

**ANALISA PERFORMA MESIN DIESEL SULZER ZAV 40S
MENGUNAKAN BAHAN BAKAR MFO DAN HSD DI PLTD
SUNGAI RAYA PT. PLN (PERSERO)**

SKRIPSI

BIDANG KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



BAGUS PRAYOGO
NIM. 131210582

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH PONTIANAK
2018**

LEMBAR PENGESAHAN
ANALISA PERFORMA MESIN DIESEL SULZER ZAV 40S
MENGGUNAKAN BAHAN BAKAR MFO DAN HSD DI PLTD SUNGAI
RAYA PT. PLN (PERSERO)
SKRIPSI

BIDANG KONVERSI ENERGI

Ditujukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



BAGUS PRAYOGO
NIM. 131210582

Skripsi ini telah direvisi dan disetujui oleh para dosen
pada tanggal 14 Februari 2018

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

(Eko Sarwono, ST., MT.)

NIDN. 0018106901

Dosen Penguji I

(Waspodo, ST., MT.)

NIDN. 1114067602

Dosen Penguji II

(Fuazen, ST., MT.)

NIDN. 1122077301

(Gunarto, ST., M.Eng)

NIDN. 0009097301

Mengetahui
Ketua Program Studi Teknik Mesin
Fakultas Teknik

(Waspodo, ST., MT.)

NIDN. 1114067602

LEMBAR PERUNTUKAN

*Teriring Ucapan Terima Kasih kepada:
Kedua orang tua dan adik tercinta*

PERNYATAAN ORISINALITAS SKRIPSI

Saya menyatakan dengan sebenar-benarnya bahwa sepanjang pengetahuan saya dan berdasarkan hasil penelusuran berbagai karya ilmiah, gagasan dan masalah ilmiah yang diteliti dan diulas di dalam Naskah Skripsi ini adalah asli dari pemikiran saya. tidak terdapat karya ilmiah yang pernah diajukan oleh orang lain untuk memperoleh gelar akademik di suatu Perguruan Tinggi, dan tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis dikutip dalam naskah ini dan disebutkan dalam sumber kutipan dan daftar pustaka.

Apabila ternyata di dalam naskah Skripsi ini dapat dibuktikan terdapat unsur - unsur jiplakan, saya bersedia Skripsi dibatalkan, serta diproses sesuai dengan peraturan perundang-undangan yang berlaku (UU No. 20 Tahun 2003, pasal 25 ayat 2 dan pasal 70).

Pontianak, 14 Februari 2018

Mahasiswa,

Bagus Prayogo
NIM. 131210582

LEMBAR IDENTITAS TIM PENGUJI SKRIPSI

JUDUL SKRIPSI :

ANALISA PERFORMA MESIN DIESEL SULZER ZAV 40S MENGGUNAKAN BAHAN BAKAR MFO DAN HSD DI PLTD SUNGAI RAYA PT. PLN (PERSERO)

Nama Mahasiswa : Bagus Prayogo
NIM : 131210582
Program Studi : Teknik Mesin

DOSEN PEMBIMBING :

Dosen Pembimbing I : Eko Sarwono, ST., MT.
Dosen Pembimbing II : Waspodo, ST., MT

TIM DOSEN PENGUJI :

Dosen Penguji I : Fuazen, ST., MT
Dosen Penguji II : Gunarto, ST., M.Eng
Tanggal Ujian : 14 Februari 2018

Pontianak, 14 Februari 2018

Mengetahui
Ketua Program Studi Teknik Mesin
Fakultas Teknik

Waspodo, ST., MT.
NIDN. 1114067602

RINGKASAN

Bagus Prayogo, Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Pontianak, februari 2018, Analisa Performa Mesin Diesel Sulzer ZAV 40S Menggunakan Bahan Bakar *Marine Fuel Oil (MFO)* dan *High Speed Diesel (HSD)* di PLTD Sungai Raya PT. PLN (Persero) Dosen Pembimbing :Eko Sarwono dan Waspodo.

Mesin diesel termasuk salah satu jenis mesin pembakaran dalam yang biasa disebut *Compressed Ignition Engine*. PLTD Sungai Raya adalah salah satu unit pembangkit yang penggerak generatornya menggunakan mesin diesel untuk menghasilkan listrik. Pada penelitian ini menggunakan mesin diesel Sulzer ZAV 40S dengan membandingkan bahan bakar *Marine Fuel Oil (MFO)* dan *High Speed Diesel (HSD)* untuk mengetahui performa mana yang baik antara kedua bahan bakar tersebut. Pengujian ini meliputi: Daya mesin, temperature gas buang, proses pembakaran (grafik p/α), tekanan ruang bakar, dan konsumsi bahan bakar spesifik (*SFC*) dengan menggunakan metode eksperimen. Objek penelitian adalah mesin diesel Sulzer ZAV 40S, Bahan bakar *MFO* dan *HSD*. pengujian dilakukan variasi beban mesin 3 MW, 4MW dan 5MW dengan putaran mesin 500 rpm. Teknik analisis yang digunakan adalah analisis deskriptif yaitu mendeskripsikan data yang diperoleh, kemudian dijelaskan dalam bentuk kalimat dan grafik sederhana yang mudah dipahami. Hasil pengujian menunjukkan bahwa daya mesin yang dihasilkan dan tekanan ruang bakar lebih tinggi *MFO*, pada proses pembakaran (grafik p/α) bahan bakar *HSD* lebih baik, Temperatur gas buang dengan beban 3 MW dan 4 MW rata-rata temperatur *MFO* lebih tinggi pada beban mesin 5 MW temperatur gas buang *MFO* dan *HSD* temperaturnya sama. Beban 3 MW dan 4 MW konsumsi bahan bakar spesifik (*SFC*) *HSD* lebih sedikit, beban mesin 5 MW bahan bakar *HSD* lebih banyak dari pada *MFO*.

Kata kunci: *MFO, HSD, Diesel Sulzer ZAV 40S, PLTD Sungai Raya*

SUMMARY

The diesel engine is one types of internal combustion engine called Compressed Ignition Engine. PLTD Sungai Raya is one of generator unit that the generator drive engines using diesel engines to generating electricity. In this study used the Sulzer ZAV 40S diesel engine by comparing Marine Fuel Oil (MFO) and High Speed Diesel (HSD) fuel to determine which is performance are better. These measurements are: Engine power, flue gas temperature, combustion process (p / alfa graph), combustion chamber, and specific fuel consumption (SFC) using experimental method. The research objects are the Sulzer ZAV 40S diesel engine, MFO and HSD Fuel, testing is done through heavy machinery 3 MW, 4MW and 5MW with engine speed 500 rpm. The analytical technique using descriptive analysis that describes the data obtained by using sentences and simple graphs. The experimental results show that the higher power generated and higher speed MFO, in the combustion process (alpha graphs) of HSD fuels is better, The exhaust gas temperature with 3 MW and 4 MW load average MFO temperature is higher at machine load 5 MW exhaust gas temperature MFO and HSD same temperature. 3 MW and 4 MW of specific fuel consumption (SFC) less HSD, machine load 5 MW HSD fuel more than MFO.

Keywords: MFO, HSD, Diesel Sulzer ZAV 40S, PLTD Sungai Raya

KATA PENGANTAR

Segala puji hanya bagi Allah SWT, karena atas izinnya penulisan skripsi ini dapat diselesaikan.

Skripsi ini berjudul “ANALISA PERFORMA MESIN DIESEL SULZER ZAV 40S MENGGUNAKAN BAHAN BAKAR MFO DAN HSD DI PLTD SUNGAI RAYA PT. PLN (PERSERO)” ditulis dengan maksud untuk memenuhi syarat guna mencapai gelar Sarjana Teknik Prodi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Pontianak.

Selama pengerjaan skripsi penulis banyak mendapat bantuan dari berbagai pihak. Untuk itu dalam penulisan ini penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Helman Fachri, SE., MM, selaku Rektor Universitas Muhammadiyah Pontianak.
2. Bapak Fuazen, ST., MT, selaku Dekan Fakultas dan Dosen Pembimbing Akademik Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Pontianak.
3. Bapak Waspodo, ST., MT selaku Ketua jurusan Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Pontianak.
4. Bapak Eko Sarwono, ST., MT., dan Bapak Waspodo, ST., MT selaku Dosen Pembimbing I dan II yang penuh perhatian dan atas perkenaan memberi bimbingan Pembimbing Utama dalam penyusunan Tugas akhir ini.
5. Staf pengajar beserta karyawan/ti Fakultas Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Pontianak.
6. Kedua orang tua tercinta yang telah banyak memberikan doa dan motivasinya selama penulis menuntut ilmu.
7. Bapak Muhammad Fajar .S selaku manager PLTD Sungai Raya, Sektor Kapuas PT. PLN (Persero) Wilayah Kalimantan Barat.
8. Bapak Dwinarno selaku supervisor operasi PLTD Sungai Raya, Sektor Kapuas PT. PLN (Persero) Wilayah Kalimantan Barat.
9. Operator, mekanik dan staff kantor PLTD Sungai Raya, Sektor Kapuas PT. PLN (Persero) Wilayah Kalimantan Barat.

10. Teman-teman Prodi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Pontianak yang tidak sempat penulis sebutkan secara satu-persatu yang juga turut serta memberikan dorongan dan semangat serta bantuannya dalam penulisan skripsi ini.

Semoga Allah SWT membalas kebaikan semuanya, jika ada kesalahan di dalam penulisan skripsi ini maka penulis mengharapkan masukan yang sifatnya membangun guna penyempurnaannya di masa mendatang.

Akhir kata, semoga penulisan skripsi yang berjudul “ANALISA PERFORMA MESIN DIESEL SULZER ZAV 40S MENGGUNAKAN BAHAN BAKAR MFO DAN HSD DI PLTD SUNGAI RAYA PT. PLN (PERSERO)” ini dapat bermanfaat bagi para mahasiswa Teknik Mesin khususnya dan masyarakat pada umumnya.

Pontianak, 14 Februari 2018

Penulis,

Bagus Prayogo

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	ii
LEMBAR PERUNTUKAN	iii
LEMBAR ORISINILITAS	iv
LEMBAR IDENTITAS TIM PENGUJI SKRIPSI	v
LEMBAR RINGKASAN	vi
LEMBAR SUMMARY	vii
PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR LAMPIRAN	xvii
DAFTAR SIMBOL	xviii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Pemecahan Masalah	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Tujuan	4
1.6 Manfaat Penelitian	4
1.7 Metode Penelitian	5
1.8 Sistematika Penulisan	5

BAB II DASAR TEORI PERENCANAAN

2.1 Tinjauan Pustaka	7
2.2 Pengertian dan Prinsip Kerja Mesian Diesel	9

2.2.1 Sejarah Singkat Mesin Diesel	9
2.2.2 Prinsip Kerja Mesin Diesel	10
2.2.3 Pengertian Sistem Injeksi Bahan Bakar Mesin Diesel	18
2.2.4 Siklus Ideal.....	19
2.2.5 Unjuk Kerja Mesin Diesel.....	31
2.2.6 Bahan Bakar dan Pembakaran	33

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Lokasi Pelaksanaan.....	44
3.2 Rancangan Penelitian.....	44
3.3 Bahan dan Alat.....	45
3.4 Variabel Penelitian.....	48
3.5 Prosedur Pengujian.....	49

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisa Performa Mesin Diesel SULZER ZAV 40S	52
4.1.1 Pengambilan data mesin beban mesin 3 MW bahan bakar HSD	52
4.1.2 Pengambilan data mesin beban mesin 3 MW bahan bakar MFO.....	64
4.1.3 Pengambilan data mesin beban mesin 4 MW bahan bakar HSD	76
4.1.4 Pengambilan data mesin beban mesin 4 MW bahan bakar MFO	87
4.1.5 Pengambilan data mesin beban mesin 5 MW bahan bakar HSD	99
4.1.6 Pengambilan data mesin beban mesin 5 MW bahan bakar MFO.....	111
4.1.7 Temperatur exhaust beban mesin 3 MW perbandingan menggunakan bahan bakar MFO dengan HSD.....	123
4.1.8 Temperatur exhaust beban mesin 4 MW perbandingan menggunakan bahan bakar MFO dengan HSD.....	124

4.1.9 Temperatur exhaust beban mesin 5 MW perbandingan menggunakan bahan bakar MFO dengan HSD.....	125
4.1.10 Pmaxmean beban mesin 3 MW perbandingan menggunakan bahan bakar MFO dengan HSD	126
4.1.11 Pmaxmean beban mesin 4 MW perbandingan menggunakan bahan bakar MFO dengan HSD	127
4.1.12 Pmaxmean beban mesin 5 MW perbandingan menggunakan bahan bakar MFO dengan HSD	128
4.1.13 Daya setiap silinder beban mesin 3 MW perbandingan menggunakan bahan bakar MFO dengan HSD.....	129
4.1.14 Daya setiap silinder beban mesin 4 MW perbandingan menggunakan bahan bakar MFO dengan HSD.....	130
4.1.15 Daya setiap silinder beban mesin 5 MW perbandingan menggunakan bahan bakar MFO dengan HSD.....	131
4.1.16 Spesifik pemakaian bahan bakar MFO dan HSD	132

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN	136
5.2 SARAN	137

DAFTAR PUSTAKA	139
-----------------------------	------------

LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Proses Kerja Mesin Diesel 4 Langkah	15
Tabel 2.2 Data Karakteristik HSD	35
Tabel 2.3 Data Karakteristik MFO.....	36
Tabel 4.1 Pemakaian Bahan bakar (SFC)	135

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Proses Kerja Torak (Piston)	12
Gambar 2.2 Langkah Isap	12
Gambar 2.3 Langkah Kompresi	13
Gambar 2.4 Langkah Usaha	13
Gambar 2.5 Langkah Buang	14
Gambar 2.6 Diagram P-V Ideal (Teoritis)	14
Gambar 2.7 Diagram P-V Indikator (Aktual)	15
Gambar 2.8 Motor Dua Langkah	18
Gambar 2.9 Diagram P-V dan T-S Siklus Otto	20
Gambar 2.10 Diagram P-V dan T-S Siklus Diesel	22
Gambar 2.11 Siklus Gabungan	23
Gambar 2.12 Aliran bahan bakar MFO dan HSD	37
Gambar 2.13 Diagram neraca kalor	43
Gambar 3.1 Rancangan Penelitian	44
Gambar 3.2 Premet xl	45
Gambar 3.3 Laptop.....	45
Gambar 3.4 Stopwatch.....	45
Gambar 3.5 Premet xl set.....	45
Gambar 3.6 Mesin Sulzer ZAV 40S	46
Gambar 3.7 Flow Meter	47
Gambar 3.8 Kwh Meter.....	48
Gambar 4.1 Grafik p/α 3D menggunakan bahan bakar HSD beban 3 MW	53
Gambar 4.2 Grafik p/α menggunakan bahan bakar HSD beban 3 MW	54
Gambar 4.3 Diagram P/V menggunakan bahan bakar HSD beban 3 MW	55
Gambar 4.4 Grafik $P_{max\ deviation}$ bahan bakar HSD beban 3 MW	56
Gambar 4.5 Grafik p/α 3D menggunakan bahan bakar MFO beban 3 MW	65
Gambar 4.6 Grafik p/α menggunakan bahan bakar MFO beban 3 MW	

.....	66
Gambar 4.7 Diagram P/V menggunakan bahan bakar MFO beban 3 MW	
.....	66
Gambar 4.8 Grafik <i>Pmax deviation</i> bahan bakar MFO dengan beban 3 MW	
.....	67
Gambar 4.9 Grafik p/alpha 3D menggunakan bahan bakar HSD beban 4 MW	
.....	77
Gambar 4.10 Grafik p/alpha menggunakan bahan bakar HSD beban 4 MW	
.....	77
Gambar 4.11 Diagram P/V menggunakan bahan bakar HSD beban 4 MW	
.....	78
Gambar 4.12 Grafik <i>Pmax deviation</i> bahan bakar HSD dengan beban 4 MW	
.....	79
Gambar 4.13 Grafik p/alpha 3D menggunakan bahan bakar MFO beban 4 MW	
.....	88
Gambar 4.14 Grafik p/alpha menggunakan bahan bakar MFO beban 4 MW	
.....	89
Gambar 4.15 Diagram P/V menggunakan bahan bakar MFO beban 4 MW	
.....	90
Gambar 4.16 Grafik <i>Pmax deviation</i> bahan bakar MFO beban 4 MW	90
Gambar 4.17 Grafik p/alpha 3D menggunakan bahan bakar HSD beban 5 MW	
.....	100
Gambar 4.18 Grafik p/alpha menggunakan bahan bakar HSD beban 5 MW	
.....	101
Gambar 4.19 Diagram P/V menggunakan bahan bakar HSD beban 5 MW	
.....	102
Gambar 4.20 Grafik <i>Pmax deviation</i> bahan bakar HSD dengan beban 5 MW	
.....	102
Gambar 4.21 Grafik p/alpha 3D menggunakan bahan bakar MFO beban 5 MW	
.....	112
Gambar 4.22 Grafik p/alpha menggunakan bahan bakar MFO beban 5 MW	
.....	113

Gambar 4.23 Diagram P/V menggunakan bahan bakar MFO beban 5 MW	113
Gambar 4.24 Grafik <i>Pmax deviation</i> bahan bakar MFO beban 5 MW	114
Gambar 4.25 Grafik <i>temperature exhaust</i> beban 3 MW	123
Gambar 4.26 Grafik <i>temperature exhaust</i> beban 4 MW	124
Gambar 4.27 Grafik <i>temperature exhaust</i> beban 5 MW	125
Gambar 4.28 Grafik <i>Pmaxmean</i> beban 3 MW	126
Gambar 4.29 Grafik <i>Pmaxmean</i> beban 4 MW	127
Gambar 4.30 Grafik <i>Pmaxmean</i> beban 5 MW	128
Gambar 4.31 Grafik Daya beban 3 MW	129
Gambar 4.32 Grafik Daya beban 4 MW	130
Gambar 4.33 Grafik daya beban 5 MW	131

DAFTAR LAMPIRAN

No	Judul	halaman
	Lampiran 1 : Control Room Mesin	140
	Lampiran 2 : Panel Control Mesin	140
	Lampiran 3 : Pemasangan Sensor TDC	141
	Lampiran 4 : Pengambilan Data Menggunakan Premet xl	141
	Lampiran 5 : Mesin Sulzer ZAV 40S	142
	Lampiran 6 : Boiler Pemanas MFO	142
	Lampiran 7 : Sparator MFO	143
	Lampiran 8 : Tangki Storage Bahan bakar MFO dan HSD	143

DAFTAR SIMBOL

Besaran dasar	Satuan dan Singkatannya	Simbol
Effisiensi termal	Persen(%)	η_{th}
Effisiensi Volumetrik	Persen(%)	η_{ch}
Volume langkah	mili liter / liter atau ml / l	V_L
Volume sisa	mili liter / liter atau ml / l	V_s
Preliminary expansion ratio	-	ρ
Torsi	Newton meter (Nm)	T
Putaran mesin	Rpm	n
Daya indikasi	horse power (hp)	N_i
Jumlah silinder	-	i
Perbandingan langkah siklus	2tak/4tak	z
Tekanan indikasi	kg/cm ²	P_i
Rugi tekanan	kg/cm ²	P_m
Tenaga yang hilang	horse power (hp)	N_m
Daya efektif (<i>brake horse power</i>)	horse power (hp)	N_b
Tekanan efektif	kg/cm ²	P_e
Tekanan efektif rata-rata	kgf/cm ²	P_m
Panjang langkah torak	mm	L
Luas penampang silinder	cm ²	A
Derajat ekspansi selanjutnya	-	δ
Tekanan akhir ekspansi	Bar	P_b

Eksponen rata-rata <i>ekspansi polytropik</i>	-	n_2
Tekanan indikator teoritis	Bar	P_{it}
Faktor koreksi	-	φ
Efisiensi mekanik	-	η_m
Volume Langkah	-	V_d
Nilai Pembakaran Bahan Bakar	kkal/kg	Q_l
Temperatur Gas Buang	kelvin	T_r
Temperatur awal kompresi	kelvin	T_a
Penambahan temperatur dari silinder	-	ΔT_w
Koefisien kelebihan udara	-	γ_r
Temperatur Gas Buang	kelvin	T_r
Tekanan udara awal langkah kompresi	Bar	P_a
Tekanan udara luar	Bar	P_o
Temperatur udara luar	kelvin	T_o
Temperatur Akhir Kompresi	kelvin	T_c
Nilai <i>eksponen politropik</i>	-	n_1
Tekanan akhir kompresi	Bar	P_c
Tekanan akhir pembakaran	Bar	P_z
Perbandingan tekanan pembakaran	-	λ
Koefisien kimia perubahan molar	-	μ_f
Jumlah mol gas hasil pembakaran	mol	m_g
Kebutuhan udara teoritis	mol/kg BB	L_o'

koefisien kelebihan udara	-	α
Koefisien perubahan molar gas sisa	-	μ
Koefisien penggunaan kalor	-	ξ_z
Temperatur Akhir Pembakaran	kelvin	T_z

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Perkembangan dalam dunia perindustrian merupakan bagian dari ilmu pengetahuan dan teknologi serta inovasi yang pada saat ini tengah berjalan dengan pesat. Zaman yang semakin *modern*, energi listrik merupakan salah satu kebutuhan yang sangat penting dan tidak dapat dipisahkan dalam kehidupan sehari-hari. Kebutuhan energi listrik setiap tahunnya meningkat seiring dengan peningkatan pertumbuhan ekonomi dan penduduk. Energi listrik adalah energi utama yang dibutuhkan bagi peralatan listrik. Di dalam energi terdapat arus listrik dengan satuan *Ampere (I)* dan tegangan listrik dengan satuan *Volt (V)*, serta ketentuan kebutuhan konsumsi Daya (P) listrik dengan satuan *Watt (W)*.

PT. PLN (Persero) adalah perusahaan badan usaha milik negara yang bergelut di bidang kelistrikan yang melayani konsumen di seluruh tanah air hingga pelosok negeri untuk memberikan pelayanan ketenagalistrikan yang terbaik untuk pelanggannya. PT. PLN (Persero) memanfaatkan berbagai macam sumber-sumber energi untuk kemudian diubah menjadi energi listrik. Contohnya yaitu Pembangkit Listrik Tenaga Diesel, Pembangkit Listrik Tenaga Uap, Pembangkit Listrik Tenaga Gas, Pembangkit Listrik Tenaga Air dan masih banyak lagi. Pembangkit tenaga listrik yang banyak dipakai khususnya di wilayah Kalimantan Barat adalah pembangkit dengan penggerak generatornya menggunakan mesin diesel. Mesin diesel merupakan energi yang tidak dapat terbarukan dan diperoleh dari konversi energi primer melalui suatu cara dengan menggunakan mesin.

