fuel ratio* (AFR).

Agar didapatkan data pembanding dalam penelitian ini yang lebih akurat, maka dilakukan pengujian awal saat mesin dioperasikan dengan *single fuel* B100 dengan pasokan udara *naturally aspirated*. Beban listrik tertinggi yang dapat dicapai oleh *generator set* adalah 4000 Watt.

4.2 Pengujian *Properties* Bahan Bakar

Pengujian *properties* bahan bakar dilakukan untuk mengetahui *properties* dari bahan bakar yang digunakan pada eksperimen. *Properties* yang dicari meliputi angka setana, viskositas, densitas, nilai kalor, dan *flash point* pengujian *properties* dilakukan oleh 3 laboratorium yaitu Laboratorium BPKI, Laboratorium Politeknik Ponorogo, dan laboratorium Mobar Universitas Brawijaya. Berikut merupakan hasil uji *properties* yang dilakukan.

Tabel 4.1 Hasil Uji Laboratorium BPKI

No.	Karakteristik	Unit	Dexlite	B30	B100
1	Angka Setana	-	53,80	51,45	49,40
2	Viscosity	cSt	3,45	3,26	3,02
3	Density	Kg/m ³	0,8490	0,8478	0,8395

Tabel 4.2 Hasil Uji Laboratorium Politeknik Ponorogo

No.	Karakteristik	Unit	Dexlite	B30	B100
1	LHV	Qnet,ar(J/g)	53439	51655	47576

Tabel 4.3 Hasil Uji Laboratorium Mobar UB

4	Karakteristik	Unit	Dexlite		B30	B100
1	Viskositas	cSt (centi-stokes)	-	-	11.6112915	10.19661723
			-	-	12.13673477	9.266583319
			-	-	10.55166312	9.383559199
2	Densitas	Nilai Densitas (gr/cm ³)	-	-	0.846	0.864
			-	-	0.846	0.864
			-	-	0.846	0.864
3	Flash Point	Rata-Rata Suhu(°C)	-	-	73.3	105
			-	-	78.5	125
			-	-	79	110
					76.9	113.3

Berdasarkan data hasil pengujian diatas dapat dilihat bahwa pada hasil pengujian B100 memiliki Angka Setana yang lebih tinggi dibanding bahan bakar standar serta nilai density yang lebih tinggi juga. Sedangkan untuk nilai LHV B100 cenderung memiliki kekurangan

dimana LHVnya lebih rendah jika dibanding dengan bahan bakar standar yaitu *dexlite*. Oleh karena itu untuk menutupi kekurangan LHV ini maka perlu ditambahkan bahan bakar tambahan yaitu hidrogen yang memiliki nilai LHV 3 kali lebih besar dari B100. Sedangkan untuk hasil uji flash point sendiri bahan bakar B100 memiliki flash point yang jauh lebih tinggi dibanding bahan bakar B30, hal ini menjadikan bahan bakar B100 memerlukan proses ignition delay yang lebih panjang agar proses pembakaran bisa menjadi lebih sempurna.

4.3 Perhitungan Durasi Injeksi Bahan Bakar Hidrogen

Durasi injeksi Hidrogen merupakan lamanya injektor menginjeksikan bahan bakar Hidrogen ke ruang bakar melalui *intake manifold*. Durasi injeksi biasanya dituliskan dalam satuan *millisecond* (ms). Untuk mengetahui durasi injeksi berdasarkan derajat *crank angle* ($^{\circ}\text{CA}$), maka pada putaran mesin konstan 2000 rpm dapat dilakukan perhitungan sebagai berikut:

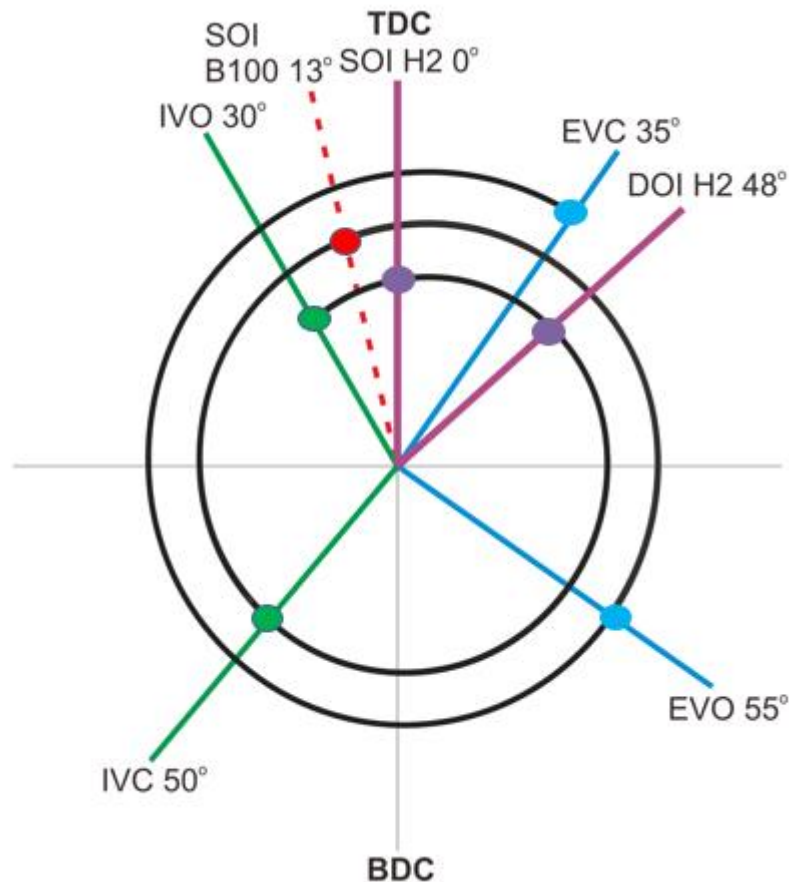
$$\begin{aligned} 2000 \text{ rpm} &= \frac{2000 \text{ revolution}}{1 \text{ menit}} \times \frac{360 \text{ }^{\circ}\text{CA}}{1 \text{ revolution}} \times \frac{1 \text{ menit}}{60000 \text{ milisecond}} \\ &= 12 \frac{\text{ }^{\circ}\text{CA}}{\text{ms}} \end{aligned} \quad (4.1)$$

Dimana: $360 \text{ }^{\circ}\text{CA} = 1 \text{ revolution } ^{\circ}\text{CA}$ untuk motor 4-langkah

Maka durasi injeksi selama 4 ms adalah

$$12 \frac{\text{ }^{\circ}\text{CA}}{\text{ms}} \times 4 \text{ ms} = 48 \text{ }^{\circ}\text{CA}$$

Maka pada pengaturan durasi injeksi 4 ms didapatkan penginjeksian hidrogen dilakukan selama $48 \text{ }^{\circ}\text{CA}$



Gambar 4.1 Valve timing diagram dengan durasi injeksi $48 \text{ }^{\circ}\text{CA}$

4.4 Perhitungan Unjuk Kerja

Perhitungan unjuk kerja dilakukan untuk mengetahui unjuk kerja dari mesin diesel Diamond Di 800 *generator set* berbahan bakar *single fuel* B100 dan *dual fuel* B100-Hidrogen. Contoh perhitungan unjuk kerja diambil pada salah satu data penelitian saat *single fuel* dan *dual fuel* pada start of injection hidrogen (SOI) 0° top dead center (TDC) serta durasi injeksi hidrogen sampai 48° after top dead center (ATDC) atau selama 4 *milisecond* (ms) dengan tekanan hidrogen konstan 1 bar. Data yang digunakan pada contoh perhitungan ini merupakan data yang diambil pada variasi waktu injeksi 13° saat kondisi beban 1000 Watt.

4.4.1 Perhitungan Laju Aliran Massa Fluida (\dot{m})

Laju aliran massa (*mass flow rate*) fluida dalam pipa baik udara maupun bahan bakar gas dapat dihitung dari data yang diperoleh dari alat ukur. *Mass flow rate* udara diukur dengan menggunakan *manometer digital* dan *mass flow rate* bahan bakar Hidrogen diukur dengan menggunakan *flowmeter digital*, dan untuk *mass flow rate* biodiesel diukur dengan menggunakan gelas ukur (25 ml).

1. Perhitungan *mass flow rate* (\dot{m})

Perhitungan *mass flow rate* (\dot{m}) udara pada pengujian *diesel single fuel* dan *diesel dual fuel* menggunakan persamaan yang sama. Pengukuran aliran udara masuk dilakukan dengan memasang *pitot tube* dihubungkan dengan *manometer digital* sehingga didapatkan nilai debit udara sebesar $0.006478076 \text{ (m}^3/\text{s)}$. setelah didapatkan nilai debit aliran udara maka laju aliran massa udara dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \times 1000 \times Q_{udara} \quad (4.2)$$

Dimana:

$$\rho_{udara} : 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$Q_{udara} : 0,006478076 \text{ (m}^3/\text{s)}$$

$$\dot{m}_{udara} = 1,2 \times 1000 \times 0,006478076$$

$$\dot{m}_{udara} = 7.77 \text{ (gr/s)}$$

2. Perhitungan *mass flow rate* (\dot{m}) bahan bakar hidrogen

Penghitungan laju aliran massa (\dot{m}) dari bahan bakar hidrogen didalam pipa menggunakan *gas flowmeter digital*. Tekanan hidrogen dari tabung 150 bar diturunkan menjadi 1 bar $\sim 1 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ dengan menggunakan alat *pressure reducer*, temperatur (T) = 305.15 K $\sim 32 \text{ C}$, Konstanta gas hidrogen (R) = 4124 Nm/kg K sehingga berlaku hukum *compressible flow* dengan persamaan berikut:

$$\rho = \frac{P}{R.T} \quad (4.3)$$

Dimana:

$$P : \text{Tekanan hidrogen (bar)}$$

$$R : \text{Konstanta gas hidrogen (R)}$$

$$T : \text{Temperatur (C)}$$

$$\rho : \text{Density hidrogen kg/m}^3$$

$$\rho = \frac{1 \times 10^5 \text{ N/m}^2}{4124 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}} \text{ K} \times 32 \text{ C}}$$

$$\rho = 0.079463551 \text{ kg/m}^3$$

Pengukuran laju aliran massa (\dot{m}) dari bahan bakar hidrogen dilakukan dengan menggunakan *gas flowmeter digital* dan didapatkan data *mass flow rate* dalam

satuan SLPM kemudian dikonversi menjadi LPM menggunakan persamaan berikut:

$$LPM = SLPM \times \frac{T_{H_2} (^{\circ}C)}{273,15(K)} \times \frac{14,504}{P_{H_2} (bar)} \quad (4.4)$$

$$LPM = 2,3 \times \frac{32 (^{\circ}C)}{273,15(K)} \times \frac{14,504}{1 (bar)}$$

$$LPM = 2,569 \sim 0,04283415 \text{ LPS}$$

Maka *mass flow rate* hidrogen yang masuk ke ruang bakar pada pengujian *diesel dual fuel* dapat dicari menggunakan persamaan:

$$\dot{m}_{H_2} = \rho_{H_2} \times \text{laju alir volumetrik } (^{gr}/s) \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_{H_2} = 0,079463551 \text{ kg/m}^3 \times 0,04283415 (^{gr}/s)$$

$$\dot{m}_{H_2} = 0,003402959 (^{gr}/s)$$

3. Perhitungan *mass flow rate* (\dot{m}) bahan bakar biodiesel

Perhitungan *mass flow rate* biodiesel dapat diperoleh dengan mengetahui waktu konsumsi bahan bakar dan volume bahan bakar. Dalam penelitian ini volume bahan bakar yang ditetapkan sebesar 25 ml. persamaan yang digunakan untuk menghitung *mass flow rate* adalah sebagai berikut:

$$\dot{m}_{B100} = \frac{\frac{\rho_{B100} \times 25}{1000}}{\text{waktu konsumsi 25ml}} (^{gr}/s) \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_{B100} = \frac{\frac{864 \times 25}{1000}}{137} (^{gr}/s)$$

$$\dot{m}_{B100} = 0,1576642 (^{gr}/s)$$

4.4.2 Perhitungan Daya dan Torsi

Penghitungan daya mesin didapatkan dengan menghitung terlebih dahulu daya efektif pada generator (P). P dapat dihitung dengan persamaan dibawah ini:

$$P = \frac{V \times I \times \cos \theta}{1000 \times \eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} (Watt) \quad (4.7)$$

