



TESIS - TM142501

KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL
GENERATOR SET SISTEM *DUAL FUEL* SOLAR
DAN SYNGAS BATUBARA

Zuhri Tamam
NRP. 2112204806

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

PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN REKAYASA ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2015



THESIS - TM142501

DUAL FUEL ENGINE PERFORMANCE
CHARACTERIZATION USING DIESEL
OIL AND COAL SYNGAS

Zuhri Tamam
NRP. 2112204806

Advisor
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

MASTER PROGRAM
ENERGY ENGINEERING
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2015

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

ZUHRI TAMAM
NRP. 21 12 204 806

Tanggal Ujian : 08 Januari 2015
Periode Wisuda : Maret 2015

Disetujui oleh:

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.....(Pembimbing)
NIP. 197301161997021001

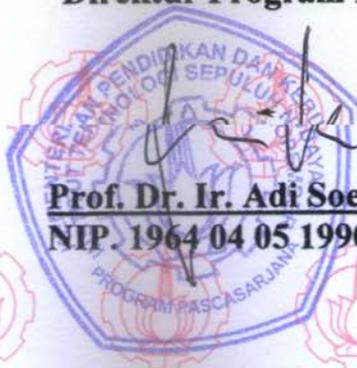
2. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.....(Penguji I)
NIP. 197104051997021001

3. Ary Bachtiar, ST., MT., Ph.D.....(Penguji II)
NIP. 197105241997021001

4. Dr. Bambang Arip D., ST, M.Sc.Eng.....(Penguji III)
NIP. 197804012002121001

Direktur Program Pascasarjana,


Prof. Dr. Ir. Adi Soeprijanto, MT.
NIP. 1964 04 05 1990021 001



KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL GENERATOR SET SISTEM *DUAL FUEL* SOLAR DAN SYNGAS BATUBARA

Nama : Zuhri Tamam
NRP : 21 12 204 806
Jurusan : Teknik Mesin, FTI – ITS
Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

ABSTRAK

Sejalan dengan pengembangan syngas batubara sebagai bahan bakar alternatif pada motor pembakaran dalam, maka dalam penelitian ini dilakukan aplikasi syngas batubara pada mesin diesel dengan sistem dual fuel. Penelitian difokuskan untuk mengkarakterisasi unjuk kerja dan mendapatkan substitusi syngas yang optimal. Syngas berasal dari proses gasifikasi yang dilakukan pada Updraft Gasifier dengan bahan yang berasal dari batubara. Karakterisasi unjuk kerja sistem dual fuel dilakukan dengan pengujian mesin diesel pada putaran konstan 1500 rpm dengan suplai udara menggunakan supercharger. Pembebanan dimulai dari 4 kW (25 %) hingga 16 kW (100 %) dengan interval kenaikan beban 4 kW (25 %). Mekanisme pemasukan syngas menggunakan pressure regulator dan mixer berbentuk venturi yang di dalamnya dipasang mixing jet dan dipasang pada saluran intake manifold. Jumlah syngas yang dimasukkan ke dalam ruang bakar melalui pengaturan tekanan pada pressure regulator sebesar 0,5 bar hingga 2 bar dengan interval 0,5 bar. Pengukuran dilakukan terhadap laju alir udara dan syngas, waktu konsumsi minyak solar 25 ml, temperatur: mesin diesel, gas buang, oli pelumas, cairan pendingin, arus dan tegangan. Hasil penelitian menunjukkan bahwa unjuk kerja mesin diesel dengan sistem dual fuel solar dan syngas batubara tidak mengalami perubahan yang signifikan pada besaran daya efektif, torsi, dan bmep serta terjadi penurunan efisiensi termal sebesar 37,48 %. Akan tetapi sfc solar berkurang hingga 40,09 % dan substitusi syngas batubara mencapai 55,59 %.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DUAL FUEL ENGINE PERFORMANCE CHARACTERIZATION USING DIESEL OIL AND COAL SYNGAS

Name : Zuhri Tamam
NRP : 21 12 204 806
Department : Mechanical Engineering, FTI – ITS
Advisor : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

ABSTRACT

Due to the development of coal syngas as an alternative fuel in internal combustion engine, then in this research coal syngas is applicated in diesel engine with dual fuel system. Research focuses on characterizing the performance and obtain the optimal substitution of syngas. Syngas is produced from the coal gasification process in Updraft Gasifier. Characterization of a dual fuel system performance testing is done with a diesel engine at 1500 rpm constant speed with the air supplied from a supercharger. The electrical loading started from 4 kW (25%) up to 16 kW (100%) at intervals of 4 kW load increase (25%). Syngas inclusion mechanism using a pressure regulator and a venturi-shaped mixer within the mixing jet and mounted on the intake manifold channels. The amount of syngas which is inserted into the combustion chamber on pressure setting from 0.5 bar up to 2 bar at intervals of 0.5 bar. Measurements are carried out on the air flow rate and syngas, a 25 ml of diesel oil consumption, temperature: diesel engine, the exhaust gas, lubricating oil, coolant, current and voltage. The results prove that the performance of the diesel engine with dual fuel system using coal syngas does not show any significant change in the effective power, torque, and bmep, also decreasing the thermal efficiency of 37.48%. However sfc diesel oil was reduced by 40.09% and coal syngas substitution reached 55.59%.

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Segala puji bagi Allah SWT yang telah memberikan petunjuk dan kekuatan sehingga kami dapat menyelesaikan tesis yang berjudul:

KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL GENERATOR SET SISTEM *DUAL FUEL* SOLAR DAN *SYNGAS* BATUBARA.

Tesis ini merupakan bagian dari tahapan penyusunan tesis yang merupakan persyaratan kelulusan Program Studi S-2 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Kami menyampaikan banyak terima kasih dalam penyusunan tesis ini kepada:

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. selaku kepala Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar dan dosen pembimbing.
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Sc. Ph.D. selaku koordinator S-2 Jurusan Teknik Mesin.
3. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin.
4. Bapak Indra Kusumo Handoko selaku pimpinan dan pemilik PT Gending, Sidoarjo.
5. Bapak Mujammil A. Rahmanta selaku pihak dari PT PLN – PUSLITBANG.
6. Rekan-rekan S-2 Jurusan Teknik Mesin.

Semoga penelitian ini bermanfaat. Segala saran dan kritik akan sangat berguna dalam perbaikan tesis ini.

Surabaya, 8 Januari 2015

Penyusun

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

	Halaman
Halaman Pengesahan.....	i
Kata Pengantar.....	iii
Abstrak.....	v
Daftar Isi.....	ix
Daftar Gambar.....	xiii
Daftar Tabel.....	xv
Daftar Lampiran.....	xvii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	4
1.3 Tujuan Penelitian.....	4
1.4 Manfaat Penelitian.....	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Bahan Bakar.....	7
2.1.1 Bahan Bakar Solar.....	7
2.1.2 Bahan Bakar Gas.....	10
2.1.3 Gas Hasil Gasifikasi Batubara.....	11
2.2 Teori Pembakaran.....	12
2.2.1 Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara.....	13
2.2.2 Pembakaran Non Stoikiometri.....	14
2.2.3 Supercharger dan Turbocharger.....	15
2.3 Hukum Bernoulli.....	16
2.3.1 Persamaan Bernoulli.....	19
2.3.2 Penerapan Asas Bernoulli.....	23
2.3.3 Kecepatan Gas dalam Pipa.....	24
2.4 Dasar Teori Mesin Diesel.....	25

2.4.1	Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel.....	25
2.4.2	Governor.....	27
2.4.3	Unjuk Kerja Mesin Diesel.....	31
2.5	Dual Fuel Engine.....	35
2.5.1	Prinsip Kerja Dual Fuel Engine.....	36
2.5.2	Keuntungan dan Kerugian dari Dual-Fuel System.....	36
2.5.3	Teknologi Sistem Dual-Fuel pada Mesin Diesel Saat Ini...	37
2.5.4	Penelitian Sebelumnya tentang Sistem Dual Fuel.....	41

BAB III METODE PENELITIAN

3.1	Metode Penelitian.....	47
3.2	Alat Uji.....	47
3.3	Alat Ukur.....	51
3.4	Prosedur Pengujian.....	51
3.4.1	Persiapan Pengujian.....	53
3.4.2	Pengujian pada Kondisi Standar dengan Bahan Bakar Minyak Solar.....	54
3.4.3	Pengujian dengan Bahan Bakar Kombinasi Syngas– Minyak Solar.....	54
3.5	Rancangan Eksperimen.....	56
3.6	Flowchart Penelitian.....	58
3.6.1	Pengujian sistem Single Fuel.....	59
3.6.2	Pengujian sistem Dual Fuel.....	60

BAB IV HASIL DAN ANALISA DATA

4.1	Pengambilan Data.....	61
4.2	Perhitungan Unjuk Kerja.....	62
4.2.1	Laju Alir Massa Fluida (\dot{m}).....	62
4.2.2	Daya Efektif (N_e).....	64
4.2.3	Torsi (M_t).....	65
4.2.4	Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP).....	66

4.2.5	Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC).....	67
4.2.6	Bahan Bakar Solar Tersubstitusi.....	68
4.2.7	Efisiensi Termal (η_{th}).....	68
4.2.8	Rasio Udara dan Bahan Bakar (AFR).....	69
4.3	Analisa Unjuk Kerja.....	70
4.3.1	Daya Efektif (N_e).....	71
4.3.2	Torsi (M_t).....	72
4.3.3	Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP).....	73
4.3.4	Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC).....	74
4.3.5	Bahan Bakar Solar Tersubstitusi.....	77
4.3.6	Efisiensi Termal (η_{th}).....	79
4.3.7	Rasio Udara dan Bahan Bakar (AFR).....	80
4.3.8	Temperatur.....	82
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		
5.1	Kesimpulan.....	87
5.2	Saran.....	88
DAFTAR PUSTAKA.....		89
LAMPIRAN.....		91

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1 Venturimeter.....	17
Gambar 2.2 Tabung/pipa pitot.....	18
Gambar 2.3 Prinsip kerja pipa penghisap udara.....	19
Gambar 2.4 Tabung alir fluida untuk persamaan Bernoulli.....	20
Gambar 2.5 Tabung pitot.....	24
Gambar 2.6 Tahapan pembakaran pada mesin diesel.....	26
Gambar 2.7 Governor sentrifugal.....	28
Gambar 2.8 Skema kerja governor mekanis-hidroaulis.....	29
Gambar 2.9 Sistem pengendalian governor tipe mekanis-hidroaulis.....	31
Gambar 2.10 Model sistem Low Pressure Injected Gas.....	38
Gambar 2.11 Tampak potong mesin diesel yang menggunakan High Pressure Injected Gas (Direct Injection Natural Gas, DING).....	39
Gambar 2.12 Skema pencampuran gas-udara dengan mekanisme venturi.....	40
Gambar 2.13 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	41
Gambar 2.14 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	42
Gambar 2.15 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	43
Gambar 2.16 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	44
Gambar 2.17 (a). Variasi efisiensi termal (η_E) dan efisiensi volumetrik (η_v) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
(b). Variasi rasio ekivalen biogas-udara (ϕ_b) dan rasio ekivalen bahan bakar total (ϕ) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
Gambar 2.18 (a). SFC fungsi beban listrik.....	46
(b). Persentase konsumsi bahan bakar fungsi beban listrik.....	46
Gambar 3.1 Skema mixer.....	50
Gambar 3.2 Mixing Jet.....	50
Gambar 3.3 Skema pengujian single fuel naturally aspirated (N/A).....	52
Gambar 3.4 Skema pengujian single fuel supercharged (S/C).....	52

Gambar 3.5	Skema pengujian dual fuel.....	53
Gambar 3.6	Flowchart penelitian.....	58
Gambar 3.7	Flowchart pengujian sistem single fuel.....	59
Gambar 3.8	Flowchart pengujian sistem dual fuel.....	60
Gambar 4.1	Daya efektif fungsi beban listrik.....	71
Gambar 4.2	Torsi fungsi beban listrik.....	72
Gambar 4.3	Bmep fungsi beban listrik.....	73
Gambar 4.4	SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	74
Gambar 4.5	SFC solar fungsi beban listrik.....	76
Gambar 4.6	Solar tersubstitusi fungsi beban listrik.....	77
Gambar 4.7	Efisiensi termal fungsi beban listrik.....	79
Gambar 4.8	AFR fungsi beban listrik.....	80
Gambar 4.9	Temperatur gs buang fungsi beban listrik.....	82
Gambar 4.10	Temperatur mesin fungsi beban listrik.....	83
Gambar 4.11	Temperatur pelumas fungsi beban listrik.....	84
Gambar 4.12	Temperatur cairan pendingin fungsi beban listrik.....	84

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1 Venturimeter.....	17
Gambar 2.2 Tabung/pipa pitot.....	18
Gambar 2.3 Prinsip kerja pipa penghisap udara.....	19
Gambar 2.4 Tabung alir fluida untuk persamaan Bernoulli.....	20
Gambar 2.5 Tabung pitot.....	24
Gambar 2.6 Tahapan pembakaran pada mesin diesel.....	26
Gambar 2.7 Governor sentrifugal.....	28
Gambar 2.8 Skema kerja governor mekanis-hidroaulis.....	29
Gambar 2.9 Sistem pengendalian governor tipe mekanis-hidroaulis.....	31
Gambar 2.10 Model sistem Low Pressure Injected Gas.....	38
Gambar 2.11 Tampak potong mesin diesel yang menggunakan High Pressure Injected Gas (Direct Injection Natural Gas, DING).....	39
Gambar 2.12 Skema pencampuran gas-udara dengan mekanisme venturi.....	40
Gambar 2.13 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	41
Gambar 2.14 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	42
Gambar 2.15 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	43
Gambar 2.16 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	44
Gambar 2.17 (a). Variasi efisiensi termal (η_E) dan efisiensi volumetrik (η_v) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
(b). Variasi rasio ekivalen biogas-udara (ϕ_b) dan rasio ekivalen bahan bakar total (ϕ) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
Gambar 2.18 (a). SFC fungsi beban listrik.....	46
(b). Persentase konsumsi bahan bakar fungsi beban listrik.....	46
Gambar 3.1 Skema mixer.....	50
Gambar 3.2 Mixing Jet.....	50
Gambar 3.3 Skema pengujian single fuel naturally aspirated (N/A).....	52
Gambar 3.4 Skema pengujian single fuel supercharged (S/C).....	52

Gambar 3.5	Skema pengujian dual fuel.....	53
Gambar 3.6	Flowchart penelitian.....	58
Gambar 3.7	Flowchart pengujian sistem single fuel.....	59
Gambar 3.8	Flowchart pengujian sistem dual fuel.....	60
Gambar 4.1	Daya efektif fungsi beban listrik.....	71
Gambar 4.2	Torsi fungsi beban listrik.....	72
Gambar 4.3	Bmep fungsi beban listrik.....	73
Gambar 4.4	SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	74
Gambar 4.5	SFC solar fungsi beban listrik.....	76
Gambar 4.6	Solar tersubstitusi fungsi beban listrik.....	77
Gambar 4.7	Efisiensi termal fungsi beban listrik.....	79
Gambar 4.8	AFR fungsi beban listrik.....	80
Gambar 4.9	Temperatur gs buang fungsi beban listrik.....	82
Gambar 4.10	Temperatur mesin fungsi beban listrik.....	83
Gambar 4.11	Temperatur pelumas fungsi beban listrik.....	84
Gambar 4.12	Temperatur cairan pendingin fungsi beban listrik.....	84

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1 Venturimeter.....	17
Gambar 2.2 Tabung/pipa pitot.....	18
Gambar 2.3 Prinsip kerja pipa penghisap udara.....	19
Gambar 2.4 Tabung alir fluida untuk persamaan Bernoulli.....	20
Gambar 2.5 Tabung pitot.....	24
Gambar 2.6 Tahapan pembakaran pada mesin diesel.....	26
Gambar 2.7 Governor sentrifugal.....	28
Gambar 2.8 Skema kerja governor mekanis-hidroaulis.....	29
Gambar 2.9 Sistem pengendalian governor tipe mekanis-hidroaulis.....	31
Gambar 2.10 Model sistem Low Pressure Injected Gas.....	38
Gambar 2.11 Tampak potong mesin diesel yang menggunakan High Pressure Injected Gas (Direct Injection Natural Gas, DING).....	39
Gambar 2.12 Skema pencampuran gas-udara dengan mekanisme venturi.....	40
Gambar 2.13 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	41
Gambar 2.14 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	42
Gambar 2.15 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	43
Gambar 2.16 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	44
Gambar 2.17 (a). Variasi efisiensi termal (η_E) dan efisiensi volumetrik (η_v) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
(b). Variasi rasio ekivalen biogas-udara (ϕ_b) dan rasio ekivalen bahan bakar total (ϕ) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
Gambar 2.18 (a). SFC fungsi beban listrik.....	46
(b). Persentase konsumsi bahan bakar fungsi beban listrik.....	46
Gambar 3.1 Skema mixer.....	50
Gambar 3.2 Mixing Jet.....	50
Gambar 3.3 Skema pengujian single fuel naturally aspirated (N/A).....	52
Gambar 3.4 Skema pengujian single fuel supercharged (S/C).....	52

Gambar 3.5	Skema pengujian dual fuel.....	53
Gambar 3.6	Flowchart penelitian.....	58
Gambar 3.7	Flowchart pengujian sistem single fuel.....	59
Gambar 3.8	Flowchart pengujian sistem dual fuel.....	60
Gambar 4.1	Daya efektif fungsi beban listrik.....	71
Gambar 4.2	Torsi fungsi beban listrik.....	72
Gambar 4.3	Bmep fungsi beban listrik.....	73
Gambar 4.4	SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	74
Gambar 4.5	SFC solar fungsi beban listrik.....	76
Gambar 4.6	Solar tersubstitusi fungsi beban listrik.....	77
Gambar 4.7	Efisiensi termal fungsi beban listrik.....	79
Gambar 4.8	AFR fungsi beban listrik.....	80
Gambar 4.9	Temperatur gs buang fungsi beban listrik.....	82
Gambar 4.10	Temperatur mesin fungsi beban listrik.....	83
Gambar 4.11	Temperatur pelumas fungsi beban listrik.....	84
Gambar 4.12	Temperatur cairan pendingin fungsi beban listrik.....	84

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1 Venturimeter.....	17
Gambar 2.2 Tabung/pipa pitot.....	18
Gambar 2.3 Prinsip kerja pipa penghisap udara.....	19
Gambar 2.4 Tabung alir fluida untuk persamaan Bernoulli.....	20
Gambar 2.5 Tabung pitot.....	24
Gambar 2.6 Tahapan pembakaran pada mesin diesel.....	26
Gambar 2.7 Governor sentrifugal.....	28
Gambar 2.8 Skema kerja governor mekanis-hidroaulis.....	29
Gambar 2.9 Sistem pengendalian governor tipe mekanis-hidroaulis.....	31
Gambar 2.10 Model sistem Low Pressure Injected Gas.....	38
Gambar 2.11 Tampak potong mesin diesel yang menggunakan High Pressure Injected Gas (Direct Injection Natural Gas, DING).....	39
Gambar 2.12 Skema pencampuran gas-udara dengan mekanisme venturi.....	40
Gambar 2.13 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	41
Gambar 2.14 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	42
Gambar 2.15 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	43
Gambar 2.16 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	44
Gambar 2.17 (a). Variasi efisiensi termal (η_E) dan efisiensi volumetrik (η_v) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
(b). Variasi rasio ekivalen biogas-udara (ϕ_b) dan rasio ekivalen bahan bakar total (ϕ) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
Gambar 2.18 (a). SFC fungsi beban listrik.....	46
(b). Persentase konsumsi bahan bakar fungsi beban listrik.....	46
Gambar 3.1 Skema mixer.....	50
Gambar 3.2 Mixing Jet.....	50
Gambar 3.3 Skema pengujian single fuel naturally aspirated (N/A).....	52
Gambar 3.4 Skema pengujian single fuel supercharged (S/C).....	52

Gambar 3.5	Skema pengujian dual fuel.....	53
Gambar 3.6	Flowchart penelitian.....	58
Gambar 3.7	Flowchart pengujian sistem single fuel.....	59
Gambar 3.8	Flowchart pengujian sistem dual fuel.....	60
Gambar 4.1	Daya efektif fungsi beban listrik.....	71
Gambar 4.2	Torsi fungsi beban listrik.....	72
Gambar 4.3	Bmep fungsi beban listrik.....	73
Gambar 4.4	SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	74
Gambar 4.5	SFC solar fungsi beban listrik.....	76
Gambar 4.6	Solar tersubstitusi fungsi beban listrik.....	77
Gambar 4.7	Efisiensi termal fungsi beban listrik.....	79
Gambar 4.8	AFR fungsi beban listrik.....	80
Gambar 4.9	Temperatur gs buang fungsi beban listrik.....	82
Gambar 4.10	Temperatur mesin fungsi beban listrik.....	83
Gambar 4.11	Temperatur pelumas fungsi beban listrik.....	84
Gambar 4.12	Temperatur cairan pendingin fungsi beban listrik.....	84

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1 Venturimeter.....	17
Gambar 2.2 Tabung/pipa pitot.....	18
Gambar 2.3 Prinsip kerja pipa penghisap udara.....	19
Gambar 2.4 Tabung alir fluida untuk persamaan Bernoulli.....	20
Gambar 2.5 Tabung pitot.....	24
Gambar 2.6 Tahapan pembakaran pada mesin diesel.....	26
Gambar 2.7 Governor sentrifugal.....	28
Gambar 2.8 Skema kerja governor mekanis-hidroaulis.....	29
Gambar 2.9 Sistem pengendalian governor tipe mekanis-hidroaulis.....	31
Gambar 2.10 Model sistem Low Pressure Injected Gas.....	38
Gambar 2.11 Tampak potong mesin diesel yang menggunakan High Pressure Injected Gas (Direct Injection Natural Gas, DING).....	39
Gambar 2.12 Skema pencampuran gas-udara dengan mekanisme venturi.....	40
Gambar 2.13 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	41
Gambar 2.14 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	42
Gambar 2.15 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	43
Gambar 2.16 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	44
Gambar 2.17 (a). Variasi efisiensi termal (η_E) dan efisiensi volumetrik (η_v) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
(b). Variasi rasio ekivalen biogas-udara (ϕ_b) dan rasio ekivalen bahan bakar total (ϕ) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
Gambar 2.18 (a). SFC fungsi beban listrik.....	46
(b). Persentase konsumsi bahan bakar fungsi beban listrik.....	46
Gambar 3.1 Skema mixer.....	50
Gambar 3.2 Mixing Jet.....	50
Gambar 3.3 Skema pengujian single fuel naturally aspirated (N/A).....	52
Gambar 3.4 Skema pengujian single fuel supercharged (S/C).....	52

Gambar 3.5	Skema pengujian dual fuel.....	53
Gambar 3.6	Flowchart penelitian.....	58
Gambar 3.7	Flowchart pengujian sistem single fuel.....	59
Gambar 3.8	Flowchart pengujian sistem dual fuel.....	60
Gambar 4.1	Daya efektif fungsi beban listrik.....	71
Gambar 4.2	Torsi fungsi beban listrik.....	72
Gambar 4.3	Bmep fungsi beban listrik.....	73
Gambar 4.4	SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	74
Gambar 4.5	SFC solar fungsi beban listrik.....	76
Gambar 4.6	Solar tersubstitusi fungsi beban listrik.....	77
Gambar 4.7	Efisiensi termal fungsi beban listrik.....	79
Gambar 4.8	AFR fungsi beban listrik.....	80
Gambar 4.9	Temperatur gs buang fungsi beban listrik.....	82
Gambar 4.10	Temperatur mesin fungsi beban listrik.....	83
Gambar 4.11	Temperatur pelumas fungsi beban listrik.....	84
Gambar 4.12	Temperatur cairan pendingin fungsi beban listrik.....	84

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1 Venturimeter.....	17
Gambar 2.2 Tabung/pipa pitot.....	18
Gambar 2.3 Prinsip kerja pipa penghisap udara.....	19
Gambar 2.4 Tabung alir fluida untuk persamaan Bernoulli.....	20
Gambar 2.5 Tabung pitot.....	24
Gambar 2.6 Tahapan pembakaran pada mesin diesel.....	26
Gambar 2.7 Governor sentrifugal.....	28
Gambar 2.8 Skema kerja governor mekanis-hidroaulis.....	29
Gambar 2.9 Sistem pengendalian governor tipe mekanis-hidroaulis.....	31
Gambar 2.10 Model sistem Low Pressure Injected Gas.....	38
Gambar 2.11 Tampak potong mesin diesel yang menggunakan High Pressure Injected Gas (Direct Injection Natural Gas, DING).....	39
Gambar 2.12 Skema pencampuran gas-udara dengan mekanisme venturi.....	40
Gambar 2.13 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	41
Gambar 2.14 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	42
Gambar 2.15 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	43
Gambar 2.16 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	44
Gambar 2.17 (a). Variasi efisiensi termal (η_E) dan efisiensi volumetrik (η_v) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
(b). Variasi rasio ekivalen biogas-udara (ϕ_b) dan rasio ekivalen bahan bakar total (ϕ) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
Gambar 2.18 (a). SFC fungsi beban listrik.....	46
(b). Persentase konsumsi bahan bakar fungsi beban listrik.....	46
Gambar 3.1 Skema mixer.....	50
Gambar 3.2 Mixing Jet.....	50
Gambar 3.3 Skema pengujian single fuel naturally aspirated (N/A).....	52
Gambar 3.4 Skema pengujian single fuel supercharged (S/C).....	52

Gambar 3.5	Skema pengujian dual fuel.....	53
Gambar 3.6	Flowchart penelitian.....	58
Gambar 3.7	Flowchart pengujian sistem single fuel.....	59
Gambar 3.8	Flowchart pengujian sistem dual fuel.....	60
Gambar 4.1	Daya efektif fungsi beban listrik.....	71
Gambar 4.2	Torsi fungsi beban listrik.....	72
Gambar 4.3	Bmep fungsi beban listrik.....	73
Gambar 4.4	SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	74
Gambar 4.5	SFC solar fungsi beban listrik.....	76
Gambar 4.6	Solar tersubstitusi fungsi beban listrik.....	77
Gambar 4.7	Efisiensi termal fungsi beban listrik.....	79
Gambar 4.8	AFR fungsi beban listrik.....	80
Gambar 4.9	Temperatur gs buang fungsi beban listrik.....	82
Gambar 4.10	Temperatur mesin fungsi beban listrik.....	83
Gambar 4.11	Temperatur pelumas fungsi beban listrik.....	84
Gambar 4.12	Temperatur cairan pendingin fungsi beban listrik.....	84

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1 Venturimeter.....	17
Gambar 2.2 Tabung/pipa pitot.....	18
Gambar 2.3 Prinsip kerja pipa penghisap udara.....	19
Gambar 2.4 Tabung alir fluida untuk persamaan Bernoulli.....	20
Gambar 2.5 Tabung pitot.....	24
Gambar 2.6 Tahapan pembakaran pada mesin diesel.....	26
Gambar 2.7 Governor sentrifugal.....	28
Gambar 2.8 Skema kerja governor mekanis-hidroaulis.....	29
Gambar 2.9 Sistem pengendalian governor tipe mekanis-hidroaulis.....	31
Gambar 2.10 Model sistem Low Pressure Injected Gas.....	38
Gambar 2.11 Tampak potong mesin diesel yang menggunakan High Pressure Injected Gas (Direct Injection Natural Gas, DING).....	39
Gambar 2.12 Skema pencampuran gas-udara dengan mekanisme venturi.....	40
Gambar 2.13 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	41
Gambar 2.14 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	42
Gambar 2.15 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik.....	43
Gambar 2.16 SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	44
Gambar 2.17 (a). Variasi efisiensi termal (η_E) dan efisiensi volumetrik (η_v) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
(b). Variasi rasio ekivalen biogas-udara (ϕ_b) dan rasio ekivalen bahan bakar total (ϕ) fungsi beban listrik sistem dual fuel.....	45
Gambar 2.18 (a). SFC fungsi beban listrik.....	46
(b). Persentase konsumsi bahan bakar fungsi beban listrik.....	46
Gambar 3.1 Skema mixer.....	50
Gambar 3.2 Mixing Jet.....	50
Gambar 3.3 Skema pengujian single fuel naturally aspirated (N/A).....	52
Gambar 3.4 Skema pengujian single fuel supercharged (S/C).....	52

Gambar 3.5	Skema pengujian dual fuel.....	53
Gambar 3.6	Flowchart penelitian.....	58
Gambar 3.7	Flowchart pengujian sistem single fuel.....	59
Gambar 3.8	Flowchart pengujian sistem dual fuel.....	60
Gambar 4.1	Daya efektif fungsi beban listrik.....	71
Gambar 4.2	Torsi fungsi beban listrik.....	72
Gambar 4.3	Bmep fungsi beban listrik.....	73
Gambar 4.4	SFC dual fuel fungsi beban listrik.....	74
Gambar 4.5	SFC solar fungsi beban listrik.....	76
Gambar 4.6	Solar tersubstitusi fungsi beban listrik.....	77
Gambar 4.7	Efisiensi termal fungsi beban listrik.....	79
Gambar 4.8	AFR fungsi beban listrik.....	80
Gambar 4.9	Temperatur gs buang fungsi beban listrik.....	82
Gambar 4.10	Temperatur mesin fungsi beban listrik.....	83
Gambar 4.11	Temperatur pelumas fungsi beban listrik.....	84
Gambar 4.12	Temperatur cairan pendingin fungsi beban listrik.....	84

DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 2.1 Komposisi syngas (dalam %) berbagai teknologi fixed gas gasification dengan reaktan udara.....	12
Tabel 3.1 Parameter eksperimen.....	56

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR LAMPIRAN

	Halaman
Lampiran A	
Data Hasil Pengujian.....	91
Lampiran B	
Data Hasil Uji Komposisi Syngas.....	95
Lampiran C	
Tabel Properti Udara pada Tekanan Atmosfer.....	97

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pembangkit Listrik Tenaga Diesel sangatlah bergantung pada penggunaan bahan bakar minyak solar guna menyediakan pasokan listrik untuk masyarakat, akan tetapi di sisi lain cadangan minyak bumi Indonesia semakin menipis dan diperkirakan akan habis dalam waktu satu sampai dua dekade.

