



TUGAS AKHIR - TM 091585

**STUDI EKSPERIMEN UNJUK KERJA
MESIN DIESEL MENGGUNAKAN SISTEM
DUAL FUEL SOLAR-GAS CNG DENGAN
VARIASI TEKANAN INJEKSI GAS DAN
DERAJAT WAKTU INJEKSI**

**DICKY YOKO EXORYANTO
NRP. 2109 100 021**

**Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA
2016**



FINAL PROJECT - TM 091585

***STUDY OF EXPERIMENT PERFORMANCE
DIESEL ENGINE USE SOLAR SYSTEM DUAL
FUEL-GAS CNG WITH GAS INJECTION
PRESSURE VARIATION AND DEGREE OF
INJECTION TIME***

DICKY YOKO EXORYANTO
NRP. 2109 100 021

Supervisor:
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2016

LEMBAR PENGESAHAN

**STUDI EKSPERIMNETAL UNJUK KERJA MESIN
DIESEL MENGGUNAKAN SISTEM DUAL FUEL SOLAR-
GAS CNG DENGAN VARIASI TEKANAN INJEKSI GAS
DAN DERAJAT WAKTU INJEKSI**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

DICKY YOKO EXORYANTO

NRP. 2109100021

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT (Pembimbing)
NIP. 197301161997021001
2. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M. Eng (Penguji I)
NIP. 196604021989031002
3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT (Penguji II)
NIP. 197104051997021001
4. Ary Bachtiar K. P., ST, MT, Ph.D (Penguji III)
NIP. 197105241997021001

SURABAYA

Mei 2016

STUDI EKSPERIMEN UNJUK KERJA MESIN DIESEL MENGUNAKAN SISTEM DUAL FUEL SOLAR-GAS CNG DENGAN VARIASI TEKANAN INJECTION GAS DAN DERAJAT WAKTU INJECTION

Nama Mahasiswa : Dicky Yoko Exoryanto
NRP : 2109100021
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT

Abstrak

Bahan bakar compressed natural gas (CNG) merupakan bahan bakar yang banyak digunakan pada mobil, bus dan kendaraan besar lainnya. Bahan bakar ini jika ditinjau dari ekonomis tergolong sangat murah dan ramah lingkungan. Namun, pengaplikasian bahan bakar gas CNG pada generator diesel dengan sistem dual fuel berdampak pada penurunan performansinya. Hal ini terjadi karena rasio campuran udara dan bahan bakar pada sistem dual fuel belum sesuai, sehingga perlunya penelitian lebih lanjut. Penelitian ini bertujuan untuk meningkatkan performa pada mesin diesel dengan memodifikasi saluran masuk udara dengan memasang injector gas CNG untuk memasukkan bahan bakar tersebut kedalam ruang bakar sehingga mesin diesel berubah menjadi sistem dual fuel. Tidak hanya saluran masuk udara saja yang di modifikasi tetapi, variasi start of injection dan tekanan gas yang masuk juga di variasikan.

Penelitian ini di lakukan secara eksperimental dengan menginjeksikan gas CNG ke dalam ruang bakar melalui saluran hisap yang sudah terpasang injector. Proses pengaturan injeksi gas CNG diatur oleh ECU programable melalui software VEMSTONE. Sistem pengaturan yang dilakukan adalah mengatur derajat waktu injection (SOI) dengan nilai 5°, 30°, 55°, dan 80° CA BTDC dan variasi tekanan masuk gas CNG dengan nilai 1, 1,5, 2, dan 2,5 N/m². Penelitian ini dilakukan dengan putaran mesin konstan sebesar 2000 rpm dengan beban 0 sampai 100 %.

Hasil yang didapatkan dari eksperimen yang dilakukan kali ini, antara lain : performa dual fuel lebih optimal dibandingkan saat pengoperasian single fuel. Pengaturan paling optimal terjadi pada start of injection 80° CA BTDC dengan tekanan 1,5 gas CNG. Gas CNG dapat menggantikan porsi bahan bakar minyak solar sebesar 45,30 %. Nilai substitusi minyak solar yang optimal sebesar 61,39 % dan SFC minyak solar rata-rata mengalami penurunan sebesar 47,10 %, tetapi SFC dual fuel rata-rata meningkat sebesar 47,67 % dibandingkan SFC single fuel. Nilai rata-rata efisiensi thermal turun sebesar 40,89 %, nilai AFR rata-rata turun dari 25,60 $\frac{\text{kg/s}}{\text{kg/s}}$ menjadi 12,90 $\frac{\text{kg/s}}{\text{kg/s}}$ dan Temperatur gas buang meningkat dari 292°C menjadi 317°C .

Kata kunci: Dual fuel, Start of injection, gas CNG

EXPERIMENTAL STUDY ON DIESEL ENGINE PERFORMANCE USING DUAL FUEL SOLAR-CNG GAS SYSTEM WITH GAS INJECTION PRESSURE AND TIME DEGREE INJECTION VARIATIONS

Student's Name : Dicky Yoko Exoryanto
NRP : 2109100021
Department : Mechanical Engineering FTI – ITS
Counsellor : Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT

Abstract

Compressed natural gas (CNG) is the most used fuel for cars, buses and other motor vehicles. Through economic approach, this fuel is classified as an affordable and environmental friendly energy resource. However, the application of CNG fuel on diesel generator with dual fuel system resulted in a decrement of performance. This happens because the air and fuel ratio is not right enough for optimal burning, and leads to the need of further research. This research aims on increasing the performance of a diesel engine by modifying the air input duct using CNG gas injector installation, which is to inject the fuel into the combustion chamber. Thus, the engine becomes a dual fuel system engine. Not only the input air duct flow that is modified, but also the variations start of injection and gas pressure are taken place.

This research is carried out experimentally by injecting CNG gas into the combustion chamber, through the suction duct, that has been installed by the injector. The CNG gas injection is controlled by programmable ECU using the VEMSTUNE software. The control system is done by setting injection time degree (SOI), which are 5°, 30°, 55°, and 80° CA BTDC, and gas pressure variations, 1, 1,5, 2, and 2,5 N/m². This experiment is conducted on a 2000 rpm engine radial velocity and a 0 until 100% load.

The experiment is conducted twice and resulted that the dual fuel performance is more optimum than the single fuel system. The most optimum condition is at the 80° CA BTDC start of

injection with a gas pressure 1,5 N/m². The CNG gas can take over the solar fuel proportion as much as 45,30%. The optimum fuel substitution is 61,39% and solar SFC decrement in average is 47,10%, but the SFC of a dual fuel increase in an average of 47,67% compared to a single fuel SFC. The average value of thermal efficiency decrement is 40,89%, AFR decreased from an average of 25,60 $\frac{\text{kg/s}}{\text{kg/s}}$ become an average of 12,90 $\frac{\text{kg/s}}{\text{kg/s}}$ And exhaust gas temperature increase from 292°C to 317°C.

Keywords: *Dual fuel, Start of injection, CNG gas*

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2. Perumusan Masalah.....	4
1.3. Tujuan Penelitian.....	5
1.4. Batasan Masalah.....	5
1.5. Manfaat Penelitian.....	5
1.6. Sistematika Penulisan.....	6
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1. Bahan Bakar.....	7
2.1.1. Bahan Bakar Solar.....	7
2.1.2. Bahan Bakar Gas.....	12
2.1.3. Gas <i>CNG</i>	12
2.2. Teori Pembakaran.....	14
2.2.1. Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara.....	15
2.2.2. Pembakaran Non Stoikiometri.....	16
2.3. Teori Dasar Mesin Diesel.....	17
2.3.1. Prinsip Kerja Motor Diesel Empat Langkah.....	17
2.3.2. Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel.....	19

2.3.3. Governor	21
2.3.4. Unjuk Kerja Mesin Diesel.....	26
2.4. <i>Dual-Fuel Engine</i>	30
2.4.1. Prinsip Kerja <i>Dual-Fuel Engine</i>	30
2.4.2. Keuntungan dan Kerugian dari <i>Dual-Fuel System</i>	31
2.4.3. Teknologi Sistem <i>Dual-Fuel</i> Pada Mesin Diesel Saat ini.....	30
2.4.4. Sensor Utama Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i>	36
2.4.5. <i>Converter Kit</i>	36
2.5. Pengaruh <i>Start of Injection</i> terhadap Performa Mesin.....	37
2.6. Pengaruh Durasi Injeksi terhadap Performa Mesin.....	37
2.7. Penelitian Terdahulu	37
2. 8. AFR	43
2.8.1. Profil Induksi Udara Masuk Menurut Heywood	44
2.8.2. Metoda <i>Start Of Injection</i> Terhadap Profil Induksi Udara Dibandingkan Tekanan	45
BAB III METODOLOGI PERCOBAAN	47
3.1. Metode Penelitian.....	47
3.2. Alat Uji.....	47
3.3. Alat Ukur.....	51
3.4. Prosedur Pengujian.....	55
3.4.1. Memodifikasi Mesin <i>Single Fuel</i> menjadi <i>DualFuel</i>	55
3.4.2. Tahapan Pengujian	56
3.5. Skema Pengujian	59
3.6. Rancangan Eksperimen.....	60

3.7. Flowchart Penelitian.....	62
3.7.1. Flowchart Pengujian <i>Single Fuel System</i>	62
3.7.2. Flowchart Pengujian <i>Dual Fuel System</i>	63
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN.....	65
4.1 Pengambilan Data	65
4.2 Perhitungan Durasi Injeksi Bahan Bakar gas CNG.....	64
4.3 Perhitungan Unjuk Kerja.....	65
4.3.1 Laju Aliran Massa Fluida (\dot{m}).....	66
4.3.1.1 Menghitung Laju Aliran Massa Udara (\dot{m}_{udara}).....	66
4.3.1.2 Menghitung Laju Aliran Massa Bahan Bakar Solar (\dot{m}_{solar}).....	67
4.3.1.3 Menghitung Laju Aliran Massa Bahan Bakar gas CNG ($\dot{m}_{\text{gas CNG}}$).....	68
4.3.2 Daya Efektif (Ne)	69
4.3.3 Torsi (Mt)	70
4.3.4 <i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP).....	71
4.3.5 <i>Spesifik Fuel Consumption</i> (<i>Sfc</i>)	71
4.3.6 Substitusi Minyak Solar	72
4.3.7 Effisiensi Thermal	72
4.3.8 Kandungan Energi per Siklus.....	73
4.3.9 Effisiensi Volumetris	73
4.3.10 <i>Air Fuel Ratio</i> (AFR).....	74
4.4 Analisa Unjuk Kerja	74
4.4.1 Daya (Ne).....	74
4.4.2 Torsi (Mt)	77

4.4.3 <i>Break Mean Effective Pressure (BMEP)</i>	80
4.4.4 <i>Spesifik Fuel Consumption (Sfc)</i>	83
4.4.5 Subtitusi Solar fungsi Beban.....	92
4.4.6 Air Fuel Ratio (AFR).....	94
4.4.7 Effisiensi Thermal (η_{th}).....	96
4.4.8 Kandungan Energi per Siklus	99
4.4.9 Analisa Temperatur Gas Buang	100
4.4.10 Analisa Temperatur Mesin	103
4.4.11 Analisa Temperatur Pelumas	106
4.4.12 Analisa Temperatur Cairan Pendingin	109
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	113
5.1 Kesimpulan	113
5.2 Saran.....	114
DAFTAR PUSTAKA	115
LAMPIRAN	117

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	<i>Properties</i> bahan bakar solar [7].....	11
Tabel 2.2	Komposisi kimia gas CNG [8].....	13
Tabel 2.3	<i>Properties</i> gas CNG [16].....	14
Tabel 3.1	Parameter-Parameter Eksperimen.....	60

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Prinsip Kerja Motor Diesel Empat Langkah.....	19
Gambar 2.2	Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel.....	19
Gambar 2.3	Governor sentrifugal.....	22
Gambar 2.4	Skema Kerja Governor Mekanis-Hidraulis.....	23
Gambar 2.5	Sistem Pengendalian Governor Tipe Mekanis-Hidraulis.....	25
Gambar 2.6	Model Sistem Low Pressure Injected Gas.....	32
Gambar 2.7	Tampak Potong Mesin Diesel yang Menggunakan <i>High Pressure Injected</i>	34
Gambar 2.8	Skema Percampuran Gas – udara dengan Mekanisme Venturi.....	35
Gambar 2.9	(a) Grafik SFC dual fuel (b) Grafik SFC Single fuel.....	39
Gambar 2.10	Grafik AFR fungsi beban	40
Gambar 2.11	(a) sfc single fuel dan dua fuel fungsi beban.....	41
Gambar 2.12	(b) sfc minyak solar fungsi beban listrik.....	41
Gambar 2.13	Grafik hasil percobaan Bedoya.....	42
Gambar 2.14	Skema penelitian Bedoya.....	43
Gambar 2.15	Grafik <i>mass Flow Rate</i> Udara Masuk dan <i>Exhaust</i> Terhadap <i>Crank angle</i> . [9].....	45
Gambar 2.16	Titik Start of injeksi Pada Grafik Langkah Hisap.....	46
Gambar 2.17	Grafik Tekanan Terhadap Derajat <i>Crank Angle</i> ..	46
Gambar 3.1	Mesin Diesel DI 800.....	47
Gambar 3.2	Generator Daiho.....	48
Gambar 3.3	Pressure Reducer Adaptive Tomasseto AT 12...	49
Gambar 3.4	Injektor Gas CNG Valtek.....	50
Gambar 3.5	Skema ECU Programmable	50
Gambar 3.6	Gelas Ukur yang Digunakan Dalam pengujian...	51
Gambar 3.7	Stopwatch.....	51
Gambar 3.8	Amperemeter	52
Gambar 3.9	Termocouple Digital.....	52
Gambar 3.10	Tachometer infrared digital.....	52

Gambar 3.11	Beban lampu.....	53
Gambar 3.12	Konfigurasi <i>Pitot Static Tube</i> dan <i>Inclined</i> manometer.....	53
Gambar 3.13	Contoh pengaturan mapping start of injection (SOI) dan durasi injeksi (DI) bahan bakar gas CNG.....	58
Gambar 3.14	Skema Pengujian.....	59
Gambar 3.15	<i>Flowchart</i> pengujian <i>Single Fuel</i>	62
Gambar 3.16	<i>Flowchart</i> pengujian <i>Dual Fuel</i>	63
Gambar 4.1	a. Grafik Daya fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar.....	74
Gambar 4.1.	b. Grafik Daya fungsi Beban dengan Tekanan 1,5 bar.....	74
Gambar 4.1.	c. Grafik Daya fungsi Beban dengan Tekanan 2 bar.....	75
Gambar 4.1.	d. Grafik Daya fungsi Beban dengan Tekanan 2,5 bar.....	75
Gambar 4.2.	a. Grafik Torsi fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar.....	77
Gambar 4.2.	b. Grafik Torsi fungsi Beban dengan Tekanan 1,5 bar.....	77
Gambar 4.2.	c. Grafik Torsi fungsi Beban dengan Tekanan 2 bar.....	78
Gambar 4.2.	d. Grafik Torsi fungsi Beban dengan Tekanan 2,5 bar.....	78
Gambar 4.3.	a. Grafik BMEP fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar.....	80
Gambar 4.3.	b. Grafik BMEP fungsi Beban dengan Tekanan 1,5 bar.....	80
Gambar 4.3.	c. Grafik BMEP fungsi Beban dengan Tekanan 2 bar.....	81
Gambar 4.3.	d. Grafik BMEP fungsi Beban dengan Tekanan 2,5 bar.....	81
Gambar 4.4.	a. Grafik <i>Sfc</i> fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar.....	83

Gambar 4.4.	b. Grafik <i>Sfc</i> fungsi Beban dengan Tekanan 1,5 bar.....	83
Gambar 4.4.	c. Grafik <i>Sfc</i> fungsi Beban dengan Tekanan 2 bar.....	84
Gambar 4.4.	d. Grafik <i>Sfc</i> fungsi Beban dengan Tekanan 2,5 bar...	84
Gambar 4.4.	e. Grafik <i>Sfc</i> fungsi Beban dengan SOI 80°.....	85
Gambar 4.4.	f. Grafik <i>Sfc</i> Minyak Solar fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar.....	87
Gambar 4.4.	g. Grafik <i>Sfc</i> Minyak Solar fungsi Beban dengan Tekanan 1,5 bar.....	88
Gambar 4.4.	h. Grafik <i>Sfc</i> Minyak Solar fungsi Beban dengan Tekanan 2 bar.....	88
Gambar 4.4.	i. Grafik <i>Sfc</i> Minyak Solar fungsi Beban dengan Tekanan 2,5 bar	89
Gambar 4.4.	j. Grafik <i>Sfc</i> Minyak Solar fungsi Beban dengan SOI 80°	89
Gambar 4.5.	a. Grafik Substitusi Solar fungsi Beban dengan Tekanan 1,5 bar.....	91
Gambar 4.5.	b. Grafik Substitusi Solar fungsi Beban dengan SOI _{gas CNG} 80°.....	92
Gambar 4.6.	a. Grafik AFR fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar.....	93
Gambar 4.6.	b. Grafik AFR fungsi Beban dengan SOI _{gas CNG} 80°.....	94
Gambar 4.7.	a. Grafik Efisiensi thermal fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar.....	96
Gambar 4.7.	b. Grafik Efisiensi thermal fungsi Beban dengan SOI 80°.....	96
Gambar 4.8.	Grafik Laju Energi fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar.....	98
Gambar 4.9.	a. Grafik Temperatur Exhaust fungsi beban pada SOI 5° CA.....	100
Gambar 4.9.	b. Grafik Temperatur Exhaust fungsi beban pada SOI 30° CA.....	100

Gambar 4.9.	c. Grafik Temperatur Exhaust fungsi beban pada SOI 55° CA.....	101
Gambar 4.9.	d. Grafik Temperatur Exhaust fungsi beban pada SOI 80° CA.....	101
Gambar 4.10.	a. Grafik Temperatur Mesin fungsi beban pada SOI 5° CA.....	103
Gambar 4.10.	b. Grafik Temperatur Mesin fungsi beban pada SOI 30° CA.....	103
Gambar 4.10.	c. Grafik Temperatur Mesin fungsi beban pada SOI 55° CA.....	104
Gambar 4.10.	d. Grafik Temperatur Mesin fungsi beban pada SOI 80° CA.....	104
Gambar 4.11.	a. Grafik Temperatur pelumas fungsi beban pada SOI 5° CA.....	106
Gambar 4.11.	b. Grafik Temperatur pelumas fungsi beban pada SOI 30° CA.....	106
Gambar 4.11.	c. Grafik Temperatur Pelumas fungsi beban pada SOI 55° CA.....	107
Gambar 4.11.	d. Grafik Temperatur Pelumas fungsi beban pada SOI 80° CA.....	107
Gambar 4.12.	a. Grafik Temperatur Air Pendingin fungsi beban pada SOI 5° CA.....	108
Gambar 4.12.	b. Grafik Temperatur Air Pendingin fungsi beban pada SOI 30° CA.....	109
Gambar 4.12.	c. Grafik Temperatur Air Pendingin fungsi beban pada SOI 55° CA.....	109
Gambar 4.12.	d. Grafik Temperatur Air Pendingin fungsi beban pada SOI 80° CA.....	110

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Bahan bakar fosil merupakan bahan bakar yang tidak dapat diperbarui. Bahan bakar fosil ini keberadaannya sangat penting bagi kehidupan umat manusia seperti kebanyakan proses industri, transportasi, dan kebutuhan rumah tangga. Harga rata-rata minyak mentah Indonesia pada tahun 2014 berdasarkan perhitungan Formula ICP mencapai USD108,95 per barel atau naik USD2,75 per barel dari bulan Mei 2014 yang mencapai USD106,20 per barel.

CNG merupakan teknologi lama yang sekarang menjadi perhatian sebagai bahan bakar alternatif untuk menggantikan bahan bakar konvensional saat ini. CNG adalah gas mudah terbakar (*flammable*) yang dihasilkan dari pengekstrakan gas alam yang digunakan sebagai bahan bakar alternatif yang dapat diperbarui. Gas CNG sekarang lebih banyak digunakan oleh kendaraan – kendaraan kecil maupun besar karena hasil pembakaran yang dihasilkan ramah lingkungan. Sehingga kendaraan-kendaraan yang awalnya menggunakan bahan bakar bensin maupun solar, beralih ke bahan bakar gas CNG.

Natural gas merupakan bahan bakar yang berpotensi untuk menggantikan bahan bakar konvensional transportasi dengan tujuan menghasilkan mesin diesel dengan emisi yang rendah dan lebih ramah lingkungan. Berdasarkan informasi yang diperoleh, muncul istilah *Natural Gas Vehicle (NGV)* yaitu *natural gas* untuk bahan bakar kendaraan (sarana transportasi). Jenis dari *natural gas* yang dimanfaatkan untuk bahan bakar adalah *Compressed Natural Gas (CNG)*. CNG gas alam yang dimampatkan dan memiliki tekanan 200 bar. Gas CNG pada saat disimpan berada dalam fase gas. Selain itu, komposisi penyusun dari gas CNG adalah bervariasi sesuai dengan sumber ladang gasnya. Akan tetapi, yang dominan dari komponen penyusun *natural gas* adalah metana (CH_4).

Penggunaan gas CNG sebagai bahan bakar pada mesin diesel, maka diperlukan adanya perhatian khusus pada system pembakaran mesin diesel. Hal ini dilakukan karena adanya perbedaan karakteristik dari gas CNG dengan karakteristik bahan bakar yang biasa digunakan untuk diesel misalnya solar. Selain itu, untuk mengoptimalkan pembakaran dan power yang dihasilkan, komposisi pencampuran antara gas CNG dan solar perlu diperhatikan. Mesin yang digunakan untuk dianalisa merupakan *dual fuel diesel engine* dengan gas CNG sebagai bahan bakar utama.

Pada system *dual fuel* terdapat 3 macam teknologi yang di aplikasikan yaitu *Low Pressure Injected Gas (LPIG)*, *High Pressure Injected Gas (HPING)*, dan *Combustion Air Gas Integration*. Ketiganya dapat diaplikasikan untuk mesin yang menggunakan sistem *dual-fuel*. Pertama, *Low Pressure Injected Gas (LPIG)*. Model ini bekerja dengan melakukan injeksi gas pada saluran isap mesin bakar. Proses dilakukan pada tekanan yang cukup rendah, biasanya lebih kecil dari 50 *psi*. Keuntungan dari pemakaian sistem ini adalah mengurangi potensi gas terbuang karena gas hanya disuplai pada saat katup intake terbuka, dan sistem ini tidak lebih mahal dibandingkan model *High Pressure Injected Gas*. Kekurangan dari pemakaian sistem ini adalah sampai sekarang model ini hanya cocok digunakan pada mesin diesel dengan putaran rendah. Oleh sebab itu sistem ini digunakan pada aplikasi penggerak kapal dan pemutar generator listrik skala besar.

Kedua, *High Pressure Injected Gas*. Model ini bekerja dengan menyediakan gas langsung keruang bakar dengan tekanan yang sangat tinggi sekitar 3000 *psi*. Tekanan yang tinggi ini dibutuhkan karena gas tersebut diinjeksikan pada saat piston telah mencapai akhir dari langkah kompresi dan bahan bakar diesel telah diinjeksikan untuk memulai pembakaran dimana tekanan dalam ruang bakar menjadi sangat tinggi. Keuntungan memakai sistem ini adalah bahan bakar gas hanya diinjeksikan setelah katup buang tertutup sehingga mencegah terbuangnya sebagian bahan bakar gas bersamaan dengan gas buang hasil pembakaran. Kerugian dari

pemakaian sistem ini antara lain selain membutuhkan biaya yang lebih mahal, apabila suplai gas terputus dan mesin diesel berjalan dengan 100 % bahan bakar diesel terus menerus maka akan terjadi kerusakan pada *mechanical valve* yang menggunakan model *cam actuated gas valve*.

Ketiga, *Combustion Air Gas Integration*. Model ini bekerja dengan mencampur udara-bahan bakar gas sebelum memasuki saluran isap atau sebelum memasuki kompresor-*turbocharger*, apabila mesin diesel yang digunakan adalah *turbocharged system*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan diperkirakan sama dengan tekanan udara luar/sekitar, bahkan untuk menjaga tidak terjadi kebocoran gas saat mesin diesel tidak beroperasi maka tekanan keluaran *gas pressure regulator* diatur sedikit lebih rendah dari tekanan udara sekitar. Sistem pencampuran dilakukan dengan alat yang dinamakan *mixer* yang diletakkan pada saluran isap mesin diesel. Keuntungan dari pemakaian sistem seperti ini antara lain murah secara ekonomis dibandingkan kedua sistem sebelumnya karena tidak menggunakan injektor maupun pompa bertekanan tinggi, tidak membutuhkan model yang rumit sehingga apabila suplai gas habis atau tersendat sistem akan langsung bekerja dengan 100% bahan bakar diesel. Sementara kerugian dari sistem ini adalah adanya kemungkinan gas sebagian keluar bersama gas buang pada saat katup hisap dan buang terbuka bersamaan.

Berdasarkan penelitian yang dilakukan oleh Santoso (2013) [4], sistem *dual fuel* pada penelitian ini menggunakan minyak solar dan biogas hasil gasifikasi dari kotoran sapi dengan metode pemasukan biogas dengan menggunakan *mixer* venturi. Pada penelitian ini sistem pasokan udara sudah menggunakan *blower* untuk mengatasi jumlah udara yang berkurang akibat diaplikasikannya gas pada saluran hisap, hanya saja penggunaan *blower* belum cukup untuk memenuhi jumlah udara yang dibutuhkan karena faktor kebutuhan tekanan udara yang masuk ke ruang bakar yang tinggi saat semakin banyaknya gas yang masuk ke saluran hisap. Hal ini dapat dilihat dari hasil pengujian sistem

dual fuel yaitu AFR berkisar antara 9 hingga 19 dan solar yang tersubstitusi mencapai 76,21%.

Berdasarkan uraian di atas, dapat disimpulkan bahwa penghisapan secara natural aspiratif perlu dilakukan kontrol terhadap pemasukan bahan bakar gas agar nilai AFR dapat memenuhi standart pada CI engine [9]. Maka pada penelitian ini akan dilakukan optimasi terhadap performa mesin diesel *dual fuel* dengan pengaturan *start of injection* dan variasi tekanan gas CNG sehingga didapatkan performa yang optimal pada setiap kondisi pembebanan mesin. Dalam penelitian eksperimen ini diharapkan agar mendapatkan sudut *start of injection* dan variasi tekanan yang tepat serta nilai unjuk kerja yang dinyatakan dalam : daya, torsi, *brake 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 antara mesin diesel berbahan bakar tunggal (*single fuel*) solar dan *dual fuel* solar - gas CNG. Penelitian ini dilakukan pada mesin diesel Diamond Di 800 yang telah dimodifikasi menjadi sistem *dual fuel* tipe LPIG dengan bahan bakar solar dan gas CNG. Hasil penelitian ini tentunya akan menjadi rekomendasi bagi pengguna bahan bakar gas CNG untuk meminimalisir kekurangan-kekurangan yang terdapat pada bahan bakar tersebut.

1.2. Perumusan Masalah

Dalam penelitian ini, permasalahan dapat dirumuskan sebagai berikut :

1. Bagaimana cara mengetahui perubahan substitusi antara solar dan gas CNG
2. Bagaimana cara mengetahui perubahan nilai AFR jika tekanan gas CNG dan derajat waktu *injection* gas CNG di variasikan
3. Bagaimana karaterisasi unjuk kerja sistem *dual fuel* gas CNG dengan pengaturan derajat waktu *injection* dan variasi tekanan gas CNG.

1.3. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah :

1. Untuk mengetahui besarnya perubahan substitusi antara solar dan gas CNG
2. Untuk mengetahui perubahan nilai AFR jika tekanan gas CNG dan derajat waktu *injection* gas CNG di variasikan
3. Untuk mengetahui karakteristik unjuk kerja sistem *dual fuel* gas CNG dengan pengaturan derajat waktu *injection* dan variasi tekanan gas CNG

1.4. Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah :

1. Percobaan menggunakan mesin silinder 1 (satu) silinder empat langkah yang telah dimodifikasi pada bagian saluran isap untuk menyuplai gas CNG.
2. Kondisi mesin diesel dalam keadaan standar
3. Kondisi udara dalam keadaan ideal
4. Bahan bakar yang di gunakan adalah minyak solar dan gas CNG
5. Tidak membahas pembuatan gas CNG serta reaksi kimia yang terjadi.
6. Minyak solar yang digunakan adalah minyak solar yang di produksi oleh Pertamina dengan spesifikasi minyak solar sesuai dengan keputusan Dirjen Migas SK Dirjen Migas No: 3675 K/24/DJM/2006

1.5. Manfaat Penelitian

Dengan dilaksanakannya penelitian ini, hasil yang diperoleh diharapkan:

1. Mampu memberikan analisa yang tepat terhadap penggunaan bahan bakar yang berbeda-beda pada mesin diesel sesuai dengan nilai propertiesnya yang dimiliki masing-masing bahan bakar tersebut.
2. Hasil penelitian dapat dipergunakan untuk penelitian lanjutan dalam pengembangan gas CNG sebagai bahan bakar mesin pembakaran dalam.

3. Mampu mengembangkan pemikiran dalam penemuan-penemuan teknologi bahan bakar yang dapat diperbaharui untuk meningkatkan taraf hidup masyarakat

1.6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan dibagi dalam beberapa bab sebagai berikut :

1. Bab I Pendahuluan

Bab I berisikan tentang latar belakang penelitian ini, perumusan masalah, tujuan masalah, batasan masalah, dan manfaat masalah dalam penelitian yang dilakukan.

2. Bab II Tinjauan Pustaka

Bab ini di bagi menjadi 2 bagian, yaitu dasar teori dan penelitian yang terkait yang sudah ada. Dasar teori berisi semua hal yang menunjang dalam penganalisaan hasil penelitian. Sedangkan penelitian terkait yang sudah ada berisi tentang penelitian-penelitian sebelumnya yang ada korelasinya dengan penelitian kali ini, yang juga menjadi penunjang dalam analisa data.

3. Bab III Metode Penelitian

Bab ini menerangkan tentang peralatan eksperimen yang meliputi alat ukur, benda uji dan metode penelitian yang di gunakan.

4. Bab IV Data dan Analisa

Bab ini berisikan tentang hasil-hasil eksperimen dan pengolahan dari data yang di dapat kemudian dianalisa dan didiskusikan lebih lanjut

5. Bab V Kesimpulan dan Saran

Bab ini berisikan tentang kesimpulan sistem hasil analisa dan saran-saran perbaikan.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Bahan Bakar

Bahan bakar dalam aplikasi mesin pembakaran memiliki 3 (tiga) jenis bentuk fisik. Tapi 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, tapi dengan melalui proses gasifikasi dapat dihasilkan bahan bakar dalam wujud gas [2].

2.1.1. Bahan Bakar Solar

Mesin diesel adalah mesin yang menggunakan bahan bakar *fossil diesel* yang di peroleh dari destilasi pendidihan minyak mentah (*crude oil*) pada suhu 250 °C sampai 370 °C. Hidrokarbon yang terdapat didalamnya terdiri dari *parafin*, *naphtalene*, *olefin* dan *aromatik* dengan jumlah karbon yang bervariasi 12 sampai 18. Bahan bakar *fossil diesel* diklasifikasikan menjadi tiga macam, yaitu *fossil diesel-1D*, yaitu bahan bakar untuk daerah beriklim dingin, *fossil diesel-2D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel otomotif dan stasioner putaran menengah keatas *fossil diesel-4D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel stasioner putaran rendah. Bahan bakar fossil diesel-2D dikenal dengan istilah HSD (*High Speed Diesel*) [2].