P	: Daya efektif (Watt)
V	: Tegangan listrik (Volt)
I	: Arus listrik (Ampere)
$\eta_{generator}$: Efisiensi mekanisme <i>generator</i> (0,9)
$\eta_{transmisi}$: Efisiensi transmisi (0,95)
$\cos \theta$: Faktor daya listrik ($\cos \varphi$) = 1

$$P = \frac{243 \text{ volt} \times 3,5 \times 1}{1000 \times 0,9 \times 0,95} (Watt)$$

$$P = 994,736 (Watt)$$

Kemudian dilakukan perhitungan Torsi, Torsi merupakan gaya yang bekerja pada poros engkol (*crankshaft*). Torsi pada penelitian ini dihitung melalui penurunan rumus daya efektif pada persamaan berikut:

$$T = \frac{60 \times P}{2 \times \pi \times n} (Nm) \quad (4.8)$$

- T : Torsi (Nm)
P : Daya efektif (kW)
n : Putaran mesin konstan 2.000 rpm
 π : 3,14

$$T = \frac{60 \times 994,736}{2 \times 3,14 \times 2000} \text{ (Nm)}$$

$$T = 4.75 \text{ (Nm)}$$

4.4.3 Perhitungan Brake Mean Effective Pressure (BMEP)

Proses pembakaran campuran udara-bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada *piston* sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah *piston* tersebut. Bila diambiltekanan yang bernilai konstan yang bekerja pada *piston* dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut dikatakan sebagai kerja per siklus per *volume* langkah *piston*. *Brake mean effective pressure* atau tekanan efektif rata-rata teoritis bekerja sepanjang *volume* langkah *piston* sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif. Perhitungan tekanan efektif rata-rata menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$BMEP = \frac{2 \times \pi \times T \times 2}{V_d} \text{ (N/m}^2\text{)} \quad (4.9)$$

Dengan:

- 2 : Konstanta siklus 4 tak
 π : 3,14
T : Torsi
V_d : Volume silinder

$$BMEP = \frac{2 \times 3,14 \times 4.75192 \times 2}{0,000411} \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$BMEP = 145217.0572 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

$$BMEP = 1.452 \text{ (bar)}$$

4.4.4 Perhitungan Specific Fuel Consumption (SFC)

Konsumsi bahan bakar adalah jumlah bahan bakar yang dikonsumsi mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) kW dalam kurun waktu 1 (satu) jam. Persamaan yang digunakan untuk mendapatkan nilai SFC adalah sebagai berikut:

$$SFC = \frac{(\dot{m}_{H_2} + \dot{m}_{B100})}{P} \times 3600 \quad (4.10)$$

$$SFC = \frac{\left(0,003402959 \frac{gr}{s} + 0,01576642 \frac{gr}{s}\right)}{994,736 \text{ Watt}} \times 3600$$

$$SFC = 582.90 \text{ gr/kWh}$$

4.4.5 Perhitungan Efisiensi Thermal (BTE)

Efisiensi thermal adalah perbandingan energi bahan bakar yang dapat diubah menjadi energi dengan nilai kalor yang terkandung dalam bahan bakar (LHV). Perhitungan efisiensi termal mesin *diesel dual fuel* menggunakan persamaan sebagai berikut

$$BTE (\%) = \left(\frac{\text{Daya}}{(\dot{m}_{BB} \times LHV_{BB}) + (\dot{m}_{H_2} \times LHV_{H_2})} \right) \times 100\% \quad (4.11)$$

$$BTE (\%) = \left(\frac{994,736 \text{ Watt}}{(0,1576642 \text{ (gr/s)} \times 47.576 \text{ kJ/kg}) + (0,003402959 \text{ (gr/s)} \times 119,81 \text{ kJ/gr})} \right) \times 100\%$$

$$BTE (\%) = 12.6$$

4.4.6 Perhitungan Air Fuel Ratio (AFR)

Perhitungan *Air Fuel Ratio* (AFR) diperoleh dari perbandingan *mass flow rate* udara dengan dengan *mass flow rate* bahan bakar. Nilai AFR yang dimaksud disini adalah AFR aktual. Adapun nilai AFR aktual diperoleh sebagai berikut:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{H_2} + \dot{m}_{B100}} \quad (4.12)$$

$$AFR = \frac{7,773691724 \frac{\text{gr}}{\text{s}}}{0,003402959 \frac{\text{gr}}{\text{s}} + 0,1576642 \frac{\text{gr}}{\text{s}}}$$

$$AFR = 48,26 \frac{\text{gr}}{\text{s}}$$

4.4.7 Perhitungan Hydrogen Energy Share (HES)

Perhitungan *Hydrogen Energy Share* merupakan banyaknya jumlah H_2 yang berkontribusi pada bahan bakar B100 pada mesin *diesel dual fuel*. Perhitungan yang digunakan untuk mendapatkan nilai *Hydrogen Energy Share* adalah sebagai berikut:

$$HES = \frac{(\dot{m}_{H_2} \times LHV H_2)}{(\dot{m}_{H_2} \times LHV H_2) + (\dot{m}_{BB} \times LHV H_{BB})} \times 100\% \quad (4.13)$$

$$HES = \frac{(0,003402959 \times 119,81)}{(0,003402959 \times 119,81) + (0,1576641 \times 47,576)} \times 100\%$$

$$HES = 5.155\%$$

4.4.8 Perhitungan Energi Per Siklus

Perhitungan Energi Per Siklus dapat dirumuskan dengan perhitungan berikut:

1. Nilai kandungan energi setiap siklus untuk percobaan diesel *single-fuel* B100 pada beban 1000 Watt, adalah sebagai berikut:

$$= DOI B100 \times \frac{1 \text{ rev}}{360^\circ} \times \frac{1 \text{ min}}{2000 \text{ revolution}} \times \frac{60 \text{ sec}}{1 \text{ min}} \times \dot{m}_{B100} \times LHV B100 \quad (4.14)$$

$$= 25 \times \frac{1 \text{ rev}}{360^\circ} \times \frac{1 \text{ min}}{2000 \text{ revolution}} \times \frac{60 \text{ sec}}{1 \text{ min}} \times 0,2117647 \times 47,576$$

$$= 0,020989412 \text{ kJ/siklus}$$

2. Nilai kandungan energi setiap siklus untuk percobaan diesel *dual-fuel* B100 Hidrogen pada beban 1000 Watt dengan waktu injeksi 13° BTDC, adalah sebagai berikut:

$$= DOI B100 \times \frac{1 \text{ rev}}{360^\circ} \times \frac{1 \text{ min}}{2000 \text{ revolution}} \times \frac{60 \text{ sec}}{1 \text{ min}} \times \dot{m}_{B100} \times LHV B100 \quad (4.15)$$

$$+ DOI H_2 \times \dot{m}_{H_2} \times LHV H_2$$

$$= 25^\circ \times \frac{1 \text{ rev}}{360^\circ} \times \frac{1 \text{ min}}{2000 \text{ revolution}} \times \frac{60 \text{ sec}}{1 \text{ min}} \times 0,1576642 \times 47,576$$

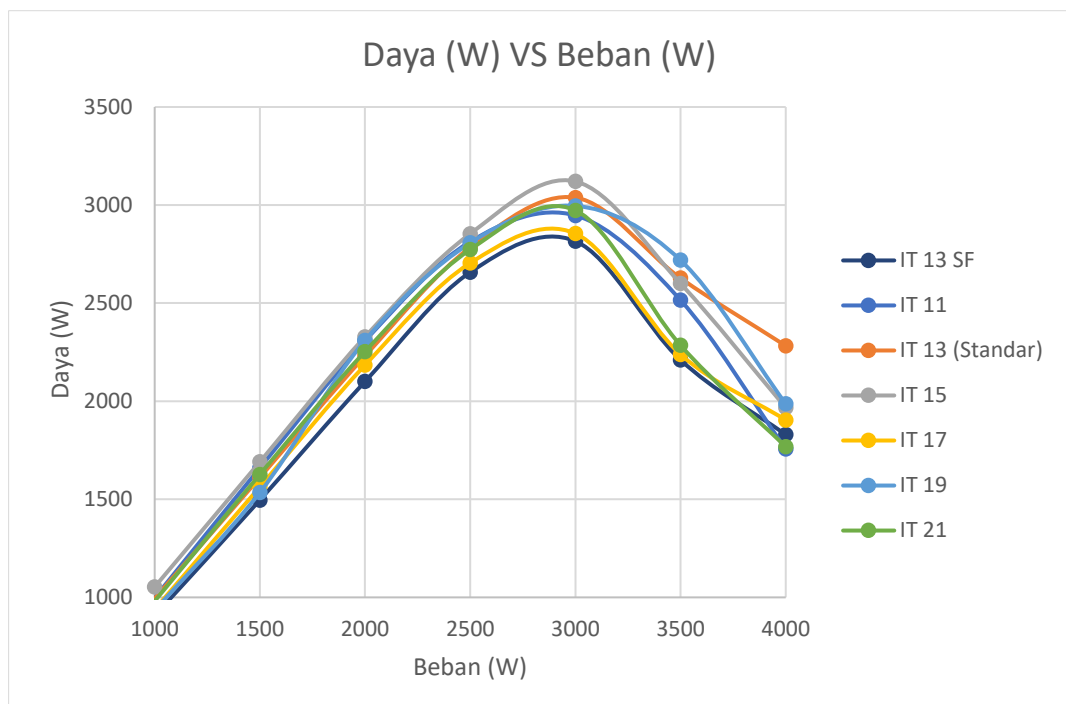
$$+ 0.004 \times 0.003402959 \times 119.81$$

$$= 0.017257987 \text{ kJ/siklus}$$

4.5 Analisa Unjuk Kerja

Bagian ini menjelaskan pengaruh waktu injeksi terhadap performa mesin pada mesin *diesel dual fuel* di semua beban mesin.

4.5.1 Daya Efektif (Ne)

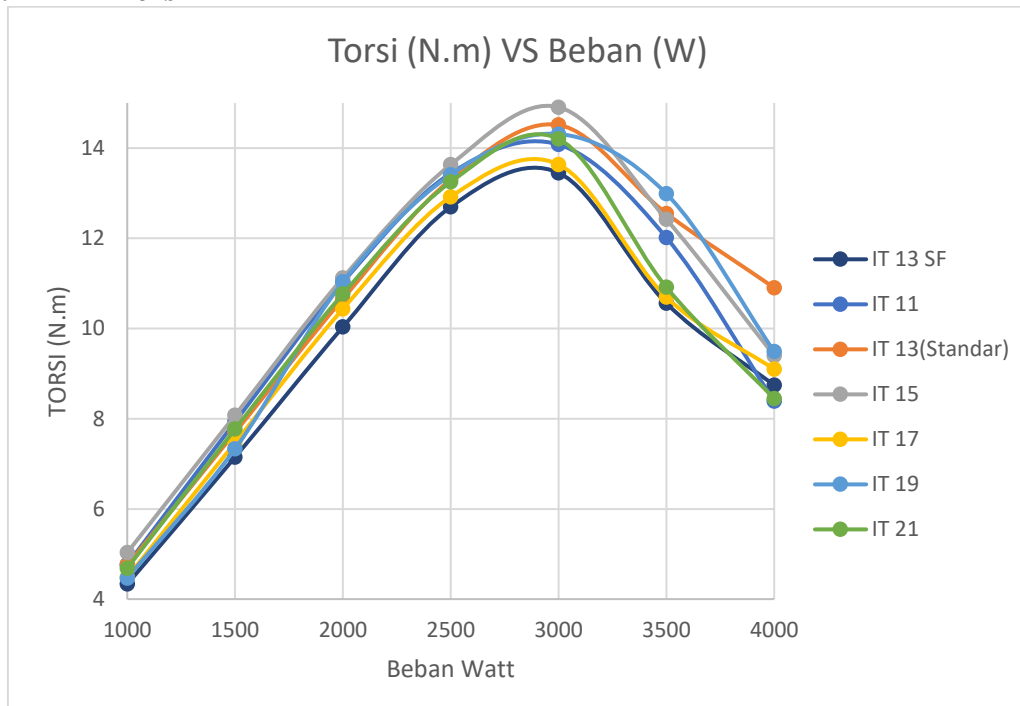


Gambar 4.2 Grafik Daya Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi

Gambar 4.2 menunjukkan bahwa dari grafik daya efektif membentuk tren meningkat seiring bertambahnya beban sampai dengan beban 3000 watt hal ini dikarenakan penambahan dari bahan bakar pilot seiring dengan penambahan beban mesin, sehingga proses pembakaran juga ikut meningkat dan menghasilkan daya yang lebih besar. Akan tetapi pada beban 3500 watt sampai dengan 4000 watt daya yang dihasilkan cenderung menurun dikarenakan kemampuan mesin yang sudah tidak sesuai dengan kondisi awal.