Untuk mengatasi krisis sumber energi nasional ini maka salah satu upaya yang dapat dilakukan adalah dengan memanfaatkan ketersediaan batubara yang masih melimpah yaitu dengan menerapkan *synthetic gas* atau *syngas* hasil gasifikasi batubara pada mesin diesel dengan sistem *dual fuel*, berdasarkan data dari Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, produksi batubara Indonesia pada tahun 2011 sebesar 353 juta ton dengan kebutuhan konsumsi batubara sebesar 79,57 juta ton (Sugiyono, 2013). Hal ini dapat mengurangi penggunaan bahan bakar solar oleh PLTD milik PT PLN sehingga dapat menekan biaya produksi listrik sekaligus mengurangi beban subsidi pemerintah. Disamping itu juga akan meningkatkan nilai tambah batubara dan menambah devisa negara.

Gasifikasi adalah suatu proses perubahan bahan bakar padat secara termokimia menjadi gas, di mana udara yang diperlukan lebih rendah dari udara yang digunakan untuk proses pembakaran (Suyitno, 2008). Gas yang dimaksud adalah gas-gas yang keluar dari proses gasifikasi yang pada umumnya berbentuk CO, CO₂, H₂ dan CH₄. Dengan mengubah batubara menjadi gas, maka material yang tidak diinginkan yang terkandung dalam batubara seperti senyawa sulfur dan abu dapat dihilangkan dari gas dengan menggunakan metode tertentu sehingga dapat dihasilkan gas bersih dan dapat dialirkan sebagai sumber energi. Teknologi gasifikasi ini semakin diminati disebabkan harga bahan bakar minyak yang semakin mahal. Pemanfaatan batubara dengan teknologi gasifikasi diharapkan menjadi sumber energi baru dan dapat menggantikan peran bahan bakar minyak ke depannya.

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

Mesin diesel sistem *dual fuel* selain menghemat penggunaan solar sebagai bahan bakar, sehingga biaya produksi dapat ditekan, juga biaya modifikasi mesin relatif lebih murah dibanding mengkonversi ke mesin gas (*gas engine*). Lebih jauh lagi, aplikasi *syngas* dengan sistem *dual fuel* pada mesin diesel dapat meningkatkan unjuk kerja dan efisiensi mesin (Azimov, 2011). Pemanfaatan gas batubara ke mesin diesel tidak akan mengubah komposisi peralatan mesin dan hanya menambah peralatan sistem *ventury* pada saluran isap. Sedangkan penggunaan *dual fuel* dimaksudkan sekiranya pasokan gas mengalami gangguan, pembangkit akan tetap beroperasi dengan bahan bakar solar.

Penelitian tentang sistem *dual fuel* ini sudah pernah dilakukan oleh beberapa peneliti, diantaranya penelitian yang dilakukan oleh Sauliar (2010) yang mengaplikasikan biogas hasil gasifikasi sekam padi dengan metode pemasukan biogas menggunakan *mixer venturi* yang dipasang pada *intake manifold*, hanya saja pada penelitian ini sistem pasokan udara bakarnya masih menggunakan sistem *naturally aspirated* dimana gas yang masuk melalui saluran isap akan mengurangi jumlah udara yang masuk ke ruang bakar sehingga campuran udara-bahan bakar menjadi kaya, pemakaian bahan bakar yang lebih banyak, bahan bakar tidak terbakar sempurna atau terbuang melalui saluran buang. Hal ini dapat dilihat dari hasil pengujian sistem *dual fuel* yaitu AFR yang kurang dari 5, dimana AFR ideal berada dalam kisaran $18 \leq AFR \leq 70$ (Heywood, 1988). Sementara minyak solar tersubstitusi mencapai 57%.

Kemudian penelitian yang dilakukan oleh Santoso (2013), sistem *dual fuel* pada penelitian ini menggunakan minyak solar dan biogas hasil gasifikasi dari kotoran sapi dengan metode pemasukan biogas sama dengan yang dilakukan oleh Sauliar yaitu *mixer venturi*. Pada penelitian ini sistem pasokan udara bakar sudah menggunakan *blower* untuk mengatasi jumlah udara yang berkurang akibat diaplikasikannya gas pada saluran hisap, hanya saja penggunaan *blower* belum cukup untuk memenuhi jumlah udara bakar yang dibutuhkan karena faktor kebutuhan tekanan udara yang masuk ke ruang bakar yang tinggi saat semakin banyaknya gas yang masuk ke saluran hisap. Hal ini dapat dilihat dari hasil pengujian sistem *dual fuel* yaitu AFR berkisar antara 9 hingga 19 dan solar yang tersubstitusi mencapai 76,21%.

Bedoya (2009) melakukan pengujian unjuk kerja mesin diesel sistem *dual fuel* dengan dua percobaan dimana minyak solar dan biosolar sebagai bahan bakar utama dan biogas sebagai campurannya. Pada percobaan pertama pasokan udara bakar dilakukan secara alami (*naturally aspirated*) dengan minyak solar sebagai bahan bakar *pilot (pilot fuel)*. Sedangkan pada percobaan berikutnya sistem pasokan udara bakar menggunakan *supercharger* dengan bahan bakar *pilot* menggunakan biosolar minyak palm. Dari kedua percobaan tersebut kemudian dibandingkan hasilnya, substitusi penuh dapat dicapai pada saat menggunakan bahan bakar campuran biosolar minyak palm dimana terjadi peningkatan rasio ekivalen biogas-udara sekitar 6% dan pengurangan konsumsi minyak solar sebesar 10% serta efisiensi termal meningkat hingga hampir 8%.

Pada penelitian yang dilakukan oleh Sudarmanta (2009) menggunakan bahan bakar utama biosolar dan bahan bakar campurannya menggunakan biogas hasil gasifikasi sekam padi dengan metode pemasukan biogas menggunakan *mixer venturi* yang dipasang pada saluran hisap dan sistem pasokan udara bakarnya menggunakan sistem *naturally aspirated* dan kemudian dilakukan uji pembebanan listrik hingga 3 kWe. Hasil yang didapatkan dari pengujian ini adalah jika dibandingkan dengan sistem *single fuel*, nilai SFC *dual fuel* menjadi lebih tinggi dikarenakan nilai kalor bawah dari *syngas* lebih rendah dibanding biosolar. Aplikasi sistem *dual fuel* dengan rasio udara-gas 1 : 1, dapat mengurangi konsumsi biosolar hingga 60%.

Berdasarkan uraian tersebut di atas maka sistem pasokan udara pada sistem *dual fuel* sangat penting untuk diperhatikan agar pembakaran sempurna dapat terjadi, sehingga penelitian lebih lanjut perlu dilakukan dengan menggunakan *supercharger* untuk memenuhi kebutuhan udara bakar. Kemudian dalam hal penggunaan bahan bakarnya adalah menggunakan minyak solar sebagai bahan bakar utama dan *syngas* batubara sebagai bahan bakar campurannya dengan maksud jika pasokan gas mengalami gangguan, mesin diesel generator set akan tetap beroperasi dengan bahan bakar minyak solar.

1.2 Perumusan Masalah

Dalam penelitian ini, permasalahan dirumuskan sebagai berikut:

1. Bagaimana mekanisme pemasukan udara pada mekanisme *dual fuel* sehingga porsi udara yang masuk ke ruang bakar tidak berkurang ketika *syngas* batubara dimasukkan ke sistem.
2. Bagaimana karakterisasi unjuk kerja sistem *dual fuel syngas* batubara dan solar yang diaplikasikan pada mesin diesel dengan udara bakar tambahan.
3. Bagaimana mengetahui kondisi operasi mesin diesel melalui pengukuran temperatur mesin, gas buang, minyak pelumas dan cairan pendingin.

1.3 Tujuan Penelitian

Penelitian ini mempunyai tujuan utama yaitu:

1. Untuk mendapatkan mekanisme pemasukan udara pada mekanisme *dual fuel* sehingga porsi udara yang masuk ke ruang bakar tidak berkurang ketika *syngas* batubara dimasukkan ke sistem.
2. Untuk mengetahui karakterisasi unjuk kerja sistem *dual fuel syngas* batubara dan solar yang diaplikasikan pada mesin diesel dengan udara bakar tambahan.
3. Untuk mengetahui kondisi operasi mesin diesel melalui pengukuran temperatur mesin, gas buang, minyak pelumas dan cairan pendingin.

1.4 Manfaat Penelitian

Sedangkan dari penelitian ini, hasil yang diperoleh diharapkan:

1. Mampu memberikan analisa yang tepat terhadap penggunaan bahan bakar *syngas* batubara pada mesin diesel sesuai dengan nilai properties yang dimiliki bahan bakar tersebut.
2. Hasil penelitian ini dapat dipergunakan untuk penelitian lanjutan dalam pengembangan *syngas* batubara sebagai bahan bakar motor pembakaran dalam.
3. Mampu mengembangkan pemikiran dalam penemuan-penemuan teknologi bahan bakar yang dapat diperbaharui untuk meningkatkan taraf hidup masyarakat.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Bahan Bakar

Bahan bakar dalam aplikasi motor pembakaran memiliki 3 (tiga) jenis bentuk fisik. Tapi untuk motor pembakaran dalam, khususnya mesin diesel bentuk fisik bahan bakar hanya ada dalam dua bentuk fisik, yaitu cair dan gas. Meskipun ada yang dikatakan berasal dari bahan bakar padat, tapi telah melalui proses gasifikasi dan menghasilkan bahan bakar dalam wujud gas.

2.1.1 Bahan Bakar Solar

Mesin diesel dirancang dengan menggunakan bahan bakar *fossil diesel* yang diperoleh dari destilasi pendidihan minyak mentah (*crude oil*) pada suhu 250 °C sampai 370 °C. Hidrokarbon yang terdapat di dalamnya terdiri dari *parafin*, *naphthalene*, *olefin* dan aromatik dengan jumlah atom karbon bervariasi mulai 12 sampai 18. Bahan bakar *fossil diesel* diklasifikasikan menjadi tiga macam, yaitu *fossil diesel-1D*, yaitu bahan bakar untuk daerah beriklim dingin, *fossil diesel-2D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel otomotif dan stasioner putaran menengah keatas serta *fossil diesel-4D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel stasioner putaran rendah. Bahan bakar fossil diesel-2D dikenal dengan istilah HSD (*High Speed Diesel*) (Nasution, 2010).

Properti bahan bakar adalah sifat atau karakter yang dimiliki oleh suatu bahan bakar yang terkait dengan kinerja bahan bakar tersebut dalam proses atomisasi dan pembakaran. Properti umum yang perlu diketahui untuk menilai kinerja bahan bakar mesin diesel antara lain (Mathur, 1980):

a. Density, Specific Gravity dan API Gravity

Density didefinisikan sebagai perbandingan massa bahan bakar terhadap *volume* bahan bakar pada suhu acuan 15°C. Sedangkan *Specific Gravity (SG)* didefinisikan sebagai perbandingan berat dari sejumlah *volume* minyak bakar

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

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

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

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

b. Viskositas

Viskositas atau kekentalan dari suatu cairan adalah salah satu sifat cairan yang menentukan besarnya perlawanan terhadap gaya geser. Viskositas terjadi terutama karena adanya interaksi antara molekul-molekul cairan (Fox, 2003). Viskositas merupakan sifat penting dalam penyimpanan dan penggunaan bahan bakar. Viskositas mempengaruhi derajat pemanasan awal yang diperlukan untuk *handling*, penyimpanan dan atomisasi yang memuaskan dan jika viskositas terlalu tinggi maka akan menyulitkan dalam pemompaan dan sulit untuk diinjeksi sehingga atomisasi bahan bakar menjadi jelek (<http://energyefficiencyasia.org>, 2011).

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 dipompakan.

e. Shulpur Content

Shulpur content atau kandungan belerang dalam bahan bakar diesel dari hasil penyulingan sangat tergantung pada asal minyak mentah yang akan diolah. Keberadaan belerang tidak diharapkan karena sifatnya merusak yaitu apabila oksida belerang 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. Cetane Number

Cetane number atau angka setana merupakan bilangan yang menyatakan perlambatan penyalaan (*ignition delay*) dibandingkan dengan campuran volumetris *cetane* ($C_{16}H_{34}$) dan α -*methylnaphthalene* ($C_{10}H_7CH_3$) pada *CFR engine* pada kondisi yang sama.

h. 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 phase cair) dan nilai kalor bawah, NKB (jika air hasil pembakaran dalam phase uap). Besarnya nilai kalor atas diuji dengan *bomb calorimeter*, dan nilai kalor bawah dihitung dengan menggunakan persamaan:

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

i. 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.

j. Ash Content

Ash content atau kadar abu adalah jumlah sisa-sisa dari minyak yang tertinggal, apabila suatu minyak dibakar sampai habis. Kadar abu erat kaitannya dengan bahan *inorganic* atau garam dalam bahan bakar minyak (<http://energyefficiencyasia.org>, 2011). Garam-garam tersebut mungkin dalam bentuk senyawa sodium, vanadium, kalsium, magnesium, silikon, besi, aluminium, nikel dan lain-lain.

2.1.2 Bahan Bakar Gas

Bahan bakar gas memiliki banyak jenis tergantung dari asal gas tersebut & proses pembuatannya. Jenis-jenis gas (<http://energyefficiencyasia.org>, 2011) 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 industry lainnya (*gas blast furnace*)
3. Gas yang terbuat dari minyak bumi
 - Gas petroleum cair (LPG)
 - Gas hasil penyulingan
 - Gas dari gasifikasi minyak
4. Gas-gas dari proses fermentasi.

2.1.3 Gas Hasil Gasifikasi Batubara

Gasifikasi adalah suatu proses perubahan bahan bakar padat secara termokimia menjadi gas, di mana udara yang diperlukan lebih rendah dari udara yang digunakan untuk proses pembakaran (Suyitno, 2008). Proses gasifikasi bertujuan untuk menghasilkan produk gas yang sesuai dengan penggunaannya baik sebagai sumber energi atau sebagai bahan baku industri kimia. Gas gasifikasi biasa dikenal sebagai produser gas atau *syngas*.

Proses gasifikasi batubara merupakan proses konversi secara kimia dari batubara yang berbentuk partikel atau padatan menjadi gas yang bernilai bakar atau *combustible*. Pada dasarnya gasifikasi batubara adalah reaksi oksidasi parsial dari batubara dengan oksigen atau udara. Proses gasifikasi dilakukan dalam suatu reaktor yang disebut dengan *gasifier*. *Combustible gas* atau *syngas* yang dapat dihasilkan dari proses gasifikasi adalah CO, H₂, CH₄ dan sebagainya.

Keuntungan dari gasifikasi adalah penerapannya dapat dilakukan untuk berbagai macam bahan baku. Hampir semua zat karbon dapat digasifikasi: bahan bakar fosil seperti batubara, minyak, atau gas alam, biomassa (yaitu setiap jenis limbah pertanian seperti bongkol jagung atau berbagai tanaman), aspal, atau bahkan limbah, plastik, dan sampah kota. Gasifikasi dapat digunakan untuk menghasilkan berbagai produk, termasuk listrik, gas alam, bahan bakar cair (seperti bensin, solar, dan bahan bakar jet), hidrogen, dan berbagai bahan kimia.

Syngas yang dihasilkan dari gasifikasi bervariasi tergantung pada bahan baku dan proses gasifikasi yang terlibat. Namun, *syngas* umum yang dihasilkan dari batubara dalam *gasifier* ditiup oksigen memiliki volume sekitar 30 sampai 60% CO, 25 sampai 30% H₂, 0 sampai 5% metana (CH₄), 5 sampai 15% karbon dioksida (CO₂), dan sejumlah air.

Tabel 2.1 Komposisi *syngas* (dalam %) berbagai teknologi *fixed gas gasification* dengan reaktan udara

Teknologi	Wellman Galusha	Willputte	Riley Morgan	ATC Wellona	Foster Wheeler	Woodal Duckham
CO	24,9	22,7	24,9	29,75	28,3	28,2
H ₂	18,7	17,6	18,7	15,8	16,0	17,0
CH ₄	0,6	2,6	0,6	2,89	2,6	2,7
CO ₂	6,2	5,9	6,2	3,7	3,6	4,5
N ₂	49,3	50,9	49,3	47,28	49,2	47,1
Lain-lain	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2
Heating Value (cal/m ³)	1405,6	1443,3	1405,6	1362	1468	1641

Sumber: Sudarmanta, 2011

2.2 Teori Pembakaran

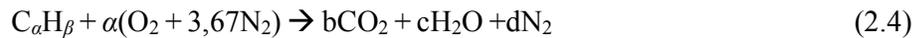
Pembakaran merupakan oksidasi cepat bahan bakar disertai dengan produksi panas dan cahaya (Sungkono, 2011). Bahan bakar akan terbakar sempurna hanya jika ada pasokan oksigen (O₂) yang cukup. Jumlah oksigen mencapai 20,9% dari udara, dan sebanyak hampir 79% merupakan nitrogen (N₂) dan sisanya adalah elemen lain.

Nitrogen sendiri mempunyai fungsi sebagai pengencer yang menurunkan 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 CO₂ akan menghasilkan lebih banyak panas per

satuan bahan bakar daripada bila menghasilkan CO atau asap (<http://energyefficiencyasia.org>, 2011).

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 (CO₂) dan hidrogen dioksidasi menjadi uap air (H₂O). Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon (C_αH_β) dengan udara dituliskan sebagai berikut:



Kesetimbangan:

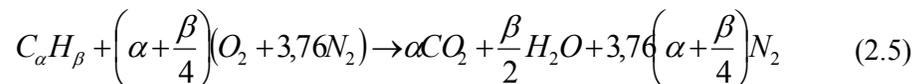
$$C : \alpha = b$$

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

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

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

Substitusi persamaan-persamaan kesetimbangan di atas ke dalam persamaan reaksi pembakaran C_αH_β menghasilkan persamaan sebagai berikut:



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah:

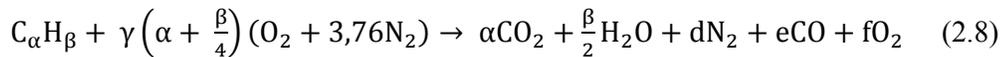
$$m_{O_2} = \frac{m_{atom O_2}}{m_{mol C_{\alpha}H_{\beta}}} \times \text{persentase } C_{\alpha}H_{\beta} \text{ (kg/kg bahan bakar)} \quad (2.6)$$

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

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

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, 1988). 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:



Keterangan:

- a. Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri.

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

- b. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin.

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

- c. Pembakaran dengan komposisi campuran kaya.

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

Rasio udara-bahan bakar operasional untuk pembakaran dalam ruang bakar CI engine berada pada kisaran $18 \leq \text{AFR} \leq 70$ (Heywood, 1988).

2.2.3 *Supercharger* dan *Turbocharger*

Supercharger dan *turbocharger* pada dasarnya berfungsi untuk memberikan tambahan tenaga pada mesin dengan cara menambah asupan udara yang masuk ke dalam ruang pembakaran, namun cara kerja serta penerapannya berbeda antara keduanya. *Turbocharger* memiliki *lag* untuk dapat aktif menmenambah tenaga mesin.

Supercharger (S/C)

Supercharger adalah sebuah kompresor gas yang digunakan untuk memasok udara tambahan ke dalam silindere ruang bakar dengan mengikuti putaran mesin. Massa oksigen tambahan yang dipaksa masuk ke ruang bakar menjadikan mesin membakar lebih banyak bahan bakar sehingga meningkatkan efisiensi volumetrik mesin dan membuatnya lebih bertenaga. Putaran *supercharger* dapat diatur dengan menggunakan diameter *pulley* yang berbeda, semakin kecil diameter *pulley* pada *supercharger* akan semakin tinggi tekanan udara yang dihasilkan.

Keuntungannya adalah alat ini dapat menambah tenaga pada putaran bawah, sehingga respon mesin terhadap akselerasi meningkat. Sedangkan kelemahannya, *Supercharger* hanya dapat menambah tenaga pada putaran bawah saja, sehingga pada putaran atas akan terjadi efek kurangnya tenaga. Kelemahan yang lain adalah rata-rata *supercharger* dapat mengurangi tenaga mesin hingga sepertiganya, sehingga dianggap tidak sesuai dengan tujuan semula yaitu menaikkan tenaga mesin, karena tenaga mesin telah berkurang terlebih dahulu sebelum *supercharger* menaikkan tenaga.

Turbocharger (T/C)

Tidak seperti *supercharger* yang mengikuti putaran mesin, *turbocharger* tidak terikat dengan mesin karena cara kerja *turbocharger* adalah dengan cara mengkompresikan sisa gas buang untuk dipadatkan kembali. Oleh karenanya jika

dibandingkan dengan *supercharger*, *turbocharger* dapat berputar hingga 30000 rpm. Pada awalnya *turbocharger* kurang diminati untuk digunakan dikarenakan adanya *lag* serta prinsip kerjanya yang cukup rawan akibat dari gas buang tidak langsung dilepas melainkan dipadatkan untuk kembali masuk ke ruang pembakaran, yang mana jika temperatur mesin meningkat maka performa mesin akan semakin turun. Akan tetapi seiring perkembangan jaman, fenomena *lag* pada *turbocharger* tersebut dapat dihilangkan, bahkan ada yang sifatnya hampir seperti *supercharger* yang mana dapat menambah tenaga pada putaran bawah sekaligus menambah tenaga pada putaran tinggi.

Turbocharger memiliki keunggulan, dikarenakan putarannya tidak sama dengan putaran mesin, maka tenaga yang dihasilkan sangat signifikan, namun kelemahannya memang hanya pada adanya *lag*-nya saja, sehingga kurang diminati.

2.3 Hukum Bernoulli

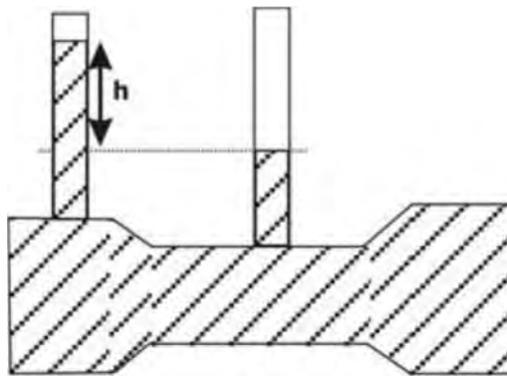
Persamaan yang telah dihasilkan oleh Bernoulli juga dapat disebut sebagai Hukum Bernoulli, yaitu suatu hukum yang dapat digunakan untuk menjelaskan gejala yang berhubungan dengan gerakan zat alir melalui suatu penampang pipa. Hukum tersebut diturunkan dari Hukum Newton dengan berpangkal tolak pada teorema kerja-tenaga aliran zat cair dengan beberapa persyaratan antara lain aliran yang terjadi merupakan aliran *steady* (mantap, tunak), tak berolak (laminar, garis alir *streamline*), tidak kental dan tidak termampatkan. Persamaan yang dinyatakan dalam Hukum Bernoulli tersebut melibatkan hubungan berbagai besaran fisis dalam fluida, yakni kecepatan aliran yang memiliki satu garis arus, tinggi permukaan air yang mengalir dan tekanannya. Bentuk hubungan yang dapat dijelaskan melalui besaran tersebut adalah besaran usaha tenaga pada zat cair.

Dalam kehidupan sehari-hari Hukum Bernoulli memiliki penerapan yang beragam yang ada hubungannya dengan aliran fluida, baik aliran zat cair maupun gas. Penerapan tersebut sebagian besar dimanfaatkan dalam bidang teknik dan ilmu pengetahuan yang berkaitan dengan aliran fluida. Misalnya dalam teknologi pesawat terbang Hukum Bernoulli tersebut dimanfaatkan untuk merancang desain sayap pesawat terbang. Dalam bidang yang lain misalnya desain bentuk mobil yang

hemat bahan bakar, kapal laut dan sebagian alat ukur yang dapat digunakan dalam suatu peralatan pengendali kecepatan dan sebagainya.

Persamaan hidrostatis merupakan kejadian khusus dari penerapan Hukum Bernoulli bila fluida dalam keadaan diam, yakni bahwa fluida tersebut dalam keadaan statis maka kecepatan alirannya di mana-mana akan sama dengan nol.

Pipa venturi merupakan sebuah pipa yang memiliki penampang bagian tengahnya lebih sempit dan diletakkan mendatar dengan dilengkapi dengan pipa pengendali untuk mengetahui permukaan air yang ada sehingga besarnya tekanan dapat diperhitungkan. Dalam pipa venturi ini luas penampang pipa bagian tepi memiliki penampang yang lebih luas daripada bagian tengahnya atau diameter pipa bagian tepi lebih besar daripada bagian tengahnya. Zat cair dialirkan melalui pipa yang penampangnya lebih besar lalu akan mengalir melalui pipa yang memiliki penampang yang lebih sempit, dengan demikian maka akan terjadi perubahan kecepatan. Apabila kecepatan aliran yang melalui penampang lebih besar adalah V_1 dan kecepatan aliran yang melalui pipa sempit adalah V_2 , maka kecepatan yang melewati pipa sempit akan memiliki laju yang lebih besar ($V_1 < V_2$). Dengan cara demikian tekanan yang ada pada bagian pipa lebih sempit akan menjadi lebih kecil daripada tekanan pada bagian pipa yang berpenampang lebih besar.