Properti bahan bakar adalah sifat atau karakter yang dimiliki oleh suatu bahan bakar yang terkait dengan kinerja bahan bakar tersebut dalam proses atomisasi dan pembakaran. Properti umum yang perlu diketahui untuk menilai kinerja bahan bakar mesin diesel antara lain [6]:

a. Densitas, Specific Gravity dan API Gravity

Densitas didefinisikan sebagai perbandingan berat per satuan volume dari suatu zat atau bahan tertentu pada suhu acuan 15°C. Sedangkan *specific gravity* (*SG*) adalah perbandingan berat dari sejumlah volume minyak bakar terhadap berat air untuk

volume yang sama pada suhu tertentu densitas bahan bakar, relatif terhadap air. *Specific gravity* dinyatakan dalam persamaan :

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

Sementara hubungan nilai *Specific Gravity* dengan *API Gravity* adalah sebagai berikut :

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

b. Viskositas

Viskositas atau kekentalan dari suatu cairan adalah salah satu sifat cairan yang menentukan besarnya perlawanan terhadap gaya geser. Viskositas terjadi terutama 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 yang memuaskan dan jika viskositas terlalu tinggi maka akan menyulitkan dalam pemompaan dan sulit untuk diinjeksi sehingga atomisasi bahan bakar menjadi buruk.

c. Flash Point

Flash point atau titik nyala adalah suatu angka yang menyatakan temperatur terendah dari bahan bakar minyak dimana akan timbul penyalaan api sesaat, apabila pada permukaan minyak tersebut didekatkan pada nyala api. *Flash point* mengindikasikan tinggi rendahnya volatilitas dan kemampuan untuk terbakar dari suatu bahan bakar.

d. Pour Point

Pour point atau titik tuang adalah suatu angka yang menyatakan suhu terendah dari bahan bakar minyak sehingga minyak tersebut masih dapat mengalir karena gaya gravitasi. Ini

merupakan indikasi yang sangat kasar untuk suhu terendah dimana bahan bakar minyak siap untuk dipompakan.

e. Sulphur content

Sulphur content atau kandungan belerang dalam bahan bakar diesel dari hasil penyulingan sangat tergantung pada asal minyak mentah yang akan diolah. Keberadaan belerang tidak diharapkan karena sifatnya merusak yaitu apabila oksida belerang kontak dengan air merupakan bahan yang korosif terhadap logam di ruang bakar. Hal lain yang lebih penting adalah timbulnya polusi bagi lingkungan hidup yang merupakan hasil 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 cetana 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 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 dengancampurannya tersebut.

Angka setana yang tinggi menunjukkan bahwa bahan bakar dapat menyala pada temperatur yang relatif rendah, dan sebaliknya angka setana rendah menunjukkan bahan bakar baru dapat menyala pada temperatur yang relatif tinggi. Penggunaan bahan bakar mesin diesel yang mempunyai angka setana yang tinggi dapat mencegah terjadinya *knocking* karena begitu bahan bakar diinjeksikan ke dalam silinder pembakaran maka bahan bakar akan langsung terbakar dan tidak terakumulasi.

h. *Calorific value*

Calorific value atau nilai kalor merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah energi panas maksimum yang dibebaskan oleh suatu bahan bakar melalui reaksi pembakaran sempurna 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 phase uap). Besarnya nilai kalor atas diuji dengan *bomb calorimeter*, dan nilai kalor bawah dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$NKB = NKA - \left(\frac{m_{H_2O}}{m_{sample}} \times LH \right) \quad (2.3)$$

i. *Carbon residue*

Adanya *carbon residue* atau residu karbon dalam ruang pembakaran dapat mengurangi kinerja mesin. Pada temperatur tinggi deposit karbon ini dapat membara, sehingga menaikkan temperatur silinder pembakaran. Banyaknya deposit atau kerak yang ada di ruang bakar mengindikasikan tingginya kandungan residu karbon dari suatu bahan 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, silicon, besi, aluminium, nikel, dll.

Properti umum bahan bakar solar ditunjukkan pada tabel 2.1.

Tabel 2. 1 *Properties* bahan bakar solar [7].

No.	Properties	Unit	Limit	
			Min	Max
1.	Density pada 15 °C	kg/m ³	815	870
2.	AngkaCetane	-	45	-
3.	Index Cetane	-	48	-
4.	Visc. Kinematik pada 40 °C	mm ² /sec	2.0	5.0
5.	Titik Didih	°C	-	18
6.	TitikNyala	°C	60	-
7.	Distilasi: T95	°C	-	370
8.	KandunganBelerang	% massa	-	0.35
9.	KorosiCopper	merit	-	No. 1
10.	Residue KonradsonCarbon	merit	-	No. 1
11.	Kandungan Abu	% m/m	-	0.01
12.	Kandungan Air	Mg/kg	-	500
13.	Partikulat	Mg/l	-	0.01
14.	Angka Asam Kuat	mgKOH/g	-	-
15.	Total Asam Kuat	mgKOH/g	-	0.6
17.	Warna	No. ASTM	-	3.0
18.	API Gravity pada 15 °C	-	-	-

2.1.2. Bahan Bakar Gas

Bahan bakar gas memiliki banyak jenis tergantung dari asal gas tersebut dan proses pembuatannya. Jenis-jenis bahan bakar gas tersebut antara lain:

1. Bahan bakar gas yang secara alami didapatkan dari alam:
 - Gas alam
 - Metan dari penambangan batu bara
2. Bahan bakar gas yang terbuat dari bahan bakar padat:
 - Gas yang terbentuk dari batu bara
 - Gas yang terbentuk dari limbah dan biomassa
 - Dari proses industry lainnya (*gas blast furnace*)
3. Gas yang terbuat dari minyak bumi:
 - Gas Petroleum cair (*LPG*)
 - Gas hasil penyulingan
 - Gas dari gasifikasi minyak
4. Gas-gas dari proses fermentasi

2.1.3. Gas CNG

Bahan bakar gas yang digunakan adalah *compressed natural gas* (CNG), dimana sebagian besar unsur kimianya terdiri dari methane (CH_4) dan sisanya berupa methane, propane, butane, penthane, dan carbon monoxide. Komposisi dan karakteristik dari gas akan sangat bervariasi dari satu sumber dengan sumber lainnya, dimana hal ini mempengaruhi kondisi stoikiometrinya. Compressed natural gas memiliki beberapa kekurangan, yakni fasenya dalam temperatur ruangan sehingga akan menyulitkan dalam hal penyimpanan dan mobilitas. Selain itu, natural gas memiliki energi persatuan volume (energy density) yang lebih kecil dibandingkan solar, methanol, gasoline, atau bahan bakar hidrokarbon cair lainnya.

Gas alam terkompresi (compressed natural gas) adalah alternatif bahan bakar selain bensin atau solar. Di Indonesia, kita mengenal gas CNG sebagai bahan bakar gas (BBG). Bahan bakar ini lebih bersih bila dibandingkan dengan bahan bakar minyak

karena emisi gas buangnya yang ramah lingkungan. Gas CNG dibuat dengan melakukan kompresi methane (CH_4) yang diekstrak dari gas alam.

Konversi ke gas CNG difasilitasi dengan pemberian harga yang lebih murah bila dibandingkan dengan bahan bakar cair (bensin dan solar), peralatan konversi yang dibuat lokal dan infrastruktur distribusi gas CNG yang terus berkembang. Sejalan dengan semakin meningkatnya harga minyak dan kesadaran lingkungan, gas CNG saat ini mulai digunakan juga untuk kendaraan penumpang dan truk barang berdaya ringan hingga menengah. Sebenarnya di Indonesia, gas CNG bukanlah barang baru, pencaanangan untuk menggunakan gas CNG yang harganya lebih murah dan lebih bersih lingkungan daripada bahan bakar minyak sudah dilakukan sejak tahun 1987.

Gas CNG merupakan gas alam yang mengalami kompresi agar dapat digunakan sebagai bahan bakar pada kendaraan. Komposisi kimia dan dari gas CNG dapat dilihat pada tabel 2.2.

Tabel 2. 2 Komposisi kimia gas CNG [8]

Komposisi kimia	Mol (%)
Methana (CH_4)	96.7251
Ethana (C_2H_6)	0.9602
Propane (C_3H_8)	0.5253
<i>i</i> -Butane (<i>i</i> - C_4H_{10})	0.0980
<i>n</i> - Butane (<i>n</i> - C_4H_{10})	0.1130
<i>i</i> -Pentane (<i>i</i> - C_5H_{12})	0.0425
<i>n</i> -Pentane (<i>n</i> - C_5H_{12})	0.0295
Carbon diodxida (CO_2)Nitrogen (N_2)	0.0815
Hexanes Plus (C_{6+})	0.6573
Hidrogen Sulphide (H_2S)	0.0543
Oxygen	0
Carbon monoxide	0
	0.7708
Total	100

Sumber: PT. Pgas Solution, Wilayah Surabaya.

Selain mempunyai komposisi kimia, gas CNG juga mempunyai *properties* bahan bakar. *Properties* bahan bakar gas CNG ditunjukkan pada table 2.3.

Tabel 2. 3 *Properties* gas CNG [16]

<i>Properties</i>	<i>Value</i>
<i>Density</i> (kg/m ³)	0,72
<i>Flammability limits</i> (volume % in air)	4,3-15
<i>Flammability limits</i> (Ø)	0,4-1,6
<i>Autoignition temperature in air</i> (°C)	723
<i>Minimum ignition energy</i> (mJ)	0.28
<i>Flame velocity</i> (ms-1)	0.38
<i>Adiabatic flame temperature</i> (K)	2214
<i>Quenching distance</i> (mm)	2.1
<i>Stoichiometric fuel/air mass ratio</i>	0.058
<i>Stoichiometric volume fraction</i> (%)	9.48
<i>Lower heating value</i> (MJ/kg)	45.8
<i>Heat of combustion</i> (MJ/kgair)	2.9

Sumber : Semin, et al: 2008.

II.2. Teori Pembakaran

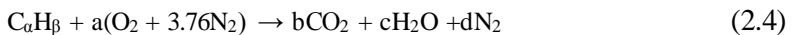
Pembakaran merupakan oksidasi cepat bahan bakar disertai dengan produksi panas, atau cahaya dan panas bersamaan [7]. Juga oksidasi perlahan yang disertai relatif sedikit panas dan tanpa cahaya. Bahan bakar akan terbakar sempurna hanya jika ada pasokan oksigen (O₂) yang cukup. Jumlah oksigen mencapai 20,9% dari udara, dan sebanyak hampir 79% merupakan nitrogen (N₂) dan sisanya adalah elemen lain.

Nitrogen sendiri mempunyai fungsi sebagai pengencer yang menurunkan temperatur yang harus ada untuk mencapai oksigen yang dibutuhkan dalam pembakaran. Nitrogen mengurangi efisiensi pembakaran dengan cara menyerap panas

dari pembakaran bahan bakar dan mengencerkan gas buang. Nitrogen dapat bergabung dengan oksigen terutama pada suhu nyala yang tinggi untuk menghasilkan oksida nitrogen (NO_x) yang merupakan pencemar udara yang beracun. Pada kondisi tertentu, karbon juga dapat bergabung dengan oksigen membentuk karbon monoksida, dengan melepaskan sejumlah kecil panas (2,430 kkal/kg karbon). Karbon terbakar yang membentuk CO_2 akan menghasilkan lebih banyak panas per satuan bahan bakar daripada bila menghasilkan CO atau asap.

2.2.1. Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara

Jika ketersediaan oksigen untuk reaksi oksidasi mencukupi, maka bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh, yaitu karbon dioksidasi menjadi karbon dioksida (CO_2) dan hidrogen dioksidasi menjadi uap air (H_2O). Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ($\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$) dengan udara dituliskan sebagai berikut [9] :



Kesetimbangan:

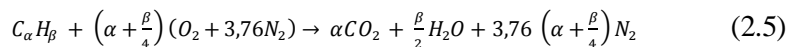
$$\text{C} : \alpha = b$$

$$\text{H} : \beta = 2c \rightarrow c = \beta/2$$

$$\text{O} : 2^a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = \alpha + \beta/4$$

$$\text{N} : 2(3.76)a = 2d \rightarrow d = 3.76a \rightarrow d = 3.76(\alpha + \beta/4)$$

Substitusi persamaan-persamaan kesetimbangan di atas ke dalam persamaan reaksi pembakaran $\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$ menghasilkan persamaan sebagai berikut :



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah :

$$m_{O_2} = \frac{m_{atom O_2}}{m_{atom C_\alpha H_\beta}} \times \% C_\alpha H_\beta \frac{kg}{kg_{bahan bakar}} \quad (2.6)$$

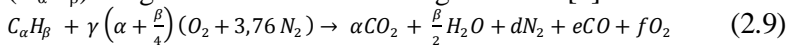
Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (*air fuel ratio*) untuk bahan bakar hidrokarbon ($C_\alpha H_\beta$) adalah sebagai berikut :

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{(\sum n_i \bar{M}_i)_{air}}{(\sum n_i \bar{M}_i)_{fuel}} \quad (2.7)$$

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) \bar{M}_{O_2} + 3,76 \left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) \bar{M}_{N_2}}{\alpha \bar{M}_C + \beta \bar{M}_H} \quad (2.8)$$

2.2.2. Pembakaran Non Stoikiometri

Dalam aplikasinya, mekanisme pembakaran dituntut dapat berlangsung secara cepat sehingga sistem-sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih [9]. Hal ini dimaksudkan untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat tidak sempurnanya proses pencampuran antara udara dan bahan bakar. Pembakaran yang demikian disebut sebagai 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 [9] :



Keterangan:

a. Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum dengan kehilangan panas yang minimum. 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 .

Rasio udara-bahan bakar ideal untuk pembakaran dalam ruang bakar mesin diesel berada pada kisaran $18 \leq AFR \leq 70$ [9].

2.3. Teori Dasar Mesin Diesel

Mesin diesel bekerja dengan menghisap udara luar murni, kemudian dikompresikan sehingga mencapai tekanan dan temperatur yang tinggi. Sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan dengan tekanan yang sangat tinggi dalam bentuk butiran-butiran halus dan lembut. Kemudian butiran-butiran lembut bahan bakar tersebut bercampur dengan udara bertemperatur tinggi dalam ruang bakar dan menghasilkan pembakaran [2].

2.3.1. Prinsip Kerja Motor Diesel Empat Langkah

Pada motor diesel empat langkah, satu siklus kerja diselesaikan dalam empat gerakan piston atau dua putaran dari *crankshaft*. Setiap langkah menempuh 180° sehingga dalam satu siklus menempuh 720° putaran *crankshaft*. Berikut ini merupakan prinsip kerja motor diesel empat langkah.

a. Langkah Isap

Berawal dari posisi piston yang berada pada TMA, *piston* akan bergerak turun dan meningkatkan *volume* silinder. Pada waktu yang bersamaan katup masuk (*inlet valve*) terbuka sehingga udara masuk ke dalam silinder. Ketika *piston* berada pada titik mati bawah (TMB), *volume* silinder berada pada kondisi maksimum, yaitu *volume piston* ditambah *volume* kompresi.

b. Langkah Kompresi

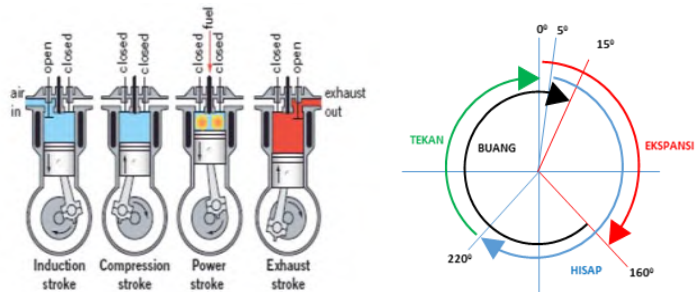
Pada langkah ini, katup masuk dan katup buang (*exhaust valve*) tertutup. Piston bergerak naik dan mengompresi udara yang telah masuk ke dalam silinder hingga mencapai rasio kompresi mesin. Dalam proses ini, temperature udara akan meningkat mencapai 900°C. Ketika langkah kompresi telah selesai, bahan bakar diinjeksikan pada tekanan yang tinggi ke dalam udara terkompresi yang berada dalam temperatur yang tinggi. Ketika *piston* berada pada posisi TMA, *volume* silinder yang terbentuk merupakan *volume* kecil.

c. Langkah Usaha

Pada langkah ini, katup masuk dan buang masih tertutup. Pada akhir langkah kompresi pompa bahan bakar bertekanan tinggi menginjeksikan sejumlah bahan bakar dengan ketentuan sempurna ke dalam ruang bakar yang berisi udara panas yang dikompresikan. Bahan bakar terbagi sangat halus dan bercampur dengan udara panas. Karena sistem suhu udara yang tinggi maka bahan bakar langsung terbakar, akibatnya tekanan naik dan *piston* bergerak dari TMA ke TMB.

d. Langkah Buang

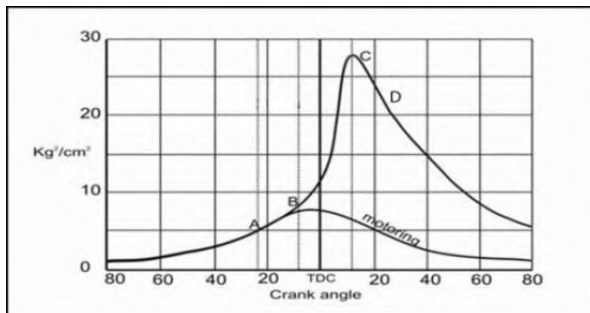
Sebelum *piston* berada pada TMB, katup buang terbuka. Panas dan gas hasil pembakaran keluar dari silinder dikarenakan karena adanya gaya yang timbul akibat gerakan *piston* naik kembali. Pada akhir langkah buang, *crankshaft* telah selesai melakukan dua kali putaran dan siklus dari mesin diesel empat langkah dimulai kembali dari langkah isap.



Gambar 2. 1 Prinsip Kerja Motor Diesel Empat Langkah

2.3.2. Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel

Untuk terjadinya pembakaran pada ruang bakar, ada beberapa syarat yang harus dipenuhi, antara lain: adanya campuran yang dapat terbakar, adanya sesuatu yang menyulut terjadinya pembakaran, stabilisasi dan propagasi dari api dalam ruang bakar. Proses pembakaran pada motor diesel memiliki beberapa tahapan yang digambarkan dalam diagram P-θ seperti pada gambar 2.2. Tahapan pembakarannya yaitu [2] :



Gambar 2. 2 Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel [10]

a. Tahap Pertama

Tahap ini disebut juga *Ignition Delay Period* yaitu area dalam rentang A-B pada Gambar 2.2. Tahapan ini merupakan periode atau rentang waktu yang dibutuhkan bahan bakar ketika

saat pertama kali bahan bakar diinjeksikan (titik A) hingga saat pertamakali muncul nyala pembakaran (titik B). Artinya, selama periode tersebut tidak terjadi proses pembakaran. Panjangnya periode ini biasanya dipengaruhi oleh properties yang dimiliki bahan bakar yaitu temperatur terbakar sendiri bahan bakar, tekanan injeksi atau ukuran droplet, sudut awal injeksi, rasio kompresi, temperatur udara masuk, temperatur cairan pendingin, temperature bahan bakar, tekanan udara masuk (*supercharge*), kecepatan/putaran mesin diesel, rasio udara-bahan bakar, ukuran mesin, jenis ruang bakar.

b. Tahap kedua

Pada tahap ini terjadi apa yang disebut *Rapid or Uncontrolled Combustion* yang maksudnya adalah periode awal pembakaran hingga *flame* mulai berkembang yang diindikasikan oleh area B-C pada Gambar 2.2. Bahan bakar berupa droplet-droplet di selubungi oleh udara bertemperatur tinggi, sehingga panas yang diterima akan menguapkan droplet-droplet bahan bakar tersebut. Bagian terluar droplet-droplet tersebut yang lebih dulu menerima panas dan menguap kemudian terbakar. Panas yang ditimbulkan oleh pembakaran tersebut naik sangat drastis dan memicu proses yang sama pada bagian lain yang belum terbakar dengan cepat dan tidak beraturan. Proses ini menyebabkan kenaikan tekanan yang sangat besar.

c. Tahap ketiga

Pada tahap ini terjadi apa yang disebut *Controlled Combustion* seperti diindikasikan oleh area C-D pada Gambar 2.2, dimana bahan bakar segera terbakar setelah diinjeksikan. Hal ini disebabkan nyala pembakaran yang terjadi pada periode sebelumnya bergerak bersama menuju droplet-droplet yang baru diinjeksikan. Pembakaran dapat dikontrol dengan sejumlah bahan bakar yang diinjeksikan pada periode ini. Periode ini berakhir setelah injektor berhenti menginjeksikan bahan bakar ke ruang bakar.

d. Tahap keempat

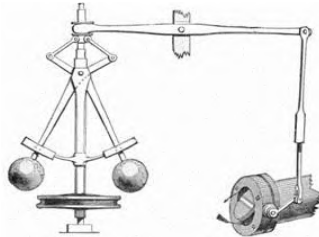
Meskipun pada tahap ketiga telah selesai proses injeksi bahan bakar, kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar seluruhnya. Dalam hal ini nyala pembakaran terus berkembang membakar bahan bakar yang tersisa pada ruang bakar. Periode ini disebut juga *afterburning* yang diindikasikan oleh area setelah titik D pada Gambar 2.2. Apabila kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar sementara piston telah bergerak dari Titik Mati Bawah (TMB) ke Titik Mati Atas (TMA) untuk melakukan langkah buang, maka sisa-sisa bahan bakar tersebut akan ikut keluar bersama gas buang sebagai *unburnt fuel*.

2.3.3. 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 [2].

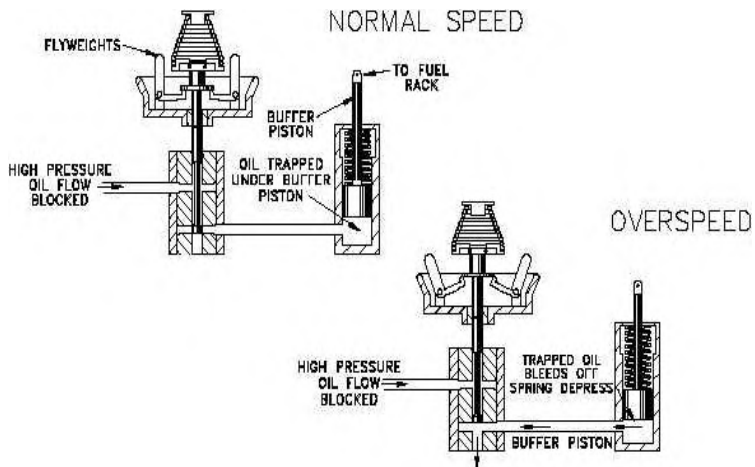
Contoh umum dari mekanisme *governor* adalah *governor* sentrifugal atau dikenal sebagai *watt governor* atau *fly-ball governor*, ditunjukkan pada gambar 2.3. *Governor* jenis ini menggunakan bandul yang dipasang pada lengan yang berpegas. Pada saat putaran tinggi (*over speed*) maka gaya sentrifugal ($F_s = m\omega^2 r$) akan bekerja pada bandul bola sehingga lengan dalam posisi lebih 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*. Sejarahnya 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. Antara tahun 1755-1800 insinyur Scotlandia

James Watt bekerja sama dengan industrialis Matthew Boulton memproduksi jenis *governor* ini untuk 500 mesin.



Gambar 2. 3 Governor Sentrifugal [2]

Sistem pengendalian dengan *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 2.4 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 hidrolik ke *piston* hidrolik (*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*.



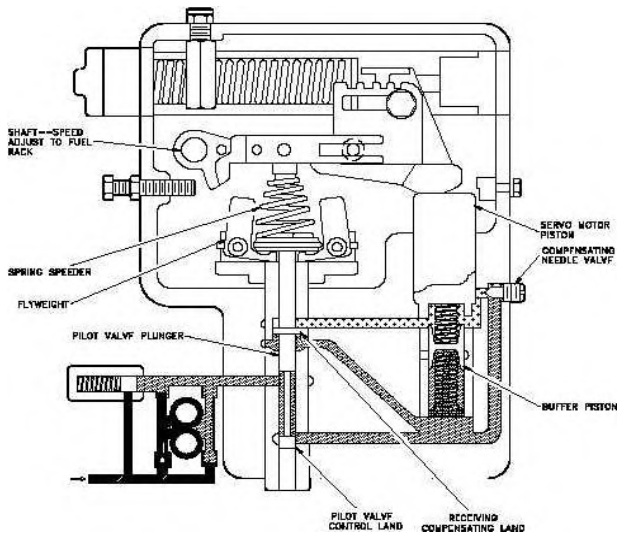
Gambar 2.4 Skema Kerja Governor Mekanisme-Hidraulik [2]

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 detail 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 plunyer 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 2.5 Sistem Pengendalian Governor Tipe Mekanis-Hidraulis [2]

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.

2.3.4. Unjuk Kerja Mesin Diesel

Karakteristik operasi dan unjuk kerja dari mesin diesel biasanya berhubungan dengan [9]:

1. Daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Untuk pengukuran digunakan peralatan yang dinamakan *dynamometer* sehingga didapatkan torsi. 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 (Ne). Hubungan tersebut dinyatakan dengan rumus [3] :

$$Ne = \frac{V \times I \times \cos\phi}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} \text{ (Watt)} \quad (2.10)$$

Dimana :

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

2. Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi adalah hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan N.m (SI) atau *ft.lb* (British). Dalam prakteknya, torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu berkendara. Momen torsi dihitung dengan persamaan seperti berikut :

$$Mt = \frac{60 \times Ne}{n} \text{ (N.m)} \quad (2.11)$$

Dimana:

- Mt : Torsi (N.m)
- Ne : Daya (Watt)
- n : Putaran mesin (rpm)

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.

3. Tekanan Efektif Rata-Rata (*b MEP*)

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 diambil tekanan yang berharga 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.

Perumusan *b MEP* adalah :

$$b_{MEP} (kpa) = \frac{N_e (kw) \times z \times 10^3}{V (dm^3) \times n (rev / sec) \times t} \quad (2.12)$$

Dimana:

- N_e* : Daya poros mesin (*Watt*)
- V* : Volume silinder (*dm³*)
- I* : Jumlah silinder
- n* : Putaran mesin diesel (*rpm*)
- z* : 1 (mesin 2 langkah) atau 2 (mesin 4 langkah)

4. *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 :

$$\dot{m}_{bb} = \frac{3600 \times m_{bb}}{s} \left(\frac{kg}{watt.jam} \right) \quad (2.13)$$

Sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah:

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{Ne} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right) \quad (2.14)$$

Untuk penggunaan dua bahan bakar yaitu gas CNG – solar. Besar pemakaian bahan bakar spesifiknya yaitu :

$$SFC_{dual} = \frac{3600(m_{CNG} + m_{solar})}{Ne} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right) \quad (2.15)$$

Dimana :

- \dot{m}_{bb} : Massa bahan bakar yang dikonsumsi mesin (kg)
- \dot{m}_{CNG} : Pemakaian bahan bakar gas per jam (kg/sekon)
- \dot{m}_{solar} : Pemakaian bahan bakar minyak solar per jam (kg/sekon)
- S : Waktu konsumsi bahan bakar (s)

5. Efisiensi termal (η_{th})

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

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flow rate bahan bakar} \times \text{Nilai kalor bawah bahan bakar}} \times 100\% \quad (2.16)$$

Untuk sistem *single fuel* dapat ditulis :

$$\eta_{th} = \left(\frac{Ne}{\dot{m}_{solar} \times Q_{solar}} \right) \times 100\% \quad (2.17)$$

Untuk efisiensi termal mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi gas CNG – minyak solar, persamaannya adalah :

$$\eta_{th} = \left(\frac{Ne}{(\dot{m}_{solar} \times Q_{solar} + \dot{m}_{CNG} \times Q_{CNG})} \right) \times 100\% \quad (2.18)$$

Dimana Q adalah nilai kalor bawah (*low heat value, LHV*) atau panas pembakaran bahan bakar [kkal/kg bahan bakar].

Nilai kalor adalah jumlah energy panas maksimum yang dibebaskan oleh suatu bahan bakar melalui reaksi pembakaran sempurna per satuan massa atau volume bahan bakar. Nilai kalor bawah (NKB) atau low heat value (*LHV*) dapat dinyatakan dengan rumus empiris (untuk bahan bakar diesel) sebagai berikut:

$$LHV = [16280 + 60(API)] \text{ Btu/lb}$$

Dimana : 1 Btu/lb = 2.326 kJ/kg

$$1 \text{ kJ/kg} = \left[\frac{1}{4187} \right] \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

API Gravity adalah suatu pernyataan yang menyatakan densitas dari suatu material. *API Gravity* diukur pada temperature minyak bumi 60°F. Harga *API Gravity* dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$API = \left(\frac{141,5}{SG \text{ pada } 60^{\circ}} \right) - 131,5 \quad (2.19)$$

Dimana *specific gravity* untuk bahan bakar mesin diesel adalah 0,87.

6. Efisiensi Volumetris (*volumetric efficiency*).

Didefinisikan sebagai rasio dari volume udara yang masuk ke silinder dibagi dengan volume silinder yang tersedia. Perumusan yang di gunakan adalah :

$$\eta_{volumetris} = \frac{2\dot{m}_{udara}}{\rho_{a,i}V_d N} \quad (2.20)$$

Dimana:

- η_v : efisiensi volumetris
- v_i : volume udara yang masuk kedalam silinder
- v_s : volume silinder yang tersedia
- \dot{m}_a : volume flow rate udara
- $\rho_{a,i}$: massa jenis udara (kg/m³)

V_d : volume silinder (m^3)

N : putaran *engine* (rps)

Efisiensi volumetris sebuah *engine* dipengaruhi oleh beberapa variabel diantaranya rasio kompresi, waktu buka-tutup katup, desain pemasukan dan *port*, kadar campuran bahan-bakar dengan udara, panas laten dari penguapan bahan bakar, pemanasan udara masuk, tekanan di silinder dan kondisi atmosfer.

2.4. Dual-Fuel Engine

Dual fuel engine merupakan mesin yang memiliki dua sistem penyuplai bahan bakar yang berbeda. *Dual fuel engine* telah banyak beredar di pasaran yang diaplikasikan pada mesin diesel. Umumnya yang banyak dijumpai adalah sistem dengan bahan bakar *Compressed Natural Gas* (CNG)-minyak solar [2].

2.4.1. Prinsip Kerja Dual-Fuel Engine

Dalam sistem ini bahan bakar gas disebut sebagai bahan bakar primer dan bahan bakar minyak solar disebut sebagai bahan bakar sekunder yang bertindak sebagai *pilot fuel*[12].

Pada sistem bahan bakar tunggal, 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 akan masuk bersamaan dengan sejumlah bahan bakar gas. Mekanisme pencampuran udara dan bahan bakar gas tersebut dapat terjadi di dalam *mixer/blender* yang berbentuk 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 isap 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 minyak solar. Oleh sebab itu dibutuhkan sejumlah bahan bakar minyak solar 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 minyak solar ke dalam ruang bakar mempertahankan sistem yang asli dari mesin diesel tersebut.