PLTD Sungai Raya merupakan bagian dari PT. PLN (Persero) Wilayah Kalimantan Barat sektor Kapuas yang dibangun pada tahun 1987, memiliki dua jenis tipe mesin yang berbeda yaitu mesin Diesel SWD 16 TM 410 dan Sulzer ZAV 40S. PLTD Sungai Raya adalah salah satu unit pembangkit yang menggerakkan generatornya menggunakan mesin diesel untuk menghasilkan listrik yang disalurkan ke pelanggannya yaitu masyarakat Kalimantan Barat, Khususnya pada penyediaan sistem Khatulistiwa yang menggunakan bahan bakar *High Speed Diesel (HSD)* dan *Marine Fuel Oil (MFO)*.

Mesin Diesel termasuk salah satu jenis motor pembakaran dalam yang juga biasa disebut *Compressed Ignition Engine*, penyalan bahan bakar secara spontan karena bahan bakar diinjeksikan ke dalam silinder yang berisi udara dan tekanan yang tinggi. Mesin diesel bahan bakar dan udara akan tercampur pada saat akhir proses langkah kompresi. Jenis bahan bakar sangat berpengaruh terhadap performa mesin diesel khususnya mesin Sulzer ZAV 40S yang ada di PLTD Sungai Raya. Bahan bakar HSD dan MFO yang operasionalnya dituntut untuk dapat efisien, handal dan optimal sehingga dapat mencapai target kinerja yang telah ditetapkan oleh manajemen. Perlunya dianalisa untuk mengetahui tekanan ruang bakar dan daya yang dihasilkan mesin alat yang digunakan adalah Premet XL sebagai acuan untuk mendapatkan hasil data analisa performa mesin.

1.2. Rumusan Masalah

Rumusan masalah dalam penelitian ini yaitu bagaimanakah pengaruh performa Mesin Genset SULZER ZAV 40S menggunakan bahan bakar *High Speed Diesel* dan yang menggunakan bahan bakar *Marine Fuel Oil* ?

1.3. Pemecahan Masalah

Berdasarkan dari latar belakang dan permasalahan yang ada penulis mencoba untuk menganalisa performa mesin diesel Sulzer ZAV 40S menggunakan bahan bakar *Marine Fuel Oil (MFO)* dan *High Speed Diesel (HSD)*, sehingga dapat diketahui kinerja mana yang layak dan baik antara dua bahan bakar tersebut.

1.4. Batasan Masalah

Mengingat luasnya permasalahan yang dihadapi dalam penyusunan tugas akhir ini, maka perlu adanya batasan-batasan masalah yang jelas mengenai apa yang dibuat dan diselesaikan dalam program ini. Adapun batasan-batasan masalah pada analisa ini sebagai berikut:

1. Prinsip kerja mesin diesel 4 langkah yang ada di PLTD Sungai raya dan faktor-faktor apa yang mempengaruhi kinerjanya.
2. Perbandingan bahan bakar *Marine Fuel Oil (MFO)* dan *High Speed Diesel (HSD)* pada mesin SULZER ZAV 40S untuk mengetahui performa mesin menggunakan alat Premet XL.

1.5. Tujuan

Adapun tujuan dari penulisan tugas akhir ini, yaitu:

1.5.1. Tujuan Umum

- a. Sebagai persyaratan untuk menyelesaikan perkuliahan di Program Studi Teknik Mesin Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Pontianak.
- b. Dapat menerapkan dan mengimplementasikan ilmu yang didapat selama mengikuti perkuliahan di Program Studi Teknik Mesin Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Pontianak.

1.5.2. Tujuan Khusus

Dapat membantu perusahaan atau manajemen dalam menganalisa performa mesin diesel yang ada di PLTD Sungai Raya yang menggunakan bahan bakar HSD dan MFO untuk mengetahui kinerja dan performa mana yang lebih baik digunakan.

1.6. Manfaat Penelitian

1. Dengan adanya analisa ini menggunakan alat premet XL diharapkan dapat membantu mengetahui kinerja mesin diesel Sulzer ZAV 40S terhadap performa mesin.
2. Dari data-data yang didapat dari hasil uji, peneliti dapat menyimpulkan bahan bakar mana yang lebih baik atau efisien yang digunakan antara bahan bakar *Marine Fuel Oil (MFO)* dan *High Speed Diesel (HSD)*

1.7. Metode Penelitian

1. Metode Eksperimen yaitu, dalam metode ini di lakukan langsung menggunakan mesin Genset Sulzer ZAV 40S membandingkan bahan bakar *Marine Fuel Oil (MFO)* dan *High Speed Diesel (HSD)*.
2. Metode Interview yaitu, melakukan wawancara kepada orang-orang yang berhubungan atau terkait dengan objek penelitian.
3. Metode Literatur yaitu, mengumpulkan dan menyimpulkan data-data dari buku literature, buku panduan atau manual book mesin diesel Sulzer ZAV 40S dan Premet XL.

1.8. Sistematika Penulisan

Penulisan laporan Tugas Akhir ini disusun menjadi beberapa bab dengan sistematika penulisan sebagai berikut:

BAB I Pendahuluan

Latar Belakang, Rumusan Masalah, Pemecahan Masalah, Batasan Masalah, Tujuan, Manfaat Penelitian, Metode Penelitian, Sistematika Penulisan.

BAB II Landasan Teori

Berisikan tentang teori-teori dasar yang berhubungan dengan definisi, perhitungan-pehitungan yang sangat erat dengan permasalahan yang sedang dibahas.

BAB III Metode Penelitian

Data teknik, prosedur pengambilan data, flow chat, alat dan bahan untuk menyelesaikan pengolahan data sesuai dengan materi yang dibahas.

BAB IV Analisa Dan Pembahasan

Berisikan tentang hasil pengolahan data untuk dapat ditampilkan dalam bentuk grafis sebagai bahan perbandingan.

BAB V Kesimpulan dan Saran

Berisikan kesimpulan dari hasil pembahasan sebelumnya dan saran- saran yang dapat diberikan dalam analisa ini.

Daftar Pustaka

Lampiran-Lampiran

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1. Tinjauan Pustaka

Mesin kalor adalah alat yang mengubah energi *thermal* menjadi energi mekanik, yang mana energi *thermal*nya didapat dari proses pembakaran, mesin kalor merupakan mesin penggerak mula yang banyak dipakai (Arismunandar, 1983). Ditinjau dari cara memperoleh energi *thermal* mesin kalor secara umum dapat diklasifikasikan menjadi dua golongan yaitu, mesin pembakaran dalam dan mesin pembakaran luar. Mesin pembakaran luar (*external com-bustion engine*) Pada mesin pembakaran luar proses pembakaran terjadi di luar mesin, energi *thermal* dari gas pembakaran dipindahkan ke *fluida* kerja mesin melalui beberapa dinding pemisah, contohnya mesin uap. Semua energi yang diperlukan oleh mesin itu mula-mula meninggalkan gas hasil pembakaran yang temperaturnya tinggi, melalui dinding pemisah kalor atau ketel uap. Mesin pembakaran dalam (*internal com-bustion engine*). Mesin pembakaran dalam pada umumnya dikenal dengan nama motor bakar. Motor bakar adalah mesin kalor dimana gas panas diperoleh dari proses pembakaran di dalam mesin itu sendiri dan langsung dipakai untuk melakukan kerja mekanis, yaitu menjalankan mesin tersebut.

Wiyono dkk (2014), studi komparasi performa mesin berbahan bakar solar dan biodiesel dari *crude oil nyamplung* dengan proses *degumming* pada mesin diesel. Hasil yang didapat Torsi optimal dihasilkan dengan menggunakan bahan bakar campuran solar dan biodiesel *degumming* cuka B10 sebesar 9,25 kgf.m dengan peningkatan persentase sebesar 8,39% pada putaran 2000 rpm. Daya efektif optimal

dihasilkan dengan menggunakan bahan bakar campuran solar dan biodiesel *degumming* cuka B10 sebesar 30,19 PS dengan peningkatan persentase sebesar 6,65% pada putaran 2500.

Shodiqin dkk (2013), Uji performa penggunaan *bioetanol* dari limbah pepaya sebagai campuran premium pada motor jupiter mx. Hasil yang didapat yaitu hasil torsi maksimum dengan *biopremium* sebesar (1.017 kgf.m pada E10 ; 1.074 kgf.m pada E15 ; 1.078 kgf.m pada E20 ; dan 1,108 kgf.m pada E25) di putaran 5000 rpm lebih baik dari hasil torsi maksimum dengan premium (E0) sebesar 0.989 kgf.m di putaran 5000 rpm, maka didapatkan hasil torsi maksimum terdapat pada penggunaan bahan bakar *biopremium* (E25) dengan peningkatan 12,032%. Hasil daya efektif maksimum dengan *biopremium* sebesar (8,948 PS pada E10 ; 9,379 PS pada E15 ; 9,734 PS pada E20 ; dan 9,835 PS pada E25) di putaran 7000 rpm lebih baik dari hasil daya efektif maksimum dengan premium (E0) sebesar 8.593 PS di putaran 6500 rpm. Maka didapatkan hasil daya efektif optimum terdapat pada penggunaan bahan bakar *biopremium* (E25) dengan peningkatan 15,136%.

Ariawan dkk (2016), Pengaruh penggunaan bahan bakar Peralite terhadap unjuk kerja daya, torsi dan konsumsi bahan bakar pada sepeda motor bertransmisi otomatis. Hasil yang di dapat dari hasil pengujian penggunaan bahan bakar Peralite menghasilkan uji kerja Daya, Torsi, dan Konsumsi Bahan Bakar yang lebih baik dibandingkan Premium, namun jika dibandingkan dengan bahan bakar Pertamina unjuk dari bahan bakar Peralite lebih rendah. Bahan bakar Peralite lebih hemat dan menghasilkan daya yang lebih besar dibandingkan Premium, sehingga menghasilkan SFC yang lebih baik dibandingkan Premium, bila dibandingkan Pertamina, SFC Peralite lebih rendah.

Adh-dhuhaa dan Muhaji (2015), Pengaruh penambahan *biodiesel* dari *virgin coconut oil* pada bahan bakar solar terhadap unjuk kerja mesin diesel empat langkah. Hasil yang didapat penggunaan bahan bakar campuran dari *biodiesel virgin coconut oil* dengan bahan bakar solar dapat meningkatkan unjuk kerja mesin Mitsubishi Kuda Diesel tahun 2000. Campuran optimal terdapat pada campuran bahan bakar *biodiesel* dari VCO dengan solar campuran B20. Ditandai dengan unjuk kerja mesin yang meningkat diikuti dengan opasitas gas buang yang rendah.

Anugerah dkk (2014), Studi Perbandingan Performa Motor Diesel dengan Bahan Bakar Solar dan *Palm Methyl Ester* berbasis pada simulasi. Hasil yang didapat adalah dari pemodelan yang dilakukan menggunakan simulasi didapatkan beberapa kesimpulan, bahwa terjadi penurunan performa yang tidak terlalu besar pada penggunaan PME 30 sebagai bahan bakar, diantaranya penggunaan PME 30 sebagai bahan bakar akan mengurangi *brake power* dari mesin hingga kisaran 2,71%, *brake torque* 2,9%, *brake mean effective pressure* dari 2,9% dan peningkatan *brake spesifik fuel consumption* dari mesin hingga kisaran 3,03%.

2.2. Pengertian dan Prinsip Kerja Mesin Diesel

2.2.1 Sejarah Singkat Penemu Mesin Diesel

Mesin Diesel ini ditemukan pada tahun 1892 oleh Rudolf Diesel, yang menerima paten pada 23 februari 1893. Diesel menginginkan sebuah mesin untuk dapat digunakan dengan berbagai macam bahan bakar termasuk debu batu bara. Dia mempertunjukkan pada *Exposition Universelle* (Pameran Dunia) tahun 1900 dengan menggunakan minyak kacang (*biodiesel*). Kemudian diperbaiki dan disempurnakan oleh Charles F. Kettering.

Sistem bahan bakar (*fuel system*) baik pada motor diesel maupun pada motor bensin memiliki peranan yang sangat penting dalam menyediakan dan men-*supply* sejumlah bahan bakar yang dibutuhkan sesuai dengan kapasitas mesin, putaran motor dan pembebanan motor. Oleh karenanya *performance fuel system* sangat menentukan kinerja dari sebuah motor. Seperti kita ketahui bersama bahwa sistem bahan bakar terdiri dari beberapa komponen utama yang memiliki peran sangat penting dalam mendukung kebutuhan kinerja pada mesin.

Dalam sejarah perkembangannya, kurang lebih seratus tahun sejak dibuat untuk pertama kalinya motor bakar torak adalah penggerak mula yang ringan dan kompak. Meskipun mesin bahan bakar gas menempati posisi yang terbaik mesin pesawat terbang, namun motor bakar torak masih unggul sebagai mesin penggerak kendaraan bermotor, kereta api, kapal, mesin konstruksi (alat-alat besar), mesin pertanian pompa, generator listrik dan sebagainya, tetapi gas buangnya mengandung komponen yang beracun sehingga sangat membahayakan jika konsentrasinya di dalam atmosfer menjadi terlalu tinggi. Maka, boleh dikatakan bahwa polusi udara, khususnya di kota-kota besar merupakan masalah yang timbul karena meningkatnya jumlah kendaraan motor bensin, gas buang motor diesel tidak banyak mengandung komponen yang beracun. Bagaimanapun juga, mengurangi polusi udara merupakan persyaratan yang harus dipenuhi motor bakar pada waktu itu.

2.2.2 Prinsip Kerja Mesin Diesel

Mesin/motor diesel (*diesel engine*) merupakan salah satu bentuk motor pembakaran dalam di samping motor bensin dan turbin gas. Motor diesel disebut

dengan motor penyalaan kompresi (*compression ignition engine*) karena penyalaan bahan bakarnya diakibatkan suhu kompresi udara dalam ruang bakar. Di lain pihak motor bensin disebut motor penyalaan busi (*spark ignition engine*) karena penyalaan bahan bakarnya diakibatkan oleh percikan bunga api listrik dari busi. Cara pembakaran dan pengatomisasian (*atomizing*) bahan bakar pada motor diesel tidak sama pada motor bensin.

Pada motor bensin campuran bahan bakar dan udara melalui karburator dimasukkan ke dalam silinder dan dibakar oleh nyala listrik dari busi. Pada motor diesel yang dihisap oleh torak dan dimasukkan ke dalam ruang bakar hanyalah udara, yang selanjutnya udara tersebut dikompresikan hingga mencapai suhu dan tekanan yang tinggi. Beberapa saat sebelum torak mencapai Titik Mati Atas (TMA) bahan bakar solar diinjeksikan ke dalam ruang bakar. Dengan suhu dan tekanan udara dalam silinder yang cukup tinggi maka partikel-partikel bahan bakar akan menyala dengan sendirinya sehingga membentuk proses pembakaran.

Bahan bakar solar dapat terbakar sendiri, maka diperlukan rasio kompresi 15-22 dan suhu udara kompresi sekitar 600°C . Meskipun untuk motor diesel tidak diperlukan sistem pengapian seperti halnya motor bensin, namun dalam motor diesel diperlukan sistem injeksi bahan bakar yang berupa pompa injeksi dan pengabut serta perlengkapan bantu lain. Bahan bakar yang disemprotkan harus mempunyai sifat dapat terbakar sendiri (*self ignition*). Berdasarkan langkah kerjanya mesin diesel dibagi menjadi dua langkah (tak), yaitu mesin 4 langkah dan mesin 2 langkah.

1. Mesin diesel 4 Langkah

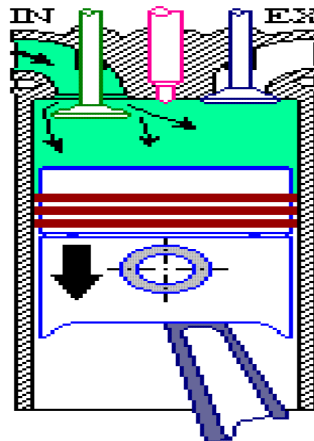
Mesin diesel 4 langkah adalah mesin diesel dimana setiap satu kali atau satu proses usaha terjadi 4 kali langkah piston atau 2 kali putar poros engkol, yaitu:



Gambar. 2.1 Proses Kerja Torak (Piston)

a) Langkah Pengisian

Piston bergerak dari TMA (Titik Mati Atas) ke TMB (titik Mati Bawah). Katup masuk terbuka dan katup buang tertutup. Karena piston bergerak ke bawah maka di dalam silinder terjadi kevakuman sehingga udara bersih akan terhisap dan mengalir masuk ke dalam ruang silinder melalui katup masuk. Dapat dilihat pada gambar 2.2.

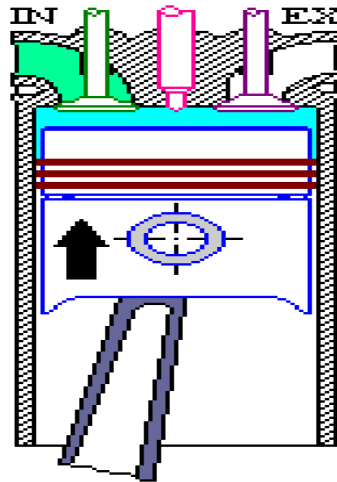


Gambar.2.2 Langkah Isap

b) Langkah Kompresi

Piston akan bergerak dari TMB (Titik Mati Bawah) ke TMA (Titik Mati Atas). Kedua katup (katup masuk dan buang) tertutup. Karena piston

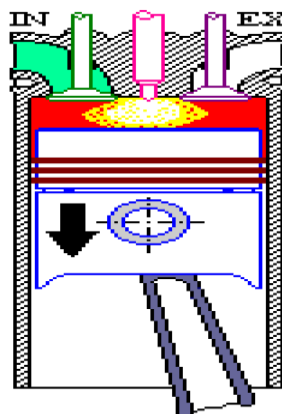
bergerak ke atas dan kedua katup tertutup maka udara bersih di dalam silinder akan terdorong dan dimampatkan di ruang bakar, akibatnya tertekan dan temperatur udara menjadi tinggi. Dapat dilihat pada gambar 2.3.



Gambar.2.3 Langkah Kompresi

c) Langkah Usaha

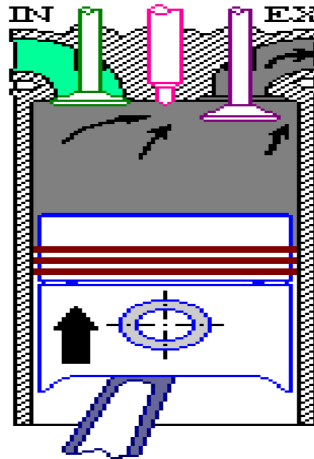
Pada akhir langkah kompresi sebelum piston mencapai TMA, injektor akan mengabutkan bahan bakar dan akan bercampur dengan udara yang tertekan dan bertemperatur tinggi. Karena tekanan dan temperatur yang sangat tinggi maka bahan bakar akan terbakar dengan sendirinya di dalam ruang bakar, hal ini menimbulkan daya dorong sehingga piston akan bergerak dari TMA ke TMB. Dapat dilihat pada gambar 2.4.



Gambar.2.4 Langkah Usaha

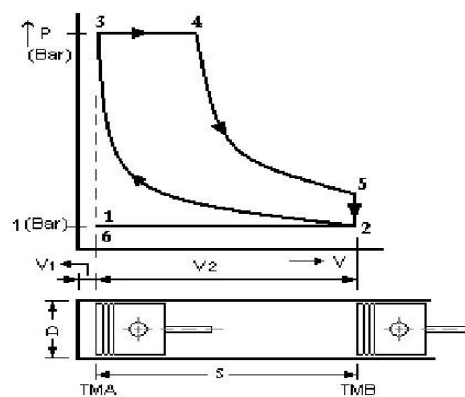
d) Langkah Buang

Piston bergerak dari TMB ke TMA, katup buang membuka dan katup masuk tertutup, karena piston bergerak ke atas maka, sisa hasil gas pembakaran akan terdorong ke luar melalui katup buang. Dapat dilihat pada gambar 2.5.



Gambar.2.5 Langkah Buang

Diagram P-V Ideal (teoritis) menjelaskan menjelaskan proses mesin diesel 4 langkah secara ideal dan digunakan oleh perencana mesin pada perhitungan *thermodinamika* untuk menentukan besarnya daya mesin. Gambar 2.6 adalah diagram P-V ideal



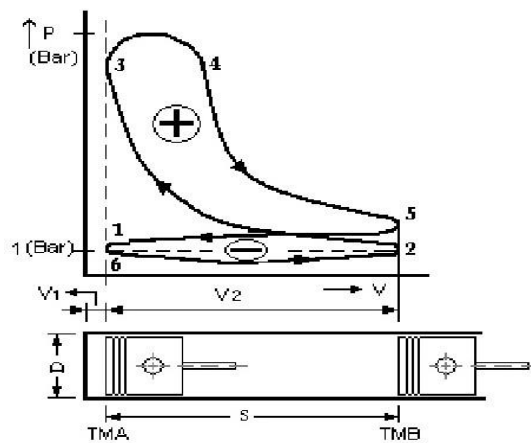
Gambar.2.6 Diagram P – V Ideal (Teorotis)

Tabel proses kerja mesin 4 langkah yang dilengkapi dengan arah gerak torak, putaran poros engkol dan posisi katup (*valve*):

Tabel 2.1 Proses Kerja Mesin Diesel 4 Langkah

NO	Proses Yang Terjadi	Arah Gerak Torak	Derajat Putaran Poros Engkol	Posisi Katup (<i>valve</i>)	
				Isap	Buang
1.	Isap (pengisian)	TMA-TMB	180°	buka	Tutup
2.	Kompresi	TMB-TMA	180°	tutup	Tutup
-	Pengabutan bahan bakar	Derajat sebelum TMA	Sesuai dengan spesifikasi mesin	tutup	Tutup
3.	Usaha	TMA-TMB	180°	tutup	Tutup
4.	Pembuangan	TMB-TMA	180°	tutup	Buka
-	Pembilasan ruang bakar	Derajat sebelum TMA	Sesuai dengan spesifikasi mesin	buka	Buka

Diagram P-V Indikator (Aktual) merupakan diagram yang didapat dari pengukuran dengan alat pengukur kondisi kerja dalam ruang bakar dan pengukurannya dilakukan pada saat mesin diesel beroperasi alat ini dapat mengetahui besaran udara masuk, tekanan kompresi, tekanan pembakaran diruang bakar dan besarnya daya indikator dapat dihitung melalui besaran yang ada pada diagram 2.7 tersebut.



