



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM184835

KARAKTERISASI UNJUK KERJA SISTEM DUAL-FUEL (SYNGAS HASIL GASIFIKASI RDF DAN BENSIN) PADA GENERATOR SET MOTOR BENSIN HONDA EC 2900 L DENGAN VARIASI AFR

Aditya Halaqul Alim
NRP. 0211154000048

Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT.

Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020



TUGAS AKHIR - TM184835

KARAKTERISASI UNJUK KERJA SISTEM DUAL-FUEL (SYNGAS HASIL GASIFIKASI RDF DAN BENSIN) PADA GENERATOR SET MOTOR BENSIN HONDA EC 2900 L DENGAN VARIASI AFR

Aditya Halaqul Alim
NRP. 0211154000048

Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT.

Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020



FINAL PROJECT - TM184835

**DUAL-FUEL SYSTEM ENGINE
PERFORMANCE CHARACTERISATION TEST
(SYNGAS PRODUCT OF RDF GASIFICATION
PROCESS AND GASOLINE) ON GASOLINE
GENERATOR HONDA EC 2900 L WITH AFR
VARIATION**

Aditya Halaqul Alim
NRP. 0211154000048

Advisor
Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT.

Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial and System Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020

HALAMAN PENGESAHAN

KARAKTERISASI UNJUK KERJA SISTEM DUAL-FUEL (SYNGAS HASIL GASIFIKASI RDF DAN BENSIN) PADA GENERATOR SET MOTOR BENSIN HONDA EC 2900 L DENGAN VARIASI AFR

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

Aditya Halaqul Alim
NRP. 0211154000048

Disetujui oleh:

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. (Pembimbing)
NIP. 197301161997021001
2. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc (Penguji I)
NIP. 196604021989031002
3. Ary Bachtiar K.P., ST., MT., PhD. (Penguji II)
NIP. 197105241997021001
4. Is Bunyamin Suryo, ST., MSc. (Penguji III)
NIP. 198208192012121003

SURABAYA
AGUSTUS, 2020

KARAKTERISASI UNJUK KERJA SISTEM DUAL-FUEL (SYNGAS HASIL GASIFIKASI RDF DAN BENSIN) PADA GENERATOR SET MOTOR BENSIN HONDA EC 2900 L DENGAN VARIASI AFR

Nama Mahasiswa : Aditya Halaqul Alim
NRP : 0211154000048
Jurusan : Teknik Mesin FTIRS ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta. ST., MT.

Abstrak

Revolusi industri 4.0 menuntut untuk menggunakan sumber energi dalam jumlah besar. Syngas hasil gasifikasi Refuse Derived Fuel (RDF) dilihat sebagai alternatif yang menjanjikan. Syngas akan dimanfaatkan menggunakan dual fuel sytem pada mesin pembakaran dalam. Sistem ini memanfaatkan mixer yang berfungsi sebagai alat yang mencampurkan syngas dengan campuran bakar bahan cair dan udara. Sistem dual fuel pada mesin bensin memiliki keunggulan pada besarnya persentase substitusi bahan bakar cair. Oleh karena itu, pemanfaatan syngas hasil gasifikasi RDF pada motor bensin dilihat perlu dikembangkan lebih lanjut. Maka akan dilakukan penelitian terkait pemanfaat syngas gasifikasi RDF dengan dual fuel system mesin bensin. Penelitian ini bertujuan untuk menemukan optimasi antara AFR dengan jumlah gas tersubstitusi yang mengarah pada penggunaan 100% bahan bakar syngas.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimental dengan proses pemasukan aliran syngas yang dihasilkan gasifier downdraft limbah RDF ke dalam intake dari mesin bensin yang dihubungkan ke generator secara langsung. Syngas dialirkan secara langsung dari reaktor menuju mixer yang diletakkan setelah karburator. Pengujian dilaksanakan pada putaran mesin konstan yakni 3000RPM dengan pembebanan listrik yang

bervariasi dimulai dari 200 watt hingga 1600 watt dengan interval 200 watt. Penelitian menggunakan 5 variasi AFR yang diatur dengan cara mengatur bukaan choke pada karburator. Variasi bukaan choke dimulai dari 0%, 25%, 50%, 75% dan 100%. Data-data yang akan diukur pada penelitian ini yaitu waktu konsumsi bahan bakar bensin 25ml, arus dan tegangan listrik dan temperatur operasi yang meliputi gas buang, mesin, serta oli pelumas. Data digunakan untuk mendapatkan unjuk kerja sistem dual fuel syngas-bensin dengan gasifier downdraft limbah RDF.

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah bahan bakar pertalite dapat disubsitusikan paling tinggi pada angka 73.42% pada beban 200 watt dengan variasi 75% choke. Dengan mengoperasikan mesin dalam keadaan dual fuel system, temperature operasi mesin lebih rendah dibandingkan dengan single fuel system. Dengan dual fuel system, specific fuel consumption mengalami peningkatan hingga 20,61 Kg/HP.h pada variasi dual fuel system 75% choke dan penurunan efisiensi thermal pada beban tertinggi pada angka 9.13% dengan variasi dual fuel system 75% choke.

Kata kunci: dual fuel, syngas, bensin, AFR, RDF

DUAL-FUEL SYSTEM ENGINE PERFORMANCE CHARACTERISATION TEST (SYNGAS PRODUCT OF RDF GASIFICATION PROCESS AND GASOLINE) ON GASOLINE GENERATOR HONDA EC 2900 L WITH AFR VARIATION

Student Name : Aditya Halaqul Alim
NRP : 0211154000048
Department : Mechanical Engineering FTIRS ITS
Academic Advisor : Dr. Bambang Sudarmanta. ST., MT.

Abstract

Industrial revolution 4.0 demands for using massive energy resources . Syngas product from Refuse Derived Fuel (RDF) gasification process are observed as promising alternative. Syngas will utilized on dual-fuel system internal combustion engine. This system using mixer as mixing device for combining syngas, gasoline, and air. Dual-fuel system on gasoline engine has an advantage on the substitution percentage of liquid fuel. Therefore, syngas utilization on gasoline engine needs to be further developed. Then, research will be conducted about utilization of RDF syngas on gasoline engine. Objective for this research is to optimize Air to Fuel Ratio (AFR) and subsitized gas which leads to utilization of 100% syngas fuel.

This research will be conducted as experimental under the stream of syngas are supplied by gasification process of RDF in downdraft gasifier to the intake of gasoline engine which directly connected to the generator. Syngas will be directly supplied from the reactor to the mixer which placed after the carburator. Test will be conducted at constant 3000 RPM engine speed and variable electrical loads start from 200 watt up to 1600 watt within 200 watt interval. Research will have 5 variations of AFR that is controlled by the aperture of choke valve on the carburator. The variation of

choke valve's aperture start from 0%, 25%, 50%, 75%, and 100%. Data that will be measured in this research are 25 mL gasoline consumption time, electrical current and voltage, and operation temperature involving exhaust, engine, and oil temperature. Data will be calculated for obtaining performance characterization of dual-fuel system gasoline and RDF syngases from downdraft gasifier.

The results from this research are pertalite gasoline can substituzed at the highest number of 73.42% at 200 watt load and 75% choke aperture. By operating the engine on dual-fuel system, operational temperature are lower than the gasoline single-fuel system. By dual-fuel system, specific fuel consumption roses up to 20.61 Kg/HP.h at 75% choke valve aperture and lowering the thermal efficiency at the point of 9.13% on maximum load and 75% choke valve aperture.

Keyword: dual fuel, syngas, gasoline, AFR, RDF

KATA PENGANTAR

Rasa syukur, dan pujian penulis sampaikan kepada Allah SWT yang telah memberikan hidup, teguran, harapan, semangat dan kekuatan sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini dengan judul:

KARAKTERISASI UNJUK KERJA SISTEM DUALFUEL (SYNGAS HASIL GASIFIKASI RDF DAN BENSIN) PADA GENERATOR SET MOTOR BENSIN HONDA EC 2900 L DENGAN VARIASI AFR

Keberhasilan tugas akhir ini tidak lepas dari dukungan berbagai pihak. Dengan ini saya mengucapkan terima kasih atas bantuan, petunjuk, arahan, dan bimbingan kepada yang terhormat:

1. Mama Ayu, Papa Jeki, Dinda, dan Dara yang selalu setia bertanya “udah bab berapa?”. Tanpa pertanyaan kalian, penulis akan malas menulis laporan tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT. sebagai dosen pembimbing atas segala bimbingan, masukan, dan uangnya.
3. Bapak Dr.Ir.Atok Setiyawan, M.Eng.Sc, Is Bunyamin Suryo, ST, MSc, dan Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD sebagai pembahas dan penguji mulai saat seminar sampai ujian sidang tugas akhir saya.
4. Seluruh dosen yang telah memberikan ilmu yang tak ternilai dan karyawan yang memberikan banyak kemudahan dan kerjasama selama ini.
5. Bapak, Erio, dan Boris sebagai tim yang selalu mengotori paru-paru dengan menghisap syngas bersama
6. Bebeb saya Febpy, yang rela ditinggal demi mengerjakan tugas akhir ini.
7. Myself from the other dimension, Tanya Ani yang selalu memecut saya saat saya lelah.
8. Khususon Bagus Dwi Prasetyo yang sebenarnya ngga ada gunanya.

9. Teman-temanku di Semolo Aqil, Ardong, Oji, Ipul, Ucon, Ishlah yang selesai muter gelas ngga beresin kamar.
10. Teman-teman Jomblo Revolusioner Nabel, Dika, Fajar, Akbar, Bedil, Wika, Gia yang selalu membully saya di group.
11. Seluruh pihak-pihak yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu.

Saya mengucapkan terima kasih atas segala bantuan, bimbingan, dan fasilitas yang telah diberikan kepada saya hingga terselesaikannya laporan tugas akhir ini. Saya menyadari bahwa penelitian ini masih jauh dari sempurna, oleh karena itu saya mengharapkan saran dan kritik untuk perbaikan di masa mendatang. Semoga tugas akhir ini bisa memberikan manfaat bagi masyarakat luas.

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR TABEL	ix

BAB I. PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah.....	3
1.3. Batasan Masalah.....	4
1.4. Tujuan Penelitian.....	4
1.5. Manfaat Penelitian.....	5
1.6. Metode Penelitian.....	5

BAB II. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Bahan Bakar	7
2.1.1. Bahan Bakar Bensin	7
2.1.2. Bahan Bakar Gas.....	10
2.1.3. Gas Hasil Gasifikasi Biomassa.....	11
2.1.4. Karakteristik <i>Refuse Derived Fuel</i>	14
2.2. Teori Pembakaran.....	15
2.2.1. Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara	16
2.2.2. Pembakaran <i>Non</i> Stoikiometri.....	17
2.3. Dasar Teori Motor Bensin	18
2.3.1. Tahapan Pembakaran Pada Motor Bensin.....	18
2.3.2. Unjuk Kerja Motor Bensin.....	23
2.4. Dual Fuel Engine.....	27
2.4.1. Prinsip Kerja Dual Fuel Engine.....	28
2.4.2. Keuntungan & Kerugian Dari Dual-Fuel System .	28
2.4.3. Penelitian Sebelumnya Tentang Aplikasi <i>Dual Fuel System</i> Pada Mesin Bensin.....	30

BAB III. METODE PENELITIAN

3.1. Metode Pengujian	35
3.2. Alat Uji	35
3.3. Alat Ukur	37
3.4. Prosedur Percobaan	42
3.4.1. Persiapan Pengujian	43
3.4.2. Pengujian Pada Kondisi Standar Dengan Bahan Bakar Bensin	43
3.4.3. Pengujian Dengan Bahan Bakar Kombinasi <i>Syngas</i> dan Bensin.....	44
3.5. Skema Pengujian	46
3.6. Rancangan Eksperimen	47
3.7. Flowchart Penelitian	48
3.7.1. Pengujian Sistem <i>Single Fuel</i>	48
3.7.2. Pengujian Sistem <i>Dual Fuel</i>	50

BAB IV. DATA DAN ANALISA

4.1. Data Pendukung.....	53
4.2. Modifikasi <i>Engine</i> Untuk <i>Dual Fuel System</i>	59
4.3. Contoh Perhitungan Unjuk Kerja	59
4.3.1. Daya	63
4.3.2. Torsi	64
4.3.3. BMEP	64
4.3.4. SFC.....	64
4.3.5. AFR.....	65
4.3.6. Effisiensi Thermal.....	65
4.3.7. Persentase Substitusi Peralite	65
4.4. Analisa Grafik Unjuk Kerja.....	66
4.4.1. Daya	66
4.4.2. Torsi	68
4.4.3. <i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP).....	69
4.4.4. <i>Specific Fuel Consumption</i> (SFC).....	71
4.5. Analisa Grafik Emisi	72
4.5.1. Emisi CO	72
4.5.2. Emisi CO ₂	75

4.5.3. Emisi <i>Hydrocarbon</i> (HC).....	77
4.5.4. Emisi O ₂	80
4.6. Analisa <i>Air to Fuel ratio</i> (AFR)	82
4.7. Analisa Efisiensi Thermal	84
4.8. Analisa Persentase Substitusi	86
4.9. Analisa Karakteristik Operasional.....	88
4.9.1. Temperatur Gas Buang.....	88
4.9.2. Temperatur Oli	89
4.9.3. Temperatur Blok Mesin.....	91

BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan.....	93
5.2. Saran	94

DAFTAR PUSTAKA

95

APPENDIX A

97

A.1. Percobaan Otto Engine Stationer Dengan *Single Fuel* ... 97

A.2. Percobaan Otto Engine Stationer Dengan *Dual Fuel* 98

APPENDIX B

103

B.1. Percobaan Otto Engine Stationer Dengan *Single Fuel* 103

B.2. Percobaan Otto Engine Stationer Dengan *Dual Fuel* 104

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Komposisi gas yang dihitung sebagai hasil proses <i>equilibrium</i> antara udara dan biomassa, sebagai fungsi <i>equivalnce ratio</i>	12
Gambar 2.2.	(a) upperdraft gasifier, (b) downdraft gasifier, and (c) fluidized bed.....	13
Gambar 2.3.	Grafik komposisi fraksi mol syngas hasil gasifikasi RDF vs AFR	15
Gambar 2.4.	Diagram teoritis tekanan (P) derajat engkol (θ).....	20
Gambar 2.5.	Tahapan pembakaran pada motor spark ignition engine.....	20
Gambar 2.6.	Perubahan temperatur dan tekanan gas di dalam combustion chamber.....	22
Gambar 2.7.	Jarak perjalanan api di ruang bakar terhadap waktu	23
Gambar 2.8.	Skema kerja eksperimen (Jingdang Huang and R. J. Crookes, 1998).....	31
Gambar 2.9.	Bentuk mixer (Jingdang Huang and R. J. Crookes, 1998).....	32
Gambar 2.10.	Skema pengujian (Ajay Shah, et al ,2010).....	33
Gambar 2.11.	Grafik daya efektif vs massflowrate syngas (Ajay Shah, et al , 2010)	33
Gambar 3.1.	Generator Set Motor Bensin 4 Langkah Honda EC 2900 L	36
Gambar 3.2.	Pipet volumetric	37
Gambar 3.3.	Digital Tachometer	38
Gambar 3.4.	Vascolab DAQ 517	38
Gambar 3.5.	Stargas 898 Gas Analyzer.....	39
Gambar 3.6.	Powermeter Display	39
Gambar 3.7.	Pitot static tube.....	41
Gambar 3.8.	Massflowmeter.....	41

Gambar 3.9.	Stopwatch.....	42
Gambar 3.10.	Mixer.....	42
Gambar 3.11.	Susunan alat pengujian.....	46
Gambar 3.12.	<i>Flowchart pengujian sistem single fuel</i>	49
Gambar 3.13.	<i>Flowchart pengujian sistem dual fuel</i>	51
Gambar 4.1.	Penampang atas mixer (a), penampang depan mixer (b), penampang samping mixer (c)	59
Gambar 4.2.	Grafik perbandingan daya terhadap pembebanan	66
Gambar 4.3.	Grafik perbandingan torsi terhadap pembebanan	68
Gambar 4.4.	Grafik perbandingan BMEP terhadap pembebanan	69
Gambar 4.5.	Grafik perbandingan specific fuel consumption terhadap pembebanan	71
Gambar 4.6.	Grafik perbandingan emisi CO terhadap pembebanan	73
Gambar 4.7.	Grafik perbandingan emisi CO ₂ terhadap pembebanan	75
Gambar 4.8.	Grafik perbandingan emisi HC terhadap pembebanan	77
Gambar 4.9.	Grafik perbandingan emisi O ₂ terhadap pembebanan	80
Gambar 4.10.	Grafik perbandingan AFR terhadap pembebanan	82
Gambar 4.11.	Grafik perbandingan efisiensi termal terhadap pembebanan.....	85
Gambar 4.12.	Grafik perbandingan persentase substitusi terhadap pembebanan.....	86
Gambar 4.13.	Grafik perbandingan temperature gas buang terhadap pembebanan	88
Gambar 4.14.	Grafik perbandingan temperature oli terhadap pembebanan.....	90

Gambar 4.15. Grafik perbandingan temperature mesin terhadap pembebanan..... 91

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1.	Komposisi gas hasil gasifikasi pada beberapa biomass fuels (Anil K Rajvansi, 1986).....	13
Tabel 2.2.	Karakteristik Refuse Derived Fuel, analisa Ultimate dan Proximity (Haydari, 2016)	14
Tabel 2.3.	Perbandingan emisi mesin pada mode operasi syngas dan bensin (Ajay Shah, et al , 2010)	34
Tabel 3.1.	Parameter eksperimen	47
Tabel 4.1.	Komposisi syngas gasifikasi RDF	53
Tabel 4.2.	Nilai LHV _i kandungan syngas.....	54
Tabel 4.3.	Komposisi mol dan massa relative bensin dan udara.....	55
Tabel 4.4.	Komposisi mol dan massa relative syngas RDF dan udara	56
Tabel 4.5.	Komposisi mol dan massa relative bensin, syngas, dan udara.....	57
Tabel 4.6.	Data pada variasi 25% choke karburator	60
Tabel A.1.	Data percobaan otto engine stasioner dengan single-fuel.....	97
Tabel A.2.	Data percobaan otto engine stasioner dengan dual-fuel 0% choke.....	98
Tabel A.3.	Data percobaan otto engine stasioner dengan dual-fuel 25% choke.....	99
Tabel A.4.	Data percobaan otto engine stasioner dengan dual-fuel 50% choke.....	100
Tabel A.5.	Data percobaan otto engine stasioner dengan dual-fuel 75% choke.....	101
Tabel A.6.	Data percobaan otto engine stasioner dengan dual-fuel 100% choke.....	102

Tabel B.1.	Perhitungan <i>data</i> percobaan otto engine stasioner dengan single fuel	103
Tabel B.2.	Perhitungan <i>data</i> percobaan otto engine stasioner dengan dual-fuel 0% choke.....	104
Tabel B.3.	Perhitungan <i>data</i> percobaan otto engine stasioner dengan dual-fuel 25% choke.....	105
Tabel B.4.	Perhitungan <i>data</i> percobaan otto engine stasioner dengan dual-fuel 50% choke.....	106
Tabel B.5.	Perhitungan <i>data</i> percobaan otto engine stasioner dengan dual-fuel 75% choke.....	107
Tabel B.6.	Perhitungan <i>data</i> percobaan otto engine stasioner dengan dual-fuel 100% choke.....	108

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Di zaman modern ini, perkembangan teknologi dituntut untuk menggunakan *internet of things* (IoT), *big data analytics* dan *artificial intelegent* berupa robot. Indonesia tak luput dari perkembangan zaman, sudah mulai menjejakkan diri menuju revolusi industri 4.0. Revolusi industri 4.0 yang banyak menggunakan otomasi dalam sistemnya akan banyak menguras ketersediaan minyak bumi, gas alam dan batu bara sebagai sumber energinya.

Sayangnya, cadangan bahan bakar fosil di dunia dan di Indonesia sendiri telah menipis. Melihat Rancangan Umum Energi Nasional (RUEN), tahun 2020 berpotensi menimbulkan defisit pasokan gas bumi yaitu sekitar 400 MMSCFD (*million standard cubic feet per day*) dan akan membesar pada tahun berikutnya. Disisi lain , bahan bakar tersebut merupakan sumber daya yang tidak terbaharukan. Jika hanya berfokus pada bahan bakar konvensional, dengan tingkat konsumsi energi Indonesia yang semakin meningkat maka nantinya Indonesia tidak akan memiliki cadangan energi.

Pemanfaat *syngas* hasil gasifikasi dari *Refuse Derived Fuel* (RFD) merupakan salah satu alternatif dalam menanggulangi masalah tersebut. RFD merupakan limbah sampah perkotaan yang cenderung bersifat anorganik. Indonesia dengan jumlah penduduk yang sudah mencapai angka 269.9 juta (Survei Penduduk Antar Sensus, 2015) penduduk sangat produktif menghasilkan sampah sehingga menjadikan RFD sebagai alternatif energi yang potensial. *Syngas* hasil gasifikasi RFD mengandung unsur $H_2 = 19\% \text{ weight}$, $CO_2 = 7.6\% \text{ weight}$, $CO = 16.5\% \text{ weight}$ dan *High heating value* (HHV) RFD sebesar 4.4 MJ/Nm^3 (Haydary, 2016).

Syngas yang dihasilkan dengan proses gasifikasi dapat diaplikasikan ke motor pembakaran dalam. Mesin yang

menggunakan dua jenis bahan bakar yang berbeda wujudnya disebut sebagai *dual fuel*. Mesin *dual fuel* adalah mesin yang sudah dimodifikasi untuk menerima bahan bakar gas yang dimasukkan ke dalam saluran *intake* mesin atau diinjeksikan secara langsung ke dalam ruang bakar mesin. *Syngas* yang digunakan akan menjadi bahan bakar utama sedangkan bahan bakar cair hanya digunakan untuk pengapian dari campuran bahan bakar dengan udara (*pilot fuel*).

Pemanfaat *dual fuel system* pada mesin bensin memiliki kelebihan yakni persentase substitusi bahan bakar cair dan *brake mean effective pressure* yang lebih besar dari mesin diesel. Sedangkan sistem ini memiliki kekurangan yakni temperature gas buang, mesin, dan oli pelumas yang lebih tinggi dari *dual fuel system* pada mesin diesel (Eko Wahyu, 2011). Pada sistem *dual fuel* mesin bensin yang menggunakan karburator juga terdapat kesulitan mengatur AFR karena jumlah bahan bakar cair yang masuk ke dalam ruang bakar sangat tergantung pada jumlah udara yang masuk melewati venturi karburator. Hal tersebut disebabkan oleh prinsip dasar karburasi yang digunakan karburator (Dimas Yoga, 2011).

Sedangkan penggunaan *dual fuel system* pada mesin diesel sendiri mempunyai kelebihan kebebasan dalam pengaturan AFR dikarenakan bahan bakar langsung diinjeksikan kedalam ruang bakar. *Range* pengaturan AFR bisa lebih luas dengan penambahan *blower* udara (Minhaz, 2020). Sistem ini memiliki efisiensi termal lebih tinggi dan juga temperature gas buang, mesin, dan oli yang lebih rendah dari mesin bensin. Kekurangan dari sistem ini terletak pada jumlah persentase substitusi dan *brake mean effective pressure* yang lebih kecil dibanding mesin bensin (Rizkal, 2016).