Gambar 4.2 juga menunjukkan bahwa dengan variasi waktu injeksi tidak ada perbedaan yang signifikan pada nilai daya yang dihasilkan oleh mesin *diesel dual fuel* hal tersebut dikarenakan proses pengujian menggunakan putaran mesin konstan yaitu 2000 rpm untuk semua variasi pengujian, sehingga tegangan dan kuat arus yang dihasilkan generator cenderung konstan pada semua variasi waktu injeksi pilot. Dimana waktu injeksi paling optimal yaitu pada variasi waktu injeksi 15° BTDC Hal ini dikarenakan memajukan waktu injeksi dapat mempepanjang waktu yang diperlukan B100 untuk tercampur dengan hidrogen dan udara, sehingga menyebabkan campuran yang lebih homogen dan membentuk beberapa *ignition centers* yang meningkatkan kecepatan pembakaran premix dengan nilai daya efektif rata-rata sebesar 2230.59 Watt dengan peningkatan sebesar 0,286% dari waktu injeksi standar 13° BTDC sedangkan untuk daya rata rata paling rendah yaitu pada variasi waktu injeksi 17° BTDC dengan nilai rata-rata sebesar 2055.40 Watt.

4.5.2 Torsi



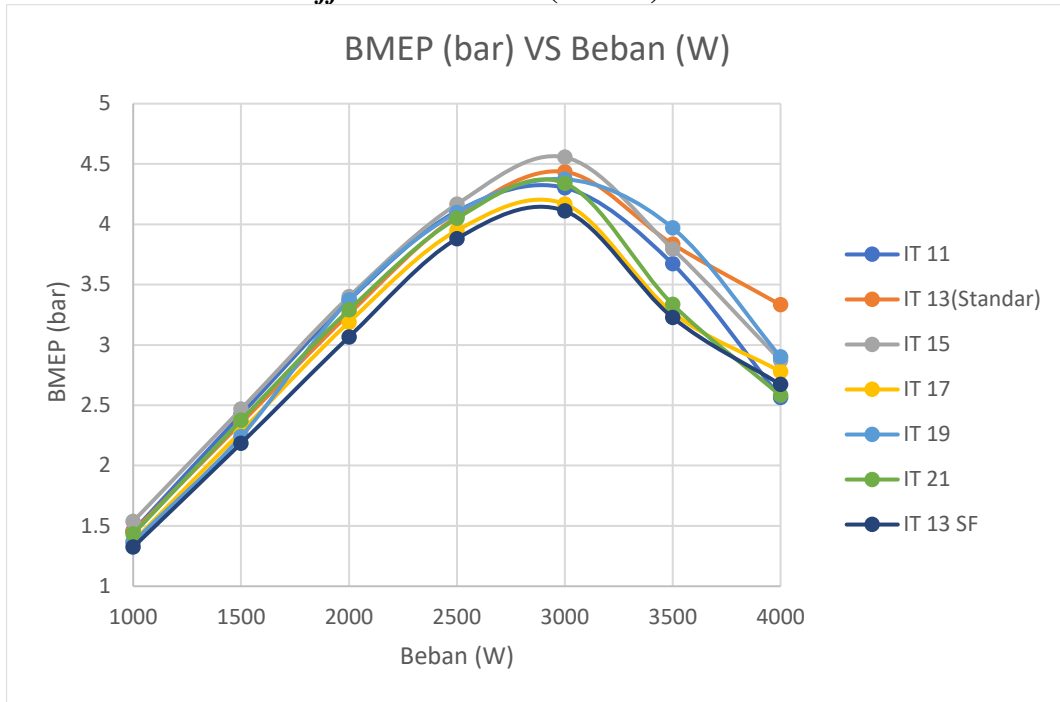
Gambar 4.3 Grafik Torsi Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi

Gambar 4.3 menunjukkan bahwa dari grafik torsi meningkat seiring dengan bertambahnya beban sampai dengan beban 3000 watt putaran mesin konstan menyebabkan perubahan nilai torsi bergantung pada variasi besarnya nilai daya yang dihasilkan mesin, sehingga besarnya nilai torsi akan berbanding lurus dengan nilai daya. Akan tetapi pada beban 3500 watt sampai dengan 4000 watt daya yang dihasilkan cenderung menurun dikarenakan kemampuan mesin yang sudah tidak sesuai dengan kondisi awal.

Gambar 4.3 juga menunjukkan bahwa dengan variasi waktu injeksi tidak ada perbedaan yang signifikan pada nilai torsi yang dihasilkan oleh mesin *diesel dual fuel*. Hal tersebut dikarenakan daya yang dihasilkan pada semua variasi hampir sama sehingga nilai torsi yang dihasilkan juga tidak ada perbedaan yang signifikan dengan variasi waktu injeksi pilot.

Pada gambar 4.3 juga dapat dilihat waktu injeksi paling optimal yaitu pada variasi waktu injeksi 15° BTDC dengan nilai torsi rata-rata sebesar 10.65 (N.m) dengan peningkatan sebesar 0,286% dari waktu injeksi standar 13° BTDC. Hal ini disebabkan karena dengan memajukan waktu injeksi menyebabkan penundaan pembakaran sehingga membuat persiapan campuran bahan bakar B100 dan Hidrogen-udara untuk lebih homogen karena proses penundaan penyalaan yang lebih lama. Campuran bahan bakar B100, hidrogen dan udara yang homogen mengakibatkan titik-titik sumber penyalaan (*ignition kernel*) yang lebih banyak dan menghasilkan pembakaran yang lebih besar yang dapat meningkatkan kecepatan serta dengan karakteristik hidrogen yang cepat dan mudah terbakar membuat rambat nyala api mencapai seluruh bagian ruang bakar dengan cepat sehingga pembakaran yang dihasilkan lebih sempurna sedangkan untuk torsi rata rata paling rendah yaitu pada variasi waktu injeksi 17° BTDC dengan nilai rata-rata sebesar 9.818 (N.m).

4.5.3 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)



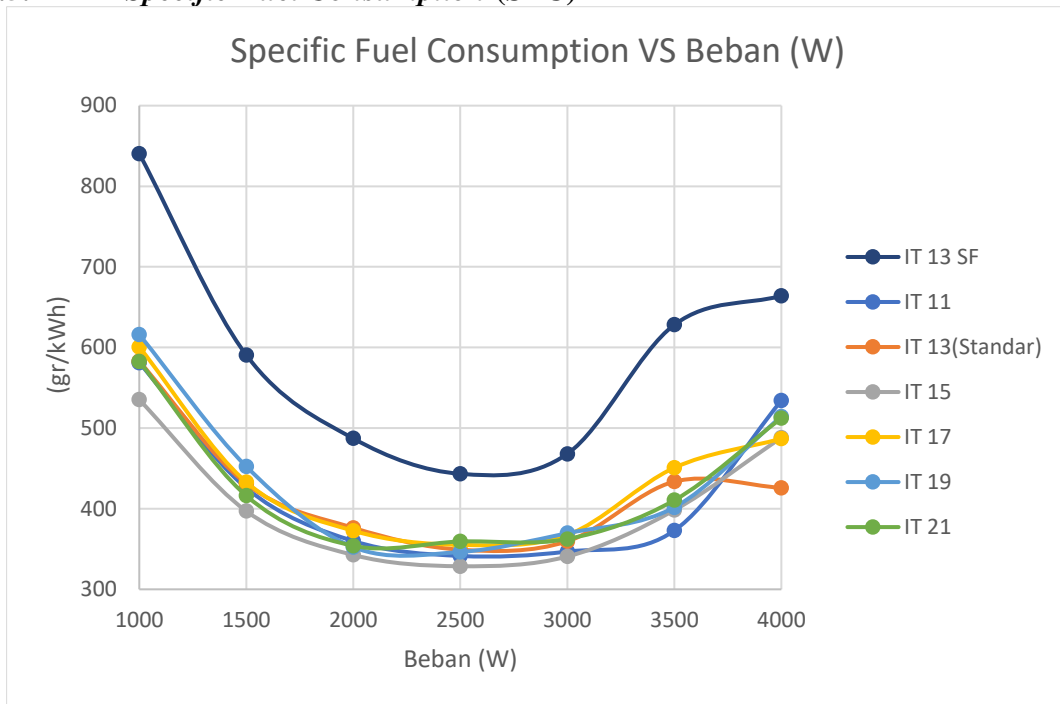
Gambar 4.4 Grafik BMEP Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi

Gambar 4.4 menunjukkan bahwa dari grafik BMEP meningkat seiring dengan bertambahnya beban sampai dengan beban 3000 watt sama seperti grafik daya dan torsi. Akan tetapi pada beban 3500 watt sampai dengan 4000 watt daya yang dihasilkan cenderung menurun dikarenakan kemampuan mesin yang sudah tidak sesuai dengan kondisi awal.

Gambar 4.4 juga menunjukkan bahwa dengan variasi waktu injeksi tidak ada perbedaan yang signifikan pada nilai BMEP yang dihasilkan oleh mesin *diesel dual fuel*. Hal tersebut dikarenakan daya dan torsi yang dihasilkan pada semua variasi hampir sama sehingga nilai BMEP yang dihasilkan juga tidak ada perbedaan yang signifikan dengan variasi waktu injeksi pilot.

Pada gambar 4.4 juga dapat dilihat waktu injeksi paling optimal yaitu pada variasi waktu injeksi 15° BTDC dengan nilai BMEP rata-rata sebesar 3.25 (bar) dengan peningkatan sebesar 0,286% dari waktu injeksi standar 13° BTDC. sedangkan untuk BMEP rata-rata paling rendah yaitu pada variasi waktu injeksi 17° BTDC dengan nilai rata-rata sebesar 3.01 (bar).