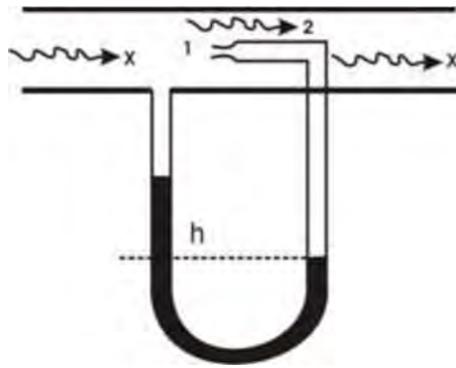


Gambar 2.1 Venturimeter

Dengan mengetahui selisih tinggi permukaan zat cair pada pipa pengendali akan dapat diketahui perubahannya yang selanjutnya perubahan kecepatan

dapat juga diketahui. Oleh sebab itu pipa venturi ini akan sangat berguna untuk pengaturan aliran bensin dalam sistem pengapian pada kendaraan bermotor.

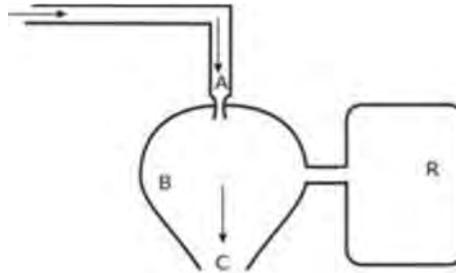
Tabung pitot atau sering disebut pipa pitot ini merupakan suatu peralatan yang dapat dikembangkan sebagai pengukur kecepatan gerak pesawat terbang. Melalui tabung ini umumnya yang dapat diketahui adalah kecepatan gerak pesawat terbang terhadap udara. Hal ini berarti apa yang terukur bukanlah kecepatan gerak terhadap kedudukan bumi. Oleh sebab itu untuk dapat mengukur kecepatan gerak pesawat terbang terhadap bumi, maka kecepatan udara harus dapat diketahui.



Gambar 2.2 Tabung/pipa pitot

Adapun cara kerja dari alat ini adalah apabila alat ini digerakkan dengan cepat sekali (diletakkan pada badan pesawat terbang) ke arah kiri sehingga udara akan bergerak dalam arah yang sebaliknya yakni menuju arah kanan. Mula-mula udara akan masuk melalui lubang pertama, selanjutnya mengisi ruang tersebut sampai penuh. Setelah udara dapat mengisi ruang tersebut melalui lubang pertama dengan penuh maka udara tersebut akan dalam keadaan diam. Udara yang melewati lubang kedua akan selalu mengalir dan kecepatan udara yang mengalir melalui lubang pertama jauh lebih kecil daripada kecepatan pengaliran udaran yang melalui lubang kedua. Oleh sebab itu dapat dianggap $V_1 = 0$ dan perbedaan tekanan diketahui dari perbedaan tinggi permukaan air raksa dalam pipa U. Selisih tekanan dapat diketahui dengan mengukur perbedaan tinggi air raksa dalam pipa U tersebut maka kecepatan gerak pesawat terbang terhadap udara dapat diketahui dan dihitung dengan persamaan tersebut.

Untuk menurunkan tekanan dalam suatu ruangan tertentu dapat dipergunakan pompa penghisap udara yang bekerja berdasarkan Hukum Bernoulli. Prinsip kerjanya dapat dilukiskan dalam gambar sebagai berikut:



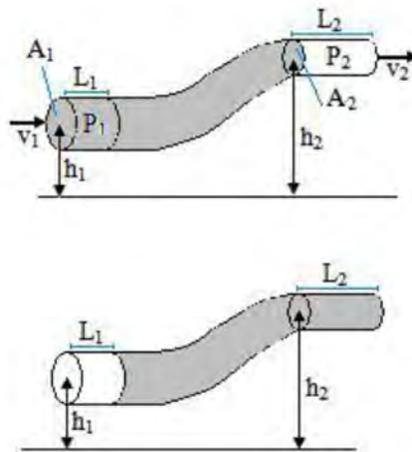
Gambar 2.3 Prinsip kerja pipa penghisap udara

Andaikan udara dalam ruangan R akan dikurangi atau dihisap melalui pompa penghisap yang bekerja berdasarkan Hukum Bernoulli maka dapat dilakukan dengan mengalirkan udara melalui pipa sempit A udara disemprotkan dengan kecepatan sangat besar (V) selanjutnya akibat aliran udara yang keluar dari pipa A tersebut maka tekanan udara yang berada pada tabung B akan menjadi semakin kecil. Hal ini mengakibatkan terjadinya perbedaan tekanan. Udara tersebut pada akhirnya akan keluar melalui lubang C secara terus-menerus. Selanjutnya dengan menyembrotkan secara berulang dan memperbesar kecepatannya maka udara pada tabung R akan dapat berkurang terus-menerus sesuai dengan yang dikehendaki. Prinsip inilah yang merupakan prinsip kerja dari pompa penghisap.

2.3.1 Persamaan Bernoulli

Pada Persamaan Kontinuitas menerangkan bahwa laju aliran fluida juga dapat berubah-ubah tergantung luas penampang tabung alir. Berdasarkan prinsip Bernoulli, tekanan fluida juga bisa berubah-ubah tergantung laju aliran fluida tersebut. Selain itu, tekanan fluida juga bisa berubah-ubah tergantung pada ketinggian fluida tersebut. Hubungan penting antara tekanan, laju aliran dan ketinggian aliran bisa kita peroleh dalam persamaan Bernoulli. Persamaan Bernoulli ini sangat penting karena bisa digunakan untuk menganalisa penerbangan pesawat,

pembangkit listrik tenaga air, sistem perpipaan dan lain-lain. Agar persamaan Bernoulli yang akan kita turunkan berlaku secara umum, maka kita anggap fluida mengalir melalui tabung alir dengan luas penampang yang tidak sama dan ketinggiannya juga berbeda (gambar 2.4). Untuk menurunkan persamaan Bernoulli, kita terapkan teorema usaha dan energi pada fluida dalam daerah tabung alir. Selanjutnya, kita akan memperhitungkan banyaknya fluida dan usaha yang dilakukan untuk memindahkan fluida tersebut.



Gambar 2.4 Tabung alir fluida untuk persamaan Bernoulli

Warna buram dalam tabung alir pada gambar menunjukkan aliran fluida sedangkan warna putih menunjukkan tidak ada fluida. Fluida pada luas penampang 1 (bagian kiri) mengalir sejauh L_1 dan memaksa fluida pada penampang 2 (bagian kanan) untuk berpindah sejauh L_2 . Karena luas penampang 2 di bagian kanan lebih kecil, maka laju aliran fluida pada bagian kanan tabung alir lebih besar. Hal ini menyebabkan perbedaan tekanan antara penampang 2 (bagian kanan tabung alir) dan penampang 1 (bagian kiri tabung alir). Fluida yang berada di sebelah kiri penampang 1 memberikan tekanan P_1 pada fluida di sebelah kanannya dan melakukan usaha sebesar:

$$W = F_S \rightarrow S = L$$

$$W_1 = F_1 L_1$$

Karena $P = \frac{F}{A} \rightarrow F = PA$ maka persamaan W_1 dapat ditulis menjadi:

$$W_1 = P_1 A_1 L_1 \quad (2.9)$$

Pada penampang 2 (bagian kanan tabung alir), usaha yang dilakukan pada fluida adalah:

$$W_2 = -P_2 A_2 L_2 \quad (2.10)$$

Tanda negatif menunjukkan bahwa gaya yang diberikan berlawanan dengan arah gerak. Jadi fluida melakukan usaha di sebelah kanan penampang 2.

Di samping itu, gaya gravitasi juga melakukan usaha pada fluida. Pada kasus di atas, sejumlah massa fluida dipindahkan dari penampang 1 sejauh L_1 ke penampang 2 sejauh L_2 , di mana volume fluida pada penampang 1 ($A_1 L_1$) = volume fluida pada penampang 2 ($A_2 L_2$). Usaha yang dilakukan oleh gravitasi adalah:

$$\begin{aligned} W_3 &= -mg(h_2 - h_1) \\ W_3 &= -mgh_2 + mgh_1 \\ W_3 &= mgh_1 - mgh_2 \end{aligned} \quad (2.11)$$

Tanda negatif disebabkan karena fluida mengalir ke atas, berlawanan dengan arah gaya gravitasi. Dengan demikian, usaha total yang dilakukan pada fluida sesuai dengan gambar di atas adalah:

$$\begin{aligned} W &= W_1 + W_2 + W_3 \\ W &= P_1 A_1 L_1 - P_2 A_2 L_2 + mgh_1 - mgh_2 \end{aligned} \quad (2.12)$$

Teorema usaha-energi menyatakan bahwa usaha total yang dilakukan pada suatu sistem sama dengan perubahan energi kinetiknya. Dengan demikian, Usaha (W) dapat diganti dengan perubahan energi kinetik ($EK_2 - EK_1$). Persamaan di atas bisa ditulis lagi menjadi:

$$\begin{aligned}
W &= P_1 A_1 L_1 - P_2 A_2 L_2 + mgh_1 - mgh_2 \\
EK_2 - EK_1 &= P_1 A_1 L_1 - P_2 A_2 L_2 + mgh_1 - mgh_2 \\
\frac{1}{2} mV_2^2 - \frac{1}{2} mV_1^2 &= P_1 A_1 L_1 - P_2 A_2 L_2 + mgh_1 - mgh_2
\end{aligned}
\tag{2.13}$$

Massa fluida yang mengalir sejauh L_1 pada penampang A_1 = massa fluida yang mengalir sejauh L_2 (penampang A_2). Sejumlah massa fluida itu (misal m) mempunyai volume sebesar $A_1 L_1$ dan $A_2 L_2$, dimana $A_1 L_1 = A_2 L_2$ (L_2 lebih panjang dari L_1).

Karena $\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m = \rho V$ maka massa fluida dapat ditulis menjadi:

$$\begin{aligned}
m &= \rho V \\
m &= \rho AL \\
m &= \rho A_1 L_1 = \rho A_2 L_2
\end{aligned}
\tag{2.14}$$

Sekarang m pada persamaan di atas disubstitusikan:

$$\begin{aligned}
\frac{1}{2} mV_2^2 - \frac{1}{2} mV_1^2 &= P_1 A_1 L_1 - P_2 A_2 L_2 + mgh_1 - mgh_2 \\
(\frac{1}{2} V_2^2 - \frac{1}{2} V_1^2) m &= (P_1 - P_2) AL + (gh_1 - gh_2) m \\
(\frac{1}{2} \rho V_2^2 - \frac{1}{2} \rho V_1^2) AL &= (P_1 - P_2) AL + (\rho gh_1 - \rho gh_2) AL \\
(\frac{1}{2} \rho V_2^2 - \frac{1}{2} \rho V_1^2) &= (P_1 - P_2) + (\rho gh_1 - \rho gh_2) \\
P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + \rho gh_1 &= P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + \rho gh_2
\end{aligned}
\tag{2.15}$$

Keterangan:

- P = Tekanan
- ρ = Massa jenis fluida
- V = Kecepatan aliran fluida
- g = Percepatan gravitasi
- h = Tinggi tabung alir/pipa dari permukaan tanah

Persamaan di atas disebut persamaan Bernoulli. Persamaan ini diturunkan berdasarkan prinsip usaha-energi, sehingga merupakan suatu bentuk Hukum

Kekekalan Energi. Ruas kiri dan ruas kanan pada persamaan Bernoulli di atas bisa mengacu pada dua titik dimana saja sepanjang tabung aliran sehingga persamaan di atas dapat ditulis kembali menjadi:

$$P + \frac{1}{2} \rho V^2 + \rho gh = \text{konstan} \quad (2.16)$$

Persamaan ini menyatakan bahwa jumlah total antara besaran-besaran dalam persamaan mempunyai nilai yang sama sepanjang tabung alir.

Prinsip Bernoulli

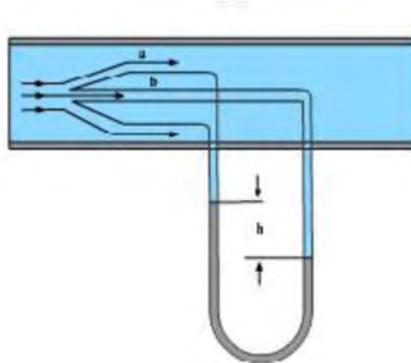
Prinsip Bernoulli menyatakan bahwa dimana kecepatan aliran fluida tinggi, tekanan fluida tersebut menjadi rendah. Sebaliknya jika kecepatan aliran fluida rendah, tekanannya menjadi tinggi.

2.3.2 Penerapan Asas Bernoulli

Dewasa ini banyak sekali penerapan asas Bernoulli demi meningkatkan kesejahteraan hidup manusia, diantaranya adalah:

- Karburator
Adalah alat dalam mesin kendaraan yang berfungsi untuk menghasilkan campuran bahan bakar dengan udara, lalu campuran ini dimasukkan ke dalam silinder mesin untuk pembakaran.
- Venturimeter
Adalah alat untuk mengukur kecepatan fluida dalam pipa.
- Tabung pitot
Adalah alat untuk mengukur kecepatan gas dalam pipa dari tabung gas.
- Alat penyemprot nyamuk/parfum

2.3.3 Kecepatan Gas dalam Pipa



Gambar 2.5 Tabung pitot

Persamaan Bernoulli adalah:

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 + \rho g h_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + \rho g h_2$$

dan

$$V_2 = \left(\frac{A_1}{A_2} \right) V_1$$

kontinuitas $A_1 V_1 = A_2 V_2$, maka kecepatan gas dari lengan kanan manometer tegak lurus terhadap aliran gas sehingga kecepatan gas terus berkurang sampai ke nol di B ($V_B = 0$) beda tinggi a dan b diabaikan ($h_a = h_b$), maka:

$$P_b - P_a = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2.17)$$

Tekanan hidrostatik cairan dalam manometer:

$$P_b - P_a = \rho' g h \quad (2.18)$$

Substitusi persamaan (2.17) ke (2.18) maka kecepatan gas pada pipa:

$$v = \sqrt{\frac{2\rho'gh}{\rho}} \quad (2.19)$$

dimana:

v = kecepatan gas (m/s)

h = beda tinggi air raksa (m)

ρ = massa jenis gas (kg/m^3)

ρ' = massa jenis cairan pada manometer (kg/m^3)

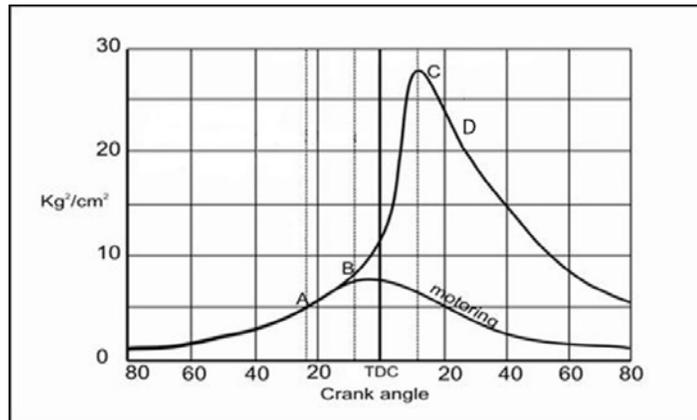
2.4 Dasar Teori Mesin Diesel

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

2.4.1 Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel

Untuk terjadinya pembakaran pada ruang bakar, ada beberapa syarat yang harus dipenuhi, antara lain: adanya campuran yang dapat terbakar, adanya sesuatu yang menyulut terjadinya pembakaran, stabilisasi dan propagasi dari api dalam ruang bakar.

Proses pembakaran pada mesin diesel memiliki beberapa tahapan yang digambarkan dalam diagram P- θ seperti pada gambar 2.6. Tahapan pembakarannya yaitu:



Gambar 2.6 Tahapan pembakaran pada mesin diesel
(<http://energyefficiencyasia.org>, 2011)

a. Tahap Pertama

Tahap ini disebut juga *Ignition Delay Period* yaitu area dalam rentang A-B pada gambar 2.6. Tahapan ini merupakan periode atau rentang waktu yang dibutuhkan bahan bakar ketika saat pertama kali bahan bakar diinjeksikan (titik A) hingga saat pertamakali muncul nyala pembakaran (titik B). Artinya, selama periode tersebut tidak terjadi proses pembakaran. Panjangnya periode ini biasanya dipengaruhi oleh properties yang dimiliki bahan bakar yaitu temperatur terbakar sendiri bahan bakar, tekanan injeksi atau ukuran *droplet*, sudut awal injeksi, rasio kompresi, temperatur udara masuk, temperatur cairan pendingin, temperature bahan bakar, tekanan udara masuk (*supercharge*), kecepatan/putaran mesin diesel, rasio udara-bahan bakar, ukuran mesin, jenis ruang bakar.

b. Tahap Kedua

Pada tahap ini terjadi apa yang disebut *Rapid or Uncontrolled Combustion* yang maksudnya adalah periode awal pembakaran hingga *flame* mulai berkembang yang diindikasikan oleh area B-C pada gambar 2.6. Bahan bakar berupa *droplet-droplet* di selubungi oleh udara bertemperatur tinggi, sehingga panas yang diterima akan menguapkan *droplet-droplet* bahan bakar tersebut. Bagian terluar *droplet-droplet* tersebut yang lebih dulu menerima panas dan menguap kemudian terbakar. Panas yang ditimbulkan oleh pembakaran tersebut naik sangat drastis dan memicu

proses yang sama pada bagian lain yang belum terbakar dengan cepat dan tidak beraturan. Proses ini menyebabkan kenaikan tekanan yang sangat besar.

c. Tahap Ketiga

Pada tahap ini terjadi apa yang disebut *Controlled Combustion* seperti diindikasikan oleh area C-D pada gambar 2.6, dimana bahan bakar segera terbakar setelah diinjeksikan. Hal ini disebabkan nyala pembakaran yang terjadi pada periode sebelumnya bergerak bersama menuju *droplet-droplet* yang baru diinjeksikan. Pembakaran dapat dikontrol dengan sejumlah bahan bakar yang diinjeksikan pada periode ini. Periode ini berakhir setelah injektor berhenti menginjeksikan bahan bakar ke ruang bakar.

d. Tahap Keempat

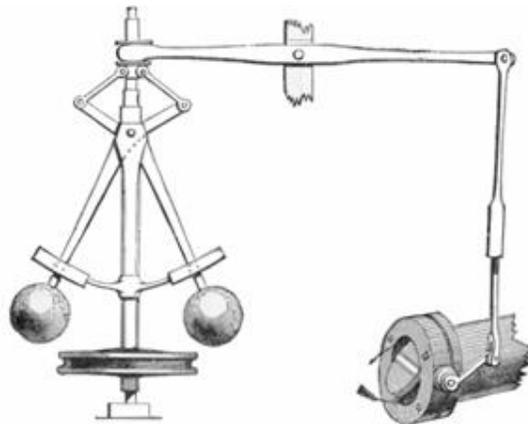
Meskipun pada tahap ketiga telah selesai proses injeksi bahan bakar, kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar seluruhnya. Dalam hal ini nyala pembakaran terus berkembang membakar bahan bakar yang tersisa pada ruang bakar. Periode ini disebut juga *after burning* yang diindikasikan oleh area setelah titik D pada gambar 2.6. Apabila kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar sementara piston telah bergerak dari Titik Mati Bawah (TMB) ke Titik Mati Atas (TMA) untuk melakukan langkah buang, maka sisa-sisa bahan bakar tersebut akan ikut keluar bersama gas buang sebagai *unburnt fuel*.

2.4.2 Governor

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

Contoh umum dari mekanisme *governor* adalah *governor* sentrifugal atau dikenal sebagai *watt governor* atau *fly-ball governor*, ditunjukkan pada gambar 2.7. *Governor* jenis ini menggunakan bandul yang dipasang pada lengan yang berpegas. Pada saat putaran tinggi (*over speed*) maka gaya sentrifugal ($F_s = m\omega^2r$) akan bekerja pada bandul bola sehingga lengan dalam posisi lebih membuka. Posisi

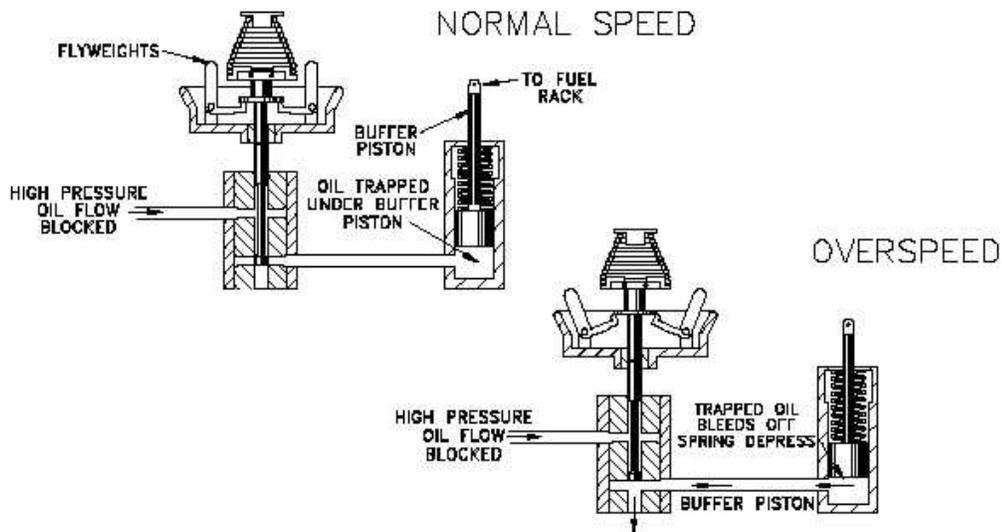
gerakan lengan ini dihubungkan dengan mekanisme yang dapat menyebabkan berkurangnya *supply* bahan bakar. Mekanisme kontrol secara mekanis ini termasuk dalam kategori *proportional control*. Sejarahnya mekanisme ini pertama kali dibuat oleh insinyur Inggris Thomas Savery pada tahun 1698. Pada tahun 1769 insinyur Perancis Nicholas Cugnot menggunakannya dalam mesin uap untuk otomotif roda tiga. Antara tahun 1755-1800 insinyur Scotlandia James Watt bekerja sama dengan industrialis Matthew Boulton memproduksi jenis governor ini untuk 500 mesin.



Gambar 2.7 Governor sentrifugal

Sistem pengendalian dengan *governor* digunakan baik pada mesin stasioner maupun mesin otomotif seperti pada mobil dan traktor. Pada mesin modern seperti saat ini mekanisme *governor* umumnya menggunakan mekanisme mekanis-hidrolik (*woodward governor*), walaupun terdapat juga versi *governor* elektrik. Gambar 2.8 menunjukkan cara kerja *governor* yang menggunakan mekanisme mekanis-hidrolik dalam pengendalian putaran mesin yang berlebihan pada mesin diesel. Dalam hal ini, *governor* mengendalikan posisi tuas pengontrol bahan bakar yang dikombinasikan dengan aksi dari piston hidrolik dan gerakan bandul berputar. Posisi dari bandul ditentukan oleh kecepatan putaran dari mesin, jika putaran mesin naik atau turun maka bandul berputar mekar atau menguncup. Gerakan dari bandul ini, karena perubahan putaran mesin, akan menggerakkan *piston* kecil (*pilot valve*) pada sistem hidroliknya. Gerakan ini mengatur aliran cairan hidrolik ke *piston* hidrolik (*piston motor servo*). *Piston motor servo* dihubungkan dengan tuas

pengatur bahan bakar (*fuel rack*) dan gerakannya akan menyebabkan penambahan atau pengurangan jatah bahan bakar yang disuply.



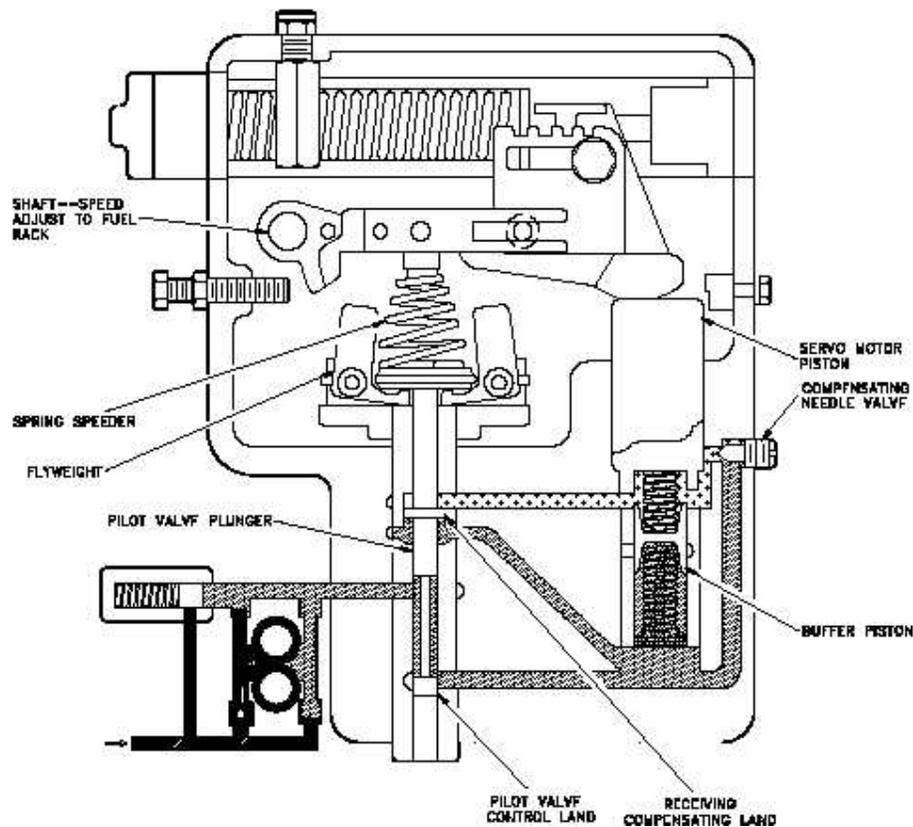
Gambar 2.8 Skema kerja *governor* mekanis-hidraulis

Ada empat tipe pengontrolan mesin menggunakan *governor*:

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

Ada beberapa sistem *governor* yang sekaligus mempunyai 4 fungsi pengendalian ini.

Secara detil operasi mekanis-hidrolik dapat dijelaskan sebagai berikut, pada saat mesin beroperasi, oli dari sistem pelumasan di-*supply* ke pompa *gear* seperti pada Gambar 2.9. Pompa *gear* menyebabkan tekanan oli meningkat sampai pada nilai yang ditentukan oleh pegas pada klep pelepasan (*spring relief valve*). Tekanan oli dipertahankan pada ruangan berbentuk cincin (*annular space*) pada katup *pilot* bagian plunyer (*pilot valve plunger*) dan lubang dalam *bushing* katup *pilot*. Pada suatu seting kecepatan yang ditentukan, pegas melepaskan gaya yang melawan gaya sentrifugal dari putaran bandul. Pada saat kedua gaya ini setimbang maka plunyer katup *pilot* menutup lubang (*port*) bagian bawah pada *bushing* katup *pilot*. Jika beban mesin meningkat, putaran mesin menurun. Penurunan putaran mesin ini akan menyebabkan posisi dari bandul menguncup. Oli yang tertekan akan diterima *piston servo motor* dan menyebabkannya muncul. Gerakan keatas dari *piston servo motor* ini akan ditransmisikan melalui lengan ke tuas pengatur bahan bakar, sehingga menaikkan jumlah bahan bakar yang diinjeksikan ke ruang bakar. Oli yang menekan *piston servo motor* ke atas juga akan memaksa *piston buffer* bergerak ke atas karena tekanan oli pada kedua sisi tidak sama. Gerakan ke atas dari piston ini akan menekan *pegas buffer* bagian atas dan melepaskan tekanan pada pegas *buffer* bagian bawah. Gerakan ini menyebabkan tekanan setimbang sehingga *piston servo motor* berhenti bergerak ke atas dan menghentikan koreksi *supply* bahan bakar sebelum kecepatan mesin naik terlalu tinggi melewati setting *enjin* semula.