Sistem yang dipakai dalam penelitian ini yaitu *Combustion Air Gas Integration*. Sistem ini bekerja dengan mencampurkan gas dengan udara sebelum masuk ke ruang bakar. Tekanan aliran gas yang diperlukan yakni sama besarnya dengan tekanan udara di lingkungan. Keuntungan dari sistem ini yaitu tidak membutuhkan investasi yang besar untuk memodifikasi mesin karena hanya

memodifikasi sistem saluran *intake* mesin, tingkat kompleksitas mesin juga tidak bertambah seperti sistem lainnya. Apabila suplai gas terhenti atau tersumbat maka mesin tidak akan mengalami masalah dengan beroperasi pada keadaan murni bahan bakar cair. Kerugian dari sistem ini ada kemungkinan *syngas* yang disuplai terbuang bersama gas buang (Minhaz, 2020). Pemanfaatan sistem *Combustion Air Gas Integration* pada mesin Honda EC 2900L dengan bahan bakar biogas pada penelitian sebelumnya dilakukan dengan cara menambahkan *mixer* diantara karburator dengan *intake* dari mesin. Dengan sistem ini didapatkan persentase substitusi bahan bakar bensin sebesar 62,5 % dengan efisiensi termal sebesar 17,3 % (Dimas Yoga, 2011).

Berdasarkan uraian diatas yang memaparkan penggunaan *syngas* sistem *dual fuel* maka akan dilakukan penelitian mengenai karakterisasi unjuk kerja sistem *dual fuel gasifier downdraft* dengan *feedstock* berupa cacahan dari RDF dan mesin bensin dengan generator 2 kW. Penelitian ini berfokus pada upaya pemanfaatan *syngas* untuk mendapatkan persentase substitusi bahan bakar bensin 100%. Upaya tersebut diikuti dengan mengatur variasi *AFR* yang akan dilakukan dengan mengatur jumlah massa udara yang masuk dengan mengatur derajat bukaan *choke* pada karburator. Dalam penelitian ini dilakukan variasi pada pembebanan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap karakteristik unjuk kerja *dual fuel*, sehingga diharapkan mampu mendapatkan karakter terbaik *syngas* dari *gasifier downdraft*.

1.2. Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan diteliti adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana karakterisasi unjuk kerja sistem *dual fuel syngas* dari gasifikasi limbah *Refuse Derived Fuel* (RDF) dengan bahan bakar bensin pada mesin Otto stasioner empat langkah satu silinder dengan variasi *Air to Fuel Ratio* (AFR).

2. Bagaimana perubahan kondisi mesin Otto stasioner dengan sistem *dual fuel* yang ditunjukkan dengan suhu oli pelumas, gas buang dan blok mesin.

1.3. Batasan Masalah

Penelitian ini dibatasi dengan:

1. Penelitian dilakukan dengan mesin Otto stasioner empat langkah satu yang sudah dimodifikasi pada bagian *intake* untuk suplai *syngas* hasil gasifikasi limbah *Refuse Derived Fuel* (RDF).
2. Modifikasi yang dilakukan pada mesin Otto terbatas pada saluran *intake*.
3. Kondisi udara dalam keadaan standar.
4. Penelitian tidak membahas proses pembuatan *syngas* serta reaksi kimia yang terlibat dalam pembuatan *syngas*.
5. Bahan bakar yang digunakan adalah bahan bakar oktan 90 yang bersumber dari PT Pertamina yakni pertalite dan *syngas* diproduksi dari limbah *Refuse Derived Fuel* (RDF).
6. *Syngas* dihasilkan dari reaktor *gasifier* tipe *downdraft* dengan *three stage intake* dan limbah *Refuse Derived Fuel* (RDF).

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini yaitu:

1. Untuk mengetahui karakterisasi unjuk kerja (daya, torsi, *sfc*, *bmp*, efisiensi termal serta emisi gas CO, CO₂, HC, dan O₂) mesin otto terhadap bahan bakar sistem *dual fuel* hasil gasifikasi limbah *Refuse Derived Fuel* (RDF) dan bahan bakar bensin pada mesin Otto stasioner empat langkah satu dengan variasi *Air to Fuel Ratio* (AFR).

2. Untuk mengetahui kondisi operasi mesin Otto stasioner dengan sistem *dual fuel* dengan mengamati suhu oli pelumas, gas buang dan blok mesin.

1.5. Manfaat Penelitian

Hasil dari penelitian ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut:

1. Sebagai bentuk pemanfaatan potensi energi dari biomassa yang *renewable* dan sebagai alternatif sumber energi yang ramah lingkungan.
2. Hasil penelitian dapat dikembangkan oleh penelitian selanjutnya dalam teknologi *dual fuel* pada mesin Otto stasioner empat langkah satu silinder dan *syngas* hasil gasifikasi limbah *Refuse Derived Fuel* (RDF).

1.6. Metode Penelitian

Dalam penelitian ini digunakan beberapa metode antara lain:

1. Studi Literatur untuk melengkapi pengetahuan dasar dalam penyusunan laporan ini dan mengetahui referensi yang berkenaan dengan tema yang diangkat kali ini.
2. Eksperimen data percobaan dari motor bensin di dapatkan dari eksperimen yang dilakukan pada alat uji yang tempatkan di Laboratorium Pembakaran dan Sistem Energi Departemen Teknik Mesin ITS.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Bahan Bakar

Bahan bakar adalah material dengan suatu jenis energi yang bisa diubah menjadi energi berguna lainnya. Bahan bakar dalam aplikasi mesin pembakaran memiliki 3 (tiga) jenis bentuk fisik atau wujudnya baik itu berupa padat, cair dan gas. Tapi untuk mesin pembakaran dalam, khususnya mesin diesel menggunakan 2 jenis bahan bakar yaitu cair dan gas. Walaupun bahan bakar padat seperti batu bara juga dapat digunakan, tapi sebelumnya akan di proses terlebih dahulu yang nantinya menjadi wujud gas.

2.1.1. Bahan bakar bensin

Motor bensin dirancang dengan menggunakan bahan bakar fossil fuel yang diperoleh dari destilasi pendidihan minyak mentah (crude oil) pada suhu 30° sampai 200° C. Hidrokarbon yang terdapat didalamnya terdiri dari parafin, naphtalene, olefin dan aromatik dengan jumlah atom karbon bervariasi mulai 12 sampai 18. Bahan bakar gasoline adalah fraksi petroleum yang paling ringan. Semua material yang mempunyai temperatur didih dibawah 200° C digolongkan sebagai bensin. Bensin sendiri adalah campuran sejumlah hidrokarbon (lebih dari 40 macam hidrokarbon). Bensin mempunyai spesifik gravity antara 0,75 sampai 0,78 dan inilah yang biasanya digunakan pada *Spark Ignition Engine (otto engine, dll)*. 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 motor bensin antara lain (Mathur dan Sarma, 1987):

a) *Densitas, Specific Gravity dan API Gravity*

Densitas didefinisikan sebagai perbandingan massa bahan bakar terhadap volum bahan bakar pada suhu acuan 15°C. Sedangkan *Specific Gravity* (SG) didefinisikan sebagai perbandingan berat dari sejumlah volum minyak bakar terhadap berat air untuk volume yang sama pada suhu tertentu densitas bahan bakar, relatif terhadap air. *Specific Gravity* dinyatakan dalam persamaan,

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

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

$$API\ Gravity = \frac{141,5}{SG} - 131,5 \dots\dots\dots 2)$$

b) *Viskositas*

Viskositas adalah tahanan yang dimiliki fluida yang dialirkan dalam pipa kapiler terhadap gaya gravitasi, biasanya dinyatakan dalam waktu yang diperlukan untuk mengalir dalam jarak tertentu. 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 penginjeksian sehingga atomisasi bahan bakar menjadi jelek (sumber : [www. Energyefficiencyasia. org](http://www.Energyefficiencyasia.org)). Sedangkan apabila terlalu rendah maka potensi keausan pada saluran injeksi

menjadi semakin cepat. Persamaan viskositas kinematis dinyatakan dalam persamaan :

$$v = C . t \dots\dots\dots(2.3)$$

c) *Flash Point*

Flash point atau titik nyala suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar dapat dipanaskan sehingga uap mengeluarkan nyala sebentar bila dilewatkan suatu nyala api.

d) *Pour Point*

Pour point atau titik tuang suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar masih dapat mengalir karena gaya gravitasi. Ini merupakan indikasi yang sangat kasar untuk suhu terendah dimana bahan bakar minyak siap untuk diinjeksikan.

e) *Shulpur Content*

Shulpur content atau kandungan belerang dalam bahan bakar bensin dari hasil penyulingan sangat tergantung pada asal minyak mentah yang akan diolah. Keberadaan belerang tidak diharapkan karena sifatnya merusak yaitu apabila oksida belerang bereaksi dengan air merupakan bahan yang korosif terhadap logam di ruang bakar. Selain itu menimbulkan polusi lingkungan akibat oksidasi belerang dengan oksigen selama proses pembakaran.

f) *Distillation atau Destilasi*

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

g) *Calorific Value*

Calorific value atau nilai kalor merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah panas atau kalori yang dihasilkan dari proses pembakaran sejumlah tertentu bahan bakar dengan udara atau oksigen. Nilai kalor dinyatakan dalam 2 ukuran besaran, yaitu nilai kalor atas, NKA (jika air hasil pembakaran dalam fase cair) dan nilai kalor bawah, NKB (jika air hasil pembakaran dalam fase uap). Besarnya nilai kalor atas diuji dengan *bomb calorimeter*, dan nilai kalor bawah dihitung dengan menggunakan persamaan :

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

h) *Carbon Residue*

Banyaknya deposit atau kerak pada dinding ruang bakar mengindikasikan tingginya kandungan *carbon residue* suatu bahan bakar. *Carbon residue* atau residu karbon dalam ruang pembakaran dapat mengurangi kinerja mesin, karena pada suhu tinggi karbon ini dapat membara sehingga menaikkan suhu ruang bakar.

i) *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 inorganik atau garam dalam bahan bakar minyak (sumber: [www. energyefficiencyasia. org](http://www.energyefficiencyasia.org)). Garam-garam tersebut mungkin dalam bentuk senyawa sodium, vanadium, kalsium, magnesium, silicon, besi, dan aluminium.

2.1.2. Bahan Bakar Gas

Bahan bakar gas memiliki banyak jenis tergantung dari asal gas tersebut dan proses

pembuatannya. Jenis-jenis gas (sumber: www.energyefficiencyasia.org) tersebut antara lain :

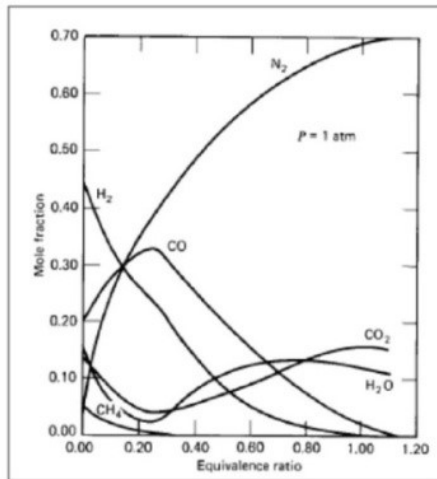
1. Bahan bakar yang secara alami didapatkan dari alam :
 - Gas alam
 - Metan dari penambangan batu bara
2. Bahan bakar gas yang terbuat dari bahan bakar padat :
 - Gas yang terbentuk dari batu bara
 - Gas yang terbentuk dari limbah dan biomassa
 - Dari proses industri lainnya (*gas blast furnace*)
3. 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 Hasil Gasifikasi Biomassa

Bahan bakar gas hasil gasifikasi biomassa berasal dari proses gasifikasi elemen padat terbarukan, sehingga gas gasifikasi ini digolongkan sebagai bahan bakar terbarukan (*renewable energy*). Benda-benda padat tersebut bisa antara lain: sekam padi, serbuk kayu, tongkol jagung, dll. Produk dari gasifikasi ini adalah gas yang *flammable* seperti karbon monoksida (CO), Hidrogen (H₂), sedikit *methane* dan produk yang berbahaya pada pengoperasian motor pembakaran dalam seperti tar dan debu (Anil K. Rajvansi, 1986).

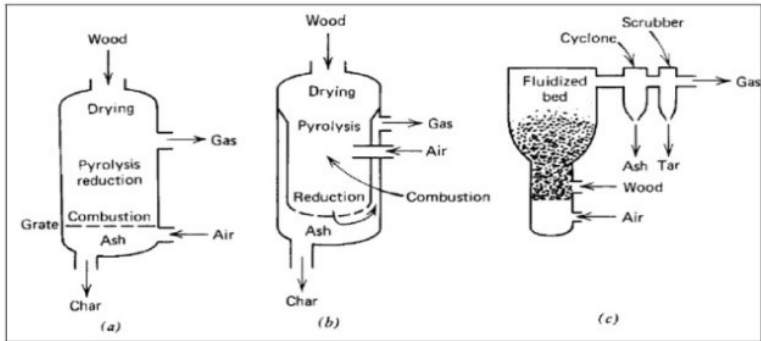
Proses gasifikasi dapat dilihat sebagai konversi “seperti pembakaran”, tetapi dengan komposisi oksigen yang jauh lebih sedikit dibandingkan pembakaran. Rasio oksigen yang tersedia dan jumlah oksigen yang dipakai untuk pembakaran penuh disebut sebagai “*equivalence ratio*”. Untuk *equivalence ratio* di bawah 0.1, proses tersebut dinamakan “*pyrolysis*” dan hanya fraksi sederhana dari energi biomassa yang terdapat pada

produk gas. Sisanya menjadi arang dan *oily residues*. Apabila *equivalence ratio* berada di antara 0,2 dan 0,4 proses ini dinamakan “gasifikasi” yang tepat (Bent Srensen, 2004). Gambar 2.1 menunjukkan komposisi equilibrium yang dihitung sebagai fungsi *equivalence ratio*. Proses gasifikasi untuk mendapatkan gas dari biomassa dinamakan *gasifier*.



Gambar 2.1 Komposisi gas yang dihitung sebagai hasil proses *equilibrium* antara udara dan biomassa, sebagai fungsi *equivalence ratio* (Reed,1981)

Ada beberapa contoh jenis *gasifier* antara lain : *upperdraft gasifier*, *downdraft gasifier*, dan *fluidized bed gasifier*. Contoh-contoh ini dapat dilihat pada gambar 2.2.



Gambar 2.2 (a) *upperdraft gasifier*, (b) *downdraft gasifier*, and (c) *fluidized bed*

Berikut data-data komposisi gas hasil gasifikasi yang diteliti (Anil K. Rajvansi, 1986) dari bermacam-macam *biomass fuels*.

Tabel 2.1 Komposisi gas hasil gasifikasi pada beberapa *biomass fuels* (Anil K Rajvansi, 1986).

Fuel	Gasification method	Volume Percentage					Calorific value MJ/m ³	Ref.
		CO	H ₂	CH ₄	CO ₂	N ₂		
Charcoal	Downdraft	28-31	5-10	1-2	1-2	55-60	4.60-5.65	12
Wood with 12-20% moisture content	Downdraft	17-22	16-20	2-3	10-15	55-50	5.00-5.86	12
Wheat straw pellets	Downdraft	14-17	17-19	-	11-14	-	4.50	15
Coconut husks	Downdraft	16-20	17-19.5	-	10-15	-	5.80	15
Coconut shells	Downdraft	19-24	10-15	-	11-15	-	7.20	15
Pressed Sugarcane	Downdraft	15-18	15-18	-	12-14	-	5.30	15
Charcoal	Updraft	30	19.7	-	3.6	46	5.98	16
Corn cobs	Downdraft	18.6	16.5	6.4	-	-	6.29	17
Rice hulls pelleted	Downdraft	16.1	9.6	0.95	-	-	3.25	17
Cotton stalks cubed	Downdraft	15.7	11.7	3.4	-	-	4.32	17

2.1.4. Karakteristik *Refuse Derived Fuel*

RDF (*Refuse Derived Fuel*) merupakan sampah padat yang terdiri dari barang-barang sehari-hari yang dibuang oleh masyarakat perkotaan. Komposisi utama RDF adalah bahan anorganik (sampah plastik yang sebagian besar berupa plastic *polypropylene*) (Haydary, 2016). Berikut pengujian *properties* RDF :

Tabel 2.2 Karakteristik Refuse Derived Fuel, analisa *Ultimate* dan *Proximity* (Haydary, 2016)

Component	w_i [kg/kg]	Moisture	VM	FC	ASH	C	H	N	S	O*
Paper	0.6317	1.77	78.22	6.15	13.85	43.58	6.46	0.42	0.11	35.59
Foil	0.1578	0.00	99.23	0.00	0.77	79.38	13.63	0.93	0.07	5.22
Plastics	0.191	0.00	70.67	6.32	23.00	55.60	13.06	1.24	0.00	7.10
Textile	0.0194	4.04	84.97	6.95	4.04	51.05	4.92	0.71	0.21	39.07
RDF	1	1.20	80.22	5.23	13.34	51.66	8.82	0.66	0.08	25.42

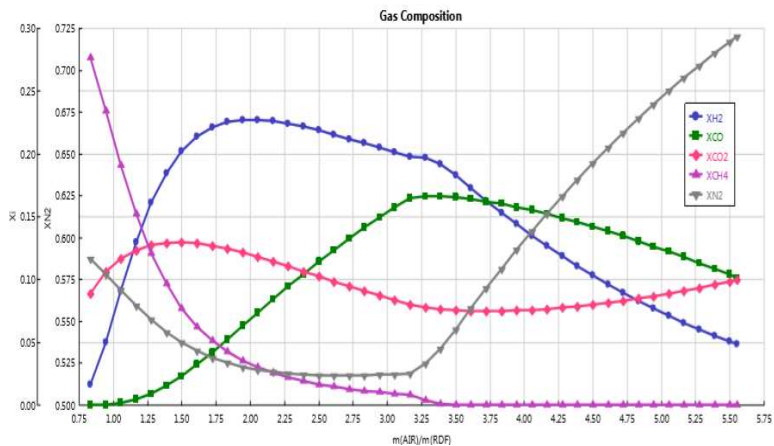
*-calculated to 100 %, VM- volatile matter, FC- fixed carbon

Tabel 2.2 di atas menunjukkan persentase kandungan unsur-unsur yang terdapat pada RDF secara fisik maupun kimiawi. Kandungan karbon dan oksigen menunjukkan jumlah yang cukup dominan, dimana unsur-unsur ini menjadi komponen utama dalam reaksi pembentukan *syngas*.

Dari karakteristik RDF pada tabel 2.2, dapat dilihat kandungan C yang cukup besar. Hal tersebut menandakan bahwa RDF mampu menghasilkan nilai kalor gas yang cukup potensial untuk dimanfaatkan. Kandungan *moisture* RDF yang relatif rendah juga menunjukkan bahwa tidak membutuhkan banyak energi untuk menghilangkannya. Kandungan kadar air yang dikandung akan dikeluarkan dari biomassa dengan pemanasan. Bila kandungan *moisture* terlalu tinggi, maka dibutuhkan energi aktivasi pengeringan yang tinggi. Kandungan *moisture* yang teruapkan mampu

memperbesar produksi H_2 (*flammable component*), namun untuk menjaga proses produksi tersebut dibutuhkan energi yang cukup besar dari proses eksoterm, dimana dalam proses eksoterm menghasilkan CO_2 yang bersifat tidak bisa terbakar. Energi hasil proses eksoterm yang terambil pada produksi H_2 dari *moisture*, justru mengurangi energi yang diperlukan pada proses produksi H_2 dan CO yang *flammable* dari reaksi endoterm, sehingga hal itu cukup merugikan. Nilai kalor yang dimiliki RDF cukup tinggi membuat proses gasifikasi mampu tercapai dengan mudah.

Berikut merupakan grafik komposisi *syngas* hasil gasifikasi RDF :



Gambar 2.3 Grafik komposisi fraksi mol syngas hasil gasifikasi RDF vs AFR (Haydary, 2016)

2.2. Teori Pembakaran

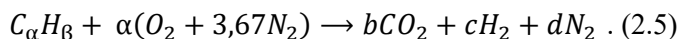
Pembakaran merupakan oksidasi cepat bahan bakar disertai dengan produksi panas dan cahaya. Bahan bakar akan terbakar sempurna hanya jika ada pasokan

oksigen (O_2) yang cukup. Jumlah oksigen mencapai 20,9% dari udara, sebanyak hampir 79% merupakan nitrogen (N_2) dan sisanya adalah elemen lain.

Nitrogen sendiri mempunyai fungsi sebagai pengencer yang menurunkan suhu 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 (sumber: www.energyefficiencyasia.org).

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 ($C_\alpha H_\beta$) dengan udara dituliskan sebagai berikut :



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah :

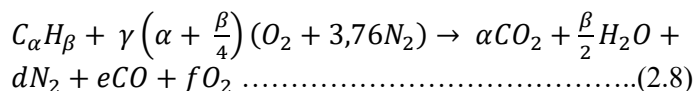
$$m_{O_2} = \frac{m_{atom O_2}}{m_{molekul C_\alpha H_\beta}} * C_\alpha H_\beta \left(\frac{kg}{kg_{bahan bakar}} \right) \dots\dots(2.6)$$

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

$$\left(\frac{A}{F} \right)_s = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{(\sum n_i \bar{M}_i)_{air}}{(\sum n_i \bar{M}_i)_{fuel}} = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4} \right) \bar{M}_{O_2} + 3,76 \left(\alpha + \frac{\beta}{4} \right) \bar{M}_{N_2}}{\alpha \bar{M}_C + \beta \bar{M}_H} \dots\dots(2.7)$$

2.2.2. Pembakaran *Non* Stoikiometri

Dalam aplikasinya, mekanisme pembakaran dituntut dapat berlangsung secara cepat sehingga sistem-sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih (Heywood, 1996; Turns, 2000). 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 :



- 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 .

2.3. Dasar Teori Motor Bensin

Motor bensin bekerja dengan menghisap udara luar murni, kemudian udara yang masuk akan diarahkan melalui karburator dengan tujuan untuk mendapatkan campuran bahan bakar selain itu juga untuk mendapatkan kecepatan yang tinggi.

Kecepatan yang tinggi ini berguna dalam hal pencampuran antara udara dan bahan bakar agar tercapai proses pengkabutan pada dinding *manifold*. Sesaat sebelum mencapai TMB, bahan bakar diinjeksikan pada mesin. Campuran udara dan bahan bakar akan terkompresikan oleh gerakan piston hingga TMA, kemudian dilanjutkan dengan peristiwa timbulnya percikan api yang oleh busi sehingga mengakibatkan pembakaran pada campuran bahan bakar.