Gambar.2.7 Diagram P – V Indikator (Aktual)

2. Mesin Diesel 2 Langkah

Mesin diesel 2 langkah adalah mesin diesel dimana setiap satu kali proses usaha terjadi dua kali langkah piston dan satu kali putaran poros engkol, yaitu:

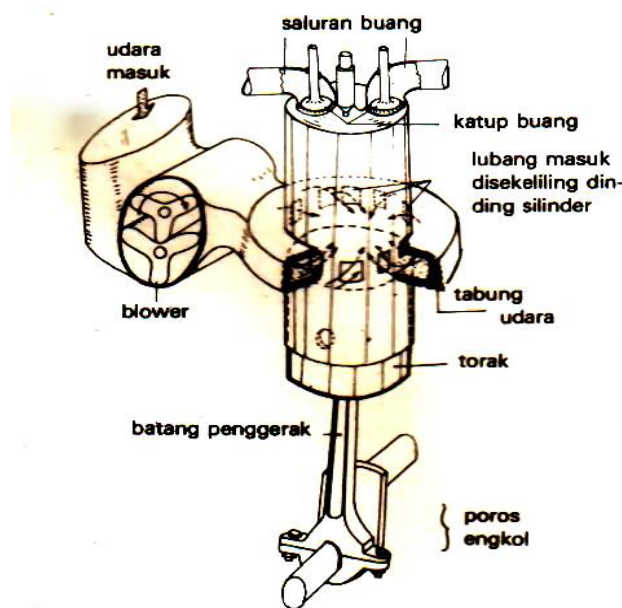
a) Langkah Pambilasan dan Kompresi

Pada awal langkah ini udara masuk silinder melalui lubang masuk pembilasan (*port scavenging*) yang terdapat di bagian bawah silinder. Lubang ini akan terbuka saat torak bergerak ke bawah mendekati TMB dan akan tertutup saat torak bergerak ke atas meninggalkan TMB. Pada saat lubang pembilasan tertutup oleh torak yang bergerak ke atas menuju TMA dan katup buang juga tertutup maka dimulailah proses kompresi. Gerakan torak ke atas akan menyebabkan tekanan udara dalam silinder akan meningkat sehingga, temperatur udara menjadi naik. Beberapa derajat sebelum torak mencapai TMA, bahan bakar disemprotkan (dikabutkan) dengan injektor ke dalam silinder, karena temperatur udara yang sangat tinggi sehingga bahan bakar yang dikabutkan tersebut akan terbakar. Proses pembakaran ini akan menyebabkan kenaikan tekanan dan temperatur gas secara drastis, kondisi maksimal akan terjadi beberapa saat setelah torak mulai bergerak ke bawah. Gas bertekanan tinggi ini akan mendorong torak bergerak ke bawah dan melalui batang torak akan memutar poros engkol.

b) Langkah Ekspansi dan Buang

Langkah ekspansi dan buang dimulai setelah terjadinya tekanan maksimum di dalam silinder akibat terbakarnya campuran bahan bakar dengan udara. Dan setelah terjadi tekanan maksimum dalam silinder piston akan terdorong

menuju TMB dan katup buang mulai terbuka dan gas hasil pembakaran akan terdorong keluar akibat tekanan dalam silinder lebih besar dari pada tekanan udara luar dan juga akibat terdesak oleh udara segar yang dimasukkan dengan paksa melalui lubang pembilasan dengan *blower* pembilas (*turbocharger*). Pada saat katup buang sudah tertutup proses pemasukan udara masih berlangsung untuk beberapa saat dengan bantuan kompresor pembilas sampai lubang pembilas tertutup total oleh torak, hal ini dimaksudkan untuk meningkatkan kapasitas dan menaikkan tekanan udara pembilas dalam silinder. Demikian kedua proses ini berlangsung terus menerus dan bergantian antara langkah pembilasan dan kompresi dengan langkah *ekspansi* dan buang oleh karena itu disebut operasi dua langkah.



Gambar.2.8 Motor 2 Langkah

2.2.3 Pengertian Sistem Injeksi Bahan Bakar Mesin Diesel

Sistem injeksi bahan bakar pada mesin diesel merupakan sistem paling penting di antara sistem-sistem yang lain. Dengan sistem injeksi bahan bakar yang baik dan tepat akan menghasilkan tenaga mesin yang optimal. Sebaliknya sistem injeksi bahan bakar yang kurang baik dan kurang tepat dapat menyebabkan tenaga mesin diesel kurang optimal, bahkan mungkin saja mesin diesel tidak dapat dijalankan sama sekali. Banyak orang yang menyatakan bahwa sistem injeksi bahan bakar pada mesin diesel merupakan jantung hidup matinya mesin. Sistem injeksi bahan bakar mesin diesel mencakup rangkaian komponen-komponen yang berhubungan dengan bahan bakar, yang berfungsi mengisap bahan bakar dari tangki bahan bakar, memompakan bahan bakar, sampai bahan bakar tersebut diinjeksikan ke dalam ruang bakar silinder mesin dalam rangka memperoleh tenaga. Beberapa fungsi dari sistem bahan bakar injeksi mesin diesel, diantaranya adalah menyimpan, menyaring, memompa, menginjeksi, mengabutkan, mengatur, dan mengembalikan.

Sistem injeksi bahan bakar pada mesin diesel harus memenuhi beberapa persyaratan agar kerjanya dapat optimal. Syarat-syarat tersebut diantaranya:

a. Menyuplai

Menyuplai bahan bakar dalam jumlah tertentu. Sistem injeksi bahan bakar diesel harus dapat menyuplai bahan bakar setiap saat dengan jumlah tertentu ke dalam tiap-tiap (semua) silinder mesin diesel.

b. Menepatan

Timing atau saat penginjeksian. Bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar tersebut harus tepat waktunya sehingga mesin diesel mampu menghasilkan tenaga yang maksimal. Jika penginjeksian atau penyemprotan bahan bakar terlalu

cepat atau terlalu lambat dapat menyebabkan kerugian tenaga yang dihasilkan sehingga tenaga mesin tidak optimal.

c. Mengendalikan

Kecepatan pengiriman bahan bakar mesin diesel dapat bekerja secara halus di setiap silindernya tergantung dari lama waktu yang dibutuhkan untuk menginjeksikan bahan bakar. Kecepatan putaran mesin yang lebih tinggi harus dicapai dengan pemasukan bahan bakar yang lebih cepat juga.

d. Mengabutkan

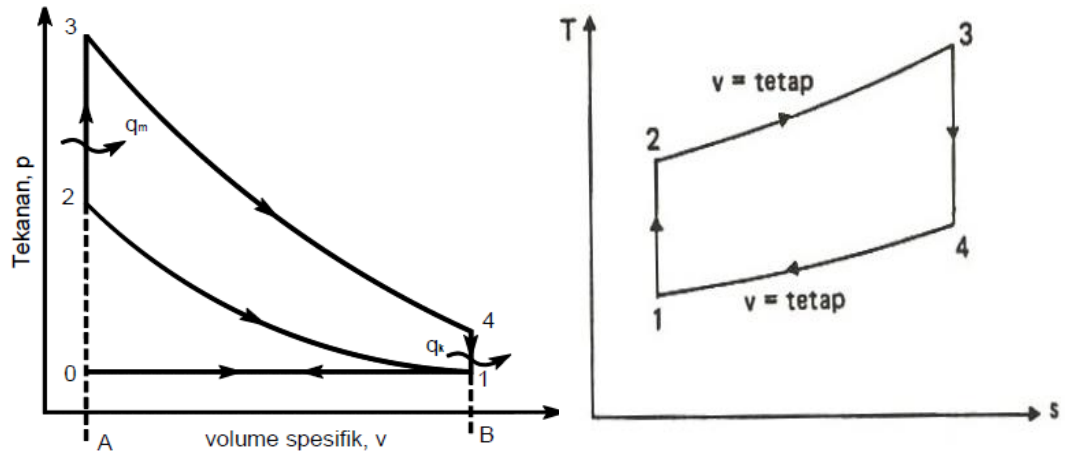
Bahan bakar tidak hanya disuplai saja, namun bahan bakar harus mampu mengabutkan selama proses penginjeksian. Hal ini agar bahan bakar dapat tercampur dengan udara dan menjadi campuran yang homogen sehingga partikel-partikel tersebut dapat terbakar dengan baik. Jika bahan bakar tidak dikabutkan maka saat pembakaran juga menjadi bermasalah karena bisa terjadi pembakaran yang telambat. Padahal campuran udara dan bahan bakar harus dibakar pada saat yang tepat.

2.2.4 Siklus Ideal

Proses termodinamika dan kimia yang terjadi dalam motor bakar torak amat kompleks untuk dianalisa menurut teori. Pada umumnya untuk menganalisa motor bakar torak dipergunakan siklus udara sebagai siklus yang ideal. Siklus udara menggunakan beberapa keadaan yang sama dengan siklus sebenarnya dalam adalah urutan proses, perbandingan kompresi, pemilihan temperatur dan tekanan pada suatu keadaan, penambahan kalor yang sama persatuan berat udara. Tiga siklus di dalam analisa udara khususnya motor bakar torak yaitu;

a. Siklus Otto (Siklus Udara Volume Konstan)

Motor bensin adalah jenis motor bakar torak yang bekerja berdasarkan siklus volume konstan, karena saat pemasukan kalor (langkah pembakaran) dan pengeluaran kalor terjadi pada volume konstan. Siklus ini adalah siklus yang ideal. Seperti yang terlihat pada diagram P – V



Gambar.2.9 Diagram P-V dan T-S Siklus Otto

Siklus volume konstan adalah sebagai berikut:

1. Langkah 0 – 1 adalah langkah isap, yang terjadi pada tekanan konstan.
2. Langkah 1 – 2 adalah langkah kompresi, pada kondisi *isentropic*.
3. Langkah 2 – 3 adalah proses pemasukan kalor pada volume konstan.
4. Langkah 3 – 4 adalah proses *ekspansi*, yang terjadi secara *isentropic*.
5. Langkah 4 – 1 adalah langkah pengeluaran kalor pada volume konstan.
6. Langkah 1 – 0 adalah proses tekanan konstan

Untuk menjelaskan makna dari diagram P-V dan T-S motor bahan bakar torak, terlebih dahulu perlu dipakai beberapa idealisasi sehingga prosesnya dapat dipahami dengan lebih mudah. Proses siklus yang ideal itu biasanya dinamakan siklus udara, dengan beberapa idealisasi sebagai berikut:

1. Fluida kerja di dalam silinder adalah udara, dianggap sebagai gas ideal dengan konstan kalor yang konstan.
2. Proses kompresi dan *ekspansi* berlangsung secara *isentropik*.
3. Proses pembakaran dianggap sebagai proses pemanasan *fluida* kerja.
4. Pada akhir proses *ekspansi* pada waktu torak mencapai TMB, *fluida* kerja didinginkan sehingga tekanan dan temperaturnya turun hingga mencapai tekanan dan temperatur atmosfer.
5. Tekanan *fluida* kerja di dalam silinder selama langkah buang dan langkah isap adalah konstan dan sama dengan tekanan atmosfer.

Adapun efisiensi *thermal* dari siklus ini adalah

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

Dimana:

ε = Perbandingan kompresi (*compression ratio*), yakni perbandingan volume total (volume langkah torak + volume sisa) dengan volume sisa (*clearance*).

$$\varepsilon = \frac{V_L + V_S}{V_S}$$

Dimana:

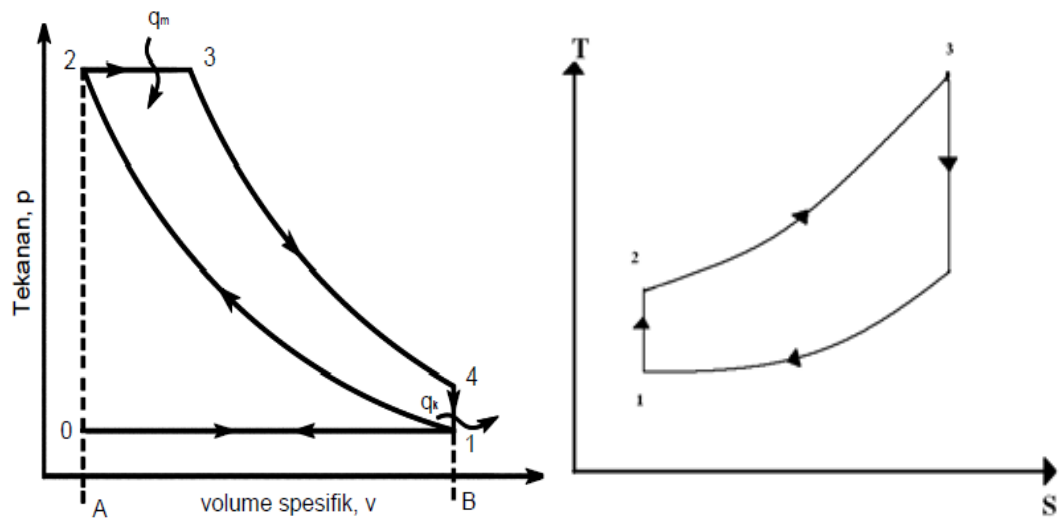
V_L = Volume langkah

V_S = Volume sisa

Dari persamaan diatas dapat diketahui bila *ratio* kompresi dinaikkan maka efisiensi *thermal* dari siklus akan semakin tinggi.

b. Siklus Diesel (Siklus Udara Tekanan Konstan)

Siklus tekanan konstan ini merupakan siklus motor bahan bakar torak yang terjadi ketika pemasukan dan pengeluaran kalor terjadi pada kondisi tekanan konstan. Siklus ini terjadi pada motor diesel siklus ini terdapat pada gambar merupakan siklus yang ideal.



Gambar.2.10 Diagram P-V dan T-S siklus Diesel

Adapun siklus tekanan konstan ini adalah:

1. Langkah 0 – 1 adalah langkah isap, tekanan konstan.
2. Langkah 1 – 2 adalah langkah kompresi, kondisi *isentropik*.
3. Langkah 2 – 3 adalah proses pemasukan kalor, tekanan konstan.
4. Langkah 3 – 4 adalah proses *ekspansi, isentropik*.
5. Langkah 4 – 1 adalah langkah pengeluaran kalor, tekanan konstan.
6. Langkah 1 – 0 adalah proses, tekanan konstan.

Adapun efisiensi *thermal* dari siklus ini adalah:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \times \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho-1)}$$

Dimana:

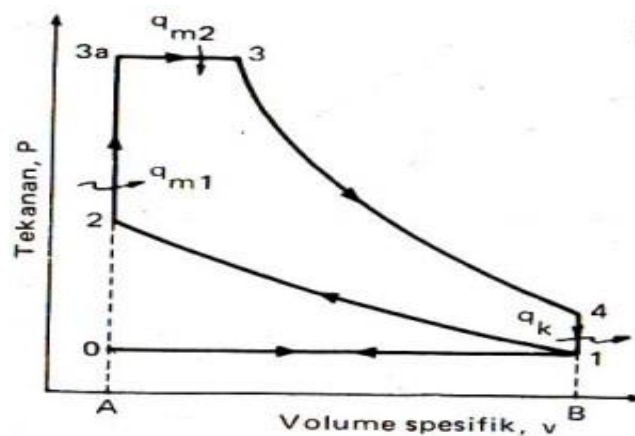
ε = Perbandingan kompresi

ρ = *Preliminary expansion ratio*

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}$$

c. Siklus Gabungan (Siklus Udara Tekanan Terbatas)

Pemasukan kalor pada suatu siklus dilakukan baik pada volume konstan maupun pada tekanan konstan, siklus tersebut dinamakan siklus tekanan terbatas atau siklus gabungan. Pada gambar tersebut terlihat proses pemasukan kalor berlangsung selama proses (2 – 3a) dan (3a – 3).



Gambar.2.11 Siklus Gabungan

Keterangan :

Proses 0 – 1 = Langkah pengisian

Proses 1 – 2 = Langkah kompresi

Proses 2 – 3a = Langkah pemasukan kalor pada volume konstan

Proses 3a – 3 = Langkah pemasukan kalor pada tekanan konstan

Proses 3 – 4 = Langkah *ekspansi*

Proses 4 – 0 = Langkah pembuangan

1. Langkah Pengisian (Proses 0 – 1)

Tekanan awal pengisian ini udara yang masuk ke dalam silinder lebih banyak.

Tekanan gas pada awal langkah pengisian dipengaruhi dari sistem pengisian udara.

Untuk mesin diesel yang menggunakan *turbocharger* maka tekanan udara awalnya adalah tekanan udara setelah *turbocharger* $P_o = P_s$.

Sehingga tekanan udara yang masuk kedalam silinder adalah: $P_a = (0,90-0,95) P_o$

karena $P_o = P_s$ maka, $P_a = (0,90-0,95) P_s$

Dimana :

P_a = Tekanan udara awal langkah kompresi, Bar

P_{sup} = Tekanan udara setelah *turbocharger*, Bar

Temperatur Awal Pengisian (T_a) Adapun temperatur awal pengisian dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T_w + \gamma r \cdot T_r}{1 + \gamma r}$$

Keterangan :

T_a = Temperatur awal kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, dalam hal ini temperatur setelah *turbocharger*, K

ΔT_w = Penambahan temperatur dari silinder ($10^\circ - 15^\circ$)

γ_r = Koefisien kelebihan udara (0,03 – 0,04)

T_r = Temperatur Gas Buang, K

Efisiensi *Volumetrik* (η_{ch}) Jika suatu mesin dapat menghisap udara pada kondisi sebanyak volume langkah toraknya untuk setiap langkah hisapnya, maka hal itu merupakan sesuatu yang ideal namun hal ini tidak terjadi dalam keadaan yang sebenarnya. Besarnya efisiensi *volumetrik* tergantung kondisi isap yang ditentukan.

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{1}{\frac{T_a}{T_o} (1 + \gamma_r)}$$

Keterangan :

η_{ch} = Efisiensi Volumetrik

ε = Perbandingan kompresi

P_a = Tekanan udara awal langkah kompresi, Bar

P_o = Tekanan udara luar, Bar

T_a = Temperatur udara awal langkah kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, K

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03 – 0,04)

2. Langkah Kompresi (Proses 1 – 2)

Langkah kompresi merupakan suatu proses dimana torak bergerak dari TMB menuju TMA dengan kondisi kedua *valve* (*inlet* dan *exhaust*) dalam keadaan tertutup. Proses ini adalah untuk menaikkan efisiensi panas atau efisiensi total dari mesin dengan meningkatkan tekanan. Udara pengisian yang memiliki temperatur yang tinggi

tersebut akan memudahkan pengabutan pada injeksi bahan bakar untuk menyala dan terbakar di dalam ruang bakar tanpa memerlukan sumber penyalaan dari luar.

Adapun temperatur akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n1-1}$$

Keterangan :

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_a = Temperatur Awal Kompresi, K

$n1$ = nilai *eksponen politropik*, (1,34 – 1,39)

Tekanan akhir kompresi Pada saat torak telah mencapai TMA maka temperatur dalam ruang bakar akan meningkat, tekanan yang berada di dalam silinder juga meningkat. Untuk tekanan akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n1}$$

Keterangan :

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

P_a = Tekanan awal kompresi, Bar

ϵ = Perbandingan kompresi

$n1$ = nilai eksponen politropik, (1,34 – 1,39)

3. Langkah Pembakaran (Proses 2 – 3)

Terdapat dua metode yang berbeda dari pembakaran bahan bakar dalam mesin, yaitu pembakaran pada volume konstan (Proses 2 – 3a) dan pembakaran pada tekanan konstan (3a – 3). Dalam hal ini setelah terjadinya kompresi, *fluida* kerja menerima panas dari luar beberapa derajat sebelum TMA hingga beberapa derajat setelah TMA. Adapun tekanan pembakaran dapat dicari dengan persamaan berikut :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} \text{ sehingga } P_z = \lambda \cdot P_c$$

Keterangan :

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

λ = Perbandingan tekanan pembakaran (untuk mesin dengan pengabutan mekanik nilainya 1,7 – 2,2)

Temperatur Akhir Pembakaran (T_z) Koefisien kimia perubahan molar (μ_f)

$$\mu_f = \frac{mg}{\alpha \cdot L_o'}$$

Dimana :

μ_f = Koefisien kimia perubahan molar

mg = jumlah mol gas hasil pembakaran, mol

L_o' = kebutuhan udara teoritis, mol/kgBB

α = koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

Koefisien Perubahan molar gas sisa (μ)

$$\mu = \frac{\mu_f + \gamma r}{1 + \gamma r}$$

Keterangan :

μ = Koefisien perubahan molar gas sisa

μ_f = Koefisien bahan bakar

γr = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03 – 0,04)

Kapasitas panas rata-rata molar gas dalam keadaan volume konstan (*isokhorik*) dapat ditulis dengan persamaan berikut :

$$m_v \left\{ \begin{matrix} T \\ 0 \end{matrix} \right. = A + B$$

Dimana A, dan B merupakan koefisien yang ditemukan secara eksperimental untuk setiap gas dengan nilai :

$$\text{Karbon Dioksida : } m_v = 7,82 + 125 \times 10^{-5} T$$

$$H_2O \quad m_v = 5,79 + 112 \times 10^{-5} T$$

$$\text{Nitrogen, Oksigen, dan Udara : } m_v = 4,62 + 53 \times 10^{-5} T$$

Sehingga, berdasarkan formula di atas kapasitas panas rata-rata molar gas dalam keadaan *isokhorik* dapat ditulis menjadi : $(m_v)_g = A_g + B_g T_g$ dimana,

$$A_g = v_{C_2} \cdot A_{C_2} + v_{H_2O} \cdot A_{H_2O} + v_{N_2} \cdot A_{N_2} + v_{O_2} \cdot A_{O_2} \text{ dan}$$

$$B_g = v_{C_2} \cdot B_{C_2} + v_{H_2O} \cdot B_{H_2O} + v_{N_2} \cdot B_{N_2} + v_{O_2} \cdot B_{O_2}$$

Sedangkan, kapasitas molar panas gas rata-rata pada tekanan konstan adalah :

$$(m_v)_g = (m_v)_g + 1,985 = A_g + 1,985 + B_g T_g$$

Untuk kapasitas molar udara baik di volume konstan adalah

$$(m_v)_a = A_a + B_a T_c = 4,62 + 0,53 \times 10^{-3} T_c$$

Sehingga untuk mencari temperatur akhir pembakaran dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\frac{\xi_z \cdot Q_l}{\alpha \cdot Lo' \cdot (1 + \gamma_r)} + [(m_v)_a + 1,985] T_c = \mu (m_p)_g T_z$$