Gambar 2.9 Sistem pengendalian governor tipe mekanis-hidrolik (*woodward governor*)

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

2.4.3 Unjuk Kerja Mesin Diesel

Karakteristik operasi dan unjuk kerja dari mesin diesel biasanya berhubungan dengan (Heywood, 1988):

1. Daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Untuk pengukuran digunakan peralatan yang dinamakan *dynamometer*. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel yang dikopel dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai Daya Efektif pada Generator (N_e). Hubungan tersebut dinyatakan dengan rumus (<https://elearning.pln-pusdiklat.co.id>):

$$N_e = \frac{\sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos\phi}{1000} \quad (\text{kW}) \quad (2.20)$$

dimana:

$\sqrt{3}$ = konstanta untuk generator 3 fasa

V = tegangan listrik (Volt)

I = arus (Ampere)

$\text{Cos } \phi$ = faktor daya listrik (0,8)

2. Torsi

Torsi merupakan gaya yang bekerja pada poros engkol (*crankshaft*). Torsi adalah hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan N.m (SI) atau ft.lb (*British*). Dalam prakteknya, torsi dari engine berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu berkendara, ataupun terperosok.

$$M_t = \frac{973,365476 \cdot N_e}{n} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}) \quad (2.21)$$

dimana:

N_e = daya efektif (kW)

n = putaran mesin (rpm)

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

besar. Semakin besar putaran mesin, maka torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

3. Tekanan Efektif Rata-rata (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.

$$\text{BMEP} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_t \cdot z}{10000 \cdot A \cdot l} \quad (\text{kg/cm}^2) \quad (2.22)$$

dimana:

M_t = Torsi (kg.m)

A = luas penampang *piston* (m²)

l = panjang langkah *piston* (m)

z = 1 (motor 2-langkah) atau 2 (motor 4-langkah)

4. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Konsumsi bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption, sfc*) adalah jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) HP selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan bahan bakar Q (ml) dalam waktu s (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar bhp (HP) maka pemakaian bahan bakar per jam bahan bakar adalah:

$$\dot{m} = \frac{3600 \cdot m_{bb}}{s} \quad (\text{kg/jam}) \quad (2.23)$$

Sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah:

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{Ne} \quad (\text{kg/kW.jam}) \quad (2.24)$$

Untuk penggunaan dua bahan bakar yaitu *syngas* batubara-minyak solar (Tippawong, 2006), besar pemakaian bahan bakar spesifiknya yaitu:

$$sfc_d = \frac{\dot{m}_{syngas} + \dot{m}_{d \text{ solar}}}{Ne_d} \quad (\text{kg/kW.jam}) \quad (2.25)$$

dimana:

\dot{m}_{bb} = *mass flowrate* bahan bakar per jam (kg/jam)

\dot{m}_{syngas} = *mass flowrate* bahan bakar gas per jam (kg/jam)

$\dot{m}_{d \text{ solar}}$ = *mass flowrate* bakar minyak solar per jam (kg/jam)

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:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flowrate bahan bakar} \cdot \text{Nilai kalor bawah bahan bakar}} \times 100\% \quad (2.26)$$

Untuk sistem *single fuel* dapat ditulis:

$$\eta_{th \ s} = \frac{Ne_s}{\dot{m}_s \cdot Q_s} \times 100\% \quad (2.27)$$

Untuk efisiensi termal mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi gas hasil gasifikasi-minyak solar (Tippawong, 2006), persamaannya adalah:

$$\eta_{th \ d} = \frac{Ne_d}{\dot{m}_{d \text{ solar}} \cdot Q_{solar} + \dot{m}_{syngas} \cdot Q_{syngas}} \times 100\% \quad (2.28)$$

Dimana Q adalah nilai kalor bawah (*Lower Heating Value*, LHV) atau panas pembakaran bawah 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. LHV dapat dinyatakan dengan rumus empiris (bahan bakar solar) sebagai berikut:

$$\text{LHV} = [16280 + 60(\text{API})] \text{ Btu/lb} \quad (2.29)$$

dimana:

$$1 \text{ Btu/lb} = 2,326 \text{ kJ/kg}$$

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

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:

$$\text{API} = \frac{141,5}{\text{Spesific Gravity pada } 60^\circ\text{F}} - 131,5 \quad (2.30)$$

dimana *specific gravity* untuk bahan bakar mesin diesel adalah 0,84.

2.5 Dual Fuel Engine

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

2.5.1 Prinsip Kerja *Dual Fuel Engine*

Dalam sistem ini bahan bakar gas disebut sebagai bahan bakar primer dan bahan bakar minyak solar disebut sebagai bahan bakar sekunder yang bertindak sebagai *pilot fuel* (Bedoya, 2009).

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

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

2.5.2 Keuntungan dan Kerugian dari Sistem *Dual Fuel*

Pada dasarnya mesin diesel yang menggunakan sistem *dual fuel* memiliki keuntungan dan kerugian (Luft, 2008). Beberapa keuntungan yang mungkin terjadi antara lain:

1. Kemudahan men-*start* mesin, karena pada saat *start* hanya minyak solar yang digunakan sebagai bahan bakar.
2. Kemungkinan untuk mengurangi gas emisi yang berbahaya karena bahan bakar utama/primer (LNG, biogas, *syngas*, dll) sangat mudah bercampur dengan udara, selama langkah isap dan kompresi, membentuk campuran bahan bakar gas-udara

yang homogen yang mana menguntungkan apabila dilihat dari sudut pandang komposisi gas buang,

3. Tanpa harus melakukan perubahan yang mendasar pada mesin diesel untuk melengkapi sistem *dual fuel*. Hanya dengan menambahkannya pada saluran isap.
4. Semakin tinggi rasio kompresi, semakin baik efisiensinya.
5. Apabila ada masalah dengan suplai gas, maka secara otomatis bahan bakar yang digunakan adalah minyak solar. Sehingga mesin diesel tetap bisa beroperasi.

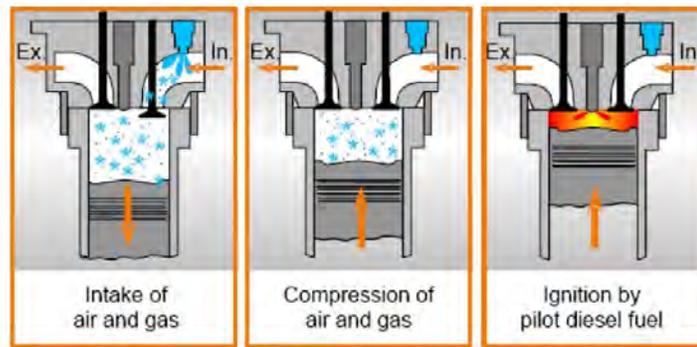
Sementara kerugian yang mungkin terjadi antara lain, adalah:

1. Masih memerlukan minyak solar sebagai *pilot fuel* untuk memulai pembakaran, karena bahan bakar gas seperti CNG dan *syngas* memiliki temperatur nyala sendiri yang lebih tinggi.
2. Kemungkinan bahwa pembakaran yang tidak terkontrol dari campuran udara-bahan bakar gas di akhir langkah kompresi, khususnya pada beban tinggi, ketika campuran yang ditekan menjadi lebih kaya. Satu cara yang dapat dilakukan untuk mengatasi fenomena ini adalah mengurangi campuran udara-bahan bakar gas.
3. Kemungkinan terjadi *knocking* atau ketukan saat terjadi pembakaran bahan bakar gas-udara, setelah bagian *pilot fuel* terbakar. Cara untuk mencegah fenomena ini adalah dengan memasang sensor *knocking* dan menunda injeksi dari *pilot fuel*.

2.5.3 Teknologi Sistem *Dual Fuel* pada Mesin Diesel Saat ini

1. *Low Pressure Injected Gas* (LPIG)

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



Gambar 2.10 Model sistem *Low Pressure Injected Gas* (Nasution, 2010)

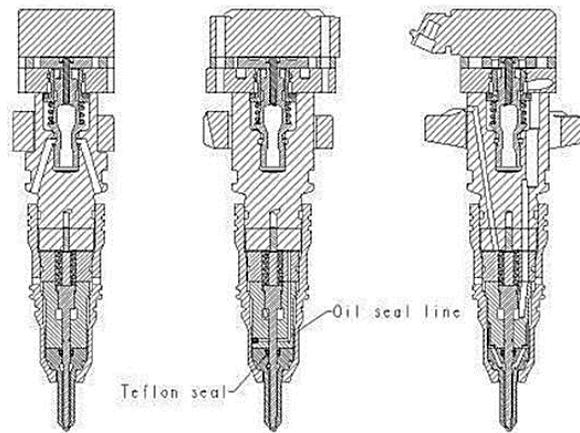
Berdasarkan gambar 2.10. terlihat bahwa fungsi *Gas Nozzle* hanyalah sebagai katup untuk buka tutup aliran gas menuju ruang bakar yang ritmenya diatur berdasarkan *timing* saat katup isap terbuka. Oleh sebab itu tekanan gas tersebut tidaklah besar.

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

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

2. *High Pressure Injected Gas* (HPIG)

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



Gambar 2.11 Tampak potong mesin diesel yang menggunakan *High Pressure Injected Gas (Direct Injection Natural Gas, DING)* (<http://energyefficiencyasia.org>, 2011)

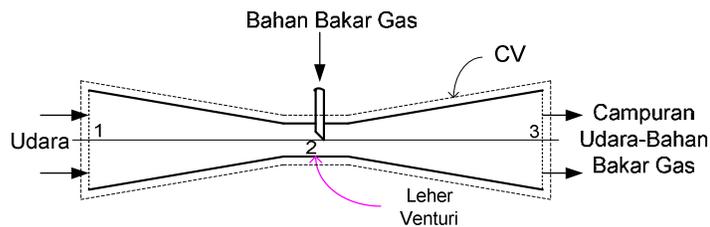
Keuntungan memakai sistem ini adalah bahan bakar gas hanya diinjeksikan setelah katup buang tertutup sehingga mencegah terbuangnya sebagian bahan bakar gas bersamaan dengan gas buang hasil pembakaran.

Kerugian yang dari pemakaian sistem ini antara lain selain alat membutuhkan biaya yang lebih mahal adalah apabila suplai gas terputus dan mesin diesel berjalan dengan 100 % bahan bakar diesel terus menerus maka akan terjadi kerusakan pada *mechanical valve* yang menggunakan model *Cam Actuated Gas Valve*. Karena itu diperlukan desain khusus pada *mechanical valve* yang memungkinkan masuknya oli pelumas pada *mechanical valve* saat suplai bahan bakar gas terhenti. Selain itu kekurangan dari model ini adalah diperlukannya modifikasi pada kepala silinder mesin diesel untuk menempatkan injektor gas.

3. *Combustion Air Gas Integration*

Model ini bekerja dengan mencampur udara-bahan bakar gas sebelum memasuki saluran hisap atau sebelum memasuki kompresor-*turbocharger* apabila mesin diesel yang digunakan adalah *turbocharged system*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan diperkirakan sama dengan tekanan udara luar/sekitar, bahkan untuk menjaga agar tidak terjadi kebocoran gas saat mesin diesel tidak beroperasi maka tekanan keluaran *gas pressure regulator* diatur sedikit lebih rendah dari

tekanan udara sekitar. Sistem pencampuran dilakukan dengan alat yang dinamakan *mixer* yang diletakkan pada saluran isap mesin diesel. *Mixer* tersebut berbentuk venturi seperti terlihat pada gambar 2.12, dan mekanismenya dengan memanfaatkan beda tekanan antara gas keluaran *pressure regulator* dan area dari leher venturi. Area leher venturi memiliki tekanan yang paling rendah, sehingga memungkinkan gas keluaran *pressure regulator* masuk ke dalam *mixer* tersebut.



Gambar 2.12 Skema pencampuran gas-udara dengan mekanisme venturi

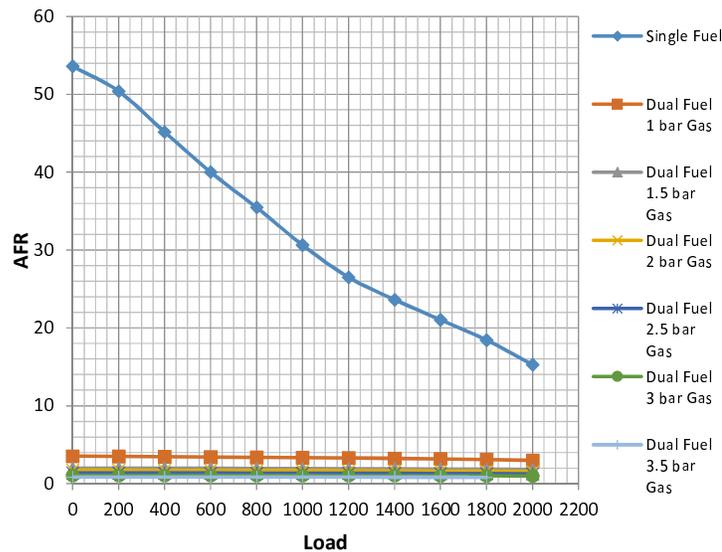
Luas penampang sisi masuk udara pada venturi sama dengan pipa saluran udara dan tekanan udara di titik 1 pada *control volume* diketahui dalam perencanaan *mixer*. Sementara pada leher venturi tekanan udara yang terjadi saat mesin beroperasi bernilai tertentu di bawah dari tekanan gas minimal yang keluar dari *pressure regulator valve*. *Mixing jet* dipakai untuk mencegah akumulasi *syngas* pada saluran isap sehingga tidak ada udara masuk ke dalam ruang bakar.

Keuntungan dari pemakaian sistem seperti ini antara lain murah secara ekonomis dibandingkan dengan dua sistem sebelumnya karena tidak menggunakan injektor maupun pompa bertekanan tinggi dan tidak membutuhkan model yang rumit sehingga apabila siplai gas habis atau tersendat maka sistem akan langsung bekerja dengan 100% bahan bakar diesel. Sedangkan kerugian dari sistem ini adalah adanya kemungkinan sebagian gas keluar bersama gas buang pada saat katup isap dan buang berada pada posisi terbuka.

2.5.4 Penelitian Sebelumnya tentang Sistem *Dual Fuel*

1. Penelitian oleh Sauliar (2010)

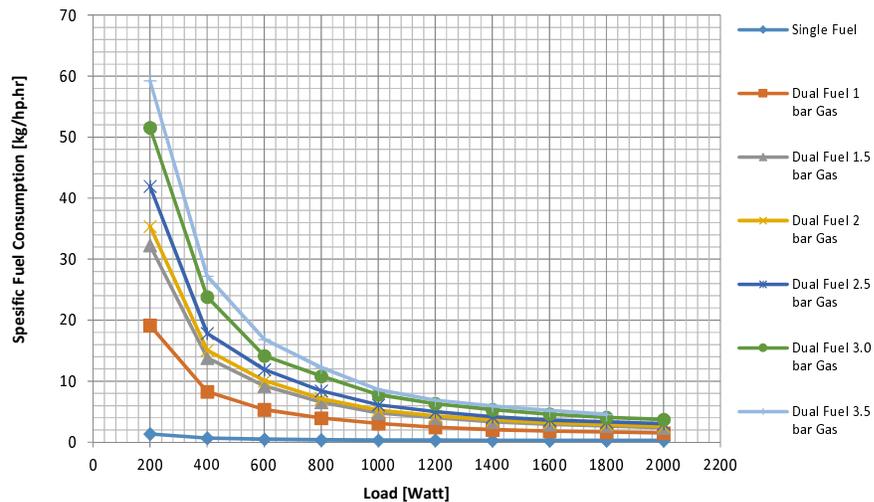
Penelitian yang dilakukan oleh Sauliar mengaplikasikan biogas hasil gasifikasi sekam padi dengan metode pemasukan biogas menggunakan *mixer venturi* yang dipasang pada *intake manifold*, hanya saja pada penelitian ini sistem pasokan udara bakarnya masih menggunakan sistem *naturally aspirated* dimana gas yang masuk melalui saluran isap akan mengurangi jumlah udara yang masuk ke ruang bakar sehingga campuran udara-bahan bakar menjadi kaya, pemakaian bahan bakar yang lebih banyak, bahan bakar tidak terbakar sempurna atau terbuang melalui saluran buang. Hal ini dapat dilihat dari hasil pengujian sistem *dual fuel* yaitu AFR yang kurang dari 5 (gambar 2.13), dimana AFR operasional mesin diesel standar berada dalam kisaran $18 \leq AFR \leq 70$ (Heywood, 1988). Sementara minyak solar tersubstitusi mencapai 57%.



Gambar 2.13 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik (Sauliar, 2010)

Perbedaan yang sangat besar antara AFR *single fuel* dengan *dual fuel* pada grafik di atas disebabkan jumlah bahan bakar yang masuk dalam sistem *dual fuel* jauh lebih besar yang disebabkan besarnya laju alir massa *syngas*, meskipun dengan penambahan *syngas* laju alir massa minyak solar berkurang. Sementara mesin

diesel yang digunakan adalah *naturally aspirated* yang otomatis dengan bertambahnya laju alir massa *syngas* akan mengurangi laju alir massa udara yang masuk melalui *intake manifold*. Serta bertambahnya beban listrik menyebabkan AFR berkurang disebabkan penambahan beban listrik sejalan dengan penambahan bahan bakar minyak solar, sementara laju alir massa udara selalu konstan untuk setiap satu kondisi variasi tekanan *syngas*.



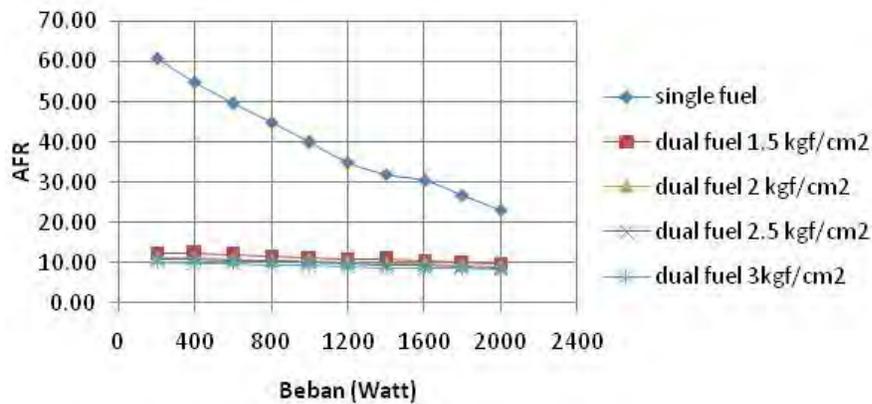
Gambar 2.14 SFC *dual fuel* fungsi beban listrik (Sauliar, 2010)

Penelitian Sauliar (2013) pada gambar 2.14 menunjukkan nilai sfc yang terus mengalami penurunan seiring kenaikan beban listrik dan bertambahnya daya yang dihasilkan oleh mesin. Artinya dengan meningkatnya daya dan beban listrik peran gas untuk menggantikan minyak solar semakin banyak serta semakin banyak energi yang terkandung dalam bahan bakar yang dapat dikonversi menjadi energi mekanik karena *syngas* lebih cepat untuk mencapai homogenitas campuran udara-bahan bakar.

2. Penelitian oleh Santoso (2013)

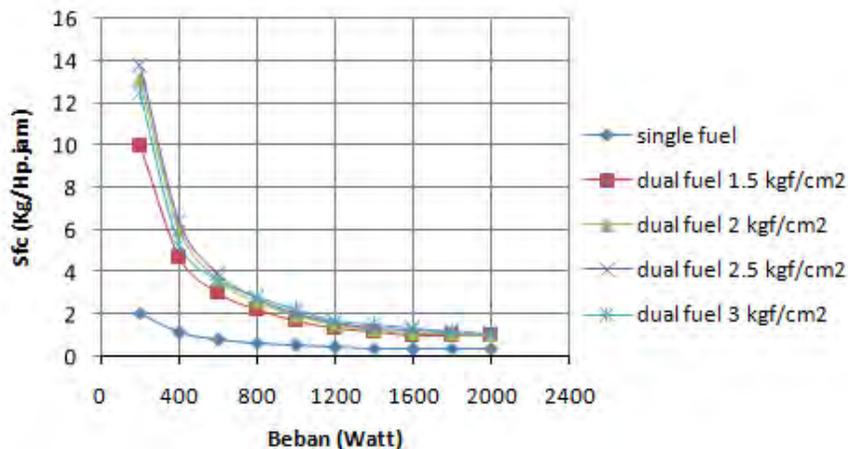
Penelitian yang dilakukan oleh Santoso pada sistem *dual fuel* menggunakan minyak solar dan biogas hasil gasifikasi dari kotoran sapi dengan metode pemasukan biogas sama dengan yang dilakukan oleh Sauliar yaitu *mixer venturi*.

Pada penelitian ini sistem pasokan udara bakar sudah menggunakan blower untuk mengatasi jumlah udara yang berkurang akibat diaplikasikannya gas pada saluran isap, hanya saja penggunaan blower belum cukup untuk memenuhi jumlah udara bakar yang dibutuhkan karena faktor kebutuhan tekanan udara yang masuk ke ruang bakar yang tinggi saat semakin banyaknya gas yang masuk ke saluran isap. Hal ini dapat dilihat dari hasil pengujian sistem *dual fuel* yaitu AFR berkisar antara 9 hingga 19 (gambar 2.15) dan solar yang tersubstitusi mencapai 76,21%.



Gambar 2.15 Rasio udara-bahan bakar (AFR) fungsi beban listrik (Santoso, 2013)

Pada grafik di atas, saat pengujian *single fuel* nilai AFR berkisar antara 26 – 76 yang mana ini berarti pengujian *single fuel* sudah memenuhi syarat AFR operasional mesin diesel standar. Sedangkan untuk pengujian *dual fuel* nilai AFR berkisar antara 9 – 19, ini berarti bahwa pengujian *dual fuel* masih belum memenuhi syarat AFR walaupun sudah digunakannya *blower* untuk menambah pasokan udara bakar. Seiring bertambahnya beban listrik, jumlah bahan bakar minyak solar juga bertambah karena mesin harus menghasilkan daya yang semakin besar pula, akan tetapi hal tersebut tidak diimbangi dengan bertambahnya pasokan udara bakar sehingga mengakibatkan nilai AFR juga semakin menurun. Pasokan udara dalam penelitian tersebut tidak mengikuti kenaikan beban atau dengan kata lain putaran *blower* adalah konstan.

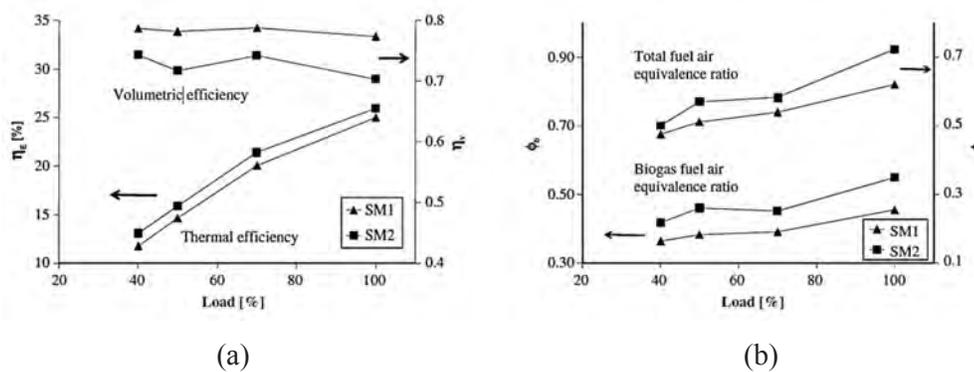


Gambar 2.16 SFC *dual fuel* fungsi beban listrik (Santoso, 2013)

Penelitian Santoso (2013) pada gambar 2.16 menunjukkan nilai sfc yang juga terus mengalami penurunan seiring kenaikan beban listrik dan bertambahnya daya yang dihasilkan oleh mesin. Artinya dengan meningkatnya daya dan beban listrik jumlah gas yang menggantikan minyak solar semakin banyak serta semakin banyak energi yang terkandung dalam bahan bakar yang dapat dikonversi menjadi energi mekanik.

3. Penelitian oleh Bedoya (2009)

Bedoya melakukan pengujian unjuk kerja mesin diesel sistem *dual fuel* dengan dua percobaan dimana minyak solar dan biosolar sebagai bahan bakar utama dan biogas sebagai campurannya. Pada percobaan pertama pasokan udara bakar dilakukan secara alami (*naturally aspirated*) dengan minyak solar sebagai bahan bakar *pilot* (*pilot fuel*). Sedangkan pada percobaan berikutnya sistem pasokan udara bakar menggunakan *supercharger* dengan bahan bakar *pilot* menggunakan biosolar minyak palm. Dari kedua percobaan tersebut kemudian dibandingkan hasilnya, substitusi penuh dapat dicapai pada saat menggunakan bahan bakar campuran biosolar minyak palm dimana terjadi peningkatan rasio ekivalen biogas-udara sekitar 6% dan pengurangan konsumsi minyak solar sebesar 10% serta efisiensi termal meningkat hingga hampir 8% (gambar 2.17).

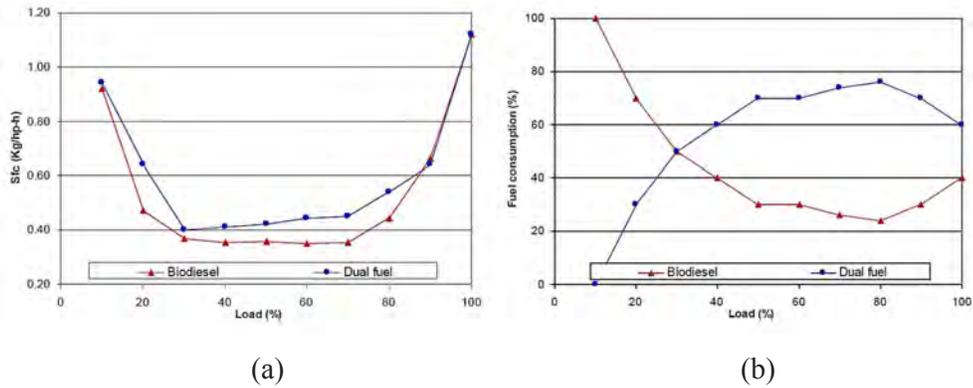


Gambar 2.17 (a). Variasi efisiensi termal (η_E) dan efisiensi volumetrik (η_v) fungsi beban listrik sistem *dual fuel* dan (b). Variasi rasio ekivalen biogas-udara (ϕ_b) dan rasio ekivalen bahan bakar total (ϕ) fungsi beban listrik sistem *dual fuel* (Bedoya, 2009)

Pada gambar 2.17 (a) peningkatan efisiensi termal pada pengujian kedua (SM2) terjadi karena mekanisme pencampuran minyak solar dengan biogas yang lebih baik sehingga proses pembakaran juga lebih baik dan secara keseluruhan efisiensi volumetrik mengalami penurunan saat dibanding dengan pengujian pertama (SM1). Pada pengujian kedua ini laju alir biogas konstan dan jumlah bahan bakar minyak solar mengikuti variasi beban listrik sehingga menghasilkan konsumsi minyak solar yang menurun. Sebagai konsekuensinya energi yang terbuang melalui saluran buang juga berkurang seiring naiknya efisiensi termal. Gambar 2.17 (b) menunjukkan rasio ekivalen biogas-udara yang juga mengalami peningkatan pada pengujian kedua.