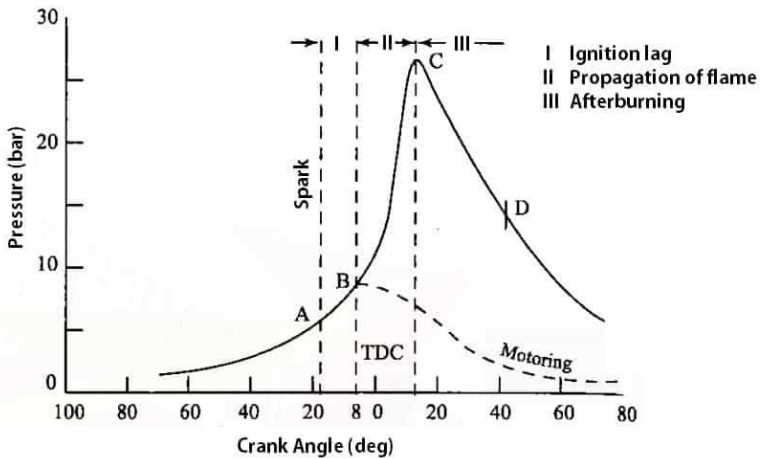
2.3.1. Tahapan Pembakaran Pada Motor Bensin

Dimotor bensin yang cukup homogen dari uap bahan bakar, udara, dan sisa gas buang dinyalakan oleh sebuah letikan bunga api yang kuat dan temperatur tinggi yang timbul antara kedua elektroda busi (pada saat letikan bunga api menyala, temperatur api yang ditimbulkan dapat mencapai lebih dari 10.000°C),

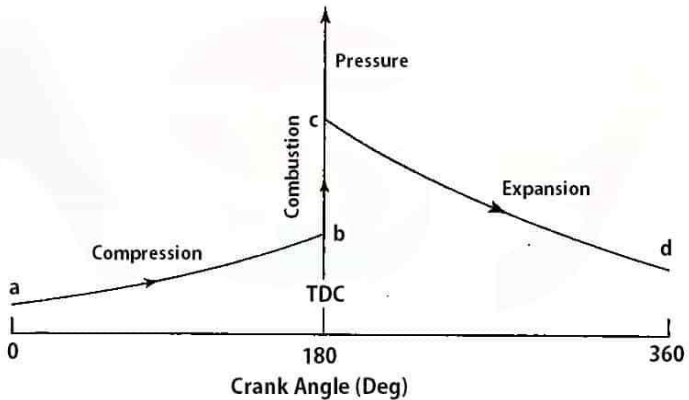
membentuk sebuah lapisan tipis api. Dari lapisan tipis api ini pembakaran menyebar pada kantong campuran sekitarnya seketika dengan laju yang tergantung utamanya pada temperatur dari muka api itu sendiri, dan kedua tergantung pada temperatur dan densitas kantong sekitarnya.

Pada keadaan demikian, kemudian tumbuh secara bertahap pada awalnya sebuah inti api yang berlubang, mirip semacam gelembung sabun. Bila misalnya isi silinder dalam keadaan diam, maka gelembung ini akan mengembang dengan kecepatan tetap sampai mencapai seluruh massa. Dalam motor sesungguhnya didalam silinder campuran tidak dalam keadaan diam. Kenyataannya malah dalam kondisi sangat turbulen. Turbulensi ini memecahkan dinding tipis api menjadi bentuk dinding terpecah-pecah sehingga membentuk permukaan yang amat luas yang mana darinya panas diradiasikan, sehingga kecepatannya diajukan dengan sangat pesat.

Laju dari dinding api berjalan tergantung dari derajat turbulensi, namun pada umumnya gerakan kearah luar menjauhi titik nyala busi, tidak banyak terpengaruh diantara pembakaran teroris ditunjukkan pada Gambar 2.4, tetapi proses nyata adalah berbeda. Pembakaran dapat dibayangkan sebagai 2 tahapan, yang pertama pertumbuhan dan perkembangan dari inti api yang berkembang sendiri yang disebut dengan *ignition lag* atau fase persiapan dan yang kedua penyebaran dari api keseluruhan ruang bakar (Gambar 2.5).



Gambar 2.4 Diagram teoritis tekanan (P) derajat engkol (θ)



Gambar 2.5 Tahapan pembakaran pada motor *spark ignition engine*

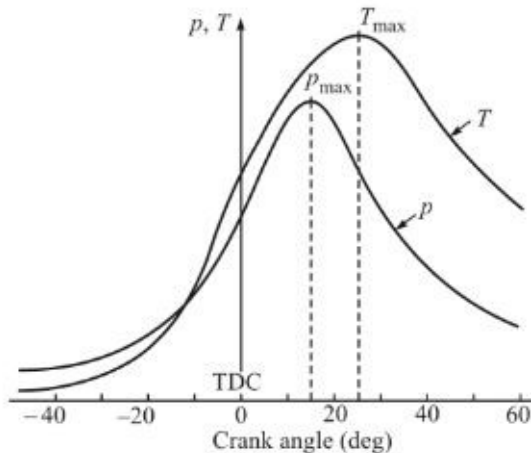
Tahapan pertama adalah proses kimia tergantung pada keadaan alami dari bahan bakar, temperatur,

tekanan, proporsi gas bekas, dan juga tergantung pada koefisien temperatur bahan bakar, yaitu hubungan antara temperatur dan laju percepatan oksidasi atau pembakaran. Yang kedua adalah tahapan murni dan sederhana secara mekanikal. Namun perlu diketahui bahwa kedua tahapan tersebut tidak nyata, karena sifat dan kecepatan dari pembakaran berubah bertahap. Titik awal dari tahap kedua adalah bila kenaikan tekanan dapat diukur pada diagram indikator, yaitu titik dimana terjadi pemisahan pada garis kompresi.

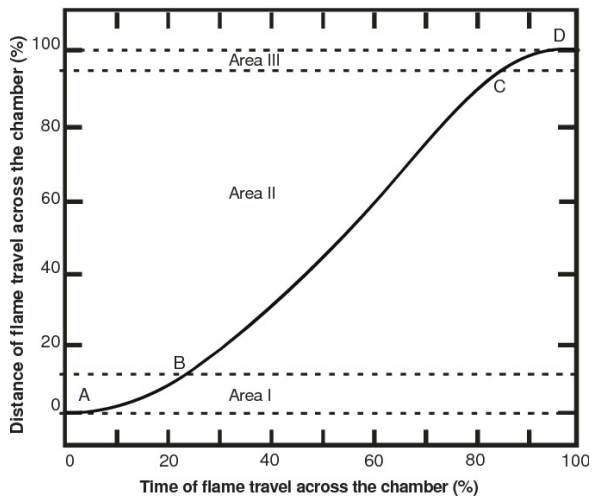
Dapat dilihat bahwa titik A adalah titik spark api (misalkan 20° sebelum TMA), maka titik B adalah titik dimana kenaikan tekanan dapat dideteksi (misalnya 8° sebelum TMA), dan titik C adalah titik puncak tekanan yang terjadi. Jadi, jalur AB adalah tahapan pertama yang tadi dibicarakan (sekitar 20° sudut *rotary crank*) dan B-C yaitu tahapan yang kedua. Walaupun titik C menunjukkan selesainya jalannya api, tidak berarti pada titik tersebut seluruh energi panas dari bahan bakar terbebaskan, bahkan sesudah lewatnya api masih terjadinya penyesuaian kimia karena adanya reasosiasi dan lainnya, yang dikenal dengan istilah pembakaran lanjut atau *after burner* yang berlanjut selama langkah ekspansi.

Pada motor *spark ignition* secara praktis disana tidak ada *ignition lag* dan inti pembakaran timbul sesaat pada daerah ujung elektroda. Namun selama periode awal dinding-dinding api bergerak secara perlahan dan bagian campuran yang terbakar, yang dapat menaikkan temperatur tidak kelihatan dengan nyata di diagram indikator. Kenaikan tekanan hanya 1% dari tekanan pembakaran maksimum sesuai pembakaran sekitar 1,5% dari campuran kerja, dan volume yang dipakai oleh produk pembakaran sekitar 5% dari ruang bakar yang tersedia.

Gambar 2.6 menunjukkan perubahan di tekanan (P), temperatur rata-rata dari gas (T), tenaga dalam dari media kerja (U), kerja luar dari gas (W), dan evolusi panas aktif selama pembakaran dari kendaraan dengan spesifikasi $\text{rpm} = 2000$, $\eta_t = 0,337$, $\gamma = 1,02$, $p_m = 10 \text{ kgf/cm}^2$. Pada area I sesuai dengan p_{maks} , jumlah panas aktif yang terlibat sekitar 73%. Selama fase *after burner* sekitar 86% panas yang tersedia dari pembakaran. Titik 2 sesuai dengan t_{maks} adalah 11° dari titik p_{maks} . Kehilangan panas ke dinding dan arena tidak sepenuhnya pembakaran sekitar 15% bila motor di *throttle* atau menggunakan campuran miskin x pada titik p_{maks} biasanya titik mencapai 50% dan proses *after burner* menjadi lebih lama. Gambar 2.7 menunjukkan pengembangan laju api pelan dari tahap awal. Tahap area II adalah tahapan utama dari pembakaran. Akhir dari tahap kedua diambil sebagai momen yang mana tekanan maksimum tercapai pada diagram indikator (lihat Gambar 2.7).



Gambar 2.6 Perubahan temperatur dan tekanan gas di dalam *combustion chamber*



Gambar 2.7 Jarak perjalanan api di ruang bakar terhadap waktu

Namun pembakaran tidak berhenti pada titik tersebut dan *after burning* berlanjut sampai dekat dinding dan dibelakang dinding api turbulen. Laju pembakaran pada area III berkurang sebagaimana terlihat pada Gambar 2.7 karena permukaan api menjadi lebih kecil dan pengurangan turbulensi. Sekitar 10% atau lebih panas yang terlibat pada tahap after burning ini sehingga temperatur gas naik sampai titik D pada Gambar 2.4 namun tekanan menurun, karena penurunan tekanan dikarenakan ekspansi dari gas dan perpindahan panas ke dinding lebih banyak dari pada kenaikan tekanan karena pembakaran.

2.3.2. Unjuk Kerja Motor Bensin

Karakteristik operasi dan unjuk kerja dari motor bensin biasanya berhubungan dengan :

1. Daya

Daya *engine* merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Untuk pengukuran digunakan peralatan yang dinamakan dynamometer sehingga didapatkan torsi.

Daya yang dihasilkan pada *engine* dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai Daya Efektif pada Generator (N_e). Hubungan tersebut dinyatakan dengan rumus :

$$N_e = \frac{V \cdot i}{746 \times \eta_{gen.}} \quad (Hp) \dots\dots\dots(2.9)$$

2. Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan *engine* untuk menghasilkan kerja. Torsi adalah hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan Nm (SI) atau ft.lb (British). Dalam prakteknya, torsi dari *engine* berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu berkendara, ataupun terperosok.

$$M_t = \frac{71620 \cdot N_e}{n} \quad (kg \cdot cm) \dots\dots\dots(2.10)$$

$$\begin{aligned} \text{Dimana : } N_e &= \text{Hp} \\ n &= \text{rpm} \end{aligned}$$

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

3. Tekanan Efektif Rata – Rata (bmep)

Proses pembakaran campuran udara-bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila 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 bmep adalah :

$$bmep = \frac{0,45 \cdot Ne \cdot z}{A \cdot l \cdot n \cdot i} \quad (kg/cm^2) \dots\dots\dots(2.11)$$

Dimana :

- Ne = Daya poros engine (Hp)
- A = luas penampang piston (m²)
- l = panjang langkah piston (m)
- i = jumlah silinder
- n = putaran motor diesel (rpm)
- z = 1 (motor 2-langkah) atau 2 (motor 4-langkah)

4. Pemakaian Bahan Bakar Spesifik

Pemakaian bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption, sfc*) adalah jumlah bahan bakar yang dipakai engine 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 (Hp) maka pemakaian bahan bakar perjam adalah :

$$B = \frac{3600 \cdot m_{bb}}{s} \quad (kg/jam) \dots\dots\dots(2.12)$$

Sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah :

$$sfc = \frac{3600 \cdot m_{bb}}{Ne \cdot s} \quad (kg/Hp.jam) \dots\dots\dots (2.13)$$

Untuk penggunaan dua bahan bakar yaitu syngas hasil biomassa-bensin (N.Tippayawong, et al, 2006), besar pemakaian bahan bakar spesifiknya yaitu :

$$sfc_{dual} = \frac{B_{gas} + B_{mb}}{Ne} \quad (kg/Hp.jam) \dots\dots\dots (2.14)$$

Dimana:

m_{bb} = massa bahan bakar yang dikonsumsi *engine* (kg)

B_{gas} = pemakaian bahan bakar gas per jam (kg/jam)

B_{mb} = pemakaian bahan bakar bensin per jam (kg/jam)

s = waktu konsumsi bahan bakar (detik)

5. Efisiensi Termal (η_{th})

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

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Energi panas bahan bakar per satuan waktu yang diberi}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = \frac{632}{sfc \cdot Q} \times 100\% \dots\dots\dots (2.15)$$

Untuk efisiensi termal motor bensin yang menggunakan bahan bakar kombinasi syngas hasil gasifikasi-bensin (N. Tippayawong, et al, 2006), persamaannya adalah :

$$\eta_{th} = \frac{Ne}{B_{dual} \cdot Q_{mb} + B_{biogas} \cdot Q_{biogas}} \times 100\% \dots\dots(2.16)$$

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

Nilai kalor adalah jumlah energi 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 bensin) sebagai berikut :

$$LHV = [16610 + 40(^{\circ}API)]0,55556 \text{ Kkal/Kg} \dots\dots(2.17)$$

$$\begin{aligned} \text{Dimana : } 1 \text{ Btu/lb} &= 2,326 \text{ kJ/kg} \\ 1 \text{ kJ/kg} &= \left[\frac{1}{4187} \right] \text{ kkal/kg} \end{aligned}$$

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

$$API = \frac{141,5}{\text{Spesific Gravity pada } 60^{\circ}F} - 131,5 \dots\dots(2.18)$$

Dimana *specific gravity* untuk bahan bakar motor bensin adalah 0,72.

2.4. Dual Fuel Engine

Dual fuel engine merupakan *engine* yang memiliki dua sistem penyuplai bahan bakar yang berbeda. *Dual fuel engine* telah banyak beredar di pasaran yang diaplikasikan pada motor bensin. Umumnya yang banyak dijumpai adalah sistem dengan bahan bakar *Compressed Natural Gas* (CNG)-bensin.

2.4.1. Prinsip Kerja Dual Fuel Engine

Dalam sistem ini bahan bakar gas disebut sebagai bahan bakar primer dan bahan bakar bensin disebut sebagai bahan bakar sekunder yang bertindak sebagai *pilot fuel*. Pada sistem bahan bakar tunggal, motor bensin 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 dan bensin. Mekanisme pencampuran udara-bensin dan bahan bakar gas tersebut dapat terjadi di dalam *mixer* 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 hisap dan hanya akan menginjeksikan gas pada saat katup hisap terbuka.

Saat langkah kompresi pada motor bensin, temperatur dan tekanan campuran udara-bensin bakar gas tersebut akan meningkat. Dengan adanya sistem pematik pada proses pembakaran untuk mesin bensin, sudah cukup untuk membuat campuran tersebut terbakar. Pembakaran tersebut akan meningkatkan tekanan dan temperatur dalam ruang bakar, sehingga bahan bakar gas tersebut menjadi terbakar.

2.4.2. Keuntungan & Kerugian Dari Dual-Fuel System

Pada dasarnya motor bensin yang menggunakan *dual-fuel system* memiliki keuntungan dan kerugian (Slawomir Luft, 2008). Beberapa keuntungan yang mungkin terjadi antara lain :

1. Kemudahan men-*start engine*, karena pada saat *start*, bensin dan bahan bakar *syngas* digunakan sebagai bahan bakar.

2. Kemungkinan, untuk mengurangi gas emisi yang berbahaya karena bahan bakar utama/primer (LNG, biogas, dll) sangat mudah bercampur dengan udara, selama langkah hisap 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 motor bensin untuk melengkapi *dual-fuel system*. Hanya dengan menambahkannya pada saluran hisap.
4. Semakin tinggi rasio kompresi, semakin baik efisiensinya,
5. Apabila ada masalah dengan suplai gas, maka secara otomatis bahan bakar yang digunakan adalah bensin. Sehingga motor bensin tetap bisa beroperasi.

Sementara kerugian yang mungkin terjadi antara lain, adalah :

1. Kemungkinan bahwa pembakaran yang tidak terkontrol dari campuran udara-bensin dan bahan bakar *syngas* 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.
2. 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. Penelitian Sebelumnya Tentang Aplikasi *Dual Fuel System* Pada Mesin Bensin

1. Penelitian oleh Eko Wahyu Dirgantara (2011)

Penelitian dilakukan menggunakan mesin otto 4-langkah Generator Set Honda yang dihubungkan dengan generator listrik yang diatur pada putaran konstan yang telah dimodifikasi menjadi *dual-fuel system*. Bahan bakar yang digunakan adalah *syngas* hasil gasifikasi biomassa sekam padi dan bensin. Mekanisme pemasukan *syngas* kedalam mesin menggunakan *mixer* yang dilengkapi dengan *mixing jet*. Penelitian melakukan variasi *massflowrate syngas* dengan cara mengubah tekanan penginjeksian *syngas* yang akan masuk kedalam ruang bakar.

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa persentasi substitusi bahan bakar minyak dengan *syngas* hasil gasifikasi sekam padi maksimal berada pada angka 75,118% pada $m_{\text{syngas}} = 2.3$ kg/jam dan beban listrik 1241.2 VA. Batas maksimum *massflowrate syngas* sebelum *engine* mengalami *stall* sebesar 8.2773 kg/jam. Pada penelitian ini, penambahan *syngas* akan meningkatkan *specific fuel consumption* (sfc) sebesar 70.04%, menurunkan efisiensi termal (η_{th}) sebesar 13,65% serta meningkatkan suhu *engine*, oli pelumas, dan gas buang.

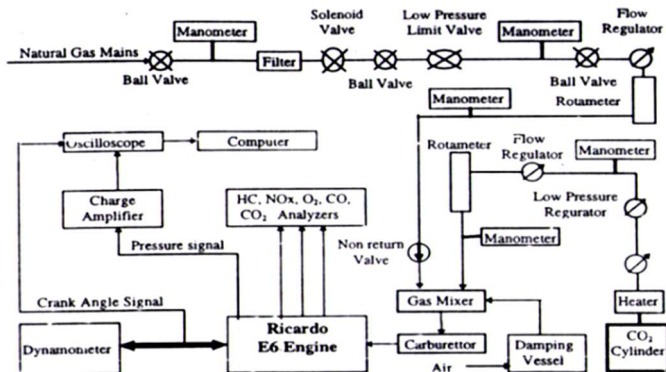
2. Penelitian oleh Dimas Yoga Prasetya (2011)

Penelitian dilakukan menggunakan mesin otto 4-langkah Generator Set Honda yang dihubungkan dengan generator listrik yang diatur pada putaran konstan yang telah dimodifikasi menjadi *dual-fuel system*. Bahan bakar yang digunakan adalah *syngas* hasil gasifikasi biomassa sekam padi dan bensin. Penelitian ini berfokus pada penempatan *mixer* untuk sistem pemasukan *syngas*.

Dilakukan dua variasi peletakkan *mixer*, yakni sebelum karburator dan setelah karburator. Hasil pengujian unjuk kerja mesin terbaik didapatkan dengan meletakkan *mixer* setelah karburator (*mixer* menyambungkan karburator dengan *intake manifold*).

Pada penelitian ini dapat diambil informasi bahwa mesin dapat beroperasi pada bahan bakar 100 % *syngas* akan tetapi mesin akan *stall* jika diberi beban lebih besar dari 600 watt. Persentase substitusi tertinggi pada pembebanan maksimal (2000 watt) mencapai angka 63.3% dengan bukaan *valve syngas* maksimal. Terjadi penurunan daya efektif, torsi, bmep dan efisiensi termal pada pengoperasian mesin menggunakan *dual fuel system* dan *single fuel* 100% *syngas*. Sedangkan terjadi peningkatan *specific fuel consumption* pada mesin yang beroperasi menggunakan *dual fuel system* dan *single fuel* 100% *syngas*. Penggunaan *dual fuel system* dan *single fuel* 100% *syngas* juga meningkatkan suhu mesin, oli pelumas, dan gas buang.

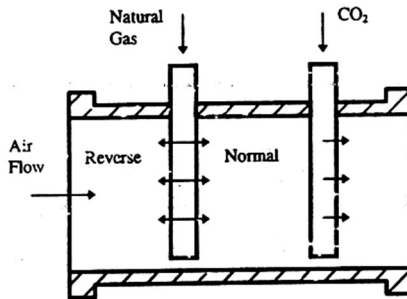
3. Penelitian oleh Jingdang Huang & R. J. Crookes (1998)



Gambar 2.8 Skema kerja eksperimen (Jingdang Huang and R. J. Crookes, 1998)

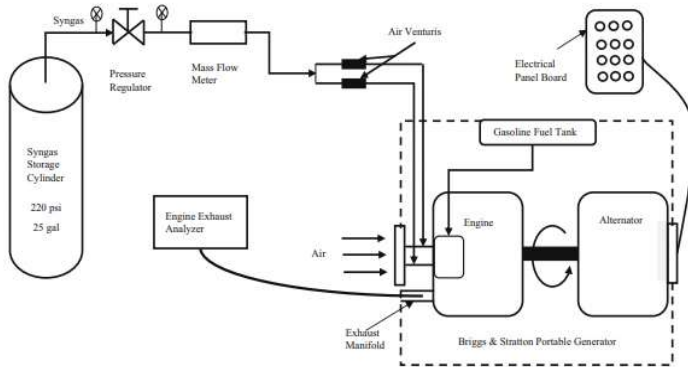
Penelitian yang dilakukan Jingtang Huang dan R. J. Crookes adalah melakukan pengujian menggunakan mesin *4 stroke Ricardo E6 single cylinder spark ignition engine* dengan mensimulasikan biogas dari campuran *natural gas* dan *carbon dioxide*. Simulasi dilakukan dengan bervariasi kandungan CO_2 yakni dari campuran 10 % sampai 40% dari volume campuran total. Rancangan pengujian ditunjukkan pada Gambar 2.8 .

Untuk pencampuran *natural gas* dan *carbon dioxide*, pada penelitian ini digunakan *mixer*, berikut *mixer* yang digunakan :



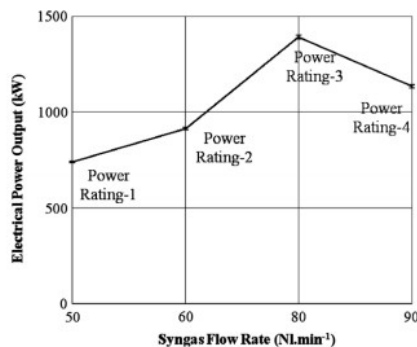
Gambar 2.9 Bentuk *mixer* (Jingtang Huang and R. J. Crookes, 1998)

4. Penelitian oleh Ajay Shah, et al (2010)



Gambar 2.10 Skema pengujian (Ajay Shah, et al ,2010)

Penelitian dilakukan menggunakan mesin 4 tak *spark ignition single cylinder* Elite Series Portable Generator 5.5 KW. Penelitian menggunakan bahan bakar 100% *syngas* hasil gasifikasi limbah serpihan kayu. *Syngas* ditampung pada tangka bertekanan dan akan diinjeksikan kedalam *intake manifold* mesin. Skema pengujian ditunjukkan oleh gambar 2.10.



Gambar 2.11 Grafik daya efektif vs *massflowrate syngas* (Ajay Shah, et al , 2010)

Pengujian dilakukan dengan menvariasikan *massflowrate* dari *syngas* yakni 50, 60, 80, dan 90 NI/min. Dari penelitian tersebut dapat diambil kesimpulan unjuk kerja daya efektif yang ditunjukkan gambar 2.11. Penggunaan *single fuel* 100% *syngas* mengurangi keseluruhan emisi kecuali emisi CO₂ (Tabel 2.3).