Keterangan :

ξ_z = Koefisien penggunaan kalor, nilainya 0,65 – 0,85 (*N, Petrovsky, hal 44*)

α = Koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2 (*N, Petrovsky, hal 38*)

Lo' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kgBB

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03 – 0,04)

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

Q_l = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)

4. Langkah *Ekspansi* (Proses 3 – 4)

Langkah *ekspansi* atau juga disebut dengan langkah kerja, merupakan proses dimana torak kembali menuju TMB dari TMA karena adanya ledakan yang kuat akibat proses pembakaran sehingga mendorong torak kembali ke TMB. Adapun derajat ekspansi dapat ditulis dengan :

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda T_c}$$

Keterangan :

ρ = Derajat ekspansi

μ = Koefisien perubahan molar gas sisa

λ = Perbandingan tekanan pembakaran (untuk mesin dengan pengabutan mekanik nilainya 1,7 – 2,2)

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

Dan derajat *ekspansi* berikutnya adalah

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

Keterangan :

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

ε = Rasio kompresi

ρ = Derajat awal ekspansi

Sehingga untuk mencari tekanan pada akhir langkah *ekspansi* adalah :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

Keterangan :

P_b = Tekanan akhir ekspansi, Bar

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata *ekspansi polytropik* (1,15 – 1,3, N. Petrovsky hal 52)

Temperatur akhir *ekspansi* dapat dicari dengan rumus :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

Keterangan :

T_b = Temperatur Akhir *Ekspansi*, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata *ekspansi polytropik* (1,15 – 1,3, N. Petrovsky hal 52)

Tekanan Indikator Teoritis

$$P_{it} = \frac{P_c}{\varepsilon-1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda}{n_2-1} \right] \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1-1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right)$$

Keterangan :

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

δ = Derajat *ekspansi* selanjutnya

ε = Rasio kompresi

λ = Perbandingan tekanan pembakaran (untuk mesin dengan pengabutan mekanik nilainya 1,7 – 2,2)

ρ = Derajat awal *ekspansi*

$n1$ = Nilai eksponen politropik, (1,34 – 1,39)

$n2$ = Eksponen rata-rata *ekspansi polytropik* (1,15 – 1,3, N. Petrovsky hal 52)

Maka tekanan efektif rata-rata indikator terkoreksi :

$$P_i = P_{it} \cdot \varphi$$

Keterangan :

P_i = Tekanan efektif terkoreksi, Bar

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

φ = Faktor koreksi (0,95 – 0,97, N. Petrovsky, hal 55)

Sehingga tekanan efektif rata-ratanya adalah :

$$P_e = \eta_m \cdot P_i$$

Keterangan :

P_e = Tekanan efektif rata-rata, Bar

η_m = Efisiensi mekanik

2.2.5 Unjuk Kerja Motor Diesel

Unjuk kerja mesin adalah suatu indikasi derajat keberhasilan mesin tersebut ketika melakukan kerja, yaitu mengonversikan energi kimia bahan bakar menjadi kerja mekanik yang bermanfaat. Namun, dalam mengevaluasi unjuk kerja mesin parameter dasar tertentu dipilih dan pengaruh berbagai kondisi operasi, konsep perancangan dan modifikasi-modifikasi pada parameter-parameter tersebut adalah:

a. Keluaran Daya (*Power*)

Hal utama dari menjalankan sebuah mesin adalah tenaga mekanik. Keluaran daya (*power*) didefinisikan sebagai laju kerja yang dilakukan dan sama dengan perkalian gaya dengan kecepatan linear atau perkalian antara torsi dengan kecepatan putar. Keluaran daya yang dihasilkan mesin pada poros keluaran dinamakan *brake horse power* (bhp). Kadang juga disebut daya efektif dan diberikan oleh

$$bhp = \frac{T n}{4.500} \dots\dots\dots(Ref. 9 Hal 68)$$

Dimana T adalah torsi dalam kgf-m dan n adalah kecepatan putar dalam putaran per menit (rpm). Daya total yang di hasilkan mesin dalam ruang bakar karena proses pembakaran bahan bakaran adalah lebih besar dari pada bhp dan dinamakan *indicated horse power* (ihp). Tenaga besar ihp ini sebagai dikonsumsi untuk mengatasi gesekan antara bagian-bagian yang bergerak, sebagai untuk proses penghisapan udara dan pembuangan gas buang hasil pembakaran dari dalam silinder mesin. Perbedaan antara ihp dengan bhp menunjukkan kerugian daya dalam komponen mekanik dari mesin. Selisih antara ihp dengan bhp di sebut *friction horse power* (fhp) jadi $fhp = ihp - bhp$. Dan selisih ihp dengan bhp ini mengakibatkan adanya efisiensi mekanik. Adapun daya mekanis yang dihasilkan motor adalah:

indicated horse power (ihp) / Daya indikasi

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_d \cdot n \cdot i}{0,45 \cdot Z} (HP)$$

Keterangan :

N_i = Daya indikasi (*indicated horse power*) (hp)

- P_i = Tekanan indikasi (kg/cm^2)
- V_L = Volume langkah (cm^3)
- n = Putaran poros engkol
- i = Jumlah silinder
- z = Perbandingan langkah siklus, untuk mesin 2 langkah = 1, dan mesin 4 langkah = 2

2.2.6 Bahan Bakar dan Pembakaran

a. Bahan Bakar

Pada tahap pertama perkembangan motor diesel, dipakai serbuk batu bara sebagai bahan bakarnya. Tetapi dikarenakan tidak berhasil dengan baik dan tidak praktis maka batu bara tidak lagi dipergunakan. Sampai saat ini minyak bakar (bahan bakar cair) merupakan jenis bahan bakar yang banyak dipergunakan. Namun di tempat-tempat dimana banyak terdapat bahan bakar gas, motor diesel dapat bekerja dengan dua macam bahan bakar. Dalam hal tersebut bahan bakar gas dimasukkan ke dalam silinder bersama-sama dengan udara segar, sedangkan akhir langkah kompresi bahan bakar minyak disemprotkan ke dalam silinder sehingga terjadi pembakaran.

Pemakaian spesifik bahan bakar merupakan parameter penting untuk sebuah mesin yang berhubungan erat dengan efisiensi *thermal* mesin. Pemakaian bahan bakar spesifik didefinisikan sebagai banyaknya bahan bakar dibagi daya yang keluar.

$$Be = \frac{m_f}{N_e} \text{ kg/KWH atau } \frac{\text{Pemakaian bahan bakar}}{\text{Daya aktif}} \dots\dots\dots \text{Ref. 5 Hal 8}$$

Dimana;

m_f = Pemakaian bahan bakar (kg/h)

N_e = Daya poros efektif (kw)

Spesifik *fuel consumption* teoritis

Nilai spesifik *fuel consumption* teoritis dapat dicari dengan rumus sebagai berikut:

$$F = 318,4 \times \frac{\eta_m \times p_o}{p_e \times \alpha \times L_o' \times T_o}$$

Keterangan :

L_o' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kgBB

η_m = Efisiensi Mekanik

P_o = Tekanan udara luar, Bar

T_o = Temperatur udara luar, K

F = Nilai spesifik fuel consumption, kg/Hp.Hour

α = Koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

p_e = Tekanan efektif rata-rata (bar)

Jenis-jenis bahan bakar mesin diesel yaitu:

1. *High Speed Diesel* (HSD)

HSD merupakan bahan bakar jenis solar yang digunakan untuk mesin diesel yang memiliki performa untuk jumlah *cetane* 45. Umumnya mesin yang menggunakan bahan bakar HSD merupakan mesin yang menggunakan sistem injeksi pompa dan elektronik injeksi. Jadi pada dasarnya bahan bakar ini diperuntukkan bagi kendaraan bermotor dan bahan bakar peralatan industri.

Tabel 2.2. Data Karakteristik HSD

No.	Characteristics	Satuan	Spesification		Methods *)
			Min	Max	
1	<i>Spesific Gravity at 60/60 °F</i>	-	0.815	0.870	<i>ASTM D. 4052-(2003)</i>
2	<i>Color ASTM</i>	-	-	3.0	<i>ASTM D. 1500-02-(2003)</i>
3	<i>Calculated Cetane Index</i>	-	45.0	-	<i>ASTM D. 976-91 (Reapproved 2000)</i>
4	<i>Viscosity Kinematic at 40 °C</i>	cSt	2.0	5.0	<i>ASTM D. 445-03 (2003)</i>
5	<i>Pour Point</i>	°C	-	+ 18	<i>ASTM D. 97-96a (2003)</i>
6	<i>Sulphur Content</i>	% wtl	-	0.35	<i>ASTM D. 4294-02-(2003)</i>
7	<i>Copperstrip (3 hrs/100 °C)</i>	-	-	No .1	<i>ASTM D. 130-94 (Reapproved 2000)</i>
8	<i>Condradson Carbon Residue (on 10% distillation residue)</i>	% wt	-	0.1	<i>ASTM D. 189-01-(2003)</i>
9	<i>Water Content</i>	% vol	-	0.05	<i>ASTM D. 95-99-(2003)</i>
10	<i>Sediment Content</i>	% wt	-	0.01	<i>ASTM D. 473-02-(2003)</i>
11	<i>Ash Content</i>	% wt	-	0.01	<i>ASTM D. 482-02-(2003)</i>
12	<i>Neutralization</i>				
	<i>Strong Acid Number</i>	mg/KOH/g	-	Nil	<i>ASTM D. 974-02-(2003)</i>
	<i>Total Acid Number</i>	mg/KOH/g	-	0.6	<i>ASTM D. 664-01-(2003)</i>
13	<i>Flash Point PMcc</i>	°C	60	-	<i>ASTM D. 93-02a-(2003)</i>
14	<i>Distillation Recovery at 95%</i>	°C	-	370	<i>ASTM D. 86-02-(2003)</i>
15	<i>Gross Calorific Value</i>	BTU/Lb	-	-	<i>ASTM D. 240</i>
16	<i>Density at 15°C</i>	Kg/L	-	-	<i>ASTM D. 4052-(2003)</i>

SK Dirjen Migas No. 3675K/24/DJM/2006

2. Marine Fuel Oil (MFO)

Minyak bakar bukan merupakan produk hasil destilasi tetapi hasil dari jenis residu yang berwarna hitam. Minyak jenis ini memiliki tingkat kekentalan yang tinggi dibandingkan minyak diesel. Pemakaian BBM jenis ini umumnya untuk pembakaran langsung pada industri besar dan digunakan sebagai bahan bakar untuk steam power station dan beberapa penggunaan yang dari segi ekonomi lebih murah dengan penggunaan minyak bakar dan jenis ini sering digunakan sebagai bahan bakar untuk mesin-mesin diesel yang memiliki kecepatan proses yang rendah.

Tabel 2.3. Data Karakteristik MFO

No.	Characteristics	Satuan	Spesification		Methods *)
			Min	Max	
1	<i>Spesific Gravity at 60/60 °F</i>	-	-	0.990	<i>ASTM D. 4052-02 (2003)</i>
2	<i>Viscosity Redwood @100 °F</i>	Secs	400	1250	<i>Calculated from ASTM D. 445-03-(2003)</i>
3	<i>Pour Point</i>	°F	-	80	<i>ASTM D. 97-96a (2000)</i>
4	<i>Gross Calorific Value</i>	BTU/Lb	18000	-	<i>ASTM D. 240-02 (2003)</i>
5	<i>Sulfur Content</i>	% wt	-	0.35	<i>ASTM D. 4294-02 (2003)</i>
6	<i>Water Content</i>	% vol	-	0.75	<i>ASTM D. 95-99-(2003)</i>
7	<i>Sediment</i>	% wt	-	0.15	<i>ASTM D. 473-02 (2003)</i>
8	<i>Neutralization Value Strong Acid Number</i>	MgKOH/g	-	Nil	<i>ASTM D. 974-02-(2003)</i>
9	<i>Flash Point PMcc</i>	°F	150	-	<i>ASTM D. 93-02a-(2003)</i>
10	<i>Condradson Carbon Residue</i>	% wt	-	14	<i>ASTM D. 189-01-(2003)</i>
11	<i>Sodium as Na</i>	Ppm	-	-	-

SK Dirgen Migas No. 3675K/24/DJM/2006

3. Industrial Diesel Oil (IDO)

IDO dihasilkan dari proses penyulingan minyak mentah pada temperatur rendah, biasanya jenis ini memiliki kandungan sulfur yang tergolong rendah sehingga dapat diterima oleh *Medium Speed Diesel Engine*.

4. Biodiesel

Bahan bakar *biodiesel* merupakan jenis bahan bakar yang cukup baik sebagai pengganti solar yang berasal dari fraksi minyak bumi, hal ini disebabkan karena *biodiesel* merupakan sumber energi yang dapat diperbaharui karena berasal dari minyak nabati dan hewani walaupun. Secara kimia, susunan *biodiesel* terdiri dari campuran *mono-alkyl ester* dan rantai panjang asam lemak, *Biodiesel* merupakan bahan bakar yang tidak memiliki kandungan berbahaya bila terlepas ke udara, karena sangat mudah untuk terurai secara alami. Dalam proses pembakarannya, bahan bakar jenis ini hanya menghasilkan karbon monoksida serta hidrokarbon yang relatif

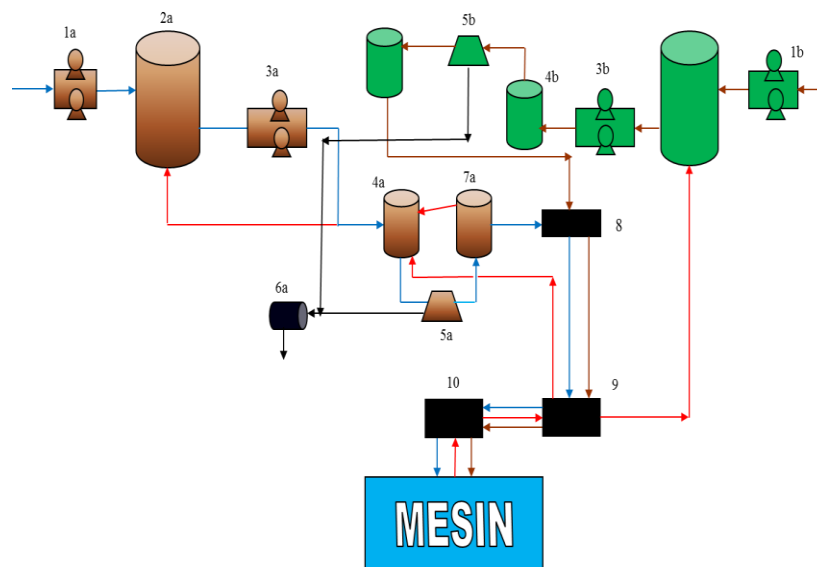
rendah sehingga cukup aman bagi lingkungan sekitar, hal ini lah yang membuat *biodiesel* memenuhi persyaratan sebagai bahan bakar.

5. Diesel Performa Tinggi (Pertamina Dex)

Bahan bakar ini merupakan bahan bakar yang memiliki kualitas lebih tinggi jika dibandingkan dengan jenis bahan bakar yang berasal dari *petroleum* lainnya. Jenis bahan bakar telah mengalami proses peningkatan kualitas dari segi *cetane number* serta pengurangan kandungan sulfur sehingga lebih dianjurkan bagi mesin diesel sistem injeksi *comonrail*, untuk lebih jelasnya, sistem injeksi *comonrail* adalah sebuah *tube* bercabang yang terdapat di dalam mesin dengan katup injektor yang dikendalikan oleh komputer dimana masing-masing *tube* tersebut terdiri dari *nozzle* mekanis dan *pulunger* yang dikendalikan oleh *solenoid* serta *actuator piezoelectric*. Pada solar jenis ini memiliki jumlah bilangan *cetane* 53 serta kandungan sulfur dibawah 300 ppm sehingga digolongkan sebagai diesel modern yang memiliki standar gas buang EURO 2.

b. Sistem Aliran Bahan Bakar Mesin SULZER ZAV 40S di PLTD Sungai

Raya.



Gambar 2. 12 Aliran Bahan Bakar MFO dan HSD

Keterangan :

1a : Pompa Pengisi MFO *Storage Tank*

2a : MFO *Storage Tank*

3a : *Transfer Pump*

4a : *Buffer Tank*

5a : Separator

6a : *Sludge Tank*

7a : *Daily Tank*

8 : *Feeder Pump*

9 : *Booster Unit*

10 : *Change Over Module*

1b : Pompa Pengisi HSD *Storage Tank*

2b : HSD *Storage Tank*

3b : *Transfer Pump*

4b : HSD *Suttle Tank*

5b : Sparator

6b : HSD *Daily Tank*

Keterangan:

Biru : Aliran MFO Coklat : Aliran HSD

Merah : Aliran Balik Hitam : Aliran limbah SEprator

Di PLTD Sungai Raya ada dua jenis bahan bakar yang digunakan yaitu bahan bakar MFO dan HSD. Pengangkutan atau pengiriman bahan bakar menggunakan kapal tongkang melalui jalur sungai. Untuk alirannya bahan bakar MFO dari kapal bahan bakar akan diisap dengan pompa yang akan dimasukan kedalam *storage tank* (tangki timbun) untuk masuk ke dalam mesin bahan bakar akan diisap menggunakan pompa transfer setelah itu akan masuk ke dalam tangki *Buffer tank* setelah itu bahan bakar akan *disparasi* menggunakan Sparator untuk memisahkan kotoran dan kandungan air. Setelah melewati SEparator bahan bakar akan masuk ke *daily tank* (tangki Harian) dari *daily tank* bahan bakar akan di pompakan dengan menggunakan *Feeder pump* untuk menjaga tekanan bahan bakar yang masuk kedalam mesin agar tetap stabil maka dibantu dengan *Booster pump* dari pompa ini aliran bahan bakar akan dibagi masuk ke setiap mesin masing-masing, di setiap mesin memiliki COM (*Change over module*) yang berfungsi untuk memindahkan bahan bakar MFO atau

HSD yang ingin digunakan masuk ke mesin. Selanjutnya bahan bakar masuk ke mesin dipompakan lagi oleh *fuel pump* agar tekanannya tinggi dan *injector* mengabutkan bahan bakar yang masuk kedalam silinder dengan maksimal. Sama seperti aliran HSD tidak jauh berbeda dengan aliran bahan bakar MFO.

Perlakuan bahan bakar MFO Berbeda dengan bahan bakar HSD. karena MFO bukan merupakan produk hasil destilasi tetapi dari hasil jenis residu yang berwarna hitam. Minyak jenis ini memiliki tingkat kekentalan yang cukup tinggi dibandingkan HSD. Agar mendapatkan *viscositas* yang diinginkan 9-14, maka dibutuhkan pemanas yaitu *boiler thermal oil*. Pada umumnya *boiler* sebagai pemanas air untuk dijadikan uap untuk memutar turbin, namun *Boiler thermal oil* yang ada di PLTD Sungai Raya adalah Oli yang dipanaskan untuk memanaskan MFO jadi setiap pipa bahan bakar MFO akan dialiri oli agar tetap panas dan kekentalannya tetap terjaga sesuai yang diinginkan dan disetiap tangki MFO juga terdapat pemanasnya dari panas *Boiler thermal oil*. Untuk bahan bakar HSD tidak perlu menggunakan pemanas karna HSD merupakan produk dari destilasi.

Dengan memperhatikan buku petunjuk pabrik, mesin-mesin diesel yang mempunyai nilai ppm (putaran per menit) rendah sampai dengan 500 rpm dapat menggunakan bahan bakar minyak (BBM) IDO dan MFO. Mesin diesel dengan nilai putaran mesin di atas 500 rpm, harus menggunakan HSD. Proses pembakaran motor diesel putran diatas 500 rpm atau putaran tinggi sangat singkat waktu yang diperlukan untuk atomisasi bahan bakar, penundaan dan pembakaran campuran udara dan bahan bakar sangat singkat. Sehingga untuk ini di perlukan bahan bakar yang mempunyai mutu yang lebih baik, seperti *viskositas* yang rendah, mudah

teratomisasi dan mempunyai angka *cetane* yang tinggi, berbeda dengan MFO yang memiliki *viskositas* tinggi serta membutuhkan pemanas untuk menurunkan *viskositas*.

c. Pembakaran

Bahan bakar yang disemprotkan ke dalam silinder berbentuk butiran-butiran cairan yang halus (pengabutan). Oleh karena udara di dalam silinder pada saat tersebut sudah bertemperatur dan bertekanan tinggi maka butir-butir tersebut akan menguap. Penguapan butir bahan bakar itu dimulai pada bagian permukaan luarnya, yaitu bagian yang terpanas. Uap bahan bakar yang terjadi itu selanjutnya bercampur dengan udara yang ada disekitarnya. Proses penguapan itu berlangsung terus selama temperatur sekitarnya mencukupi. Jadi, proses penguapan juga terjadi secara berangsur-angsur. Demikian juga dengan proses pencampurannya dengan udara. Maka pada suatu saat dimana terjadi campuran bahan bakar udara yang sebaik-baiknya, proses penyalaan bahan bakar dapat berlangsung dengan sebaik-baiknya. Sedangkan proses pembakaran di dalam silinder juga terjadi secara berangsur-angsur dimana proses pembakaran awal terjadi pada temperatur yang relatif lebih rendah dan laju pembakarannya akan bertambah cepat. Hal ini disebabkan karena pembakaran berikutnya berlangsung pada temperatur lebih tinggi.

Setiap butir bahan bakar mengalami proses tersebut di atas. Hal itu juga menunjukkan bahwa proses penyalaan bahan bakar di dalam motor diesel terjadi pada banyak tempat, yaitu di tempat-tempat dimana terdapat campuran bahan bakar udara untuk penyalaan. Sekali penyalaan dapat dilakukan, dimanapun juga, baik temperatur maupun tekanannya akan naik sehingga pembakaran akan dilanjutkan dengan lebih cepat ke semua arah.