4.5.4 Specific Fuel Consumption (SFC)

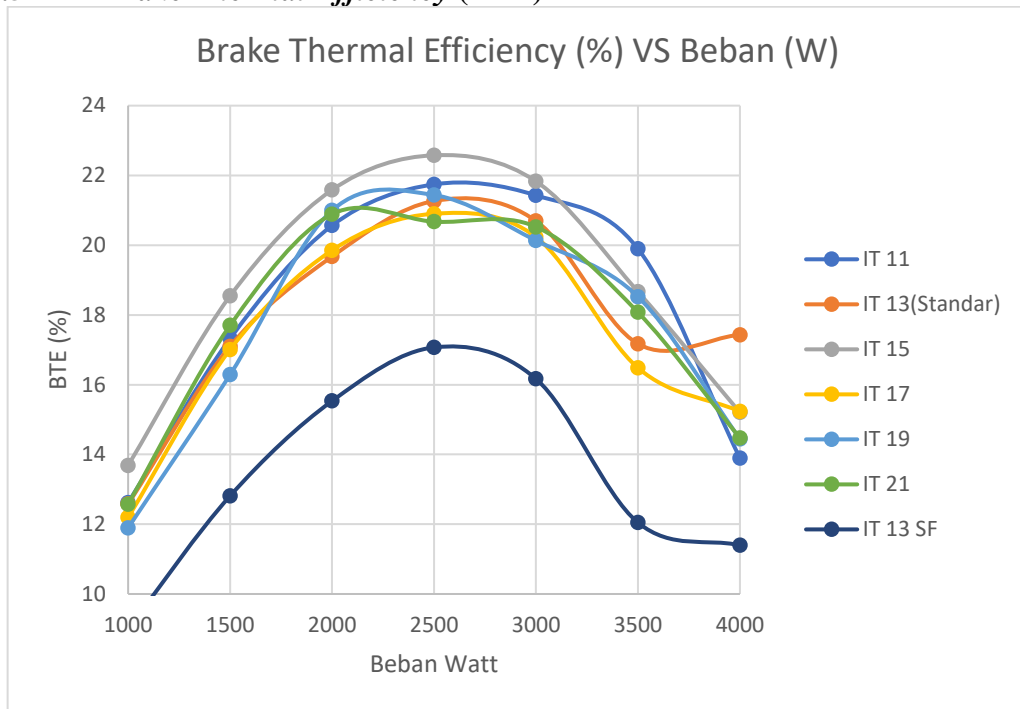


Gambar 4.5 Grafik SFC Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi

Dari gambar 4.5 dapat dilihat bahwa tidak ada perubahan yang signifikan pada grafik SFC terhadap beban dengan variasi waktu injeksi. memajukan waktu injeksi pilot menyebabkan penundaan penyalaan yang lebih lama sehingga pencampuran antara bahan bakar B100 dengan campuran hidrogen-udara lebih banyak terbentuk dan menjadi lebih homogen sehingga menghasilkan sumber penyalaan (*ignition kernel*) yang lebih besar dan terdistribusi di ruang bakar sehingga kecepatan penyalaan meningkat.

Dengan demikian pembakaran premix dari bahan bakar B100 lebih maksimum sehingga konsumsi bahan bakar menjadi lebih efektif pada setiap beban mesin. Pada beban mesin rendah (1000-1500 watt) diperoleh nilai SFC minimum rata-rata adalah sebesar 466.112 gr/kWh pada waktu injeksi pilot 15° BTDC dengan penurunan nilai SFC rata rata sebesar 8,7% dari mesin *diesel dual fuel* standar 13° BTDC pada beban rendah. Beban mesin menengah (2000-3000 watt) diperoleh nilai SFC minimum rata-rata adalah sebesar 337.304 gr/kWh pada pada waktu injeksi pilot 15° BTDC dengan penurunan nilai SFC rata rata sebesar 7,2 % dari mesin *diesel dual fuel* standar 13° BTDC pada beban menengah. Beban mesin tinggi (3500-4000 watt) diperoleh nilai SFC minimum rata-rata adalah sebesar 443.250 gr/kWh pada waktu injeksi pilot 15° BTDC dengan penurunan nilai SFC rata rata sebesar 5,5 % dari mesin *diesel dual fuel* standar 13° BTDC pada beban tinggi.

4.5.5 Brake Thermal Efficiency (BTE)



Gambar 4.6 Grafik BTE Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi

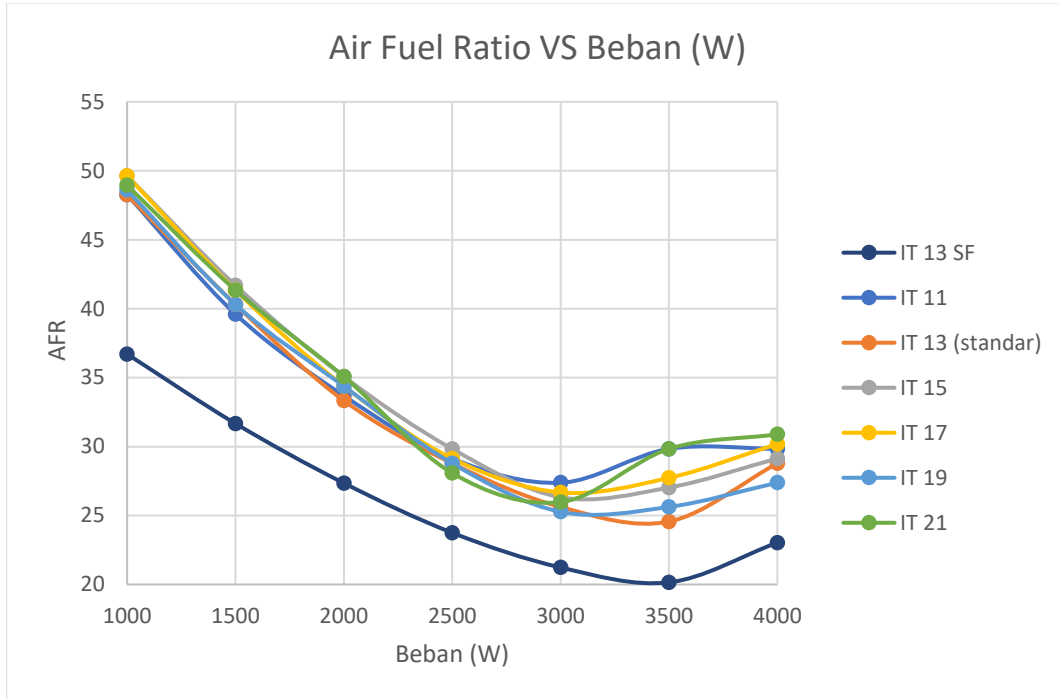
Gambar menunjukkan bahwa dari grafik BTE meningkat seiring dengan bertambahnya beban sampai dengan beban 3000 watt sama seperti grafik daya dan torsi. Akan tetapi pada beban 3500 watt sampai dengan 4000 watt daya yang dihasilkan cenderung menurun dikarenakan kemampuan mesin yang hanya bisa menyuplai daya hingga 3000 Watt.

Gambar juga menunjukkan bahwa dengan variasi waktu injeksi tidak ada perbedaan yang signifikan pada nilai BTE yang dihasilkan oleh mesin *diesel dual fuel*. Pada gambar juga dapat dilihat waktu injeksi paling optimal yaitu pada variasi waktu injeksi 15° BTDC didapat nilai BTE rata-rata sebesar 18.86 % dengan peningkatan nilai BTE rata-rata sebesar 4,67 % dari mesin *diesel dual fuel* standar 13° BTDC.

Hal ini sesuai dengan penelitian sebelumnya yaitu dengan memajukan waktu injeksi dapat mempepanjang waktu yang diperlukan B100 untuk tercampur dengan hidrogen dan udara, sehingga menyebabkan campuran yang lebih homogen dan membentuk beberapa *ignition centers* yang meningkatkan kecepatan pembakaran premix. sedangkan untuk BMEP rata-rata paling rendah yaitu pada variasi waktu injeksi 17° BTDC dengan nilai rata-rata sebesar 17.41 %. Hal ini dikarenakan Ini karena suhu dan tekanan rendah selama dimulainya injeksi bahan bakar, memperpanjang *delay period* sehingga menghambat pembakaran dan mengakibatkan berkurangnya BTE (A. Rai, K. Bailkeri, and Rao Br 2021)

4.5.6 Air Fuel Ratio (AFR)

Gambar menunjukkan AFR fungsi beban mesin dengan variasi waktu injeksi pilot pada mesin *diesel dual fuel*.



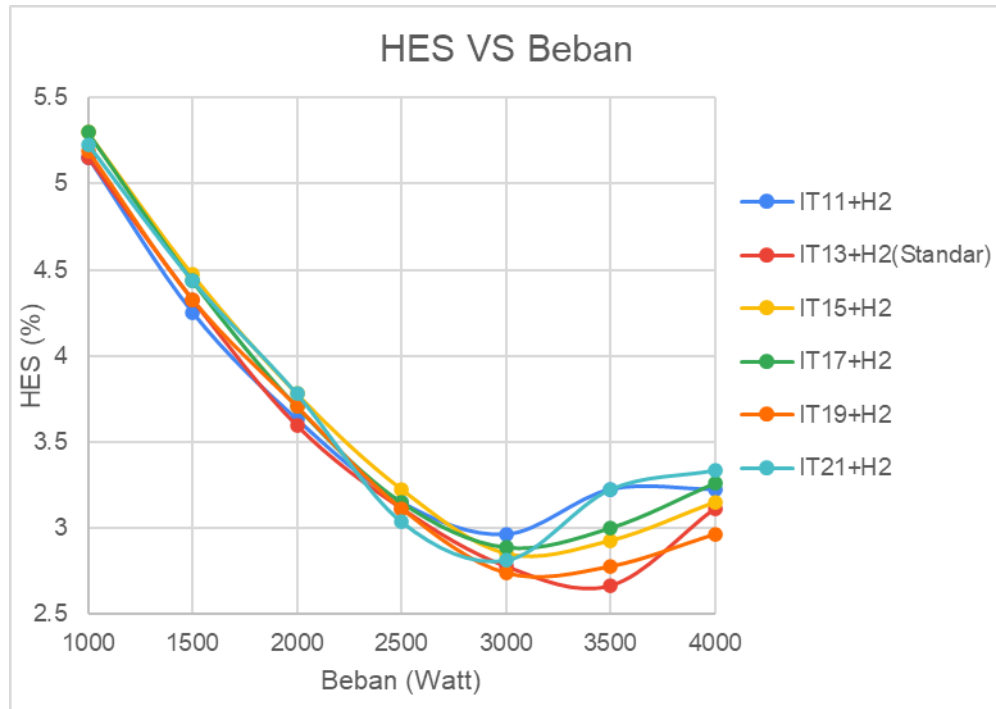
Gambar 4.7 Grafik AFR Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi

gambar menjelaskan bahwa seiring dengan penambahan beban maka nilai AFR menurun disemua variasi waktu injeksi pilot dari beban 1000 watt sampai 3000 watt dikarenakan dengan peningkatan beban mesin maka jumlah bahan bakar B100 dan hidrogen, sedangkan proporsi udara semakin berkurang dengan penambahan bahan bakar hidrogen melalui saluran masuk pada langkah hisap. Dengan demikian laju aliran udara menjadi menurun sehingga menurunkan nilai AFR pada semua beban mesin hal ini dikarenakan memajukan waktu injeksi total mempengaruhi proporsi udara murni yang masuk ke dalam silinder. Akan tetapi pada beban 3500 watt sampai dengan 4000 watt daya yang dihasilkan cenderung meningkat dikarenakan kemampuan mesin yang hanya bisa menyuplai daya hingga 3000 Watt.

Dari grafik terlihat sedikit peningkatan dengan memajukan waktu injeksi pilot pada masing-masing beban karena pengurangan jumlah bahan bakar B100 karena kualitas pembakaran lebih baik ketika waktu injeksi dimajukan seperti yang ditunjukkan pada grafik sebelumnya sehingga terjadi peningkatan daya mesin dan untuk mempertahankan kinerja mesin pada beban mesin yang sama maka terjadi pengurangan konsumsi bahan bakar B100, oleh karena itu nilai AFR menjadi sedikit meningkat karena penurunan massa laju aliran bahan bakar B100 (Sudarmanta 2020). Nilai AFR rata-rata tertinggi diperoleh sebesar 34.308 pada waktu injeksi pilot 21° BTDC dengan peningkatan nilai AFR rata-rata sebesar 4,4 % dari mesin *diesel dual fuel* standar.