2.4.2. Keuntungan dan Kerugian dari *Dual-Fuel System*

Pada dasarnya mesin diesel yang menggunakan sistem *dual fuel* memiliki keuntungan dan kerugian. Beberapa keuntungan yang mungkin terjadi adalah:

1. Kemudahan men-*start* mesin, karena pada saat *start* hanya minyak solar yang digunakan sebagai bahan bakar.
2. Kemungkinan untuk mengurangi gas emisi yang berbahaya karena bahan bakar utama/primer (LNG, CNG, *syngas*, dll) sangat mudah bercampur dengan udara, selama langkah isap dan kompresi, membentuk campuran bahan bakar gas-udara yang homogen yang mana menguntungkan apabila dilihat dari sudut pandang komposisi gas buang,
3. Tanpa harus melakukan perubahan yang mendasar pada mesin diesel untuk melengkapi sistem *dual fuel*. Hanya dengan menambahkannya pada saluran isap.
4. Semakin tinggi rasio kompresi, semakin baik efisiensinya.
5. Apabila ada masalah dengan suplai gas, maka secara otomatis bahan bakar yang digunakan adalah minyak solar. Sehingga mesin diesel tetap bisa beroperasi.

Sementara kerugian yang mungkin terjadi antara lain, adalah:

1. Masih memerlukan minyak solar sebagai *pilot fuel* untuk memulai pembakaran, karena bahan bakar gas seperti gas CNG dan *syngas* memiliki temperatur nyala sendiri yang lebih tinggi.

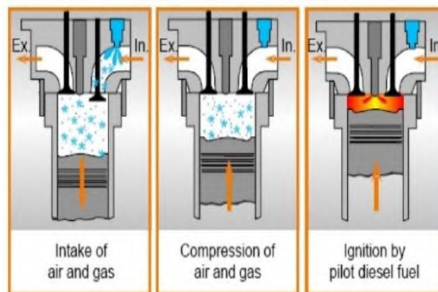
2. Kemungkinan bahwa pembakaran yang tidak terkontrol dari campuran udara-bahan bakar gas di akhir langkah kompresi, khususnya pada beban tinggi, ketika campuran yang ditekan menjadi lebih kaya. Satu cara yang dapat dilakukan untuk mengatasi fenomena ini adalah mengurangi campuran udara-bahan bakar gas.
3. Kemungkinan terjadi *knocking* atau ketukan saat terjadi pembakaran bahan bakar gas-udara, setelah bagian *pilot fuel* terbakar. Cara untuk mencegah fenomena ini adalah dengan memasang sensor *knocking* dan menunda injeksi dari *pilot fuel*.

2.4.3. Teknologi Sistem *Dual-Fuel* Pada Mesin Diesel Saat ini

Teknologi system *dual fuel* yang telah digunakan dan dikembangkan pada mesin diesel saat ini terdiri dari 3 tipe [2], yaitu

1. *Low Pressure Injected Gas (LPIG)*

Model ini bekerja dengan melakukan injeksi gas pada saluran isap mesin bakar. Proses dilakukan pada tekanan yang cukup rendah, biasanya lebih kecil dari 50 *psi*. Sebagaimana halnya mesin diesel yang menggunakan *turbocharger*, maka tekanan injeksi dari gas harus lebih besar dari tekanan keluaran kompresor *turbocharger* (*Boost Pressure*). Untuk mesin diesel yang memiliki lebih dari satu silinder ruang bakar, maka dibutuhkan *gas injector* sebanyak silinder ruang bakar yang dimilikinya.



Gambar 2.6 Model Sistem Low Pressure Injected Gas [14]

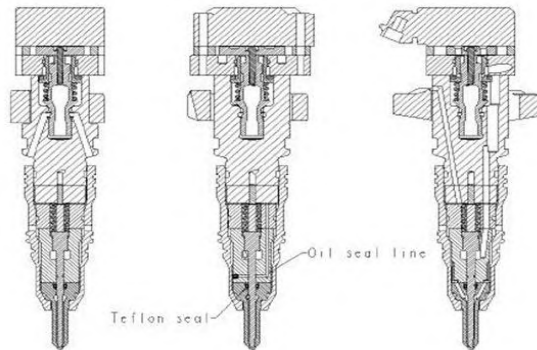
Berdasarkan Gambar 2.6, terlihat bahwa fungsi *gas nozzle* hanyalah sebagai katup untuk buka tutup aliran gas menuju ruang bakar yang ritmenya diatur berdasarkan *timing* saat katup isap terbuka. Oleh sebab itu tekanan gas tersebut tidaklah besar.

Keuntungan dari pemakaian sistem ini adalah mengurangi potensi gas terbuang karena gas hanya disuplai pada saat katup *intake* terbuka, dan sistem ini tidak lebih mahal dibandingkan model *High Pressure Injected Gas*.

Kekurangan dari pemakaian sistem ini adalah sampai sekarang model ini hanya cocok digunakan pada mesin diesel dengan putaran rendah. Oleh sebab itu sistem ini digunakan pada aplikasi penggerak kapal dan pemutar generator listrik skala besar.

2. *High Pressure Injected Gas (HPIG)*

Sistem ini bekerja dengan menyediakan gas langsung ke ruang bakar dengan tekanan yang sangat tinggi sekitar 3000 *psi*. Tekanan yang tinggi ini dibutuhkan karena gas tersebut diinjeksikan pada saat piston telah mencapai akhir dari langkah kompresi dan bahan bakar diesel telah diinjeksikan untuk memulai pembakaran dimana tekanan dalam ruang bakar menjadi sangat tinggi. Tentunya sistem ini membutuhkan biaya yang sangat besar, karena harus menyediakan injektor untuk tekanan tinggi untuk suplai bahan bakar gas, kompresor bertekanan tinggi dan pipa-pipa khusus untuk suplai bahan bakar gas yang tahan terhadap tekanan tinggi.



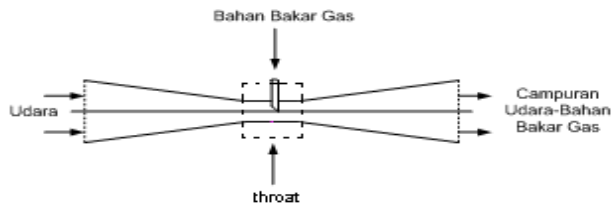
Gambar 2.7 Tampak Potong Mesin Diesel yang Menggunakan *High Pressure Injected*

Keuntungan memakai sistem ini adalah bahan bakar gas hanya diinjeksikan setelah katup buang tertutup sehingga mencegah terbuangnya sebagian bahan bakar gas bersamaan dengan gas buang hasil pembakaran. Kerugian yang dari pemakaian sistem ini antara lain selain alat membutuhkan biaya yang lebih mahal adalah apabila suplai gas terputus dan mesin diesel berjalan dengan 100% bahan bakar diesel terus menerus maka akan terjadi kerusakan pada *mechanical valve* yang menggunakan model *cam actuated gas valve*. Karena itu diperlukan desain khusus pada *mechanical valve* yang memungkinkan masuknya oli pelumas pada *mechanical valve* saat suplai bahan bakar gas terhenti. Selain itu kekurangan dari model ini adalah diperlukannya modifikasi pada kepala silinder mesin diesel untuk menempatkan injektor gas.

3. *Combustion Air Gas Integration*

Model ini bekerja dengan mencampur udara-bahan bakar gas sebelum memasuki saluran isap atau sebelum memasuki kompresor *turbocharger* apabila mesin diesel yang digunakan adalah *turbocharged system*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan diperkirakan sama dengan tekanan udara luar/sekitar, bahkan untuk menjaga tidak terjadi kebocoran gas saat mesin

diesel tidak beroperasi maka tekanan keluaran *gas pressure regulator* diatur sedikit lebih rendah dari tekanan udara sekitar. Sistem pencampuran dilakukan dengan alat yang dinamakan *mixer* yang diletakkan pada saluran isap mesin diesel. *Mixer* tersebut berbentuk venturi seperti terlihat pada gambar 2.5, dan mekanismenya dengan memanfaatkan beda tekanan antara gas keluaran *pressure regulator* dan area dari leher venturi. Area leher venturi memiliki tekanan yang paling rendah, sehingga memungkinkan gas keluaran *pressure regulator* masuk ke dalam *mixer* tersebut.



Gambar 2.8 Skema Percampuran Gas – udara dengan Mekanisme Venturi [2]

Luas penampang sisi masuk udara pada venturi sama dengan pipa saluran udara dan tekanan udara di titik 1 pada *control volume* diketahui dalam perencanaan *mixer*. Sementara pada leher venturi tekanan udara yang terjadi saat mesin beroperasi bernilai tertentu di bawah tekanan gas minimal yang keluar dari *pressure regulator valve*. *Mixing jet* dipakai untuk mencegah akumulasi gas pada saluran isap sehingga tidak ada udara masuk ke dalam ruang bakar. Dengan teknologi mikroprosesor, sensor, dan actuator, maka sistem ini dapat dijalankan dengan respon dan kepresisian sesuai dengan yang dibutuhkan tetapi dengan biaya yang ekonomis. Keuntungan dari pemakaian sistem seperti ini antara lain murah secara ekonomis dibandingkan kedua sistem sebelumnya karena tidak menggunakan injektor maupun pompa bertekanan tinggi, tidak

membutuhkan model yang rumit sehingga apabila suplai gas habis atau tersendat sistem akan langsung bekerja dengan 100% bahan bakar diesel. Sementara kerugian dari sistem ini adalah adanya kemungkinan gas sebagian keluar bersama gas buang pada saat katup isap dan buang terbuka bersamaan.

2.4.4. Sensor Utama Mesin Diesel *Dual Fuel*

Adapun fungsi dari sensor-sensor tersebut adalah sebagai berikut:

1. *Crankshaf Sensor (RPM Sensor)*

Crankshaft sensor merupakan sensor yang berfungsi untuk mendeteksi kecepatan poros engkol pada mesin melalui *fly wheel*. Sensor ini dilengkapi dengan magnet permanen yang digunakan untuk membangkitkan tegangan listrik ketika terjadi pemutusan *flux electromagnetic* oleh putaran *fly wheel*. Kemudian tegangan yang terbangkitkan dikirim ke *electronic control unit (ECU)* sebagai presesor. ECU memberikan *signal* kepada injektor CNG untuk membuka dan menutup *supply* bahan bakar gas CNG masuk ke ruang bakar melalui *intake manifold*. Sedangkan pada *fly wheel* menggunakan *single pick-up coil* yang digunakan untuk pembacaan posisi *piston* oleh *crankshaft sensor*. Posisi pemasangan *single pick-up coil* pada 0° titik mati atas (TMA).

2. *Engine Coolant Temperature Sensor (ECT)*

ECT sensor akan merespon perubahan temperatur pendinginan mesin. Sensor ini biasanya terletak di bagian pendinginan mesin dan terhubung pada ECU.

2.4.5. *Converter Kit*

Converter Kit merupakan perangkat tambahan yang digunakan untuk memasukkan bahan bakar CNG ke ruang bakar. *Converter Kit* sistem injeksi bahan bakar gas CNG terdiri dari beberapa komponen yang bekerja secara terintegrasi sehingga bahan bakar gas CNG dapat masuk ke ruang bakar dengan baik. Adapun komponen-komponen tersebut berupa: CNG *tank storage*, CNG *pipe*, *fitting valve*, CNG *solenoid valve*, *pressure*

reducer, CNG injector, temperature sensor, electronic control unit (ECU) dan wiring.

2.5. 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 [17].

2.6. Pengaruh Durasi Injeksi terhadap Performa Mesin

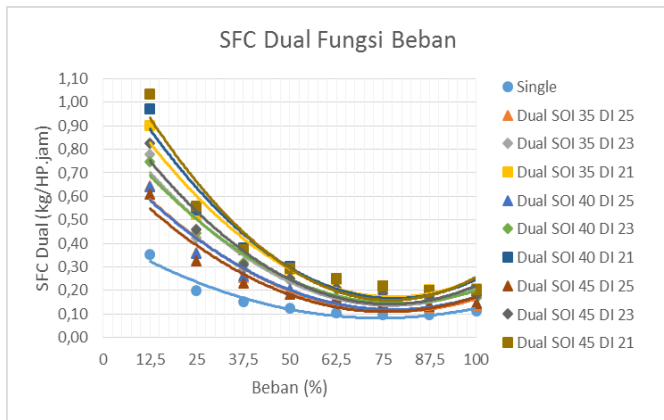
Durasi injeksi (*duration of injection*) adalah suatu proses lamanya injektor menginjeksikan bahan bakar ke dalam ruang bakar pada setiap silinder. Lamanya durasi injeksi menentukan jumlah bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar dan pada bahan bakar gas (CNG) yang mempunyai nilai *density* yang rendah, maka perlu dilakukan pengaturan durasi injeksi dari keadaan standarnya. Hal ini dapat meningkatkan performa mesin yang lebih optimal dibandingkan saat menggunakan pengaturan standar gas CNG

2.7. Penelitian Terdahulu

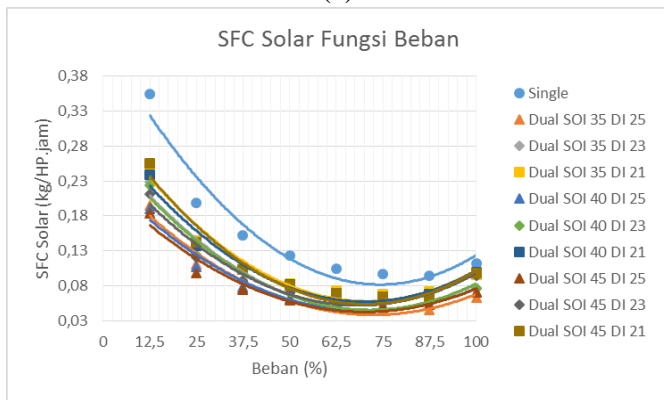
1. Penelitian yang dilakukan oleh Ahmad Arif [3]

Ahmad Arif, melakukan penelitian pada mesin diesel Diamond DI 800 dengan sistem *dual fuel* solar-CNG tipe LPIG dengan pengaturan *start of injection* dan durasi injeksi. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui performa engine diesel dengan sistem *dual fuel* solar – CNG tipe LPIG dengan *start of injection*

CNG, dimana variasi sudut *injeksi* gas CNG 35°, 40°, dan 45° dengan kombinasi durasi *injection* 21, 23, dan 25. Sistem pemasukan gas CNG menggunakan *injector* yang diletakkan pada *intake* manifold mesin diesel. Hasil yang di dapat pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.6 (a) dan (b). Pada grafik SFC *dual fuel* Semakin bertambahnya beban, grafik SFC akan semakin turun sampai mencapai beban 75% dan nilai SFC mencapai nilai minimum. Nilai SFC akan mengalami peningkatan ketika beban di tambah menjadi 87,5-100%. Nilai SFC terendah terjadi pada penggunaan bahan bakar *dual fuel* dengan *start of injection* 45° ATDC dan durasi injeksi 25 ms yaitu naik sebesar 55,64% dibandingkan menggunakan bahan bakar *single fuel*. Hal ini di sebabkan besar laju aliran massa gas CNG proposional dengan laju aliran udara dan bahan bakar solar yang masuk ke dalam ruang bakar sehingga menghasilkan pembakaran yang sempurna. Kondisi AFR dalam pengujian mesin putaran stasioner memang selalu berubah berdasarkan beban yang di berikan. Namun tidak setiap nilai AFR dapat menghasilkan pembakaran yang optimal. Pada beban kecil, AFR yang terbentuk adalah campuran yang lebih miskin sehingga untuk menghasilkan daya efektif sebesar 1 hp selama 1 jam dibutuhkan lebih banyak campuran bahan bakar. Semakin besar beban maka AFR akan bergeser ke arah campuran yang lebih kaya, namun belum tentu setiap campuran yang kaya mampu menghasilkan daya efektif sebesar 1 hp. Pada grafik tersebut terlihat bahwa jumlah SFC minyak solar yang terkecil terjadi pada *start of injection* 45° ATDC dengan durasi injeksi 25 ms, yaitu naik sebesar 52,17% dibandingkan dengan menggunakan bahan bakar *single fuel*.



(a)



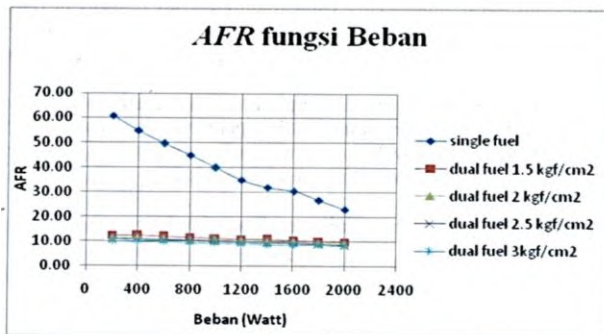
(b)

Gambar 2.9 (a) Grafik SFC *dual fuel* (b) Grafik SFC *Single fuel*

2. Penelitian oleh Santoso [4]

Pada penelitian yang di lakukan oleh santoso adalah sistem *dual fuel* dengan bahan bakar solar dan biogas hasil gasifikasi dari kotoran sapi dengan metode pemasukan biogas menggunakan *mixer* venturi. Variasi beban yang di berikan

adalah 200 Watt sampai 2400 Watt dengan tekanan biogas yang masuk ke ruang bakar melewati saluran hisap adalah sekitar 1,5 kgf/cm², 2 kgf/cm², 2,5 kgf/cm², dan 3 kgf/cm². Dapat dilihat dari grafik hasil penelitian sistem *dual fuel* AFR berkisar 9 hingga 19 dan solar tersubstitusi mencapai 76,42%. Fenomena ini terjadi karena udara yang masuk ke dalam ruang bakar sangat sedikit di bandingkan biogas yang masuk walaupun pasokan udara sudah menggunakan *blower*.



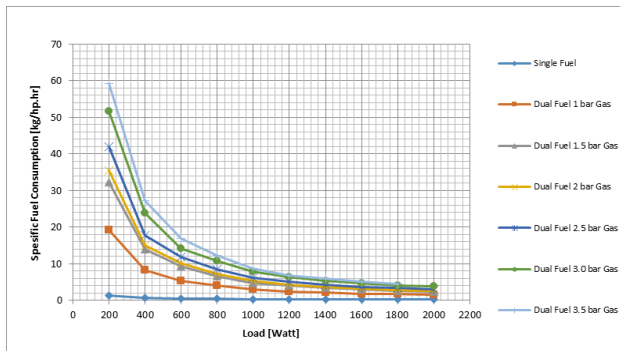
Gambar 2.10 Grafik AFR fungsi beban

Pada kondisi *single fuel* nilai AFR berkisar 26 hingga 76 dikarenakan udara yang masuk kedalam ruang bakar tidak terhambat oleh gas yang masuk, sehingga kondisi *single fuel* sudah memenuhi syarat AFR operasional mesin diesel sedangkan kondisi *dual fuel* belum memenuhi syarat AFR karena syarat idealnya AFR mesin diesel standart adalah $18 \leq AFR \leq 80$. Jadi, semakin bertambahnya beban listrik jumlah bahan bakar juga bertambah untuk menghasilkan daya yang besar, jika hal seperti ini tidak diimbangi dengan penambahan suplai udara maka nilai AFR akan menurun.

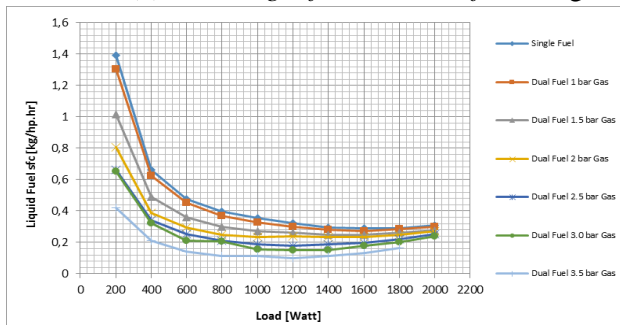
3. Penelitian oleh Jefri [5]

Pada penelitian yang dilakukan oleh Jefri adalah sistem *dual fuel* dengan menggunakan gas hasil gasifikasi sekam padi dan minyak solar dengan metode pemasukan gas menggunakan *mixer*. Variasi beban yang diberikan 200 Watt sampai 2200 Watt.

Hasil penelitian yang dilakukan Jefri adalah Pada tekanan 3,8 bar adalah kondisi maksimum dengan nilai SFC dan presentasi minyak solar paling besar dimana engine tidak mati pada beban listrik nol. Dapat dilihat pada gambar 2.12 (a) Pada tekanan 2,5 bar adalah kondisi beban listrik maksimum 2000 Watt dapat tercapai tanpa mesin mati. Setiap penambahan syngas akan membuat besar SFC semakin besar. Hal seperti ini disebabkan aliran massa syngas semakin besar, bila beban listrik 200 Watt maka besar SFC pada *dual fuel* 1 bar gas sebesar 20,005 kg/hp.hour naik sebesar 13,28% atau 13,28 kali dari kondisi *single fuel* sebesar 1,448 kg/hp.hour.



Gambar 2.11 (a) SFC *single fuel* dan *dua fuel* fungsi beban

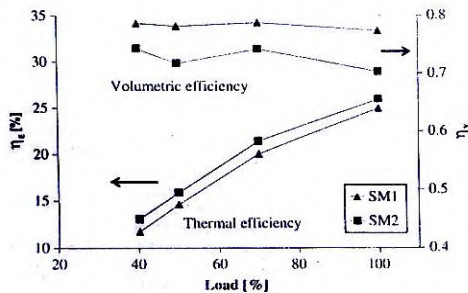


Gambar 2.12 (b) SFC minyak solar fungsi beban listrik

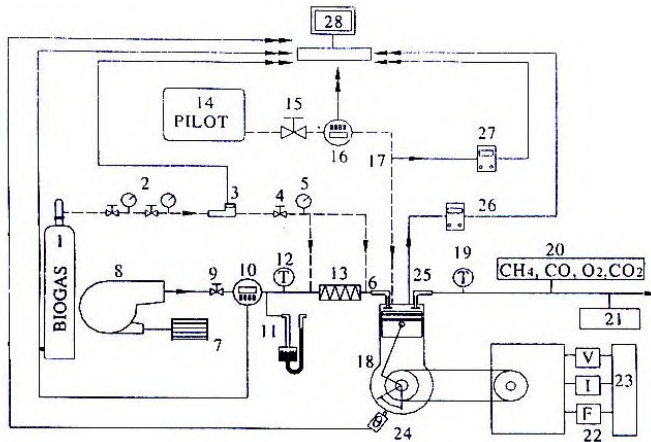
Pada gambar 2.12 (b) menunjukkan perbandingan konsumsi bahan bakar solar untuk *single fuel* pada saat *dual fuel* dioperasikan. Dari grafik terlihat konsumsi solar mengalami penurunan dengan adanya penambahan jumlah syngas yang masuk ke dalam ruang bakar, hal ini terjadi dikarenakan jumlah gas yang masuk dapat menggantikan minyak solar untuk mendapatkan daya yang dibutuhkan untuk mengatasi beban listrik. Grafik SFC tertinggi pada saat beban rendah dan mengalami penurunan dengan bertambahnya beban paling rendah rata-rata pada beban 80-90% kemudian SFC untuk solar naik kembali. Jadi setiap pengujian mesin putaran stasioner nilai AFR akan selalu berubah berdasarkan beban yang diberikan.

4. Penelitian oleh Bedoya [12]

Bedoya, I.D [10]., mengadopsi model *combustion air gas integration*, dengan melakukan dua jenis percobaan dual fuel biogas sebagai bahan bakar utama dan biosolar sebagai bahan bakar pilot dengan variasi beban 40%, 50%, 70%, dan 100%. Percobaan pertama sistem *dual fuel* dengan natural aspirasi (SM 1) serta sistem pencampuran bahan bakar gas dan udara dengan *T mixer*. Percobaan ke dua sistem *dual fuel* dengan *supercharger* sebagai penyuplai udara serta pencampuran udara dan bahan bakar gas di lakukan dengan *mixer* khusus (*kenic mixer*). Hasil yang diperoleh dari percobaan Bedoya, I.D., adalah:



Gambar 2.13 Grafik hasil percobaan Bedoya



Gambar 2.14 Skema penelitian Bedoya

2.8. AFR

Air Fuel Ratio adalah perbandingan antara udara dan bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar. Secara umum perhitungan *AFR* adalah sebagai berikut :

$$AFR = \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{bahan bakar}}} \quad (2.21)$$

Untuk mesin diesel standar *AFR* dengan kondisi normal adalah $18 \leq A / F \leq 70$ ($0.014 \leq F / A \leq 0,056$)[9]. Pada sistem *dual fuel* nilai *AFR* tidak memenuhi syarat dikarenakan campuran udara, gas CNG dan minyak solar yang masuk kedalam ruang bakar tidak sesuai dengan kondisi normal sehingga performa mesin menjadi turun, dan nilai *AFR* juga turun. Untuk mengatasi nilai *AFR* yang mengalami penurunan pada sistem *dual fuel* yaitu dengan memvariasikan sudut penyemprotan gas CNG yang di majukan dan juga dapat langsung di semprotkan ke dalam ruang bakar. Nilai *AFR* akan mengalami penurunan atau peningkatan ketika dihitung dengan perumusan sebagai berikut :

Perhitungan AFR sistem *single fuel*

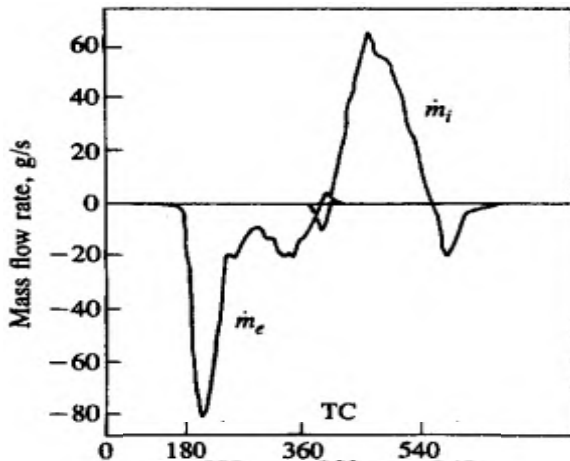
$$AFR_{single\ fuel} = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{single\ fuel}} \quad (2.22)$$

Perhitungan AFR sistem *dual fuel*

$$AFR_{dual\ fuel} = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{solar} + \dot{m}_{gas\ CNG}} \quad (2.23)$$

2.8.1. Profil Induksi Udara Masuk Menurut Heywood

Variasi \dot{m}_{udara} pada proses hisap (*intake*) udara dapat masuk ke dalam ruang bakar di karenakan perbandingan tekanan antara ruang bakar dan tekanan udara sekitar. \dot{m}_{udara} berpengaruh terhadap rpm mesin semakin tinggi rpm semakin banyak udara yang masuk dan juga sebaliknya. Di bawah ini merupakan gambar yang menunjukkan profil *mass flowrate* udara masuk ke ruang bakar (\dot{m}_i) pada langkah hisap dan udara exhaust pada langkah buang (\dot{m}_e). Grafik ini dihasilkan pada pengoperasian mesin empat langkah penyalaan busi pijar, pada putaran konstan 1500 rpm, *throttle* terbuka total. Pada grafik dapat dilihat bahwa daya hisap maksimal / induksi maksimal terjadi pada nilai tengah antara $360^\circ - 540^\circ$ CA, kemudian terjadi penurunan sampai nilai nol (0) pada beberapa derajat sebelum 540° CA atau mendekati akhir langkah hisap.

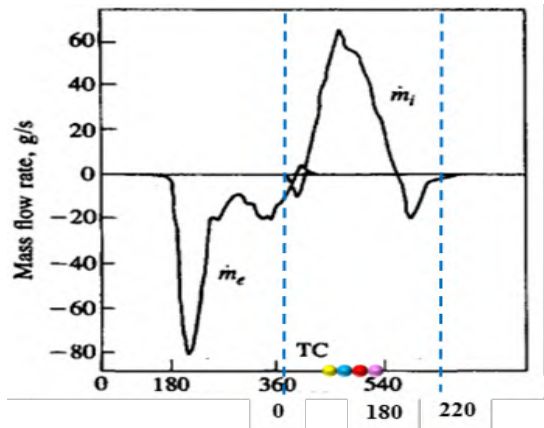


Gambar 2.15 Grafik mass Flow Rate Udara Masuk dan Exhaust Terhadap Crank angle.[9]

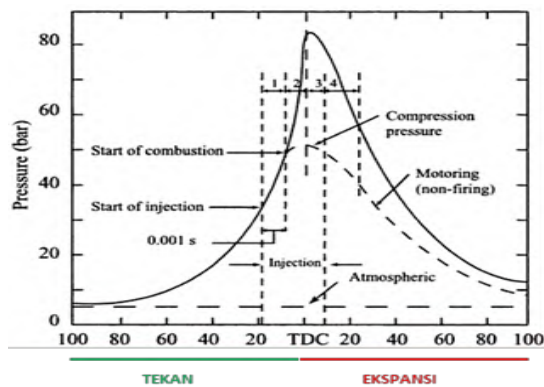
2.8.2. Metoda Start Of Injection Terhadap Profil Induksi Udara Dibandingkan Tekanan Silinder.

Berdasarkan atas beberapa penelitian terdahulu serta dasar pustaka, dapat disimpulkan bahwa pada pengoperasian mesin *diesel dual - fuel* nilai perbandingan udara dan bahan bakar akan menjadi semakin kecil atau miskin. Oleh karena itu perlu dilakukan pengaturan pasokan bahan bakar gas untuk mengatasi permasalahan tersebut, yaitu: dengan melakukan pengaturan *start of injection* gas CNG yang dimajukan dengan *range* $5^\circ - 80^\circ$ (ATDC), durasi injeksi gas CNG yang tetap dan tekanan gas CNG yang lebih tinggi. Harapan dari eksperimen ini, adalah: mendapatkan nilai campuran udara dan bahan bakar yang lebih tinggi dan masuk ke dalam *range* ideal untuk pembakaran pada *compression ignition* (CI) engine, meningkatkan pasokan gas CNG masuk lebih tinggi sehingga dapat meningkatkan nilai substitusi bahan bakar minyak solar dengan gas CNG dari

penelitian terdahulu, pasokan udara tidak banyak terikat oleh gas CNG sehingga proses oksidasi minyak solar akan sempurna.



Gambar 2.16 Titik *Start of injeksi* Pada Grafik Langkah Hisap.



Gambar 2. 4 Grafik Tekanan Terhadap Derajat *Crank Angle*

BAB III METODOLOGI PERCOBAAN

3.1. Metode Penelitian

Penelitian ini menggunakan diesel *constant speed electrical dynamometer*. Pengujian ini dilakukan pada mesin diesel Diamond DI 800 *generator set* dengan poros utama yang terkopel langsung dengan *electrical dynamometer*. Mesin diesel ini sudah dimodifikasi menjadi *dual-fuel*, yaitu menggunakan bahan bakar solar dan gas *CNG*. Proses modifikasi mesin dan pengujian ini dilakukan di *Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar*, Jurusan Teknik Mesin ITS Surabaya.