Proses pembakaran dapat dipercepat antara lain dengan jalan memusar udara yang masuk ke dalam silinder, yaitu untuk mempercepat dan memperbaiki proses pencampuran bahan bakar dan udara. Namun demikian, jika pusaran udara itu begitu besar maka ada kemungkinan terjadi kesukaran mengoperasikan mesin dalam keadaan dingin. Hal ini disebabkan karena proses pemindahan panas dari udara ke dinding silinder, yang masih dalam keadaan dingin, menjadi lebih besar sehingga udara tersebut menjadi lebih dingin juga. Sebaliknya, jika mesin sudah panas temperatur udara sebelum langkah kompresi menjadi lebih tinggi, sehingga dengan pusaran udara dapat diperoleh kenaikan tekanan efektif rata-rata. Oleh sebab itu mesin akan bekerja lebih baik juga.

d. Perbandingan Campuran

Campuran antara udara dan bahan bakar biasa dinamai “campuran” saja, sedangkan perbandingan berat udara (G_{ud}) dan bahan bakar (G_{bb}) dalam campuran itu dinamai “perbandingan campuran” atau “perbandingan udara-bahan bakar” (G_{ud}/G_{bb}). Dalam proses pembakaran sempurna bahan bakar hidrokarbon, C akan terbakar menjadi CO_2 dan H akan menjadi H_2O . Maka perbandingan dari berat minimum udara terhadap berat bahan bakar dinamai perbandingan campuran *stoikiometrik* atau perbandingan campuran teoritis atau perbandingan campuran sempurna kimia. Sedangkan perbandingan campuran terhadap perbandingan campuran *stoikiometrik* dinamai faktor kelebihan udara atau perbandingan udara λ , yaitu

$$\lambda = \frac{G_{ud}}{\frac{G_{bb}}{R_{st}}} \quad \text{dimana, } R_{st} = \frac{G_{ud}}{G_{bb}} \text{ stoikiometrik.....(Ref. 4 Hal 13)}$$

e. Nilai Kalor Bahan Bakar

Berdasarkan hasil pengukuran dengan kalori meter dan harga analitik dari kalor hidrogen. Pengukuran dengan kalori meter dilakukan dengan membakar bahan bakar dan udara pada temperatur normal, sementara itu dilakukan pengukuran jumlah kalor yang terjadi sampai temperatur dari gas hasil pembakaran turun kembali ke temperatur normal. Namun, oleh karena di dalam mesin kalor pada umumnya (termasuk motor bakar torak) air dalam gas buang masih ada dalam fase gas, maka penambahan kalor laten selama kondensasi di dalam kalori meter sebenarnya tak dapat dimanfaatkan. Maka jumlah kalor yang terukur di dalam kalori meter, dimana terjadi pengembunan air, dinamai Nilai kalor atas. Sedangkan seandainya air tersebut masih dalam fase uap, maka jumlah kalor yang terukur adalah lebih kecil. Jika nilai kalor bawah harga 10.000 kcal/kg tersebut dalam 2.2.8 adalah nilai kalor bawah. Menentukan perbandingan campuran *stoikiometrik* kadar H dalam 1 kg bahan bakar adalah 0,1400 kg dan $H_2 + 1/2O_2 = H_2O$, H = 1,008 dan O = 16,000, sehingga air yang terjadi dalam gas pembakaran adalah

$$0,1400 \left(\frac{18,0161}{2,016} \right) = 1,251 \left(\frac{\text{kg air}}{\text{kg bahan bakar}} \right)$$

Jika kira-kira 600 kcal adalah kalor pengembunan dari 1 kg air, maka kira-kira $600 \times 1,251 \approx 750$ kcal/kg adalah selisih antara nilai kalor atas dan nilai kalor bawah jadi apabila nilai kalor atas dinyatakan dengan H_A kcal/kg, nilai kalor bawah dengan H_B kcal/kg dan berat air yang dihasilkan oleh proses pembakaran 1 kg bahan bakar G_A kg maka $H_B = H_A - 600 G_A$

f. Neraca kalor

Bahan bakar dari 100% hanya 50% dari nilai kalor bahan bakar yang dapat diubah menjadi kerja indikator. Sisanya merupakan kerugian-kerugian, yaitu tidak terpakai. Gas buang yang temperaturnya antara 300-600°C merupakan kerugian-kerugian pula karena tidak dimanfaatkan. Kerugian kalor dalam gas buang itu dinamai kerugian pembuangan. Demikian pula silinder, katup-katup dan torak akan menjadi panas karena komponen-komponen tersebut berhadapan langsung dengan gas panas yang bertemperatur tinggi. Maka jika tidak didinginkan dengan baik, komponen-komponen tersebut dapat mengalami kerusakan. Untuk hal tersebut di atas dapat dipakai udara atau air sebagai *fluida* pendingin. Dari segi energi pendinginan merupakan kerugian pula, kerugian tersebut dinamai kerugian pendingin. Disamping itu, sebagian dari kerja indikator menjadi kerugian mekanis, yaitu kerugian gesekan yang diubah dalam bentuk kalor dan merupakan bagian-bagian neraca kalor.

Efisiensi *thermal* menunjukkan presentase jumlah kalor yang diubah menjadi

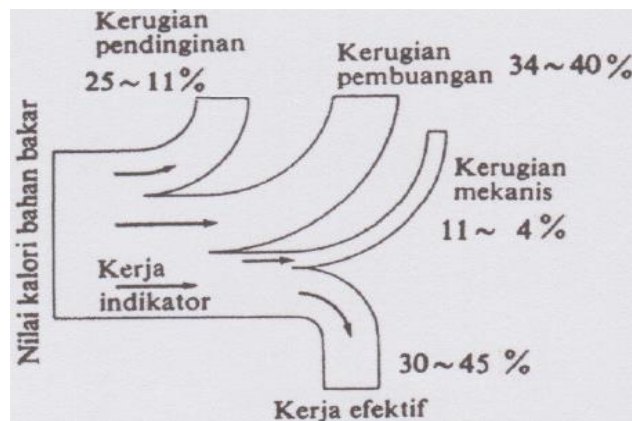
tenaga, dapat dicari dengan rumus : $\eta_b = \frac{632}{F \times QI}$

Keterangan :

η_b = Efisiensi *thermal brake*

F = Nilai spesifik *fuel consumption* kg/Hp.Hour

QI = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)



Gambar.2.13 Diagram Neraca Kalor

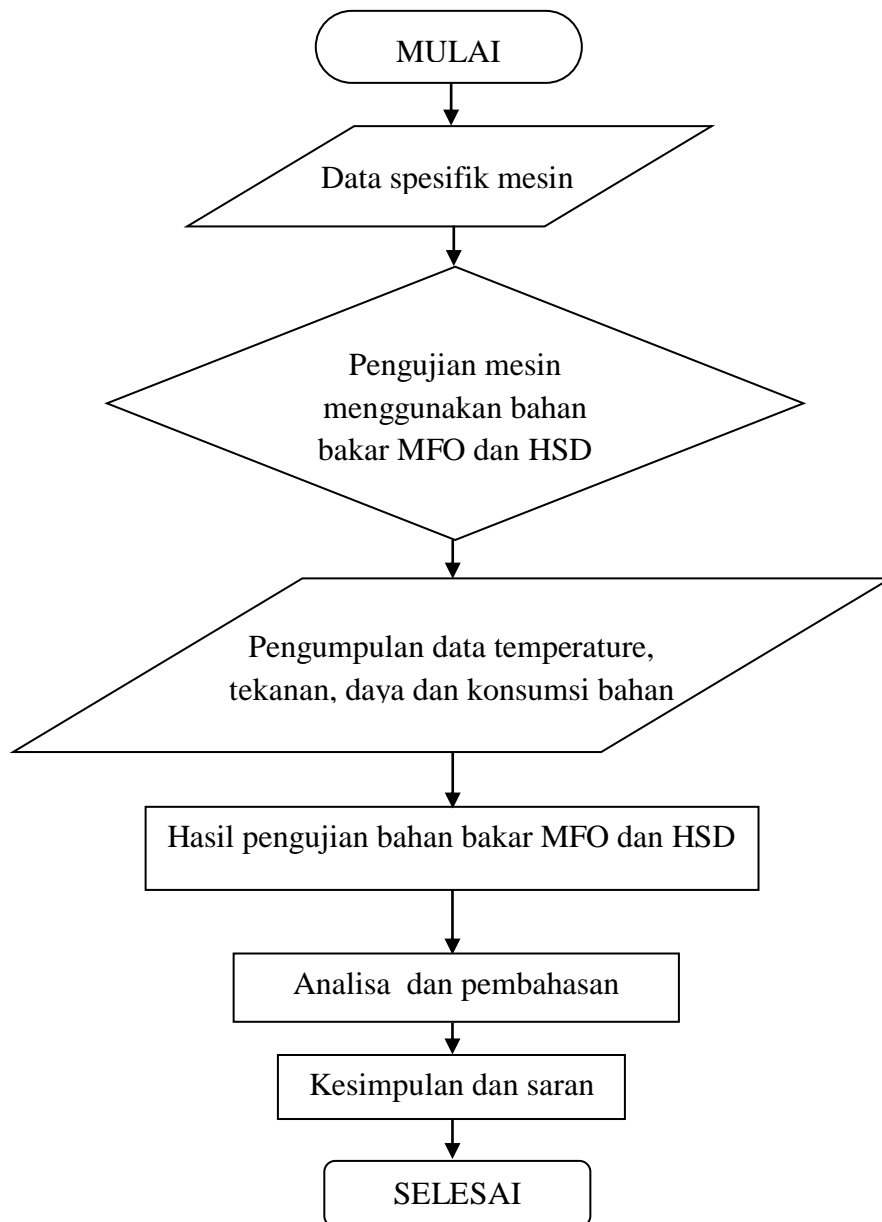
BAB III
METODE PELAKSANAAN PROGRAM

3.1. Lokasi Pelaksanaan

Lokasi untuk penelitian ini yaitu di Pembangkit Listrik Tenaga Diesel Sungai Raya PT. PLN (Persero) Kabupaten Kubu Raya, Kalimantan Barat.

3.2 Rancangan Penelitian

Gambar 3.1 Rancangan Penelitian



3.3 Bahan dan Alat

- a. Bahan penelitian ini menggunakan bahan bakar *High Speed Diesel* yang akan dibandingkan dengan bahan bakar *Merine Fuel Oil*.
- b. Penelitian dan pengujian unjuk kerja ini mempergunakan peralatan dan bahan sebagai berikut:
 1. Premet xl
 2. Laptop dengan aplikasi yang mendukung



Gambar.3.2 Premet XL



Gambar.3.3 Laptop



Gambar.3.4. Stopwatch



Gambar.3.5 Premet XL Set

3. Peralatan Bengkel

4. Mesin SULZER ZAV 40S



Gambar.3.6 Mesin Sulzer ZAV 40S

a. Spesifik Mesin

Merk	: SULZER
Type	: 12 ZAV 40 S
No. Seri	: 740169
Tahun Operasi	: 1993
Model	: Line V Engine (50°)
Jumlah silinder	: 12
Langkah mesin	: 4 Langkah
Bore	: 400 mm
Stroke	: 560 mm
Panjang conn. Road	: 1150 mm
Putaran Mesin	: 500 rpm
Output engine	: 10761 bhp
Firing Order	: 1A-6B-4A-3B-5A-2B-6A-1B-3A-4B-2A-5B

b. Spesifik Generator

Daya Terpasang	: 7600 KW
Type	: 3 phases RT 256-70
Series number	: 413348
Year of Manufacture	: 1992
Apparent power	: 9900 Kva
Rated Voltage	: 6300 V

Rated Current	: 907,3 A
Power Factor	: 0,8 cos ρ
Speed	: 500 rpm
Frequency	: 50 Hz
Excitation	: 84V 675A
Standard	: I.E.C 34-1-1983

c. Rotating Diodes Exciter

Type	: 3 phase	RK 9020
Series number	: 150370	
Year of Manufacture	: 1992	
Out Put	: 56,7 kw	
Roted voltage	: V	
Roted Current	: 675 A	
Speed	: 500 rpm	
Excitation separated	: 1 hz	
Excitation V	: 37 V	
Excitation A	: 37 A	

5. Flow Meter Bahan Bakar



Gambar. 3.7 Flow Meter

6. Kwh Meter



Gambar. 3.8 Kwh Meter

3.4. Variabel Penelitian

a. Variabel bebas

Variabel bebas atau disebut dengan *independent variable* dalam penelitian ini adalah *High Speed Diesel* dan *Merine Fuel Oil*.

b. Variabel Terikat

Variabel terikat atau hasil disebut dengan *dependent* variabel dalam penelitian ini adalah *temperature exhaust*, tekanan ruang bakar, daya dan pemakaian bahan bakar (SFC) pada mesin Genset bahan bakar HSD dan MFO.

c. Variabel Kontrol

Variabel kontrol disebut pembanding hasil penelitian eksperimen yang dilakukan. Variabel kontrol dalam penelitian ini ialah:

1. Mesin genset SULZER ZAV 40S dengan putaran mesin 500 rpm dengan pembebanan 3 MW sampai 5MW dengan *range* beban 1 MW.
2. Bahan bakar *High Speed Diesel* dan kekentalan bahan bakar jika menggunakan MFO viskositasnya 9-14.

3.5. Prosedur Pengujian

3.5.1. Persiapan APD

Gunakan alat pelindung diri yang sesuai (alat penutup telinga, sarung tangan, *helm safety*, dan masker mulut (jika diperlukan).

3.5.2. Persiapan Awal Mesin

1. Melakukan pengecekan semua level Oli, air pendingin, udara, dan bahan bakar, pastikan semua pada kondisi level yang normal.
2. Pastikan semua kran/*valve* bahan bakar, pelumasan/oli, sistem udara, dan sistem pendingin keadaan normal terbuka.
3. Hidupkan pompa bahan bakar, oli, sistem pendingin, dan *compressor* untuk udara start.
4. Putar *fyl wheel* minimal 2 kali putaran sebagai pelumasan awal poros *crank shaft*.

3.5.3. Pemasangan Sensor Premet xl (TDC)

1. Battre (disarankan) terisi penuh (8 - 8.5 V) sebelum digunakan
2. Pilih TDC Sensor yang akan digunakan, pasang dan periksa ketepatan posisinya (pilih menu Check TDC Sensor pada display)
3. Jika gunakan sensor INDUCTIVE, tempatkan sensor relatif sedekat mungkin dengan objek (tanda) pada jarak 1 - 1.5 mm.

4. Jika gunakan sensor LASER OPTIK, tempatkan sensor pada jarak kisaran 10-30 cm terhadap *reflective tape* dengan sedikit kemiringan (sudut) posisi sinar infra merah terhadap objek *reflective tape*, agar sinar pantul tidak tegak lurus terhadap sensor Pantulan tegak lurus sinar infra merah akan menyebabkan pembacaan putaran tidak benar.
5. Cek TDC Sensor Pastikan di display static condition tampilan ON.

2.5.4. Data yang diperlukan untuk Premet XL

1. *Firing order* dan *Stroke 2 tak or 4 tak*.
2. Panjang langkah Piston (*Stroke*).
3. Diameter *liner (Bore)*.
4. Panjang *Connecting Rod*.
5. Jika *V engine*, derajat sudut.
6. *Air Pressure*.

3.5.5. Cara Menghidupkan Mesin

1. Jika persiapan diatas sudah dilakukan dan normal selanjutnya start mesin dengan menekan tombol start di panel *control* mesin.
2. Pastikan putaran mesin di putaran idle 370 rpm dan bertahan selama 5 menit untuk mendapatkan temperatur kerja mesin yang normal.
3. Setelah itu naikkan putaran mesin menjadi putaran normal 500 rpm pastikan parameter mesin normal. Dan putar *switch* panel ke posisi remot untuk dilakukan pembebanan di *control room*.

3.5.6. Cara Paralel (Pembebanan Mesin)

1. Pastikan lampu indikator *ready* menyala itu adalah salah satu sinyal untuk melakukan paralel.
2. Jika sudah masukan *switch exitasi* dan atur *switch* paralel (*synchronizing*) pada posisi untuk *synchron* juga posisikan CB ke *standby*.
3. Pastikan tegangan, *phase* dan frekuensi sama di sistem agar dapat *synchron*.
4. Apabila sudah terbebanin kembalikan *swich synchron* ke posisi semula.
5. Naikan beban (*load*) secara bertahap sampai beban yang diinginkan

3.5.7. Cara Pengambilan Data

1. Atur beban mesin dengan beban awal yang akan diuji 3 MW sampai 5 MW dengan *range* yg sudah ditentukan 1 MW.
2. Buka indikator *cock* sebelum Premet XL dipasang untuk membersihkan saluran indikator yang kotor.
3. Pasang Premet XL pastikan terpasang dengan baik lalu buka indikator *cock*.
4. Pilih nomor silinder mana yang akan diambil datanya untuk menyesuaikan nomor silinder yang ada di display Premet XL.
5. Lakukan secara berurutan sesuai urutan nomor silinder.
6. Untuk pengambilan data kwh meter dan *Flow* meter bahan bakar beban mesin bertahan selama 15 menit.
7. Data Premet XL sudah lengkap masukkan data ke laptop yang sudah terdapat aplikasi untuk dianalisa dan disesuaikan dengan data-data lainnya.

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

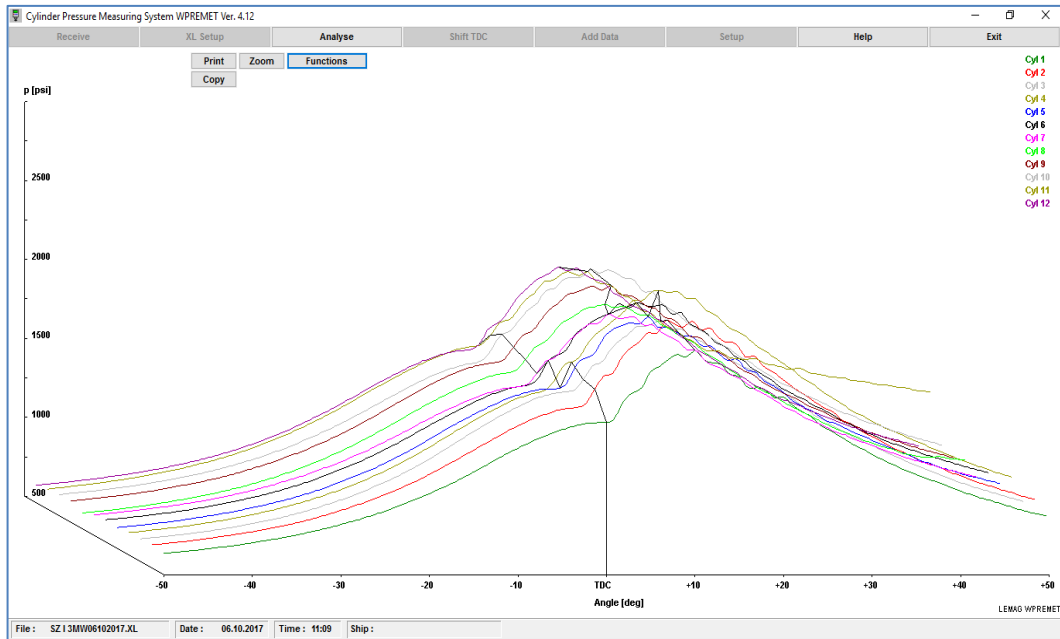
4.1. Analisa Performa Mesin Diesel SULZER ZAV 40S

Uji performa pada mesin diesel Sulzer ZAV 40S menggunakan dua jenis bahan bakar *marine fuel oil* dan *high speed* diesel dan dilakukan dengan beban awal 3 MW sampai 5 MW dengan *range* 1 MW. Lokasi di area PLTD Sungai Raya Sektor Kapuas PT. PLN (Persero).

4.1.1. Pengambilan Data Dengan Beban Mesin 3 MW Menggunakan Bahan Bakar *High Speed Diesel*

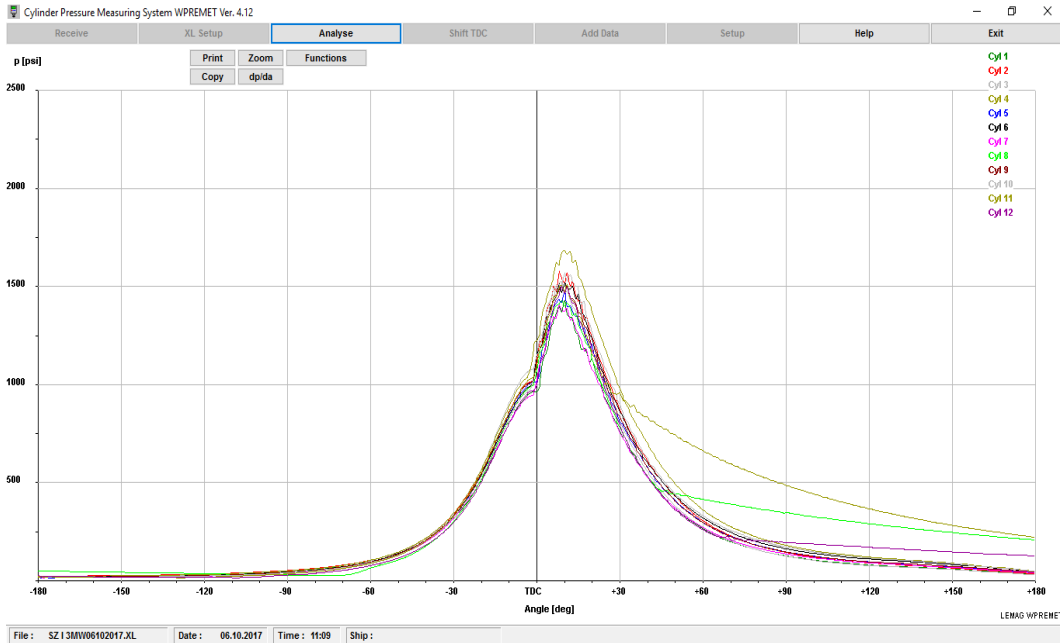
Adapun hasil dari pengukuran dan analisa data mesin sebagai berikut:

1. *Engine Rpm* : 500 rpm
2. *Charger air temperature* : 42°C
3. *Charger air pressure* : 1,6 bar
4. *Cyl. C.W. temperature* : 55°C
5. *Cyl. C.W. Pressure* : 3.5 bar
6. *Speed Turbo A* : 11.9 Krpm
7. *Speed Turbo B* : 11.9 Krpm
8. *Lub Oil pressure inlet* : 5.7 bar
9. *Lub Oil temp inlet* : 50°C
10. *Engine Load (Rack)* : 23
11. Proses keseimbangan pembakaran pada mesin semua silinder menggunakan bahan bakar HSD dengan beban 3 MW



Gambar 4.1. Grafik p/α 3D
Menggunakan Bahan Bakar HSD Beban 3 MW Putaran Mesin 500 rpm

Menggunakan bahan bakar HSD dengan beban mesin 3 MW. Pembakaran yang baik adalah semua silinder cenderung rata pada garis TDC atau relatif lurus dan sama semua silinder. Namun pada gambar di atas menunjukkan pembakaran belumimbang antara silinder lainnya. Dapat dilihat pada gambar 4.1.