4.5.7 Hydrogen Energy Share

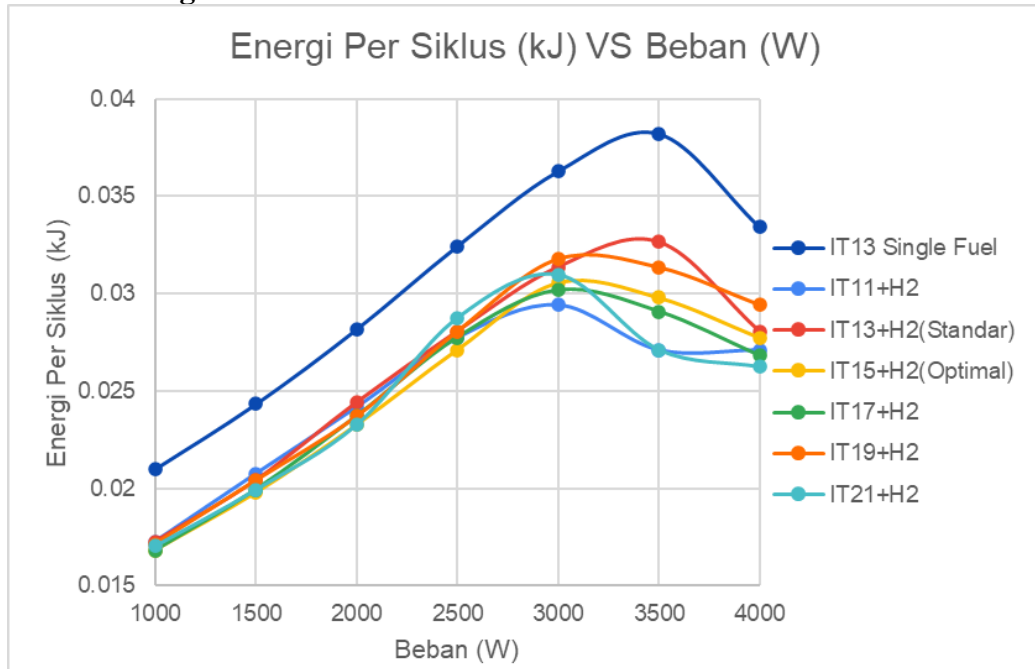
Gambar 4.8 menunjukkan HES fungsi beban mesin dengan variasi waktu injeksi pilot pada mesin *diesel dual fuel*.



Gambar 4.8 Grafik HES terhadap beban dengan variasi waktu injeksi

Grafik 4.8 menunjukkan jumlah energi dari hidrogen yang terkandung dalam bahan bakar dalam bentuk persen. *Hydrogen energy share (HES)* merupakan pembagian energi hidrogen pada bahan bakar dengan total energi dari keseluruhan bahan bakar yang telah diinjeksikan pada ruang bakar. HES sendiri menunjukkan seberapa besar kontribusi energi hidrogen yang ditambahkan terhadap bahan bakar biodiesel yang telah disubstitusikan, karena karakteristik dari bahan bakar hidrogen dan biodiesel berbeda. Pada grafik dapat dilihat bahwa grafik tiap variasi timing injeksi cenderung membentuk trend yang sama dan tidak ada perubahan yang signifikan dikarenakan *flow rate* yang digunakan pada setiap variasi tidak mengalami perubahan yaitu sebesar 2.5 LPM. pada beban rendah hidrogen HES cenderung tinggi dan mengalami penurunan pada beban yang lebih tinggi, hal ini dikarenakan pada beban yang lebih tinggi bahan bakar biodiesel yang dibutuhkan pada proses pembakaran mesin diesel menjadi lebih banyak sehingga hidrogen yang dibutuhkan dan berkontribusi di ruang bakar menjadi lebih sedikit.

4.5.8 Energi Per Siklus

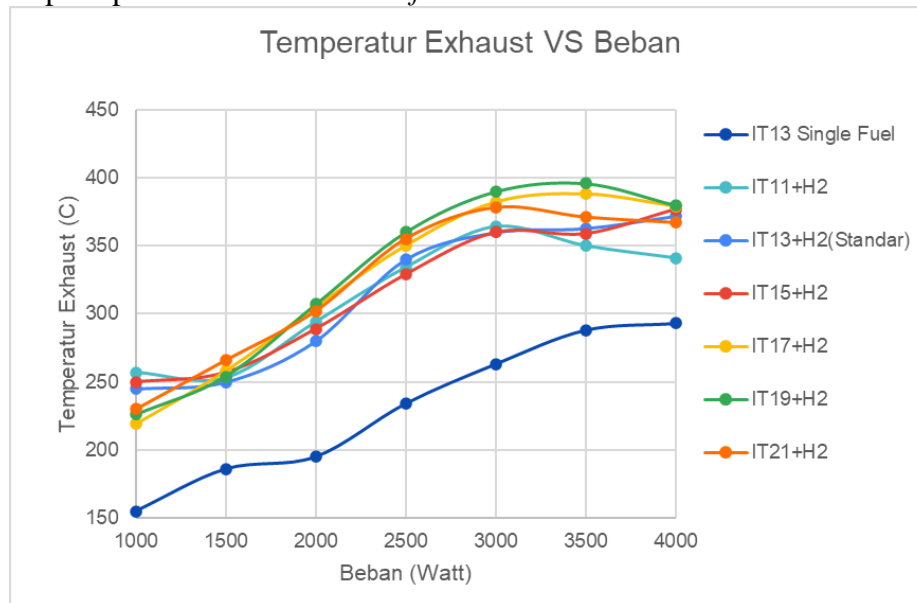


Gambar 4.9 Grafik Energi Per Siklus terhadap beban dengan variasi waktu injeksi

Gambar 4.9 menunjukkan energi per siklus fungsi beban mesin dengan variasi waktu injeksi pilot pada mesin *diesel dual fuel* dari gambar diatas dapat dilihat grafik meningkat seiring dengan bertambahnya beban sampai dengan beban 3000 watt sama seperti grafik daya dan torsi. Akan tetapi pada beban 3500 watt sampai dengan 4000 watt energi per siklus cenderung menurun. Dapat dilihat dari grafik bahwa energi siklus pada mesin *diesel dual fuel* lebih rendah dari *single fuel*. Dari grafik juga dapat dilihat bahwa tidak ada perubahan signifikan terhadap energi per siklus dari tiap variasi waktu injeksi. Hal ini dikarenakan jumlah *massa* bahan bakar H₂ yang digunakan tidak mengalami perubahan atau konstan yaitu sebesar 2,5 LPM dan *massa* bahan bakar B100 yang masuk juga tidak mengalami perubahan secara signifikan dikarenakan pada tiap variasi waktu injeksi durasi waktu injeksi tidak mengalami perubahan.

4.5.9 Temperatur Gas Buang

Gambar 4.10 menunjukkan Temperatur Gas Buang fungsi beban mesin dengan variasi waktu injeksi pilot pada mesin *diesel dual fuel*.

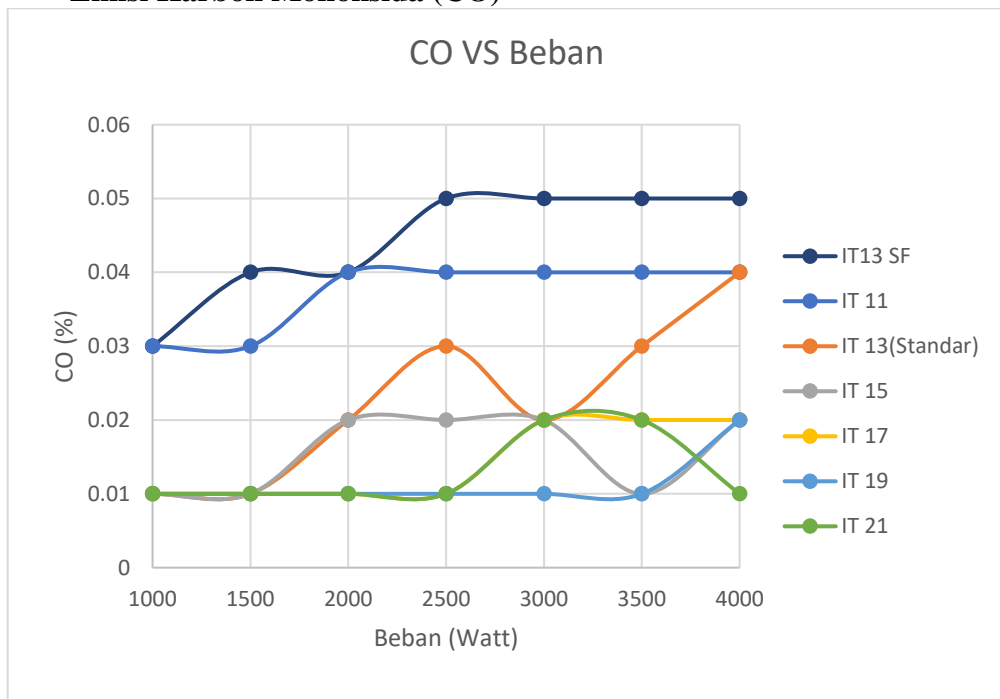


Gambar 4.10 Grafik Temperatur Exhaust terhadap beban dengan variasi waktu injeksi

Dari grafik dapat dilihat temperatur meningkat seiring dengan bertambahnya beban dari beban 1000 watt hingga 3000 watt pada setiap variasi waktu injeksi. Hal ini dikarenakan penambahan dari bahan bakar pilot seiring dengan penambahan beban mesin, sehingga proses pembakaran juga ikut meningkat dan menghasilkan temperatur *exhaust* yang lebih tinggi. Gambar 4.10 juga menunjukkan bahwa dengan variasi waktu injeksi tidak ada perbedaan yang signifikan pada nilai temperatur *exhaust* yang dihasilkan oleh mesin *diesel dual fuel*. Jika dibandingkan dengan mesin diesel yang menggunakan *single fuel* temperatur *exhaust* mengalami peningkatan di tiap variasi beban, hal ini dikarenakan dengan memodifikasi menjadi *dual fuel* bahan bakar yang digunakan ditambah menjadi hidrogen yang memiliki karakteristik nilai kalor lebih besar dan dengan adanya kontribusi hidrogen pembakaran menjadi lebih baik sehingga temperatur *exhaust* menjadi meningkat.

4.6 Analisa Karakteristik Emisi Gas Buang

4.6.1 Emisi Karbon Monoksida (CO)



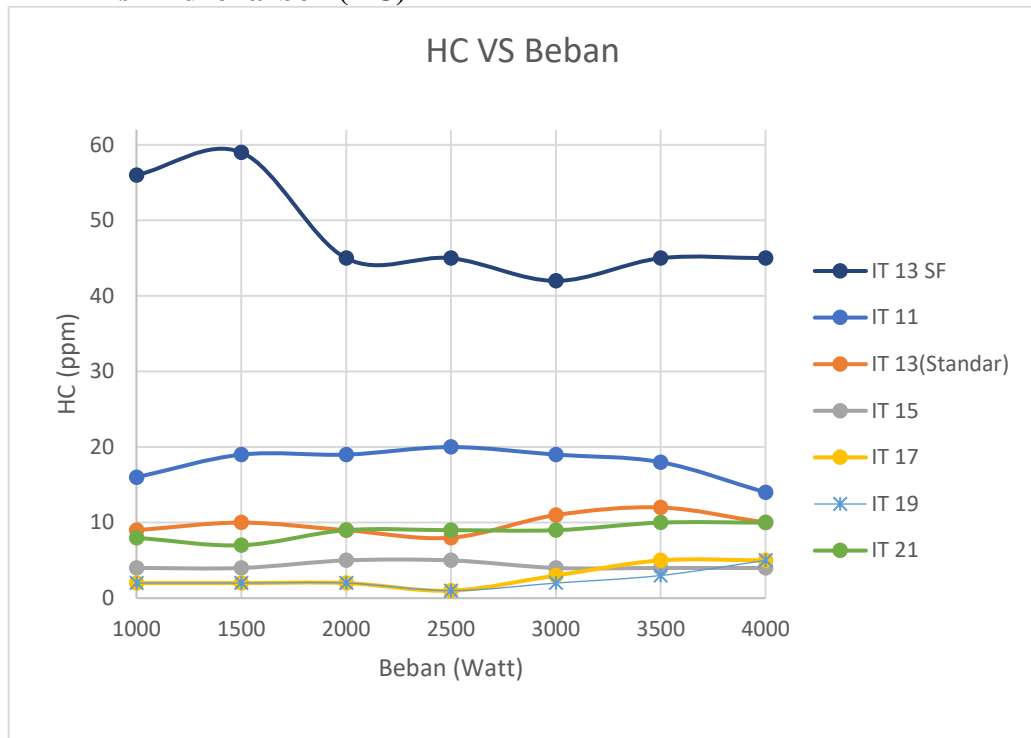
Gambar 4.11 Grafik Emisi Karbon Monoksida (CO) Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi

Gambar 4.11. menunjukkan nilai emisi karbon monoksida yang dihasilkan oleh *diesel dual fuel* yang telah dilakukan variasi waktu injeksi dengan fungsi beban mesin dan waktu injeksi. Emisi CO terendah diperoleh pada beban rendah pada semua variasi waktu injeksi pilot.