Pada penelitian ini dibagi menjadi 2 kelompok, yaitu:

1. Pengujian *single fuel* dengan menggunakan bahan bakar solar,
2. Pengujian *dual fuel* menggunakan bahan bakar kombinasi solar dan gas CNG

3.2. Alat Uji

Alat uji yang akan digunakan dalam penelitian ini antara lain sebagai berikut:



Gambar 3.1 Mesin Diesel DI 800

1. Mesin diesel 4 (empat) langkah dengan spesifikasi :
 - Merek : Diesel Diamond
 - Type : DI 800
 - Model : 1 Silinder Diesel 4 Langkah
 - Bore dan Stroke : 82 mm x 78 mm

- Displacement : 411 cc
- Max Power : 8 Hp (6 KW)/ 2400 rpm
- Continous Power : 7 HP (5,22 KW)/ 2200 rpm
- Compression Ratio : 18 : 1
- Cooling System : *Hopper / Condensor*
- Lube Capacity : 1,8 liter

2. Data Generator



Gambar 3.2 Generator Daiho

- Type : ST-6
- Volt – Ampere : 230 V – 26,1 A (AC)
- Max AC Output : 6 KW
- Frequency : 50 Hz
- Loading System : Electric Bulb System
- Electric Control : Volt, Amperemeter, Switch

3. *Pressure Reducer (Converter Kit)*

Pressure reducer yang digunakan adalah *pressure reducer adaptive* Tomasetto AT 12 tipe *sequential system* dengan sistem pemasukan bahan bakar gas secara injeksi yang memiliki spesifikasi sebagai berikut:

- *Model* : *CNG sequential reducer*
- *Material* : *Die-cast aluminium body,*
- *Weight* : 1,50 kg
- *Max. inlet pressure* : 26,00 MPa
- *1st stage pressure* : 0,50 MPa
- *Solenoid voltage* : 12V

- *Solenoid power dissipation* : 17W
- *Inlet connection Ø* : 6.0 mm M12x1
- *Outlet connection fitting Ø* : 13,5 mm
- *Flow rate* : 35 kg/h CH₄



Gambar 3.3 *Pressure Reducer Adaptive Tomasetto AT 12*
4. Injector gas CNG

Injektor CNG berfungsi untuk membuka dan menutup aliran bahan bakar CNG dari *pressure reducer* menuju ruang bakar melalui *intake manifold*. *Start of injection* dan durasi injeksi CNG pada injektor diatur menggunakan *ECU Programmable*. Injektor CNG yang digunakan pada penelitian ini adalah injektor CNG Valtek dengan spesifikasi sebagai berikut :

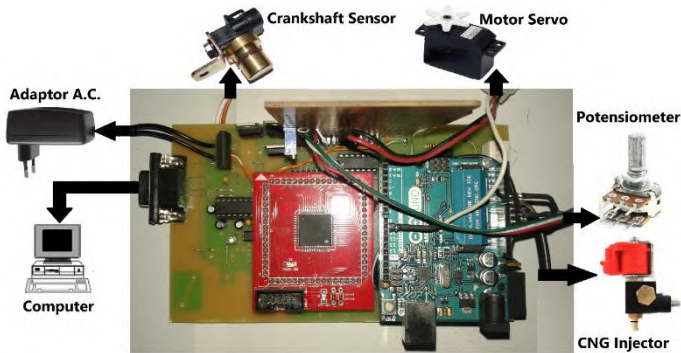
- *Type* : 304 CYL
- *Power of coil* : 40 -144 W
- *Coils resistance* : 3Ω (Ohm)
- *Maximum working pressure* : 0.45 MPa
- *Inlet nozzle diameter* : 12 mm
- *Approvals* : E4 67R 01, E4 110R
- *Piloting voltage of coil* : 12 D.C.
- *Dimensions* : 150 mm/80 mm/35 mm
- *Weight* : 0.6 kg



Gambar 3.4 Injektor Gas CNG Valtek

5. *Electronic Control Unit (ECU)*

ECU berfungsi sebagai penerima masukan data dari sensor sistem *dual fuel* dan mengontrol *start of injection* dan durasi injeksi bahan bakar CNG. ECU yang digunakan pada penelitian ini adalah *ECU Programmable* yang menggunakan *software VEMSTUNE* pada komputer yang telah dipasang program untuk *mapping start of injection* dan durasi injeksi bahan bakar CNG, seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.5.



Gambar 3.5 Skema ECU Programmable

3.3. Alat Ukur

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

1. Gelas Ukur



Gambar 3.6 Gelas Ukur yang Digunakan Dalam pengujian

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar minyak solar yang dikonsumsi oleh mesin diesel. Gelas ukur ini memiliki spesifikasi sebagai berikut :

- Kapasitas : 25 ml

2. Stopwatch



Gambar 3.7 Stopwatch

Alat ini digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan mesin diesel untuk mengkonsumsi bahan bakar minyak solar sebanyak 25 ml.

3. Amperemeter

Alat ini digunakan untuk mengukur arus listrik (I) yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik/*electrical dynamometer*.



Gambar 3.8 Amperemeter

4. Voltmeter

Alat ini digunakan untuk mengukur tegangan listrik (V) yang dibangkitkan oleh generator listrik dan tang disuplai ke beban.

5. Digital Termocouple

Alat ini digunakan untuk mengetahui besarnya temperature dengan cara menghubungkan sensor temperatur ke saklar digital termocouple.



Gambar 3.9 Termocouple Digital

6. Digital Tachometer

Alat ini digunakan untuk mengukur putaran mesin



Gambar 3.10 Tachometer infrared digital

7. Beban Lampu

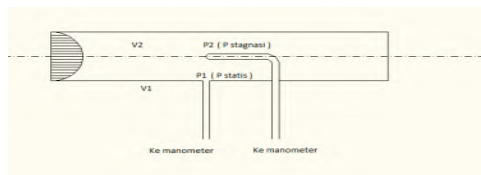
Beban lampu yang di gunakan terdiri atas lampu pijar sebanyak 8 buah dengan konsumsi daya masing-masing lampu sebesar 500 watt. Lampu-lampu tersebut disusun secara paralel dengan masing-masing lampu dilengkapi dengan tombol stop/kontak untuk pengaturan beban.



Gambar 3.11 Beban lampu

8. Pitot Static Tube dan Manometer V

Alat ini dipergunakan untuk mengukur jumlah udara masuk yang disuplai keruang bakar.



Stagnation Pressure
tube/ wall pressure

Static Pressure



Gambar 3.12 Konfigurasi Pitot Static Tube dan Inclined manometer

Pitotstatic tube dihubungkan dengan manometer untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada manometer yang nantinya akan digunakan untuk mengetahui *mass flowrate* udara yang masuk ke ruang bakar dengan menggunakan persamaan Bernoulli.

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad (3.1)$$

Dimana :

- P_2 : Tekanan stagnasi (pada titik 2) (Pa)
- P_1 : Tekanan statis (pada titik 1) (Pa)
- ρ : Massa jenis (kg/m^3)
- V_1 : Kecepatan di titik 1 (m/s)
- V_2 : Kecepatan di titik 2, kecepatan pada P stagnasi = 0 (m/s)

Dengan mengasumsikan $\Delta z = 0$ maka persamaan menjadi:

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_0}{\rho} - \frac{P}{\rho} \quad (3.2)$$

Untuk mencari kecepatan udara yang masuk ke dalam ruang bakar dari persamaan diatas menjadi:

$$V = \sqrt{\frac{2(P_0 - P) m}{\rho_{udara} s}} \quad (3.3)$$

Dimana:

$$P_0 - P = \rho_{red\ oil} \cdot g \cdot h$$

$$= (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil}) \cdot g \cdot h$$

$h = 2L \sin \theta$ dan L adalah perbedaan ketinggian cairan pada *manometer V* dengan $\theta = 15^\circ$, maka persamaan menjadi :

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG_{red\ oil} \times g \times 2L \sin \theta \cdot m}{\rho_{udara} s}} \quad (3.4)$$

Dimana:

- $SG_{red\ oil}$: Spesifik *gravityred oil* (0.804)
 ρ_{H_2O} : Massa jenis air (999 kg/m³)
 ρ_{udara} : Massa jenis udara (1.1768 kg/m³)
 L : Selisih ketinggian cairan pada *manometer* (m)
 Θ : Besar sudut yang digunakan pada *manometer V*

Kecepatan fluida yang diukur menggunakan *pitot static tub* merupakan kecepatan maksimal fluida yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata fluida tersebut digunakan perumusan sebagai berikut :

$$\bar{v}_{fluida} = f v v_{fluida} \text{ (m/s)} \quad (3.5)$$

Dimana:

- F : faktor koreksi
 \bar{v} : kecepatan rata-rata fluida (m/s)
 $v_{rata-rata}$: kecepatan maksimal fluida (m/s)

3.4. Prosedur Pengujian

Dalam pengujian nantinya, beban maksimum yang diambil 4000 Watt dengan pertimbangan daya mesin serta transmisi mekanis antara mesin diesel dan generator listrik. Tahapan-tahapan pengujian yang dilakukan adalah sebagai berikut:

3.4.1. Memodifikasi Mesin *Single Fuel* menjadi *DualFuel*

Sebelum melakukan pengujian pada mesin dengan tipe *dual fuel* maka perlu dilakukan modifikasi pada saluran *intake manifold* pada mesin tersebut. Adapun langkah kerja dalam pengerjaannya adalah sebagai berikut :

- a. Membuat lubang berdiameter 7 mm pada *intake manifold* dengan posisi kemiringan yang searah dengan aliran udara masuk.
- b. Memasang *outlet gas fitting* pada lubang yang telah dibuat (point a) di *intake manifold* dan *gas injector*.
- c. Menyambungkan *outlet gas fitting* yang terpasang pada c. *intake manifold* dengan *outlet gas fitting* yang terpasang

- pada *gas injector* menggunakan gas CNG *rubber hose* berukuran 4x10 mm.
- d. Melakukan instalasi injektor dan penyambungan *wiring*.
 - e. Melakukan instalasi *pressure reducer*, *pressure gauge*, *temperature sensor* dan gas CNG *rubber hose*.
 - f. Melakukan instalasi gas CNG *tank*.
 - g. Melakukan instalasi pipa gas CNG berdimensi 6x1 mm dari *outlet gas CNG tank* menuju *inlet pressure reducer*.
 - h. Instalasi *electrical wiring* dan *electronic control unit* (ECU).

3.4.2. Tahapan Pengujian

Dalam proses pelaksanaan eksperimen ini ada beberapa tahap yang dilakukan adalah sebagai berikut :

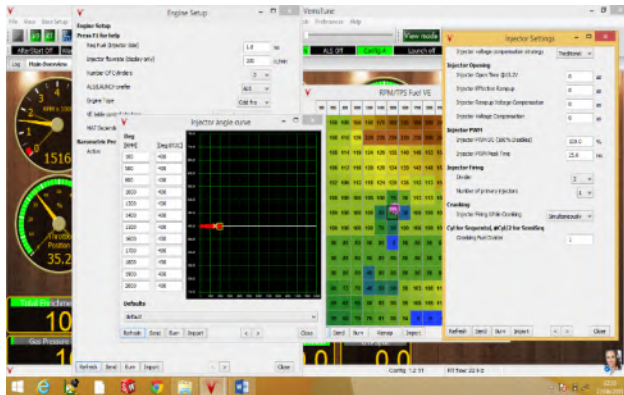
1. Persiapan Pengujian
Hal-hal yang diperlukan dalam persiapan pengujian ini adalah sebagai berikut:
 - a. Memeriksa kondisi kesiapan mesin yang meliputi kondisi fisik mesin, pelumas, sistem pendinginan, sistem bahan bakar dan kesiapan generator listrik.
 - b. Memeriksa kondisi system pembebanan, system kelistrikan dan sambungan-sambungan listrik yang ada.
 - c. Memeriksa kesiapan alat-alat ukur.
 - d. Mempersiapkan alat tulis dan table untuk pengambilan data.
2. Pengujian *Single Fuel* dengan Bahan Bakar Minyak Solar
Percobaan dilakukan dengan putaran mesin tetap (*stationary speed*) pada 2000 rpm dengan variasi beban listrik mulai dari 500 – 4000 Watt. Tahapannya adalah sebagai berikut:
 - a. Menghidupkan mesin diesel,
 - b. Melakukan pemanasan mesin diesel ± 20 menit pada putaran mesin 2000 rpm hingga temperature mesin mencapai temperatur operasi,
 - c. Mengatur pembebanan pada mesin diesel mulai 500 Watt

- d. sampai dengan 4000 Watt dengan interval kenaikan setiap 500 Watt dengan tetap menjaga putaran mesin sebesar 2000 rpm setiap pembebanan.
 - e. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti : waktu konsumsi solar setiap 25 ml, temperature oli pelumas, air pendingin, mesin dan gas buang, ΔL manometer udara (untuk mengetahui *mass flowrate* kebutuhan udara), Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
 - f. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka beban diturunkan secara bertahap hingga beban nol,
 - g. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama lebih kurang 5 menit,
 - h. Mesin dimatikan dan ditunggu kembali dingin.
3. Pengujian dengan Bahan Bakar Kombinasi gas CNG-Minyak Solar

Untuk pengujian dengan menggunakan bahan bakar *dual fuel*, putaran mesin juga tetap (*stationary speed*) pada 2000 rpm dan dengan variasi beban listrik mulai dari 500 Watt sampai 4000 Watt. *Start of injection* solar yang digunakan sesuai dengan standar mesin yaitu 340° BTDC. Pada pengujian *dual fuel* perlu dilakukan pengaturan *start of injection* dan tekanan bahan bakar gas CNG terlebih dahulu. Adapun langkah pengujiannya sebagai berikut:

- a. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin diesel, pembebanan, kelistrikan, dan sistem penyuplai bahan bakar solar dan gas CNG.
- b. Menghidupkan mesin diesel dengan menggunakan solar sebagai bahan bakar, tanpa memberikan beban dan membiarkannya hingga ± 20 menit.
- c. Mengatur tekanan gas CNG dengan cara mengatur tekanan keluar *pressure reducer* sebesar 1, 1,5, 2, dan 2,5 bar.

- d. Pengaturan *menu start of injection* berguna untuk mendapatkan derajat sudut awal injeksi bahan bakar gas CNG yang tepat pada setiap pembebanan mesin. Adapun besarnya variasi *start of injection* yang digunakan pada penelitian ini sebesar 5° , 30° , 55° dan 80° *Before top dead center* (BTDC).
- e. Pengaturan menu durasi injeksi berguna untuk mendapat derajat sudut durasi injeksi bahan bakar gas CNG yang tepat pada setiap pembebanan mesin. Adapun besarnya durasi injeksi yang digunakan pada penelitian ini adalah $11,6$ *milisecond* (ms). Tetapi durasi injeksi tidak di variasikan, melainkan tetap $11,6$ *milisecond* (ms).



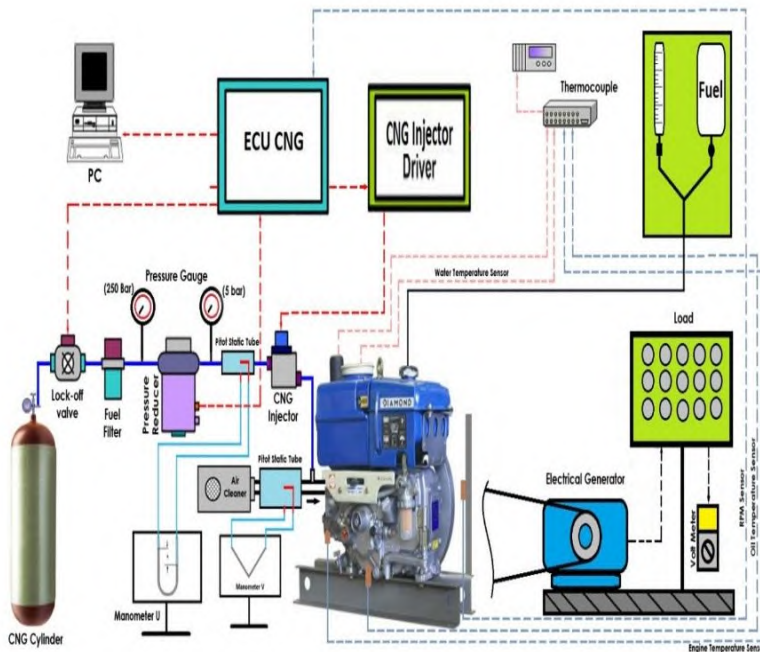
Gambar 3.13 Contoh pengaturan mapping *start of injection* (SOI) dan durasi injeksi (DI) bahan bakar gas CNG

- f. Mengatur pembebanan pada mesindiesel mulai 500 Watt sampai dengan 4000 Watt dengan interval kenaikan setiap 500 Watt dengan tetap menjaga putaran mesin sebesar 2000 rpm setiap pembebanan.
- g. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti waktu konsumsi solar setiap 25 ml, \dot{m}_{gasCNG} dan udara, temperatur (mesin, pelumas, air pendingin, gas buang), tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).

- h. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, kemudian beban listrik diturunkan secara bertahap sampai nol dan menonaktifkan sistem injeksi bahan bakar gas CNG yang masuk ke *intake manifold* sehingga tidak ada lagi suplai gas.
- i. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama ± 5 menit.
- j. Mengulangi langkah a sampai i dengan variasi *start of injection*, tetapi durasi injeksi tetap

3.5. Skema Pengujian

Dalam melakukan penelitian eksperimen perlu dilakukan pembuatan skema rancangan penelitian agar didapatkan urutan pengujian dengan tepat. Adapun skema penelitian dalam melakukan pengujian yang akan dilakukan adalah sebagai berikut:



Gambar 3.14 Skema Pengujian

3.6. Rancangan Eksperimen

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

Tabel 3. 1 *Parameter-Parameter Eksperimen*

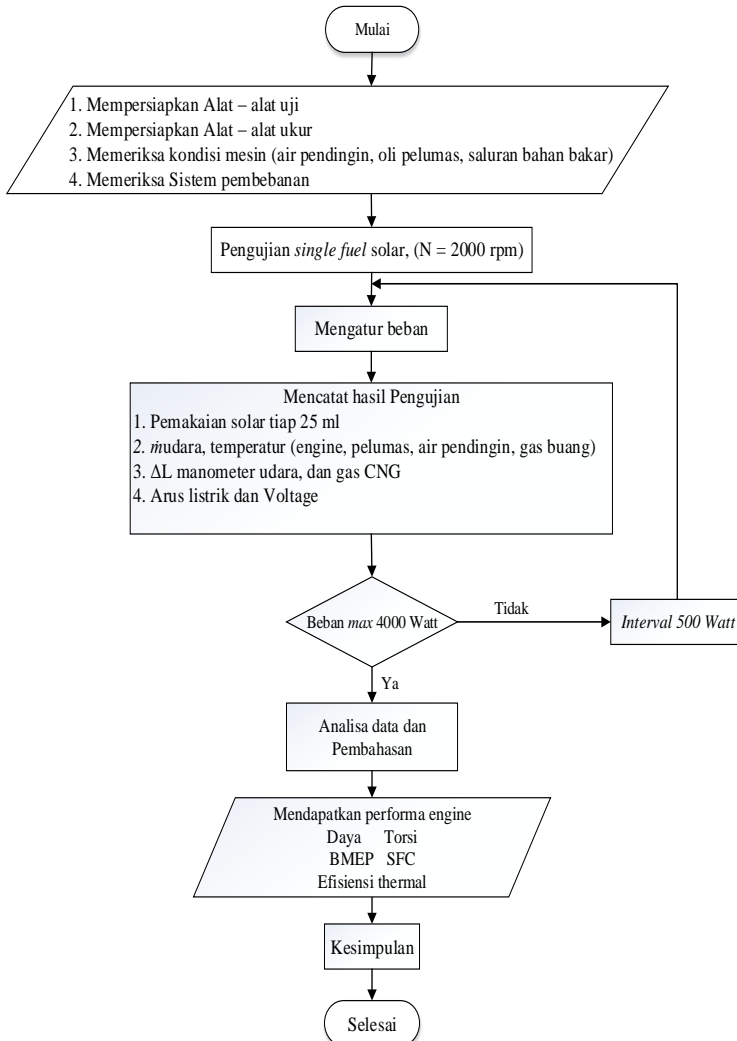
Parameter Input		Parameter Output	
Konstan	Variasi	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> - Putaran mesin diesel 2000 rpm - Bahan bakar: minyak solar dan gas CNG - Udara masuk - Durasi injeksi 11,6 ms - $SOI_{minyak\ solar}$ (340° CA) BTDC 	<ul style="list-style-type: none"> - Beban lampu (W) : 500 s.d 4000 Watt, interval 500 Watt. - Tekanan gas CNG masuk (kg/cm^2) : 1, 1,5, 2, dan $2,5kg/cm^2$. - <i>Derajat waktu injection</i> gas CNG : 5°, 30°, 55°, dan 80° CA BTDC 	<ul style="list-style-type: none"> - Waktu konsumsi bahan bakar solar 25 ml - L pada manometer udara dan gas CNG - $T_{air\ pendingin}$, $T_{gas\ buang}$, T_{mesin} dan $T_{olipelumas}$ - V dan I - \dot{m}_{udara} & \dot{m}_{GasCNG} 	<ul style="list-style-type: none"> - V_{udara} dan $V_{gas\ CNG}$ - Daya, torsi, bme_p, sfc, dan $\eta_{thermal}$. - AFR dan Subtitusi minyak solar

Dari eksperimen ini, data-data yang didapatkan dihitung dan kemudian ditampilkan dalam bentuk grafik fungsi beban listrik terhadap :

- Daya = f (beban)
- Torsi = f (beban)
- bmep = f (beban)
- Sfc = f (beban)
- η_{th} = f (beban)
- AFR = f (beban)
- Substitusi_{minyak solar} = f (beban)
- $T_{gas\ buang}$ = f (beban)
- $T_{oli\ pelumas}$ = f (beban)
- $T_{air\ pendingin}$ = f (beban)
- T_{mesin} = f (beban)

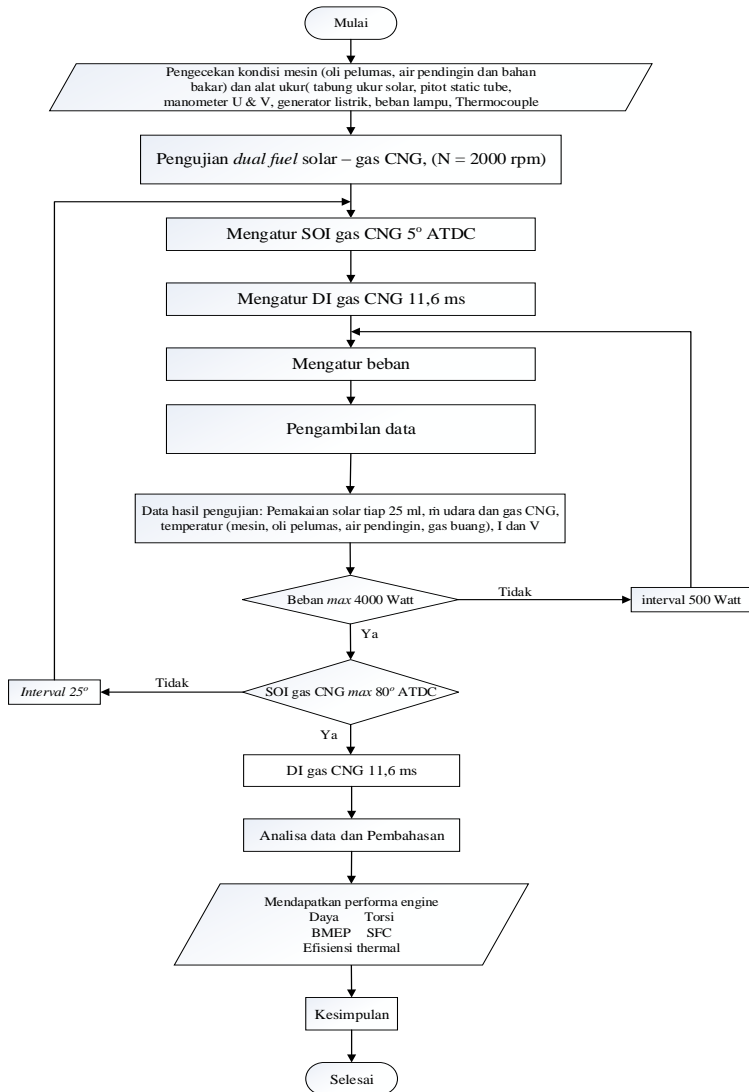
3.7. Flowchart Penelitian

3.7.1. Flowchart Pengujian *Single Fuel System*



Gambar 3.15 Flowchart pengujian *Single Fuel*

3.7.2. Flowchart Pengujian *Dual Fuel System*



Gambar 3.16 Flowchart pengujian *Dual Fuel*

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 performa mesin diesel Diamond Di 800 *generator set* sistem *dual fuel* solar dan *compressed natural gas* (CNG). 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 \dot{m} udara, solar dan CNG. Sedangkan untuk parameter yang dihitung meliputi daya mesin (daya efektif), torsi, *brake mean effective pressure* (BMEP), *specific fuel consumption* (SFC), solar tersubstitusi, efisiensi *thermal*, *air fuel ratio* (AFR).

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

4.2 Perhitungan Durasi Injeksi Bahan Bakar gas CNG

Durasi injeksi gas CNG merupakan lamanya injektor menginjeksikan bahan bakar gas CNG ke ruang bakar melalui *intake manifold*. Bahasa pemrograman yang diterima ECU untuk durasi injeksi adalah dalam bentuk besaran waktu *millisecond* (ms). Untuk mengkonversi durasi injeksi dari besaran derajat *crank angle* ($^{\circ}\text{CA}$) pada putaran mesin konstan 2000 rpm ke dalam satuan waktu dapat dilakukan perhitungan, sebagai berikut

$$\begin{aligned} \text{Durasi Injeksi} &= 140^{\circ} \times \frac{1 \text{ rev}}{360^{\circ}} \times \frac{1 \text{ min}}{2000 \text{ revolution}} \times \frac{60 \text{ sec}}{1 \text{ min}} \times \frac{1000 \text{ msec}}{1 \text{ sec}} \\ &= 11,6 \text{ ms} \end{aligned}$$

4.3 Perhitungan Unjuk Kerja

Tujuan melakukan perhitungan unjuk kerja adalah untuk mengetahui unjuk kerja dari mesin *diesel* Diamond Di 800 *generator set* berbahan bakar *single - fuel* solar dan *dual - fuel*

solar-gas CNG. Contoh perhitungan unjuk kerja diambil pada data penelitian saat mesin *single - fuel* dan *dual - fuel* pada *start of injection* ($SOI_{\text{gas CNG}}$) 55° before top dead center (BTDC) serta durasi injeksi 11,6 ms dengan tekanan gas CNG 2,5 bar. Data yang digunakan pada contoh perhitungan ini merupakan data yang diambil saat kondisi beban 3000 Watt.

4.3.1 Laju Aliran Massa Fluida (\dot{m})

Berikut ini adalah contoh perhitungan laju aliran massa pada besar pembebanan 3000 Watt pada sistem *single-fuel*, sedangkan sistem *dual-fuel start of injection* ($SOI_{\text{gas CNG}}$) 55° , DI 11,6 ms dengan tekanan gas CNG 1,5 bar BTDC besar pembebanan 3000 Watt

4.3.1.1 Menghitung Laju Aliran Massa Udara (\dot{m}_{udara})

Perhitungan \dot{m}_{udara} dan \dot{m}_{solar} pada *single-fuel* dan *dual-fuel* menggunakan persamaan yang sama. Pengukuran aliran udara masuk dilakukan dengan menggunakan *pitot-static tube* yang dihubungkan dengan *incline manometer* menggunakan persamaan (3.4) yaitu :

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG_{\text{red oil}} \times g \times \Delta y \sin\theta}{\rho_{\text{udara}}}}$$

dimana:

- $SG_{\text{red oil}}$: 0,804
- ρ_{H_2O} : 999 kg/m^3
- ρ_{udara} : 1,1768 kg/m^3
- θ : 15°
- Δy : 0,00378 m

$$V = \sqrt{\frac{2 \times 999 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,804 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,00378 \text{ m}}{1,1768 \text{ kg/m}^3}}$$

$$V = 7,11 \text{ m/s}$$

Kecepatan aliran udara yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari udara yang

melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata udara tersebut digunakan perumusan sebagai berikut :

$$Re = \frac{\rho \cdot U_{max} \cdot D}{\mu}$$

$$Re = \frac{1,1768 \cdot 7,11 \cdot 0,03675}{1,85 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 27953,54 \text{ (turbulent)}$$

Faktor koreksi berdasarkan bilangan *turbulent* diatas, yaitu :

$$n = -1,7 + 1,8 \log(27953,54)$$

$$n = 6,30$$

$$\frac{\bar{v}}{U} = \frac{2 \times 6,30^2}{(6,30+1)(2 \times 6,30+1)}$$

$$\frac{\bar{v}}{U} = 0,5$$

maka besar kecepatan rata-rata sebagai berikut :

$$\bar{v} = 0,5 \cdot v$$

$$\bar{v} = 0,5 \cdot 7,11$$

$$\bar{v} = 3,56 \text{ m/s}$$

Maka laju aliran massa udara untuk pengujian dengan sistem *single-fuel* pada beban 100% adalah :

$$\dot{m}_s \text{ udara} = \rho_{\text{udara}} \times V_{\text{udara}} \times A_{\text{pipa udara}} \text{ (kg/h)}$$

$$\dot{m}_s \text{ udara} = 1,1768 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3,56 \text{ m/s} \times \left(\frac{\pi}{4} (0,0381 \text{ m})^2\right)$$

$$\dot{m}_s \text{ udara} = 0,0048 \text{ kg/s}$$

4.3.1.2 Menghitung Laju Aliran Massa Bahan Bakar Solar

(\dot{m}_{solar})

Untuk menghitung laju alir massa bahan bakar solar (solar *mass flowrate*) digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{\text{solar}} = \frac{m_{\text{solar}} \text{ kg}}{t_{\text{solar}} \text{ s}}$$

Dimana massa minyak solar didapat dari :

$$m_{\text{solar}} = \rho_{\text{solar}} \times V_{\text{solar}}$$

$$m_{\text{solar}} = 869,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,000025 \text{ m}^3$$

$$m_{\text{solar}} = 0,02172 \text{ kg}$$

Volume minyak solar 25 cc = 0,000025 m³ menghabiskan waktu 74 secon maka laju aliran massa minyak solar dengan :

$$\dot{m}_{solar} = \frac{0,02172 \text{ kg}}{74 \text{ s}}$$

$$\dot{m}_{solar} = 0,000294 \text{ kg/s}$$

4.3.1.3 Menghitung Laju Aliran Massa Bahan Bakar gas

CNG ($\dot{m}_{\text{gas CNG}}$)

Pengukuran aliran bahan bakar gas CNG dilakukan dengan menggunakan *pitot-static tube*. Untuk menghitung kecepatan aliran gas CNG pada *incline manometer* menggunakan persamaan (3.4) yaitu:

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG_{red\ oil} \times g \times \Delta y \sin \theta}{\rho_{gas\ CNG}}}$$

dimana:

- $SG_{red\ oil}$: 0,804
- $\rho_{gas\ CNG}$: 0,78 kg/m³
- ρ_{H_2O} : 999 kg/m³
- θ : 15°
- Δy : 0,007 m

$$V = \sqrt{\frac{2 \times 0,804 \times 999 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s} \times 0,004 \text{ m} \sin 15}{0,78 \frac{kg}{m^3}}}$$

$$V = 4,57 \text{ m/s}$$

Kecepatan aliran gas CNG diukur dengan menggunakan *pitot static tube*, kecepatan ini merupakan kecepatan maksimal dari udara yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata udara tersebut digunakan perumusan sebagai berikut :

$$Re = \frac{\rho \times U_{max} \times D}{\mu}$$

$$Re = \frac{0,78 \times 4,57 \times 0,015}{1,12 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 4774,01 \text{ (turbulent)}$$