Gambar 4.2. Grafik p/alpha
Menggunakan Bahan Bakar HSD Beban 3 MW utaran Mesin 500 rpm

a. Periode 1: Waktu Pembakaran Tertunda

Bahan bakar HSD yang telah diinjeksikan oleh injektor bahan bakar tidak langsung terbakar. Bahan bakar disemprotkan oleh injektor, bahan bakar yang bertekanan dan akan berbentuk kabut bercampur dengan udara bertekanan tinggi. Maka proses ini disebut pembakaran tertunda. Pada kondisi ini semua silinder cenderung sama grafiknya.

b. Periode 2: Perambatan Api

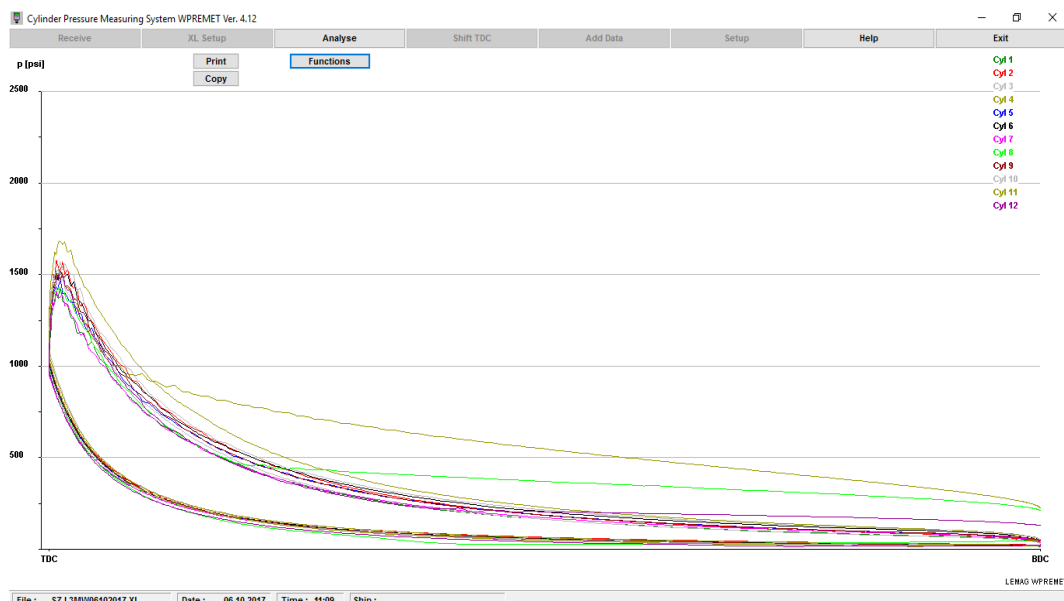
Campuran bahan bakar HSD dan udara tersebut akan terbakar di beberapa tempat. Api akan merambat dengan kecepatan tinggi. Seolah-olah campuran terbakar sekaligus dan menyebabkan tekanan di dalam silinder naik biasa sering disebut ledakan atau letupan. Pada periode ini kondisi grafiknya mulai tidak sama pada setiap silinder.

c. Periode 3: Pembakaran Langsung

Injektor masih menyembrotkan bahan bakar karena adanya nyala api di dalam silinder, maka bahan bakar tadi yang diinjeksikan akan langsung terbakar dan inilah mengapa disebut pembakaran langsung. Kondisi ini semua silinder grafiknya masih kondisi tidakimbang.

d. Periode 4: Pembakaran Lanjut

Saat penginjeksian terakhir, bahan bakar belum semua terbakar pembakaran masih tetap berlangsung. Bila pembakaran berlanjut gas buang akan tinggi sehingga tahap ini disebut dengan pengontrolan pembakaran. Ada beberapa silinder yang sangat jauh perbedaannya yaitu silinder 2B dan 5B. Dapat kita lihat di gambar 4.3, di dua silinder tersebut ada masalah di indikator *cock* menyebabkan ada gas buang yang keluar.



Gambar 4.3. Diagram P/V
Menggunakan Bahan Bakar HSD Beban 3 MW Putaran Mesin 500 rpm

12. *Pmax Deviation* Bahan Bakar HSD Dengan Beban 3 MW



Gambar 4.4. Grafik *Pmax Deviation*
Bahan Bakar HSD Dengan Beban 3 MW Putaran Mesin 500 rpm

Pmax deviation adalah hasil data yang menunjukkan apabila terjadi penyimpangan antara silinder-silinder lainnya pada tekanan ruang bakar dan untuk mengetahui selisih tiap-tiap silinder. Batas yang diizinkan *pmax deviation* adalah kisaran 10% dari jumlah rata setiap silinder. Gambar 4.4 rata-ratanya adalah 1565 psi, namun ada dua silinder yang menunjukkan terjadinya *deviation* yang cukup tinggi yaitu silinder 1 dan 4 dibanding silinder lainnya, kedua silinder tersebut masih dikatakan normal karena tidak melewati batas normalnya 10% dari jumlah rata-rata.

a. Langkah Pengisian

Tekanan udara yang masuk kedalam silinder adalah: Dimana :

Tekanan udara awal langkah kompresi, $P_a = (0,90-0,95) P_o$. Jika nilai koefisien diambil 0,9 maka didapat : $P_a = 0,90 \times 1,6 = 1,44$ bar

temperatur awal pengisian dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T_w + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

Keterangan :

T_a = Temperatur awal kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, dalam hal ini temperatur setelah *turbocharger*, K

ΔT_w = Penambahan temperatur dari silinder (10° - 15°)

γ_r = Koefisien kelebihan udara (0,03 – 0,04)

T_r = Temperatur Gas Buang, K

Dengan nilai peningkatan suhu ditetapkan sebesar 15 derajat serta koefisien gas sisa ditetapkan sebesar 0,03 maka,

$$T_a = \frac{315 + 15 + 0,03 \times 599}{1 + 0,03} = 337,83 \text{ K}$$

Efisiensi *Volumetrik* (η_{ch}) dapat dicari dengan rumus :

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{1}{\frac{T_a}{T_o} (1 + \gamma_r)}$$

Keterangan :

η_{ch} = Efisiensi *Volumetrik*

ε = Perbandingan kompresi (13,9)

P_a = Tekanan udara awal langkah kompresi, Bar

P_o = Tekanan udara luar, Bar

T_a = Temperatur udara awal langkah kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, K

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03-0,04)

$$\eta_{ch} = \frac{13,9}{13,9 - 1} \cdot \frac{1,44}{1,6} \cdot \frac{1}{\frac{337,83}{315} (1 + 0,03)} = 0,877$$

b. Langkah Kompresi

Temperatur akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n1-1}$$

Keterangan :

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_a = Temperatur Awal Kompresi, K

$n1$ = Nilai *eksponen polytropic*, (1,34 – 1,39)

$$T_c = 337,83 \times 13,9^{1,34-1} = 826,65 \text{ k}$$

Untuk tekanan akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n1}$$

Keterangan :

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

P_a = Tekanan awal kompresi, Bar

ϵ = Perbandingan kompresi

$n1$ = Nilai *eksponen polytropic*, (1,34 – 1,39)

$$P_c = 1,44 \times 13,9^{1,34} = 48,97 \text{ bar}$$

c. Langkah Pembakaran

Hasil pengukuran tekanan pembakaran sebesar 104 Bar, maka berlaku rumus :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$$

Keterangan :

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

$$\lambda = \frac{104}{48,97} = 2,12$$

Sehingga untuk mencari temperatur akhir pembakaran dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\frac{\xi_z \cdot Q_1}{\alpha \cdot L_o' \cdot (1 + \gamma_r)} + [(m_v)_a + 1,985\lambda]T_c = \mu(m_p)_g T_z$$

Keterangan :

ξ_z = Koefisien penggunaan kalor, nilainya 0,65 – 0,85

α = Koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

L_o' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kg BB

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03 – 0,04)

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

Q_l = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)

$$\begin{aligned} & \frac{0,75 \times 9240}{1,7 \times 0,4945 \times (1 + 0,003)} \\ & + [(4,62 + 0,53 \times 10^{-3} \times 826,65) + 1,985 \times 2,12] \times 826,65 \\ & = 1,038 (4,969 + 1,985 + 0,000623 T_z) T_z \end{aligned}$$

Persamaan tersebut disederhanakan menjadi

$$15468,44 = 7,218 T_z + 6,56 \times 10^{-5} T_z^2 \text{ atau } 6,56 \times 10^{-5} T_z^2 + 7,218 T_z - 15468,44 = 0$$

Dengan mencari akar persamaan atas di ambil nilai positif

$$T_z = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$T_z = \frac{-7,218 + \sqrt{7,218^2 - 4x(6,56 \times 10^{-5})x(-15468,44)}}{2(6,56 \times 10^{-5})} = 2102,83 \text{ k}$$

d. Langkah *Ekspansi*

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

Keterangan :

ρ = Derajat *ekspansi*

μ = Koefisien perubahan molar gas sisa

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

$$\rho = \frac{1,0378 \times 2102,83}{2,12 \times 826,65} = 1,245$$

Derajat ekspansi berikutnya adalah

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

Keterangan :

δ = Derajat *ekspansi* selanjutnya

ε = Rasio kompresi

ρ = Derajat awal *ekspansi*

$$\delta = \frac{13,9}{1,245} = 11,16$$

Sehingga untuk mencari tekanan pada akhir langkah *ekspansi* adalah :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta n_2}$$

Keterangan :

P_b = Tekanan akhir *ekspansi*, Bar

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata *ekspansi polytropik*

$$P_b = \frac{104}{11,16^{1,3}} = 4,51 \text{ bar}$$

Temperatur akhir *ekspansi* dapat dicari dengan rumus :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

Keterangan :

T_b = Temperatur Akhir *Ekspansi*, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata *ekspansi polytropik*

$$T_b = \frac{2102,83}{11,16^{1,3-1}} = 1019,80 \text{ k}$$

e. Tekanan Indikator Teoritis

$$P_{it} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \right] \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right)$$

Keterangan :

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

δ = Derajat *ekspansi* selanjutnya

ε = Rasio kompresi

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

ρ = Derajat awal *ekspansi*

$n1$ = Nilai eksponen *polytropic*, (1,34 – 1,39)

$n2$ = Eksponen rata-rata *ekspansi polytropik*

$$P_{it} = \frac{48,97}{13,9-1} \left[2,12 \times (1,245 - 1) + \frac{2,12 \times 1,245}{1,3-1} \right] \left(1 - \frac{1}{11,16^{1,3-1}} \right) - \left(\frac{1}{1,34-1} \right) \left(1 - \frac{1}{13,9^{1,34-1}} \right) = 11,56 \text{ bar}$$

f. Maka Tekanan Efektif Rata-Rata Indikator Terkoreksi :

$$P_i = P_{it} \cdot \varphi$$

Keterangan :

P_i = Tekanan efektif terkoreksi, Bar

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

φ = Faktor koreksi 0,95 – 0,97

$$P_i = 11,56 \times 0,95 = 10,98 \text{ bar}$$

Daya mesin dapat dihasilkan dari data perhitungan diatas adalah sebagai berikut:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_d \cdot n \cdot i}{0,45 \cdot Z} \text{ (HP)}$$

Keterangan :

N_i = Daya indikasi (*indicated horse power*) (hp)

P_i = Tekanan indikasi (kg/cm²)

V_L = Volume langkah (cm²)

n = Putaran poros engkol

i = Jumlah silinder

z = Perbandingan langkah siklus, untuk mesin 2 langkah = 1, dan mesin 4 langkah = 2

$$N_i = \frac{10,98 \times 0,0703 \times 500 \times 12}{0,45 \cdot 2} = 5146 \text{ hp} = 3837 \text{ kw}$$

Sehingga efisiensi mekanik mesin dapat dicari dengan :

$$\eta_m = \frac{N_B}{N_i}$$

Keterangan :

η_m = Efisiensi Mekanik

N_B = Daya keluaran (*Brake power*)

N_i = Daya Indikator

$$\eta_m = \frac{3000}{3837} = 0,781$$

Sehingga tekanan efektif rata-ratanya adalah

$$p_e = \eta_m \times P_i$$

Dimana:

p_e = Tekanan efektif rata-rata (bar)

η_m = Efisiensi Mekanik

P_i = Tekanan indikasi (kg/cm^2)

$$p_e = 0,781 \times 10,98 = 8,57 \text{ bar}$$

g. Spesifik *Fuel Consumption* Teoritis

Nilai spesifik *fuel consumption* teoritis dapat dicari dengan rumus sebagai berikut:

$$F = 318,4 \times \frac{\eta_m \times p_o}{p_e \times \alpha \times L_o' \times T_o}$$

Keterangan :

Lo' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kg BB

η_m = Efisiensi Mekanik

P_o = Tekanan udara luar, Bar

T_o = Temperatur udara luar, K

F = Nilai spesifik *fuel consumption*, kg/Hp.Hour

α = Koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

p_e = Tekanan efektif rata-rata (bar)

$$F = 318,4 \times \frac{0,877 \times 1,6}{8,57 \times 1,7 \times 0,4945 \times 315} = 0,196 \text{ kg/hp.hr}$$

Efisiensi *thermal* menunjukkan presentase jumlah kalor yang diubah menjadi

tenaga, dapat dicari dengan rumus : $\eta_b = \frac{632}{F \times Ql}$

Keterangan :

η_b = Efisiensi *thermal brake*

F = Nilai spesifik *fuel consumption*, kg/Hp.Hour

Ql = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)

$$\eta_b = \frac{632}{0,196 \times 9240} = 34,8 \%$$

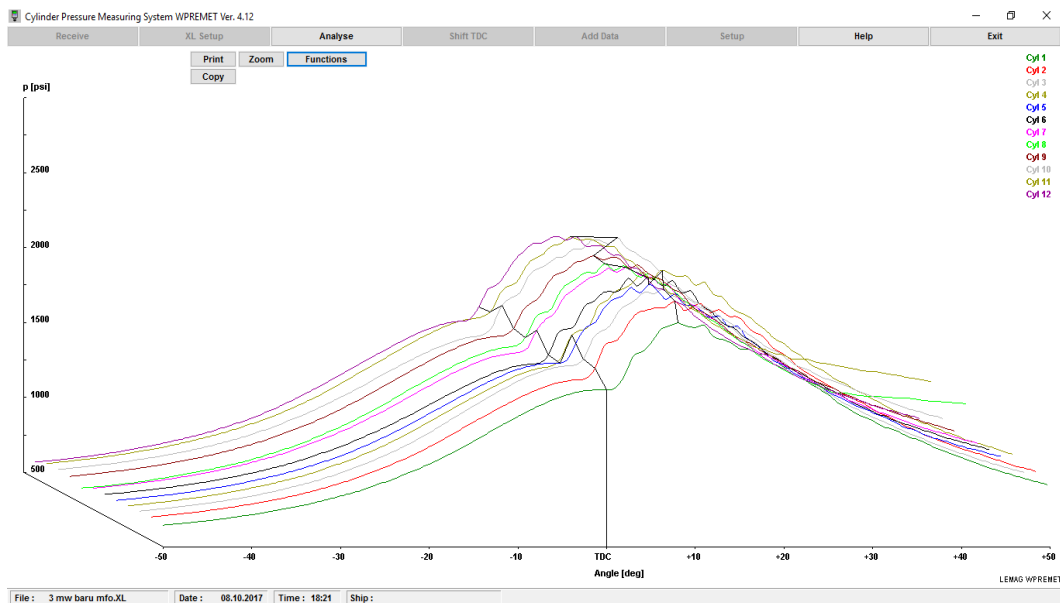
4.1.2. Pengambilan Data Dengan Beban Mesin 3 MW Menggunakan Bahan

Bakar *Marine Fuel Oil*

Adapun hasil dari pengukuran dan analisa data mesin sebagai berikut:

1. *Engine Rpm* : 500 rpm
2. *Charger air temperature* : 53°C

3. *Charger air pressure* : 1,6 bar
4. *Cyl. C.W. temperature* : 59°C
5. *Cyl. C.W. Pressure* : 3.5 bar
6. *Speed Turbo A* : 12.0 Krpm
7. *Speed Turbo B* : 12.0 Krpm
8. *Lub Oil pressure inlet* : 6.1 bar
9. *Lub Oil temp inlet* : 48°C
10. *Engine Load (Rack)* : 21
11. Proses keseimbangan pembakaran pada mesin semua silinder menggunakan bahan bakar MFO dengan beban 3 MW

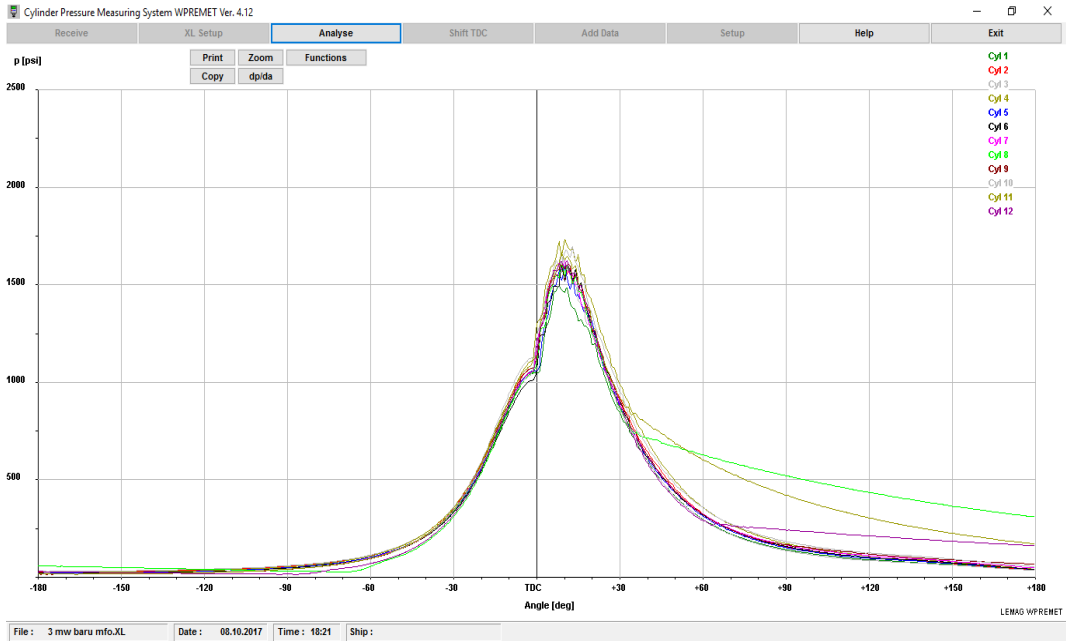


Gambar 4.5. Grafik p/alpha 3D

Menggunakan Bahan Bakar MFO Beban 3 MW Putaran Mesin 500 rpm

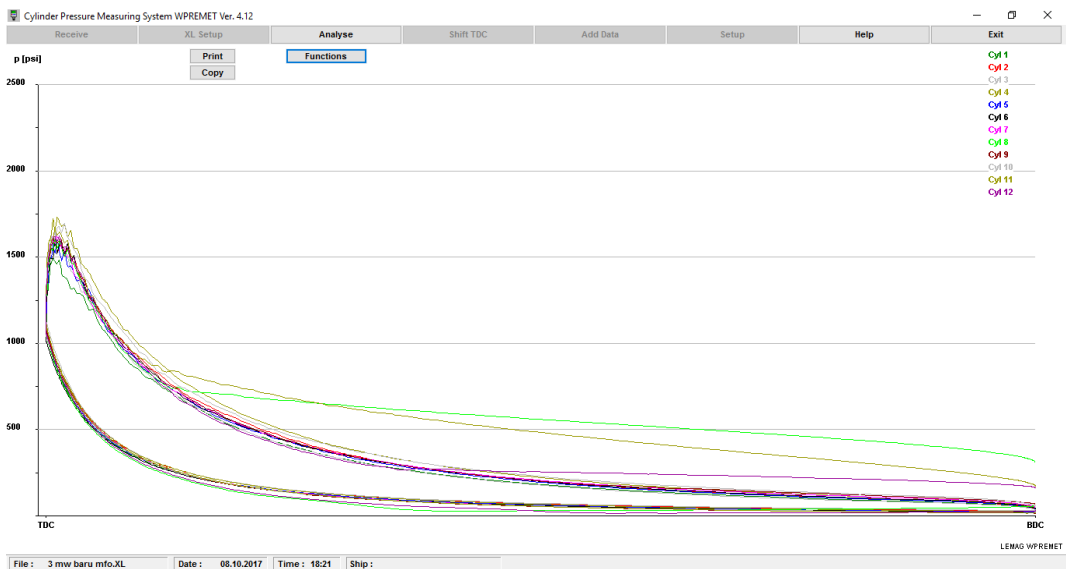
Pada gambar 4.4. masih menunjukkan tidak imbangnya pembakaran di setiap

silinder masih jauh pada kondisi garis TDC dan tekanan maksimal kondisi ini sama halnya dengan menggunakan bahan bakar HSD. Tidak imbangnya pembakaran menggunakan MFO dan HSD pada beban mesin 3 MW karena mesin belum mencapai kerja yang maksimal sesuai dengan batas yang diijinkan.



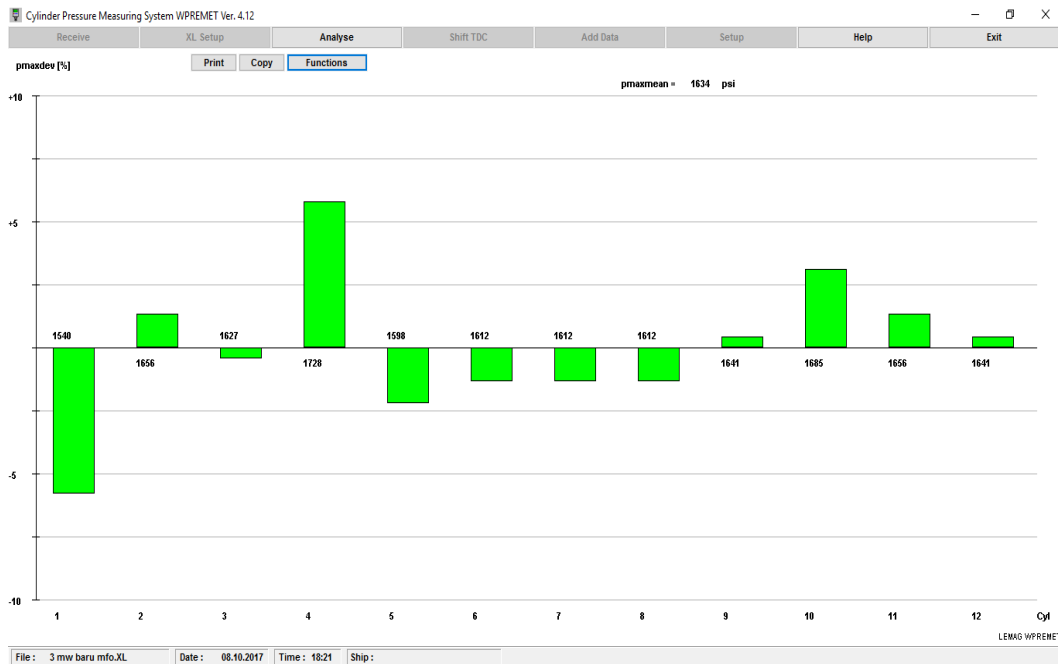
Gambar 4.6. Grafik p/alpha
Menggunakan Bahan Bakar MFO Beban 3 MW Putaran Mesin 500 rpm

Pada grafik p/alpha gambar 4.5. sangat jelas terlihat pada saat kondisi tekanan puncak masing-masing silinder sangat jauh berbeda menunjukkan tidak rata tekanannya atau tidakimbang.