4. Penelitian oleh Sudarmanta (2009)

Pada penelitian yang dilakukan oleh Sudarmanta menggunakan bahan bakar utama biosolar dan bahan bakar campurannya menggunakan biogas hasil gasifikasi sekam padi dengan metode pemasukan biogas menggunakan *mixer* venturi yang dipasang pada saluran isap dan sistem pasokan udara bakarnya menggunakan sistem *naturally aspirated* dan kemudian dilakukan uji pembebanan listrik hingga 3 kWe. Hasil dari pengujian ini adalah untuk mengetahui *Specific Fuel Consumption* (SFC) dan persentase konsumsi bahan bakar, ditunjukkan pada gambar 2.18.



Gambar 2.18 (a). SFC fungsi beban listrik dan (b). Persentase konsumsi bahan bakar fungsi beban listrik (Sudarmanta, 2009)

Hasil yang didapatkan dari pengujian ini adalah jika dibandingkan dengan sistem *single fuel*, pada gambar 2.18 (a) nilai SFC *dual fuel* menjadi lebih tinggi dikarenakan nilai kalor bawah dari *syngas* lebih rendah dibanding biosolar. Aplikasi sistem *dual fuel* dengan rasio udar-gas 1 : 1, dapat mengurangi konsumsi biosolar hingga 60% seperti yang ditunjukkan gambar 2.18 (b).

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Pengujian dilakukan pada diesel engine constant speed electrical dynamometer. Pengujian dilakukan pada mesin sebagai alat uji dengan poros utama yang telah terkopel langsung dengan electrical generator sebagai electrical dynamometer. Pengujian dilakukan di *plant* gasifikasi Gending, Sidoarjo.

True experimental method pada penelitian ini dibagi atas 2 (dua) kelompok, yaitu:

1. Kelompok kontrol adalah mesin diesel menggunakan minyak solar,
2. Kelompok uji adalah mesin diesel menggunakan sistem *dual fuel*.

3.2 Alat Uji

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

1. Mesin diesel dengan spesifikasi:

- Merk : Isuzu
- Model : C240
- Karakteristik mesin : 4 langkah, pendingin air, segaris vertikal
- Konfigurasi valve : *over head*
- Aspirasi : *naturally aspirated*
- Tipe injeksi : *Indirect*
- Jumlah silinder : 4 (empat)
- Diameter x langkah (mm) : 86 x 102
- Volume langkah (Lt) : 2,369
- Rasio kompresi : 20 : 1
- SFC min. pada beban penuh (g/kW.h) : 260

- Net Performance (ISO 3046)
 - Daya output maks. (kW/rpm) : 39/3000
 - Torsi maks. (N.m) : 142
- Daya output dengan generator set (kW) – *condition of net power*
 - 1500 rpm (*stand by*) : 21
 - 1500 rpm (*prime*) : 19,1
 - 1800 rpm (*stand by*) : 25,8
 - 1800 rpm (*prime*) : 23,2
- Laju bahan bakar (mm³/s) : 37,3
- Sistem bahan bakar : *by plunger and nozzle*
high press. solid injection type
- Governor : *RSV variable speed control mechanical*
governor
- Sistem pelumasan : *full forced pressure feed type*
- Sistem pendinginan : *water circulation type by pressurized*
centrifugal vane type by vee belt driven
- Kapasitas minyak pelumas (Lt) : 8
- Kapasitas pendingin (Lt) : 5,2
- Motor starter (V–kW) : 12–2,2
- Alternator (V–A) : 12–35

2. Generator listrik/*electrical dynamometer* dengan spesifikasi:

- Merk : Leroy Somer
- Model : 42.2S5 J 6/4
- Frekuensi (Hz) : 50
- RPM : 1500
- Protection : IP23
- Cos Ø : 0,8
- Th. Class : H
- AVR : R250 *shunt*
- Excitation values

Full load (V/A)	: 40/1,6
No load (A)	: 0,5
• <i>Tension voltage</i> (V)	: 380
• <i>Phase</i>	: 3
• Koneksi	: Y
• Cont (kVA)	: 20
• Base (kW)	: 16

3. Beban Listrik.

Beban listrik menggunakan *load bank tipe element heater*. Adalah sebuah alat pembebanan *dummy* yang tersusun dari sejumlah *element heater* dengan kapasitas (yang digunakan dalam penelitian ini) 60 kW dengan nilai $\cos \phi = 1$. Elemen ini terbuat dari kawat nikelin yang terbungkus gips dan pipa bersirip dan kemudian dialiri udara dari *fan/blower* hingga cukup untuk membantu membuang panas yang dihasilkan dan pengujian dapat dilakukan secara kontinyu. Dalam proses pembebanan dilakukan secara bertahap menggunakan MCB (*Mechanical Circuit Breaker*) kapasitas 4kW hingga 16 kW dengan interval 4 kW.

4. Bahan bakar minyak solar.

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

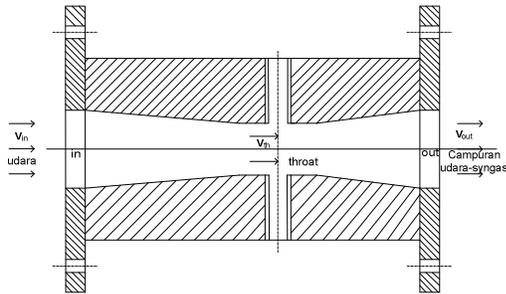
5. Bahan bakar gas hasil gasifikasi batubara.

Bahan bakar gas yang digunakan adalah *syngas* hasil gasifikasi batubara dari *gasifier tipe updraft* yang disimpan dalam tabung bertekanan 8 bar.

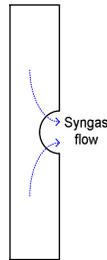
6. *Supercharger* untuk menambah jumlah udara masuk.

7. Mixer untuk mencampur/memasukkan *syngas* batubara ke dalam saluran *intake*.

Proses pemasukan *syngas* dengan sistem *dual fuel* menggunakan *mixer* sebagai tempat udara dan *syngas* dicampur sebelum masuk ke dalam ruang bakar, *mixer* dibuat dengan bentuk venturi. *Mixer* dipasang pada saluran masuk (*intake manifold*) udara.



Gambar 3.1 Skema *mixer*



Gambar 3.2 *Mixing jet*

Atas pertimbangan kemungkinan bahwa besarnya tekanan *syngas* yang keluar dari *pressure regulator* akan menyebabkan udara segar yang masuk ke ruang bakar menjadi terhambat, maka dipasang alat di antara dua saluran masuk *syngas* ke dalam *mixer* yang berada di sekitar *throat* seperti pada gambar 3.2. yang dinamakan *mixing jet*. Alat ini berupa silinder *hollow* (bukan pejal) yang ditambah satu lubang di tengah untuk keluaran *syngas* yang masuk dari kedua ujung lubang silinder dan pada pemasangannya lubang tersebut mengarah ke katup *intake*.

3.3 Alat ukur

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

1. Gelas Ukur.

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar minyak solar yang dikonsumsi oleh mesin diesel.

2. Stopwatch

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

3. Pitot static tube dan Manometer U

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar *syngas* dan udara masuk (*air intake*) yang disuplai ke ruang bakar.

4. Amperemeter dan Voltmeter

Alat ini digunakan untuk mengukur arus listrik (I) dan tegangan listrik (V) yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik.

5. Termometer digital & termokopel

Alat ini digunakan untuk mengukur cairan pendingin, mesin diesel, gas buang dan minyak pelumas.

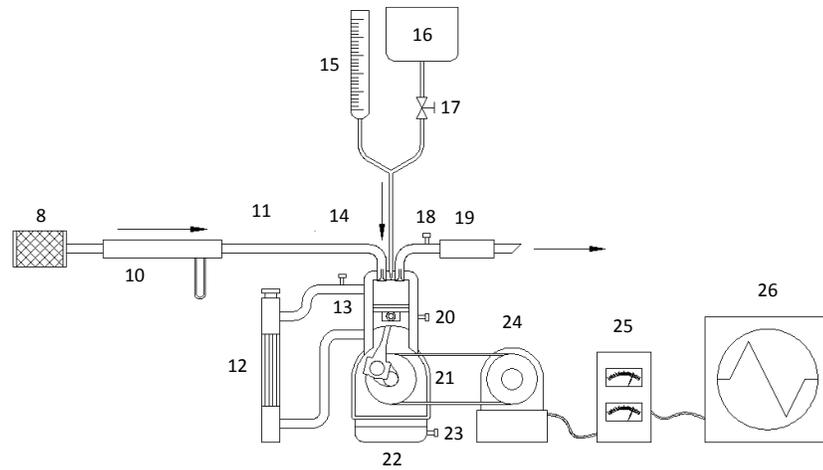
6. Tachometer digital

Alat ini digunakan untuk mengukur putaran engine.

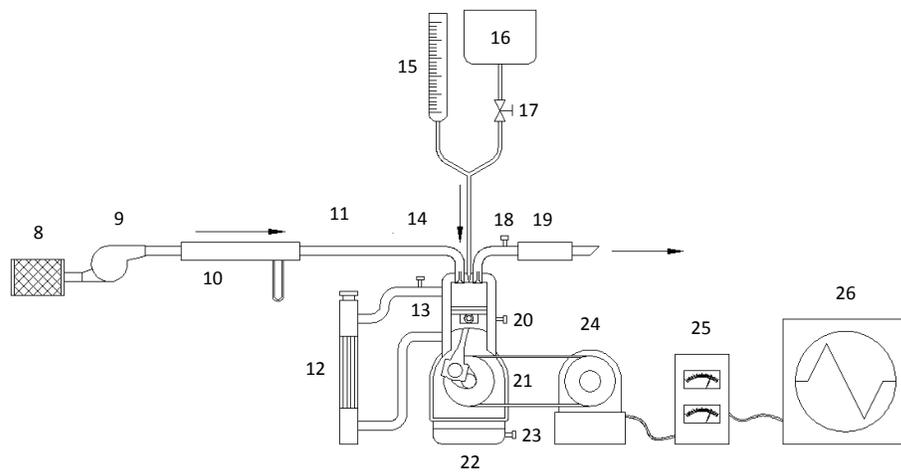
3.4 Prosedur Pengujian

Secara garis besar dalam pengujian yang dilakukan dengan sistem *dual fuel* ini untuk mengoptimalkan pemakaian *syngas* batubara dengan mengatur tekanan gas keluaran *pressure regulator valve* dan tekanan udara masuk dari *supercharger*, sehingga pemakaian minyak solar bisa seminimal mungkin. Semakin bertambahnya jumlah *syngas* batubara yang masuk ke ruang bakar maka porsi udara pembakaran juga perlu ditambah agar campuran udara bakar–bahan bakar gas berada pada kondisi stoikiometri.

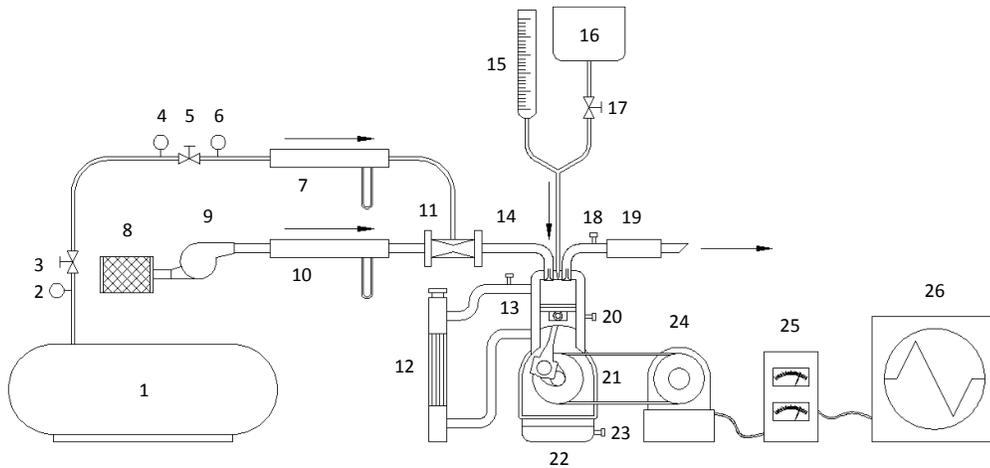
Berikut ini adalah gambar skema pengujian yang akan dilakukan:



Gambar 3.3 Skema pengujian *single fuel naturally aspirated* (N/A)



Gambar 3.4 Skema pengujian *single fuel supercharged* (S/C)



Gambar 3.5 Skema pengujian *dual fuel*

Keterangan gambar:

- | | |
|--|---|
| (1) Tabung <i>syngas</i> | (14) <i>Intake manifold</i> |
| (2) <i>Pressure gauge syngas</i> | (15) Gelas ukur |
| (3) <i>Isolation valve syngas</i> | (16) Tanki isi ulang minyak solar |
| (4) <i>Pressure gauge tekanan tinggi</i> | (17) <i>Isolation valve</i> tanki isi ulang |
| (5) <i>Pressure regulator valve</i> | (18) Termokopel gas buang |
| (6) <i>Pressure gauge tekanan rendah</i> | (19) <i>Exhaust manifold</i> |
| (7) Manometer untuk <i>syngas</i> | (20) Termokopel mesin diesel |
| (8) Saringan udara | (21) Mesin diesel |
| (9) <i>Supercharger</i> | (22) Bak minyak pelumas |
| (10) Manometer untuk udara | (23) Termokopel minyak pelumas |
| (11) <i>Mixer venturi</i> | (24) Generator |
| (12) Radiator | (25) Ampere dan volt meter |
| (13) Termokopel cairan pendingin | (26) Load bank elektrik |

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, pelumas, sistem pendinginan, sistem bahan bakar, sistem udara masuk, tekanan *syngas* dalam tabung dan kesiapan generator listrik.
2. Memeriksa kondisi sistem pembebanan, sistem kelistrikan dan sambungan-sambungan listrik yang ada.
3. Memeriksa kesiapan alat-alat ukur.
4. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

3.4.2 Pengujian pada Kondisi Standar dengan Bahan Bakar Minyak Solar

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

1. Menghidupkan mesin diesel.
2. Melakukan pemanasan mesin diesel selama ± 20 menit hingga temperatur mesin mencapai temperatur kondisi operasi.
3. Mengatur pembebanan pada mesin diesel mulai 4 kW (25 %) sampai dengan 16 kW (100 %) dengan interval kenaikan setiap 4 kW (25 %) dengan tetap menjaga putaran mesin sebesar 1500 rpm setiap pembebanan.
4. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
 - Waktu konsumsi minyak solar setiap 25 ml.
 - Beda ketinggian manometer U.
 - Temperatur mesin, pelumas, cairan pendingin, gas buang.
 - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
5. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka beban diturunkan secara bertahap hingga beban nol.
6. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama ± 5 menit.
7. Mesin dimatikan dan ditunggu kembali dingin.

3.4.3 Pengujian dengan Bahan Bakar Kombinasi *Syngas*–Minyak Solar

1. Memasang *mixer*.
2. Memasang *pressure regulator valve* sebagai pengatur pemasukan gas.

3. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin diesel, pembebanan dan kelistrikan, serta sistem penyuplai bahan bakar gas (*syngas*) dan minyak solar.
4. Menghidupkan mesin diesel dengan menggunakan minyak solar sebagai bahan bakar, tanpa memberikan beban dan membiarkannya hingga ± 20 menit.
5. Mengatur mass flowrate *syngas* dengan cara mengatur bukaan *pressure regulator valve* pada tekanan 0,5 bar.
6. Memberikan beban mulai dari 4 kW (25 %) sampai dengan 16 kW (100 %) dengan interval kenaikan setiap 4 kW (25 %).
7. Setiap variasi beban, tekanan *syngas* (*gas pressure*) dan udara masuk, putaran engine harus tetap dijaga konstan 1500 rpm.
8. Setiap kenaikan beban, maka dilakukan pencatatan terhadap:
 - Waktu konsumsi minyak solar setiap 25 ml.
 - Beda ketinggian manometer U.
 - Temperatur mesin, pelumas, cairan pendingin, gas buang.
 - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
9. Setelah pengambilan data seluruhnya selesai dilakukan, kemudian beban listrik diturunkan secara bertahap dan kemudian mengurangi jumlah aliran *syngas* yang masuk ke ruang bakar hingga tidak ada lagi suplai gas yang masuk ke *mixer*.
10. Membiarkan mesin diesel dalam kondisi tanpa beban kira-kira 5 menit, lalu mesin diesel dimatikan.
11. Mengulangi langkah 1 sampai dengan 10 dengan variasi tekanan tahap selanjutnya hingga sampai pada tahap tekanan *syngas* 2 bar.

3.5 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:

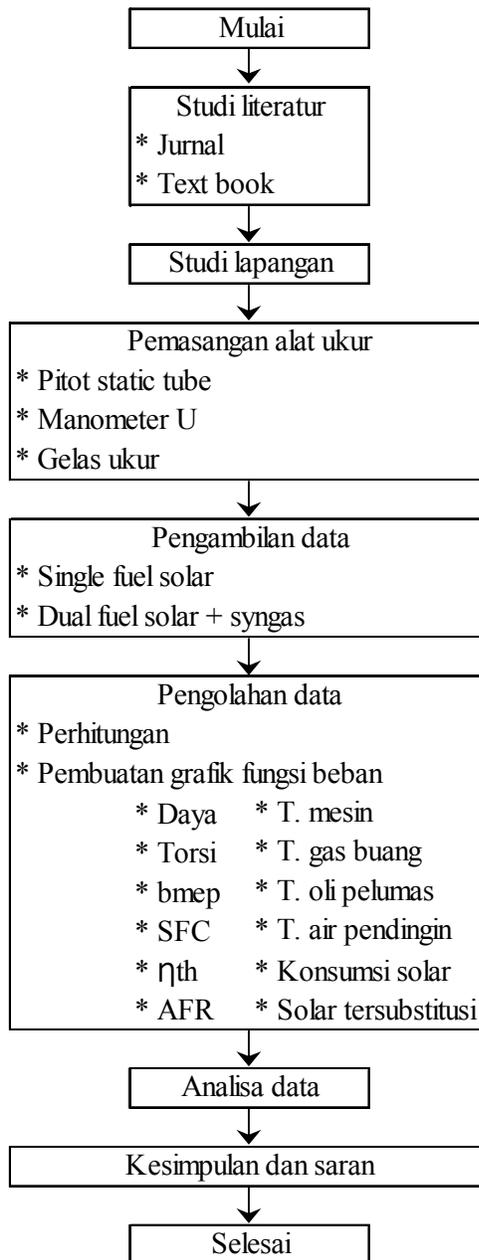
Tabel 3.1 Parameter eksperimen

Parameter Input			Parameter Output	
Konstan	Bervariasi		Diukur	Dihitung
	Tekanan Gas	Beban Listrik		
<ul style="list-style-type: none"> • Tipe generator set mesin diesel • Putaran mesin diesel 1500 rpm • Bahan bakar solar • Bahan bakar <i>syngas</i> batubara • Mixer • Tipe <i>supercharger</i> 	• 0,5 bar	<ul style="list-style-type: none"> • <i>No load</i> • 4 kW hingga 16 kW dengan interval 4 kW 	<ul style="list-style-type: none"> • Konsumsi bahan bakar minyak solar • Flowrate udara • Flowrate <i>syngas</i> • Temp. cairan pendingin • Temp. mesin diesel • Temp. gas buang • Temp. minyak pelumas • Arus • Tegangan 	<ul style="list-style-type: none"> • Daya • Torsi • Bmep • SFC • Efisiensi • AFR • Solar tersubstitusi
	• 1 bar	<ul style="list-style-type: none"> • <i>No load</i> • 4 kW hingga 16 kW dengan interval 4 kW 		
	• 1,5 bar	<ul style="list-style-type: none"> • <i>No load</i> • 4 kW hingga 16 kW dengan interval 4 kW 		
	• 2 bar	<ul style="list-style-type: none"> • <i>No load</i> • 4 kW hingga 16 kW dengan interval 4 kW 		

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

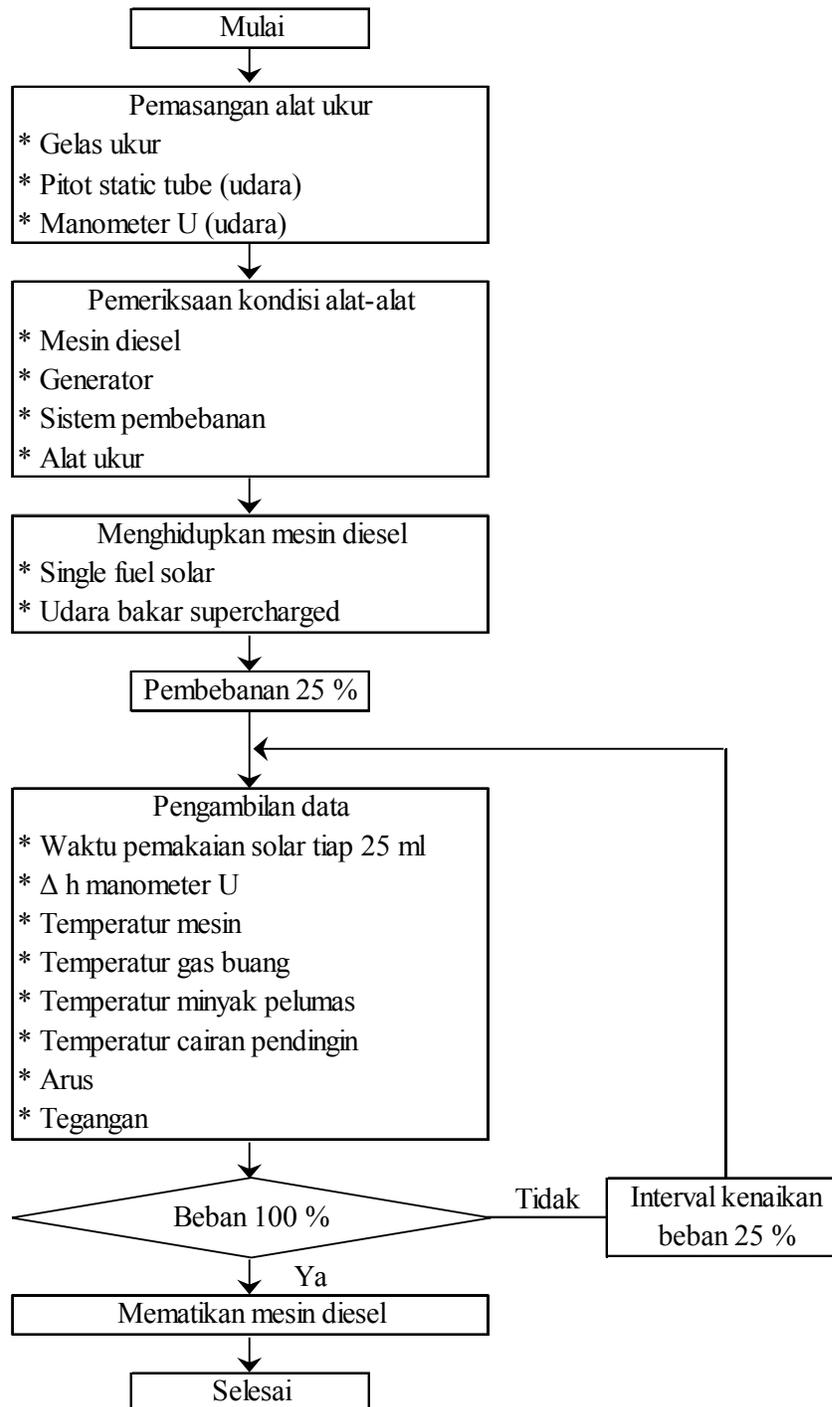
- Daya efektif
- Torsi
- Tekanan efektif rata-rata
- SFC
- Efisiensi termal
- AFR
- Temperatur mesin
- Temperatur gas buang
- Temperatur minyak pelumas
- Temperatur cairan pendingin
- Konsumsi minyak solar
- Solar tersubstitusi

3.6 Flowchart Penelitian



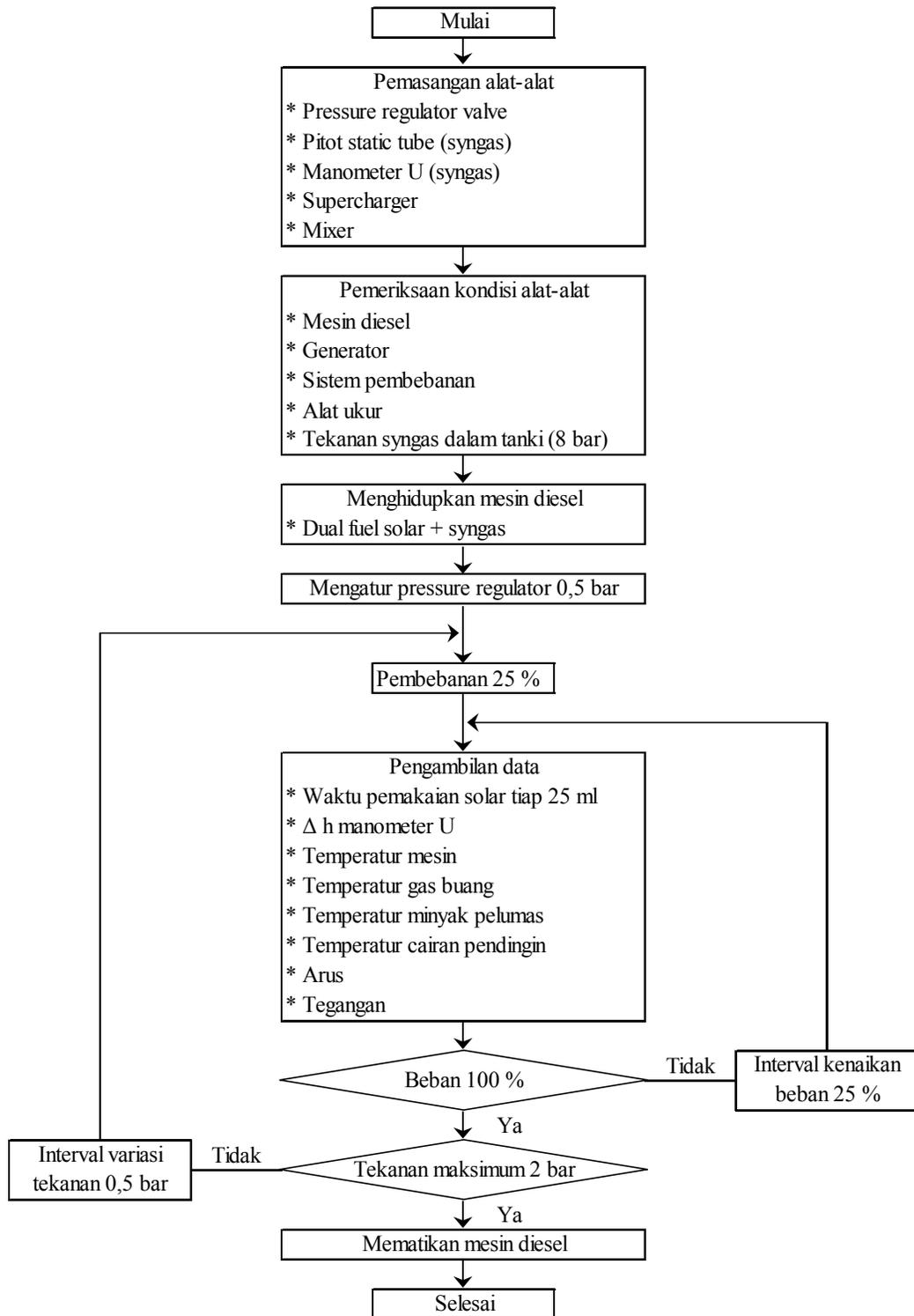
Gambar 3.6 Flowchart penelitian

3.6.1 Pengujian Sistem *Single Fuel*



Gambar 3.7 Flowchart pengujian sistem *single fuel*

3.6.2 Pengujian Sistem *Dual Fuel*



Gambar 3.8 Flowchart pengujian sistem *dual fuel*

BAB IV

HASIL DAN ANALISA DATA

4.1 Pengambilan Data

Pada eksperimen ini didapatkan data-data yang harus diolah lebih lanjut untuk mendapatkan karakter unjuk kerja mesin diesel generator set sistem *dual fuel* solar dan *syngas* batubara. Untuk itu perlu didapatkan parameter-parameter dengan cara diukur dan dihitung. Parameter yang diukur adalah putaran mesin, temperatur (mesin, gas buang, pelumas dan cairan pendingin), besaran arus dan tegangan serta \dot{m} udara dan solar. Sedangkan untuk parameter yang dihitung meliputi daya mesin (daya efektif), torsi, tekanan efektif rata-rata (*brake mean effective pressure*), *specific fuel consumption* (SFC), solar tersubstitusi, efisiensi termal, *air fuel ratio* (AFR).