Faktor koreksi berdasarkan bilangan *turbulent* diatas,

$$n = -1,7 + 1.8 \log(4774,01)$$

$$n = 4,9$$

$$\frac{\bar{v}}{U} = \frac{2 \times 4,9^2}{(4,9+1)(2 \times 4,9+1)}$$

$$\frac{\bar{v}}{U} = 0,5$$

maka besar kecepatan rata-rata sebagai berikut :

$$\bar{u} = 0,5 \cdot v$$

$$\bar{u} = 0,5 \cdot 4,57$$

$$\bar{u} = 2,29 \text{ m/s}$$

Maka laju aliran massa bahan bakar gas CNG untuk pengujian dengan sistem *dual - fuel* pada beban 100% adalah :

$$\dot{m}_{gas \text{ CNG}} = \rho_{CNG} \times V_{gas \text{ CNG}} \times A_{gas \text{ CNG}} \left(\frac{kg}{h} \right)$$

$$\dot{m}_{gas \text{ CNG}} = 0,78 \text{ kg/m}^3 \times 2,29 \text{ m/s} \times \left(\frac{\pi}{4} (0,015 \text{ m})^2 \right)$$

$$\dot{m}_{gas \text{ CNG}} = 0,00032 \text{ kg/s}$$

4.3.2 Daya Efektif (Ne)

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* (Ne). Hubungan tersebut dinyatakan dengan persamaan (2.10), yaitu :

$$Ne (W) = \frac{V \times I \times \cos\theta}{\eta_{gen} \times \eta_{transmisi}}$$

Dimana :

- $\cos \theta = 1$
- $\eta_{generator} = 0,9$
- $\eta_{transmisi} = 0,95$

a. Daya untuk percobaan *single-fuel* solar beban 3000 watt, dengan data sebagai berikut :

$$Ne = \frac{220 \times 13 \times 1}{0,9 \times 0,95}$$

$$Ne = 3345,03 \text{ Watt}$$

b. Daya untuk percobaan *dual-fuel* dengan $SOI_{\text{gas CNG}} 55^\circ$, tekanan 1,5 bar, dan DI 11,6 ms beban 3000 watt, dengan data sebagai berikut :

$$Ne = \frac{220 \times 13,1 \times 1}{0,9 \times 0,95}$$

$$Ne = 3370,8 \text{ Watt}$$

4.3.3 Torsi (Mt)

Torsi merupakan gaya yang bekerja pada poros engkol (*crankshaft*). Torsi pada penelitian ini dihitung dengan menggunakan persamaan (2.11) yaitu :

$$Mt (Nm) = \frac{60 \times Ne \text{ (watt)}}{n \text{ (rev/min)}} \times \frac{1J}{1 \cancel{W} \cdot s} \times \frac{60\text{-s}}{1 \text{ min}} \times \frac{1\text{-rev}}{2\pi} \times \frac{1 Nm}{1J}$$

a. Torsi untuk percobaan *single - fuel* solar beban 3000 watt, dengan data sebagai berikut :

$$Mt = \frac{3345,03 \text{ (watt)}}{2000 \text{ (rev/min)}} \times \frac{1J}{1 \cancel{W} \cdot s} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ rev}}{2\pi} \times \frac{1 Nm}{1J}$$

$$Mt = 15,97 \text{ Nm}$$

b. Torsi untuk percobaan *dual - fuel* $SOI_{\text{gas CNG}} 55^\circ$, tekanan 1,5 bar, dan DI 11,6 ms beban 3000 watt, dengan data sebagai berikut :

$$Mt = \frac{3370,8 \text{ (watt)}}{2000 \text{ (rev/min)}} \times \frac{1J}{1 \cancel{W} \cdot s} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ rev}}{2\pi} \times \frac{1 Nm}{1J}$$

$$Mt = 16,094 \text{ Nm}$$

4.3.4 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)

Brake mean effective pressure atau tekanan efektif rata-rata teoritis bekerja sepanjang *volume* langkah *piston* sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif. BMEP pada penelitian ini dihitung dengan menggunakan persamaan (2.12) yaitu :

$$bmep (kPa) = \frac{Ne (kW) \times z \times 10^3}{V (dm^3) \times n (rev/sec) \times i}$$

a. *Brake mean effective pressure* untuk percobaan *single - fuel* solar pada beban 3000 watt, dengan data sebagai berikut :

$$bmep (kPa) = \frac{3,345 kW \times 2 rev \times 10^3}{0,4119193 dm^3 \times 33,33 rev/sec \times 1}$$

$$bmep (kPa) = 487,28 \text{ kPa}$$

b. *Brake mean effective pressure* untuk percobaan *dual – fuel* SOI_{gas CNG} 55°, tekanan 1,5 bar dan DI 11,6 ms beban 3000 watt, dengan data sebagai berikut :

$$bmep (kPa) = \frac{3,371 kW \times 2 rev \times 10^3}{0,4119193 dm^3 \times 33,33 \times 1}$$

$$bmep (kPa) = 491,033 \text{ kPa}$$

4.3.5 Spesifik 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. *Sfc* pada penelitian ini dihitung dengan menggunakan persamaan (2.14) yaitu :

a. Konsumsi bahan bakar spesifik untuk percobaan *single-fuel* solar pada beban 3000 watt, adalah sebagai berikut :

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb} (kg/s)}{Ne (kW)}$$

$$sfc = \frac{0,000294 (kg/s)}{3,345 (kW)}$$

$$sfc = 0,316 (kg/kW.jam)$$

b. Konsumsi bahan bakar spesifik untuk percobaan *dual-fuel* SOI_{gas} CNG 55, tekanan 1,5 bar dan DI 11,6 ms beban 3000 watt, adalah sebagai berikut :

$$sfc = \frac{(\dot{m}_{solar} + \dot{m}_{gas\ CNG}) (kg/s) \times 3600}{Ne (kW)}$$

$$sfc = \frac{(0,000174 + 0,00032) (kg/s) \times 3600}{3,371 (kW)}$$

$$sfc = 0,522 (kg/kW.jam)$$

4.3.6 Substitusi Minyak Solar

Substitusi minyak solar untuk percobaan *dual-fuel* SOI_{gas} CNG 55, tekanan 1,5 bar dan DI 11,6 ms beban 3000 watt, adalah sebagai berikut :

$$substitusi = \frac{\dot{m}_{single} - \dot{m}_{solar\ dual}}{\dot{m}_{solar\ single}} \times 100\%$$

$$substitusi = \frac{0,000294 - 0,000174}{0,000294} \times 100\%$$

$$substitusi = 40,80 \%$$

4.3.7 Efisiensi Thermal

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh mesin pembakaran dalam. Secara teoritis dituliskan dalam sesuai dengan persamaan (2.17) yaitu :

a. Nilai efisiensi thermal untuk percobaan *single - fuel* solar pada beban 3000 watt, adalah sebagai berikut :

$$\eta_{thermal} = \frac{Ne}{\dot{m}_{solar} \times Q_{solar}} \times 100\%$$

$$\eta_{thermal} = \frac{3,345\ kW}{0,000294\ kg/s \times 43979\ kJ/kg} \times 100\%$$

$$\eta_{thermal} = 25,90 \%$$

- b. Nilai efisiensi thermal untuk percobaan *dual – fuel* SOI_{gas} CNG 55, tekanan 1,5 bar, DI 11,6 ms beban 3000 watt, adalah sebagai berikut :

$$\eta_{thermal} = \frac{Ne}{(\dot{m}_{dual\ solar} \times Q_{solar}) + (\dot{m}_{gas\ CNG} \times Q_{gas\ CNG})} \times 100\%$$

$$\eta_{thermal} = \frac{3,371\ kW}{0,000174\ kg/s \times 43979\ kJ/kg + 0,00032\ kg/s \times 47141\ kJ/kg} \times 100\%$$

$$\eta_{thermal} = 14,98\ \%$$

4.3.8 Kandungan Energi per Siklus

- a. Nilai kandungan energi setiap siklus untuk percobaan *single-fuel* solar pada beban 3000 watt, adalah sebagai berikut :
- $$= 20^\circ \times \frac{1\ rev}{360^\circ} \times \frac{1\ min}{2000\ revolution} \times \frac{60\ sec}{1\ min} \times 0,000294\ \frac{kg}{s} \times 43979\ \frac{kJ}{kg}$$
- $$= 0,77\ kJ$$
- b. Nilai kandungan energi setiap siklus untuk percobaan *dual fuel* SOI_{gas} CNG 55°, tekanan 1,5 bar, dan DI 11,6 ms beban 3000 watt, adalah sebagai berikut :
- $$= (11,6\ ms \times 47.141\ \frac{kJ}{kg} \times 0,00032\ \frac{kg}{s})$$
- $$+ (20^\circ \times \frac{1\ rev}{360^\circ} \times \frac{1\ min}{2000\ rev} \times \frac{60\ sec}{1\ min} \times 43.979\ \frac{kJ}{kg} \times 0,000174\ \frac{kg}{s})$$
- $$= 1,4\ kJ$$

4.3.9 Efisiensi Volumetris

Berikut ini contoh perhitungan untuk efisiensi volumetris pada pengoperasian *single fuel* beban 3000 watt :

$$\eta_v = \frac{v_i}{v_s} = \frac{2\ \dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d N}$$

$$\eta_v = \frac{2 \times 0,0048}{1,1768 \times 0,00049 \times 33,33} \times 100\ \%$$

$$\eta_v = 49,67\ \%$$

4.3.10 Air Fuel Ratio (AFR)

Air fuel ratio atau rasio udara dan bahan bakar merupakan perbandingan antara massa dari udara dan bahan bakar pada suatu titik tinjau. Perumusan AFR yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan persamaan (2.22 dan 2.23) adalah :

- a. AFR untuk pengujian dengan sistem *single-fuel* pada beban 3000 watt, adalah sebagai berikut :

$$AFR_{single\ fuel} = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{minyak\ solar}}$$

$$AFR_{single\ fuel} = \frac{0,0048\ kg/s}{0,000294\ kg/s}$$

$$AFR_{single\ fuel} = 16,25$$

- b. AFR untuk pengujian dengan sistem *dual-fuel* dengan $SOI_{gas\ CNG}$ 55°, tekanan gas 1,5 bar, DI 11,6 ms beban 3000 watt, adalah sebagai berikut :

$$AFR_{dual\ fuel} = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{minyak\ solar} + \dot{m}_{gas\ CNG}}$$

$$AFR_{dual\ fuel} = \frac{0,0048\ kg/s}{0,000174\ kg/s + 0,00032\ kg/s}$$

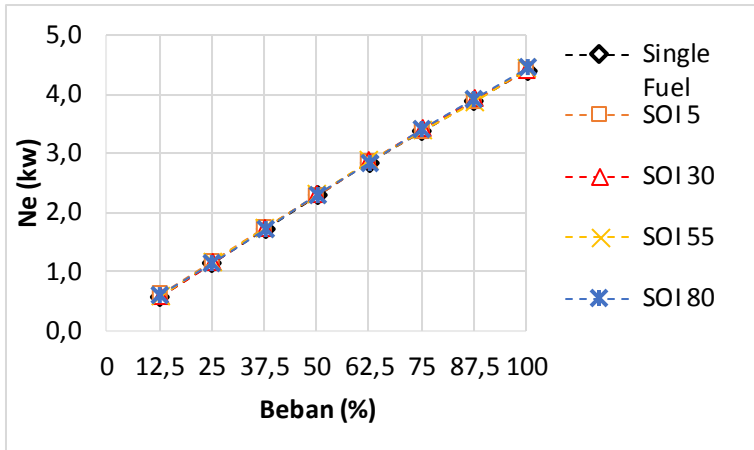
$$AFR_{dual\ fuel} = 9,76$$

4.4 Analisa Unjuk Kerja

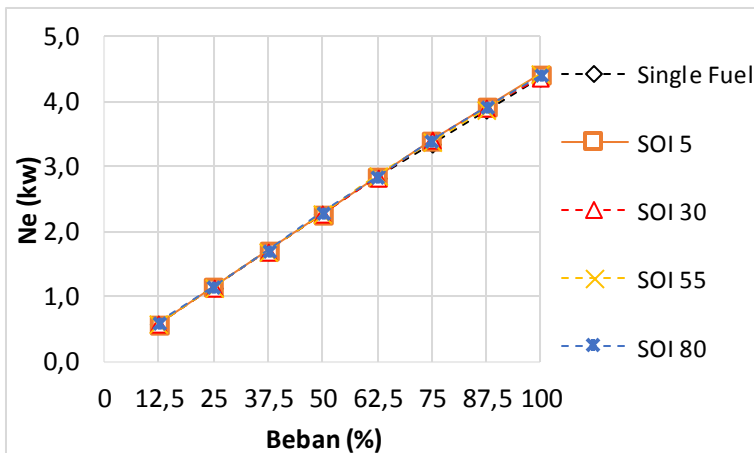
4.4.1 Daya (Ne)

Daya adalah Ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja persatuan waktu yang dinyatakan dalam kilowatt (kW). Berikut adalah grafik daya terhadap beban untuk sistem *single fuel* dan *dual fuel*.

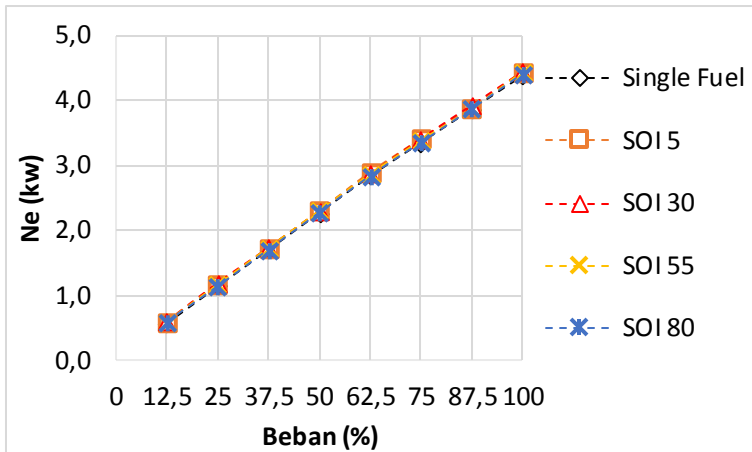
Generator set beroperasi pada putaran konstan dengan putaran 2000 rpm, untuk menghasilkan tegangan listrik yang stabil sebesar 220 V. Dibawah ini merupakan gambar grafik daya fungsi beban pada masing-masing variasi tekanan gas CNG 1, 1,5, 2, dan 2,5 bar.



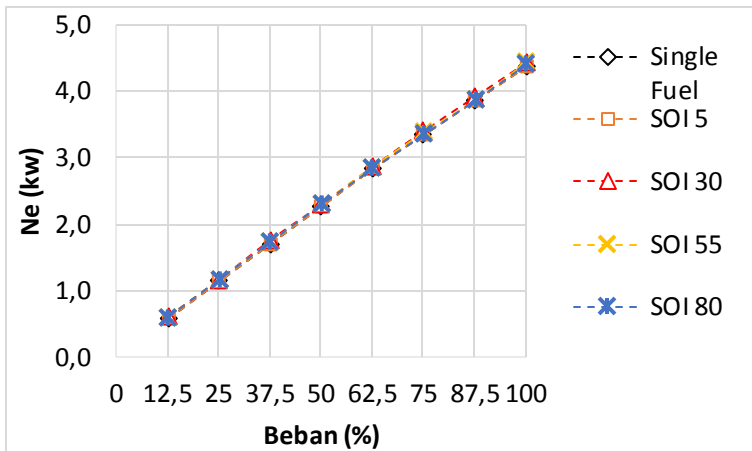
Gambar 4.1 a. Grafik Daya fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar



Gambar 4.1. b. Grafik Daya fungsi Beban dengan Tekanan 1,5 bar



Gambar 4.1. c. Grafik Daya fungsi Beban dengan Tekanan 2 bar



Gambar 4.1. d. Grafik Daya fungsi Beban dengan Tekanan 2,5 bar

Grafik daya di atas mengalami kenaikan dari beban 500 – 4000 watt. Seiring dengan penambahan beban, generator mengalami penurunan voltase dan putaran mesin diesel juga

menurun. Untuk menjaga putaran mesin diesel agar tetap stabil maka throttle pada mesin diatur sehingga tuas throttle yang terhubung oleh governor memberikan pasokan solar untuk mengatasi beban lebih yang di terima dari generator. Sehingga putaran mesin kembali naik dan putaran generator juga naik.

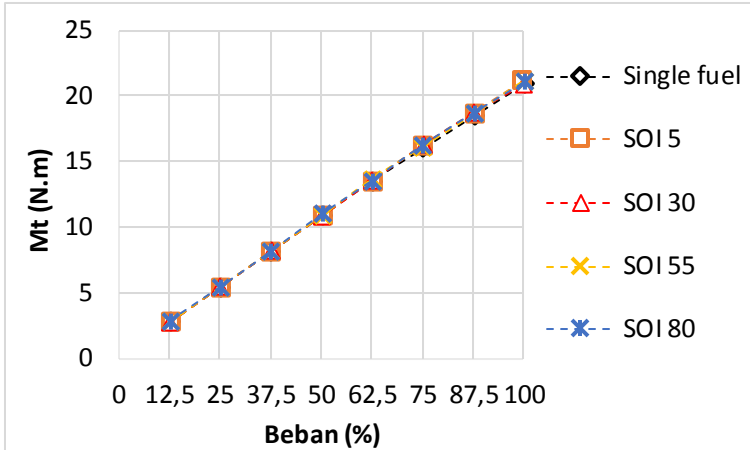
Pada grafik di atas terlihat kecenderungan bahwa tidak ada perbedaan nilai daya yang dihasilkan antara pengoperasian *dual-fuel* dan *single-fuel*. Hal ini disebabkan oleh karena pada pengoperasian *dual-fuel*, udara dan gas CNG masuk kedalam ruang bakar secara bersamaan lalu campuran udara dan gas CNG yang masuk kedalam ruang bakar di kompresi sebelum titik mati atas (TMA) minyak solar di semprotkan untuk membantu prosesnya pembakaran. Karena nilai kalor gas CNG tinggi di bandingkan dengan nilai kalor minyak solar sehingga pembakaran yang terjadi pada ruang bakar tidak sempurna karena sebagian gas CNG terbakar dengan sendirinya. Putaran mesin tetap konstan dan tegangan listrik tetap stabil. Laju aliran massa bahan bakar gas CNG yang masuk divariasikan sebesar 1, 1,5, 2, dan 2,5 bar sesuai tekanan yang diatur melalui tekanan keluar pada *pressure reducer*.

Dari persamaan (2.10), apabila nilai V (tegangan), $\cos \phi$, $\eta_{\text{generator}}$ dan $\eta_{\text{transmisi}}$ bernilai tetap maka nilai N_e akan sebanding dengan nilai I (arus listrik). Hal ini menunjukkan bahwa dengan nilai V (tegangan), $\cos \phi$, $\eta_{\text{generator}}$ dan $\eta_{\text{transmisi}}$ yang tetap maka dengan semakin bertambahnya beban yang diberikan akan menyebabkan tingginya arus listrik (I) yang dibutuhkan, sehingga daya yang diperlukan juga akan naik. Besar tekanan bahan bakar gas CNG yang masuk divariasikan sebesar 1, 1,5, 2, dan 2,5 bar yang diatur melalui tekanan keluar pada *pressure reducer*.

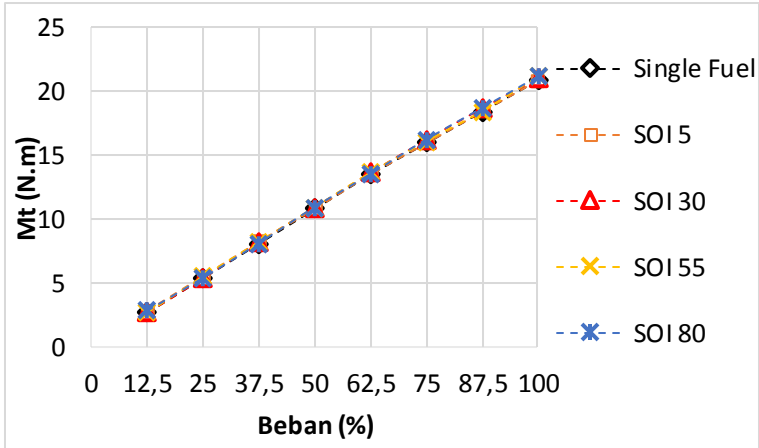
4.4.2 Torsi (Mt)

Torsi merupakan ukuran kemampuan dari mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu beban diberikan ke poros mesin. Sehingga dapat disimpulkan, bahwa torsi akan semakin besar apabila beban yang diberikan juga semakin besar. Berikut adalah grafik

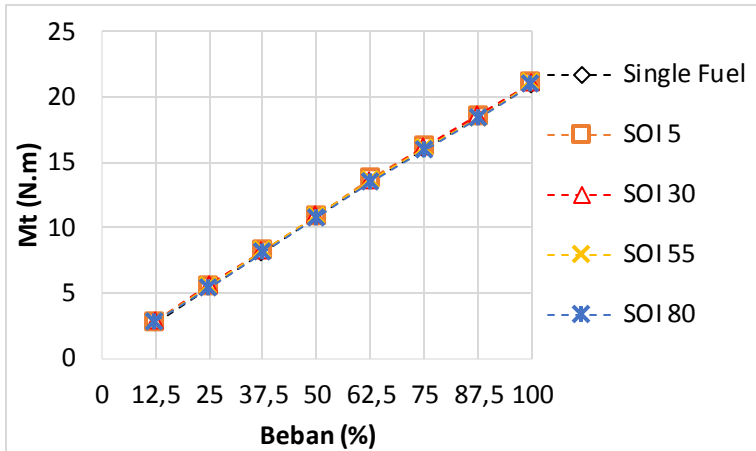
torsi terhadap penambahan beban untuk *single-fuel* dan *dual-fuel*.



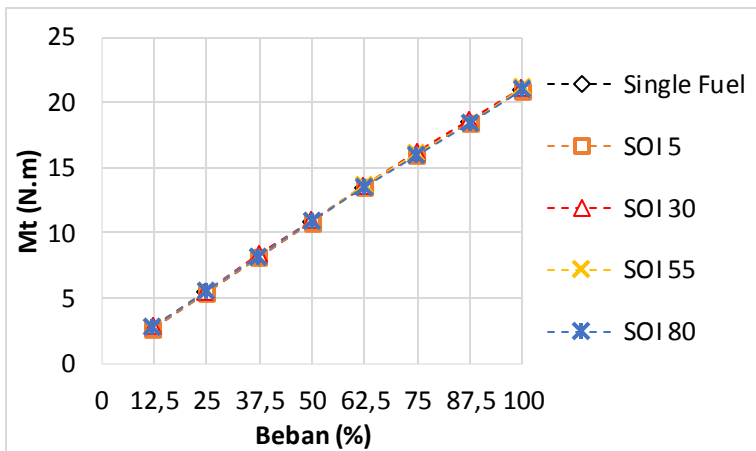
Gambar 4.2. a. Grafik Torsi fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar



Gambar 4.2. b. Grafik Torsi fungsi Beban dengan Tekanan 1,5 bar



Gambar 4.2. c. Grafik Torsi fungsi Beban dengan Tekanan 2 bar



Gambar 4.2. d. Grafik Torsi fungsi Beban dengan Tekanan 2,5 bar

Grafik torsi mesin fungsi beban listrik ini memiliki karakteristik yang sama dengan grafik daya efektif, yaitu nilai torsi meningkat seiring dengan meningkatnya beban yang diterima mesin. Pada pengujian kali ini putaran mesin berputar secara konstan sebesar 2000 rpm, maka perubahan nilai torsi

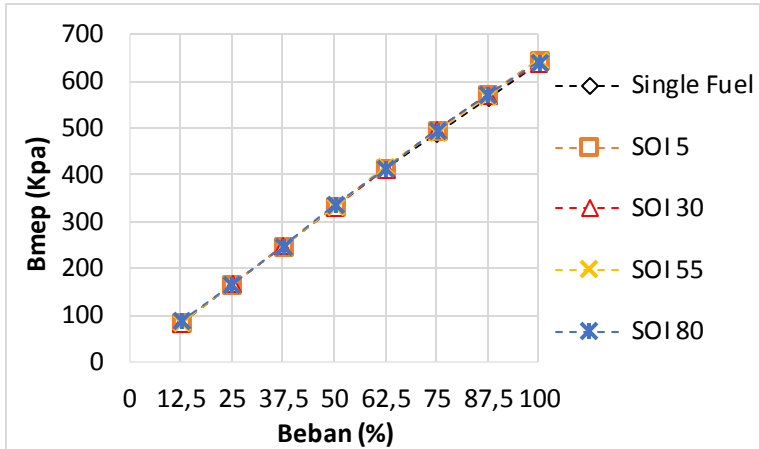
bergantung variasi daya efektif yang pada akhirnya bentuk grafik yang ditunjukkan sama dengan bentuk grafik yang ditunjukkan oleh grafik daya efektif fungsi beban listrik.

Pada grafik ini tidak ada perbedaan signifikan antara nilai torsi sistem *single-fuel* dan *dual-fuel*, hal ini dikarenakan perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh generator juga relatif kecil karena putaran mesin yang dijaga konstan di putaran 2000 rpm dengan melakukan kontrol pada pemasukkan bahan bakar minyak solar menggunakan mekanisme *governor*.

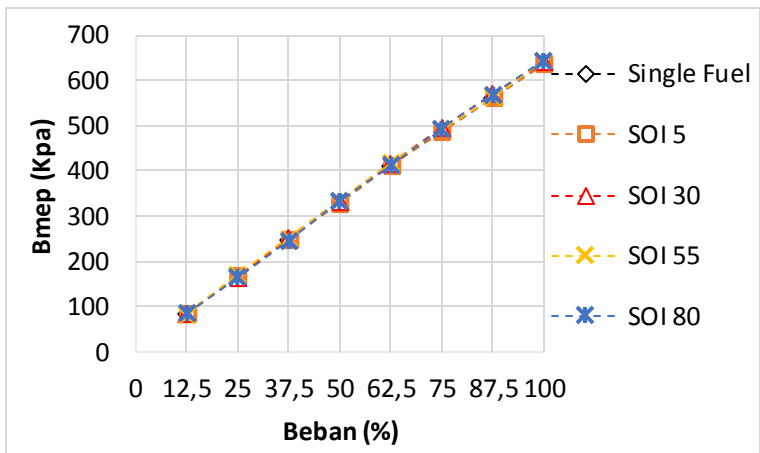
Persamaan (2.11) menunjukkan nilai torsi bergantung pada nilai daya (N_e) dan putaran *engine* (n). Karena dalam pengujian ini putaran *engine* dijaga konstan, maka torsi berbanding lurus dengan daya yang diberikan, semakin besar daya yang diberikan mesin, maka torsi yang dihasilkan akan mempunyai kecenderungan untuk semakin besar.

4.4.3 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)

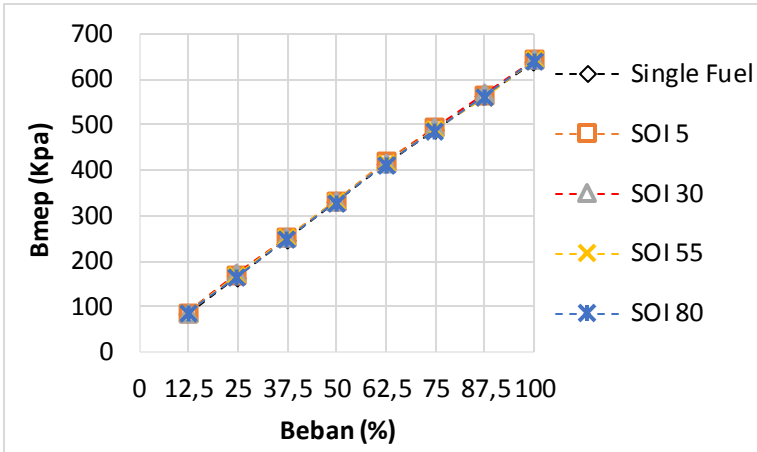
Brake mean effective pressure atau tekanan efektif rata-rata didefinisikan dengan tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang langkah kerja piston. Besarnya tekanan yang dialami piston berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Jika diambil tekanan berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut merupakan tekanan efektif rata-rata piston.



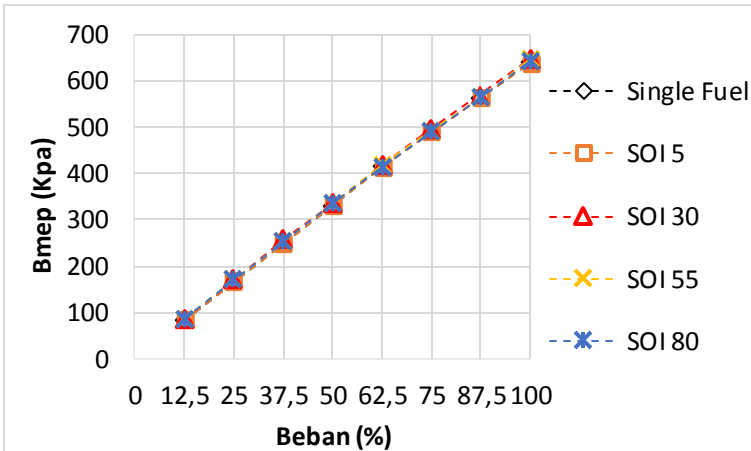
Gambar 4.3. a. Grafik BMEP fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar



Gambar 4.3. b. Grafik BMEP fungsi Beban dengan Tekanan 1,5 bar



Gambar 4.3. c. Grafik BMEP fungsi Beban dengan Tekanan 2 bar



Gambar 4.3. d. Grafik BMEP fungsi Beban dengan Tekanan 2,5 bar

Grafik bmeP terlihat naik seiring dengan bertambahnya beban. Apabila ditinjau dari fenomena yang terjadi di dalam mesin, penambahan beban dari 500 di naikan sampai 4000 watt

akan menyebabkan nilai *air-fuel ratio* (AFR) rendah. Nilai AFR rendah dikarenakan perbandingan udara dan bahan bakar solar lebih banyak bahan bakar solar untuk menjaga putaran mesin diesel agar tetap stabil. Kestabilan putaran mesin diatur oleh tuas throttle yang terhubung dengan *governor* untuk memberikan pasokan solar sehingga dapat mengatasi beban lebih yang di terima dari generator. Putaran mesin kembali naik dan putaran generator juga naik. Semakin banyak bahan bakar yang diledakkan di ruang bakar, maka tekanan ekspansi yang dihasilkan juga akan semakin besar. Hal inilah yang menyebabkan terjadinya kenaikan BMEP seiring dengan kenaikan beban.

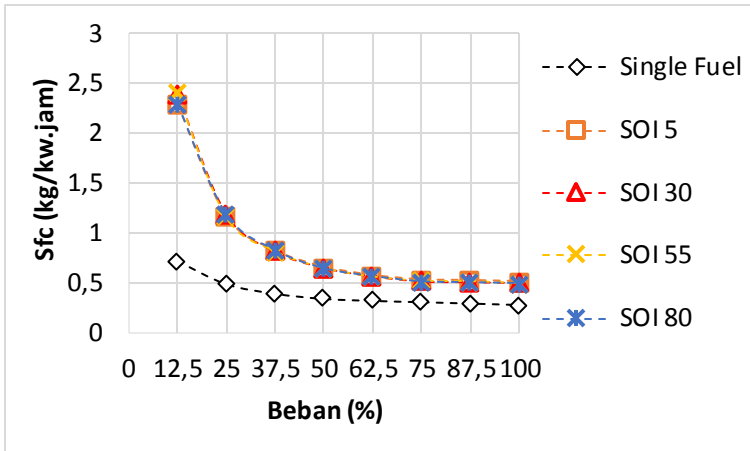
Grafik juga menunjukkan tidak ada perbedaan tekanan rata-rata yang signifikan antara sistem *single fuel* dan *dual fuel*, hal ini disebabkan perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh generator juga relatif kecil karena putaran mesin yang dijaga konstan di putaran 2000 rpm dengan melakukan kontrol pada pemasukkan bahan bakar minyak solar menggunakan mekanisme *governor*.