Tabel 2.3 Perbandingan emisi mesin pada mode operasi *syngas* dan bensin (Ajay Shah, et al , 2010)

	Power rating	Electrical power outputs (kW)	Emissions parameters		
			CO (ppm)	CO ₂ (%)	NO _x (ppm)
Syngas operation	1	738.98 (6.61) ^c	1148a ^b (37.8)	10.6a (0.78)	30a (0.8)
	2	915.13 (14.70)	8369b (164.5)	12.4b (0.39)	76b (1.6)
	3	1392.10 (20.27)	8693b (187.0)	13.1b (0.05)	94c (2.4)
	4	1134.51 (14.24)	27135c (1511.8)	13.0b (0.10)	44d (6.2)
Gasoline operation	1	741.53 (0.21)	30563a (761.9)	8.0a (0.06)	188a (0.1)
	2	933.38 (4.29)	36435b (1797.0)	8.1b (0.24)	166b (3.6)
	3	1403.26 (3.77)	48954c (730.1)	5.9c (0.59)	215c (1.7)
	4	1135.23 (5.07)	38977d (1025.2)	4.9d (0.01)	183a (3.6)

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1. Metode Penelitian

Pengujian dilakukan pada motor bensin 4 tak satu silinder dengan putaran konstan. Pengujian dilakukan pada *engine* sebagai alat uji. Pengujian ini dilakukan di Laboratorium Pembakaran dan Sistem Energi Departemen Teknik Mesin ITS, Surabaya. *True experimental method* pada penelitian ini dibagi atas 2 (dua) kelompok, yaitu:

1. Kelompok kontrol adalah motor bensin menggunakan bensin
2. Kelompok uji adalah motor bensin menggunakan *dual-fuel system* berupa *syngas* hasil gasifikasi limbah *refuse derived fuel* dan bensin.

3.2. Alat Uji

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

1. Motor bensin 4 (empat) langkah dengan spesifikasi :
 - Merek : Honda
 - Gasoline Engine Generator 4 stroke
 - Tipe : EC 2900 L
 - Model : 168 FB
 - Jumlah Silinder : 1 (satu)
 - Pendinginan mesin : Udara
 - Displacement : 196 ml³
 - Kapasitas tangki : 15 liter
 - Konsumsi bahan bakar : 1,25 L/h
 - Waktu kerja continue : 12
 - Daya maksimum : 6,5 Hp
 - Kapasitas pelumas : 0,6 liter

- Start mode : Manual
 - Noise (dalam 7 m) : 66
2. Generator, dengan spesifikasi :
- Voltase : 220 V
 - Frekwuensi : 50 Hz
 - Daya rata-rata : 2,0 Kw
 - Daya maksimum : 2,5 Kw
 - Cos \emptyset : 1
 - Type : 1 phase
3. Dimensi :
- Panjang total : 590 mm
 - Lebar total : 430 mm
 - Tinggi total : 435 mm
 - Berat bersih : 45 kg



Gambar 3.1 Generator Set Motor Bensin 4 Langkah Honda EC 2900 L

4. Beban lampu
- Beban lampu yang dipakai terdiri dari lampu LED sebanyak 20 buah dengan rincian 10 lampu dengan

konsumsi daya masing-masing sebesar 200 watt dan 10 lampu dengan konsumsi daya masing-masing sebesar 500 watt sehingga total beban listrik yang dapat diberikan sebesar 7000 watt, namun dalam percobaan ini hanya memakai beban lampu hingga 1600 watt. Lampu disusun secara paralel dengan sakelar untuk masing-masing lampu.

5. Bahan bakar minyak

Bahan bakar minyak yang digunakan adalah bensin yang didapatkan dari pasaran yang diproduksi oleh Pertamina.

6. Bahan bakar hasil gasifikasi

Gas yang digunakan sebagai bahan bakar berasal dari proses gasifikasi limbah *refuse derived fuel* (RFD) menggunakan reaktor *downdraft gasifier*.

3.3. Alat Ukur

Adapun alat ukur yang digunakan dalam pengambilan data percobaan adalah sebagai berikut :

1. Pipet Volumetrik

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar yang akan dipakai mesin. Pipet volumetrik yang dipakai memiliki kapasitas 25ml.



Gambar 3.2 Pipet volumetrik

2. *Digital Tachometer*

Digunakan sebagai pengukur kecepatan putaran poros pada engine untuk mendapatkan putaran yang dikehendaki

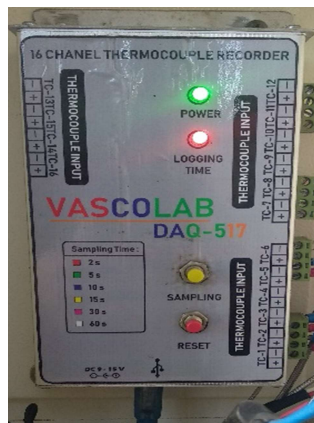
- Merk = Krisbow KW06-302
- *Sampling time* = 0.5 sec (over 120 rpm)
- *Accuracy* = $\pm (0.05\% + 1 \text{ digit})$



Gambar 3.3 *Digital Tachometer*

3. Vascolab DAQ 517 Thermocouple Logger

Alat ini digunakan untuk *logging* data suhu dari termokopel yang akan diinput pada *software*.



Gambar 3.4 Vascolab DAQ 517

4. *Stargas 898 Gas Analyzer*

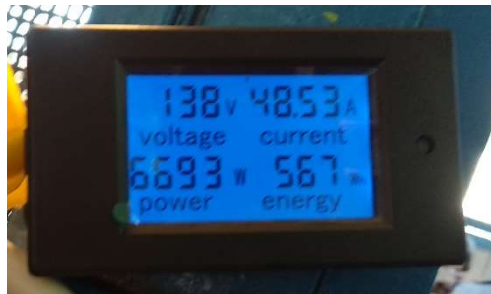
Alat ini digunakan untuk mendeteksi dan mengukur emisi dari gas buang mesin. Stargas dapat mendeteksi dan mengukur kadar gas CO, CO₂, HC dan O₂.



Gambar 3.5 *Stargas 898 Gas Analyzer*

5. *Powermeter Display*

Alat ini digunakan untuk mengukur voltase dan arus yang mengalir ke pembebanan lampu.



Gambar 3.6 *Powermeter Display*

6. *Pitot tube dan massflowmeter*

Laju alir massa diukur melalui tabung pitot pada bagian pipa. Perhitungan dapat dilakukan dari perbedaan tekanan (δp) yang dapat dilihat pada manometer digital. Perhitungan dapat dilihat sebagai berikut:

- Kecepatan aliran maksimal (V_{maks})

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(P_o - P_i)}{\rho_{air}}} \dots\dots\dots(3.1)$$

Dimana :

$P_o - P_i$ = Pengukuran Manometer (Pa)

ρ_{air} = Densitas udara (1.1644 kg/m³ at 30 °C)

- Menghitung Reynold number pada V_{max} (Re_{vmax})

$$Re_{vmax} = \frac{\rho_{air} \cdot V_{max} \cdot D}{\mu} \dots\dots\dots(3.2)$$

Dimana :

D = Diameter pipa (m)

μ = Viskositas udara pada 25 °C (184.6 x 10⁻⁷ kg/(m.s))

- Menghitung nilai n (*variation of power law exponent*)

$$n = -1.7 + 1.8 \log Re_{vmax} \dots\dots\dots(3.3)$$

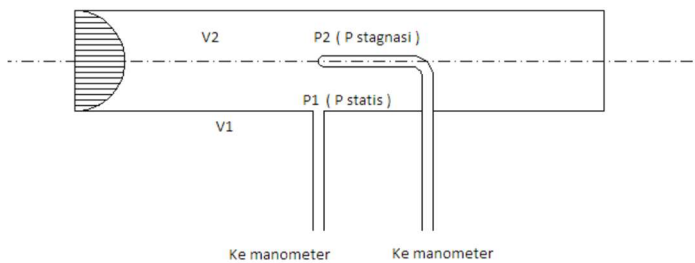
- Menghitung kecepatan alir rata-rata (\bar{V})

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \dots\dots\dots(3.4)$$

- Menghitung lajur alir udara

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} \cdot \bar{V} \cdot A_{pipe} \dots\dots\dots(3.5)$$

Tabung pitot diletakan pada dua tempat. Yang pertama pada pipa masukan untuk mengukur masukan massa alir udara. Yang kedua, pada keluaran *syngas* untuk mengukur massa alir *syngas*.



Gambar 3.7 Pitot static tube



Gambar 3.8 Massflowmeter

7. Stopwatch

Alat ini digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan motor bensin untuk mengkonsumsi bahan bakar minyak bensin sebanyak 25 ml



Gambar 3.9 *Stopwatch*

8. *Mixer*

Mixer adalah komponen diantara *intake manifold* dan karburator yang berfungsi sebagai pencampur *syngas* dengan campuran udara dan bahan bakar.



Gambar 3.10 *Mixer*

3.4. Prosedur Percobaan

Secara garis besar dalam pengujian yang dilakukan dengan *dual-fuel system* ini bertujuan untuk mengoptimasi persentase substitusi bahan bakar minyak dengan *syngas* dan juga untuk mengetahui karakteristik unjuk kerja *engine*. Dimana pada saat pengujian yang

pertama dilakukan adalah memodifikasi *engine* dengan menambahkan *mixer* untuk memasukkan *syngas*. Dalam hal ini, *mixer* diletakkan sesudah karburator (menghubungkan karburator dengan *intake manifold*). Pada saat pengujian, jumlah *syngas* yang masuk pada *engine* dibiarkan secara alami/natural (tanpa kompresi) dengan memanfaatkan kevakuman pada ruang bakar. Dalam pengujian, beban maksimum yang digunakan adalah 1600 Watt dengan interval 200 Watt dengan pertimbangan daya *engine* serta transmisi mekanis antara *engine* dan generator listrik.

Tahapan-tahapan pengujian yang dilakukan adalah sebagai berikut :

3.4.1. Persiapan Pengujian

Hal-hal yang diperlukan dalam persiapan pengujian ini adalah sebagai berikut :

1. Memeriksa kondisi kesiapan mesin yang meliputi kondisi fisik mesin, karburator, busi, minyak pelumas, dan sistem bahan bakar.
2. Memeriksa kondisi sistem pembebanan, sistem kelistrikan dan sambungan-sambungan listrik yang ada.
3. Memeriksa kesiapan alat-alat ukur yang akan digunakan
4. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data
5. Saluran bahan bakar dibuka
6. Engine dihidupkan selama ± 10 menit sampai engine mencapai kondisi kerjanya.

3.4.2. Pengujian Pada Kondisi Standar Dengan Bahan Bakar Bensin

Percobaan dilakukan dengan putaran motor tetap (*stationary speed*) dengan variasi beban listrik. Tahapannya adalah sebagai berikut :

1. Mengatur *governor* agar *engine* berputar konstan di 3000 rpm.
2. Mengatur pembebanan pada mesin dengan menyalakan lampu beban mulai dari 200 W hingga 1600 W dengan interval kenaikan beban 200 W.
3. Mencatat data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
 - Waktu konsumsi bensin setiap 25 ml
 - *Pressure differential* dari *pitot tube* pada saluran *intake*.
 - Temperatur mesin, oli pelumas, dan gas buang.
 - Tegangan listrik dan arus listrik.
 - Emisi CO, HC, CO₂, O₂.
4. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka beban diturunkan secara bertahap hingga beban nol.
5. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama lebih kurang ± 5 menit.
6. Mesin dimatikan dan ditunggu kembali dingin.

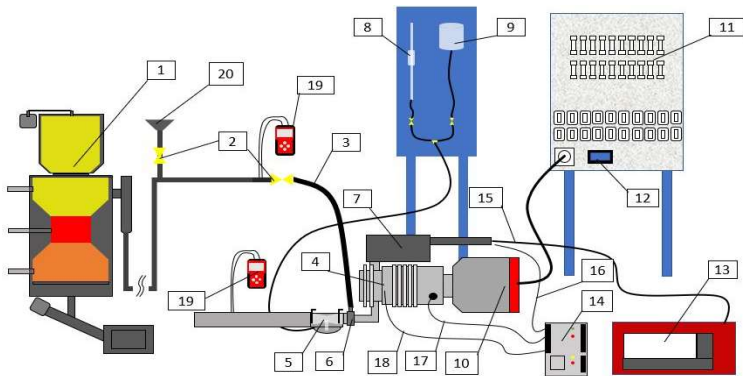
3.4.3. Pengujian Dengan Bahan Bakar Kombinasi *Syngas* dan Bensin

Percobaan dilakukan dengan putaran motor tetap (*stationary speed*) dengan variasi beban listrik. Tahapannya adalah sebagai berikut :

1. Memasang saluran *intake* dari reaktor dalam keadaan *valve syngas* tertutup.
2. Memeriksa kembali kondisi mesin, pembebanan dan kelistrikan, serta saluran bahan bakar bensin dan *syngas*.
3. Menghidupkan mesin dengan bahan bakar bensin.
4. Membiarkan mesin dalam keadaan *idle* untuk memanaskan mesin hingga temperatur mesin mencapai *operating temperature* yang sesuai.
5. Mengatur *governor* agar *engine* berputar konstan di 3000 rpm.

6. Membuka *valves syngas* sehingga mesin beroperasi dengan *dual fuel system*.
7. Mengatur bukaan *choke* sesuai dengan prosedur penelitian.
8. Membuka katup *overflow* syngas.
9. Mengatur pembebanan pada mesin mulai dari 200 W hingga 1600 W dengan interval kenaikan 200 W.
10. Mencatat data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
 - Waktu konsumsi bensin setiap 25 ml.
 - *Pressure differential* dari *pitot tube* pada saluran *intake*.
 - Temperatur mesin, oli pelumas, dan gas buang
 - Tegangan listrik dan arus listrik
 - Emisi CO, HC, CO₂, O₂.
11. Setelah pengambilan data selesai, maka beban diturunkan secara bertahap hingga nol.
12. Mesin dibiarkan *idling* untuk sekitar ± 5 menit.
13. Mesin dimatikan dan ditunggu hingga dingin.

3.5. Skema Pengujian



Gambar 3.11 Susunan alat pengujian

Keterangan :

- | | |
|------------------------|--------------------------|
| 1 . Reaktor | 13. Stargas analyzer |
| 2 . Katup syngas | 14. Thermocouple logger |
| 3 . Saluran syngas | 15. Stargas sampler hose |
| 4 . Mesin bensin | 16. Thermocouple exhaust |
| 5 . Karburator | 17. Thermocouple oli |
| 6 . Mixer | 18. Thermocouple mesin |
| 7 . Exhaust | 19. Massflowmeter |
| 8 . Pipet volumetrik | 20. Syngas overflowline |
| 9 . Gelas ukur | |
| 10. Generator | |
| 11. Pembebanan lampu | |
| 12. Powermeter display | |

3.6. Rancangan Eksperimen

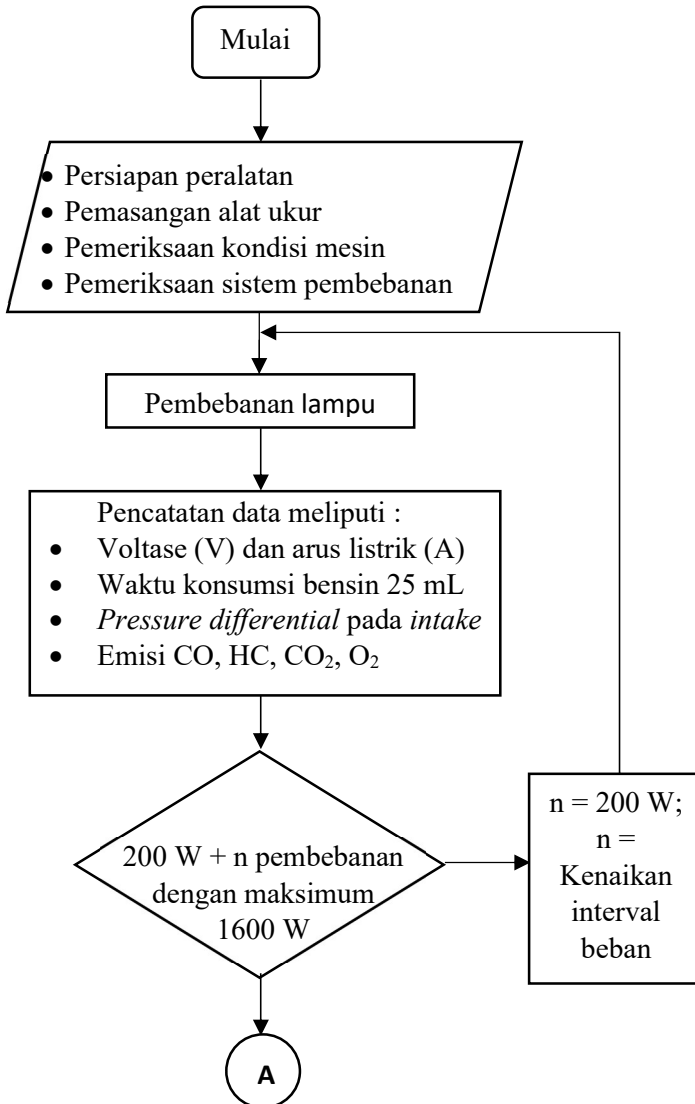
Dalam perancangan eksperimen ini ada beberapa parameter yang ingin didapatkan dalam percobaan ini dengan menetapkan parameter input dan parameter output yang dinyatakan dalam tabel 3.1 yaitu:

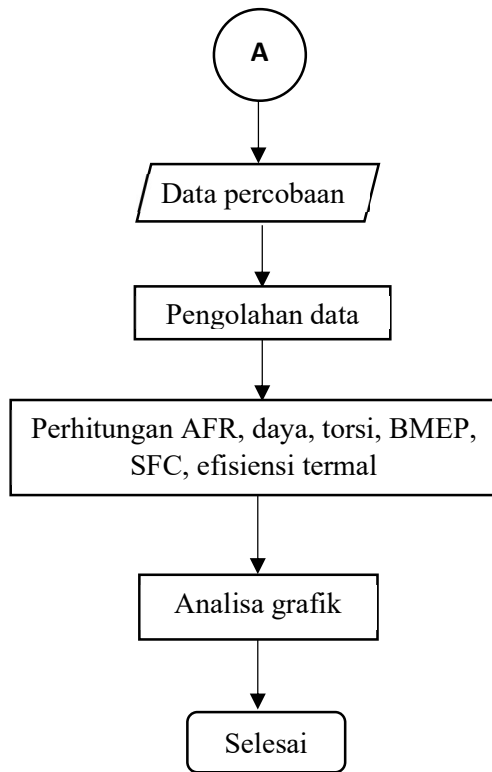
Tabel 3.1 Parameter eksperimen

PARAMETER INPUT			PARAMETER OUTPUT	
KONSTAN	BERVARIASI		DIUKUR	DIHITUNG
	AFR	BEBAN LISTRIK		
<ul style="list-style-type: none"> • Generator set motor bensin • Putaran mesin 3000 rpm • Bahan bakar bensin dan syngas 	AFR1 = 0% <i>choke</i>	Pembebanan listrik 200 W-1600 Watt dengan interval 200 Watt	<ul style="list-style-type: none"> • t waktu konsumsi bensin 25 mL • tegangan listrik • arus listrik • Suhu mesin, oli pelumas, gas buang • Emisi CO, HC, CO₂, O₂ • <i>Pressure differential intake</i> saluran syngas dan udara 	<ul style="list-style-type: none"> • Unjuk kerja mesin daya, torsi, <i>sfc</i>, <i>bmep</i>, dan efisiensi termal • AFR mesin • Persentase substitusi bensin
	AFR2 = 25% <i>choke</i>			
	AFR3 = 50% <i>choke</i>			
	AFR4 = 75% <i>choke</i>			
	AFR5 = 100% <i>choke</i>			

3.7. Flowchart Penelitian

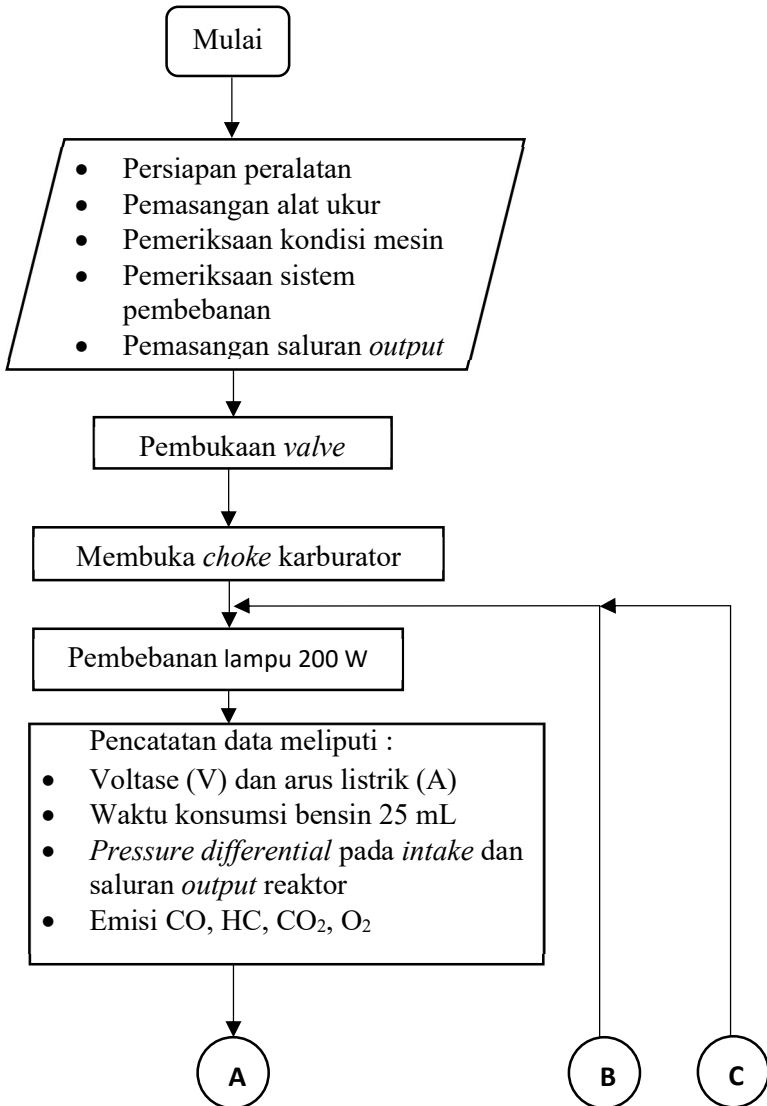
3.7.1. Pengujian system *single fuel*

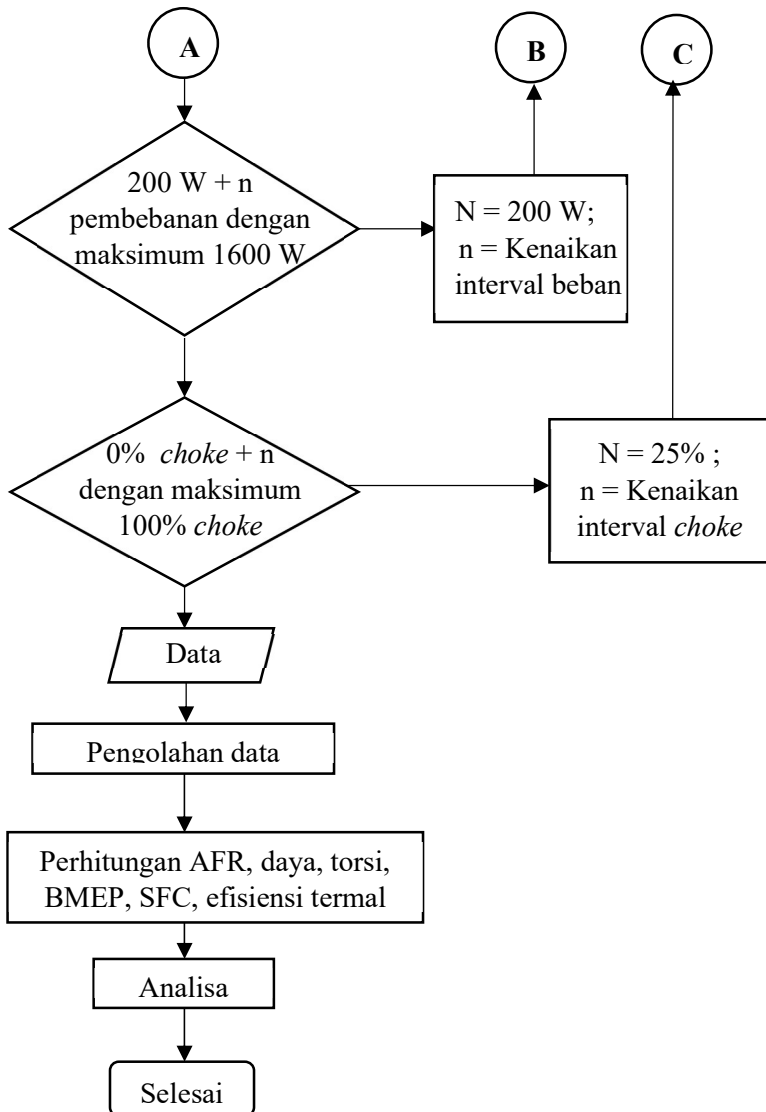




Gambar 3.12 Flowchart pengujian sistem *single fuel*

3.7.2. Pengujian system *dual fuel*





Gambar 3.13 Flowchart pengujian sistem *dual fuel*

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV DATA DAN ANALISA

Bab ini dikhususkan untuk membahas perhitungan-perhitungan yang diperlukan dalam penelitian. Perhitungan-perhitungan yang diperlukan untuk menghitung unjuk kerja yaitu daya, torsi, *bmep*, *sfc*, efisiensi termal, persentase substitusi bensin serta *AFR*.