Gambar 4.11 juga menjelaskan bahwa variasi waktu injeksi pilot mempengaruhi konsentrasi CO di semua beban mesin pada mesin *diesel dual fuel*. Dari grafik didapat bahwa nilai emisi CO pada saat memundurkan waktu injeksi (*retarding*) menjadi 11° BTDC mengakibatkan jumlah CO mengalami peningkatan secara signifikan seiring dengan penambahan beban mesin jika dibandingkan dengan waktu injeksi standar 13° BTDC dengan rata-rata nilai CO sebesar 0.0371%.

Hal ini dikarenakan memundurkan IT mengakibatkan bahan bakar B100 yang diinjeksikan belum mencapai waktu untuk teratomisasi secara sempurna dengan udara dan hidrogen sehingga proses pembakaran yang terjadi cenderung kurang sempurna dan emisi CO yang dihasilkan menjadi meningkat. Sedangkan untuk variasi memajukan waktu injeksi $15 - 21^\circ$ BTDC secara keseluruhan cenderung mengalami kenaikan seiring bertambahnya beban dengan waktu injeksi yang paling baik pada 19° BTDC dengan nilai emisi CO rata-rata sebesar 0.0114%. Hal ini disebabkan karena dengan memajukan waktu injeksi membuat persiapan campuran bahan bakar B100 dan Hidrogen-udara lebih homogen karena proses penundaan penyalaan yang lebih lama. Campuran bahan bakar yang homogen mengakibatkan sumber penyalaan yang lebih besar dan terdistribusi di semua ruang bakar. Dengan demikian produksi emisi CO dapat dikurangi dengan memajukan waktu injeksi pilot.

4.6.2 Emisi Hidrokarbon (HC)



Gambar 4.12 Grafik Emisi Hidrokarbon Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi

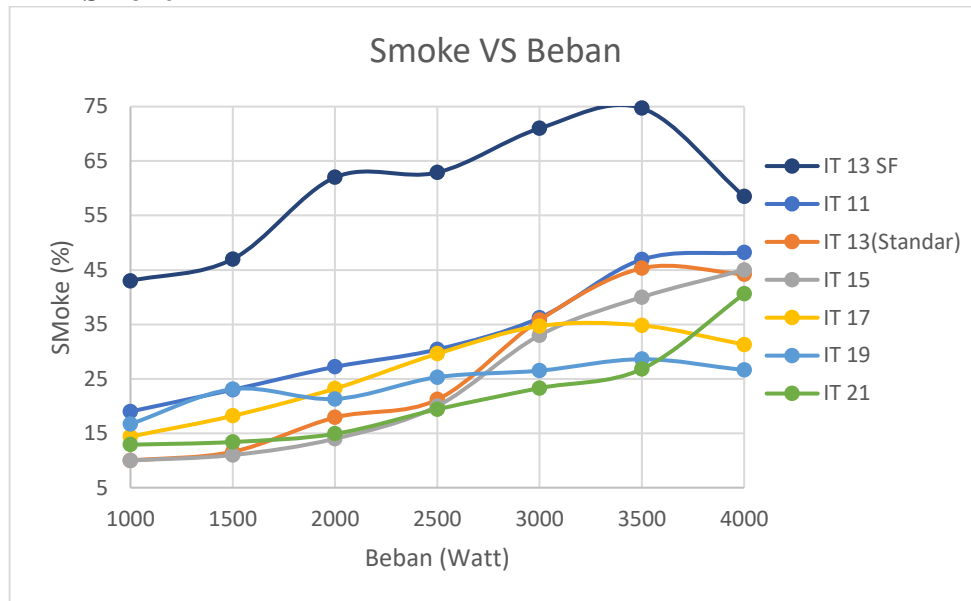
Gambar 4.12 menunjukkan nilai emisi hidrokarbon (HC) yang dihasilkan oleh *diesel dual fuel* yang telah dilakukan waktu injeksi pilot dengan fungsi beban mesin dan variasi waktu injeksi. Emisi HC terendah diperoleh pada beban rendah pada semua variasi waktu injeksi pilot.

Gambar juga menjelaskan bahwa variasi waktu injeksi pilot mempengaruhi konsentrasi HC di semua beban mesin pada *diesel dual fuel*. Nilai emisi HC rata-rata tertinggi diperoleh sebesar 17.857 PPM yaitu pada saat memundurkan waktu injeksi (*retarding*) menjadi 11° BTDC dimana waktu injeksi standar sebesar 13° BTDC. Hal ini dikarenakan memundurkan IT mengakibatkan bahan bakar B100 yang diinjeksikan belum mencapai waktu untuk teratomisasi secara sempurna dengan udara dan hidrogen sehingga campuran menjadi kurang homogen dan menyebabkan proses pembakaran yang terjadi cenderung kurang sempurna dan emisi HC yang dihasilkan menjadi meningkat.

Dari grafik juga didapat bahwa untuk variasi memajukan waktu injeksi $15 - 21^\circ$ BTDC secara keseluruhan cenderung mengalami kenaikan seiring bertambahnya beban dengan waktu injeksi yang paling baik pada 19° BTDC dengan nilai emisi HC rata-rata sebesar 2.428 PPM. Hal ini disebabkan karena dengan memajukan waktu injeksi menyebabkan penundaan pembakaran sehingga membuat persiapan campuran bahan bakar B100 dan Hidrogen-udara untuk lebih homogen karena proses penundaan penyalaan yang lebih lama. Campuran bahan bakar B100, hidrogen dan udara yang homogen mengakibatkan titik-titik sumber penyalaan (*ignition kernel*) yang lebih banyak dan menghasilkan pembakaran yang lebih besar yang dapat meningkatkan kecepatan serta dengan karakteristik hidrogen yang cepat dan mudah terbakar membuat rambat nyala api mencapai seluruh bagian ruang bakar dengan cepat sehingga pembakaran yang dihasilkan

lebih sempurna (SV. Khandal). Dengan demikian produksi emisi HC dapat dikurangi dengan memajukan waktu injeksi pilot.

4.6.3 Smoke

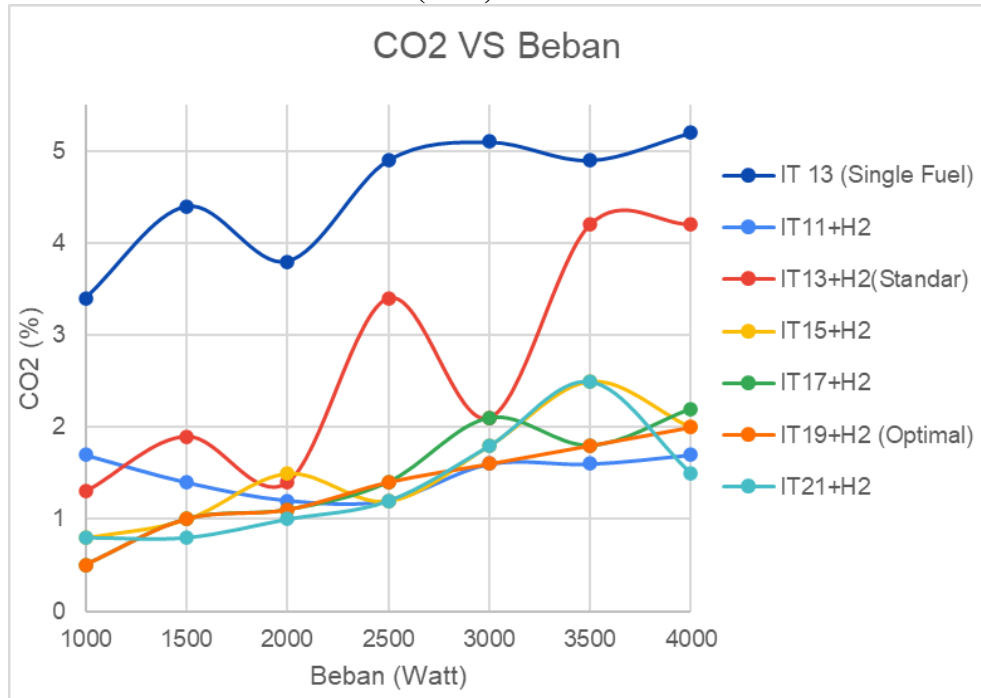


Gambar 4.13 Grafik Smoke Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi

Gambar 4.13 menunjukkan emisi Smoke fungsi beban mesin dengan variasi waktu injeksi pilot. Emisi PM meningkat signifikan dengan penambahan beban mesin pada semua variasi waktu injeksi pilot. Emisi smoke terendah diperoleh pada beban rendah pada semua variasi waktu injeksi pilot dengan.

Gambar 4.13 juga menjelaskan bahwa variasi waktu injeksi pilot mempengaruhi konsentrasi smoke disemua beban mesin pada mesin *diesel dual fuel*. Nilai emisi smoke rata-rata terendah diperoleh sebesar 21,6 % pada waktu injeksi pilot 21° BTDC dengan penurunan emisi smoke rata-rata sebesar 18,65 % dari mesin *diesel dual fuel* standar. Sedangkan untuk nilai emisi smoke rata-rata tertinggi diperoleh sebesar 32,98 % pada waktu injeksi pilot 11° BTDC. memajukan waktu injeksi pilot menghasilkan emisi smoke yang rendah pada semua beban mesin. Konsentrasi smoke juga dipengaruhi oleh banyaknya molekul HC dimana semakin menurunnya emisi HC akan menghambat proses pembentukan smoke sehingga dengan memajukan waktu injeksi pilot menyebabkan penurunan emisi smoke.

4.6.4 Emisi Karbon Dioksida (CO₂)



Gambar 4.14 Grafik emisi Karbon Dioksida (CO₂) Terhadap Beban dengan variasi waktu injeksi

Gambar 4.14 menunjukkan nilai emisi karbon dioksida yang dihasilkan oleh *diesel dual fuel* yang telah dilakukan variasi waktu injeksi dengan fungsi beban mesin dan waktu injeksi. Emisi CO₂ terendah diperoleh pada beban rendah pada semua variasi waktu injeksi pilot.

Gambar 4.14 juga menjelaskan bahwa variasi waktu injeksi pilot mempengaruhi konsentrasi CO₂ di semua beban mesin pada mesin *diesel dual fuel*. Dari grafik didapat bahwa nilai emisi CO₂ pada saat memundurkan waktu injeksi (*retarding*) menjadi 11° BTDC mengakibatkan jumlah CO₂ mengalami penurunan secara signifikan seiring dengan penambahan beban mesin jika dibandingkan dengan waktu injeksi standar 13° BTDC dengan rata-rata nilai CO₂ sebesar 2.642%.