Hal ini sesuai dengan persamaan (2.12) *bme_p* yang didapat melalui persamaan di atas, bahwasanya variabel yang mempengaruhi perubahan nilai BMEP adalah daya mesin (N_e), sementara variabel yang lain bernilai konstan termasuk putaran mesin (n). Nilai N_e akan meningkat seiring dengan kenaikan beban putaran mesin konstan.

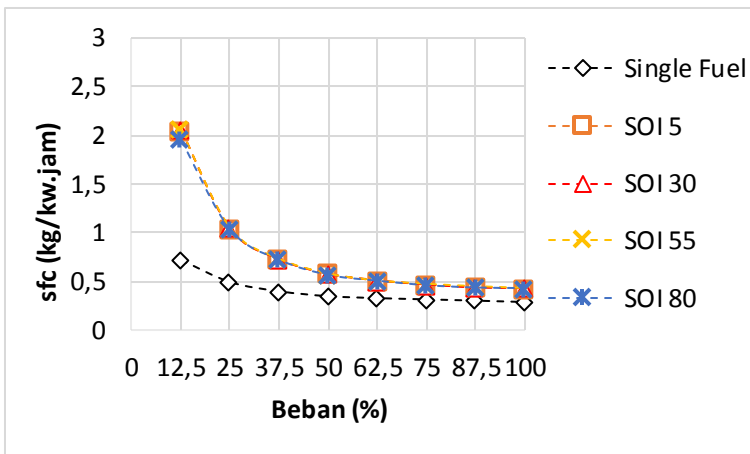
4.4.4 Spesifik Fuel Consumption (Sfc)

Spesifik Fuel Consumption (Sfc) adalah jumlah massa bahan bakar yang dibutuhkan mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 KW selama 1 jam. Besar kecilnya nilai SFC bergantung pada sempurna atau tidaknya campuran udara dan bahan bakar yang terbakar di dalam ruang bakar.

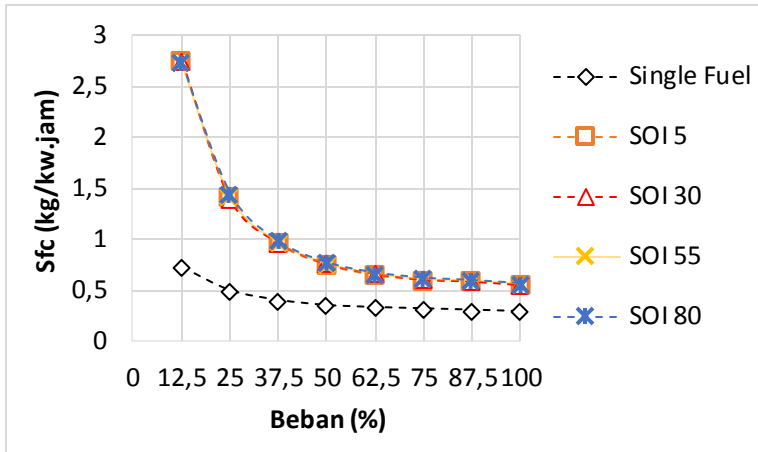
Gambar 4.4 di bawah merupakan grafik *SFC* total bahan bakar pada pengoperasian *single-fuel* dan *dual-fuel* fungsi beban dengan variasi tekanan gas CNG 1, 1,5, 2, dan 2,5 bar.



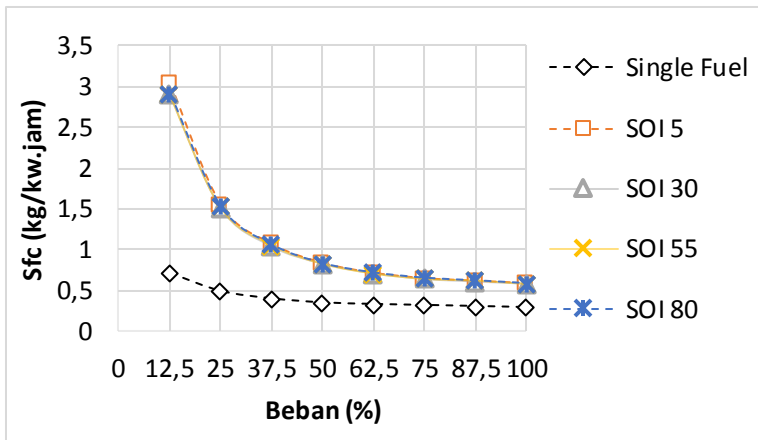
Gambar 4.4. a. Grafik *Sfc* fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar



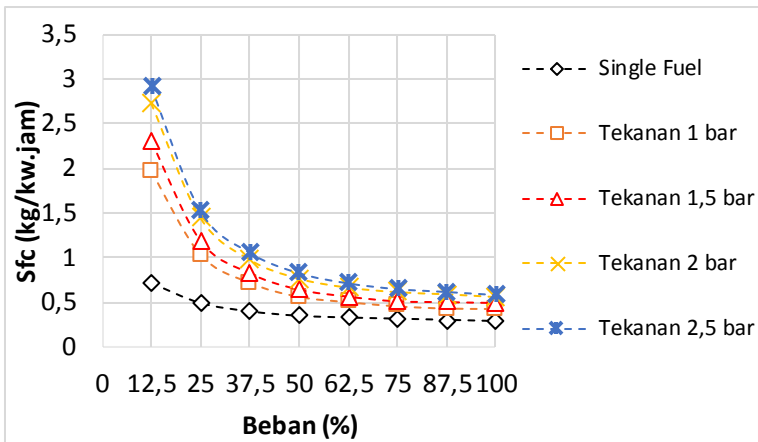
Gambar 4.4. b. Grafik *Sfc* fungsi Beban dengan Tekanan 1,5 bar



Gambar 4.4. c. Grafik Sfc fungsi Beban dengan Tekanan 2 bar



Gambar 4.4. d. Grafik Sfc fungsi Beban dengan Tekanan 2,5 bar



Gambar 4.4. e. Grafik Sfc fungsi Beban dengan SOI 80°

Gambar 4.4 a sampai d secara umum menunjukkan bahwa nilai SFC semakin turun seiring dengan penambahan beban yang semakin tinggi, hal ini menunjukkan bahwa semakin besar beban yang diterima mesin, bahan bakar yang diperlukan akan semakin meningkat. Hal ini disebabkan karena dengan bertambahnya beban listrik maka jumlah minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan lebih banyak untuk menjaga putaran mesin konstan, karena pada saat beban listrik ditambah maka beban putaran generator bertambah berat dan putaran mesin turun. Putaran tersebut dinaikkan kembali, dengan melakukan kontrol pada jumlah bahan bakar minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar melalui mekanisme pada pompa injeksi minyak solar yang diatur oleh governor. Setelah beban ditambah, grafik SFC cenderung mengalami penurunan sampai titik minimum di beban 4000 watt, kemudian nilai SFC mengalami peningkatan tetapi tidak begitu signifikan, hal ini terjadi karena campuran kaya yang menyebabkan banyak bahan bakar minyak solar yang tidak terbakar sempurna sehingga energi yang dikonversi menjadi daya menjadi kecil.

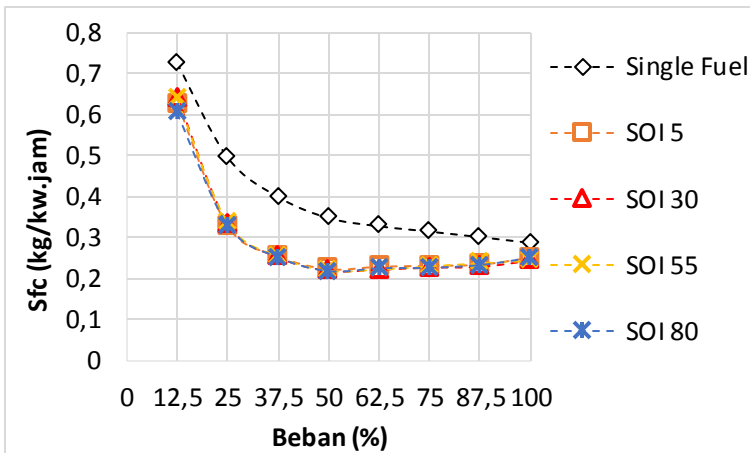
Apabila diambil satu kondisi beban listrik pada pengoperasian *dual-fuel* maka akan terlihat pengaruh setiap

perubahan tekanan gas CNG dan pengaturan titik *start of injection* gas CNG dari mulai 5° sampai 80° CA BTDC. Dari empat grafik di atas memiliki *Trend* yang serupa dan juga terjadi penurunan nilai *SFC* seiring dengan pengaturan *start of injection* dan tekanan gas CNG. Nilai *SFC* terendah terjadi pada penggunaan bahan bakar *dual-fuel* dengan pengoperasian *dual-fuel* tekanan gas CNG 1 bar dan *start of injection* ($SOI_{\text{gas CNG}}$) 80° BTDC, yaitu 47,64 %. Akan tetapi, terlihat pada grafik 4.4 i, pada tekanan 1 dan 1,5 bar dengan *start of injection* ($SOI_{\text{gas CNG}}$) 80° juga berada pada nilai *SFC* terendah, dikarenakan pada *start of injection* yang lebih maju sehingga berpengaruh terhadap pasokan jumlah udara. Tekanan tersebut lebih banyak membutuhkan pasokan minyak solar karena tekanan gas CNG yang masuk kedalam ruang bakar terlalu besar mengakibatkan penurunan putaran mesin. Penurunan putaran mesin membuat governor menambah pasokan minyak solar untuk menstabilkan putaran mesin. Oleh sebab itu, pengaturan *start of injection* ($SOI_{\text{gas CNG}}$) tidak terlalu berpengaruh secara signifikan dibandingkan dengan pengaturan tekanan gas CNG.

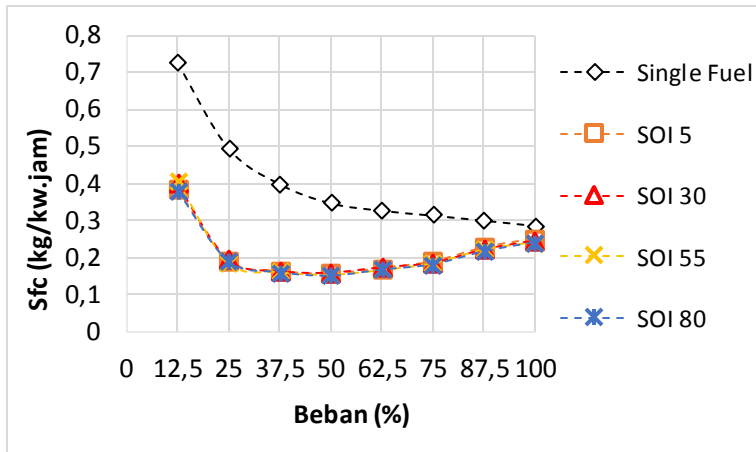
Jika dianalisa menurut nilai kalor persiklus maka nilai kalor yang dimiliki sistem *dual-fuel* lebih tinggi dibandingkan dengan sistem *single-fuel* hal ini disebabkan oleh proses pelepasan kalor saat pembakaran kurang maksimal dikarenakan campuran bahan bakar dan udara lebih kaya. Kebutuhan energi dalam satu siklus sebagian sudah terpenuhi oleh kalor gas CNG sehingga hanya dibutuhkan sedikit dari kalor minyak solar, oleh karena itu, jumlah minyak solar yang digunakan menjadi berkurang. Dengan demikian nilai AFR juga menurun akan tetapi temperatur *Exhaust* menjadi tinggi karena kalor yang dihasilkan dari pembakaran tidak dapat terbuang secara maksimal. Dengan pengaturan tekanan gas CNG, maka besar energi yang masuk ke ruang bakar meningkat, dimana gas CNG memiliki nilai kalor bahan bakar yang lebih tinggi dibandingkan dengan minyak solar, yaitu: sebesar 47.141 kJ/kg, sedangkan nilai kalor minyak solar sebesar 43.979 kJ/kg. Untuk memproduksi energi dengan putaran

stasioner 2000 rpm maka laju energi yang diperlukan dari minyak solar menjadi lebih sedikit.

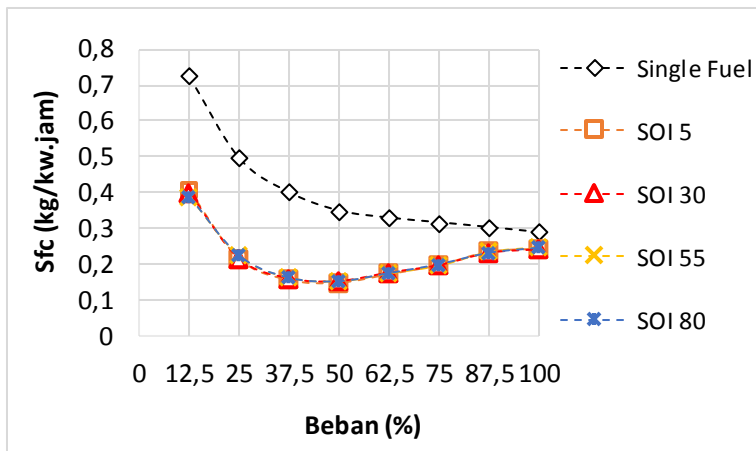
Pada persamaan (2.15) yang digunakan untuk mencari nilai sfc , berdasarkan perumusan jumlah total laju aliran massa bahan bakar pada pengoperasian *dual-fuel* lebih tinggi dibandingkan pada pengoperasian *single - fuel*. Untuk pengoperasian *dual-fuel*, nilai laju aliran massa gas CNG adalah konstan sedangkan laju aliran massa minyak solar akan turun seiring dengan penambahan beban.



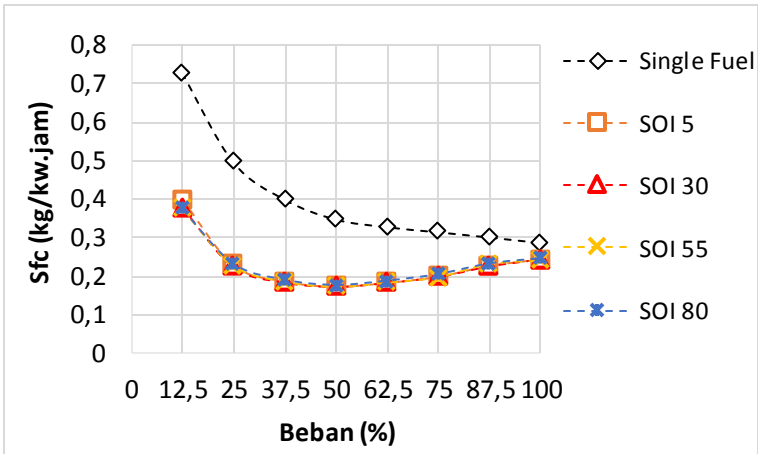
Gambar 4.4. f. Grafik Sfc Minyak Solar fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar



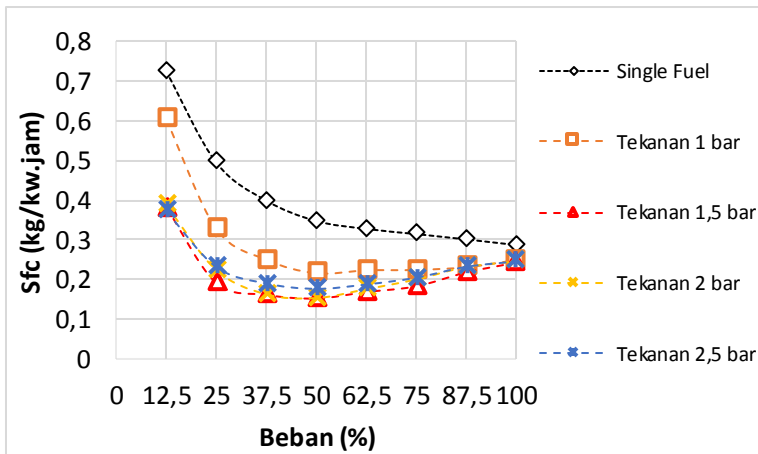
Gambar 4.4. g. Grafik S_{fc} Minyak Solar fungsi Beban dengan Tekanan 1,5 bar



Gambar 4.4. h. Grafik S_{fc} Minyak Solar fungsi Beban dengan Tekanan 2 bar



Gambar 4.4. i. Grafik *Sfc* Minyak Solar fungsi Beban dengan Tekanan 2,5 bar



Gambar 4.4. j. Grafik *Sfc* Minyak Solar fungsi Beban dengan SOI 80°

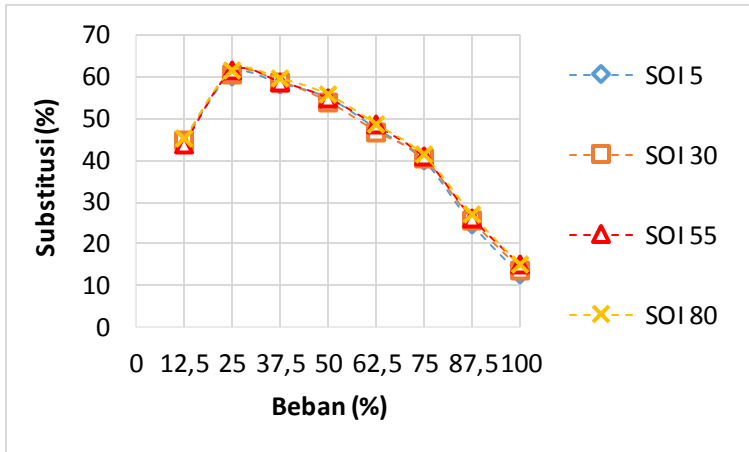
Pada Gambar 4.4 f sampai i grafik yang memiliki *Trend* yang serupa menunjukkan perbandingan konsumsi bahan bakar spesifik minyak solar untuk pengoperasian *single-fuel* dan *dual-fuel*. Nilai konsumsi spesifik minyak solar pada sistem *dual-fuel* mengalami penurunan dibandingkan pengoperasian dengan sistem *single-fuel*. Dari pengoperasian sistem *dual-fuel* ini didapatkan hasil bahwa nilai konsumsi spesifik minyak solar semakin kecil seiring dengan pengaturan *start of injection* dan tekanan gas CNG. Nilai rata-rata *SFC* minyak solar terendah ada pada tekanan 1,5 bar dengan *start of injection* ($SOI_{\text{gas CNG}}$) 80° CA (BTDC), penurunan nilai *SFC* *dual-fuel* minyak solar adalah sebesar 47,10 % dibandingkan *SFC* minyak solar pengoperasian *single-fuel*. Akan tetapi, terlihat pada grafik 4.4 j dengan *Trend* yang berbeda dengan grafik lainnya karena pada tekanan gas CNG 1,5 bar dengan pengaturan *start of injection* ($SOI_{\text{gas CNG}}$) 80° juga berada pada nilai *SFC* terendah. Dikarenakan pada *start of injection* yang lebih maju sehingga berpengaruh terhadap pasokan jumlah udara. Tekanan tersebut lebih banyak membutuhkan pasokan minyak solar karena tekanan gas CNG yang masuk kedalam ruang bakar terlalu besar mengakibatkan penurunan putaran mesin. Penurunan putaran mesin membuat governor menambah pasokan minyak solar untuk menstabilkan putaran mesin. Dapat dikatakan bahwa pengaturan *start of injection* ($SOI_{\text{gas CNG}}$) tidak terlalu berpengaruh secara signifikan dibandingkan dengan pengaturan tekanan gas CNG yang masuk kedalam ruang bakar. Peningkatan tekanan gas CNG, maka energi yang masuk ke ruang bakar meningkat, dimana gas CNG memiliki nilai kalor bahan bakar yang lebih tinggi dibandingkan dengan minyak solar, yaitu: sebesar 47.141 kJ/kg, sedangkan nilai kalor minyak solar sebesar 43.979 kJ/kg. Untuk memproduksi energi dengan putaran stasioner 2000 rpm maka laju energi yang diperlukan dari minyak solar menjadi lebih sedikit.

Pada persamaan (2.14) yang digunakan untuk mencari nilai *sfc* minyak solar, laju aliran massa gas CNG yang berbeda-beda bernilai 1, 1,5, 2, dan 2,5 bar untuk setiap pembebanannya

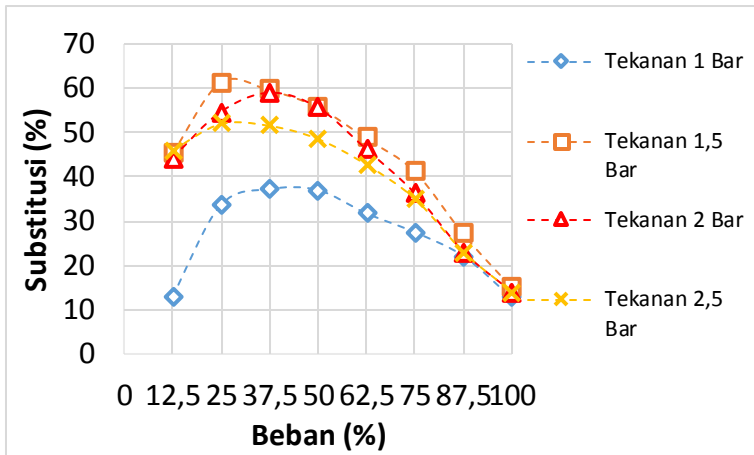
dan setiap *start of injection*, sedangkan nilai laju aliran minyak solar akan turun seiring dengan pengaturan *start of injection* dan variasi tekanan gas CNG karena semakin banyak minyak solar yang dapat digantikan oleh bahan bakar gas CNG.

4.4.5 Substitusi Solar fungsi Beban

Gambar 4.5 di bawah merupakan grafik besar substitusi bahan bakar minyak solar oleh gas CNG pada pengoperasian *dual-fuel* fungsi beban dengan variasi tekanan gas CNG 1, 1,5, 2, dan 2,5 bar.



Gambar 4.5. a. Grafik Substitusi Solar fungsi Beban dengan Tekanan 1,5 bar



Gambar 4.5. b. Grafik Substitusi Solar fungsi Beban dengan $SOI_{\text{gas CNG}} 80^\circ$

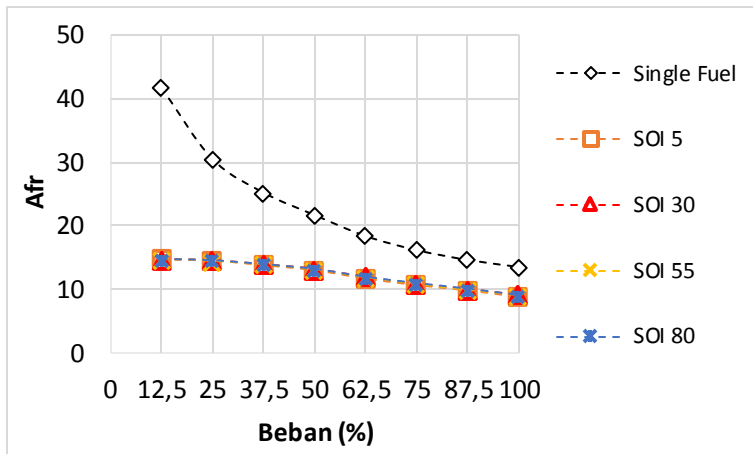
Pada gambar 4.5 a memiliki *Trend* yang sama dengan grafik AFR lainnya menunjukkan bahwa jumlah persentase minyak solar yang digantikan oleh gas CNG setiap penambahan beban listrik. Nilai substitusi solar pada grafik 4.5 a cenderung naik sampai titik maksimum dipembebanan sekitar 1000 – 2000 Watt kemudian bergerak turun seiring dengan beban listrik semakin besar, konsumsi minyak solar semakin banyak untuk menjaga putaran konstan sehingga persentase pergantian semakin kecil.

Pada grafik a tersebut terlihat bahwa jumlah persentase penggantian minyak solar rata-rata yang terbesar terjadi pada *start of injection* ($SOI_{\text{gas CNG}}$) 80° CA BTDC dan tekanan gas CNG 1,5 bar, dengan solar tersubstitusi rata-rata sebesar 45,30 %. Akan tetapi, terlihat pada gambar 4.5 b substitusi solar optimal berada pada tekanan 1,5 bar dan *start of injection* ($SOI_{\text{gas CNG}}$) 80° CA dengan nilai 61,39 %. Dapat dikatakan bahwa pengaturan *start of injection* gas CNG tidak terlalu berpengaruh terhadap nilai substitusi solar, yang lebih berpengaruh adalah tekanan gas CNG yang masuk ke dalam ruang bakar. Dengan meningkatnya

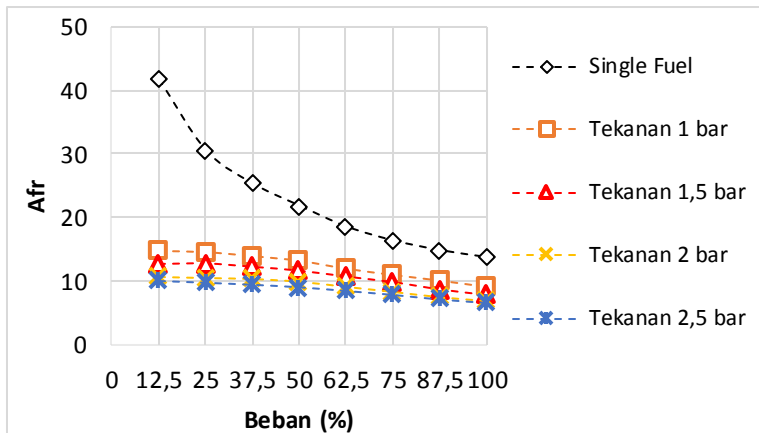
tekanan gas CNG, maka besar energi yang masuk ke ruang bakar meningkat, dimana gas CNG memiliki nilai kalor bahan bakar yang lebih tinggi dibandingkan dengan minyak solar, yaitu: sebesar 47.141 kJ/kg, sedangkan nilai kalor minyak solar sebesar 43,979 kJ/kg. Untuk memproduksi energi dengan putaran stasioner 2000 rpm maka laju energi yang diperlukan dari minyak solar menjadi lebih sedikit. Dengan pengaturan *start of injection* yang maju jumlah laju aliran massa udara ke ruang bakar berkurang karena udara masuk bersamaan dengan gas CNG yang di semprotkan. Hal ini berpengaruh pada *ignition delay periode* pada proses pembakaran *pilot fuel*.

4.4.6 Air Fuel Ratio (AFR)

Gambar 4.6 di bawah merupakan grafik nilai AFR fungsi beban dengan variasi tekanan gas CNG 1, 1,5, 2, dan 2,5 bar



Gambar 4.6. a. Grafik AFR fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar



Gambar 4.6. b. Grafik AFR fungsi Beban dengan $SOI_{gas\ CNG}$ 80°

Gambar 4.7 a menunjukkan perbedaan yang sangat besar antara AFR *single fuel* dengan *dual fuel*. Hal ini disebabkan jumlah bahan bakar yang masuk dalam sistem *dual fuel* jauh lebih besar disebabkan besarnya laju aliran massa gas CNG, meskipun dengan penambahan gas CNG laju aliran massa minyak solar berkurang. Pada setiap pengaturan *start of injection* dan pengaturan tekanan gas CNG nilai AFR turun sejalan dengan penambahan beban listrik. Hal ini disebabkan karena untuk mengatasi pertambahan beban, mesin harus menghasilkan daya yang besar pula. Daya yang semakin besar ini dihasilkan dari pembakaran bahan bakar yang semakin banyak, dan bahan bakar yang ditambah adalah solar karena penambahan solar diatur oleh sistem governor, akan tetapi, bahan bakar gas CNG dimasukkan secara bervariasi sesuai keluarannya *pressure transducer* 1, 1,5, 2, dan 2,5 bar

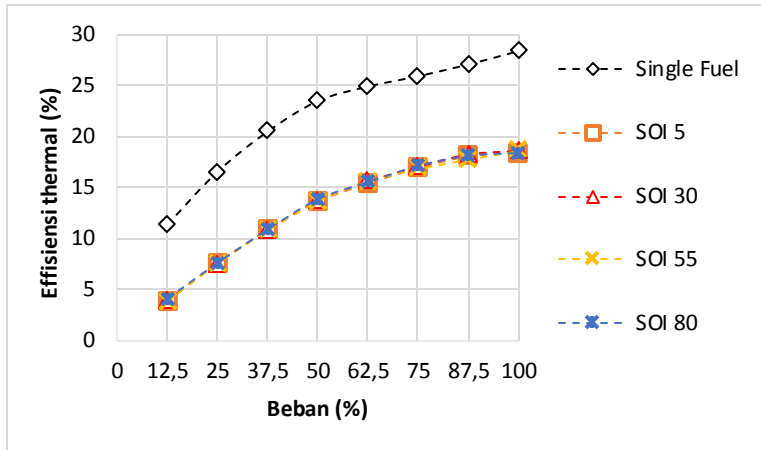
Pada grafik 4.6 a. di atas menunjukkan bahwa tidak ada perbedaan nilai trend grafik dari tekanan 1 sampai 2,5 bar. Pada tekanan gas CNG 1 bar dan pengaturan *start of injection* ($SOI_{gas\ CNG}$) 80° CA BTDC didapat nilai rata-rata AFR tertinggi sebesar 12,90 %, dengan penurunan nilai AFR dibandingkan AFR *single-*

fuel. Hal ini disebabkan karena pada setiap tekanan gas CNG yang masuk ke dalam ruang bakar mengakibatkan pengurangan nilai laju alir minyak solar, yang disebabkan oleh peningkatan laju energi yang masuk ke ruang bakar di mana nilai kalor gas CNG lebih besar daripada nilai kalor minyak solar meskipun juga terjadi penurunan nilai laju aliran udara. Terlihat pada grafik 4.6 b. Menunjukkan bahwa pada pengaturan *start of injection* ($SOI_{\text{gas CNG}}$) 80° tekanan gas CNG 1 bar berada pada posisi optimal dibandingkan dengan tekanan yang lainnya. Majunya titik *start of injection* ($SOI_{\text{gas CNG}}$) dan meningkatnya tekanan gas CNG membuat nilai AFR menjadi turun dikarenakan peningkatan laju aliran massa gas CNG membuat putaran mesin menurun sehingga pasokan solar otomatis bertambah untuk mengantisipasi putaran mesin yang menurun. Proses induksi udara masuk berlangsung dari awal katup *intake* terbuka sampai dengan katup *intake* tertutup. Kemudian gas CNG diinjeksikan sesuai dengan pengaturan yang diinginkan.

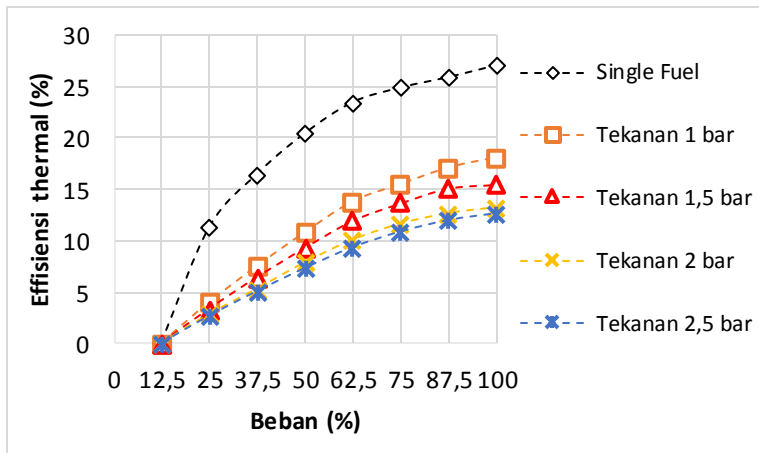
Persamaan (2.23) merupakan perumusan nilai AFR untuk pengoperasian sistem *dual-fuel*. Pada pengujian sistem *dual-fuel*, terjadi peningkatan nilai AFR pada peningkatan durasi injeksi dan peningkatan nilai *start of injection*. Menurut *Heywood* nilai AFR ideal untuk mesin *diesel* berada pada kisaran $18 \leq \text{AFR} \leq 80$. Hal ini berarti pengujian *single-fuel* sudah memenuhi syarat AFR mesin *diesel* standar. Pada pengoperasian *dual-fuel*, nilai AFR berkisar antara 12 – 8,7. Ini berarti pengujian *dual-fuel* masih belum memenuhi *range* nilai AFR ideal.