4.1. Data Pendukung

a. Massa jenis *syngas*

Berdasarkan pengujian komposisi *syngas* yang diujikan di laboratorium *chemistry and material energy* teknik kimia ITS, *syngas* yang dihasilkan dari gasifikasi bahan bakar RDF mengandung:

Tabel 4.1 Komposisi *syngas* gasifikasi RDF

Komposisi	Persentase Volume (%)	ρ (kg/m ³) pada T=300K
CO	18.68	1.0599
H ₂	9.54	0.07409
CH ₄	0	0.5227
CO ₂	9.45	1.6676
O ₂	7.93	1.0339
N ₂	61.94	1.189

Massa jenis dari *syngas* dapat dihitung dari komposisi gas yang terkandung dari *syngas* dengan menjumlahkan massa jenis dari setiap gas sesuai dengan persentasenya. Persamaannya adalah:

$$\rho_{\text{syngas}} = \sum_{i=1}^n (X_i \times \rho_i)$$

Di mana :

X_i adalah persentase volum gas yang terkandung dalam *syngas*

ρ_i adalah massa jenis masing-masing gas

$$\begin{aligned} \rho_{\text{syngas}} &= (0.1868 \times 1.0599) + (0.0954 \times 0.0741) \\ &\quad + (0 \times 0.5227) + (0.0945 \times 1.6676) \\ &\quad + (0.0793 \times 1.0339) \\ &\quad + (0.6194 \times 1.189) \end{aligned}$$

$$\rho_{\text{syngas}} = 1.0193 \text{ kg/m}^3$$

b. *LHV syngas*

Nilai dari *LHV syngas* dapat dihitung dari komposisi gas penyusun *syngas* dengan persamaan:

$$\text{LHV}_{\text{syngas}} = \sum_{i=1}^n (Y_i \times \text{LHV}_i)$$

Di mana:

Y_i adalah persentase volum gas yang terkandung dalam *syngas*

LHV_i adalah *LHV* dari masing-masing gas

Tabel 4.2 Nilai *LHV_i* kandungan syngas

Nilai <i>LHV_i</i> dari <i>flammable gas</i>		
CO (kJ/m ³)	H ₂ (kJ/m ³)	CH ₄ (kJ/m ³)
12633	10783	35883

$$\begin{aligned} \text{LHV}_{\text{syngas}} &= (0.1868 \times 12633) + (0.0954 \times 10783) \\ &\quad + (0 \times 35883) \end{aligned}$$

$$\text{LHV}_{\text{syngas}} = 3324.5 \text{ kJ/m}^3$$

c. Perhitungan stoikiometri

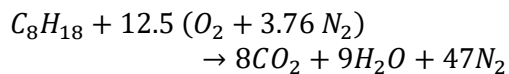
Berikut ini merupakan perhitungan AFR stoikiometri untuk sistem *single fuel* bensin, *syngas*, dan *dual fuel syngas* dan bensin

- *Single fuel* bensin

Tabel 4.3 Komposisi mol dan massa relative bensin dan udara

Gasoline		
Unsur	Mr	mol
N2	28,0134	47
O2	31,998	12,5
C8	96,0856	1
H18	18,14112	1

Data tersebut didapatkan dari persamaan reaksi berikut :



Berdasarkan reaksi, maka didapatkan perhitungan AFR Stoikiometri :

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{fuel}}} = \frac{(\sum n_i \bar{M}_i)_{\text{air}}}{(\sum n_i \bar{M}_i)_{\text{fuel}}} = \frac{12.5 * 31.998 + 12.5 * 28.0134 * 3.76}{96.0856 + 18.14112}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = 15.028$$

- *Single Fuel Syngas*

Tabel 4.4 Komposisi mol dan massa relative *syngas* RDF dan udara

Syngas RDF			
Unsur	Mr	%vol	mol
CO	28,0097	18,68	1,9581
H ₂	2,01568	9,54	1
CH ₄	16,04206	0	0
O ₂	31,998	7,93	0,8312
N ₂	28,0134	61,94	6,4927
O ₂ (pada atmosfer)	31,998		1,4791
N ₂ (pada atmosfer)	28,0134		5,561416

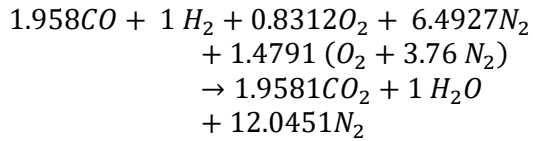
Untuk mendapatkan jumlah mol unsur pada *syngas*, maka dihitung dengan rumus di bawah ini:

$$\frac{n_{O_2}}{n_{H_2}} = \frac{V_{O_2}}{V_{H_2}}$$

$$n_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{H_2}} * n_{H_2}$$

$$n_{O_2} = \frac{7,93}{61,94} * n_{H_2}$$

Maka dari perhitungan tersebut didapatkan persamaan reaksi berikut :



Berdasarkan reaksi, maka didapatkan perhitungan AFR Stoikiometri :

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

$$= \frac{0.8312*31.998+6.4927*28.0134+1.4791*(31.998+(3.76*28.0134))}{1.9581*28.0097+1*9.54}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = 7.2386$$

- *Dual Fuel Syngas dan Bensin*

Tabel 4.5 Komposisi mol dan massa relative bensin, syngas, dan udara

Dual fuel Syngas RDF & Gasoline			
Unsur	Mr	%Vol	Mol
C8H18	114,2267		1
CO	28,0097	18,68	1,9581
H2	2,01568	9,54	1
O2	31,998	7,93	0,8312
N2	28,0134	61,94	6,4927
O2 (pada atmosfer)	31,998		13,1479
N2 (pada atmosfer)	28,0134		49,4361

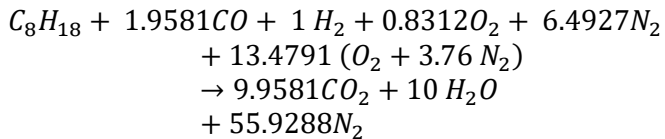
Untuk mendapatkan jumlah mol unsur pada *syngas*, maka dihitung dengan rumus di bawah ini:

$$\frac{n_{O_2}}{n_{H_2}} = \frac{V_{O_2}}{V_{H_2}}$$

$$n_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{H_2}} * n_{H_2}$$

$$n_{O_2} = \frac{7,93}{61,94} * n_{H_2}$$

Maka dari perhitungan tersebut didapatkan persamaan reaksi berikut :



Berdasarkan reaksi, maka didapatkan perhitungan AFR Stoikiometri :

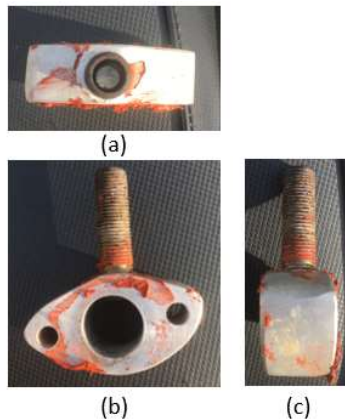
$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{(\sum n_i \bar{M}_i)_{air}}{(\sum n_i \bar{M}_i)_{fuel}}$$

$$= \frac{0.8312*31.998+6.4927*28.0134+13.4791*(31.998+(3.76*28.0134))}{1*114.2267 + 1.9581*28.0097 *9.54}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = 11.77205$$

4.2. Modifikasi *engine* untuk *dual fuel system*

Modifikasi pada *engine* dilakukan pada sistem pemasukan udara dan bahan bakar. *Engine* ditambahkan *mixer* yang berfungsi sebagai saluran dan alat pencampuran *syngas*, udara, dan bensin. *Mixer* diletakkan diantara karburator dan intake dari *engine*. Bentuk *mixer* ditunjukkan oleh gambar 4.1.



Gambar 4.1 Penampang atas mixer (a), penampang depan mixer (b), penampang samping mixer (c)

Diameter penampang saluran udara *mixer* yang menghubungkan karburator dan *intake* mesin disesuaikan dengan besarnya diameter *intake* dari mesin, sedangkan diameter saluran pemasukan *syngas* pada *mixer* disesuaikan dengan ukuran *outlet syngas* pada reaktor gasifikasi.

4.3. Contoh perhitungan unjuk kerja

Perhitungan yang dipakai sebagai contoh di bawah ini adalah untuk kondisi mesin *dual fuel* dengan variasi 25% *choke*. Data-data yang diambil yaitu:

Tabel 4.6 Data pada variasi 25% *choke* karburator

Load	Power on AVO (Watt)	On Engine		Subs. Percentage (%)	Efficiency (%)	SFC (Kg/HP.h)
		Power (HP)	Torque (Nm)			
200	473,62	0,743	1,508	46,94814366	2,565720967	4,98041067

Temperature			AFR	BMEP (Kpa)	Emission			
Engine (C)	Oil (C)	Exh. (C)			CO (%Vol)	CO2 (%Vol)	HC (Ppm Vol)	O2 (%Vol)
96,5	87,5	218,25	1,026354	0,8478	0,248	5,6	132	13,16

a. Aliran udara *intake*

Perhitungan *massflow* dari udara pada kondisi mesin standar dengan kondisi mesin *dual fuel* menggunakan rumus yang sama. Pengukuran aliran udara menggunakan *pitot static tube* yang dihubungkan dengan manometer digital. Kecepatan aliran udara dihitung dengan rumus:

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho_{\text{udara}}}}$$

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2 \times 0.0025 \text{ InHg} \times 3386.39 \text{ Pa}}{1,164 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \text{InHg}}}$$

$$v_{\max} = 0.9845 \text{ m/s}$$

Kecepatan fluida yang diukur dengan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata dari fluida menggunakan rumus:

$$\text{Re} = \frac{\rho \times v \times D}{\mu}$$

$$Re = \frac{1,164 \text{ kg/m}^3 \times 0,9845 \text{ m/s} \times 0,04\text{m}}{1,8 \times 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{m.s}}}$$

$$Re = 2484.203$$

Bilangan Reynolds yang diperoleh dari perhitungan melebihi 20000 maka aliran udara *intake* termasuk aliran turbulen maka diperlukan faktor koreksi berupa:

$$\begin{aligned} n &= -1,7 + 1,8 \log(Re) \\ n &= -1,7 + 1,8 \log(2484.203) \\ n &= 4.4113 \end{aligned}$$

$$\frac{\bar{v}}{v_{\max}} = \frac{2 \times n^2}{(n + 1)(2 \times n + 1)}$$

$$\frac{\bar{v}}{v_{\max}} = \frac{2 \times 4.4113^2}{(4.4113 + 1)(2 \times 4.4113 + 1)}$$

$$\bar{v} = 0.7209 \text{ m/s}$$

Massflow dari udara dapat dihitung dari kecepatan rata-rata yang sudah diperoleh dengan rumus:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{udara}} &= \rho_{\text{udara}} \times A_{\text{pitot}} \times \bar{v} \\ \dot{m}_{\text{udara}} &= 1,164 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,001256 \text{ m}^2 \times 0.7209 \text{ m/s} \\ \dot{m}_{\text{udara}} &= 0,001054 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

b. *Massflow syngas*

Massflow dari *syngas* dapat dihitung dengan persamaan yang sama dengan *massflow* dari *intake*, yaitu:

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho_{\text{syngas}}}}$$

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2 \times 0.008 \text{ InHg} \times 3386.39 \text{ Pa}}{1.0193 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times \text{InHg}}}$$

$$v_{\max} = 1.882 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho \times v \times D}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{1.0193 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{1.882 \text{m}}{\text{s}} \times 0,0254 \text{m}}{1,8 \times 10^{-5} \text{ Kg/m.s}}$$

$$\text{Re} = 2707.7$$

Re dari *syngas* termasuk dalam aliran turbulen maka diperlukan faktor koreksi kecepatan:

$$n = -1,7 + 1,8 \log(\text{Re})$$

$$n = -1,7 + 1,8 \log(2707.7)$$

$$n = 4.4786$$

$$\frac{\bar{v}}{v_{\max}} = \frac{2 \times n^2}{(n + 1)(2 \times n + 1)}$$

$$\frac{\bar{v}}{v_{\max}} = \frac{2 \times 4.4786^2}{(4.4789 + 1)(2 \times 4.4786 + 1)}$$

$$\bar{v} = 1.384 \text{ m/s}$$

$$\dot{m}_{\text{syngas}} = \rho_{\text{syngas}} \times A_{\text{pitot}} \times \bar{v}$$

$$\dot{m}_{\text{syngas}} = 0,00071 \text{ kg/s}$$

c. *Massflow* pentalite

Untuk menghitung laju aliran bahan bakar biodiesel digunakan persamaan:

$$\dot{m}_{\text{pentalite}} = \frac{m_{\text{pentalite}}}{\text{waktu konsumsi}}$$

$$\dot{m}_{\text{pentalite}} = \frac{738.36 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 25 \text{ mL} \times 10^{-6} \text{ m}^3}{216.23 \text{ s} \times \text{mL}}$$

$$\dot{m}_{\text{pentalite}} = 8.53 \times 10^{-5} \text{ kg/s}$$

4.3.1. Daya

Daya mesin merupakan daya yang dihasilkan mesin untuk mengatasi beban yang diberikan. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel dihubungkan dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya pada generator, yang bentuk kilowatt. Hubungan tersebut dinyatakan dengan persamaan dibawah ini:

$$N_e = \frac{V \times I \times \cos \varphi}{\eta_{\text{generator}} \times \eta_{\text{transmisi}}}$$

Daya yang dihasilkan pada variasi 25% *choke* dengan beban 200 watt adalah:

$$N_e = \frac{238 \text{ A} \times 1.99 \text{ A} \times \text{HP}}{0.9 \times 0.95 \times 746 \text{ W}}$$

$$N_e = 0.743 \text{ HP}$$

4.3.2. Torsi

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

$$M_t = \frac{9.548 \times N_e}{n}$$

$$M_t = \frac{9.548 \times 0.743 \text{ kW}}{3000 \text{ RPM}}$$

$$M_t = 1.508 \text{ Nm}$$

4.3.3. BMEP

Perhitungan *bme_p* menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$bme_p = \frac{N_e \times Z \times 0.45}{d \times n \times i}$$

$$bme_p = \frac{0.743 \text{ HP} \times 2 \times 0.45 \times 746 \text{ W} \times 1 \text{ KPa}}{1.96 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times 3000 \text{ RPM} \times 1000 \text{ Pa} \times \text{HP}}$$

$$bme_p = 0.847 \text{ KPa}$$

4.3.4. SFC

SFC untuk kondisi *dual fuel* dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$sfc = \frac{3600 \times (\dot{m}_{\text{syngas}} + \dot{m}_{\text{pertalite}})}{N_e}$$

$$sfc = \frac{3600 \times \left(0,00071 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 0.000085 \text{kg/s} \right)}{0.743 \text{ HP}}$$

$$sfc = 3.878 \frac{\text{kg}}{\text{HP} \cdot \text{hr}}$$

4.3.5. AFR

Air fuel ratio atau rasio udara dan bahan bakar merupakan perbandingan antara massa dari udara dan bahan bakar pada suatu titik tinjau. Secara umum AFR dihitung sebagai berikut:

$$\text{AFR}_{\text{dual}} = \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{pertalite}} + \dot{m}_{\text{syngas}}}$$

$$\text{AFR}_{\text{dual}} = \frac{0,001054 \text{ kg/s}}{0,000085 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 0,00071 \text{ kg/s}}$$

$$\text{AFR}_{\text{dual}} = 1.31$$

4.3.6. Effisiensi Thermal

Effisiensi termal untuk kondisi *dual fuel* dihitung dengan persamaan:

$$\eta_{\text{th dual}} = \frac{N_e}{\dot{m}_{\text{pertalite}} \times Q_{\text{pertalite}} + \dot{m}_{\text{syngas}} \times Q_{\text{syngas}}} \times 100\%$$

$$\eta_{\text{th dual}} = \frac{0.743 \text{ HP} \times 746 \text{ W}}{\left(0.000085 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 44260 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} + 0.00071 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 3320 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right) \times \text{HP}} \times 100\%$$

$$\eta_{\text{th dual}} = 9.005 \%$$

4.3.7. Persentase substitusi pertalite

Substitusi pertalitel dihitung dengan persamaan:

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

$$\text{subtitusi} = \frac{0.00018 - 0.000085}{0.00018} \times 100\%$$

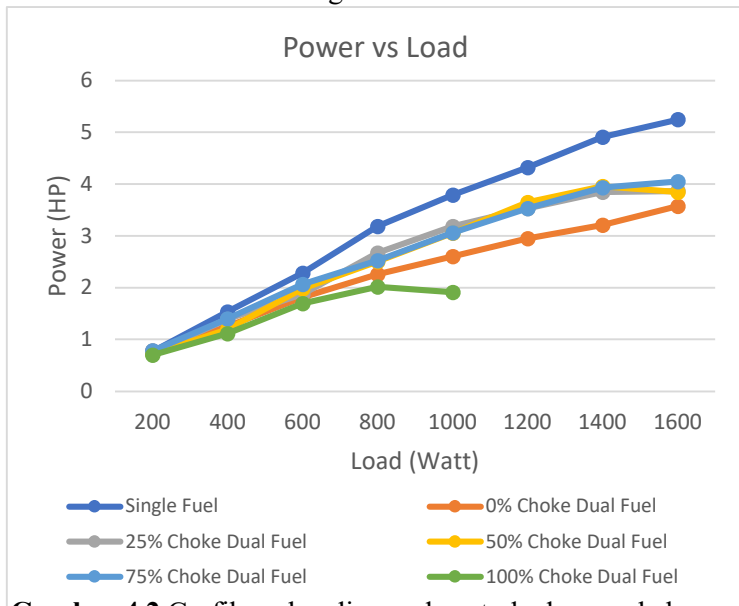
$$\text{subtitusi} = 51.36 \%$$

4.4. Analisa grafik unjuk kerja

Berikut ini adalah pembahasan dari data-data unjuk kerja mesin berupa daya, torsi, *bmep* dan *sfc*.

4.4.1. Daya

Daya merupakan ukuran dari kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja persatuan waktu yang dinyatakan dalam *horsepower* (HP). Mesin dioperasikan dan diatur untuk dijaga putarannya konstan pada 3000 RPM untuk menghasilkan voltase konstan 220V. Putaran mesin diatur dengan cara mengatur bukaan *throttle valve* yang dibantu dengan sistem *governor*. *Throttle valve* berfungsi mengatur jumlah udara yang masuk ke dalam ruang bakar yang juga mempengaruhi jumlah bensin yang masuk ke dalam ruang bakar.



Gambar 4.2 Grafik perbandingan daya terhadap pembebanan

Grafik di atas menunjukkan besarnya daya yang dihasilkan oleh mesin pada kondisi *single fuel* menggunakan pertalite dan *dual fuel syngas & pertalite* dengan variasi penelitian bukaan *choke* 0%, 25%, 50%, 75%, dan 100%. Pada kondisi 0% *choke*, katup *choke* dalam keadaan terbuka penuh.

Dari grafik dapat disimpulkan bahwa setiap variasi memiliki kesamaan *trendline* yakni daya yang dihasilkan selalu meningkat seiring bertambahnya kebutuhan dari pembebanan. Dapat dilihat pada grafik, sistem *single fuel* menghasilkan daya lebih besar dibandingkan dengan sistem *dual fuel* pada setiap variasinya. Hal ini diakibatkan oleh kesesuaian *massflowrate* udara yang masuk kedalam ruang bakar terhadap kebutuhan udara untuk membakar secara sempurna bahan bakar bensin yang masuk ke dalam ruang bakar dan juga *caloritic value* dari pertalite yang jauh lebih besar dari pada *syngas* yakni sekitar 44 MJ/kg.

Rendahnya daya yang dihasilkan oleh sistem *dual fuel* dikarenakan jumlah bahan bakar pertalite yang masuk kedalam ruang bakar sebagian tergantikan dengan *syngas* yang memiliki *caloritic value* lebih rendah (3,32 MJ/kg). Persentase besaran jumlah pertalite yang disubsitusikan oleh *syngas* dapat dilihat pada gambar 4.12. Karena *caloritic value syngas* yang rendah, daya yang dihasilkan mesinpun juga rendah.

Dari grafik dapat dilihat pula, semakin dihambatnya pemasukan udara kedalam ruang bakar yang divariasikan dengan bukaan *choke*, daya yang dihasilkan relatif lebih besar. Tetapi hal tersebut tidak berlaku pada variasi 100% *choke*. Hal tersebut terjadi karena tidak homogenya proses karburasi udara dan pertalite pada bahan bakar karena laju aliran udara dihambat oleh tertutupnya *choke*. Hal tersebut ditunjukkan oleh persentase O₂ pada gas buang yang jumlah persentasenya besar (gambar 4.9). Campuran bahan bakar yang tidak homogen menyebabkan

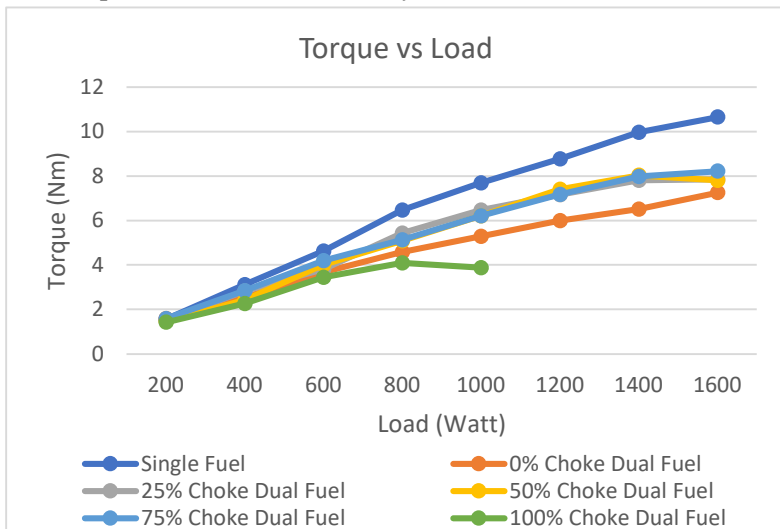
pembakaran yang tidak sempurna dimana pembakaran tidak sempurna menghasilkan energi yang lebih rendah.