Adapun *syngas* batubara yang digunakan dalam dalam penelitian ini memiliki komposisi sebagai berikut:

- CO : 21,6 %
- CH₄ : 2,0 %
- H₂ : 11,3 %
- N₂ : 55,1 %
- O₂ : 8,8 %
- CO₂ : 1,2 %
- LHV : 1128,178 kcal/kg

Karena komposisi *syngas* yang mudah terbakar hanya memiliki prosentase 21,6 % (CO), 2,0 % (CH₄) dan 11,3 % (H₂) atau total kandungan gas yang bisa terbakar adalah 34,9 %, maka *syngas* hanya memiliki LHV yang sangat kecil jika dibandingkan dengan minyak solar, yaitu 1128,178 kcal/kg berbanding 10800 kcal/kg atau 1 : 9,57 sehingga dibutuhkan laju alir massa *syngas* yang sangat besar guna mendekati nilai kalor minyak solar.

Agar didapatkan data pembandingan dalam penelitian ini yang lebih tepat, maka dilakukan pengujian awal saat mesin dioperasikan dengan bahan bakar solar dengan pasokan udara *naturally aspirated* dan solar dengan *supercharger*. Beban listrik tertinggi yang dapat dicapai oleh generator set adalah 15,5 kW (96,875 %). Saat pengujian dengan sistem *dual fuel* pada tekanan *syngas* 1,5 bar dan 2 bar, pengambilan data tidak dapat dilakukan pada pengujian tanpa beban (*no load test*) dan pada beban penuh. Hal ini dikarenakan pada saat *no load test* putaran mesin terendah lebih dari 1500 rpm. Begitu juga saat beban penuh, pada tekanan 1,5 bar temperatur mesin sudah mencapai 98 °C dan pada tekanan 2 bar generator set mengalami *trip*, sehingga data yang didapat pada tekan *syngas* 1,5 bar dan 2 bar hanya data pada beban 25 % hingga 75 % saja.

4.2 Perhitungan Unjuk Kerja

Perhitungan unjuk kerja diambil pada data penelitian saat mesin dengan bahan bakar tunggal dan ganda pada tekanan 0,5 bar. Data yang digunakan pada contoh perhitungan ini merupakan data yang diambil saat kondisi beban penuh. Berikut adalah contoh perhitungan unjuk kerja mesin diesel generator set:

4.2.1 Laju Alir Massa Fluida (\dot{m})

Laju alir massa fluida dalam pipa dapat dihitung berdasarkan perbedaan tinggi cairan (Δh) di dalam tabung manometer U dimana dalam penelitian ini cairan yang digunakan adalah minyak tanah dengan massa jenis 800 kg/m³. Perhitungan menggunakan persamaan Bernoulli dimana persamaan tersebut digunakan untuk menghitung kecepatan fluida sehingga laju alir massa fluida akan didapat.

Persamaan 2.19

$$V = \sqrt{\frac{2\rho'gh}{\rho}} \text{ (m/s)}$$

Laju alir massa fluida:

$$\dot{m} = 3600 \rho VA \text{ (kg/h)}$$

Laju alir massa fluida untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban penuh.

Kecepatan udara:

$$V_{s \text{ udara}} = \sqrt{\frac{2 \rho_{\text{minyak tanah}} g \Delta h}{\rho_{\text{udara}}}} \quad (\text{m/s})$$

$$V_{s \text{ udara}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 800 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,006 \text{ m}}{1,15092 \text{ kg/m}^3}} \quad (\text{m/s})$$

$$V_{s \text{ udara}} = 9,045812 \text{ m/s}$$

Laju alir massa udara:

$$\dot{m}_{s \text{ udara}} = 3600 \cdot \rho_{\text{udara}} \cdot V_{s \text{ udara}} \cdot A_{\text{pipa udara}} \quad (\text{kg/h})$$

$$\dot{m}_{s \text{ udara}} = 3600 \cdot 1,15092 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,045812 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{\pi}{4} (0,0554 \text{ m})^2\right)$$

$$\dot{m}_{s \text{ udara}} = 90,299298 \text{ kg/h}$$

Laju alir massa solar:

$$\dot{m}_{\text{solar}} = 3600 \cdot Q_{\text{solar}} \cdot \rho_{\text{solar}} \quad (\text{kg/h})$$

$$\dot{m}_{\text{solar}} = 3600 \cdot 1,023 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \cdot 840 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{kg/h})$$

$$\dot{m}_{\text{solar}} = 3,09204 \text{ kg/h}$$

Laju alir massa fluida untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban penuh.

Kecepatan udara:

$$V_{d \text{ udara}} = \sqrt{\frac{2 \rho_{\text{minyak tanah}} g \Delta h}{\rho_{\text{udara}}}} \quad (\text{m/s})$$

$$V_{d \text{ udara}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 800 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,004 \text{ m}}{1,15092 \text{ kg/m}^3}} \quad (\text{m/s})$$

$$V_{d \text{ udara}} = 7,385875 \text{ m/s}$$

Kecepatan *syngas*:

$$V_{syngas} = \sqrt{\frac{2 \rho_{\text{minyak tanah}} g \Delta h}{\rho_{syngas}}} \quad (\text{m/s})$$
$$V_{syngas} = \sqrt{\frac{2 \cdot 800 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,008 \text{ m}}{0,990597 \text{ kg/m}^3}} \quad (\text{m/s})$$
$$V_{syngas} = 11,258772 \text{ m/s}$$

Laju alir massa udara:

$$\dot{m}_{s \text{ udara}} = 3600 \cdot \rho_{\text{udara}} \cdot V_{d \text{ udara}} \cdot A_{\text{pipa udara}} \quad (\text{kg/h})$$
$$\dot{m}_{s \text{ udara}} = 3600 \cdot 1,15092 \text{ kg/m}^3 \cdot 7,385875 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{\pi}{4} (0,0554 \text{ m})^2\right)$$
$$\dot{m}_{s \text{ udara}} = 73,729068 \text{ kg/h}$$

Laju alir massa *syngas*:

$$\dot{m}_{s \text{ udara}} = 3600 \cdot \rho_{syngas} \cdot V_{syngas} \cdot A_{\text{pipa syngas}} \quad (\text{kg/h})$$
$$\dot{m}_{s \text{ udara}} = 3600 \cdot 0,990597 \text{ kg/m}^3 \cdot 11,258772 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{\pi}{4} (0,0224 \text{ m})^2\right)$$
$$\dot{m}_{s \text{ udara}} = 15,81453 \text{ kg/h}$$

Laju alir massa solar:

$$\dot{m}_{\text{solar}} = 3600 \cdot Q_{d \text{ solar}} \cdot \rho_{\text{solar}} \quad (\text{kg/h})$$
$$\dot{m}_{\text{solar}} = 3600 \cdot 8,665 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3/\text{s} \cdot 840 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{kg/h})$$
$$\dot{m}_{\text{solar}} = 2,6203729 \text{ kg/h}$$

4.2.2 Daya Efektif (Ne)

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

$$Ne = \frac{\sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos \varphi}{1000} \quad (\text{kW})$$

Daya untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban penuh.

$$Ne_s = \frac{\sqrt{3} \cdot 392,6 \text{ Volt} \cdot 22,8 \text{ Ampere} \cdot 0,8}{1000} \quad (\text{kW})$$

$$Ne_s = 12,4 \text{ kW}$$

Daya untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban penuh.

$$Ne_d = \frac{\sqrt{3} \cdot 392,4 \text{ Volt} \cdot 22,8 \text{ Ampere} \cdot 0,8}{1000} \quad (\text{kW})$$

$$Ne_d = 12,38 \text{ kW}$$

4.2.3 Torsi

Torsi merupakan gaya yang bekerja pada poros engkol (*crankshaft*). Torsi adalah hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan Nm (SI) atau ft.lb (*British*).

$$Mt = \frac{973,365476 \cdot Ne}{n} \quad (\text{kg. m})$$

Torsi untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban penuh.

$$Mt_s = \frac{973,365476 \cdot Ne_s}{n} \quad (\text{kg. m})$$

$$Mt_s = \frac{973,365476 \cdot 12,4 \text{ kW}}{1500 \text{ rpm}} \quad (\text{kg. m})$$

$$Mt_s = 8,05 \text{ kg. m}$$

Torsi untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban penuh.

$$M_t = \frac{973,365476 \cdot N_{e_d}}{n} \quad (\text{kg. m})$$

$$M_{t_d} = \frac{973,365476 \cdot 12,38 \text{ kW}}{1500 \text{ rpm}} \quad (\text{kg. m})$$

$$M_{t_d} = 8,03 \text{ kg. m}$$

4.2.4 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 bekerja sepanjang *volume* langkah *piston* sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif.

$$\text{BMEP} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_t \cdot z}{10000 \cdot A \cdot l} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

BMEP untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban penuh.

$$\text{BMEP}_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{t_s} \cdot z}{10000 \cdot A \cdot l} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot 8,05 \text{ kg. m} \cdot 2}{10000 \cdot 0,0058059 \text{ m}^2 \cdot 0,102 \text{ m}} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_s = 17,09 \text{ kg/cm}^2$$

BMEP untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban penuh.

$$\text{BMEP}_d = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{t_d} \cdot z}{10000 \cdot A \cdot l} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_d = \frac{2 \cdot \pi \cdot 8,03 \text{ kg. m} \cdot 2}{10000 \cdot 0,0058059 \text{ m}^2 \cdot 0,102 \text{ m}} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_d = 17,06 \text{ kg/cm}^2$$

4.2.5 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Pemakaian bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption, sfc*) adalah jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) HP selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan bahan bakar m (kg) dalam waktu s (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar sekian HP maka pemakaian bahan bakar per jam bahan bakar adalah:

$$\text{SFC} = \frac{\dot{m}_{\text{bahan bakar}}}{N_e} \quad (\text{kg/kW.h})$$

SFC untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban penuh.

$$\text{SFC}_s = \frac{\dot{m}_{\text{solar}}}{N_{e_s}} \quad (\text{kg/kW.h})$$

$$\text{SFC}_s = \frac{3,09 \text{ kg/h}}{12,4 \text{ kW}} \quad (\text{kg/kW.h})$$

$$\text{SFC}_s = 0,249 \text{ kg/kW.h}$$

SFC untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban penuh.

$$\text{SFC}_d = \frac{\dot{m}_{\text{d solar}} + \dot{m}_{\text{syngas}}}{N_{e_d}} \quad (\text{kg/kW.h})$$

$$\text{SFC}_d = \frac{(2,62 + 15,82) \text{ kg/h}}{12,38 \text{ kW}} \quad (\text{kg/kW.h})$$

$$\text{SFC}_d = 1,489 \text{ kg/kW.h}$$

SFC solar untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban penuh.

$$\text{SFC}_{\text{d solar}} = \frac{\dot{m}_{\text{d solar}}}{N_{e_d}} \quad (\text{kg/kW.h})$$

$$SFC_{d \text{ solar}} = \frac{2,62 \text{ kg/h}}{12,38 \text{ kW}} \text{ (kg/kW.h)}$$

$$SFC_{d \text{ solar}} = 0,212 \text{ kg/kW.h}$$

4.2.6 Bahan Bakar Solar Tersubstitusi

Menurut Praptijanto, prosentase bahan bakar *syngas* menggantikan porsi solar dihitung dengan persamaan di bawah ini:

$$\text{Fuel subs.} = \frac{sfc_s - sfc_{d \text{ solar}}}{sfc_s} \times 100\%$$

Solar tersubstitusi untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban penuh.

$$\text{Fuel subs.} = \frac{(0,249 - 0,212) \text{ kg/kW.h}}{0,249 \text{ kg/kW.h}} \times 100\%$$

$$\text{Fuel subs.} = 15,1 \%$$

4.2.7 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. Untuk efisiensi termal mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi gas hasil gasifikasi-minyak solar dituliskan dalam persamaan:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flowrate bahan bakar} \cdot \text{Nilai kalor bawah bahan bakar}} \times 100\%$$

Efisiensi termal untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban penuh.

$$\eta_{th s} = \frac{N_{e_s}}{\dot{m}_s \cdot Q_s} \times 100\%$$

$$\eta_{th s} = \frac{860,42 \cdot 12,4 \text{ kW}}{3,09204 \text{ kg/h} \cdot 10800 \text{ kcal/kg}} \times 100\%$$

$$\eta_{th s} = 31,96 \%$$

Efisiensi termal untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban penuh.

$$\eta_{th d} = \frac{Ne_d}{\dot{m}_{d solar} \cdot Q_{solar} + \dot{m}_{syngas} \cdot Q_{syngas}} \times 100\%$$

$$\eta_{th d} = \frac{860,42 \cdot 12,38 \text{ kW}}{2,6203729 \text{ kg/h} \cdot 10800 \text{ kcal/kg} + 15,81453 \text{ kg/h} \cdot 1128,178 \text{ kcal/kg}} \times 100\%$$

$$\eta_{th d} = 23,09 \%$$

4.2.8 Rasio Udara dan Bahan Bakar (AFR)

Merupakan perbandingan antara massa dari udara dan bahan bakar pada suatu titik tinjau. Secara simbolis, AFR dihitung sebagai:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bahan bakar}}$$

AFR untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban penuh.

$$AFR_s = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_s}$$

$$AFR_s = \frac{90,299298 \text{ kg/h}}{3,09204 \text{ kg/h}}$$

$$AFR_s = 29,2$$

AFR untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban penuh.

$$AFR_d = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{d solar} + \dot{m}_{syngas}}$$

$$AFR_d = \frac{73,729068 \text{ kg/h}}{(2,6203729 + 15,81453) \text{ kg/h}}$$

$$AFR_d = 4$$

4.3 Analisa Unjuk Kerja

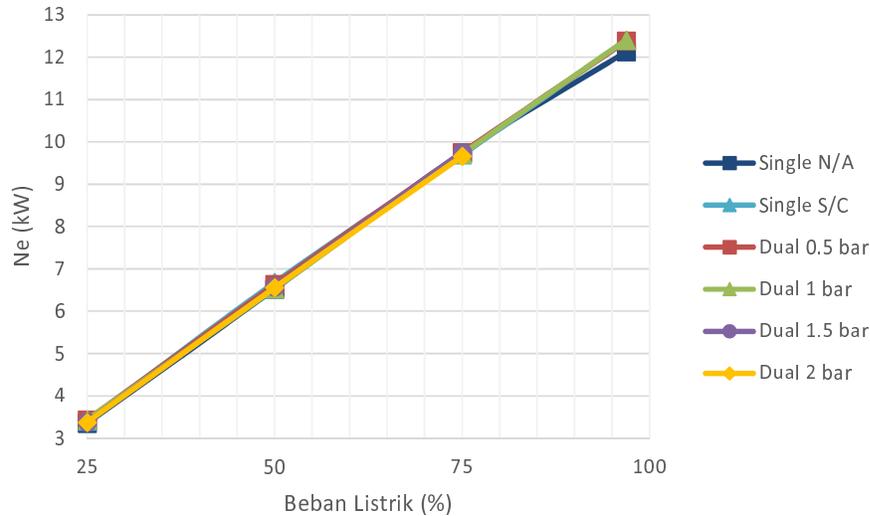
Setelah dilakukan perhitungan unjuk kerja pada data-data pengujian, maka hasil perhitungan ditampilkan dalam bentuk grafik fungsi beban listrik terhadap:

- Daya efektif
- Torsi
- Tekanan efektif rata-rata
- SFC
- Efisiensi termal
- AFR
- Temperatur mesin
- Temperatur gas buang
- Temperatur minyak pelumas
- Temperatur cairan pendingin
- Konsumsi minyak solar
- Solar tersubstitusi

yang mana pada tiap gambar grafik unjuk kerja menampilkan data semua sesi pengujian yang ditulis dalam *legend*, dengan keterangan:

- *Single (N/A)* : pengujian pada *single fuel* tanpa *supercharger (naturally aspirated)*
- *Single (S/C)* : pengujian pada *single fuel* dengan *supercharger*
- *Dual 0,5 bar* : pengujian pada *dual fuel* dengan tekanan *syngas* 0,5 bar
- *Dual 1 bar* : pengujian pada *dual fuel* dengan tekanan *syngas* 1 bar
- *Dual 1,5 bar* : pengujian pada *dual fuel* dengan tekanan *syngas* 1,5 bar
- *Dual 2 bar* : pengujian pada *dual fuel* dengan tekanan *syngas* 2 bar

4.3.1 Daya Efektif (Ne)



Gambar 4.1 Daya efektif fungsi beban listrik

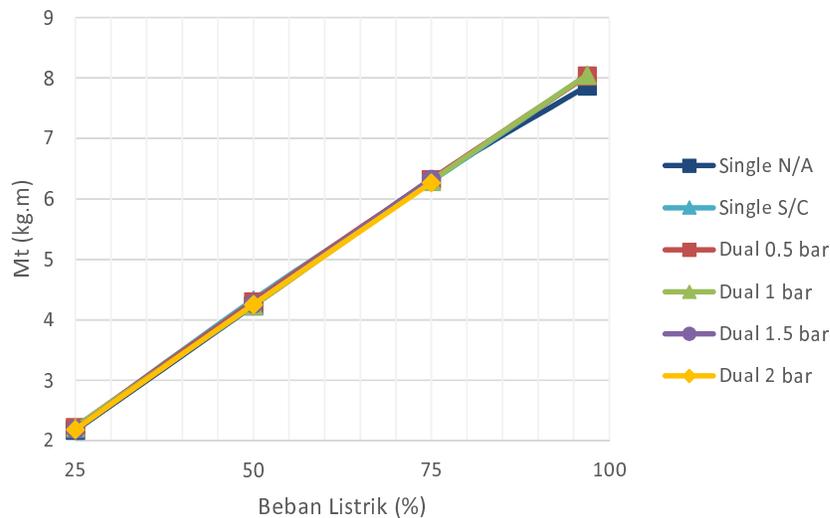
Unit generator set tersebut bekerja dengan menghasilkan tegangan listrik dimana putaran generator harus dijaga konstan pada 1500 rpm untuk mendapatkan tegangan listrik tetap, sementara pada saat beban listrik ditambah maka akan menyebabkan putaran generator yang diputar oleh mesin akan turun. Putaran tersebut diperoleh dengan melakukan kontrol pada jumlah bahan bakar minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar melalui mekanisme pada pompa injeksi minyak solar. Setiap penambahan beban listrik maka jumlah minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan lebih banyak untuk menjaga putaran mesin konstan. Untuk mekanisme pada *dual fuel*, bahan bakar gas yang masuk dijaga konstan sesuai dengan tekanan yang diatur melalui tekanan keluar pada *pressure regulator*, sementara jumlah minyak solar diatur pada pompa injeksi untuk mendapatkan putaran yang konstan pada 1500 rpm.

Sehingga analisa yang dapat dinyatakan adalah daya yang diperlukan akan naik dengan bertambahnya beban listrik yang diberikan sebagai kompensasi bertambahnya bahan bakar yang masuk ke ruang bakar. Bahan bakar yang bertambah banyak menyebabkan semakin banyak energi yang dapat dikonversi

menjadi energi panas dan mekanik dengan udara yang cukup. Energi menjadikan daya mesin semakin besar sesuai dengan beban yang diberikan kepada mesin.

Idealnya untuk putaran mesin konstan daya akan naik sebanding dengan bertambahnya beban. Untuk beban 4 hingga 15,5 kW mengikuti idealnya kenaikan daya yang linier dengan kenaikan beban. Kemudian perubahan besaran daya antara dua sistem (*single fuel* dan *dual fuel*) relatif kecil, hal ini disebabkan perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh genertor juga relatif kecil. Sedangkan jika ditinjau dari nilai kalor bahan bakar, *syngas* batubara (1128,178 kcal/kg) memiliki nilai kalor yang jauh lebih kecil dibandingkan dengan nilai kalor minyak solar (10800 kcal/kg). Artinya, penambahan energi untuk mesin juga relatif kecil saat mesin dioperasikan dengan sistem *dual fuel* sehingga perbedaan daya antara kedua sistem bahan bakar juga kecil.

4.3.2 Torsi



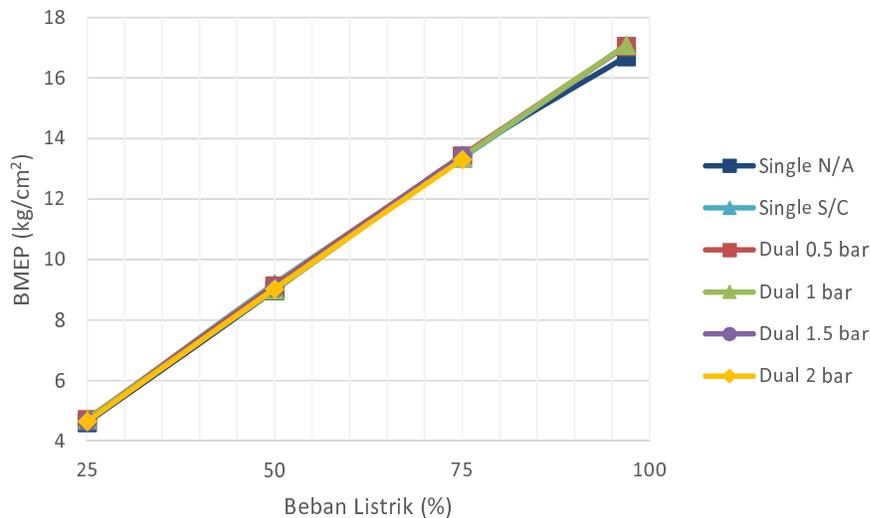
Gambar 4.2 Torsi fungsi beban listrik

Grafik torsi mesin fungsi beban listrik ini memiliki karakteristik yang sama dengan grafik daya efektif. Torsi merupakan ukuran kemampuan dari mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu

beban diberikan ke poros mesin. Sehingga dapat disimpulkan secara sederhana bahwa torsi akan semakin besar, apabila beban yang diberikan juga semakin besar. Karena dalam pengujian penelitian ini putaran mesin dijaga konstan, maka perubahan nilai torsi bergantung variasi daya efektif yang pada akhirnya bentuk grafik yang ditunjukkan sama dengan bentuk grafik yang ditunjukkan oleh grafik daya efektif fungsi beban listrik.

Perubahan torsi antara dua sistem (*single fuel* dan *dual fuel*) relatif kecil, dikarenakan perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh genertor juga relatif kecil. Secara umum penambahan jumlah *syngas* yang masuk ke ruang bakar akan membuat torsi yang dihasilkan oleh mesin semakin besar, karena semakin banyak bahan bakar yang masuk ke ruang bakar yang kemudian diubah menjadi energi mekanik mengatasi beban pada poros mesin.

4.3.3 Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)



Gambar 4.3 BMEP fungsi beban listrik

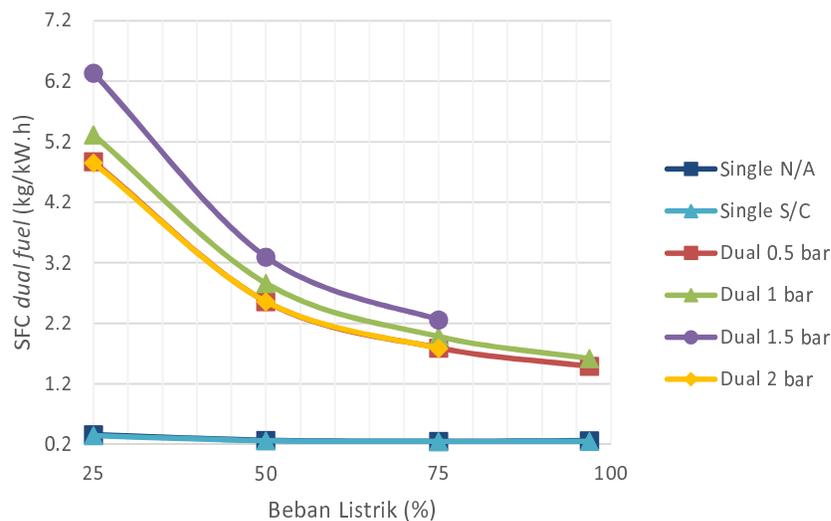
Secara umum penambahan jumlah *syngas* yang masuk ke ruang bakar akan membuat bmeP yang dihasilkan oleh mesin semakin besar. Proses pembakaran campuran udara-bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston untuk

melakukan langkah kerja. Grafik bmep terlihat mempunyai kecenderungan naik seiring dengan bertambahnya beban.

Apabila ditinjau dari fenomena yang terjadi di dalam mesin, kenaikan beban akan menyebabkan perubahan AFR (*air-fuel ratio*) ke arah campuran kaya bahan bakar. Semakin banyak bahan bakar yang diledakkan di ruang bakar, maka tekanan ekspansi yang dihasilkan juga akan semakin besar. Hal inilah yang menyebabkan terjadinya kenaikan bmep seiring dengan kenaikan beban.

Apabila kita generalisir maka bentuk grafik bmep fungsi beban listrik di atas membentuk garis lurus linier mengikuti bentuk ideal dari grafik bmep fungsi beban listrik dengan mengabaikan bentuk perbedaan nilai bmep yang cukup kecil antara masing-masing garis sesuai dengan variasi laju alir massa *syngas*. Dalam penelitian ini putaran mesin dijaga konstan 1500 rpm sehingga perubahan tekanan antara dua sistem (*single fuel* dan *dual fuel*) relatif kecil, hal ini juga akibat dari perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh genertor juga relatif kecil.

4.3.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)



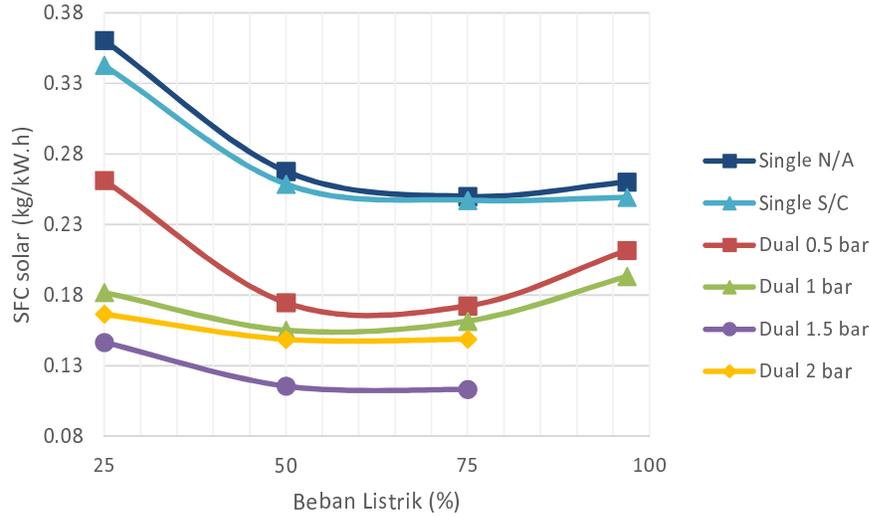
Gambar 4.4 SFC *dual fuel* fungsi beban listrik

Dari gambar di atas terlihat pada tekanan 1,5 bar adalah kondisi maksimum dengan nilai sfc dan persentase penggantian minyak solar paling besar dimana engine tidak mati pada saat beban listrik nol. Akan tetapi pada beban maksimum 15,5 kW nilai sfc dan besar penggantian minyak solar tidak dapat ditampilkan karena mesin mati. Kemudian pada tekanan 1 bar adalah kondisi dimana beban listrik maksimum (15,5 kW) dapat tercapai tanpa mesin mati.