4.4.7 Efisiensi Thermal (η_{th})

Efisiensi thermal (η_{th}) adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam, semakin tinggi nilai efisiensi thermal berarti semakin tinggi energi yang dapat diubah menjadi daya. Di bawah ini adalah grafik Efisiensi thermal (η_{th}) fungsi beban pada sistem operasi *single-fuel* dan *dual-fuel*.



Gambar 4.7. a. Grafik Effisiensi thermal fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar



Gambar 4.7. b. Grafik Effisiensi thermal fungsi Beban dengan SOI 80°

Gambar 4.7 di atas menunjukkan nilai efisiensi thermal fungsi beban pada tekanan 1, 1,5, 2, dan 2,5 bar. Dari gambar di atas terlihat bahwa efisiensi thermal tertinggi ada pada penggunaan

single-fuel, dan kemudian diikuti penurunan nilai efisiensi termal saat laju aliran massa gas CNG yang dioperasikan dengan variasi tekanan gas CNG dan start injeksi. Hal ini disebabkan karena pada *dual fuel*, besar energi input melalui bahan bakar yang masuk ke ruang bakar lebih besar untuk beban yang sama. Grafik juga menunjukkan bahwa efisiensi termal cenderung naik seiring bertambahnya beban sampai pada nilai maksimum, kemudian nilainya menurun.

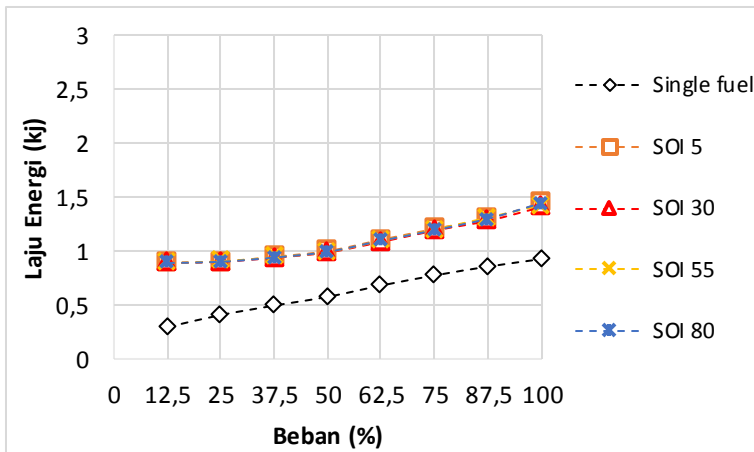
Dapat dilihat bahwa ada hubungan antara *SFC* dengan nilai efisiensi termal yang dihasilkan. Saat *SFC* turun hingga nilai terendah maka efisiensi termal naik hingga bernilai maksimum, yang menggambarkan bahwa dengan naiknya efisiensi termal maka semakin banyak bahan bakar yang dapat dikonversi selama proses pembakaran menjadi daya yang dikeluarkan melalui poros mesin. Saat nilai *SFC* naik kembali maka nilai efisiensi termal turun yang mengindikasikan semakin banyak bahan bakar yang terbuang bersama gas sisa pembakaran karena tidak dapat dikonversi menjadi daya mesin pada saat proses pembakaran berlangsung di ruang bakar.

Dari variasi tekanan gas CNG dan *start of injection* bahan bakar gas CNG menunjukkan efisiensi *thermal* (η_{th}) terbaik terjadi pada tekanan gas 1 bar dengan *start of injection* 80° CA BTDC. Dimana nilai rata-rata penurunan efisiensi *thermal* (η_{th}) sebesar 40,89 % terhadap kondisi *single fuel*. Hal ini menunjukkan bahwa besar derajat start injeksi yang optimum untuk menghasilkan efisiensi maksimal ketika menggunakan bahan bakar gas CNG sebesar 80° CA BTDC karena dengan meningkatnya tekanan dan *start of injection* maka jumlah massa bahan bakar gas CNG yang masuk ke ruang bakar meningkat sehingga jumlah energi yang masuk ke ruang bakar semakin meningkat. Besar energi yang meningkat untuk menghasilkan besaran energi untuk sebuah besaran daya yang konstan di setiap bebannya membuat laju aliran massa minyak solar berkurang. Meningkatnya nilai efisiensi *thermal* (η_{th}) seiring dengan *start of injection* yang dimajukan sekitar 80° CA BTDC, hal ini

disebabkan oleh udara dan gas CNG yang masuk bersamaan ke ruang bakar sehingga proses pembakaran yang terjadi tidak sempurna. Pengurangan laju aliran massa minyak solar disebabkan laju aliran gas CNG yang besar juga.

4.4.8 Kandungan Energi per Siklus

Di bawah ini adalah gambar grafik nilai laju energi yang masuk ke ruang bakar pada tekanan CNG 1 bar.



Gambar 4.8. Grafik Laju Energi fungsi Beban dengan Tekanan 1 bar

Trend dari grafik di atas, yaitu: nilai besar energi masuk meningkat seiring dengan peningkatan beban, hal ini dipengaruhi oleh meningkatnya laju aliran massa minyak solar seiring dengan meningkatnya beban dengan mekanisme pengaturan pada *governor*. Hal ini dilakukan untuk menjaga putaran mesin tetap konstan agar dapat menghasilkan listrik yang stabil dengan tegangan 220 volt.

Dari grafik yang ditunjukkan pada gambar 4.8 didapatkan nilai laju energi pada pengoperasian *dual fuel* lebih tinggi dibandingkan pengoperasian *single fuel*. Hal ini disebabkan oleh adanya laju aliran massa masuk gas CNG yang mempunyai nilai

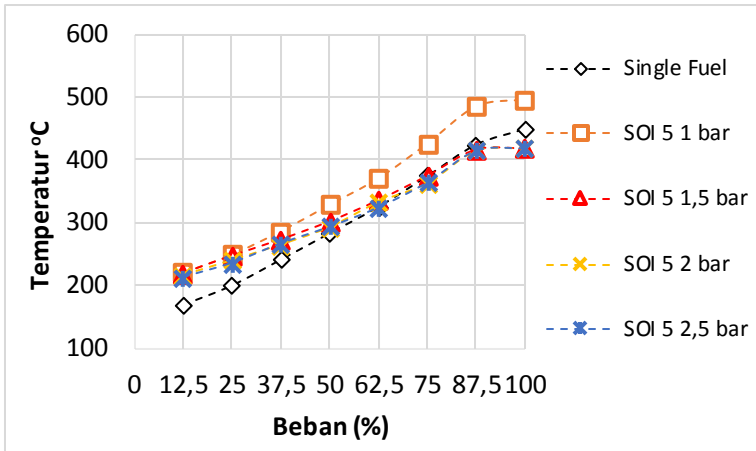
kalor sedikit di atas nilai kalor minyak solar, yaitu 47.141 kJ/kg sedangkan minyak solar sebesar 43.979 kJ/kg.

$$\text{laju energi (kJ)} = (\text{durasi injeksi}_{CNG} (s) \times \dot{m}_{CNG} \times LHV) + (\text{waktu siklus}_{solar} (s) \times \dot{m}_{solar} \times LHV)$$

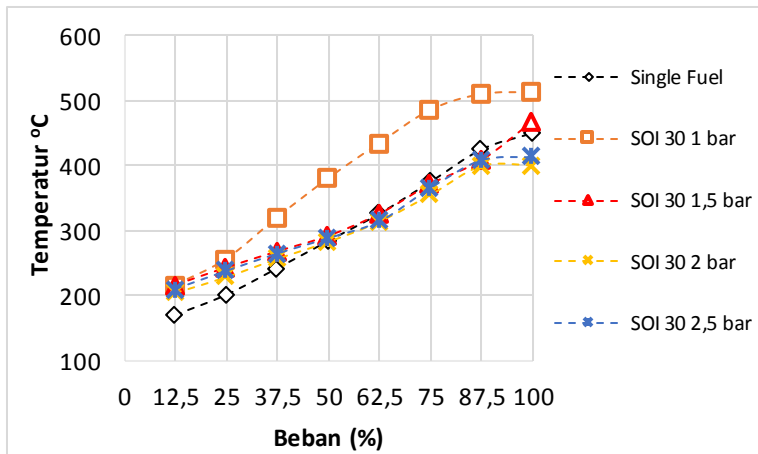
Perumusan di atas adalah persamaan yang digunakan untuk menghitung laju energi, dimana untuk pengoperasian *dual-fuel* nilai laju alir massa gas CNG dijaga konstan sedangkan tekanan gas CNG yang di variasikan sedangkan durasi injeksi tetap 11,6 ms. Nilai laju aliran massa minyak solar cenderung turun seiring dengan peningkatan tekanan gas CNG dan variasi *start of injection*. Grafik di atas sudah sesuai dengan perumusan di mana nilai laju energi meningkat seiring peningkatan tekanan gas CNG.

4.4.9 Analisa Temperatur Gas Buang

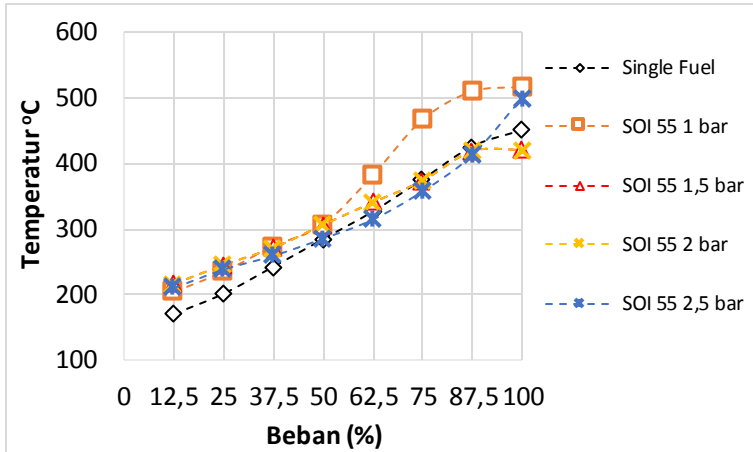
Grafik di bawah merupakan grafik temperatur gas buang yang digunakan sebagai pendukung dalam menganalisa performa proses pembakaran yang dihasilkan. Temperatur gas buang diukur dengan menggunakan thermocouple yang di letakkan ke dalam knalpot. Pada engine ini menggunakan media pendingin air.



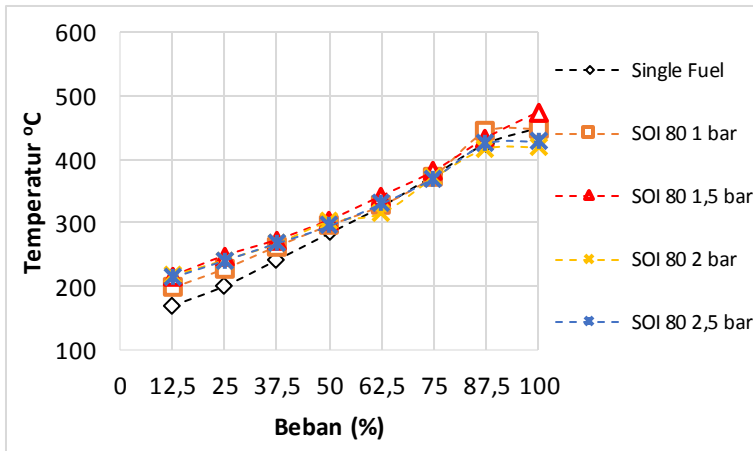
Gambar 4.9. a. Grafik Temperatur Exhaust fungsi beban pada SOI 5° CA



Gambar 4.9. b. Grafik Temperatur Exhaust fungsi beban pada SOI 30° CA



Gambar 4.9. c. Grafik Temperatur Exhaust fungsi beban pada SOI 55° CA



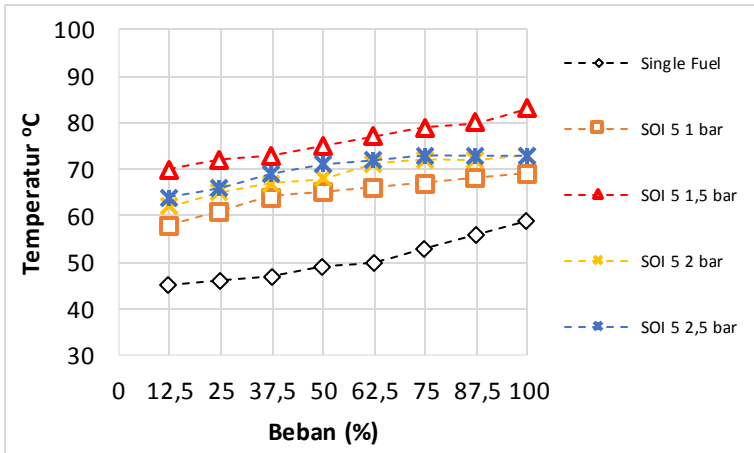
Gambar 4.9. d. Grafik Temperatur Exhaust fungsi beban pada SOI 80° CA

Gambar 4.9 menunjukkan pengaruh *start of injection* dan tekanan gas CNG terhadap temperatur gas buang untuk setiap kenaikan beban listrik pada tekanan gas CNG dan *start of injection* 5, 30, 55, dan 80 °CA.. Dalam grafik digambarkan bahwa adanya peningkatan temperatur gas buang terhadap kenaikan beban, yang disebabkan bertambahnya jumlah energi input ke dalam ruang bakar untuk memberikan daya mesin terhadap kenaikan beban listrik. Selain itu grafik juga menunjukkan kenaikan nilai temperatur gas buang setiap penambahan tekanan gas CNG, dan tentunya yang menyebabkan hal ini adalah jumlah energi input ke ruang bakar bertambah besar.

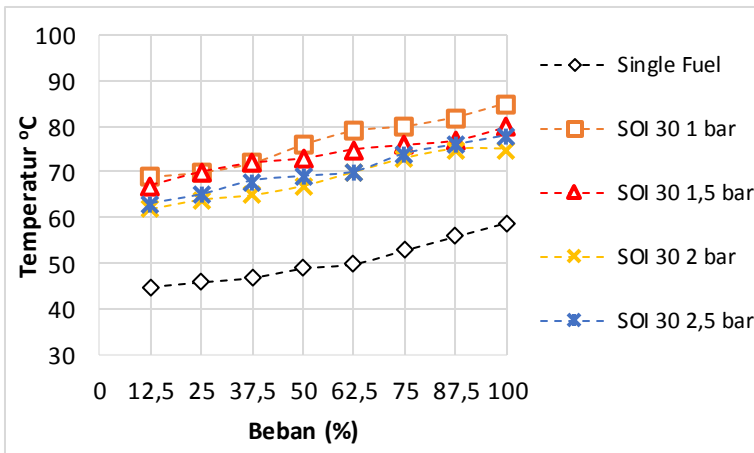
Analisa yang dipahami dari gambaran tersebut adalah bahwa penambahan energi input ke dalam ruang bakar dengan cara menambah kuantitas bahan bakar membuat semakin banyak energi yang dikonversi menjadi energi panas melalui proses pembakaran dalam ruang bakar. Dan apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan periode *ignition delay* meningkat sehingga semakin banyak bahan bakar yang terlambat terbakar selama proses pembakaran dan keluar sebagai *incomplete combustion fuel*, sehingga gas buang yang tercampur dengan *incomplete combustion fuel* tersebut temperaturnya menjadi lebih tinggi.

4.4.10 Analisa Temperatur Mesin

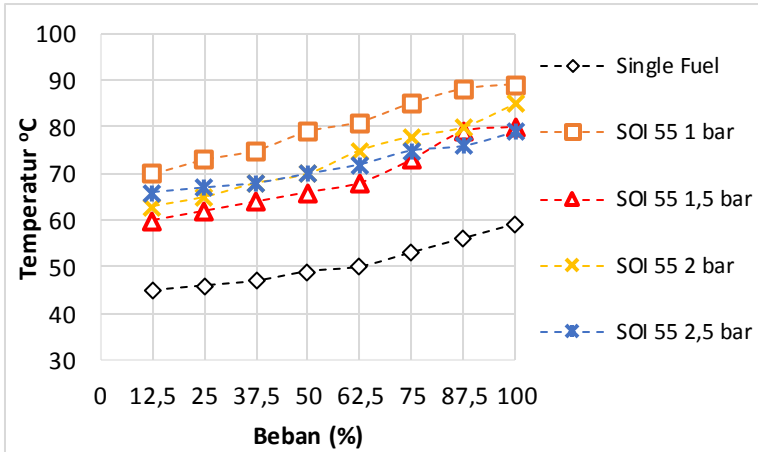
Data yang diambil untuk temperatur gas buang didukung dengan data yang diambil dengan temperatur mesin. Pengukuran temperatur mesin ini menggunakan *thermocouple* yang ditempatkan di dinding *cylinder block*.



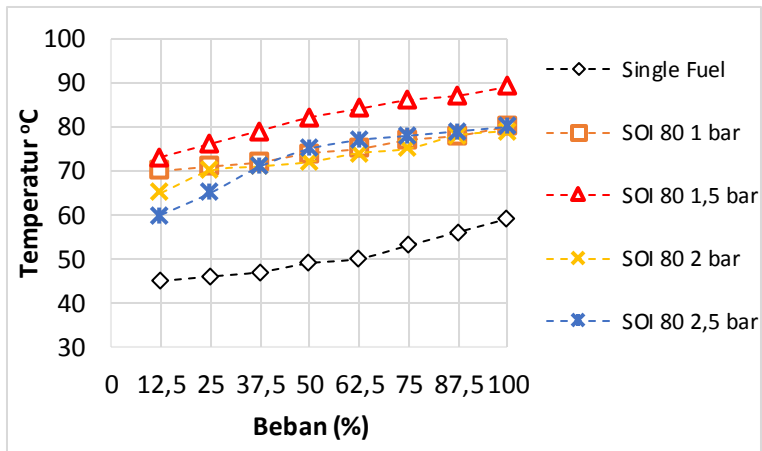
Gambar 4.10. a. Grafik Temperatur Mesin fungsi beban pada SOI 5° CA



Gambar 4.10. b. Grafik Temperatur Mesin fungsi beban pada SOI 30° CA



Gambar 4.10. c. Grafik Temperatur Mesin fungsi beban pada SOI 55° CA



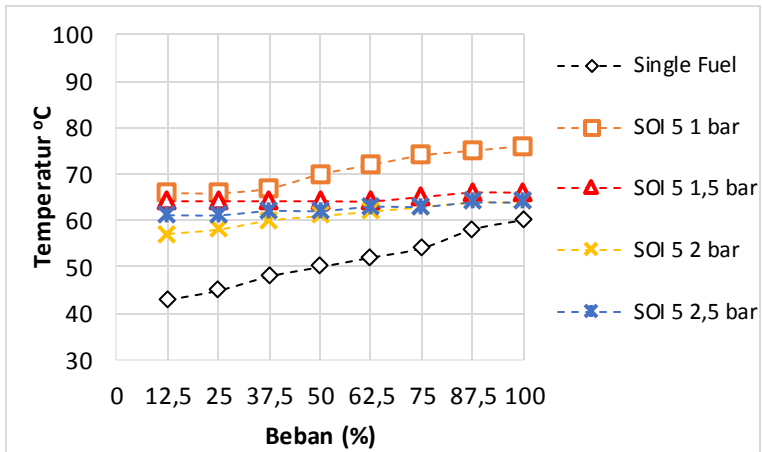
Gambar 4.10. d. Grafik Temperatur Mesin fungsi beban pada SOI 80° CA

Gambar 4.10 menunjukkan grafik temperatur mesin fungsi beban. Semua kondisi grafik pada gambar diatas memiliki tren yang berbeda-beda sesuai dengan *start of injection* dan tekanan gas CNG yang di variasikan. Pada gambar 4.10 a dan d temperatur tertinggi berada pada tekanan 1,5 bar dikarenakan gas yang masuk kedalam ruang bakar terlalu besar sehingga kalor yang yang dihasilkan juga besar. Akan tetapi, pada gambar 4.10 b dan c temperatur tertinggi berada pada tekanan 1 bar dikarenakan gas yang masuk kedalam ruang bakar terlalu besar sehingga kalor yang yang dihasilkan juga besar. yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring beban mesin. Semakin meningkatnya beban maka jumlah bahan bakar yang masuk ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder juga semakin banyak, sehingga temperatur mesin pun naik.

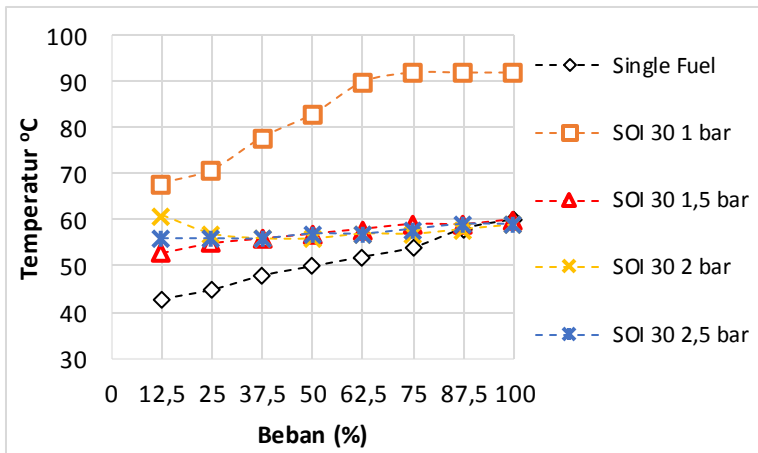
Pada pengoperasian *dual-fuel* nilai temperatur mesin lebih tinggi dibandingkan pengoperasian *single-fuel*, hal ini disebabkan karena nilai *heating value* gas CNG yang lebih tinggi dari minyak solar, sehingga proses pembakaran bahan bakar gas CNG akan menaikkan temperatur mesin. Pada grafik ini terlihat kenaikan temperatur dari setiap penambahan tekanan gas CNG dan pengaturan *start of injection*, hal ini disebabkan oleh peningkatan energi yang masuk ke ruang bakar seiring dengan peningkatan massa gas CNG yang masuk ke ruang bakar.

4.4.11 Analisa Temperatur Pelumas

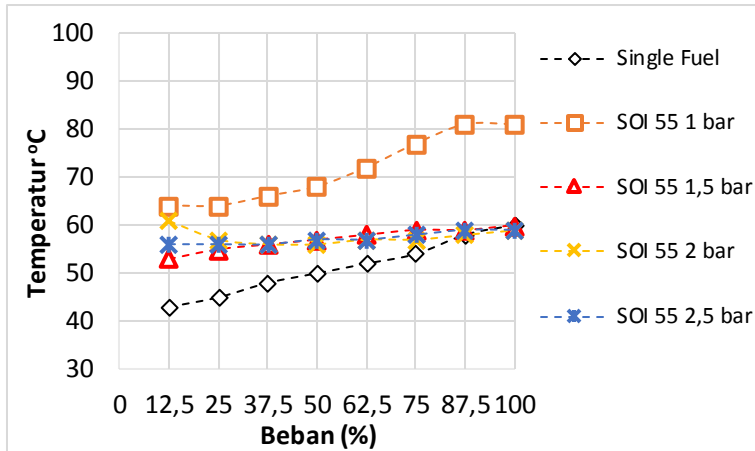
Gambar 4.11 di bawah ini menunjukkan grafik temperatur pelumas fungsi beban, pada masing-masing variasi tekanan gas CNG dan *start of injection*. Trend dari grafik di bawah, yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring beban mesin. Semakin meningkatnya beban maka jumlah bahan bakar yang disuplai ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder lalu diserap oli juga semakin banyak, sehingga temperatur minyak pelumas naik.



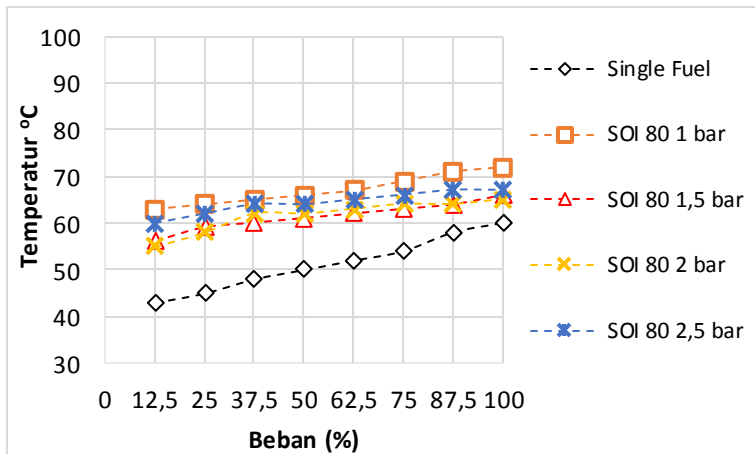
Gambar 4.11. a. Grafik Temperatur pelumas fungsi beban pada SOI 5° CA



Gambar 4.11. b. Grafik Temperatur pelumas fungsi beban pada SOI 30° CA



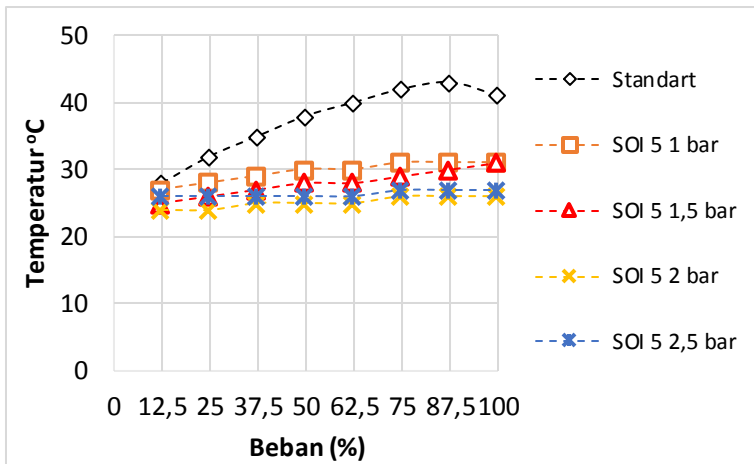
Gambar 4.11. c. Grafik Temperatur Pelumas fungsi beban pada SOI 55° CA



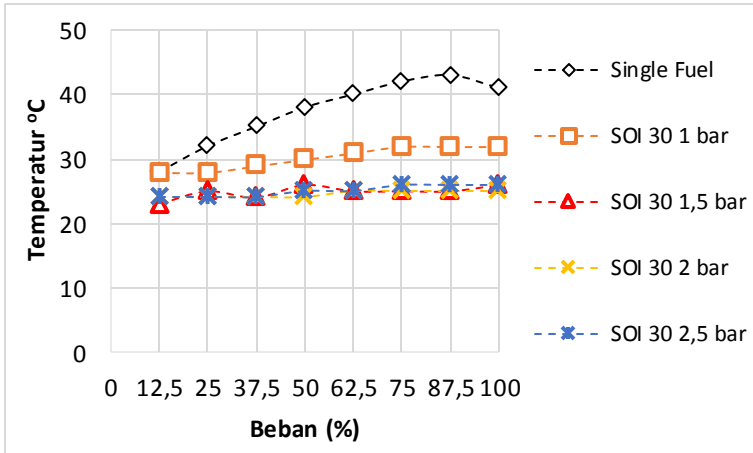
Gambar 4.11. d. Grafik Temperatur Pelumas fungsi beban pada SOI 80° CA

Grafik 4.11 a sampai d pada pengoperasian *dual-fuel* dengan temperatur tertinggi pada tekanan 1 bar terlihat nilai temperatur minyak pelumas lebih tinggi dibandingkan pengoperasian *single-fuel*, hal ini disebabkan karena nilai *heating value* gas CNG yang lebih tinggi dibandingkan minyak solar, sehingga proses pembakaran bahan bakar gas CNG akan menaikkan temperatur minyak pelumas. Pada grafik ini terlihat kenaikan temperatur dari setiap penambahan tekanan gas CNG dan pengaturan *start of injection*, hal ini disebabkan oleh peningkatan energi yang masuk ke ruang bakar seiring dengan peningkatan massa gas CNG yang masuk ke ruang bakar.

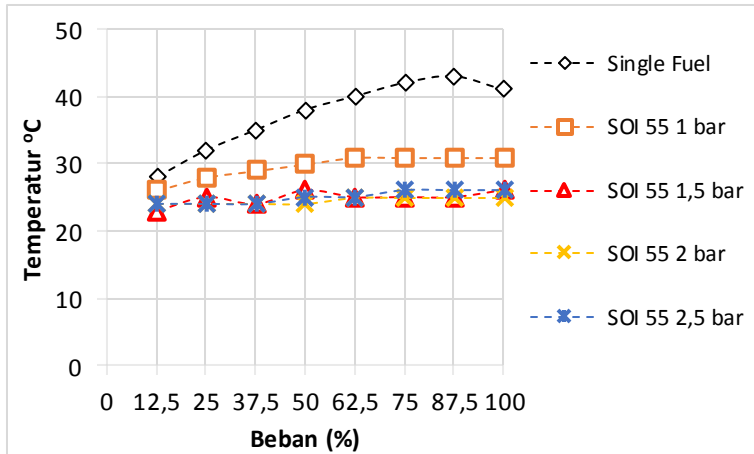
4.4.12 Analisa Temperatur Cairan Pendingin



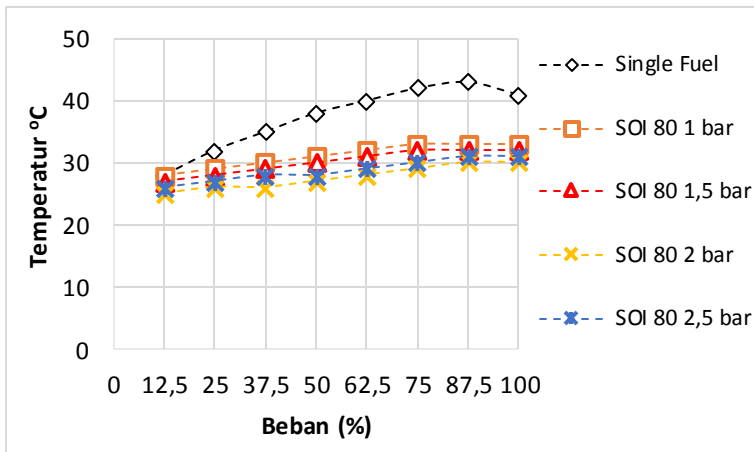
Gambar 4.12. a. Grafik Temperatur Air Pendingin fungsi beban pada SOI 5° CA



Gambar 4.12. b. Grafik Temperatur Air Pendingin fungsi beban pada SOI 30° CA



Gambar 4.12. c. Grafik Temperatur Air Pendingin fungsi beban pada SOI 55° CA



Gambar 4.12. d. Grafik Temperatur Air Pendingin fungsi beban pada SOI 80° CA

Pada Gambar 4.12 a sampai d menunjukkan grafik temperatur air pendingin terhadap beban. Grafik diatas memiliki *trend* yang sama. Analisa yang dapat dijelaskan adalah kenaikan temperatur seiring beban mesin. Semakin meningkatnya beban maka jumlah bahan bakar yang disuplai ke ruang bakar akan semakin banyak, sehingga panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder yang diserap cairan pendingin juga semakin banyak, sehingga temperatur cairan pendingin naik.