Pada variasi 100% *choke*, daya yang dihasilkan menurun pada pembebanan 1000 watt dikarenakan mesin sudah tidak mampu menangani pembebanan yang diberikan sehingga pada pembebanan diatas 1000 watt, mesin mengalami *stall*.

Secara teoritis, grafik daya yang dihasilkan terhadap pembebanan yakni merupakan *trendline* linear. Dapat dilihat, secara garis besar data aktual memiliki kesamaan *trendline* dengan teorinya.

4.4.2. Torsi

Torsi merupakan ukuran dari kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi dari mesin berfungsi untuk mengatasi hambatan ketika beban diberikan ke poros mesin. Grafik di bawah ini menggambarkan besarnya nilai torsi yang dihasilkan mesin pada kondisi *single fuel* pertalite dan kondisi *dual fuel*.

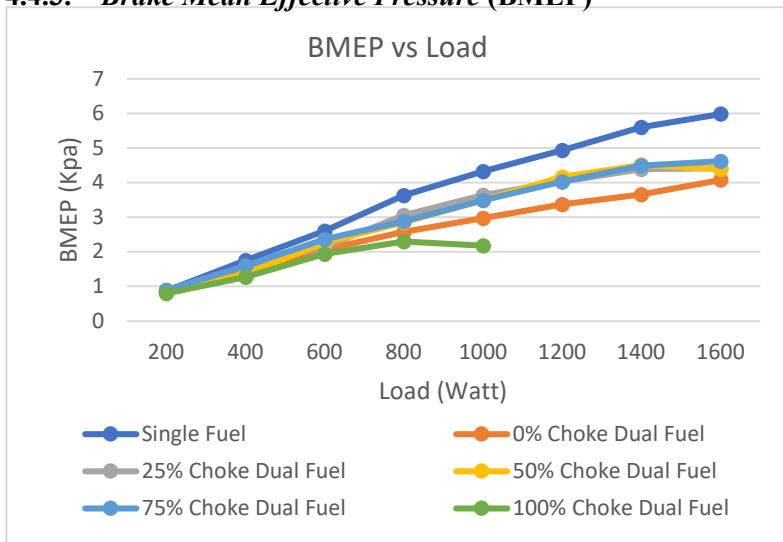


Gambar 4.3 Grafik perbandingan torsi terhadap pembebanan

Grafik torsi mesin terhadap pembebanan memiliki *trendline* yang sama dengan grafik daya terhadap pembebanan, yaitu besarnya torsi meningkat seiring dengan meningkatnya beban yang diterima mesin (gambar 4.2). Pada pengujian, putaran mesin diusahakan konstan pada 3000 RPM dengan menggunakan sistem governor. Oleh karena itu, nilai torsi bergantung pada besarnya daya yang dihasilkan mesin yang mengakibatkan kesamaan *trendline* antara grafik daya terhadap pembebanan dan torsi terhadap pembebanan.

Sama seperti grafik daya, secara teoritis grafik torsi terhadap pembebanan merupakan *trendline* linear. Secara garis besar, data aktual memiliki kesesuaian dengan teorinya. Penyebab ketidaksesuaian data dengan teori telah dijabarkan pada subbab 4.4.1.

4.4.3. Brake Mean Effective Pressure (BMEP)



Gambar 4.4 Grafik perbandingan BMEP terhadap pembebanan

BMEP atau *brake effective mean pressure* adalah tekanan efektif rata-rata yang bekerja sepanjang langkah kerja piston. Dalam kondisi sebenarnya, tekanan yang dialami piston akan berubah-ubah sepanjang langkah piston. Jika tekanan yang bekerja sepanjang piston diambil tekanan yang bernilai konstan untuk menghasilkan kerja yang sama maka tekanan tersebut adalah tekanan efektif rata-rata. Diatas merupakan grafik perbandingan BMEP pada kondisi *single fuel* dan kondisi mesin *dual fuel*.

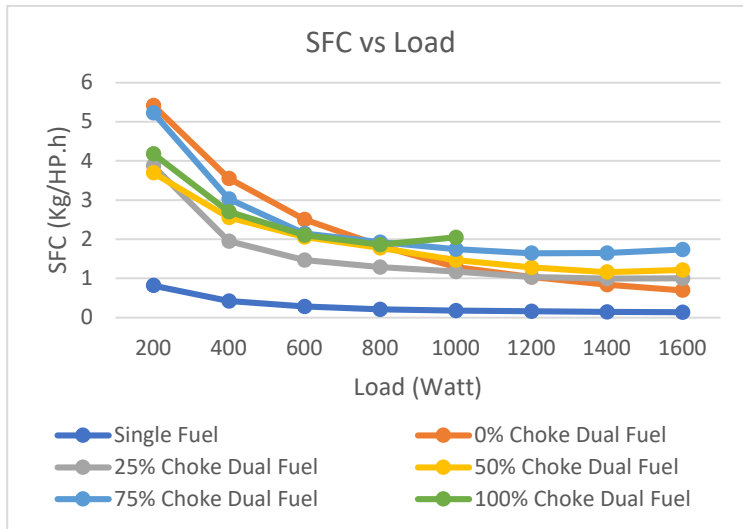
Grafik BMEP memiliki *trendline* yang sama dengan grafik daya terhadap pembebanan (gambar 4.2) dimana seiring bertambahnya beban maka besarnya tekanan efektif rata-rata yang dihasilkan mesin semakin besar pula. Hal tersebut terjadi karena BMEP merupakan fungsi dari daya. Secara umum, penambahan bahan bakar ke dalam ruang bakar membuat BMEP semakin besar. Proses pembakaran menyebabkan peningkatan tekanan dalam ruang bakar yang mendorong piston untuk melakukan langkah kerja.

Apabila ditinjau dari fenomena yang terjadi di dalam ruang bakar, penambahan beban membuat putaran *engine* semakin menurun. Sistem governor berfungsi untuk menambahkan campuran udara dan bahan bakar kedalam ruang bakar agar putaran mesin diusahakan konstan pada 3000 RPM. Semakin campuran bahan bakar yang direaksikan di dalam ruang bakar, semakin besar pula tekanan ekspansi yang dihasilkan dari proses pembakaran campuran bahan bakar tersebut. Hal tersebut yang menyebabkan nilai BMEP yang meningkat seiring dengan meningkatnya pembebanan.

Secara teoritis, *trendline* kurva BMEP terhadap pembebanan merupakan fungsi linear. Jika ditinjau secara umum, kurva dari data aktual BMEP memiliki kesesuaian dengan teorinya. Ketidak sesuain data aktual dengan teori telah dijabarkan pada subbab 4.4.1.

4.4.4. *Specific Fuel Consumption (SFC)*

SFC atau *specific fuel consumption* adalah konsumsi bahan bakar yang terpakai oleh mesin untuk menghasilkan daya 1 HP selama satu jam. Grafik di bawah ini adalah grafik perbandingan *sfc* dari kondisi mesin standar dan kondisi mesin *dual fuel*.



Gambar 4.5 Grafik perbandingan *specific fuel consumption* terhadap pembebanan

Dari grafik perbandingan SFC dengan pembebanan dapat dilihat keseluruhan data memiliki kesamaan. Tingkat SFC semakin menurun hingga nilainya mendekati konstan seiring pertambahan beban. Pada pembebanan rendah, bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar tidak terbakar secara sempurna sehingga mesin menghasilkan daya yang rendah. Kualitas pembakaran setiap bebannya dapat dilihat dari grafik efisiensi thermal terhadap pembebanan (gambar 4.11) dan grafik perbandingan emisi

HC terhadap pembebanan (gambar 4.8). Pada beban yang rendah, tingkat emisi HC menunjukkan jumlah yang besar. Tingkat HC yang besar menunjukkan bahwa bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar tidak direaksikan sehingga daya yang dihasilkan oleh mesin menunjukkan angka yang kecil. Seiring pertambahan beban, energi dari bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar diektstrak semakin sempurna untuk memenuhi kebutuhan daya hingga titik jenuhnya. Hal tersebut yang menyebabkan kurva grafik SFC terhadap pembebanan berbentuk fungsi menurun secara eksponensial.

Grafik SFC untuk sistem *single fuel* lebih rendah dibandingkan dengan sistem *dual fuel*. SFC pada sistem *dual fuel* menunjukkan angka yang tinggi disebabkan karena banyaknya jumlah bahan bakar yang masuk setiap waktunya ke dalam ruang bakar. Selain karena jumlah bahan bakar yang banyak, pertambahan daya yang dihasilkan oleh mesin juga kurang maksimal karena efisiensi thermal yang rendah pada sistem *dual fuel*.

Secara teoritis, kurva grafik perbandingan SFC terhadap pembebanan berbentuk fungsi menurun secara eksponensial. Bila dibandingkan data aktual dengan teori, kurva dari data aktual memiliki kesamaan *trendline* dengan teorinya.

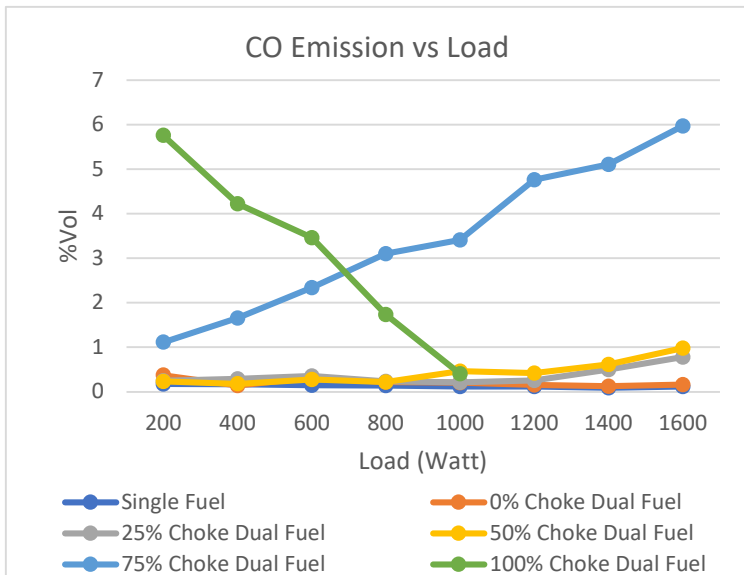
4.5. Analisa grafik emisi

Berikut ini adalah data dan analisa pengujian emisi dari penelitian ini. Data uji emisi meliputi persentase volume CO, CO₂, O₂ dan tingkat ppm dari HC.

4.5.1. Emisi CO

Emisi gas buang berupa CO adalah indikator dari kondisi pembakaran pada mesin yang tidak mencapai kondisi stoikiometri. Gas CO akan dihasilkan pada

pembakaran karbon pada kondisi udara yang kurang dari kondisi stoikiometri.



Gambar 4.6 Grafik perbandingan emisi CO terhadap pembebanan

Grafik tingkat emisi berdasarkan variasinya memiliki *trendline* yang berbeda beda. Pada sistem *single fuel* dan *dual fuel* dengan variasi 0% *choke* memiliki kurva yang linear. Hal ini menunjukkan bahwa kebutuhan udara yang masuk ke dalam ruang bakar tercukupi untuk mereaksikan jumlah bahan bakar yang masuk kedalam ruang bakar. Unsur karbon yang bereaksi dengan oksigen menghasilkan gas CO. Karena pasokan udara yang mencukupi, CO bereaksi kembali dengan oksigen membentuk CO₂ sehingga mempertahankan jumlah CO yang keluar dari dalam ruang bakar sebagai emisi gas buang.

Pada sistem *dual fuel* dengan variasi 25% dan 50% *choke*, *trendline* berbentuk kurva eksponensial.

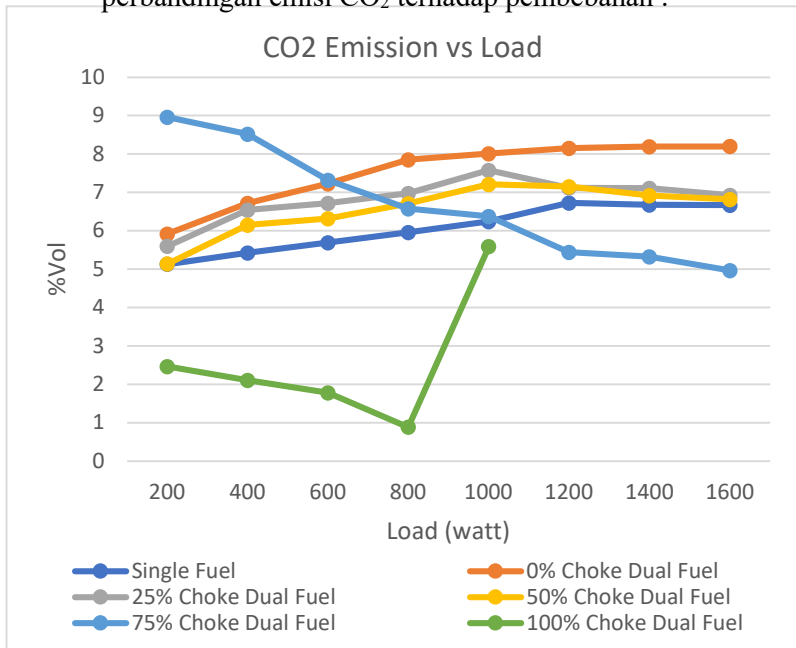
Pembatasan pasokan udara dengan sistem *choke* mengakibatkan pembakaran yang tidak sempurna sehingga menghasilkan emisi CO yang semakin tinggi. Pada beban 1000 watt keatas, kebutuhan udara tidak tercukupi untuk menghasilkan daya yang dibutuhkan untuk menangani pembebanan. Hal ini dapat dilihat dari grafik CO₂ yang juga menurun jumlahnya pada pembebanan 1000 watt keatas.

Pada sistem *dual fuel* dengan variasi 75% *choke*, kurva memiliki *trendline* linear yang meningkat. Hal ini disebabkan pula oleh pembatasan pasokan udara. Jumlah udara persatuan waktu yang masuk ke dalam ruang bakar lebih kecil dibandingkan dengan variasi sebelumnya. *Massflowrate* udara dapat dilihat pada lampiran. Jumlah udara yang sangat terbatas menyebabkan emisi CO yang semakin meningkat linear disetiap pembebanannya.

Pada sistem *dual fuel* variasi 100% *choke*, mesin kesulitan memenuhi daya yang dibutuhkan oleh pembebanan. Hal ini menyebabkan mesin berputar dengan RPM yang rendah, dibawah 3000 RPM. Dengan semakin besarnya massa udara yang dihambat masuk ke dalam ruang bakar, kevakuman mesin menarik massa bahan bakar pertalite dan massa *syngas* lebih banyak. Hal ini dapat dilihat pada persentase substitusi bahan bakar yang nilainya minus (lebih banyak mengkonsumsi bahan bakar pertalite dibandingkan dengan sistem *single fuel*). Bentuk kurva yang linear menurun disetiap pembebanannya disebabkan oleh kegagalan karburator untuk menghasilkan campuran udara dan bensin yang homogen sehingga proses pembakaran dalam ruang bakar terganggu. Hal ini dapat dilihat pada grafik emisi O₂ (gambar 4.9) yang meningkat disetiap bebannya. Meningkatnya persentase O₂ menunjukkan bahwa ada pasokan udara ke dalam ruang bakar tetapi tidak bereaksi dengan bahan bakar.

4.5.2. Emisi CO₂

Emisi gas buang CO₂ merupakan indicator bahwa telah terjadi reaksi pembakaran sempurna pada ruang bakar. Pembakaran sempurna dapat terjadi karena ada pasokan udara yang mencukupi untuk membakar bahan bakar secara stoikiometri. Berikut merupakan grafik perbandingan emisi CO₂ terhadap pembebanan :



Gambar 4.7 Grafik perbandingan emisi CO₂ terhadap pembebanan

Grafik tingkat emisi CO₂ berdasarkan variasinya memiliki perbedaan bentuk *trendline*. Hal ini berkaitan dengan tingkat emisi CO. Pada sistem *single fuel* dan *dual fuel % choke*, kurva memiliki *trendline* logaritmik. Tingkat emisi CO₂ meningkat seiring penambahan bebas hingga tingkat emisi berada pada angka yang hampir konstan. Hal

ini disebabkan karena pasokan udara mencukupi untuk membakar bahan bakar secara sempurna.

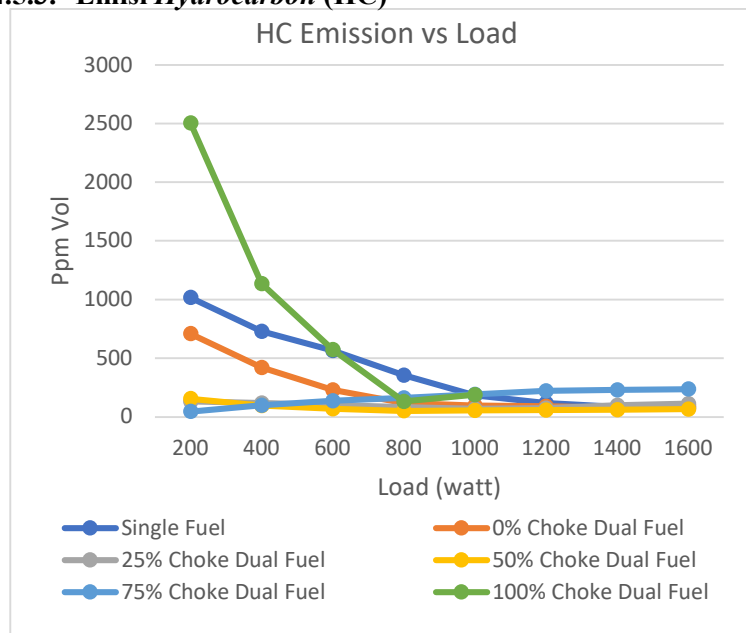
Pada sistem *dual fuel* variasi 25% dan 50% *choke*, grafik CO₂ meningkat secara linear hingga pada pembebanan 1000 watt grafik CO₂ mengalami penurunan. Penurunan ini disebabkan karena dihambatnya pasokan udara ke dalam ruang bakar. Dapat dibandingkan dengan grafik CO (gambar 4.6) terhadap pembebanan diatas 1000 watt, persentase CO meningkat. Hal ini disebabkan udara yang masuk ke dalam ruang bakar hanya mampu mereaksikan unsur karbon menjadi CO, dan ruang bakar kekurangan pasokan udara untuk mengubah CO menjadi CO₂. Hal tersebut membuat persentase CO₂ menurun setelah pembebanan 1000 watt.

Pada sistem *dual fuel* variasi 75% *choke*, grafik CO₂ menurun secara linear. Hal ini terjadi karena semakin besar pasokan udara yang dihambat. Seiring pertambahan beban, pasokan udara hanya cukup untuk mereaksikan unsur karbon pada bahan bakar menjadi CO. Pada pembebanan rendah, energi dari rekasi pembakaran bahan bakar melebihi energi yang dibutuhkan untuk melawan pembebanan. Kelebihan energi tersebut digunakan untuk mereaksikan CO menjadi CO₂ dan menjadi *heatloss*. Sebaliknya, pada pembebanan tinggi, energi yang direaksikan bahan bakar dihabiskan untuk melawan pembebanan, sehingga CO kekurangan energi untuk bereaksi bersama udara menjadi CO₂. Oleh karena itu apabila dibandingkan dengan grafik CO (gambar 4.6), *trendline* grafik CO berkebalikan dengan *trendline* grafik CO₂.

Pada sistem *dual fuel* 100% *choke*, *trendline* menurun secara linear hingga pada beban diatas 800 watt, kandungan emisi CO₂ meningkat drastis. Hal ini terjadi karena daya yang dihasilkan mesin tidak dapat mencukupi pembebanan sehingga putaran mesin turun jauh dibawah

3000 RPM. Dengan melambatnya putaran mesin, efisiensi volumetric meningkat. Efisiensi volumetric adalah persentase jumlah udara aktual yang masuk ke dalam ruang bakar dibandingkan dengan volume kapasitas mesin. Dapat dilihat pada grafik persentase substitusi (gambar 4.12), jumlah bahan bakar pertalite yang masuk ke dalam ruang bakar sangat besar jumlahnya yang disubsitusikan oleh *syngas*. Hal ini dapat terjadi karena pasokan udara dihambat oleh mekanisme *choke* karburator sehingga kevakuman mesin menarik massa *syngas* lebih banyak. Komposisi CO yang besar pada *syngas* direaksikan dengan udara di dalam ruang bakar sehingga menghasilkan kandungan CO₂ yang tinggi.

4.5.3. Emisi *Hydrocarbon* (HC)



Gambar 4.8 Grafik perbandingan emisi HC terhadap pembebanan

Tingkat emisi HC menunjukkan bahwa ada massa bahan bakar yang tidak bereaksi dengan udara di dalam ruang bakar. Pasokan udara yang tidak mencukupi dan tingkat homogenitas antara bahan bakar dan udara yang tidak baik membuat emisi HC semakin tinggi. Diatas merupakan grafik perbandingan emisi HC terhadap pembebanan :

Pada kondisi system *single fuel* dan sistem *dual fuel 0% choke*, grafik menunjukkan *trendline* yang sama yakni menurun secara eksponensial. Pada beban rendah, pasokan jumlah bahan bakar melebihi massa bahan bakar yang dibutuhkan untuk melawan pembebanan sehingga bahan bakar tidak bereaksi dan keluar dari ruang bakar sebagai emisi. Semakin besar beban, kebutuhan dayapun semakin meningkat. Hal tersebut membuat mesin mengekstrak energi lebih banyak dari bahan bakar sehingga tingkat emisi HC menurun.

Pada kondisi sistem *dual fuel 25%* dan *50% choke*, grafik HC memiliki kesamaan *trendline* yakni polinomial. Grafik HC menurun hingga beban 800 watt setelah itu kurva kembali meningkat. Hal ini disebabkan pasokan udara yang dihambat masuk ke dalam ruang bakar. Dapat dibandingkan dengan grafik CO₂ (gambar 4.7) dan grafik CO (gambar 4.6) terhadap pembebanan, pada pembebanan diatas 800 watt kadar CO₂ menurun dan kadar CO meningkat. Hal tersebut mengindikasikan kurangnya pasokan udara untuk mereaksikan bahan bakar di dalam ruang bakar. Maka dari itu tingkat HC pun meningkat karena pasokan udara sudah digunakan untuk mereaksikan unsur karbon menjadi CO dan mereaksikan CO menjadi CO₂.

Pada kondisi *dual fuel 75% choke*, *trendline* meningkat secara polynomial. Karena semakin dihambatnya pasokan udara oleh mekanisme *choke*,

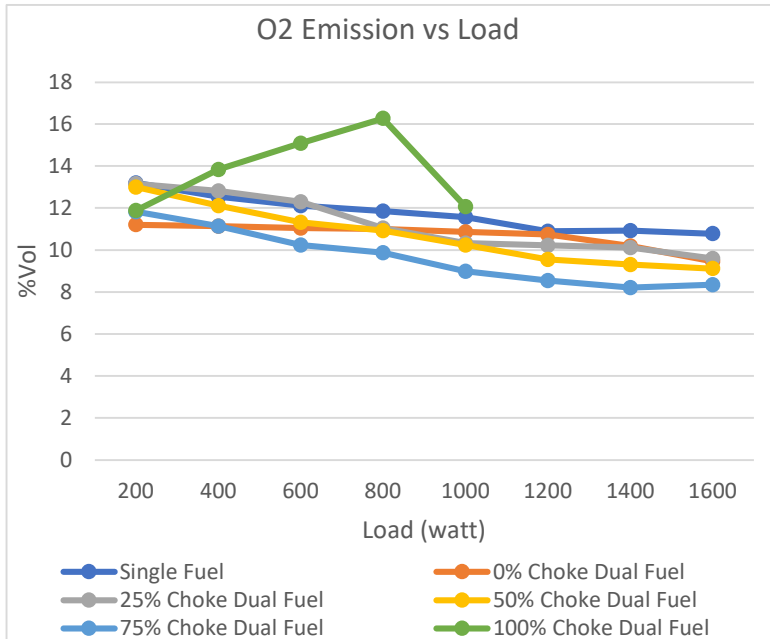
mesin kekurangan pasokan udara untuk mereaksikan bahan bakar. Seiring pertambahan beban, udara hanya cukup digunakan untuk mereaksikan unsur karbon dalam bahan bakar menjadi gas CO. Maka dari itu kadar CO₂ pun menurun dan kadar HC meningkat seiring pertambahan beban.