Gambar 4.7. Diagram P/V
Menggunakan Bahan Bakar MFO Beban 3 MW Putaran Mesin 500 rpm

12. *Pmax deviation* bahan bakar MFO dengan beban 3 MW



Gambar 4.8. Grafik *Pmax Deviation*
Bahan Bakar MFO Dengan Beban 3 MW Putaran Mesin 500 rpm

Grafik *pmax deviation* pada gambar 4.8 menunjukkan imbangnya tekanan pada setiap silinder dan tidak ada sama sekali penyimpangan, walaupun di silinder 1 dan 4 cenderung agak jauh namun masih dianggap normal karena tidak melewati 10% dari jumlah rata-rata. *Deviation* tersebut sama seperti menggunakan bahan bakar HSD. *Pmax deviation* rata-rata menggunakan MFO 1634 psi lebih tinggi dibandingkan menggunakan HSD.

a. Langkah Pengisian

Tekanan udara yang masuk kedalam silinder adalah: Dimana :

Tekanan udara awal langkah kompresi, $P_a = (0,90-0,95) P_o$. Jika nilai koefisien diambil 0,9 maka didapat : $P_a = 0,90 \times 1,6 = 1,44$ bar

Temperatur awal pengisian dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T_w + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

Keterangan :

T_a = Temperatur awal kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, dalam hal ini temperatur setelah *turbocharger*, K

ΔT_w = Penambahan temperatur dari silinder (10° - 15°)

γ_r = Koefisien kelebihan udara (0,03 – 0,04)

T_r = Temperatur Gas Buang, K

Dengan nilai peningkatan suhu ditetapkan sebesar 15 derajat serta koefisien gas sisa ditetapkan sebesar 0,03 maka,

$$T_a = \frac{326 + 15 + 0,03 \times 600}{1 + 0,03} = 348,54 \text{ K}$$

Efisiensi *Volumetrik* (η_{ch}) dapat dicari dengan rumus :

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{1}{\frac{T_a}{T_o} (1 + \gamma_r)}$$

Keterangan :

η_{ch} = Efisiensi Volumetrik

ε = Perbandingan kompresi (13,9)

P_a = Tekanan udara awal langkah kompresi, Bar

P_o = Tekanan udara luar, Bar

T_a = Temperatur udara awal langkah kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, K

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03-0,04)

$$\eta_{ch} = \frac{13,9}{13,9 - 1} \cdot \frac{1,44}{1,6} \cdot \frac{1}{\frac{348,54}{326} (1 + 0,03)} = 0,877$$

b. Langkah Kompresi

Temperatur akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n1-1}$$

Keterangan :

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_a = Temperatur Awal Kompresi, K

$n1$ = Nilai eksponen *polytropic*, (1,34 – 1,39)

$$T_c = 348,54 \times 13,9^{1,34-1} = 852,85 \text{ k}$$

Untuk tekanan akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n1}$$

Keterangan :

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

P_a = Tekanan awal kompresi, Bar

ε = Perbandingan kompresi

$n1$ = Nilai eksponen *polytropic*, (1,34 – 1,39)

$$P_c = 1,44 \times 13,9^{1,34} = 48,97 \text{ bar}$$

c. Langkah Pembakaran

Hasil pengukuran tekanan pembakaran sebesar 104 Bar, maka berlaku rumus :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$$

Keterangan :

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

$$\lambda = \frac{113}{48,97} = 2,3$$

Sehingga untuk mencari temperatur akhir pembakaran dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\frac{\xi_z \cdot Q_1}{\alpha \cdot Lo' \cdot (1 + \gamma_r)} + [(m_v)_a + 1,985\lambda]T_c = \mu(m_p)_g T_z$$

Keterangan :

ξ_z = Koefisien penggunaan kalor, nilainya 0,65 – 0,85

α = Koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

Lo' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kg BB

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03 – 0,04)

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

Q_l = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)

$$\frac{0,75 \times 9766}{1,7 \times 0,4945 \times (1 + 0,003)} + [(4,62 + 0,53 \times 10^{-3} \times 852,85) + 1,985 \times 2,3] \times 852,85$$
$$= 1,038 (4,969 + 1,985 + 0,000623T_z)T_z$$

Persamaan tersebut disederhanakan menjadi

$$17079,19 = 7,218T_z + 6,56 \times 10^{-5}T_z^2 \text{ atau } 6,56 \times 10^{-5}T_z^2 + 7,218T_z - 17097,19 = 0$$

Dengan mencari akar persamaan atas di ambil nilai positif

$$T_z = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$T_z = \frac{-7,218 + \sqrt{7,218^2 - 4x(6,56 \times 10^{-5})x(-17079,19)}}{2(6,56 \times 10^{-5})} = 2317,38 \text{ k}$$

d. Langkah Ekspansi

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

Keterangan :

ρ = Derajat ekspansi

μ = Koefisien perubahan molar gas sisa

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

$$\rho = \frac{1,0378 \times 2317,38}{2,3 \times 852,85} = 1,226$$

Derajat *ekspansi* berikutnya adalah

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

Keterangan :

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

ε = Rasio kompresi

ρ = Derajat awal ekspansi

$$\delta = \frac{13,9}{1,226} = 11,33$$

Sehingga untuk mencari tekanan pada akhir langkah *ekspansi* adalah :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

Keterangan :

P_b = Tekanan akhir ekspansi, Bar

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata *ekspansi polytropik*

$$P_b = \frac{113}{11,33^{1,3}} = 4,814 \text{ bar}$$

Temperatur akhir ekspansi dapat dicari dengan rumus :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

Keterangan :

T_b = Temperatur Akhir Ekspansi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata *ekspansi polytropik*

$$T_b = \frac{2317,38}{11,33^{1,3-1}} = 1118,96 \text{ k}$$

e. Tekanan Indikator Teoritis

$$P_{it} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \right] \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right)$$

Keterangan :

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

ε = Rasio kompresi

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

ρ = Derajat awal ekspansi

$n1$ = Nilai eksponen *polytropic*, (1,34 – 1,39)

$n2$ = Eksponen rata-rata ekspansi *polytropic*

$$P_{it} = \frac{48,97}{13,9-1} \left[2,3 \times (1,226 - 1) + \frac{2,3 \times 1,226}{1,3-1} \right] \left(1 - \frac{1}{11,33^{1,3-1}} \right) - \left(\frac{1}{1,34-1} \right) \left(1 - \frac{1}{13,9^{1,34-1}} \right) = 12,8 \text{ bar}$$

f. Tekanan Efektif Rata-Rata Indikator Terkoreksi :

$$P_i = P_{it} \cdot \varphi$$

Keterangan :

P_i = Tekanan efektif terkoreksi, Bar

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

φ = Faktor koreksi 0,95 – 0,97

$$P_i = 12,8 \times 0,95 = 12,17 \text{ bar}$$

Daya mesin dapat dihasilkan dari data perhitungan diatas adalah sebagai berikut:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_d \cdot n \cdot i}{0,45 \cdot Z} \text{ (HP)}$$

Keterangan :

N_i = Daya indikasi (*indicated horse power*) (hp)

P_i = Tekanan indikasi (kg/cm²)

V_L = Volume langkah (cm²)

n = Putaran poros engkol

i = Jumlah silinder

z = Perbandingan langkah siklus, untuk mesin 2 langkah = 1, dan mesin 4 langkah = 2

$$N_i = \frac{12,17 \times 0,0703 \times 500 \times 12}{0,45 \cdot 2} = 5704 \text{ hp} = 4253 \text{ kw}$$

Sehingga efisiensi mekanik mesin dapat dicari dengan :

$$\eta_m = \frac{N_B}{N_i}$$

Keterangan :

η_m = Efisiensi Mekanik

N_B = Daya keluaran (Brake power)

N_i = Daya Indikator

$$\eta_m = \frac{3000}{4253} = 0,705$$

Sehingga tekanan efektif rata-ratanya adalah

$$p_e = \eta_m \times P_i$$

Keterangan:

p_e = Tekanan efektif rata-rata (bar)

η_m = Efisiensi Mekanik

P_i = Tekanan indikasi (kg/cm^2)

$$p_e = 0,705 \times 12,17 = 8,6 \text{ bar}$$

g. Spesifik *Fuel Consumption* Teoritis

Nilai spesifik *fuel consumption* teoritis dapat dicari dengan rumus sebagai berikut:

$$F = 318,4 \times \frac{\eta_m \times p_o}{p_e \times \alpha \times L_o' \times T_o}$$

Keterangan :

L_o' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kgBB

η_m = Efisiensi Mekanik

P_o = Tekanan udara luar, Bar

T_o = Temperatur udara luar, K

F = Nilai spesifik *fuel consumption* ,kg/Hp.Hour

α = Koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

p_e = Tekanan efektif rata-rata (bar)

$$F = 318,4 \times \frac{0,877 \times 1,6}{8,6 \times 1,7 \times 0,4945 \times 315} = 0,189 \text{ kg/hp.hr}$$

Efisiensi *thermal* menunjukkan presentase jumlah kalor yang diubah menjadi

tenaga, dapat dicari dengan rumus : $\eta_b = \frac{632}{F \times QI}$

Keterangan :

η_b = Efisiensi *thermal brake*

F = Nilai spesifik *fuel consumption*, kg/Hp.Hour

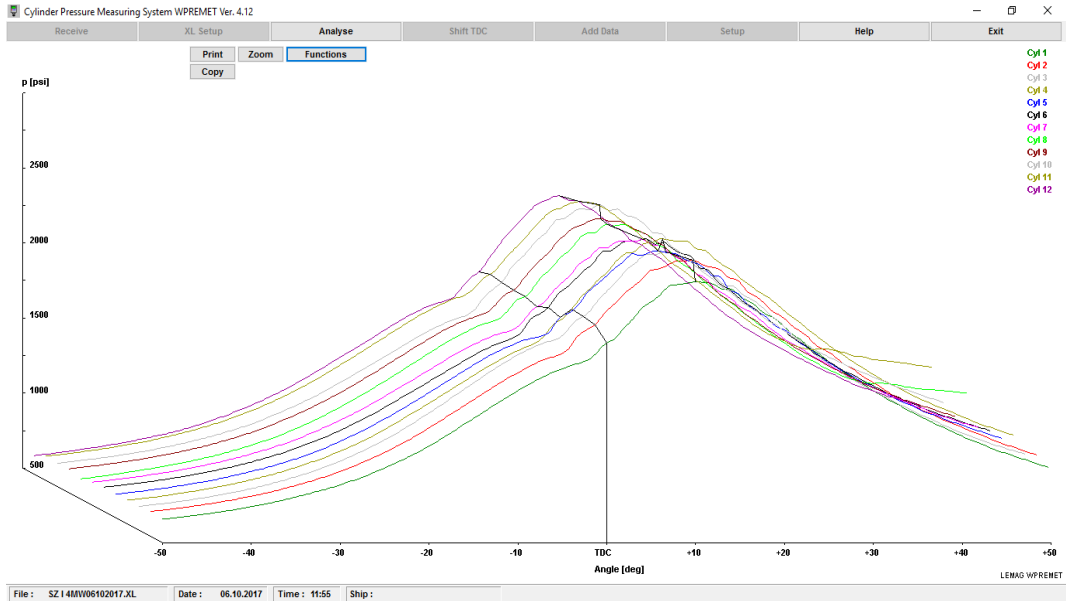
Ql = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)

$$\eta_b = \frac{632}{0,189 \times 9766} = 34,2 \%$$

4.1.3. Pengambilan Data Dengan Beban Mesin 4 MW Menggunakan Bahan Bakar *High Speed Diesel*

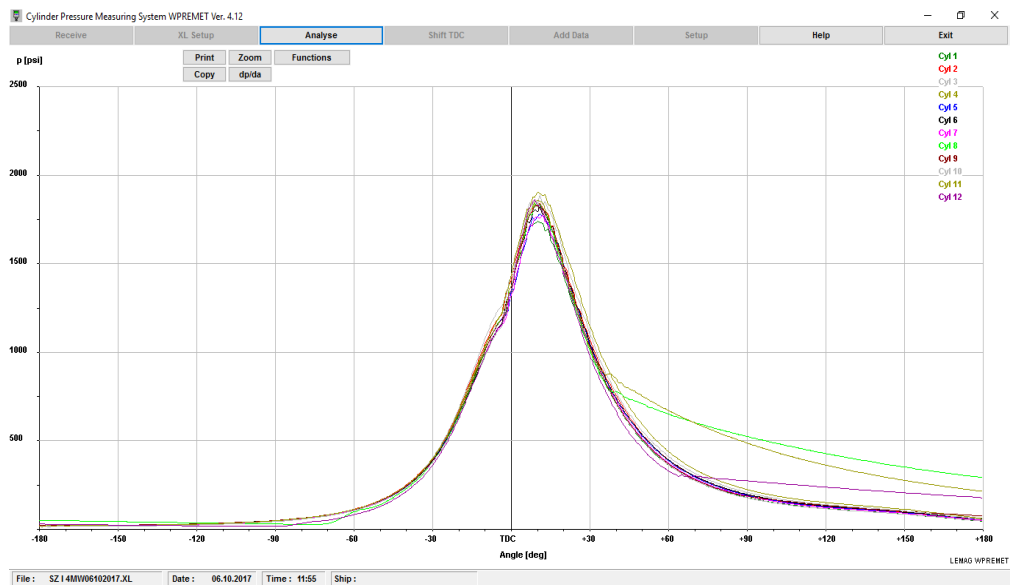
Adapun hasil dari pengukuran dan analisa data mesin sebagai berikut:

1. *Engine Rpm* : 500 rpm
2. *Charger air temperature* : 47°C
3. *Charger air pressure* : 2 bar
4. *Cyl. C.W. temperature* : 61°C
5. *Cyl. C.W. Pressure* : 3.5 bar
6. *Speed Turbo A* : 14.4 Krpm
7. *Speed Turbo B* : 14.3 Krpm
8. *Lub Oil pressure inlet* : 5.6 bar
9. *Lub Oil temp inlet* : 48°C
10. *Engine Load (Rack)* : 33
11. Proses keseimbangan pembakaran pada mesin semua silinder menggunakan bahan bakar HSD dengan beban 4 MW



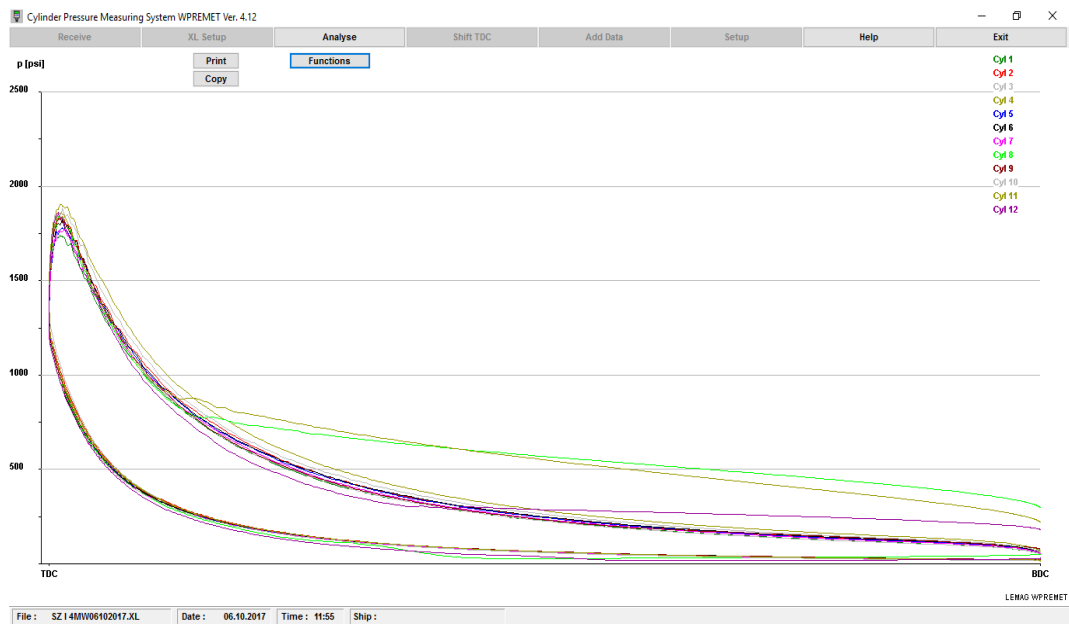
Gambar 4.9. Grafik p/α 3D
Menggunakan Bahan Bakar HSD Beban 4 MW Putaran Mesin 500 rpm

Pada gambar 4.9. dengan beban mesin 4 MW grafik hampir seimbang walaupun belum begitu rata garis TDC dan tekanan maksimum pada pembakaran juga hampir baik dibandingkan pada beban 3 MW. Karena semakin beban mesin dinaikkan maka pembakaran tiap silinder semakin baik mencapai suhu kerja yang sesuai dan rata grafik setiap silindernya.



Gambar 4.10. Grafik p/α
Menggunakan Bahan Bakar HSD Beban 4 MW Putaran Mesin 500 rpm

Pada gambar 4.10. sama seperti gambar Grafik p/alpha 3D menunjukkan pembakaran dan pembebanan yang hampir baik dibandingkan beban di bawahnya 3 MW. Namun ada 3 silinder yang menunjukkan pada proses periode 4 (pembakaran lanjut) yang tidakimbang yaitu silinder 8, 11 dan 12. karena indikator *cock* untuk pengambilan datanya bocor mengakibatkan tidak normal pada grafiknya.



Gambar 4.11. Diagram P/V
Menggunakan Bahan Bakar HSD Beban 4 MW Putaran Mesin 500 rpm

12. *Pmax Deviation* Bahan Bakar HSD Dengan Beban 4 MW



Gambar 4.12. Grafik *Pmax Deviation*
Bahan Bakar HSD Dengan Beban 4 MW Putaran Mesin 500 rpm

Pmax deviation menggunakan bahan bakar HSD baban 4 MW pada gambar 4.12 menunjukkan tekanan yangimbang di setiap silindernya. Terlihat tinggi *deviation*nya pada silinder 1 dan 4 namun masih dalam batas normal tidak lebih 10% dari jumlah rata-rata 1851 psi setiap tekanan silindernya.

a. Langkah Pengisian

Tekanan udara yang masuk ke dalam silinder adalah: Dimana :

Tekanan udara awal langkah kompresi, $P_a = (0,90-0,95) P_o$. Jika nilai koefisien diambil 0,9 maka didapat : $P_a = 0,90 \times 2 = 1,8$ bar

Temperatur awal pengisian dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T_w + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

Keterangan :

T_a = Temperatur awal kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, dalam hal ini temperatur setelah *turbocharger*, K

ΔT_w = Penambahan temperatur dari silinder ($10^\circ - 15^\circ$)

γ_r = Koefisien kelebihan udara (0,03 – 0,04)

T_r = Temperatur Gas Buang, K

Dengan nilai peningkatan suhu ditetapkan sebesar 15 derajat serta koefisien gas sisa ditetapkan sebesar 0,03 maka,

$$T_a = \frac{329 + 15 + 0,03 \times 614}{1 + 0,03} = 351,86 \text{ K}$$

Efisiensi *Volumetrik* (η_{ch}) dapat dicari dengan rumus :

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{1}{\frac{T_a}{T_o} (1 + \gamma_r)}$$

Keterangan :

η_{ch} = Efisiensi *Volumetrik*

ε = Perbandingan kompresi (13,9)

P_a = Tekanan udara awal langkah kompresi, Bar

P_o = Tekanan udara luar, Bar

T_a = Temperatur udara awal langkah kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, K

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03-0,04)

$$\eta_{ch} = \frac{13,9}{13,9 - 1} \cdot \frac{1,8}{2} \cdot \frac{1}{\frac{351,86}{329} (1 + 0,03)} = 0,879$$

b. Langkah Kompresi

Temperatur akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n1-1}$$

Keterangan :

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_a = Temperatur Awal Kompresi, K

$n1$ = Nilai *eksponen polytropic*, (1,34 – 1,39)

$$T_c = 351,86 \times 13,9^{1,34-1} = 860,98 \text{ k}$$

Untuk tekanan akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n1}$$

Keterangan :

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

P_a = Tekanan awal kompresi, Bar

ϵ = Perbandingan kompresi

$n1$ = Nilai *eksponen polytropic*, (1,34 – 1,39)

$$P_c = 1,8 \times 13,9^{1,34} = 61,22 \text{ bar}$$

c. Langkah Pembakaran

Hasil pengukuran tekanan pembakaran sebesar 104 Bar, maka berlaku rumus :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$$

Keterangan :

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

$$\lambda = \frac{128}{61,22} = 2,09$$

Sehingga untuk mencari temperatur akhir pembakaran dapat menggunakan

persamaan berikut :

$$\frac{\xi_z \cdot Q_1}{\alpha \cdot L_o' \cdot (1 + \gamma_r)} + [(m_v)_a + 1,985\lambda]T_c = \mu(m_p)_g T_z$$

Keterangan :

ξ_z = Koefisien penggunaan kalor, nilainya 0,65 – 0,85

α = Koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

L_o' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kg BB

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03 – 0,04)

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

Q_l = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)

$$\begin{aligned} & \frac{0,75 \times 9240}{1,7 \times 0,4945 \times (1 + 0,003)} \\ & + [(4,62 + 0,53 \times 10^{-3} \times 860,98) + 1,985 \times 2,09] \times 860,98 \\ & = 1,038 (4,969 + 1,985 + 0,000623 T_z) T_z \end{aligned}$$