Grafik 4.12 a sampai d pengoperasian *dual-fuel* temperatur tertinggi pada tekanan gas CNG 1 bar nilai temperatur cairan pendingin sistem *dual-fuel* lebih rendah dibandingkan pengoperasian *single-fuel*, hal ini disebabkan karena ketika proses pendinginan air yang dibutuhkan pada sistem *dual fuel* tidak begitu banyak sehingga temperatur yang dihasilkan rendah dibanding sistem *single fuel* yang membutuhkan air lebih banyak pada proses pendinginannya. Hal ini juga kesalahan saat penuangan air ketika mesin beroperasi sistem *dual-fuel* lebih banyak dituangkan dibandingkan sistem *single fuel*. Oleh karena

itu, walaupun nilai *heating value* gas CNG yang lebih tinggi dari minyak solar, akan tetapi, panas yang dihasilkan dari pembakaran pada ruang bakar dapat di serap oleh air pendingin tersebut sehingga grafik *dual-fuel* berada dibawah grafik *single fuel*. Pada grafik ini terlihat kenaikan temperatur dari setiap penambahan tekanan gas CNG dan pengaturan *start of injection*, hal ini disebabkan oleh peningkatan energi yang masuk ke ruang bakar seiring dengan peningkatan massa gas CNG yang masuk ke ruang bakar.

LAMPIRAN

LAMPIRAN 1 DATA HASIL PENELITIAN

1. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *single fuel* standard.

beban	Ne Watt	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Kg/kw.jam	Eff %	afr	Kalor per siklus (kj)	Efisiensi Volumetris
0	0,00	0,00	0,00		0,000	48,10	0,26	49,67
12,5	566,08	2,70	82,46	0,727	11,26	41,73	0,30	49,67
25	1132,16	5,41	164,93	0,497	16,47	30,53	0,41	49,67
37,5	1698,25	8,11	247,39	0,401	20,44	25,26	0,50	49,67
50	2264,33	10,81	329,85	0,349	23,46	21,75	0,58	49,67
62,5	2830,41	13,51	412,32	0,329	24,88	18,45	0,68	49,67
75	3345,03	15,97	487,28	0,316	25,90	16,25	0,77	49,67
87,5	3859,65	18,43	562,25	0,302	27,06	14,72	0,86	49,67
100	4374,27	20,89	637,22	0,288	28,38	13,62	0,92	49,67

2. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 5° CA dengan Tekanan 1 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar Kg/kw.jam	Sfc dual fuel Kg/kw.jam	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %	afr
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	38,83	0,8	51,82	16,83
12,5	2,2	0,566	2,703	82,464	0,628	2,045	3,81	13,64	0,9	51,82	14,84
25	4,4	1,132	5,406	164,927	0,329	1,038	7,52	33,81	0,9	51,82	14,62
37,5	6,6	1,698	8,109	247,391	0,256	0,728	10,74	36,11	0,9	51,82	13,89
50	8,8	2,264	10,811	329,854	0,224	0,579	13,55	35,71	1,0	51,82	13,11
62,5	11	2,830	13,514	412,318	0,230	0,514	15,32	30,00	1,1	51,82	11,82
75	13,2	3,396	16,217	494,781	0,233	0,469	16,85	25,25	1,2	51,82	10,79
87,5	15,2	3,911	18,674	569,748	0,235	0,440	17,98	21,18	1,3	51,82	9,97
100	17,2	4,426	21,131	644,715	0,252	0,434	18,32	11,43	1,4	51,82	8,95

3. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 5^o CA dengan Tekanan 1,5 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar	Sfc dual fuel	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %	afr
					Kg/kw.jam	Kg/kw.jam					
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	46,32	1,0	51,82	12,95
12,5	2,3	0,592	2,826	86,212	0,386	2,304	3,35	44,44	1,1	51,82	12,60
25	4,5	1,158	5,529	168,675	0,193	1,173	6,58	60,29	1,1	51,82	12,65
37,5	6,7	1,724	8,231	251,139	0,165	0,823	9,40	58,18	1,1	51,82	12,11
50	8,8	2,264	10,811	329,854	0,158	0,659	11,78	54,79	1,2	51,82	11,52
62,5	11	2,830	13,514	412,318	0,173	0,574	13,59	47,50	1,2	51,82	10,58
75	13	3,345	15,971	487,284	0,190	0,529	14,78	39,84	1,4	51,82	9,70
87,5	15	3,860	18,428	562,251	0,228	0,522	15,08	24,72	1,5	51,82	8,53
100	17	4,374	20,886	637,218	0,252	0,511	15,45	12,68	1,7	51,82	7,68

4. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 5^o CA dengan Tekanan 2 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar	Sfc dual fuel	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %	afr
					Kg/kw.jam	Kg/kw.jam					
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	51,87	1,2	51,82	11,00
12,5	2,3	0,592	2,826	86,212	0,407	2,755	2,80	41,54	1,3	51,82	10,54
25	4,5	1,158	5,529	168,675	0,218	1,418	5,44	55,16	1,3	51,82	10,46
37,5	6,7	1,724	8,231	251,139	0,159	0,965	8,00	59,65	1,3	51,82	10,32
50	8,9	2,290	10,934	333,602	0,152	0,759	10,20	56,00	1,3	51,82	9,89
62,5	11,2	2,882	13,760	419,814	0,175	0,657	11,83	45,81	1,5	51,82	9,07
75	13,2	3,396	16,217	494,781	0,200	0,609	12,81	35,65	1,6	51,82	8,30
87,5	15,1	3,885	18,551	566,000	0,237	0,595	13,20	21,18	1,8	51,82	7,44
100	17,2	4,426	21,131	644,715	0,245	0,559	14,06	13,89	1,9	51,82	6,94

5. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 5^o CA dengan Tekanan 2,5 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar	Sfc dual fuel	Eff %	Substitusi solar %	Kalor sikhs Kj	η Volumetris %	afr
					Kg/kw.jam	Kg/kw.jam					
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	58,21	1,3	51,82	10,41
12,5	2,2	0,566	2,703	82,464	0,401	3,052	2,52	44,93	1,3	51,82	9,94
25	4,4	1,132	5,406	164,927	0,230	1,556	4,96	53,67	1,4	51,82	9,75
37,5	6,6	1,698	8,109	247,391	0,188	1,072	7,21	53,06	1,4	51,82	9,44
50	8,8	2,264	10,811	329,854	0,174	0,837	9,25	50,00	1,5	51,82	9,06
62,5	11	2,830	13,514	412,318	0,184	0,715	10,88	44,00	1,6	51,82	8,50
75	13	3,345	15,971	487,284	0,200	0,649	12,02	36,75	1,7	51,82	7,92
87,5	15	3,860	18,428	562,251	0,228	0,617	12,70	24,72	1,8	51,82	7,22
100	17	4,374	20,886	637,218	0,245	0,588	13,36	15,07	2,0	51,82	6,68

6. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 30^o CA dengan Tekanan 1 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar	Sfc dual fuel	Eff %	Substitusi solar %	Kalor sikhs Kj	η Volumetris %	afr
					Kg/kw.jam	Kg/kw.jam					
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	43,26	0,8	51,82	17,10
12,5	2,2	0,566	2,703	82,464	0,643	2,060	3,79	11,63	0,9	51,82	14,73
25	4,4	1,132	5,406	164,927	0,335	1,044	7,48	32,52	0,9	51,82	14,54
37,5	6,6	1,698	8,109	247,391	0,253	0,726	10,78	36,81	0,9	51,82	13,94
50	8,8	2,264	10,811	329,854	0,220	0,574	13,65	36,94	1,0	51,82	13,21
62,5	11	2,830	13,514	412,318	0,223	0,506	15,54	32,26	1,1	51,82	11,99
75	13,2	3,396	16,217	494,781	0,228	0,464	17,01	26,73	1,2	51,82	10,90
87,5	15,2	3,911	18,674	569,748	0,230	0,435	18,20	22,99	1,3	51,82	10,10
100	17	4,374	20,886	637,218	0,245	0,428	18,54	15,07	1,4	51,82	9,17

7. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 30° CA dengan Tekanan 1,5 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar	Sfc dual fuel	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %	afr
					Kg/kw.jam	Kg/kw.jam					
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	55,31	1,0	51,82	13,27
12,5	2,2	0,566	2,703	82,464	0,401	2,405	3,21	44,93	1,1	51,82	12,62
25	4,4	1,132	5,406	164,927	0,195	1,197	6,45	60,85	1,1	51,82	12,68
37,5	6,7	1,724	8,231	251,139	0,163	0,821	9,43	58,78	1,1	51,82	12,14
50	8,9	2,290	10,934	333,602	0,159	0,654	11,86	53,95	1,2	51,82	11,47
62,5	11,1	2,856	13,637	416,066	0,173	0,571	13,66	46,84	1,3	51,82	10,54
75	13,2	3,396	16,217	494,781	0,186	0,520	15,05	40,32	1,4	51,82	9,73
87,5	15,2	3,911	18,674	569,748	0,222	0,512	15,35	25,56	1,5	51,82	8,57
100	17,1	4,400	21,008	640,966	0,247	0,505	15,64	13,89	1,7	51,82	7,74

8. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 30° CA dengan Tekanan 2 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar	Sfc dual fuel	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %	afr
					Kg/kw.jam	Kg/kw.jam					
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	49,66	1,2	51,82	10,95
12,5	2,3	0,592	2,826	86,212	0,401	2,749	2,81	42,42	1,3	51,82	10,56
25	4,6	1,184	5,651	172,424	0,217	1,391	5,55	54,43	1,3	51,82	10,44
37,5	6,7	1,724	8,231	251,139	0,162	0,968	7,98	58,93	1,3	51,82	10,29
50	8,9	2,290	10,934	333,602	0,155	0,761	10,17	55,20	1,4	51,82	9,85
62,5	11,1	2,856	13,637	416,066	0,178	0,664	11,70	45,45	1,5	51,82	9,05
75	13,2	3,396	16,217	494,781	0,199	0,608	12,85	36,21	1,6	51,82	8,32
87,5	15,2	3,911	18,674	569,748	0,233	0,588	13,34	22,09	1,8	51,82	7,47
100	17,2	4,426	21,131	644,715	0,242	0,556	14,15	15,07	1,9	51,82	6,98

9. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 30° CA dengan Tekanan 2,5 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar	Sfc dual fuel	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %	afr
					Kg/kw.jam	Kg/kw.jam					
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	55,40	1,3	51,82	10,35
12,5	2.3	0,592	2,826	86,212	0,380	2,916	2,64	45,40	1,3	51,82	9,96
25	4.5	1,158	5,529	168,675	0,226	1,522	5,07	53,51	1,4	51,82	9,75
37,5	6.8	1,750	8,354	254,887	0,186	1,044	7,40	52,08	1,4	51,82	9,40
50	8.9	2,290	10,934	333,602	0,175	0,831	9,33	49,23	1,5	51,82	9,03
62,5	11.1	2,856	13,637	416,066	0,185	0,711	10,94	43,24	1,6	51,82	8,47
75	13.2	3,396	16,217	494,781	0,200	0,642	12,15	35,65	1,7	51,82	7,88
87,5	15.2	3,911	18,674	569,748	0,227	0,611	12,82	23,86	1,8	51,82	7,19
100	17.2	4,426	21,131	644,715	0,245	0,585	13,44	13,89	2,0	51,82	6,64

10. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 55° CA dengan Tekanan 1 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar	Sfc dual fuel	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %	afr
					Kg/kw.jam	Kg/kw.jam					
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	49,54	0,8	51,82	17,49
12,5	2.2	0,566	2,703	82,464	0,640	2,057	3,79	12,04	0,9	51,82	14,75
25	4.4	1,132	5,406	164,927	0,339	1,047	7,45	31,86	0,9	51,82	14,49
37,5	6.6	1,698	8,109	247,391	0,256	0,728	10,74	36,11	0,9	51,82	13,89
50	8.8	2,264	10,811	329,854	0,221	0,576	13,61	36,54	1,0	51,82	13,18
62,5	11.1	2,856	13,637	416,066	0,224	0,505	15,57	31,15	1,1	51,82	11,90
75	13.1	3,371	16,094	491,033	0,232	0,470	16,80	26,00	1,2	51,82	10,84
87,5	15.1	3,885	18,551	566,000	0,240	0,446	17,76	20,24	1,3	51,82	9,91
100	17.2	4,426	21,131	644,715	0,245	0,427	18,61	13,89	1,4	51,82	9,10

11. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 55° CA dengan Tekanan 1,5 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar Kg/kw.jam	Sfc dual fue. Kg/kw.jam	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %	afr
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	56,20	1,0	51,82	13,31
12,5	2,2	0,566	2,703	82,464	0,408	2,412	3,20	43,95	1,1	51,82	12,58
25	4,5	1,158	5,529	168,675	0,188	1,168	6,61	61,39	1,1	51,82	12,71
37,5	6,7	1,724	8,231	251,139	0,162	0,820	9,44	58,93	1,1	51,82	12,15
50	8,9	2,290	10,934	333,602	0,155	0,651	11,93	55,00	1,2	51,82	11,53
62,5	11,1	2,856	13,637	416,066	0,168	0,565	13,78	48,47	1,2	51,82	10,64
75	13,1	3,371	16,094	491,033	0,186	0,522	14,98	40,80	1,4	51,82	9,76
87,5	15	3,860	18,428	562,251	0,223	0,517	15,22	26,37	1,5	51,82	8,62
100	17,2	4,426	21,131	644,715	0,242	0,499	15,84	15,07	1,7	51,82	7,79

12. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 55° CA dengan Tekanan 2 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar Kg/kw.jam	Sfc dual fue. Kg/kw.jam	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %	afr
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	58,37	1,2	51,84	11,17
12,5	2,3	0,592	2,826	86,212	0,390	2,738	2,82	43,95	1,3	51,84	10,61
25	4,5	1,158	5,529	168,675	0,225	1,425	5,41	53,67	1,3	51,84	10,41
37,5	6,7	1,724	8,231	251,139	0,165	0,971	7,95	58,18	1,3	51,84	10,27
50	8,9	2,290	10,934	333,602	0,155	0,762	10,16	55,00	1,4	51,84	9,85
62,5	11,1	2,856	13,637	416,066	0,177	0,663	11,72	45,81	1,5	51,84	9,07
75	13,1	3,371	16,094	491,033	0,198	0,611	12,78	36,75	1,6	51,84	8,35
87,5	15	3,860	18,428	562,251	0,236	0,596	13,17	22,09	1,8	51,84	7,48
100	17,2	4,426	21,131	644,715	0,249	0,563	13,98	12,68	1,9	51,84	6,90

13. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 55° CA dengan Tekanan 2,5 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar	Sfc dual fue	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %	afr
					Kg/kw.jam	Kg/kw.jam					
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	58,21	1,3	51,82	10,41
12,5	2,3	0,592	2,826	86,212	0,378	2,914	2,64	45,71	1,3	51,82	9,96
25	4,5	1,158	5,529	168,675	0,229	1,525	5,06	52,88	1,4	51,82	9,73
37,5	6,7	1,724	8,231	251,139	0,187	1,057	7,31	52,67	1,4	51,82	9,43
50	8,9	2,290	10,934	333,602	0,173	0,829	9,34	49,75	1,5	51,82	9,05
62,5	11,1	2,856	13,637	416,066	0,184	0,709	10,96	43,62	1,6	51,82	8,48
75	13,1	3,371	16,094	491,033	0,198	0,644	12,11	36,75	1,7	51,82	7,92
87,5	15	3,860	18,428	562,251	0,233	0,622	12,60	22,99	1,8	51,82	7,16
100	17,2	4,426	21,131	644,715	0,242	0,581	13,52	15,07	2,0	51,82	6,68

14. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 80° CA dengan Tekanan 1 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar	Sfc dual fue	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %
					Kg/kw.jam	Kg/kw.jam				
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	50,11	0,8	51,82
12,5	2,3	0,592	2,826	86,212	0,606	1,962	3,97	12,84	0,9	51,82
25	4,4	1,132	5,406	164,927	0,331	1,039	7,51	33,49	0,9	51,82
37,5	6,6	1,698	8,109	247,391	0,252	0,724	10,80	37,16	0,9	51,82
50	8,9	2,290	10,934	333,602	0,218	0,568	13,80	36,94	1,0	51,82
62,5	11	2,830	13,514	412,318	0,225	0,508	15,49	31,71	1,1	51,82
75	13,2	3,396	16,217	494,781	0,226	0,462	17,09	27,45	1,2	51,82
87,5	15,2	3,911	18,674	569,748	0,233	0,438	18,09	22,09	1,3	51,82
100	17,1	4,400	21,008	640,966	0,250	0,433	18,36	12,68	1,4	51,82

15. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 80° CA dengan Tekanan 1,5 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar Kg/kw.jam	Sfc dual fuel Kg/kw.jam	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	53,30	1,0	51,82
12,5	2,3	0,592	2,826	86,212	0,381	2,298	3,36	45,24	1,1	51,82
25	4,4	1,132	5,406	164,927	0,192	1,194	6,46	61,39	1,1	51,82
37,5	6,6	1,698	8,109	247,391	0,162	0,830	9,33	59,65	1,1	51,82
50	8,9	2,290	10,934	333,602	0,152	0,648	11,97	55,80	1,1	51,82
62,5	11	2,830	13,514	412,318	0,169	0,569	13,68	48,78	1,2	51,82
75	13,2	3,396	16,217	494,781	0,183	0,517	15,13	41,27	1,3	51,82
87,5	15,2	3,911	18,674	569,748	0,217	0,508	15,49	27,17	1,5	51,82
100	17,2	4,426	21,131	644,715	0,242	0,499	15,84	15,07	1,7	51,82

16. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 80° CA dengan Tekanan 2 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar Kg/kw.jam	Sfc dual fuel Kg/kw.jam	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	58,44	1,2	51,82
12,5	2,3	0,592	2,826	86,212	0,389	2,737	2,82	44,12	1,3	51,82
25	4,4	1,132	5,406	164,927	0,226	1,453	5,31	54,58	1,3	51,82
37,5	6,6	1,698	8,109	247,391	0,165	0,983	7,86	58,93	1,3	51,82
50	8,8	2,264	10,811	329,854	0,155	0,769	10,07	55,61	1,3	51,82
62,5	11	2,830	13,514	412,318	0,177	0,668	11,64	46,15	1,5	51,82
75	13	3,345	15,971	487,284	0,202	0,617	12,65	36,21	1,6	51,82
87,5	15	3,860	18,428	562,251	0,233	0,593	13,23	22,99	1,8	51,82
100	17,1	4,400	21,008	640,966	0,247	0,563	13,98	13,89	1,9	51,82

17. Data unjuk kerja mesin dengan pengoperasian *dual fuel* pada SOI 80° CA dengan Tekanan 2,5 bar

beban	Ampere (a)	Ne KW	Mt N.m	Bmep Kpa	Sfc Solar Kg/kw.jam	Sfc dual fuel Kg/kw.jam	Eff %	Substitusi solar %	Kalor siklus Kj	η Volumetris %
0	0	0,000	0,000	0,000			0,00	57,48	1,3	51,82
12,5	2,3	0,592	2,826	86,212	0,375	2,912	2,65	46,02	1,3	51,82
25	4,5	1,158	5,529	168,675	0,233	1,529	5,05	52,07	1,4	51,82
37,5	6,7	1,724	8,231	251,139	0,191	1,061	7,28	51,68	1,4	51,82
50	8,9	2,290	10,934	333,602	0,177	0,832	9,31	48,70	1,5	51,82
62,5	11	2,830	13,514	412,318	0,188	0,718	10,82	42,86	1,6	51,82
75	13	3,345	15,971	487,284	0,205	0,654	11,93	35,09	1,7	51,82
87,5	15	3,860	18,428	562,251	0,233	0,622	12,60	22,99	1,8	51,82
100	17,1	4,400	21,008	640,966	0,247	0,588	13,36	13,89	2,0	51,82

1. Data *Properties* dan Kandungan CNG PT. Pgas Surabaya, Brebek, Sidoarjo

PERHITUNGAN NILAI KALORI GAS BUMI R/S WARU
Periode 1 Bulan Pebruari 2014

1 BTU/SCF	=	0,252	x	35,3147	x	(273,15+15,56)/(273,15+27)	Kkal/m ³
1 BTU/SCF	=						8,5801139 Kkal/m ³
1,016,01640 BTU/SCF	=	1,016,01540	x	8,5801139	=		8,697,20750 Kkal/m ³
1 MMBTU	=						252,000 Kkal
1 MMBTU	=	252,000	/	8,697,20750	=		28,9748 m ³

$$1 \text{ M3} = V_b \times \frac{(273,15+15,56 \text{ K})}{(273,15+27 \text{ K})} \times 35,3147 \text{ SCF} \times \frac{\text{Nilai Kalori BTU}}{\text{SCF}} \times \frac{1 \text{ MMBTU}}{1000000 \text{ BTU}}$$

1 M3 =	0,934612728	MMBTU
1 MMBTU =	28,9748	M3


Intertek
Value Quality. Different.

SOURCING SOURCE
403 NO

PT Pgas Solution, Wilayah Surabaya
OFFTAKE WARU
PF140045-D

Compositional Analysis of Gas

Component	Mole %	Sample Information	
H ₂ O	0,0000	Sampling Date	20 Feb 2014
CO ₂	0,1728	Sampling Time	10:43
N ₂	0,4000	Sampling Location	OFFTAKE WARU
O ₂	0,0253	Sample Description	Surabaya
CO	0,0816	Cylinder Material	CS
CH ₄	0,1527	Cylinder Diameter	50 Bar @ 67,60 °F
He	0,0445	Additional Sample Information	
Ar	0,0272	Operating Pressure (PSIG)	250
Ne	0,0151	Operating Temperature (°F)	130
NO _x	0,0004	Notes	
Other	0,0004	Specific Gravity Gas	0,9640 @ 14,73 psia, 60 °F
		Specific Gravity Molar	1,0177 @ 14,73 psia, 60 °F @ 14,73 psia, 60 °F
		Gas Compressibility Factor Z	0,9500 @ 14,73 psia, 60 °F
		Wobbe Index	1365,2 @ 14,73 psia, 60 °F
Total	100,0000		


KAN

2. Data Properti Sabuk Penggerak Pulley.

TABLE 31.5 Properties of Belt Drives

	Flat belts	Toothed belts†	Poly-V belts	Standard V belts	Narrow-V belts	Connected V belts†	Round belts†
Installation cost index	1.1	1.4	1.2	1.4	1.0	ND	ND
Maintenance	Yes	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
Power per volume, kW/cm ³	0.8	1.9	1.7	0.7	1.8	ND	ND
Maximum bending frequency, Hz	200	200	100	40	80	40	40
Shaft load	$2F_p-3F_v$	F_p	$2F_p-2.5F_v$	$2F_p-2.5F_v$	$2F_p-2.5F_v$	$2F_p-2.5F_v$	$2F_p-3F_v$
Efficiency, %	98	98	97	95	96	94	95
Diameter transmission	Constant	Constant	Constant		Variable		Constant
Bending rate d/s , dimensionless	15	15-30	5-11	8-14	8-12	8-14	8-10
Girder rate F_v/F_p , dimensionless	0.3-0.4	1	0.4-0.5	0.5-0.6	0.5-0.6	0.4-0.5	0.4
Admissible temperature, °C	-40 to +80	-50 to +120	-50 to +100	-55 to +70	-55 to +70	-55 to +70	-40 to +100
Adjustment of shaft center distance X , mm	$0.02L_n$	NA	$0.014L_n$	$0.02L_n$	$0.02L_n$	$0.02L_n$	$0.03L_n$
Mounting adjustment Y , mm	$0.01L_n$	$0.01L_n$	$0.02L_n$	$0.015L_n$	$0.015L_n$	$0.015L_n$	$0.01L_n$

†NA, not applicable; ND, no data.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari serangkaian pengujian, perhitungan, dan analisis data yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Dari eksperimen yang dilakukan pada sistem *dual-fuel*, bahwa pengaturan tekanan masuk gas CNG pada *pressure reducer* membuat pengaruh yang lebih signifikan dibandingkan dengan pengaturan *start of injection* gas CNG.
2. Pengaturan yang optimal terjadi pada SOI 80° CA BTDC dengan tekanan gas CNG 1,5 bar dapat mensubstitusi minyak solar rata-rata sebesar 45,30 % dan nilai substitusi minyak solar yang optimal sebesar 61,39 %.
3. Kondisi operasional sistem *dual-fuel* dibandingkan dengan sistem *single -fuel* adalah sebagai berikut :
 - Nilai *SFC* minyak solar rata-rata mengalami penurunan Sebesar 47,10 % pada SOI 80° CA BTDC dengan tekanan gas CNG 1,5 bar.
 - Nilai *SFC dual-fuel* rata-rata meningkat sebesar 47,67 % Pada SOI 80° CA BTDC dengan tekanan gas CNG 1,5 bar.
 - Efisiensi *thermal* mengalami penurunan sebesar 40,89 % Pada SOI 80° CA BTDC dengan tekanan gas CNG 1,5 bar.
 - Temperatur gas buang meningkat dari 292°C menjadi 317°C pada SOI 80° CA BTDC dengan tekanan gas CNG 1,5 bar.
 - Nilai rata-rata AFR mengalami penurunan dari $25,60 \frac{kg/s}{kg/s}$ menjadi $12,90 \frac{kg/s}{kg/s}$ pada SOI 80° CA BTDC dengan tekanan gas CNG 1,5 bar.

5.2 Saran

Dari serangkaian pengujian, perhitungan, dan analisa data yang telah dilakukan, maka dapat diberikan beberapa saran untuk dikaji sebagai berikut:

1. Perlu dilakukan pengecekan secara berulang saat proses pengujian terhadap baut pengikat bagian *mounting* mesin dengan *platform*, serta baut pengikat kepala silinder, karena pada pengoperasian *dual-fuel* tekanan kerja dan getaran mesin yang dihasilkan lebih besar. Sehingga getaran yang terus menerus dapat menyebabkan tingkat kekencangan baut dibagian tersebut di atas menjadi berkurang.
3. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut agar didapatkan pengaturan *start of injection* dan durasi injeksi yang sesuai dengan karakteristik pada mesin diesel *dual-fuel*.
4. Pada saat pengukuran kecepatan udara dan kecepatan gas CNG harus menggunakan alat ukur yang presisi dan akurat agar didapatkan data yang sesuai.
5. Perlu dilakukan pengukuran emisi gas buang ketika proses pengambilan data pada sistem *single-fuel* dan juga sistem *dual-fuel* karena untuk penganalisaan lebih lanjut.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Wibowo, Kusumo, Adityas, "Experimental and Numerical Study Of Flow In Rectangular Elbow 90° With Rounded Leading Edge Guide Vane "Study Case For Reynolds Numbers, $ReDh = 2.1 \times 10^4$ " hal. 39-4
- [2] Tamam, Zuhri. (2015), *Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel Generator Set Sistem Dual Fuel Solar dan Syngas Batubara*, Tesis Magister, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [3] Arif, A. (2015), *Karaterisasi Performa Mesin Diesel Sistem Dual Fuel Solar-CNG Tipe LPIG Dengan Pengaturan Start Of Injection dan Durasi Injeksi CNG* ,Tesis Magister, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [4] Santoso, A.B. (2013), *Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel Generator Set Sistem Dual Fuel Solar dan Biogas dengan Penambahan Fan Udara sebagai Penyuplai Udara*, Tugas Akhir, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya Surabaya.
- [5] Sauliar, N.J. (2010), *Desain Mekanisme Sistem Dual-Fuel dan Uji Unjuk Kerja Motor Diesel Stasioner Menggunakan Gas Hasil Gasifikasi dan Minyak Solar*, Tugas Akhir, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
- [6] Mathur, M.I. and Sharma R.P. (1980), *A Course in Internal Combustion Engine*, 3rd Edition, Dhanpat Rai and Sons, Nai Sarak, Delhi.
- [7] Kawano, D. Sungkono. (2014), *Motor Bakar Torak (Diesel)*, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.
- [8] PT. Pgas Solution, Wilayah Surabaya. (2014), Surabaya.
- [9] Heywood, J.B. (1988), *Internal Combustion Engine*, Mc.Graw Hill, London.
- [10] <http://www.kitapunya.net/2013/12/proses-pembakaran>

- [11] ASME PTC 17 (1991). *Reciprocating Internal Combustion Engines*. Performance test code. 345 east 47th street, New York. 10017.
- [12] Bedoya, I. D., Arrieta, A.A. and Cadavid, F.J. (2009), “Effects of mixing system and pilot fuel quality on diesel-biogas dual fuel engine performance”, *Bioresour Technol*, Vol.100, hal.6624-6629.
- [13] Luft, S. (2008), *Attempt to Compare Basic Combustion Parameters of A Dual-Fuel Compression Ignition Engine for Various Main Fuels and Their Delivery Modes*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Krakowskiej.
- [14] Nasution, A.S. (2010), *Proses Pembuatan Bahan Bakar Bensin dan Solar Ramah Lingkungan*, Pusat Penelitian Dan Pengembangan Teknologi Minyak Dan Gas Bumi, Jakarta.
- [15] Yang, Bo. Wei, Xing. Xi, Chengxun. Liu, Yivu. Zeng, Ke. and Lai, Mingchai. (2014), “Experimental Study of The Effects of Natural Gas Injection Timing on The Combustion Performance and Emissions of a Turbocharged Common Rail Dual-Fuel Engine”, *Energy Conversion and Management*, Vol.87, hal. 297
- [16] Semin and Bakar, A.R. (2008), “A Technical Review of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel for Internal Combustion Engines”. *American J. of Engineering and Applied Sciences 1*, hal.302-311.
- [17] Warsita, Aris. (2012), Pengaruh *Injection Timing* dan Prosentase Campuran Minyak Diesel dengan Bahan Bakar Biodiesel terhadap Karakteristik Mesin dan Emisi Gas Buang, *TRAKSI*, Vol.12, No.2, hal.1-15.
- [18] Cameretti. M. C., Tuccillo, R., Simio, L. De., Iannaccone,S., Ciaravola, U. (2015), “ A numerical and experimental study of dual fuel diesel engine for different injection timings”, *Applied Thermal Engineering* (2016).

BIOGRAFI PENULIS



Penulis lahir di kota Jakarta pada 19 Mei 1991, merupakan anak ke 3 dari 4 (empat) bersaudara dari pasangan Urip Suharyanto dan Antonina Sri Purwati. Penulis memulai pendidikan dasar di SD Global Andalan, kemudian jenjang menengah pertama di SMP Global Andalan, kemudian jenjang menengah kejuruan di SMK N 1 Pangkalan Kerinci dan menyelesaikan pendidikan SMK pada tahun 2009. Pada September 2009, penulis melanjutkan studi ke jenjang Sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember dengan mengambil jurusan Teknik Mesin pada Fakultas Teknologi Industri, penulis mengambil bidang studi Konversi Energi Khususnya pada Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar. Selama kuliah, penulis banyak sekali mengikuti kegiatan untuk mengisi waktu luang dan menambah pengetahuan diri seperti menjadi, koordinator praktikum motor bakar, asisten praktikum motor bakar, dan menjadi koordinator Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar. Penulis juga pernah mengikuti Organisasi kampus seperti LBMM (Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin) menjabat sebagai kadiv roda empat dan waka otomotif.

Untuk mendapat informasi lebih lengkap dapat menghubungi penulis di dickyyoko8@gmail.com.