Pada kondisi *dual fuel 100% choke*, tingkat HC sangat tinggi walaupun bentuk *trendline* menurun drastic secara linear seiring pertambahan beban. Tingkat HC yang tinggi ini disebabkan terlalu banyaknya massa pertalite yang masuk ke dalam ruang bakar (persentase substitusi menunjukkan angka negative yang artinya mesin mengkonsumsi bahan bakar pertalite lebih banyak dibandingkan saat berjalan dengan sistem *single fuel*) tetapi tidak bereaksi dengan udara. Sistem *choke 100%* menyebabkan udara tidak bercampur secara homogen dengan bahan bakar pertalite yang masuk ke dalam ruang bakar sehingga proses pembakaran sangat buruk. Hal ini dapat dilihat pada grafik emisi O₂ yang persentasenya meningkat seiring bertambahnya beban (gambar 4.9). Besarnya massa bahan bakar pertalite yang masuk ke dalam ruang bakar dikarenakan sistem *choke* yang menghambat pasokan udara sehingga kevakuman mesin menarik bahan bakar pertalite lebih banyak. Pada beban 1000 watt, mesin tidak mampu menghasilkan daya lebih besar untuk melawan pembebanan sehingga putaran RPM turun jauh dari 3000 RPM. Pada putaran rendah, efisiensi volumetric mesin meningkat sehingga kevakuman mesin menarik *syngas* lebih banyak sehingga massa bahan bakar pertalite tersubsitusikan (gambar 4.12). Dapat dilihat pada grafik CO (gambar 4.6) yang persentasenya menurun karena CO direaksikan dengan udara menjadi CO₂. Pada grafik CO₂ (gambar 4.7), pada keadaan *dual fuel 100% choke*, tingkat emisi CO₂

meningkat kembali dan tingkat emisi O_2 -nya menurun karena digunakan untuk membakar CO (gambar 4.9).

4.5.4. Emisi O_2

Tingkat emisi O_2 berfungsi untuk menunjukkan AFR campuran bahan bakar. Emisi O_2 juga dapat mengindikasikan apakah campuran bahan bakar homogen atau heterogen. Tingkat O_2 yang dengan kadar emisi HC yang tinggi dapat mengindikasikan campuran bahan bakar dan udara tidak homogen sehingga campuran tidak menghasilkan energi karena pembakaran yang buruk. Berikut ini merupakan grafik emisi O_2 :



Gambar 4.9 Grafik perbandingan emisi O_2 terhadap pembebanan

Secara keseluruhan grafik emisi O_2 memiliki *trendline* yang sama yakni menurun setiap penambahan

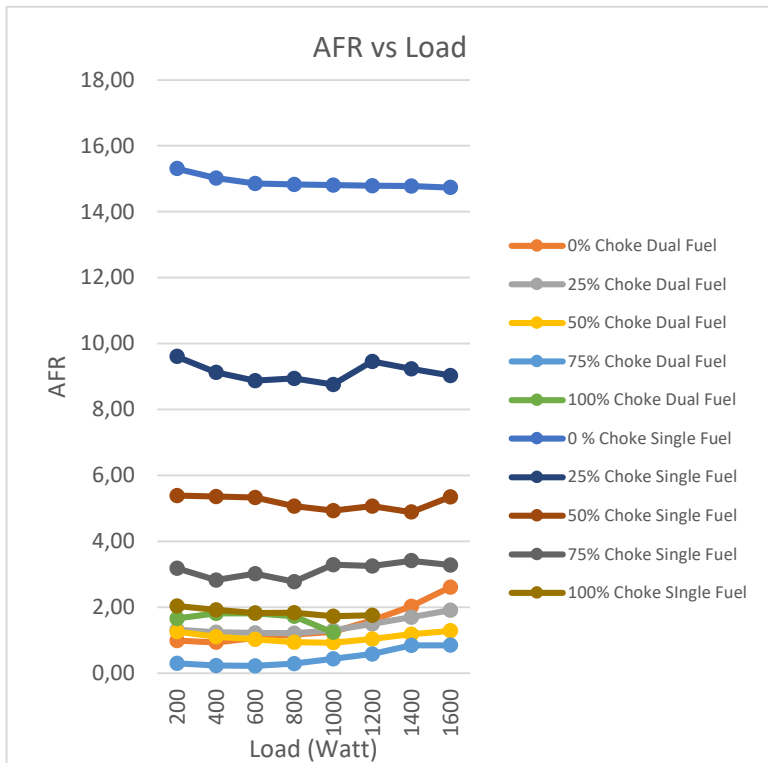
beban kecuali pada variasi sistem *dual fuel* 100% *choke*. Volume emisi O_2 semakin berkurang seiring penambahan beban dikarenakan kebutuhan daya yang meningkat untuk melawan pembebanan. Seiring penambahan beban, konsumsi bahan bakarpun meningkat. Dengan meningkatnya pasokan bahan bakar ke dalam ruang bakar, kebutuhan udarapun semakin banyak untuk mereaksikan bahan bakar agar mesin dapat menghasilkan daya. Oleh karena itu, semakin tinggi beban, kandungan emisi O_2 pada gas buang semakin berkurang.

Pada sistem *dual fuel* 100% *choke*, grafik emisi O_2 semakin meningkat hingga pembebanan 800 watt dan emisi turun kembali pada pembebanan 1000 watt. Persentase volume O_2 pada variasi ini meningkatkan hingga pembebanan 800 watt dikarenakan campuran bahan bakar dan udara yang tidak homogen. Dengan menutup katup *choke* 100%, karburator tidak dapat mengkarburasi bahan bakar pertalite. Pertalite masuk kedalam ruang bakar dalam bentuk droplet besar. Dapat dilihat pada grafik HC (gambar 4.8), pada variasi yang sama, tingkat emisi HC sangat besar. Campuran bahan bakar yang tidak homogen menyebabkan proses pembakaran yang tidak maksimal sehingga menghasilkan daya dan efisiensi thermal yang rendah dan emisi CO dan HC yang tinggi.

Pada beban 1000 watt kadar emisi O_2 menurun dikarenakan mesin berputar pada RPM yang rendah. Putaran mesin yang rendah ini disebabkan ketidakmampuan mesin untuk menghasilkan daya untuk melawan pembebanan. Putaran mesin yang rendah meningkatkan efisiensi volumetric. Karena saluran udara sebagian besar ditutup oleh katup *choke*, maka kevakuman mesin menarik *syngas* lebih banyak ke dalam ruang bakar. Massa *syngas* mensubsitusikan massa

pertalite yang masuk ke dalam ruang bakar. Hal ini dapat dilihat pada grafik persentase substitusi (gambar 4.12). O₂ yang masuk kedalam ruang bakar digunakan untuk membakar CO pada *syngas*. Karena pasokan pertalite sudah disubsitusikan oleh *syngas*, kadar emisi HC pada variasi yang sama menunjukkan angka yang rendah. Begitu pula dengan kadar CO menunjukkan angka yang rendah karena telah direaksikan bersama O₂ menjadi CO₂. Maka dari itu tingkat emisi O₂ pada variasi 100% *choke* pada pembebanan 1000 watt kembali turun.

4.6. Analisa Air to Fuel ratio (AFR)



Gambar 4.10 Grafik perbandingan AFR terhadap pembebanan

AFR merupakan perbandingan massa udara dengan massa bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar. Untuk bahan bakar bensin, AFR stoikiometrinya berada pada angka 14,7. Jika AFR menunjukkan angka diatas 14,7, maka AFR disebut miskin dan jika dibawah angka 14,7 maka AFR disebut kaya. Diatas merupakan grafik perbandingan AFR terhadap pembebanan :

Terdapat perbedaan signifikan antara AFR sistem *single fuel* dan sistem *dual fuel*. Dalam keadaan operasi *single fuel*, semakin besar tutupan *choke*, semakin rendah nilai AFR. Sistem *dual fuel* memiliki AFR sangat rendah karena ketika mesin berjalan dengan sistem *dual fuel*, *massflowrate* udara yang masuk ke dalam ruang bakar hampir setengah dari mesin ketika dioperasikan secara *single fuel*. Saat beroperasi dalam keadaan *single fuel*, kevakuman mesin menarik campuran udara dan pertalite. Sedangkan pada sistem *dual fuel*, udara harus berbagi tempat dengan *syngas*. Dengan bertambahnya total *massflowrate* bahan bakar (*syngas* dan pertalite) maka AFR-pun menjadi semakin kecil.

Pada keadaan *single fuel*, seiring pertambahan beban AFR semakin kaya. Hal ini disebabkan kebutuhan mesin untuk menghasilkan daya yang lebih besar membutuhkan pasokan bahan bakar yang lebih banyak pula. Sementara kapasitas *massflowrate* udara yang dapat melewati karburator cenderung tetap. Pada sistem *dual fuel*, semakin besar persentase penutupan *choke*, AFR cenderung semakin kaya kecuali pada variasi *choke* 100%.

Pada keadaan sistem *dual fuel* dengan variasi 0% dan 25% *choke*, AFR cenderung semakin miskin disetiap pertambahan bebannya. Walaupun aliran udara telah dibatasi oleh katup *choke*, peningkatan *massflowrate* udara masih terjadi seiring penambahan beban. Hal ini didukung pula dengan *massflowrate* pertalite yang

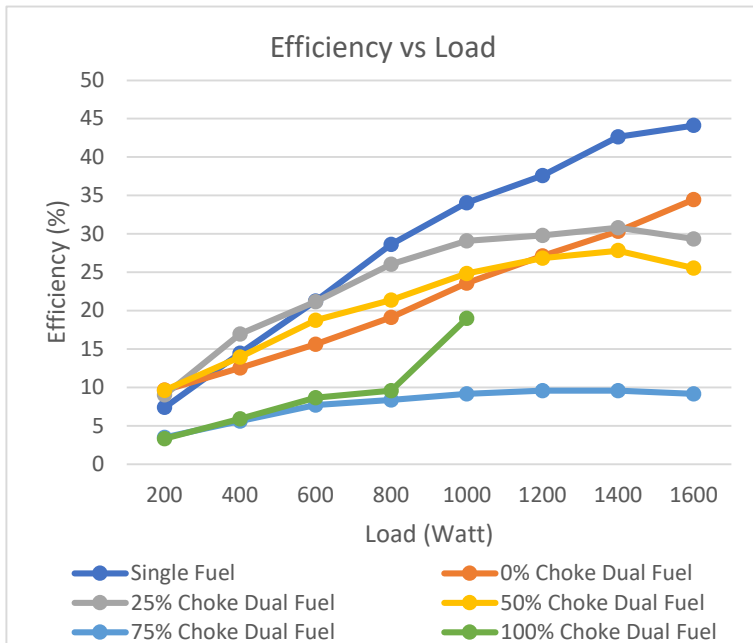
disubsitukan oleh *massflowrate syngas* yang memiliki massa jenis yang lebih kecil.

Pada keadaan sistem *dual fuel* variasi 50% dan 75% *choke*, angka AFR mengalami penurunan lalu meningkat kembali seiring pertambahan beban. Hal ini disebabkan peningkatan *massflowrate* udara lebih tinggi dibandingkan peningkatan *massflowrate* bahan bakar pada setiap tingkat pembebanan. Data *massflowrate* dapat dilihat pada lampiran.

Pada keadaan sistem *dual fuel* variasi 100% *choke*, angka AFR cenderung lebih miskin dibandingkan variasi *dual fuel* lainnya. Secara bentuk kurva, AFR meningkat seiring penambahan beban dan AFR turun pada pembebanan diatas 600 watt. Walaupun *choke* tertutup 100%, tapi katup *choke* memiliki lubang yang didesain agar udara masih bisa mengalir ke dalam ruang bakar meskipun terbatas. Pada variasi ini, mesin beroperasi pada RPM yang rendah sehingga memiliki efisiensi volumetric yang tinggi. Hal ini yang menyebabkan udara masuk ke dalam ruang bakar lebih banyak dikarenakan waktu yang dibutuhkan untuk menyelesaikan langkah hisap lebih lama. AFR kembali turun setelah beban 600 watt karena mesin membutuhkan bahan bakar lebih banyak untuk melawan pembebanan yang diberikan.

4.7. Analisa Efisiensi Thermal

Efisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Berikut adalah grafik efisiensi termal dibandingkan dengan pembebanan pada mesin.



Gambar 4.11 Grafik perbandingan efisiensi termal terhadap pembebanan

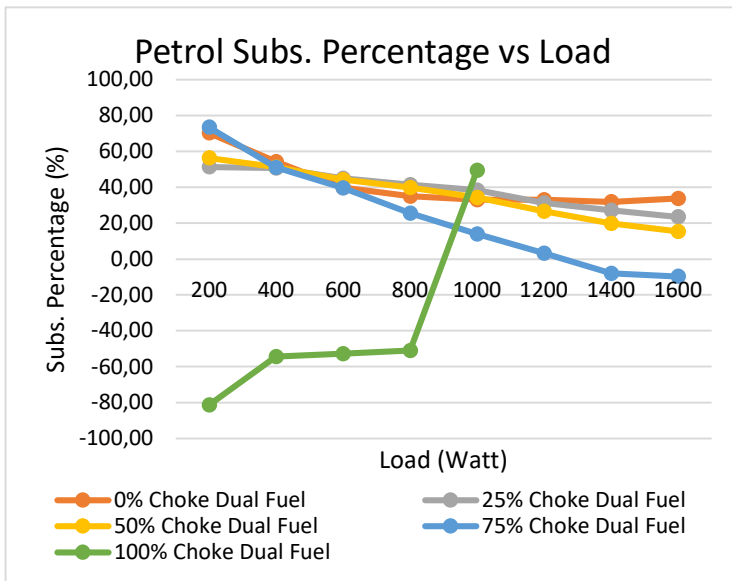
Secara keseluruhan, nilai efisiensi termal meningkat seiring pertambahan beban. Dari grafik dapat disimpulkan bahwa efisiensi terbaik ada pada mesin yang beroperasi pada keadaan *single fuel*. Hal ini menunjukkan bahwa potensi energi pada bahan bakar tidak digunakan secara efektif pada kondisi mesin beroperasi dengan sistem *dual fuel*. Hal ini bisa disebabkan karena kurang pasokan udara untuk mereaksikan bahan bakar secara sempurna.

Pada keadaan *single fuel* dan *dual fuel* 0% *choke*, grafik memiliki *trendline* meningkat secara linear. Seiring pertambahan beban, daya yang dibutuhkan untuk melawan pembebananpun meningkat. Konsumsi bahan bakarpun meningkat agar mesin dapat menghasilkan daya

yang dibutuhkan. Meningkatnya jumlah bahan bakar juga diiringi dengan bertambahnya jumlah udara yang masuk ke dalam ruang bakar. Oleh karena itu efisiensi termal meningkat seiring bertambahnya beban.

Sedangkan pada sistem *dual fuel* variasi 25%, 50%, 75% *choke*, efisiensi termal meningkat lalu kembali turun nilainya dikarenakan kurangnya pasokan udara sehingga pembakaran yang terjadi tidak sempurna. Pembakaran yang tidak sempurna menghasilkan daya yang rendah. Pada beban yang rendah, daya yang dihasilkan dari pembakaran tidak sempurna masih sebanding dengan pembebanan tetapi pada beban yang tinggi, daya yang dihasilkan dari pembakaran tidak sempurna tidak sebanding dengan kenaikan beban. Maka dari itu kurva grafik berbentuk *trendline* polinomial.

4.8. Analisa persentase substitusi



Gambar 4.12 Grafik perbandingan persentase substitusi terhadap pembebanan

Penggunaan sistem *dual fuel* bertujuan untuk mensubsitusikan bahan bakar pertalite yang masuk ke dalam ruang bakar dengan bahan bakar *syngas*. Diatas merupakan grafik perbandingan persentase substitusi terhadap pembebanan.

Secara keseluruhan, grafik persentase substitusi memiliki *trendline* yang menurun seiring penambahan beban. Hal ini menunjukkan bahwa setiap beban bertambah, konsumsi bahan bakar pertalite semakin meningkat. Hal ini disebabkan karena *caloritic value* dari *syngas* yang nilainya jauh lebih kecil dari pertalite.

Mesin membutuhkan daya yang lebih seiring bertambahnya pembebanan. *Caloritic value syngas* tidak mencukupi untuk memenuhi kebutuh daya tersebut sehingga membutuhkan energi dari bahan bakar pertalite.

Dari grafik dapat ditarik kesimpulan bahwa variasi 75% *choke* mampu mensubsitusi konsumsi pertalite hingga 73.42%. Hal ini disebabkan dibatasinya *massflowrate* udara yang masuk ke dalam mesin sehingga kevakuman mesin menarik *syngas* lebih banyak.

Pada variasi sistem *dual fuel* 100% *choke* memiliki *trendline* berbeda. Angka yang negative menunjukkan bahwa konsumsi bahan bakarnya melebihi pada saat mesin beroperasi dalam keadaan *single fuel*. Hal ini disebabkan karena saluran udara yang terlalu terhambat sehingga kevakuman mesin menarik bahan bakar lebih banyak. *Caloritic value syngas* yang rendah dan kondisi miskin udara memaksa mesin untuk mengkonsumsi pertalite lebih banyak. Semakin bertambahnya beban, putaran mesin semakin rendah karena mesin semakin tidak mampu melawan penambahan beban.

Rendahnya putaran mesin meningkatkan efisiensi volumetric sehingga semakin banyak udara/gas yang dapat dimasukkan ke dalam ruang bakar sehingga

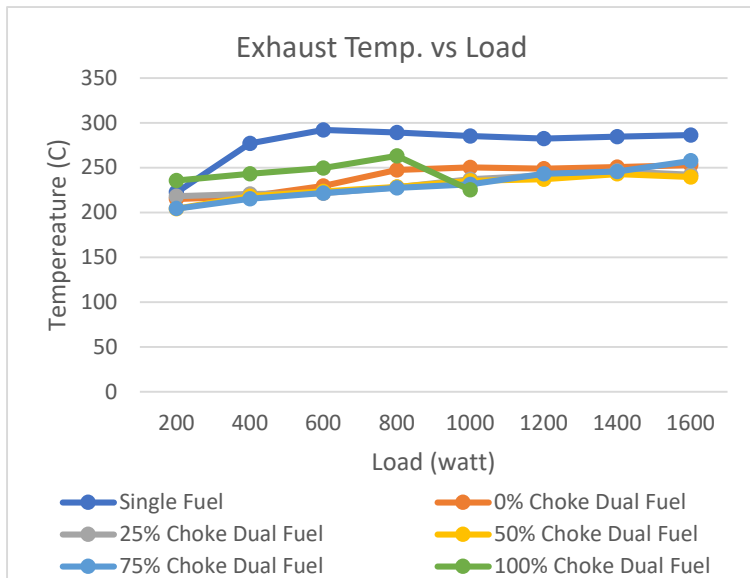
massflowrate pertalitepun semakin rendah. Pada beban 1000 watt putaran mesin semakin rendah. Semakin banyak massa *syngas* yang masuk ke dalam mesin menggantikan massa bahan bakar sehingga persentase substitusinya meningkat drastic.

4.9. Analisa Karakteristik Operasional

Berikut ini adalah pembahasan dari data kondisi operasional mesin berupa temperature gas buang, oli, dan blok mesin:

4.9.1. Temperatur gas buang

Temperatur gas buang diambil sebagai data untuk indikator performa proses pembakaran yang terjadi pada mesin. Temperatur gas buang diukur dengan menempatkan *thermocouple* ke dalam saluran *exhaust* dari mesin.



Gambar 4.13 Grafik perbandingan temperature gas buang terhadap pembebanan

Grafik menunjukkan *trendline* yang meningkat seiring penambahan beban. Suhu semakin meningkat dikarenakan jumlah bahan bakar yang direaksikan disetiap penambahan bebanya semakin banyak. Semakin banyak bahan bakar yang direaksikan, semakin tinggi temperature gas buangnya.

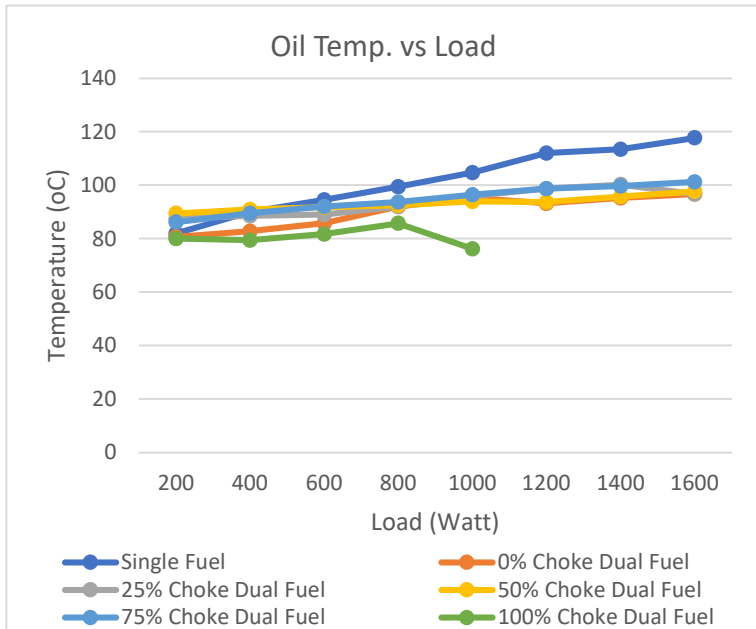
Bila dibandingkan, temperature gas buang sistem *dual fuel* cenderung lebih rendah dibandingkan dengan sistem *single fuel*. Hal ini disebabkan oleh kurangnya jumlah udara yang masuk ke dalam ruang bakar untuk mereaksikan bahan bakar secara sempurna. Pembakaran yang tidak sempurna menghasilkan energi lebih rendah daripada pembakaran sempurna.

Pada sistem *dual fuel*, semakin dihambatnya udara menggunakan sistem *choke*, semakin tinggi temperature gas buangnya. Hal ini disebabkan karena kevakuman mesin menarik bahan bakar semakin banyak seiring ditutupnya katup *choke* sehingga semakin banyak energi yang dihasilkan per volume bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar.

Pada variasi 100% *choke*, pada beban 1000 watt temperature gas buang turun dikarenakan putaran mesin yang semakin menurun. Massa bahan bakar pertalite digantikan dengan *syngas* yang memiliki energi lebih rendah sehingga temperature gas buangpun menunjukkan angka yang rendah.

4.9.2. Temperatur oli

Temperatur oli diambil sebagai data untuk indikator kondisi mesin selama penelitian. Temperatur oli diukur dengan menempatkan *thermocouple* ke dalam bak oli melalui tutup oli yang dilubangi sebagai jalur masuk *thermocouple*.