Sedangkan untuk variasi memajukan waktu injeksi didapat hasil keseluruhan cenderung mengalami kenaikan seiring bertambahnya beban dengan waktu injeksi yang paling baik pada 19° BTDC dengan nilai emisi CO₂ rata-rata sebesar 1.342 %. Hal ini disebabkan karena dengan memajukan waktu injeksi membuat persiapan campuran bahan bakar B100 dan Hidrogen-udara lebih homogen karena proses penundaan penyalaan yang lebih lama. Campuran bahan bakar yang homogen mengakibatkan sumber penyalaan yang lebih besar dan terdistribusi di semua ruang bakar. Dengan demikian produksi emisi CO₂ dapat dikurangi dengan memajukan waktu injeksi pilot.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan penelitian penulis mendapatkan beberapa kesimpulan yang didapat, antara lain:

1. Dengan melakukan variasi waktu injeksi *pilot fuel* B100 pada mesin diesel berbahan bakar campuran gas Hidrogen-Biodiesel 100 dengan waktu injeksi standar 13° BTDC didapatkan **perbaikan** performa unjuk kerja paling optimal pada variasi waktu injeksi 15° BTDC dengan nilai diantaranya yaitu Daya Efektif, Torsi, *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP), *Brake Thermal Efficiency* (BTE), *Air Fuel Ratio* dengan **peningkatan** masing-masing sebesar 0,286%; 0,286%; 0,286%; 4,51%; dan 3,8%. Dan *Specific Fuel Consumption*, mengalami **penurunan** sebesar 4,67% serta HES dan Energi Per Siklus masing-masing sebesar 3.672 % dan 0.0250 kJ per siklus. Dengan hasil uji emisi Karbon Monoksida (CO), Hidrokarbon (HC), Smoke, dan Karbon Dioksida (CO₂) mengalami **penurunan** masing-masing sebesar 31,25%; 56,5%; 6,9%; dan 41.62 %.
2. Dengan melakukan variasi waktu injeksi *pilot fuel* B100 pada mesin diesel berbahan bakar campuran gas Hidrogen-Biodiesel 100 dengan waktu injeksi standar 13° BTDC didapatkan **perbaikan** emisi paling optimal pada variasi waktu injeksi 19° BTDC dengan Dengan hasil uji emisi Karbon Monoksida (CO), Hidrokarbon (HC), Smoke, dan Karbon Dioksida (CO₂) mengalami **penurunan** masing-masing 50%; 75,36%; 9,6%; dan 49,81% Dengan hasil performa unjuk kerja Daya Efektif, Torsi, *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP), *Brake Thermal Efficiency* (BTE), mengalami **penurunan** masing-masing sebesar 1,84 %; 1,84 %; 1,84 %; 1,77 %; dan *Specific Fuel Consumption*, *Air Fuel Ratio* masing-masing mengalami **peningkatan** sebesar 3,10%; dan 0,30%. Serta HES dan Energi Per siklus masing-masing sebesar 3,693 % dan 0,0247 kJ.

5.2 Saran

Setelah dilakukan penelitian penulis mendapatkan beberapa saran yang didapat, antara lain:

1. Diperlukan peremajaan dan/atau penggantian alat uji dan ukur yang sudah lama dan mengalami modifikasi sehingga memengaruhi hasil pengujian.
2. Diperlukan pembelian alat ukur yang baru agar tidak perlu meminjam alat ke pihak lain.
3. Saat melakukan eksperimen perlu memperhatikan SOP dalam melakukan penelitian agar mendapat hasil yang akurat.
4. Diperlukan pembersihan pada tempat uji eksperimen agar mendapat hasil yang lebih akurat.
5. Bahan bakar yang digunakan untuk uji laboratorium lebih baik menggunakan bahan bakar dari sumber yang sama.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- Tamam, Zuhri. (2015), Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel *Generator Set* Sistem Dual Fuel Solar dan Syngas Batubara, Tesis Magister, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
- A. Rai, Adarsh, Narasimha K. Bailkeri, and Shrinivasa Rao Br. 2021. "Effect of Injection Timings on Performance and Emission Characteristics of CNG Diesel Dual Fuel Engine." *Materials Today: Proceedings* 46(x): 2758–63. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.02.509>.
- Abed, K. A. et al. 2019. "Effect of Biodiesel Fuels on Diesel Engine Emissions." *Egyptian Journal of Petroleum* 28(2): 183–88. <https://doi.org/10.1016/j.ejpe.2019.03.001>.
- Heywood, John B. 1988. 21 *Internal Combustion Engine*. New York: Library of Congress Cataloging-iP.Publication Dat.
- Karthik, T. et al. 2021. "Effect of Injection Timing on the Performance of Dual Fuel Engine Fueled with Algae Nano-Biodiesel Blends and Biogas." *Materials Today: Proceedings* (xxxx). <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.11.156>.
- Khandal, S. V., N. R. Banapurmath, and V. N. Gaitonde. 2018. "Effect of Hydrogen Fuel Flow Rate, Fuel Injection Timing and Exhaust Gas Recirculation on the Performance of Dual Fuel Engine Powered with Renewable Fuels." *Renewable Energy* 126: 79–94. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.01.049>.
- Prananto, Anton Budi, and Lukfi Halim. 2020. "Handbook of Energy & Economy Statistics of Indonesia 2020." *Book*: 1–111. <https://www.esdm.go.id/en/publication/handbook-of-energy-economic-statistics-of-indonesia-heesi>.
- Putra, Rhendy Kencana. 2019. "Outlook Kelapa Sawit 2019."
- Sahoo, B. B., N. Sahoo, and U. K. Saha. 2009. "Effect of Engine Parameters and Type of Gaseous Fuel on the Performance of Dual-Fuel Gas Diesel Engines-A Critical Review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13(6–7): 1151–84.
- Syarifudin, Akbar. 2020. "Statistik Kelapa Sawit Indonesia 2020." 2507(February): 1–9.
- Tutak, Wojiech. 2020. "Applied Sciences Combustion and Emission Characteristics of A." *Combustion and Emission Charactersitic of a Biodiesel-Hydrogen Dual-Fuel Engine* (x): 14.
- Yousefi, Amin, and Madjid Birouk. 2017. "Investigation of Natural Gas Energy Fraction and Injection Timing on the Performance and Emissions of a Dual-Fuel Engine with Pre-Combustion Chamber under Low Engine Load." *Applied Energy* 189(x): 492–505. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.12.046>.
- Direktorat Jenderal EBTKE - Kementerian ESDM. (2019). <https://ebtke.esdm.go.id/post/2019/12/18/2433/pahami.istilah.b20.b30.b100.bbn.dalam.bioenergi>
- Global oil products demand outlook 2045 | Statista. (2020). Statista; Statista. <https://www.statista.com/statistics/282774/global-product-demand-outlook-worldwide/>
- Indonesia: energy consumption by sector 2020 | Statista. (2020). Statista; Statista. <https://www.statista.com/statistics/991149/energy-consumption-indonesia-by-sector/#:~:text=In%202020%2C%20approximately%20364.3%20million,million%20barrels%20of%20oil%20equivalent>

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

Tabel Hasil Eksperimen

B100 + IT 11	Beban (W)	RPM	Voltase (V)	Arus (A)	T Exhaust	Waktu konsumsi 25 mL (s)
	1000	2000	237	3.6	257	137
	1500		249	5.7	253	112
	2000		253	7.8	294	95
	2500		248	9.7	334	82
	3000		227	11.1	364	77
	3500		187	11.5	350	84
4000	143		10.5	341	84	
B100 + IT 13	Beban (W)	RPM	Voltase (V)	Arus (A)	T Exhaust	Waktu konsumsi 25 mL (s)
	1000	2000	243	3.5	201	137
	1500		246	5.6	208	114
	2000		251	7.6	226	94
	2500		248	9.6	256	81
	3000		234	11.1	340	72
	3500		192	11.7	363	69
4000	164		11.9	372	81	
B100 + IT 15	Beban (W)	RPM	Voltase (V)	Arus (A)	T Exhaust	Waktu konsumsi 25 mL (s)
	1000	2000	237	3.8	201	141
	1500		245	5.9	208	118
	2000		252	7.9	226	99
	2500		249	9.8	256	84
	3000		232	11.5	340	74
	3500		190	11.7	363	76
4000	145		11.6	372	82	

Tabel Hasil Eksperimen

B100 + IT 17	Beban (W)	RPM	Voltase (V)	Arus (A)	T Exhaust	Waktu konsumsi 25 mL (s)
	1000	2000	235	3.4	226	138
	1500		243	5.4	254	114
	2000		250	7.9	307	97
	2500		250	9.6	360	81
	3000		235	10.9	299	71
	3500		197	11.8	396	72
	4000		149	11.4	380	77
B100 + IT 19	Beban (W)	RPM	Voltase (V)	Arus (A)	T Exhaust	Waktu konsumsi 25 mL (s)
	1000	2000	233	3.6	230	139
	1500		244	5.7	266	117
	2000		247	7.8	302	99
	2500		247	9.6	355	79
	3000		229	11.1	378	73
	3500		176	11.1	371	84
	4000		144	10.5	367	87
B100 + IT 21	Beban (W)	RPM	Voltase (V)	Arus (A)	T Exhaust	Waktu konsumsi 25 mL (s)
	1000	2000	235	3.4	226	138
	1500		243	5.4	254	114
	2000		250	7.9	307	97
	2500		250	9.6	360	81
	3000		235	10.9	299	71
	3500		197	11.8	396	72
	4000		149	11.4	380	77
B100	Beban (W)	RPM	Voltase (V)	Arus (A)	T Exhaust	Waktu konsumsi 25 mL (s)
	1000	2000	235	3.3	155	102
	1500		246	5.2	186	88
	2000		246	7.3	195	76
	2500		247	9.2	234	66
	3000		225	10.7	263	59
	3500		175	10.8	288	56
	4000		149	10.5	293	64

Tabel Data Eksperimen yang telah diolah

PERFORMA IT 11									
Daya (W)	Daya	Torsi	BTE	BMEP	BMEP	sfc (gr/HP.h)	sfc (gr/kWh)	AFR	HES
	HP	Nm	%	N/m2	bar				
997.8947368	1.3381968	4.767013074	12.61761635	145678.0638	1.456780638	433.3009117	581.0651886	48.2636569	5.155162726
1660	2.2260932	7.929936306	17.32219712	242335.7664	2.423357664	317.3884934	425.6243174	39.60912915	4.254462311
2308.070175	3.095168267	11.02581294	20.56189341	336944.5512	3.369445512	268.4109221	359.9444147	33.68568373	3.632150928
2813.567251	3.773049956	13.44060789	21.74330726	410739.7447	4.107397447	254.5800736	341.3969704	29.13485438	3.150780108
2947.017544	3.952009467	14.07810929	21.42708384	430221.5392	4.302215392	258.6331817	346.8322693	27.37963134	2.96435451
2515.204678	3.372939778	12.01530897	19.89635168	367183.1647	3.671831647	278.0852906	372.9179364	29.83617944	3.225149931
1756.140351	2.355019333	8.389205498	13.89182611	256370.8541	2.563708541	398.2833283	534.1059089	29.83617944	3.225149931
2142.556391	2.873210971	10.235142	18.20861082	312781.9549	3.127819549	315.5260288	423.1267151	33.96361634	3.658172921
PERFORMA IT 13									
Daya (W)	Daya	Torsi	BTE	BMEP	BMEP	sfc (gr/HP.h)	sfc (gr/kWh)	AFR	HES
	HP	Nm	%	N/m2	bar				
994.7368421	1.333962	4.75192759	12.57768719	145217.0572	1.452170572	434.6764702	582.90984	48.2636569	5.155162726
1611.22807	2.160689067	7.69694938	17.10050427	235215.7767	2.352157767	321.3585548	430.9482491	40.3039559	4.327147409
2231.111111	2.991964622	10.6581741	19.6745867	325709.6513	3.257096513	280.5797532	376.2630606	33.33627208	3.595292355
2784.561404	3.734152533	13.30204492	21.26489165	406505.3144	4.065053144	260.36715	349.1575554	28.7840282	3.113552316
3037.894737	4.0738776	14.512236	20.693389	443488.2828	4.434882828	268.1108172	359.5419681	25.62167405	2.777209824
2627.368421	3.5233536	12.55112303	17.17114732	383557.4337	3.835574337	323.3303562	433.5924742	24.56558459	2.664576117
2282.573099	3.060976178	10.90401162	17.43135188	333222.3503	3.332223503	317.6276443	425.9450236	28.7840282	3.113552316
2224.210526	2.9827108	10.62520952	17.98765114	324702.2666	3.247022666	315.1501065	422.6225959	32.80845713	3.535213295
PERFORMA IT 15									
Daya (W)	Daya	Torsi	BTE	BMEP	BMEP	sfc (gr/HP.h)	sfc (gr/kWh)	AFR	HES
	HP	Nm	%	N/m2	bar				
1053.333333	1.412541067	5.031847134	13.68685826	153771.2895	1.537712895	399.0963715	535.1962161	49.64219231	5.297704549
1690.643275	2.267186444	8.076321377	18.5447997	246809.2372	2.468092372	296.0646246	397.0285828	41.69231977	4.472187033
2328.421053	3.1224592	11.12303051	21.58358242	339915.4821	3.399154821	255.4733775	342.5949088	35.08224626	3.779303809
2854.035088	3.827318133	13.63392558	22.57664607	416647.4581	4.166474581	245.0710669	328.6452021	29.83617944	3.225149931
3120.467836	4.184609778	14.90669349	21.82945676	455542.7498	4.555427498	254.0407636	340.6737448	26.32518548	2.852154255
2600	3.486652	12.42038217	18.66567888	379562.0438	3.795620438	296.9635477	398.2340567	27.02825882	2.926983232
1967.251462	2.638123556	9.397698067	15.20296093	287189.9945	2.871899945	364.1009662	488.2666777	29.13485438	3.150780108
2230.59315	2.991270025	10.65569976	18.86999758	325634.0364	3.256340364	301.5443883	404.3770556	34.10589092	3.672037559