Apabila diambil satu kondisi beban listrik maka akan terlihat setiap penambahan *syngas* akan membuat nilai sfc semakin besar. Hal ini disebabkan laju alir massa *syngas* semakin besar. Apabila kita lihat pada beban listrik 25% (4 kW), maka besar sfc pada *dual fuel* naik sampai 15,6 kali dari kondisi *single fuel*. Hal ini disebabkan laju alir massa *syngas* sangat besar dibandingkan minyak solar. Akan tetapi selisih tersebut semakin kecil sampai hanya 7,9 kalinya karena laju alir massa minyak solar semakin kecil seiring dengan kenaikan beban listrik, dimana dalam hal ini massa bahan bakar selalu konstan sementara waktu konsumsi bahan bakar semakin sedikit saat beban listrik ditambah. Demikian pula saat penggunaan *syngas* dimana meskipun waktu yang diperlukan untuk konsumsi minyak solar semakin lama, akan tetapi saat setingan awal laju alir massa *syngas* sudah sangat besar melebihi laju alir massa minyak solar dan hal ini sangat terasa pada saat beban rendah.

Nilai sfc yang tinggi ini juga dikarenakan LHV *syngas* yang begitu kecil jika dibandingkan LHV minyak solar, yaitu 1 : 9,57 sehingga untuk menggantikan porsi minyak solar dibutuhkan laju alir massa *syngas* yang besar.

Penelitian yang dilakukan Sauliar (2010) dan Santoso (2013) pada gambar 2.15 dan 2.17 menunjukkan trend nilai sfc yang juga terus mengalami penurunan seiring kenaikan beban listrik dan bertambahnya daya yang dihasilkan oleh mesin. Artinya dengan meningkatnya daya dan beban listrik jumlah gas yang menggantikan minyak solar semakin banyak serta semakin banyak energi yang terkandung dalam bahan bakar yang dapat dikonversi menjadi energi mekanik meskipun konsumsi solar meningkat seiring kenaikan beban listrik.



Gambar 4.5 SFC solar fungsi beban listrik

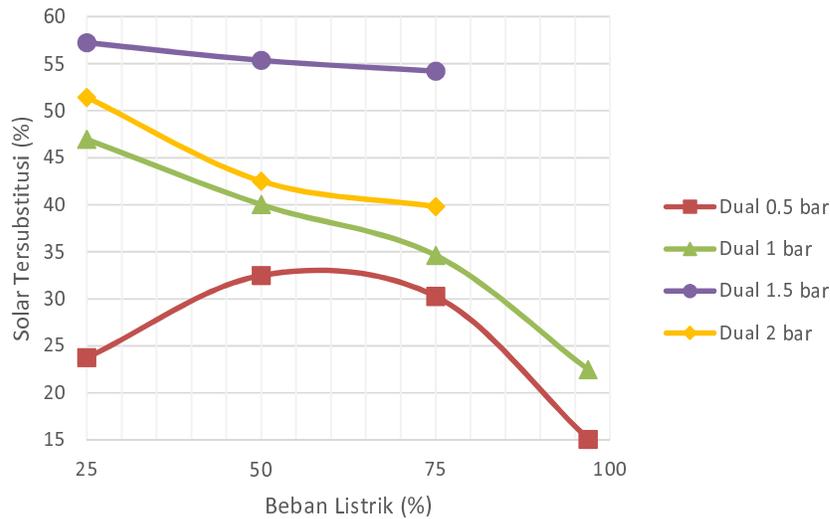
Pada gambar di atas menunjukkan perbandingan konsumsi bahan bakar spesifik minyak solar saja untuk *single fuel* dan pada saat *dual fuel* dioperasikan. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa secara umum konsumsi minyak solar mengalami penurunan dengan adanya penambahan jumlah *syngas* yang masuk ke dalam ruang bakar melalui variasi tekanan *syngas*. Ini berarti bahwa jumlah *syngas* yang masuk ke ruang bakar dapat menggantikan sejumlah bahan bakar minyak solar untuk mendapatkan daya yang dibutuhkan untuk mengatasi beban listrik.

Dari grafik terlihat bahwa *sfc* tertinggi pada saat beban terendah dan terus mengalami penurunan dengan bertambahnya beban hingga paling rendah rata-rata pada beban 50 % hingga 75 %, kemudian *sfc* untuk minyak solar naik kembali. Daya mesin naik seiring dengan kenaikan beban listrik sementara waktu konsumsi bahan bakar minyak solar semakin singkat. Pada kisaran beban 50 % hingga 75 % adalah kondisi optimal dimana waktu dan daya yang dihasilkan memberikan nilai *sfc* paling rendah. Fenomena yang ditampilkan dalam kondisi ini adalah AFR pada pengujian mesin putaran stasioner selalu berubah berdasarkan beban yang diberikan. Namun tidak setiap nilai AFR dapat menghasilkan pembakaran yang optimal. Pada beban kecil, AFR yang terbentuk adalah campuran yang lebih miskin sehingga untuk menghasilkan daya efektif sebesar 1 hp selama 1 jam dibutuhkan

lebih banyak campuran bahan bakar. Semakin besar beban maka AFR akan bergeser ke arah campuran yang lebih kaya, namun belum tentu setiap campuran yang kaya mampu menghasilkan daya efektif sebesar 1 hp.

Pada grafik tersebut terlihat bahwa jumlah sfc minyak solar yang terkecil terjadi pada tekanan *syngas* 1,5 bar. Hal ini disebabkan kecepatan aliran *syngas* pada saat tekanan *syngas* 2 bar menurun akibat dari ruang saluran udara sudah penuh dengan *syngas* batubara sehingga konsumsi solar meningkat.

4.3.5 Bahan Bakar Solar Tersubstitusi



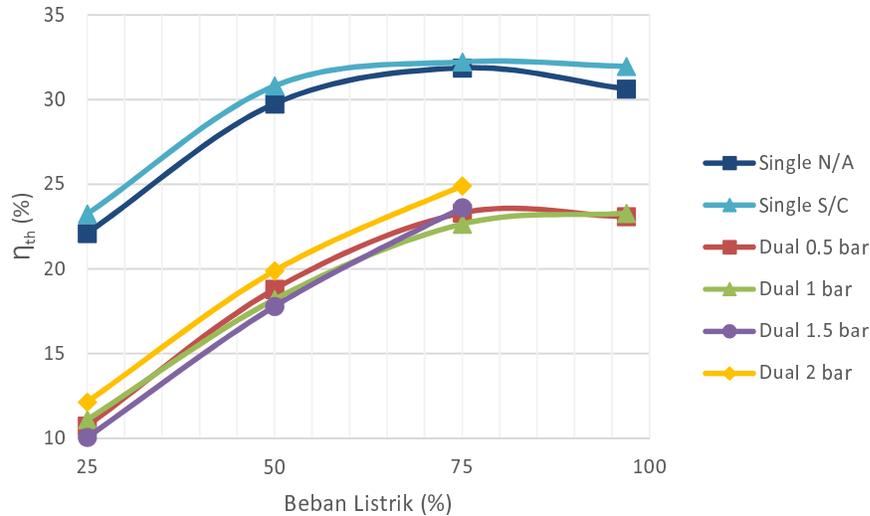
Gambar 4.6 Solar tersubstitusi fungsi beban listrik

Melalui gambar di atas dapat dilihat jumlah persentase minyak solar yang digantikan oleh *syngas* setiap penambahan *syngas* dan beban listrik. Setiap kenaikan tekanan *syngas* yang keluar dari *pressure regulator*, maka terjadi kenaikan laju alir massa *syngas* yang masuk ke dalam ruang bakar. Setiap kenaikan laju alir massa *syngas*, maka besarnya jumlah persentase minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk menjaga putaran mesin konstan akan semakin turun. Sehingga jumlah persentase minyak solar yang digantikan akan semakin besar. Saat beban listrik semakin besar, jumlah minyak solar semakin

banyak untuk menjaga putaran konstan sehingga persentase pergantian semakin kecil. Pada grafik tersebut terlihat bahwa jumlah persentase penggantian minyak solar yang terbesar terjadi pada tekanan *syngas* 1,5 bar. Hal ini disebabkan kecepatan aliran *syngas* pada saat tekanan *syngas* 2 bar menurun akibat dari ruang saluran udara sudah penuh dengan *syngas* batubara. Artinya peran *syngas* sebagai *secondary fuel* terbaik pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar, meskipun perannya tidak dapat menggantikan minyak solar 100 %. Minyak solar dibutuhkan tidak hanya sebagai *primary fuel/pilot fuel* tetapi juga sebagai pelumas pada bagian pompa bahan bakar minyak.

Syngas memiliki kelebihan lebih cepat untuk mencapai homogenitas campuran udara-bahan bakar, sehingga diharapkan periode tunda (*delay period*) proses pembakaran dalam ruang bakar semakin pendek. Apabila pada akhirnya mesin hanya mampu mengakomodasi laju alir massa *syngas* maksimum seperti yang direpresentasikan oleh tekanan *syngas* 2 bar, hal tersebut disebabkan dengan kondisi di atas tekanan *syngas* 2 bar campuran udara-bahan bakar telah menjadi sangat kaya dan menyebabkan pembakaran di dalam ruang bakar tidak lagi sempurna dan banyak bahan bakar yang tidak terbakar karena tidak mendapat udara yang cukup untuk pembakaran. Sehingga banyak energi dari bahan bakar yang terbuang, dan tentu saja daya yang dihasilkan mesin berkurang.

4.3.6 Efisiensi Termal (η_{th})



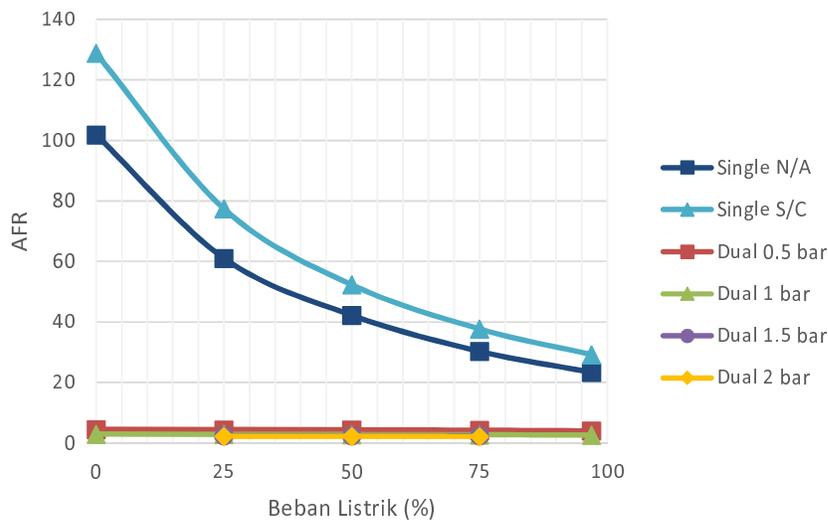
Gambar 4.7 Efisiensi termal fungsi beban listrik

Dari gambar di atas terlihat bahwa efisiensi termal tertinggi ada pada penggunaan *single fuel*, dan kemudian diikuti penurunan nilai efisiensi termal saat laju alir massa *syngas* yang direpresentasikan oleh besar tekanan *syngas* dilakukan penambahan. Hal ini disebabkan besar energi input melalui bahan bakar yang masuk ke ruang bakar lebih besar pada *dual fuel* untuk beban yang sama. Grafik juga menunjukkan bahwa efisiensi termal maksimum berada pada kisaran beban 75 % baik untuk *single fuel* maupun *dual fuel*.

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

Pada penggunaan sistem *dual fuel* nilai efisiensi termal secara umum mengalami penurunan dengan penambahan laju alir massa *syngas*. Hal ini disebabkan bahwa faktor yang membuat nilai efisiensi termal semakin turun adalah lebih disebabkan laju alir massa *syngas* sangat besar dan nilai ini mempengaruhi nilai *sfc*-nya yang menjadi sangat besar. Sehingga dibandingkan dengan sistem *single fuel* dimana nilai *sfc*-nya jauh lebih kecil maka efisiensi termal-nya menjadi rendah seiring dengan bertambahnya laju alir massa *syngas*. Kemudian lagi disebabkan bahwa peran minyak solar sebagai *pilot fuel* sangat besar, dan ketika minyak solar semakin banyak maka semakin banyak juga jumlah *syngas* yang ikut terbakar sampai batas maksimumnya pada beban 96,875 %.

4.3.7 Rasio Udara dan Bahan Bakar (AFR)



Gambar 4.8 AFR fungsi beban listrik

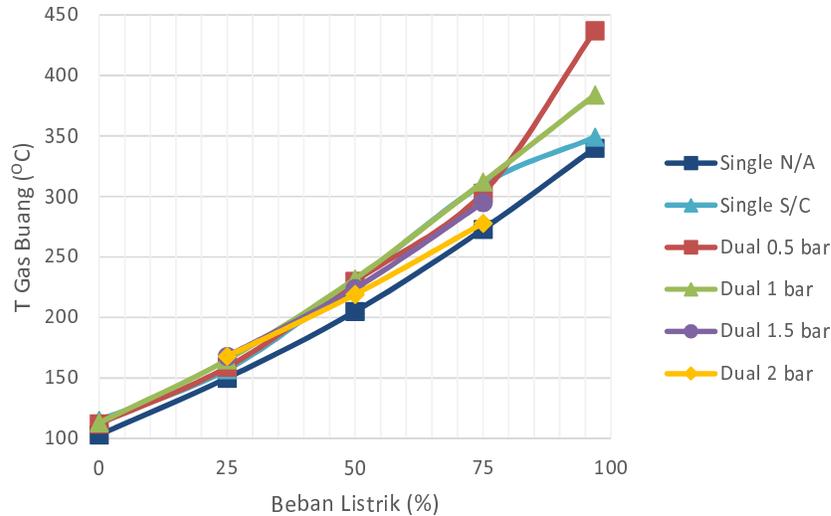
Grafik di atas menunjukkan perbedaan yang sangat besar antara AFR *single fuel* dengan *dual fuel*. Hal ini disebabkan jumlah bahan bakar yang masuk dalam sistem *dual fuel* jauh lebih besar yang disebabkan besarnya laju alir massa *syngas*, meskipun dengan penambahan *syngas* laju alir massa minyak solar berkurang.

Pada pengujian *single fuel* nilai AFR rata-rata adalah 65,07 (*supercharged*) dan 51,74 (*naturally aspirated*), hal ini berarti pada kondisi pengoperasian standar, mesin beroperasi dengan campuran udara dan bahan bakar yang proporsional.

Bertambahnya beban listrik mengakibatkan AFR berkurang. Untuk setiap kondisi tekanan *syngas*, AFR turun sejalan dengan penambahan beban listrik. Hal ini disebabkan karena untuk mengatasi penambahan beban, mesin harus menghasilkan daya yang besar pula. Daya yang semakin besar ini dihasilkan dari pembakaran bahan bakar yang semakin banyak, dan bahan bakar yang ditambah adalah solar karena bahan bakar *syngas* dimasukkan secara konstan.

Fungsi *supercharger* pada pengujian adalah menyuplai laju alir massa udara yang berkurang akibat dari penambahan bahan bakar *syngas*. Akan tetapi dengan adanya *supercharger* tersebut masih kurang mampu memberikan tambahan udara yang dibutuhkan karena nilai AFR pada *dual fuel* masih berada di angka rata-rata 2,92 dimana kisaran idealnya adalah 18 – 70 (Heywood, 1988). Kemudian jika dilihat dari LHV bahan bakar, *syngas* memiliki kandungan lebih kecil dari pada solar, yaitu 1 : 9,57. Sehingga mesin membutuhkan bahan bakar *syngas* yang lebih banyak pada *dual fuel* untuk mengatasi beban listrik yang sama pada *single fuel*. Hal inilah yang menjadikan AFR pada *dual fuel* lebih kecil/campuran bahan bakar lebih kaya dibandingkan dengan pengujian pada *single fuel*. Penelitian yang dilakukan oleh Sauliar (gambar 2.14) dan penelitian yang dilakukan oleh Santoso (gambar 2.16) menunjukkan trend grafik yang sama dimana AFR turun sejalan dengan penambahan beban listrik.

4.3.8 Temperatur



Gambar 4.9 Temperatur gas buang fungsi beban listrik

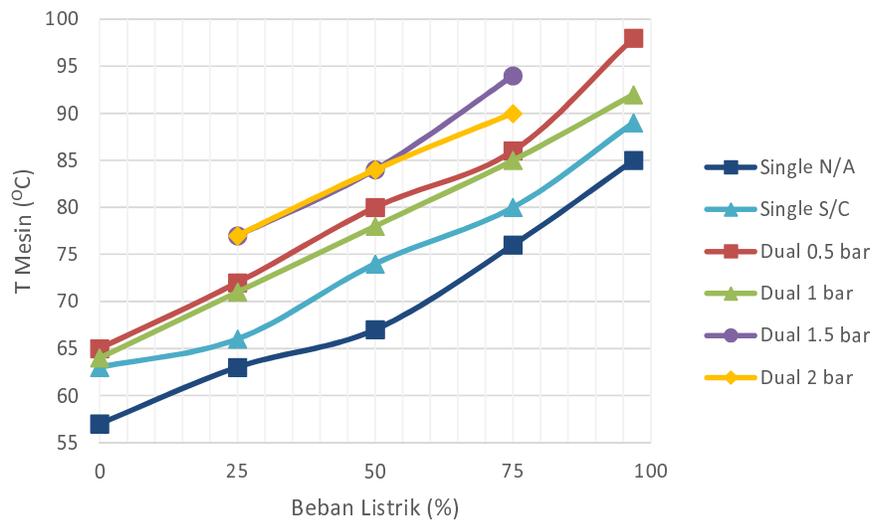
Grafik di atas menunjukkan pengaruh laju alir massa *syngas* terhadap temperatur gas buang setiap kenaikan beban listrik. Dalam grafik digambarkan bahwa adanya peningkatan temperatur gas buang terhadap kenaikan beban, yang disebabkan bertambahnya jumlah energi input ke dalam ruang bakar untuk memberikan daya engine terhadap kenaikan beban listrik.

Selain itu grafik juga menunjukkan kenaikan nilai temperatur gas buang setiap kenaikan laju alir massa *syngas*, dan tentunya yang menyebabkan hal ini adalah jumlah energi input ke ruang bakar bertambah besar.

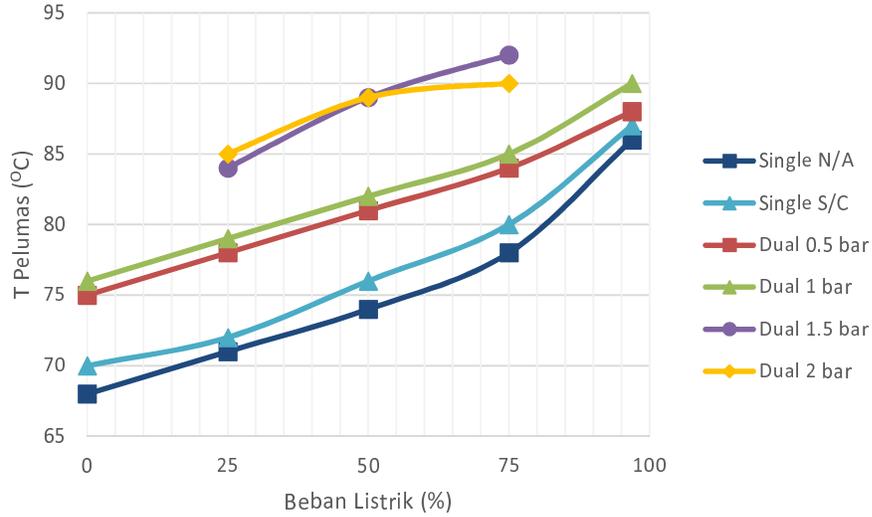
Analisa yang dipahami dari gambaran tersebut adalah bahwa penambahan energi input ke dalam ruang bakar dengan cara menambah kuantitas bahan bakar membuat semakin banyak energi yang dikonversi menjadi energi panas melalui proses pembakaran dalam ruang bakar. Dan apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan semakin banyak bahan bakar yang tidak terbakar selama proses pembakaran dan keluar sebagai *unburnt fuel*, sehingga gas buang yang tercampur dengan *unburnt fuel* tersebut temperaturnya menjadi lebih panas. Hal ini dapat dilihat pada hasil perhitungan AFR *dual fuel*, yaitu pada masing-masing

variasi tekanan nilai AFR-nya 4,3 (0,5 bar), 2,77 (1 bar), 2,4 (1,5 bar) dan 2,19 (2 bar). Nilai ini masih di bawah nilai AFR ideal untuk pengoperasian mesin diesel yang berada pada kisaran 18 – 70 (Heywood, 1988). Campuran yang terlalu kaya maupun terlalu miskin merupakan suatu kondisi yang menyebabkan proses pembakaran tidak sempurna, sehingga terdapat karbon monoksida (CO) serta hidrokarbon (HC) yang tak terbakar pada gas buangnya. Pada rasio udara dan bahan bakar kaya tidak cukup oksigen untuk bereaksi dengan semua hidrogen dan karbon, maka emisi CO maupun HC meningkat.

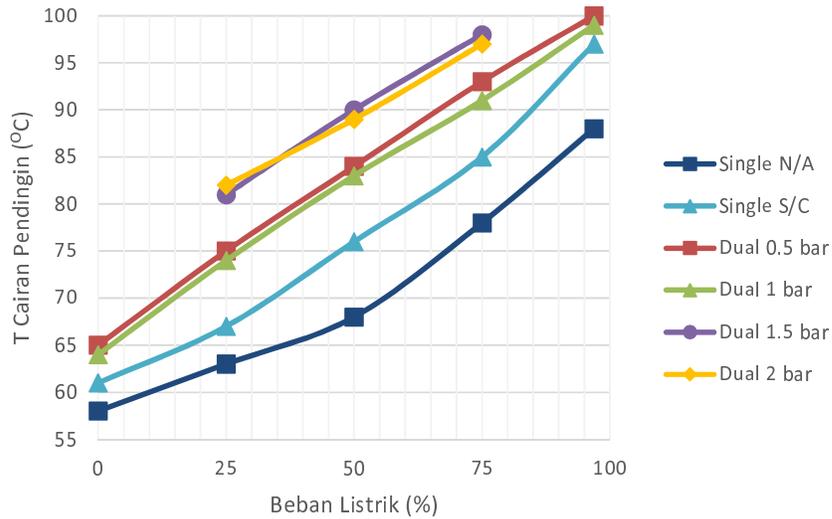
Data yang diambil untuk temperatur gas buang didukung dengan data yang diambil untuk pelumas mesin, mesin dan cairan pendingin di bawah ini:



Gambar 4.10 Temperatur mesin fungsi beban listrik



Gambar 4.11 Temperatur pelumas fungsi beban listrik



Gambar 4.12 Temperatur cairan pendingin fungsi beban listrik

Melalui grafik yang ditampilkan pada tiga gambar di atas secara umum menunjukkan bahwa kenaikan laju alir massa *syngas* meningkatkan temperatur mesin, pelumas dan cairan pendingin. Begitu juga dengan kenaikan beban listrik mengakibatkan kenaikan temperatur ketiganya. Karena semakin banyak bahan

campuran udara-bahan bakar yang masuk ke ruang bakar maka semakin besar pula energi panas yang dihasilkan, baik yang ikut terbangun melalui gas sisa pembakaran ataupun yang diambil oleh pelumas dan cairan pendingin dan dibuang ke lingkungan sekitar.

Jika dibandingkan ketiga grafik di atas dengan grafik temperatur gas buang, maka terlihat jelas kenaikan garis tren temperatur di setiap sesi pengujian, hal ini karena adanya penambahan jumlah bahan bakar *syngas* yang masuk ke ruang bakar sehingga menaikkan temperatur mesin, pelumas dan cairan pendingin.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari serangkaian pengujian dan hasil penelitian yang telah dilakukan kemudian dibandingkan antara unjuk kerja mesin diesel generator set dengan sistem *dual fuel* terhadap sistem *single fuel supercharged* agar dapat dilihat sejauh mana perubahan karakter unjuk kerja terjadi sehingga dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Secara umum sistem *dual fuel* solar dan *syngas* batubara dengan penambahan *syngas* batubara sebagai bahan bakar dapat menggantikan porsi minyak solar (solar tersubstitusi) hingga rata-rata 55,59 % pada tekanan *syngas* 1,5 bar dan pada tekanan ini hasil tertinggi dicapai pada saat beban listrik 4 kW, yaitu 57,24 % sedangkan pada saat beban listrik penuh mencapai 54,2 %.
2. Secara keseluruhan konsumsi minyak solar pada sistem *dual fuel* berkurang hingga rata-rata 42,2 % dari rata-rata konsumsi solar 2,16 liter/h pada *single fuel supercharged*. Sedangkan konsumsi solar terkecil pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar, yaitu rata-rata sebesar 44,17 %.
3. Nilai sfc sistem *dual fuel* mengalami peningkatan hingga rata-rata 11,52 kali lipat dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged*, kemudian sfc sistem *dual fuel* terkecil diperoleh pada saat tekanan *syngas* 0,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 1,5 kg/kW.h.
4. Nilai sfc solar sistem *dual fuel* mengalami penurunan hingga rata-rata 40,09 % dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged* dan scf solar terkecil didapat pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 0,11 kg/kW.h.
5. Dengan penambahan *supercharger*, *mass flowrate* udara dan AFR pada sistem *single fuel supercharged* mengalami peningkatan rata-rata 22,47 % dan 25,75 % dari kondisi standar (*naturally aspirated*).

6. *Mass flowrate* udara pada sistem *dual fuel* mengalami penurunan yang cukup besar hingga rata-rata 40,51 % dari *mass flowrate* udara pada sistem *single fuel supercharged*.