Gambar 4.14 Grafik perbandingan temperature oli terhadap pembebanan

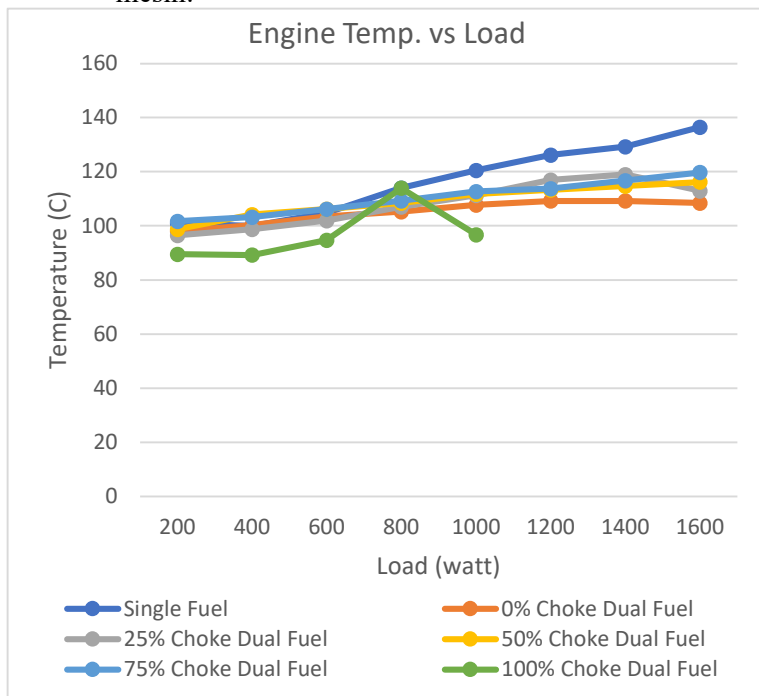
Grafik temperatur oli memiliki *trendline* yang meningkat seiring peningkatan beban. Peningkatan temperatur oli disebabkan oleh perambatan panas secara konduksi dan konveksi dari hasil pembakaran di dalam ruang bakar. Oleh karena itu *trendline* grafik temperatur oli harusnya memiliki kesesuaian dengan temperatur gas buang.

Mesin yang dioperasikan dalam keadaan *single fuel* memiliki grafik suhu yang lebih tinggi dari keadaan *dual fuel*. Sama seperti temperatur gas buang, pada kondisi *dual fuel*, semakin besar udara dihambat dengan mekanisme *choke*, semakin tinggi grafik temperatur terhadap beban.

Namun pada variasi 100% *choke*, grafik menunjukkan kurva memiliki temperatur paling rendah. Hal ini disebabkan karena terlalu banyaknya volume bahan bakar pertalite yang masuk ke dalam ruang bakar. Panas dari mesin diserap oleh droplet pertalite untuk merubah fasa cairnya menjadi gas.

4.9.3. Temperatur blok mesin

Temperatur mesin diambil sebagai data untuk indikator kondisi mesin selama penelitian. Data dari temperatur mesin digunakan untuk mendukung data dari temperatur gas buang. Temperatur mesin diukur dengan menempatkan *thermocouple* pada permukaan blok mesin.



Gambar 4.15 Grafik perbandingan temperature mesin terhadap pembebanan

Grafik temperature blok mesin memiliki *trendline* yang meningkat seiring penambahan beban. Sama seperti temperature oli, *trendline* temperature blok mesin mengikuti *trendline* temperature gas buang. Panas yang dihasilkan di ruang bakar disalurkan ke dinding silinder secara konveksi lalu merambat ke permukaan blok mesin secara konduksi.

Mesin yang dioperasikan dalam keadaan *single fuel* memiliki grafik suhu yang lebih tinggi dari keadaan *dual fuel*. Sama seperti temperatur gas buang, pada kondisi *dual fuel*, semakin besar udara dihambat dengan mekanisme *choke*, semakin tinggi grafik temperatur terhadap beban.

Namun pada variasi 100% *choke*, grafik menunjukkan kurva memiliki temperatur paling rendah. Hal ini disebabkan karena terlalu banyaknya volume bahan bakar pertalite yang masuk ke dalam ruang bakar. Panas dari mesin diserap oleh droplet pertalite untuk merubah fasa cairnya menjadi gas.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari hasil penelitian dan pengujian yang dilakukan dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Unjuk kerja mesin otto dengan karburator mengalami penurunan performa pada saat menggunakan sistem *dual fuel* dibandingkan dengan sistem *single fuel*.
 - Pada sistem *dual fuel* 100% *choke*, beban maksimal yang mampu ditanggung oleh mesin adalah 1000 watt. Diatas beban tersebut mesin mati.
 - Daya dan torsi terbaik yang dicatat oleh sistem *single fuel* berturut – turut adalah 5.24 HP dan 10.65 Nm pada pembebanan 1600 watt sedangkan daya dan torsi terbaik yang dicatatkan oleh sistem *dual fuel* berada pada variasi 75% *choke* yakni 4.05 HP dan 8.22 Nm pada beban 1600 watt.
 - SFC terbaik untuk sistem *single fuel* dicatatkan pada angka 0.137 Kg/HP.h pada beban 1600 watt sedangkan pada sistem *dual fuel* hasil terbaik dicatatkan pada variasi 0% *choke* yang ditunjukkan angka 0.7 Kg/HP.h pada beban 1600 watt.
 - Effisiensi termal terbaik pada sistem *single fuel* adalah 44.11% pada beban 1600 watt sedangkan effisiensi terbaik untuk sistem *dual fuel* dicatatkan pada variasi 0% *choke* yakni 34.47% pada beban 1600 watt. Penambahan *syngas* menurunkan effisiensi termal.

- Persentase substitusi terbaik dicatatkan pada variasi 75% *choke* yakni 73.42% pada beban 200 watt.
 - BMEP terbaik untuk sistem *single fuel* dicatatkan pada angka 5.99 KPa pada beban 1600 watt sedangkan untuk sistem *dual fuel* dicatatkan pada variasi 75% *choke* yakni 4.62 KPa pada beban 1600 watt.
 - AFR terbaik untuk sistem *dual fuel* dicatatkan variasi 0% *choke*. Variasi ini menghasilkan emisi CO & HC yang rendah.
2. Temperatur tertinggi dicatatkan oleh sistem *single fuel*. Temperatur untuk blok mesin, oli, dan gas buang berturut turut adalah 136°C, 117°C, dan 292.25 °C. Untuk sistem *dual fuel*, semakin besar persentase tertutupnya *choke* maka semakin tinggi temperature blok mesin, oli, dan gas buangnya.
 3. Dengan menggunakan sistem *dual fuel*, emisi HC dan CO₂ meningkat dibandingkan dengan sistem *single fuel*.

5.2. Saran

Berikut ini adalah saran yang penulis berikan :

1. Sistem *wiring* generator ditambahkan *voltage regulator* karena voltase yang dihasilkan oleh generator dapat melebihi 300 volt. *Overvolt* menyebabkan lampu pembebanan mudah putus.
2. Reaktor gasifikasi harus dibersihkan semua salurannya dari kandungan tar karena tar yang telah menggumpal mengganggu *massflowrate syngas* yang akan dimasukkan ke dalam ruang bakar.
3. *Feeding* bahan bakar dilakukan secara periodic untuk menjaga kualitas *syngas*.

DAFTAR PUSTAKA

- Hagos, F. Y., Aziz, A. R. A., & Sulaiman, S. A. (2014). **Trends of syngas as a fuel in internal combustion engines.** *Advances in Mechanical Engineering*, 6, 401587.
- Haydary, J. (2016). **Gasification of refuse-derived fuel (RDF).**
- Huang, J., & Crookes, R. J. (1998). **Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine.** *Fuel*, 77(15), 1793-1801.
- Luft, S. (2008). **Attempt to compare basic combustion parameters of a dual-fuel compression ignition engine for various main fuels and their delivery modes.** *Czasopismo Techniczne. Mechanika*, 105(7-M), 25-38.
- Minhanz. (2020). **Karakterisasi untuk kerja mesin diesel dual fuel biodiesel-syngas hasil gasifikasi limbah kelapa sawit dengan variasi AFR.** *Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.*
- Prasetya, D. Y. (2012). **Karakterisasi untuk kerja system dual-fuel biogas dan bensin pada generator set motor bensin HONDA EC 2900 L GX 160.** *Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.*
- Rajvanshi, A. K., & Goswami, D. Y. (1986). **Biomass Gasification, Alternative Energy in Agriculture, Vol. II.**
- Reed, T. E. (1981). **Biomass gasification: principles and technology.**
- Rizkal, A. (2016). **Karakterisasi unjuk kerja diesel engine generator set sistem dual fuel solar-syngas hasil gasifikasi briket municipal solid waste (MSW) secara langsung.**

(Doctoral dissertation, Institut Teknologi Sepuluh Nopember).

- Shah, A., Srinivasan, R., To, S. D. F., & Columbus, E. P. (2010). **Performance and emissions of a spark-ignited engine driven generator on biomass based syngas.** *Bioresource technology*, 101(12), 4656-4661.
- Stone, R. (1999). **Introduction to internal combustion engines (Vol. 3).** *London: Macmillan.*
- Sudarmanta, B., Dirgantara, E. W., & FTI-ITS, J. T. M. (2011). **Aplikasi system dual fuel bensin dan syngas hasil gasifikasi biomassa pada motor bensin stationer untuk pembangkit listrik.** *Makalah Seminar Nasional.*
- Sørensen, B. (2007). **Renewable energy conversion, transmission, and storage.** *Elsevier.*

APPENDIX A
DATA PENGUJIAN UNJUK KERJA OTTO ENGINE STATIONER

A.1. Percobaan Otto Engine Stationer Dengan *Single Fuel*

Tabel A.1. Data percobaan otto engine stasioner dengan *single-fuel*

Load (Watt)	Power on AVO (Watt)	Temperature (C)			Emission				ΔP		Petrol Consumption Time (s)
		Engine	Oil	Exh.	CO (%Vol)	CO2 (%Vol)	HC (Ppm Vol)	O2 (%Vol)	Air's Press. Diff. (inHg)	Gas Press. Diff. (inHg)	
200	491,26	101	82	222,75	0,176	5,13	1018	13,2	0,015	0	105,17
400	978,12	100	90	277	0,164	5,43	728	12,54	0,015	0	103,2
600	1453,45	104,75	94,5	292,25	0,147	5,69	566	12,11	0,015	0	102,1
800	2030,6	114	99,5	289,25	0,135	5,96	356	11,85	0,016	0	98,5
1000	2416,6	120,5	104,75	285,25	0,117	6,24	184	11,57	0,016	0	98,4
1200	2756,16	126,25	112	282,5	0,112	6,73	119	10,9	0,017	0	95,21
1400	3131,31	129,25	113,5	284,5	0,089	6,68	85	10,93	0,017	0	95,13
1600	3345,84	136,5	117,75	286,5	0,112	6,67	78	10,78	0,018	0	92,1

A.2. Percobaan Otto Engine Stationer Dengan *Dual-Fuel*

Tabel A.2. Data percobaan otto engine stasioner dengan *dual-fuel* 0% choke

Load (Watt)	Power on AVO (Watt)	Temperature (C)			Emission				ΔP		Petrol Consumption Time (s)
		Engine	Oil	Exh.	CO (%Vol)	CO2 (%Vol)	HC (Ppm Vol)	O2 (%Vol)	Air's Press. Diff. (inHg)	Gas Press. Diff. (inHg)	
200	498,2	98	80,75	215,25	0,373	5,92	709	11,21	0,003	0,019	353,34
400	798,1	100,25	82,75	218,25	0,135	6,72	421	11,13	0,003	0,02	225,32
600	1155,83	103,5	85,75	229,75	0,314	7,23	231	11,05	0,004	0,02	169,38
800	1438,56	105,25	92	247,5	0,214	7,85	119	11	0,004	0,016	151,65
1000	1660,5	107,75	95,25	250,25	0,203	8,01	95	10,86	0,003	0,01	146,79
1200	1881,81	109,25	93,25	248,75	0,154	8,15	90	10,74	0,004	0,008	142,25
1400	2045,8	109,25	95,25	250,75	0,123	8,19	78	10,19	0,005	0,006	139,68
1600	2280	108,5	96,75	253	0,16	8,2	94	9,46	0,007	0,005	138,87

Tabel A.3. Data percobaan otto engine stasioner dengan *dual-fuel 25% choke*

Load (Watt)	Power on AVO (Watt)	Temperature (C)			Emission				ΔP		Petrol Consumption Time (s)
		Engine	Oil	Exh.	CO (%Vol)	CO ₂ (%Vol)	HC (Ppm Vol)	O ₂ (%Vol)	Air's Press. Diff. (inHg)	Gas Press. Diff. (inHg)	
200	473,62	96,5	87,5	218,25	0,248	5,6	155	13,16	0,0025	0,008	216,23
400	887,73	98,75	88,5	220,75	0,29	6,54	96	12,81	0,002	0,007	209
600	1196	102	89	221,25	0,35	6,72	68	12,29	0,002	0,007	185,78
800	1705,2	107	92	228	0,23	6,98	52	11,05	0,003	0,011	168,03
1000	2031,63	111,25	96	237	0,21	7,58	56	10,33	0,004	0,013	159,66
1200	2250,36	117	98,75	241,25	0,25	7,12	59	10,22	0,005	0,012	138,42
1400	2452,1	119	100,25	246,25	0,5	7,11	60	10,11	0,007	0,013	130,62
1600	2467,6	113	96,75	242,25	0,78	6,93	65	9,6	0,009	0,013	120,42

Tabel A.4. Data percobaan otto engine stasioner dengan *dual-fuel 50% choke*

Load (Watt)	Power on AVO (Watt)	Temperature (C)			Emission				ΔP		Petrol Consumption Time (s)
		Engine	Oil	Exh.	CO (%Vol)	CO2 (%Vol)	HC (Ppm Vol)	O2 (%Vol)	Air's Press. Diff. (inHg)	Gas Press. Diff. (inHg)	
200	461,16	98,75	89,5	204,25	0,227	5,14	155	13	0,002	0,007	240,75
400	762,66	104,25	91	218,25	0,179	6,15	96	12,12	0,002	0,009	211,15
600	1260,82	106,25	91,75	223,5	0,271	6,32	68	11,32	0,003	0,016	183,35
800	1595,76	108,5	92,5	228,5	0,214	6,71	52	10,92	0,003	0,019	163,35
1000	1948,92	111,75	94	235,25	0,458	7,21	56	10,23	0,003	0,019	149,65
1200	2326,3	113,25	93,75	237,25	0,418	7,15	61	9,55	0,004	0,02	129,54
1400	2523,48	114,75	95,75	243	0,61	6,92	66	9,31	0,005	0,019	118,75
1600	2452,2	116,25	97,75	239,5	0,98	6,82	76	9,12	0,006	0,019	108,85

Tabel A.5. Data percobaan otto engine stasioner dengan *dual-fuel 75% choke*

Load (Watt)	Power on AVO (Watt)	Temperature (C)			Emission				ΔP		Petrol Consumption Time (s)
		Engine	Oil	Exh.	CO (%Vol)	CO2 (%Vol)	HC (Ppm Vol)	O2 (%Vol)	Air's Press. Diff. (inHg)	Gas Press. Diff. (inHg)	
200	500,08	101,75	86,25	204,5	1,113	8,96	46	11,83	0,0003	0,018	395,73
400	893,2	103,25	89,5	215,25	1,653	8,52	98	11,13	0,0002	0,018	210,85
600	1317,6	106,25	92	221,75	2,336	7,32	138	10,23	0,0002	0,019	169,02
800	1610,06	109,25	93,75	227,5	3,102	6,58	162	9,87	0,0004	0,022	132,21
1000	1951,95	112,75	96,5	231,5	3,412	6,38	192	8,98	0,001	0,026	114,32
1200	2252,64	113,75	98,75	243	4,761	5,44	221	8,54	0,002	0,03	98,37
1400	2508	116,75	99,75	245,75	5,11	5,33	231	8,21	0,005	0,037	88,02
1600	2583	119,75	101,25	257,75	5,975	4,97	237	8,34	0,006	0,044	83,97

APPENDIX B
PERHITUNGAN DATA UNJUK KERJA OTTO ENGINE STATIONER

B.1. Percobaan Otto Engine Stationer Dengan *Single-Fuel*

Tabel B.1. Perhitungan data percobaan otto engine stasioner dengan *single fuel*

Load (Watt)	On Engine		Subs. Percentage (%)	Efficiency (%)	SFC (Kg/HP.h)	AFR	BMEP (Kpa)	Massflowrate (Kg/s)		
	Power (HP)	Torque (Nm)						Air	Syngas	Petrol
200	0,770	1,564	0	7,396	0,820	15,31	0,879	0,0027	0	0,000176
400	1,534	3,113	0	14,450	0,419	15,023	1,751	0,0027	0	0,000179
600	2,279	4,626	0	21,244	0,285	14,863	2,601	0,0027	0	0,000181
800	3,184	6,463	0	28,633	0,211	14,828	3,635	0,0028	0	0,000187
1000	3,789	7,692	0	34,041	0,178	14,813	4,326	0,0028	0	0,000188
1200	4,321	8,773	0	37,566	0,161	14,791	4,934	0,0029	0	0,000194
1400	4,909	9,967	0	42,643	0,142	14,778	5,605	0,0029	0	0,000194
1600	5,246	10,650	0	44,114	0,137	14,738	5,989	0,003	0	0,0002

B.2. Percobaan Otto Engine Stationer Dengan *Dual Fuel*

Tabel B.2. Perhitungan data percobaan otto engine stasioner dengan *dual-fuel 0% choke*

Load (Watt)	On Engine		Subs. Percentage (%)	Efficiency (%)	SFC (Kg/HP.h)	AFR	BMEP (Kpa)	Massflowrate (Kg/s)		
	Power (HP)	Torque (Nm)						Air	Syngas	Petrol
200	0,78	1,59	70,24	9,643	5,419	0,986	0,891	0,00116	0,001124	5,224E-05
400	1,25	2,54	54,20	12,517	3,555	0,938	1,428	0,00116	0,001154	8,192E-05
600	1,81	3,68	39,72	15,619	2,509	1,068	2,069	0,001349	0,001154	0,00010898
800	2,26	4,58	35,05	19,124	1,833	1,174	2,575	0,001349	0,001027	0,00012172
1000	2,60	5,29	32,97	23,589	1,284	1,248	2,972	0,00116	0,000803	0,00012575
1200	2,95	5,99	33,07	27,118	1,030	1,597	3,368	0,001349	0,000715	0,00012976
1400	3,21	6,51	31,89	30,330	0,837	2,030	3,662	0,001516	0,000614	0,00013215
1600	3,57	7,26	33,68	34,469	0,696	2,615	4,081	0,001807	0,000558	0,00013292

Tabel B.3. Perhitungan data percobaan otto engine stasioner dengan *dual-fuel 25% choke*

Load (Watt)	On Engine		Subs. Percentage (%)	Efficiency (%)	SFC (Kg/HP.h)	AFR	BMEP (Kpa)	Massflowrate (Kg/s)		
	Power (HP)	Torque (Nm)						Air	Syngas	Petrol
200	0,743	1,508	51,361	9,005	3,878	1,317	0,847	0,001054	0,000715	8,537E-05
400	1,392	2,826	50,622	16,962	1,951	1,242	1,589	0,000938	0,000666	8,832E-05
600	1,875	3,807	45,042	21,163	1,469	1,224	2,141	0,000938	0,000666	9,936E-05
800	2,673	5,428	41,379	26,016	1,285	1,215	3,052	0,00116	0,000844	0,0001099
1000	3,185	6,467	38,369	29,060	1,172	1,301	3,637	0,001349	0,000922	0,0001156
1200	3,528	7,163	31,216	29,785	1,037	1,490	4,028	0,001516	0,000884	0,0001334
1400	3,844	7,805	27,171	30,790	0,995	1,701	4,389	0,001807	0,000922	0,0001413
1600	3,869	7,854	23,517	29,317	1,0002	1,916	4,417	0,00206	0,000922	0,0001533

Tabel B.4. Perhitungan data percobaan otto engine stasioner dengan *dual-fuel 50% choke*

Load (Watt)	On Engine		Subs. Percent age (%)	Efficie ncy (%)	SFC (Kg/HP. h)	AFR	BMEP (Kpa)	Massflowrate (Kg/s)		
	Power (HP)	Torque (Nm)						Air	Syngas	Petrol
200	0,723	1,468	56,315	9,622	3,699	1,262	0,825	0,000938	0,000666	7,67E-05
400	1,196	2,427	51,124	13,952	2,551	1,106	1,365	0,000938	0,00076	8,74E-05
600	1,977	4,013	44,314	18,746	2,054	1,028	2,257	0,00116	0,001027	0,000101
800	2,502	5,079	39,701	21,374	1,779	0,938	2,856	0,00116	0,001124	0,000113
1000	3,056	6,203	34,246	24,804	1,469	0,930	3,488	0,00116	0,001124	0,000123
1200	3,647	7,404	26,501	26,837	1,279	1,040	4,164	0,001349	0,001154	0,000142
1400	3,956	8,032	19,890	27,817	1,163	1,185	4,517	0,001516	0,001124	0,000155
1600	3,845	7,805	15,388	25,526	1,210	1,289	4,389	0,001668	0,001124	0,00017

Tabel B.5. Perhitungan data percobaan otto engine stasioner dengan *dual-fuel 75% choke*

Load (Watt)	On Engine		Subs. Percentage (%)	Effeciency (%)	SFC (Kg/HP.h)	AFR	BMEP (Kpa)	Massflowrate (Kg/s)		
	Power (HP)	Torque (Nm)						Air	Syngas	Petrol
200	0,784	1,592	73,423	3,478	5,229	0,300	0,895	0,0003	0.0011	4,66E-05
400	1,400	2,843	51,055	5,609	3,033	0,233	1,598	0,0003	0.0011	8,75E-05
600	2,066	4,194	39,592	7,705	2,148	0,223	2,358	0,0003	0.0011	0,000109
800	2,524	5,125	25,497	8,356	1,928	0,295	2,882	0,0004	0.0012	0,00014
1000	3,060	6,213	13,925	9,143	1,746	0,43	3,494	0,0007	0.0013	0,000161
1200	3,532	7,170	3,212	9,584	1,644	0,581	4,032	0,0009	0.0014	0,000188
1400	3,932	7,983	-8,077	9,571	1,647	0,842	4,489	0,0015	0.0016	0,00021
1600	4,050	8,222	-9,682	9,131	1,741	0,851	4,624	0,0017	0.0017	0,00022

BIODATA PENULIS



Aditya Halaqul Alim lahir di Jakarta, 3 Maret 1997. Penulis merupakan anak pertama dari tiga bersaudara dan menempuh pendidikan formal di SDI Al-Azhar 2 Pasar Minggu, SMPN 41 Jakarta, dan SMAN 28 Jakarta. Sedari kecil penulis tertarik dengan dunia mekanika sehingga penulis berhasil melanjutkan jenjang pendidikan di Jurusan Teknik Mesin ITS melalui jalur Seleksi Nasional Masuk Perguruan Tinggi Negeri (SNMPTN). Penulis juga tertarik pada bidang Konversi Energi terutama pada *internal combustion engine*, oleh karena itu penulis menjadi anggota sekaligus koordinator Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar.

Selama duduk di bangku perkuliahan, penulis aktif dalam berorganisasi dan mengikuti *event*. Penulis merupakan anggota divisi roda dua Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM). Selama berkuliah, penulis memiliki pengalaman sebagai ketua *event* Kursus Dasar Dasar Otomotif (KDDO) 2017, *Chief Track Marshall* Kompetisi Mobil Hemat Energi (KMHE) 2017 dan menjadi pembalap *gokart* mewakili ITS pada event Eshark ROK CUP 2018. Dalam kesehariaanya, penulis sangat menyukai tantangan dan memiliki hoby *touring*. Apabila terdapat sesuatu yang berhubungan dengan penulis, dapat menghubungi alamat email di adityaqualalim@gmail.com