Tabel Hasil Eksperimen Yang telah diolah

PERFORMA IT 17									
Daya (W)	Daya	Torsi	BTE	BMEP	BMEP	sfc (gr/HP.h)	sfc (gr/kWh)	AFR	HES
	HP	Nm	%	N/m2	bar				
938.4795322	1.258519822	4.483182478	12.19446488	137004.3113	1.370043113	447.9389235	600.6950551	49.64219231	5.297704549
1563.157895	2.096226	7.467314784	17.00753983	228198.2328	2.281982328	322.8974534	433.011943	41.34538988	4.43596837
2184.210526	2.92907	10.43412672	19.85293665	318862.8506	3.188628506	277.8698144	372.6289785	34.3841817	3.705783587
2704.561404	3.626870933	12.91987932	20.90090776	394826.4823	3.948264823	264.8407824	355.156786	29.13485438	3.150780108
2854.736842	3.8282592	13.63727791	20.23259019	416749.904	4.16749904	274.0281151	367.4771829	26.67677689	2.889583158
2238.596491	3.002002667	10.69393228	16.48135375	326802.4075	3.268024075	336.1668331	450.8064466	27.73089448	3.001697023
1904.093567	2.553427556	9.095988379	15.23566196	277969.8638	2.779698638	363.0704854	486.8847823	30.18667842	3.262292027
2055.40518	2.756339454	9.818814552	17.415065	300059.1503	3.000591503	326.6874867	438.0944535	34.15728115	3.677686975
PERFORMA IT 19									
Daya (W)	Daya	Torsi	BTE	BMEP	BMEP	sfc (gr/HP.h)	sfc (gr/kWh)	AFR	HES
	HP	Nm	%	N/m2	bar				
934.502924	1.253187111	4.464185943	11.89784702	136423.7845	1.364237845	459.4117737	616.0803768	48.60845017	5.190838394
1534.736842	2.0581128	7.331545424	16.28867719	224049.174	2.24049174	337.3750534	452.4266941	40.3039559	4.327147409
2309.94152	3.097677778	11.03475249	20.99574291	337217.7402	3.372177402	262.7452548	352.3466417	34.3841817	3.705783587
2807.017544	3.764266667	13.40931948	21.43638271	409783.583	4.09783583	258.2842128	346.364295	28.7840282	3.113552316
2995.906433	4.017570444	14.31165493	20.13170455	437358.6033	4.373586033	275.6546364	369.6583806	25.26975392	2.73969423
2718.830409	3.646005956	12.98804336	18.52000157	396909.5488	3.969095488	299.5745662	401.7354848	25.62167405	2.777209824
1986.666667	2.664159733	9.49044586	14.44459444	290024.3309	2.900243309	383.6559684	514.4903268	27.37963134	2.96435451
2183.943191	2.928711498	10.43284964	17.67356434	318823.8235	3.188238235	325.2430665	436.1574571	32.90738218	3.545511467
PERFORMA IT 21									
Daya (W)	Daya	Torsi	BTE	BMEP	BMEP	sfc (gr/HP.h)	sfc (gr/kWh)	AFR	HES
	HP	Nm	%	N/m2	bar				
981.0526316	1.3156112	4.686557157	12.5762861	143219.3623	1.432193623	434.5319598	582.7160487	48.95313713	5.226487234
1626.666667	2.181392533	7.770700637	17.69853079	237469.5864	2.374695864	310.2908014	416.1061704	41.34538988	4.43596837
2253.333333	3.021765067	10.76433121	20.88754767	328953.7713	3.289537713	263.9865047	354.0111826	35.08224626	3.779303809
2773.333333	3.719095467	13.24840764	20.6720965	404866.18	4.0486618	267.9561358	359.3345373	28.0820483	3.039010807
2972.982456	3.986828933	14.20214549	20.52457274	434012.0374	4.340120374	270.2539161	362.4159066	25.97348455	2.814696487
2284.912281	3.064113067	10.91518605	18.07463968	333563.8366	3.335638366	306.1130311	410.5036969	29.83617944	3.225149931
1768.421053	2.371488	8.447871271	14.47190857	258163.6573	2.581636573	382.0570697	512.3461716	30.88734955	3.336490756
2094.385965	2.808613467	10.00502849	17.84365458	305749.7759	3.057497759	319.3127741	428.2048163	34.30854788	3.693872485
PERFORMA IT 13 SF									
Daya (W)	Daya	Torsi	BTE	BMEP	BMEP	sfc (gr/HP.h)	sfc (gr/kWh)	AFR	HES
	HP	Nm	%	N/m2	bar				
907.0175439	1.216328667	4.332886356	9.00272911	132411.3203	1.324113203	626.7655791	840.5051769	36.70909981	
1496.140351	2.006354133	7.147167281	12.81189384	218414.6498	2.184146498	440.4189415	590.6106089	31.67059591	
2100.350877	2.816612533	10.0335233	15.53330136	306620.566	3.06620566	363.258305	487.1366522	27.35187829	
2657.777778	3.564133156	12.69639066	17.06950491	387996.7559	3.879967559	330.566162	443.2958346	23.75294693	
2815.789474	3.77603	13.4512236	16.16629562	411064.1567	4.110641567	349.0348598	468.0627277	21.23369499	
2210.526316	2.96436	10.55983909	12.04597728	322704.5716	3.227045716	468.4219962	628.1632653	20.15401558	
1829.824561	2.453831333	8.741200134	11.39587692	267127.6732	2.671276732	495.1440564	663.9980825	23.03316066	
2002.489557	2.685378546	9.566032917	13.43222558	292334.2419	2.923342419	439.0871286	588.8246212	26.27219888	

Tabel Hasil Uji Emisi

BAHAN BAKAR	IT	H2				BAHAN BAKAR	IT	H2				
B100	11	2.5				B100	17	2.5				
Beban (watt)	CO (%)	HC (ppm)	CO2 (%)	O2 (%)	SMOKE	Beban (watt)	CO (%)	HC (ppm)	CO2 (%)	O2 (%)	SMOKE	
1000	0.03	16	1.7	20.9	19	1000	0.01	2	0.5	20.9	14.4	
1500	0.03	19	1.4	20.9	23	1500	0.01	2	1	20.9	18.2	
2000	0.04	19	1.2	20.9	27.2	2000	0.01	2	1.1	20.9	23.2	
2500	0.04	20	1.2	20.9	30.4	2500	0.01	1	1.4	20.9	29.6	
3000	0.04	19	1.6	20.9	36.2	3000	0.02	3	2.1	20.9	34.7	
3500	0.04	18	1.6	20.9	46.9	3500	0.02	5	1.8	20.9	34.8	
4000	0.04	14	1.7	20.9	48.2	4000	0.02	5	2.2	20.9	31.3	
BAHAN BAKAR	IT	H2				BAHAN BAKAR	IT	H2				
B100	13	2.5				B100	19	2.5				
Beban (watt)	CO (%)	HC (ppm)	CO2 (%)	O2 (%)	SMOKE	Beban (watt)	CO (%)	HC (ppm)	CO2 (%)	O2 (%)	SMOKE	
1000	0.01	9	1.3	20.9	10	1000	0.01	2	0.5	20.9	16.7	
1500	0.01	10	1.9	20.9	11.6	1500	0.01	2	1	20.9	23.1	
2000	0.02	9	1.4	20.9	17.9	2000	0.01	2	1.1	20.9	21.3	
2500	0.03	8	3.4	20.9	21.2	2500	0.01	1	1.4	20.9	25.3	
3000	0.02	11	2.1	20.9	35.8	3000	0.01	2	2.1	20.9	26.5	
3500	0.03	12	4.2	20.9	45.3	3500	0.01	3	1.8	20.9	28.6	
4000	0.04	10	4.2	20.9	44.2	4000	0.02	5	2.2	20.9	26.6	
BAHAN BAKAR	IT	H2				BAHAN BAKAR	IT	H2				
B100	15	2.5				B100	21	2.5				
Beban (watt)	CO (%)	HC (ppm)	CO2 (%)	O2 (%)	SMOKE	Beban (watt)	CO (%)	HC (ppm)	CO2 (%)	O2 (%)	SMOKE	
1000	0.01	4	0.8	20.9	10	1000	0.01	8	0.8	20.9	12.9	
1500	0.01	4	1	20.9	11	1500	0.01	7	0.8	20.9	13.4	
2000	0.02	5	1.5	20.9	14	2000	0.01	9	1	20.9	14.9	
2500	0.02	5	1.2	20.9	20	2500	0.01	9	1.2	20.9	19.4	
3000	0.02	4	1.8	20.9	33	3000	0.02	9	1.8	20.9	23.3	
3500	0.01	4	2.5	20.9	40	3500	0.02	10	2.5	20.9	26.8	
4000	0.02	4	2	20.9	45	4000	0.01	10	1.5	20.9	40.6	
BAHAN BAKAR	IT	H2										
B100	13											
	CO (%)	HC (ppm)	CO2 (%)	O2 (%)	Smoke							
1000 W	0.03	56	3.4	20.9	43							
1500 W	0.04	59	4.4	20.9	47							
2000 W	0.04	45	3.8	20.9	62							
2500 W	0.05	45	4.9	20.9	62.9							
3000 W	0.05	42	5.1	20.9	71							
3500 W	0.05	45	4.9	20.9	74.7							
4000 W	0.05	45	5.2	20.9	58.5							

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Penulis memiliki nama lengkap Muhammad Bustomi Syadzili yang lahir di Bondowoso, 30 Agustus 2000. Merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal sekolah dasar di Sekolah SDN Wonosari 1 Bondowoso, kemudian melanjutkan pendidikan di SMP Negeri 1 Tapan, dan SMA Negeri 1 Tenggarang, Penulis melanjutkan studi di Departemen Teknik Mesin FTIRS – ITS dan terdaftar dengan NRP 02111840000078.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non-akademik selama berkuliah di Teknik Mesin. Pada bidang akademik di Teknik Mesin, penulis mengambil bidang studi Konversi Energi. Dalam kegiatan akademik penulis pernah menjadi Grader mata kuliah Perpindahan Panas, dalam bidang non- akademik, penulis aktif menjadi anggota Divisi ORG (2019-2020) kemudian menjadi Kepala divisi ORG (2020-2021) dalam organisasi mahasiswa Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin yang bergerak dibidang pengembangan minat dan bakat otomotif.

Untuk informasi serta kritik dan saran mengenai Laporan Tugas Akhir ini, penulis dapat dihubungi melalui email dengan alamat bustomi.s30@gmail.com penulis sangat terbuka dalam segala terkait penelitian ini.