5.2 Saran

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

1. Perlu adanya pengkajian lebih lanjut pada alat penambah/sistem pasokan udara untuk pengoperasian generator set sistem *dual fuel*, dikarenakan *mass flowrate* udara mengalami penurunan yang cukup besar dibanding saat pengoperasian dengan sistem *single fuel*.
2. Perlu dilakukan pengujian dengan variasi tekanan udara bakar agar didapat AFR yang optimal, dikarenakan AFR pada sistem *dual fuel* masih di bawah kisaran operasional yang ideal atau dengan kata lain jumlah udara bakar sangat kurang/sedikit.
3. Untuk pengukuran aliran udara maupun *syngas* sebaiknya menggunakan venturimeter karena pada alat ini *pressure drop* yang dihasilkan lebih kecil dibanding menggunakan tabung pitot sehingga pengukuran lebih akurat.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari serangkaian pengujian dan hasil penelitian yang telah dilakukan kemudian dibandingkan antara unjuk kerja mesin diesel generator set dengan sistem *dual fuel* terhadap sistem *single fuel supercharged* agar dapat dilihat sejauh mana perubahan karakter unjuk kerja terjadi sehingga dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Secara umum sistem *dual fuel* solar dan *syngas* batubara dengan penambahan *syngas* batubara sebagai bahan bakar dapat menggantikan porsi minyak solar (solar tersubstitusi) hingga rata-rata 55,59 % pada tekanan *syngas* 1,5 bar dan pada tekanan ini hasil tertinggi dicapai pada saat beban listrik 4 kW, yaitu 57,24 % sedangkan pada saat beban listrik penuh mencapai 54,2 %.
2. Secara keseluruhan konsumsi minyak solar pada sistem *dual fuel* berkurang hingga rata-rata 42,2 % dari rata-rata konsumsi solar 2,16 liter/h pada *single fuel supercharged*. Sedangkan konsumsi solar terkecil pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar, yaitu rata-rata sebesar 44,17 %.
3. Nilai sfc sistem *dual fuel* mengalami peningkatan hingga rata-rata 11,52 kali lipat dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged*, kemudian sfc sistem *dual fuel* terkecil diperoleh pada saat tekanan *syngas* 0,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 1,5 kg/kW.h.
4. Nilai sfc solar sistem *dual fuel* mengalami penurunan hingga rata-rata 40,09 % dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged* dan scf solar terkecil didapat pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 0,11 kg/kW.h.
5. Dengan penambahan *supercharger*, *mass flowrate* udara dan AFR pada sistem *single fuel supercharged* mengalami peningkatan rata-rata 22,47 % dan 25,75 % dari kondisi standar (*naturally aspirated*).

6. *Mass flowrate* udara pada sistem *dual fuel* mengalami penurunan yang cukup besar hingga rata-rata 40,51 % dari *mass flowrate* udara pada sistem *single fuel supercharged*.

5.2 Saran

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

1. Perlu adanya pengkajian lebih lanjut pada alat penambah/sistem pasokan udara untuk pengoperasian generator set sistem *dual fuel*, dikarenakan *mass flowrate* udara mengalami penurunan yang cukup besar dibanding saat pengoperasian dengan sistem *single fuel*.
2. Perlu dilakukan pengujian dengan variasi tekanan udara bakar agar didapat AFR yang optimal, dikarenakan AFR pada sistem *dual fuel* masih di bawah kisaran operasional yang ideal atau dengan kata lain jumlah udara bakar sangat kurang/sedikit.
3. Untuk pengukuran aliran udara maupun *syngas* sebaiknya menggunakan venturimeter karena pada alat ini *pressure drop* yang dihasilkan lebih kecil dibanding menggunakan tabung pitot sehingga pengukuran lebih akurat.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari serangkaian pengujian dan hasil penelitian yang telah dilakukan kemudian dibandingkan antara unjuk kerja mesin diesel generator set dengan sistem *dual fuel* terhadap sistem *single fuel supercharged* agar dapat dilihat sejauh mana perubahan karakter unjuk kerja terjadi sehingga dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Secara umum sistem *dual fuel* solar dan *syngas* batubara dengan penambahan *syngas* batubara sebagai bahan bakar dapat menggantikan porsi minyak solar (solar tersubstitusi) hingga rata-rata 55,59 % pada tekanan *syngas* 1,5 bar dan pada tekanan ini hasil tertinggi dicapai pada saat beban listrik 4 kW, yaitu 57,24 % sedangkan pada saat beban listrik penuh mencapai 54,2 %.
2. Secara keseluruhan konsumsi minyak solar pada sistem *dual fuel* berkurang hingga rata-rata 42,2 % dari rata-rata konsumsi solar 2,16 liter/h pada *single fuel supercharged*. Sedangkan konsumsi solar terkecil pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar, yaitu rata-rata sebesar 44,17 %.
3. Nilai sfc sistem *dual fuel* mengalami peningkatan hingga rata-rata 11,52 kali lipat dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged*, kemudian sfc sistem *dual fuel* terkecil diperoleh pada saat tekanan *syngas* 0,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 1,5 kg/kW.h.
4. Nilai sfc solar sistem *dual fuel* mengalami penurunan hingga rata-rata 40,09 % dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged* dan scf solar terkecil didapat pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 0,11 kg/kW.h.
5. Dengan penambahan *supercharger*, *mass flowrate* udara dan AFR pada sistem *single fuel supercharged* mengalami peningkatan rata-rata 22,47 % dan 25,75 % dari kondisi standar (*naturally aspirated*).

6. *Mass flowrate* udara pada sistem *dual fuel* mengalami penurunan yang cukup besar hingga rata-rata 40,51 % dari *mass flowrate* udara pada sistem *single fuel supercharged*.

5.2 Saran

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

1. Perlu adanya pengkajian lebih lanjut pada alat penambah/sistem pasokan udara untuk pengoperasian generator set sistem *dual fuel*, dikarenakan *mass flowrate* udara mengalami penurunan yang cukup besar dibanding saat pengoperasian dengan sistem *single fuel*.
2. Perlu dilakukan pengujian dengan variasi tekanan udara bakar agar didapat AFR yang optimal, dikarenakan AFR pada sistem *dual fuel* masih di bawah kisaran operasional yang ideal atau dengan kata lain jumlah udara bakar sangat kurang/sedikit.
3. Untuk pengukuran aliran udara maupun *syngas* sebaiknya menggunakan venturimeter karena pada alat ini *pressure drop* yang dihasilkan lebih kecil dibanding menggunakan tabung pitot sehingga pengukuran lebih akurat.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari serangkaian pengujian dan hasil penelitian yang telah dilakukan kemudian dibandingkan antara unjuk kerja mesin diesel generator set dengan sistem *dual fuel* terhadap sistem *single fuel supercharged* agar dapat dilihat sejauh mana perubahan karakter unjuk kerja terjadi sehingga dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Secara umum sistem *dual fuel* solar dan *syngas* batubara dengan penambahan *syngas* batubara sebagai bahan bakar dapat menggantikan porsi minyak solar (solar tersubstitusi) hingga rata-rata 55,59 % pada tekanan *syngas* 1,5 bar dan pada tekanan ini hasil tertinggi dicapai pada saat beban listrik 4 kW, yaitu 57,24 % sedangkan pada saat beban listrik penuh mencapai 54,2 %.
2. Secara keseluruhan konsumsi minyak solar pada sistem *dual fuel* berkurang hingga rata-rata 42,2 % dari rata-rata konsumsi solar 2,16 liter/h pada *single fuel supercharged*. Sedangkan konsumsi solar terkecil pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar, yaitu rata-rata sebesar 44,17 %.
3. Nilai sfc sistem *dual fuel* mengalami peningkatan hingga rata-rata 11,52 kali lipat dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged*, kemudian sfc sistem *dual fuel* terkecil diperoleh pada saat tekanan *syngas* 0,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 1,5 kg/kW.h.
4. Nilai sfc solar sistem *dual fuel* mengalami penurunan hingga rata-rata 40,09 % dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged* dan scf solar terkecil didapat pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 0,11 kg/kW.h.
5. Dengan penambahan *supercharger*, *mass flowrate* udara dan AFR pada sistem *single fuel supercharged* mengalami peningkatan rata-rata 22,47 % dan 25,75 % dari kondisi standar (*naturally aspirated*).

6. *Mass flowrate* udara pada sistem *dual fuel* mengalami penurunan yang cukup besar hingga rata-rata 40,51 % dari *mass flowrate* udara pada sistem *single fuel supercharged*.

5.2 Saran

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

1. Perlu adanya pengkajian lebih lanjut pada alat penambah/sistem pasokan udara untuk pengoperasian generator set sistem *dual fuel*, dikarenakan *mass flowrate* udara mengalami penurunan yang cukup besar dibanding saat pengoperasian dengan sistem *single fuel*.
2. Perlu dilakukan pengujian dengan variasi tekanan udara bakar agar didapat AFR yang optimal, dikarenakan AFR pada sistem *dual fuel* masih di bawah kisaran operasional yang ideal atau dengan kata lain jumlah udara bakar sangat kurang/sedikit.
3. Untuk pengukuran aliran udara maupun *syngas* sebaiknya menggunakan venturimeter karena pada alat ini *pressure drop* yang dihasilkan lebih kecil dibanding menggunakan tabung pitot sehingga pengukuran lebih akurat.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari serangkaian pengujian dan hasil penelitian yang telah dilakukan kemudian dibandingkan antara unjuk kerja mesin diesel generator set dengan sistem *dual fuel* terhadap sistem *single fuel supercharged* agar dapat dilihat sejauh mana perubahan karakter unjuk kerja terjadi sehingga dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Secara umum sistem *dual fuel* solar dan *syngas* batubara dengan penambahan *syngas* batubara sebagai bahan bakar dapat menggantikan porsi minyak solar (solar tersubstitusi) hingga rata-rata 55,59 % pada tekanan *syngas* 1,5 bar dan pada tekanan ini hasil tertinggi dicapai pada saat beban listrik 4 kW, yaitu 57,24 % sedangkan pada saat beban listrik penuh mencapai 54,2 %.
2. Secara keseluruhan konsumsi minyak solar pada sistem *dual fuel* berkurang hingga rata-rata 42,2 % dari rata-rata konsumsi solar 2,16 liter/h pada *single fuel supercharged*. Sedangkan konsumsi solar terkecil pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar, yaitu rata-rata sebesar 44,17 %.
3. Nilai sfc sistem *dual fuel* mengalami peningkatan hingga rata-rata 11,52 kali lipat dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged*, kemudian sfc sistem *dual fuel* terkecil diperoleh pada saat tekanan *syngas* 0,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 1,5 kg/kW.h.
4. Nilai sfc solar sistem *dual fuel* mengalami penurunan hingga rata-rata 40,09 % dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged* dan scf solar terkecil didapat pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 0,11 kg/kW.h.
5. Dengan penambahan *supercharger*, *mass flowrate* udara dan AFR pada sistem *single fuel supercharged* mengalami peningkatan rata-rata 22,47 % dan 25,75 % dari kondisi standar (*naturally aspirated*).

6. *Mass flowrate* udara pada sistem *dual fuel* mengalami penurunan yang cukup besar hingga rata-rata 40,51 % dari *mass flowrate* udara pada sistem *single fuel supercharged*.

5.2 Saran

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

1. Perlu adanya pengkajian lebih lanjut pada alat penambah/sistem pasokan udara untuk pengoperasian generator set sistem *dual fuel*, dikarenakan *mass flowrate* udara mengalami penurunan yang cukup besar dibanding saat pengoperasian dengan sistem *single fuel*.
2. Perlu dilakukan pengujian dengan variasi tekanan udara bakar agar didapat AFR yang optimal, dikarenakan AFR pada sistem *dual fuel* masih di bawah kisaran operasional yang ideal atau dengan kata lain jumlah udara bakar sangat kurang/sedikit.
3. Untuk pengukuran aliran udara maupun *syngas* sebaiknya menggunakan venturimeter karena pada alat ini *pressure drop* yang dihasilkan lebih kecil dibanding menggunakan tabung pitot sehingga pengukuran lebih akurat.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari serangkaian pengujian dan hasil penelitian yang telah dilakukan kemudian dibandingkan antara unjuk kerja mesin diesel generator set dengan sistem *dual fuel* terhadap sistem *single fuel supercharged* agar dapat dilihat sejauh mana perubahan karakter unjuk kerja terjadi sehingga dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Secara umum sistem *dual fuel* solar dan *syngas* batubara dengan penambahan *syngas* batubara sebagai bahan bakar dapat menggantikan porsi minyak solar (solar tersubstitusi) hingga rata-rata 55,59 % pada tekanan *syngas* 1,5 bar dan pada tekanan ini hasil tertinggi dicapai pada saat beban listrik 4 kW, yaitu 57,24 % sedangkan pada saat beban listrik penuh mencapai 54,2 %.
2. Secara keseluruhan konsumsi minyak solar pada sistem *dual fuel* berkurang hingga rata-rata 42,2 % dari rata-rata konsumsi solar 2,16 liter/h pada *single fuel supercharged*. Sedangkan konsumsi solar terkecil pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar, yaitu rata-rata sebesar 44,17 %.
3. Nilai sfc sistem *dual fuel* mengalami peningkatan hingga rata-rata 11,52 kali lipat dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged*, kemudian sfc sistem *dual fuel* terkecil diperoleh pada saat tekanan *syngas* 0,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 1,5 kg/kW.h.
4. Nilai sfc solar sistem *dual fuel* mengalami penurunan hingga rata-rata 40,09 % dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged* dan scf solar terkecil didapat pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 0,11 kg/kW.h.
5. Dengan penambahan *supercharger*, *mass flowrate* udara dan AFR pada sistem *single fuel supercharged* mengalami peningkatan rata-rata 22,47 % dan 25,75 % dari kondisi standar (*naturally aspirated*).

6. *Mass flowrate* udara pada sistem *dual fuel* mengalami penurunan yang cukup besar hingga rata-rata 40,51 % dari *mass flowrate* udara pada sistem *single fuel supercharged*.

5.2 Saran

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

1. Perlu adanya pengkajian lebih lanjut pada alat penambah/sistem pasokan udara untuk pengoperasian generator set sistem *dual fuel*, dikarenakan *mass flowrate* udara mengalami penurunan yang cukup besar dibanding saat pengoperasian dengan sistem *single fuel*.
2. Perlu dilakukan pengujian dengan variasi tekanan udara bakar agar didapat AFR yang optimal, dikarenakan AFR pada sistem *dual fuel* masih di bawah kisaran operasional yang ideal atau dengan kata lain jumlah udara bakar sangat kurang/sedikit.
3. Untuk pengukuran aliran udara maupun *syngas* sebaiknya menggunakan venturimeter karena pada alat ini *pressure drop* yang dihasilkan lebih kecil dibanding menggunakan tabung pitot sehingga pengukuran lebih akurat.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari serangkaian pengujian dan hasil penelitian yang telah dilakukan kemudian dibandingkan antara unjuk kerja mesin diesel generator set dengan sistem *dual fuel* terhadap sistem *single fuel supercharged* agar dapat dilihat sejauh mana perubahan karakter unjuk kerja terjadi sehingga dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Secara umum sistem *dual fuel* solar dan *syngas* batubara dengan penambahan *syngas* batubara sebagai bahan bakar dapat menggantikan porsi minyak solar (solar tersubstitusi) hingga rata-rata 55,59 % pada tekanan *syngas* 1,5 bar dan pada tekanan ini hasil tertinggi dicapai pada saat beban listrik 4 kW, yaitu 57,24 % sedangkan pada saat beban listrik penuh mencapai 54,2 %.
2. Secara keseluruhan konsumsi minyak solar pada sistem *dual fuel* berkurang hingga rata-rata 42,2 % dari rata-rata konsumsi solar 2,16 liter/h pada *single fuel supercharged*. Sedangkan konsumsi solar terkecil pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar, yaitu rata-rata sebesar 44,17 %.
3. Nilai sfc sistem *dual fuel* mengalami peningkatan hingga rata-rata 11,52 kali lipat dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged*, kemudian sfc sistem *dual fuel* terkecil diperoleh pada saat tekanan *syngas* 0,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 1,5 kg/kW.h.
4. Nilai sfc solar sistem *dual fuel* mengalami penurunan hingga rata-rata 40,09 % dari rata-rata 0,275 kg/kW.h pada sistem *single fuel supercharged* dan scf solar terkecil didapat pada saat tekanan *syngas* 1,5 bar dengan beban listrik penuh, yaitu 0,11 kg/kW.h.
5. Dengan penambahan *supercharger*, *mass flowrate* udara dan AFR pada sistem *single fuel supercharged* mengalami peningkatan rata-rata 22,47 % dan 25,75 % dari kondisi standar (*naturally aspirated*).

6. *Mass flowrate* udara pada sistem *dual fuel* mengalami penurunan yang cukup besar hingga rata-rata 40,51 % dari *mass flowrate* udara pada sistem *single fuel supercharged*.

5.2 Saran

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

1. Perlu adanya pengkajian lebih lanjut pada alat penambah/sistem pasokan udara untuk pengoperasian generator set sistem *dual fuel*, dikarenakan *mass flowrate* udara mengalami penurunan yang cukup besar dibanding saat pengoperasian dengan sistem *single fuel*.
2. Perlu dilakukan pengujian dengan variasi tekanan udara bakar agar didapat AFR yang optimal, dikarenakan AFR pada sistem *dual fuel* masih di bawah kisaran operasional yang ideal atau dengan kata lain jumlah udara bakar sangat kurang/sedikit.
3. Untuk pengukuran aliran udara maupun *syngas* sebaiknya menggunakan venturimeter karena pada alat ini *pressure drop* yang dihasilkan lebih kecil dibanding menggunakan tabung pitot sehingga pengukuran lebih akurat.

LAMPIRAN A

DATA HASIL PENGUJIAN

1. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar solar dengan pasokan udara *naturally aspirated* (N/A).

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC	η_{th}
kW		kW	kg.m	kg/cm²	kg/kW.h	%
0	101,82					
4	61,04	3,35	2,18	4,62	0,36	22,1
8	42,21	6,53	4,23	8,99	0,268	29,76
12	30,28	9,74	6,32	13,42	0,25	31,87
15,5	23,37	12,13	7,87	16,71	0,26	30,63
Rata-rata	51,74	7,94	5,15	10,93	0,285	28,59

2. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar solar dengan pasokan udara menggunakan *supercharger* (S/C).

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC	η_{th}
kW		kW	kg.m	kg/cm²	kg/kW.h	%
0	128,79					
4	77,39	3,4	2,21	4,69	0,343	23,24
8	52,28	6,68	4,33	9,2	0,259	30,8
12	37,67	9,7	6,29	13,36	0,247	32,22
15,5	29,2	12,4	8,05	17,09	0,249	31,96
Rata-rata	65,07	8,05	5,22	11,08	0,275	29,56

3. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda solar dan syngas batubara dengan tekanan gas masuk 0,5 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC			Fuel Subs.	η_{th}
					Dual	Solar	Gas		
kW		kW	kg.m	kg/cm ²	kg/kW.h			%	%
0	4,52								
4	4,41	3,43	2,23	4,72	4,873	0,261	4,612	23,75	10,72
8	4,34	6,63	4,3	9,14	2,559	0,175	2,385	32,49	18,8
12	4,21	9,75	6,33	13,43	1,795	0,172	1,623	30,26	23,3
15,5	4	12,38	8,03	17,06	1,489	0,212	1,277	15,1	23,09
Rata-rata	4,3	8,05	5,22	11,09	2,679	0,205	2,474	25,4	18,98

4. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda solar dan syngas batubara dengan tekanan gas masuk 1 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC			Fuel Subs.	η_{th}
					Dual	Solar	Gas		
kW		kW	kg.m	kg/cm ²	kg/kW.h			%	%
0	2,91								
4	2,85	3,44	2,23	4,74	5,318	0,182	5,136	46,95	11,09
8	2,79	6,54	4,24	9	2,861	0,155	2,706	40,02	18,2
12	2,71	9,71	6,3	13,38	1,982	0,162	1,821	34,63	22,65
15,5	2,6	12,41	8,05	17,09	1,619	0,193	1,425	22,49	23,29
Rata-rata	2,77	8,02	5,21	11,05	2,945	0,173	2,772	36,02	18,81

5. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda solar dan syngas batubara dengan tekanan gas masuk 1,5 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC			Fuel Subs.	η_{th}
					Dual	Solar	Gas		
kW		kW	kg.m	kg/cm ²	kg/kW.h			%	%
0	Putaran mesin terendah 1642 rpm								
4	2,43	3,38	2,19	4,66	6,335	0,147	6,188	57,24	10,05
8	2,41	6,58	4,27	9,06	3,297	0,116	3,181	55,34	17,79
12	2,37	9,75	6,33	13,44	2,258	0,113	2,145	54,2	23,62
15,5	Temperatur mesin mencapai 98 °C								
Rata-rata	2,4	6,57	4,26	9,05	3,963	0,125	3,838	55,59	17,15

6. Data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda solar dan syngas batubara dengan tekanan gas masuk 2 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC			Fuel Subs.	η_{th}
					Dual	Solar	Gas		
kW		kW	kg.m	kg/cm ²	kg/kW.h			%	%
0	Putaran mesin terendah 1978 rpm								
4	2,25	3,38	2,19	4,65	4,851	0,167	4,685	51,41	12,15
8	2,2	6,56	4,26	9,04	2,56	0,149	2,411	42,51	19,89
12	2,14	9,66	6,27	13,31	1,786	0,149	1,637	39,8	24,91
15,5	Generator set trip								
Rata-rata	2,2	6,53	4,24	9	3,066	0,155	2,911	44,57	18,98

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN B

DATA HASIL UJI KOMPOSISI SYNGAS



LEMIGAS

Kelompok Teknologi Analisis Gas

JALAN CILEDUG RAYA KAV. 109 - CIPULIR - KEBAYORAN LAMA - JAKARTA SELATAN 12230
Telepon 021-7394422, 021-7393958 pes. 1661 / 1660 Fax 021-7246150



HASIL UJI

TEST RESULT

Nomor Seri / : 27/9.2/1/2013
Serial Number
Nomor Laporan (LHU) / : 24/9.2/LHU/I/2013
Report Number
Nomor Percontoh / : 49/9.2/C/I/2013
Sample Number
Halaman / Page : 1 dari / of 1

ANALISIS KOMPOSISI SYN GAS

*Hasil laporan ini hanya berlaku untuk percontoh
Yang diuji dan tidak dapat digunakan sebagai iklan*

No	Komposisi	Satuan	Hasil	Metode
1.	Analisa Komposisi Gas			
	☑ Nitrogen	% Mol	45.6989	GPA 2261:2000
	☑ Karbondioksida		6.6083	
	☑ Karbonmonoksida		28.2484	
	☑ Oksigen		2.6204	
	☑ Hidrogen		16.4593	
	☑ Metana		0,0000	
	☑ Etana		0.2010	
	☑ Propana		0.1490	
	☑ Iso Butana		0,0000	
	☑ N-Butana		0.0148	
	☑ Iso Pentana		0,0000	
	☑ N-Pentana		0,0000	
	☑ Heksana plus		0,0000	
	Relatif Density		0.8607	GPA 2172:2009
	Gross Heating Value (GHV)	(BTU/FT ³)	151.6844	
	Net Heating Value (NHV)	(BTU/FT ³)	142.7699	
	Compressibility Factor (Z)		0.9996	

Keterangan:

No. Sampel : 49/9.2/C/I/2013

Manager Teknik

Yayun Dra. Yayun Andriani, M.Si
NIP 19660424 199103 2 001

Laporan ini hanya berdasarkan percontoh yang diuji, tidak untuk diiklankan dan tidak boleh diprosidkan
This report relates only to the sample tested, may not be used for advertising purpose and not to be copied

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN C

TABEL PROPERTI UDARA PADA TEKANAN ATMOSFER

TABLE A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air, $M = 28.97$ kg/kmol							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	257	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- Azimov, U., Tomita, E., Kawahara, N. and Harada, Y. (2011), *Effect of Syngas Composition on Combustion and Exhaust Emission Characteristics in A Pilot-Ignited Dual-Fuel Engine Operated in PREMIER Combustion Mode*, International Journal of Hydrogen Energy, vol. 36, no. 18.
- Bedoya, I.D. (2009), *Effect of Mixing System and Pilot Fuel Quality on Diesel-Biogas Dual Fuel Engine Performance*, Bioresearch Technology, Colombia.
- Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P. dan Dewitt, D.P. (2011), *Introduction to Heat Transfer*, 6th Edition, John Wiley and Sons, Denver.
- Fox, R.W., McDonald A.T. dan Pritchard, P.J. (2003), *Introduction to Fluids Mechanics*, 6th Edition, John Wiley and Sons, Denver.
- Heywood, J.B. (1988), *Internal Combustion Engine*, Mc.Graw Hill, London.
- <http://energyefficiencyasia.org>, 20 Juni 2011.
- <https://elearning.pln-pusdiklat.co.id>, *Teknik Listrik Terapan*, Pusat Pendidikan dan Pelatihan, PT PLN (Persero).
- Luft, S. (2008), *Attempt to Compare Basic Combustion Parameters of A Dual-Fuel Compression Ignition Engine for Various Main Fuels and Their Delivery Modes*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Krakowskiej.
- Mathur, M.I. dan Sharma R.P. (1980), *A Course in Internal Combustion Engine*, 3rd Edition, Dhanpat Rai and Sons, Nai Sarak, Delhi.
- Nasution, A.S. (2010), *Proses Pembuatan Bahan Bakar Bensin dan Solar Ramah Lingkungan*, Pusat penelitian dan pengembangan teknologi minyak dan gas bumi, Jakarta.

- Praptijanto, A.B., Santoso, W. dan Putrasari, Y. (2009), *Simulasi Uji Performance pada Motor Diesel Injeksi Langsung (1 Silinder) 677 CC Menggunakan Bahan Bakar Dual Fuel (Diesel-Sekam Padi)*, Lab. Motor Bakar Puslit Telimek, Lembaga Ilmu Pengetahuan Indonesia, Bandung.
- Santoso, A.B. (2013), *Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel Generator Set Sistem Dual Fuel Solar dan Biogas dengan Penambahan Fan Udara sebagai Penyuplai Udara*, Surabaya.
- Sauliar, J.N. (2010), *Desain Mekanisme Sistem Dual-Fuel dan Uji Unjuk Kerja Motor Diesel Stasioner Menggunakan Gas Hasil Gasifikasi dan Minyak Solar*, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.
- Sudarmanta, B. (2011), *Aplikasi Proses Gasifikasi pada Sistem Dual Fuel Engine*, Presentasi: Gasifikasi untuk PT. Pelindo, Surabaya.
- Sudarmanta, B. (2009), *Dual Fuel Engine Performance Using Biodiesel and Syngas from Rice Husk Downdraft Gasification for Power Generation*, dalam International Seminar on Sustainable Biomass Production and Utilization: Callenges and Oportunities.
- Sugiyono, A., Permana, A.D., Boedoyo, M.S. dan Adiarso (2013), *Pengembangan Energi dalam Mendukung Sektor Transportasi dan Industri Pengolahan Mineral*, Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi.
- Sungkono, K.D. (2011), *Motor Bakar Torak (Diesel)*, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.
- Suyitno (2008), *Teknologi Gasifikasi Biomasa untuk Penyediaan Listrik dan Panas Skala Kecil Menengah*, Dalam Kumpulan Potret Hasil Karya IPTEK. UNS Press. Surakarta.
- Tippawong, N.A., Promwungkwa, P., Rerkkriangkrai (2006), *Long-term Operation of A Small Biogas/Diesel Dual Fuel Engine for On-farm Electricity Generation*, Chiang Mai University, Thailand.

DAFTAR RIWAYAT HIDUP



DATA PRIBADI

Nama : Zuhri Tamam
Tempat, Tanggal Lahir : Tulungagung, 17 Maret 1979
Jenis Kelamin : Laki - laki
Agama : Islam
Pendidikan Terakhir : S2 Teknik Mesin ITS
Alamat Asal : Jl. Shan Azmi, Perum. Star Safira A1/31,
Sidoarjo
No. HP : 085330698380
E-mail : zvhritamz@gmail.com

RIWAYAT PENDIDIKAN

- 2012 – 2014 Teknik Mesin Rekayasa Energi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS).
- 1998 – 2005 S1 Pendidikan Teknik Mesin FT Universitas
Muhammadiyah Malang.
- 1995 – 1998 SMU Negeri 18 Surabaya
- 1992 – 1995 MTs Negeri Assalaam Surakarta
- 1986 – 1992 SD Negeri 1 Ketintang Surabaya

SEMINAR

- Seminar Nasional Teknik Mesin 9, tema “*Meningkatkan Penelitian dan Inovasi di Bidang Teknik Mesin dalam Menyongsong AFTA 2015*”, UK Petra, 2014
- Seminar Nasional Thermofluid V, UGM, 2013