Persamaan tersebut disederhanakan menjadi

$$15986,55 = 7,218 T_z + 6,56 \times 10^{-5} T_z^2 \text{ atau } 6,56 \times 10^{-5} T_z^2 + 7,218 T_z - 15986,55 = 0$$

Dengan mencari akar persamaan atas diambil nilai positif

$$T_z = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$T_z = \frac{-7,218 + \sqrt{7,218^2 - 4x(6,56 \times 10^{-5})x(-15986,55)}}{2(6,56 \times 10^{-5})} = 2171,94k$$

d. Langkah ekspansi

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

Keterangan :

ρ = Derajat ekspansi

μ = Koefisien perubahan molar gas sisa

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

$$\rho = \frac{1,0378 \times 2171,94}{2,09 \times 860,98} = 1,252$$

Derajat ekspansi berikutnya adalah

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

Keterangan :

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

ε = Rasio kompresi

ρ = Derajat awal ekspansi

$$\delta = \frac{13,9}{1,252} = 11,1$$

Sehingga untuk mencari tekanan pada akhir langkah ekspansi adalah :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

Keterangan :

P_b = Tekanan akhir ekspansi, Bar

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata ekspansi polytropik

$$P_b = \frac{128}{11,10^{1,3}} = 5,60 \text{ bar}$$

Temperatur akhir ekspansi dapat dicari dengan rumus :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

Keterangan :

T_b = Temperatur Akhir Ekspansi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata ekspansi polytropik

$$T_b = \frac{2171,94}{11,10^{1,3-1}} = 1055,36 \text{ k}$$

e. Tekanan Indikator Teoritis

$$P_{it} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \right] \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right)$$

Keterangan :

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

ε = Rasio kompresi

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

ρ = Derajat awal ekspansi

n_1 = Nilai eksponen *polytropic*, (1,34 – 1,39)

n_2 = Eksponen rata-rata ekspansi *polytropic*

$$P_{it} = \frac{61,22}{13,9-1} [2,09 \times (1,252 - 1) + \frac{2,09 \times 1,252}{1,3-1}] \left(1 - \frac{1}{11,10^{1,3-1}}\right) - \left(\frac{1}{1,34-1}\right) \left(1 - \frac{1}{13,9^{1,34-1}}\right) = 14,28 \text{ bar}$$

f. Maka Tekanan Efektif Rata-Rata Indikator Terkoreksi :

$$P_i = P_{it} \cdot \varphi$$

Keterangan :

P_i = Tekanan efektif terkoreksi, Bar

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

φ = Faktor koreksi 0,95 – 0,97

$$P_i = 14,28 \times 0,95 = 13,56 \text{ bar}$$

Daya mesin dapat dihasilkan dari data perhitungan diatas adalah sebagai berikut:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_d \cdot n \cdot i}{0,45 \cdot Z} \text{ (HP)}$$

Keterangan:

N_i = Daya indikasi (*indicated horse power*) (hp)

P_i = Tekanan indikasi (kg/cm²)

V_L = Volume langkah (cm^2)

n = Putaran poros engkol

i = Jumlah silinder

z = Perbandingan langkah siklus, untuk mesin 2 langkah = 1, dan mesin 4 langkah = 2

$$N_i = \frac{13,56 \times 0,0703 \times 500 \times 12}{0,45 \cdot 2} = 6355 \text{ hp} = 4739 \text{ kw}$$

Sehingga efisiensi mekanik mesin dapat dicari dengan :

$$\eta_m = \frac{N_B}{N_i}$$

Keterangan :

η_m = Efisiensi Mekanik

N_B = Daya keluaran (*Brake power*)

N_i = Daya Indikator

$$\eta_m = \frac{4000}{4739} = 0,844$$

Sehingga tekanan efektif rata-ratanya adalah

$$p_e = \eta_m \times P_i$$

Dimana:

p_e = Tekanan efektif rata-rata (bar)

η_m = Efisiensi Mekanik

P_i = Tekanan indikasi (kg/cm^2)

$$p_e = 0,844 \times 13,56 = 11,44 \text{ bar}$$

g. Spesifik *fuel consumption* teoritis

Nilai spesifik *fuel consumption* teoritis dapat dicari dengan rumus sebagai berikut:

$$F = 318,4 \times \frac{\eta_m \times p_o}{p_e \times \alpha \times L_o' \times T_o}$$

Keterangan :

L_o' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kgBB

η_m = Efisiensi Mekanik

P_o = Tekanan udara luar, Bar

T_o = Temperatur udara luar, K

F = Nilai spesifik *fuel consumption*, kg/HP.Hour

α = Koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

p_e = Tekanan efektif rata-rata (bar)

$$F = 318,4 \times \frac{0,879 \times 2}{11,44 \times 1,7 \times 0,4945 \times 329} = 0,176 \text{ kg/hp.hr}$$

Efisiensi *thermal* menunjukkan presentase jumlah kalor yang diubah menjadi

tenaga, dapat dicari dengan rumus : $\eta_b = \frac{632}{F \times QI}$

Keterangan :

η_b = Efisiensi *thermal brake*

F = Nilai spesifik *fuel consumption*, kg/HP.Hour

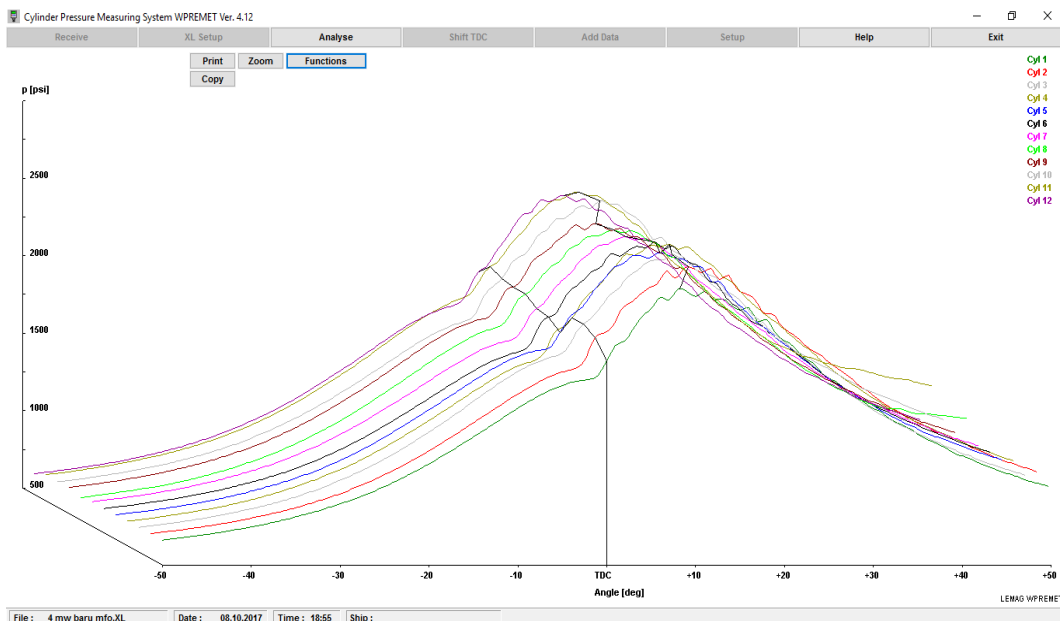
QI = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)

$$\eta_b = \frac{632}{0,176 \times 9240} = 38,8 \%$$

4.1.4. Pengambilan Data Dengan Beban Mesin 4 MW Menggunakan Bahan Bakar *Marine Fuel Oil*

Adapun hasil dari pengukuran dan analisa data mesin sebagai berikut:

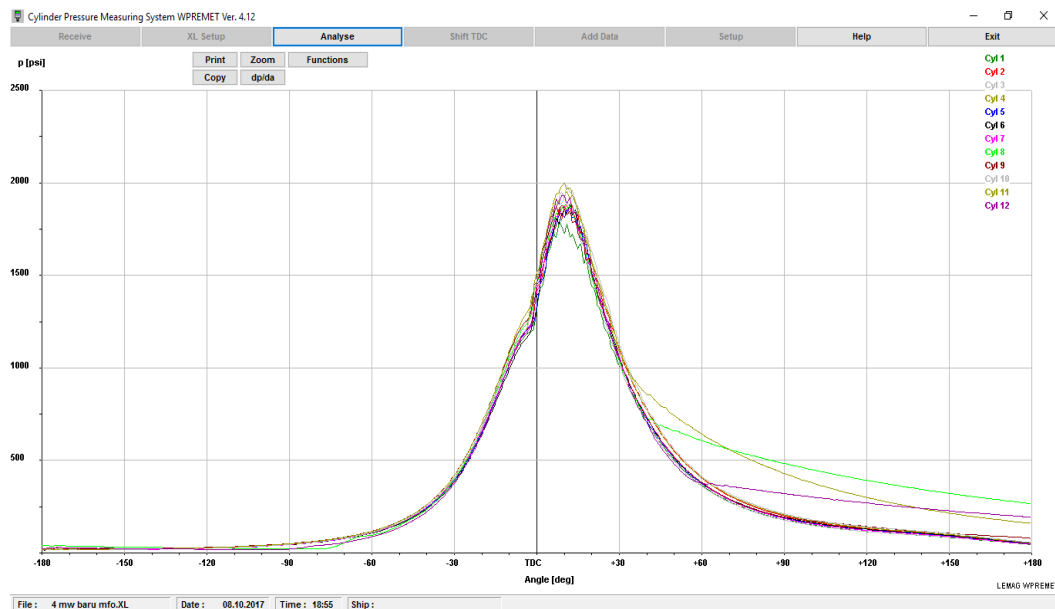
1. *Engine Rpm* : 500 rpm
2. *Charge air temperature* : 58°C
3. *Charger air pressure* : 2 bar
4. *Cyl. C.W. temperature* : 66°C
5. *Cyl. C.W. Pressure* : 3.5 bar
6. *Speed Turbo A* : 14.5 Krpm
7. *Speed Turbo B* : 14.3 Krpm
8. *Lub Oil pressure inlet* : 6.0 bar
9. *Lub Oil temp inlet* : 50°C
10. *Engine Load (Rack)* : 30
11. Proses keseimbangan pembakaran pada mesin semua silinder menggunakan bahan bakar MFO dengan beban 4 MW



Gambar 4.13. Grafik p/alpha 3D

Menggunakan Bahan Bakar MFO Beban 4 MW Putaran Mesin 500 rpm

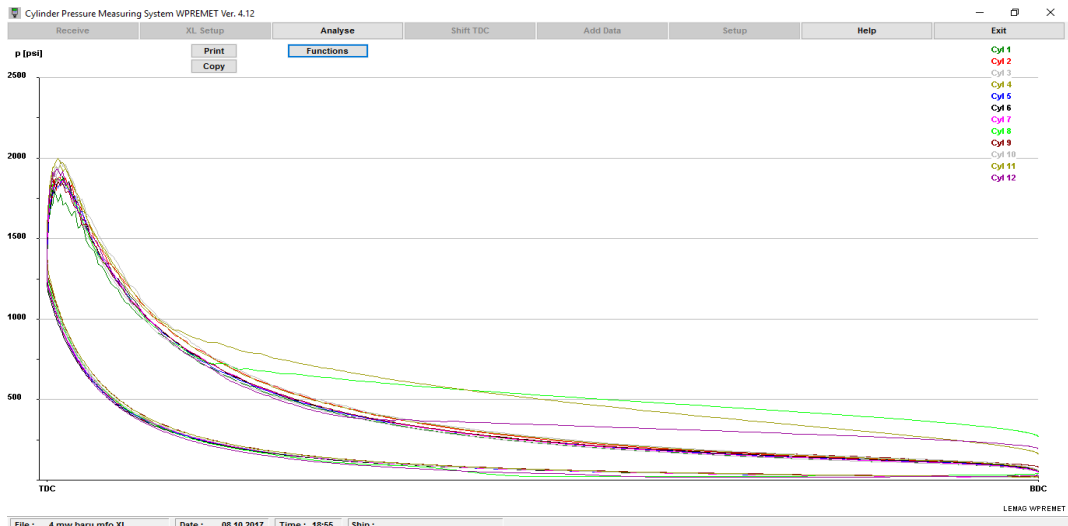
Grafik p/alpha 3D pada gambar 4.13 pada beban 4 MW menggunakan bahan bakar MFO menunjukkan grafik kurang rata karena pembakaran yang kurangimbang setiap silindernya. Terlihat jelas pada garis TDC ataupun tekanan maksimum (p_{max}) yang tidak begitu rata, jika kita lihat grafik p/alpha 3D dengan menggunakan bahan bakar HSD lebih baik dibanding menggunakan MFO. Keseimbangan tekanan pembakaran setiap silinder sangat berperan penting terhadap beban mesin yang dipikul.



Gambar 4.14. Grafik p/alpha

Menggunakan Bahan Bakar MFO Beban 4 MW Putaran Mesin 500 rpm

Pada Gambar 4.14. dapat kita lihat untuk tekanan maksimal atau P_{max} setiap silinder tidak merata, ada yang rendah dan ada yang tinggi. Kondisi ini sama seperti di gambar 4.13. pada proses periode 4 (pembakaran lanjut) yang tidakimbang yaitu silinder 8, 11 dan 12. karena indikator *cock* untuk pengambilan datanya bocor mengakibatkan tidak normal pada grafik.



Gambar 4.15. Diagram P/V
Menggunakan Bahan Bakar MFO Beban 4 MW Putaran Mesin 500 rpm

12. *Pmax Deviation* Bahan Bakar HSD Dengan Beban 4 MW



Gambar 4.16. Grafik *Pmax Deviation*
Bahan Bakar MFO Dengan Beban 4 MW Putaran Mesin 500 rpm

Pmax deviation pada gambar 4.16. menunjukkan dalam batas normal deviationnya. Untuk rata-rata *pmax deviationnya* 1905 psi. lebih tinggi dibandingkan menggunakan bahan bakar MFO. *Pmax deviationnya* cenderung lebih tinggi ada tiga silinder yaitu di silinder 1, 10 dan 11. Jika menggunakan bahan bakar HSD dengan beban yang sama *Pmax deviationnya* lebih kecil di banding menggunakan MFO,

semakin kecilnya *Pmax deviation* maka semakin baik juga keseimbangan beban setiap mesin.

a. Langkah Pengisian

Tekanan udara yang masuk ke dalam silinder adalah: Dimana :

Tekanan udara awal langkah kompresi, $P_a = (0,90-0,95) P_o$. Jika nilai koefisien diambil 0,9 maka didapat : $P_a = 0,90 \times 2 = 1,8$ bar

temperatur awal pengisian dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T_w + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

Keterangan :

T_a = Temperatur awal kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, dalam hal ini temperatur setelah *turbocharger*, K

ΔT_w = Penambahan temperatur dari silinder ($10^\circ - 15^\circ$)

γ_r = Koefisien kelebihan udara (0,03 – 0,04)

T_r = Temperatur Gas Buang, K

Dengan nilai peningkatan suhu ditetapkan sebesar 15 derajat serta koefisien gas sisa ditetapkan sebesar 0,03 maka,

$$T_a = \frac{331 + 15 + 0,03 \times 617}{1 + 0,03} = 353,89 \text{ K}$$

Efisiensi *Volumetrik* (η_{ch}) dapat dicari dengan rumus :

$$\eta_{ch} = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{1}{\frac{T_a}{T_o} (1 + \gamma_r)}$$

Keterangan :

η_{ch} = Efisiensi Volumetrik

ϵ = Perbandingan kompresi (13,9)

P_a = Tekanan udara awal langkah kompresi, Bar

P_o = Tekanan udara luar, Bar

T_a = Temperatur udara awal langkah kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, K

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03-0,04)

$$\eta_{ch} = \frac{13,9}{13,9 - 1} \cdot \frac{1,8}{2} \cdot \frac{1}{\frac{353,89}{331} (1 + 0,03)} = 0,88$$

b. Langkah Kompresi

Temperatur akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n1-1}$$

Keterangan :

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_a = Temperatur Awal Kompresi, K

$n1$ = Nilai *eksponen polytropic*, (1,34 – 1,39)

$$T_c = 353,89 \times 13,9^{1,34-1} = 865,95 \text{ k}$$

Untuk tekanan akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n1}$$

Keterangan :

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

P_a = Tekanan awal kompresi, Bar

ε = Perbandingan kompresi

$n1$ = Nilai *eksponen polytropic*, (1,34 – 1,39)

$$P_c = 1,8 \times 13,9^{1,34} = 61,22 \text{ bar}$$

c. Langkah Pembakaran

Hasil pengukuran tekanan pembakaran sebesar 104 Bar, maka berlaku rumus :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$$

Keterangan :

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

$$\lambda = \frac{131}{61,22} = 2,139$$

Sehingga untuk mencari temperatur akhir pembakaran dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\frac{\xi_z \cdot Q_1}{\alpha \cdot L_o' \cdot (1 + \gamma_r)} + [(m_v)_a + 1,985\lambda]T_c = \mu(m_p)_g T_z$$

Keterangan :

ξ_z = Koefisien penggunaan kalor, nilainya 0,65 – 0,85

α = Koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

L_o' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kg BB

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03 – 0,04)

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

Q_l = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)

$$\frac{0,75 \times 9766}{1,7 \times 0,4945 \times (1 + 0,003)} + [(4,62 + 0,53 \times 10^{-3} \times 865,95) + 1,985 \times 2,139] \times 865,95 = 1,038 (4,969 + 1,985 + 0,000623 T_z) T_z$$

Persamaan tersebut disederhanakan menjadi

$$16723,93 = 7,218 T_z + 6,56 \times 10^{-5} T_z^2 \text{ atau } 6,56 \times 10^{-5} T_z^2 + 7,218 T_z - 16723,93 = 0$$

Dengan mencari akar persamaan atas diambil nilai positif

$$T_z = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$T_z = \frac{-7,218 + \sqrt{7,218^2 - 4 \times (6,56 \times 10^{-5}) \times (-16723,93)}}{2(6,56 \times 10^{-5})} = 2270,13 \text{ k}$$

d. Langkah Ekspansi

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

Keterangan :

P = Derajat ekspansi

μ = Koefisien perubahan molar gas sisa

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

$$\rho = \frac{1,0378 \times 2270,13}{2,139 \times 865,95} = 1,271$$

Derajat ekspansi berikutnya adalah

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

Keterangan :

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

ε = Rasio kompresi

ρ = Derajat awal ekspansi

$$\delta = \frac{13,9}{1,271} = 10,93$$

Sehingga untuk mencari tekanan pada akhir langkah ekspansi adalah :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

Keterangan :

P_b = Tekanan akhir ekspansi, Bar

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata ekspansi *polytropik*

$$P_b = \frac{131}{10,93^{1,3}} = 5,848 \text{ bar}$$

Temperatur akhir ekspansi dapat dicari dengan rumus :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

Keterangan :

T_b = Temperatur Akhir Ekspansi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata ekspansi *polytropik*

$$T_b = \frac{2270,13}{10,93^{1,3-1}} = 1107,92 \text{ k}$$

e. Tekanan Indikator Teoritis

$$P_{it} = \frac{P_c}{\varepsilon-1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2-1} \right] \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1-1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right)$$

Keterangan :

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

ε = Rasio kompresi

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

ρ = Derajat awal ekspansi

n_1 = Nilai eksponen *polytropic*, (1,34 – 1,39)

n_2 = Eksponen rata-rata ekspansi *polytropik*

$$P_{it} = \frac{61,22}{13,9-1} \left[2,139 \times (1,271 - 1) + \frac{2,139 \times 1,271}{1,3-1} \right] \left(1 - \frac{1}{10,93^{1,3-1}} \right) - \left(\frac{1}{1,34-1} \right) \left(1 - \frac{1}{13,9^{1,34-1}} \right) = 15,05 \text{ bar}$$

f. Maka Tekanan Efektif Rata-Rata Indikator Terkoreksi :

$$P_i = P_{it} \cdot \varphi$$

Keterangan:

P_i = Tekanan efektif terkoreksi, Bar

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

ϕ = Faktor koreksi 0,95 – 0,97

$$P_i = 15,05 \times 0,95 = 14,29 \text{ bar}$$

Daya mesin dapat dihasilkan dari data perhitungan diatas adalah sebagai berikut:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_d \cdot n \cdot i}{0,45 \cdot Z} \text{ (HP)}$$

Dimana:

N_i = Daya indikasi (*indicated horse power*) (hp)

P_i = Tekanan indikasi (kg/cm²)

V_L = Volume langkah (cm²)

n = Putaran poros engkol

i = Jumlah silinder

z = Perbandingan langkah siklus, untuk mesin 2 langkah = 1, dan mesin 4 langkah = 2

$$N_i = \frac{14,29 \times 0,0703 \times 500 \times 12}{0,45 \cdot 2} = 6697 \text{ hp} = 4994 \text{ kw}$$

Sehingga efisiensi mekanik mesin dapat dicari dengan :

$$\eta_m = \frac{N_B}{N_i}$$

Keterangan :

η_m = Efisiensi Mekanik

N_B = Daya keluaran (*Brake power*)

N_i = Daya Indikator

$$\eta_m = \frac{4000}{4994} = 0,80$$

Sehingga tekanan efektif rata-ratanya adalah

$$p_e = \eta_m \times P_i$$

Keterangan :

p_e = Tekanan efektif rata-rata (bar)

η_m = Efisiensi Mekanik

P_i = Tekanan indikasi (kg/cm²)

$$p_e = 0,80 \times 14,29 = 11,43 \text{ bar}$$

g. Spesifik *Fuel Consumption* Teoritis

Nilai spesifik *fuel consumption* teoritis dapat dicari dengan rumus sebagai berikut:

$$F = 318,4 \times \frac{\eta_m \times p_o}{p_e \times \alpha \times L_o' \times T_o}$$

Keterangan :

L_o' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kg BB

η_m = Efisiensi Mekanik

p_o = Tekanan udara luar, Bar

T_o = Temperatur udara luar, K

F = Nilai spesifik *fuel consumption*, kg/Hp.Hour

α = Koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

p_e = Tekanan efektif rata-rata (bar)

$$F = 318,4 \times \frac{0,88 \times 2}{11,43 \times 1,7 \times 0,4945 \times 331} = 0,176 \text{ kg/hp.hr}$$

Efisiensi thermal menunjukkan presentase jumlah kalor yang diubah menjadi tenaga, dapat dicari dengan rumus : $\eta_b = \frac{632}{F \times Ql}$

Dimana:

η_b = Efisiensi *thermal brake*

F = Nilai spesifik *fuel consumption*, kg/Hp.Hour

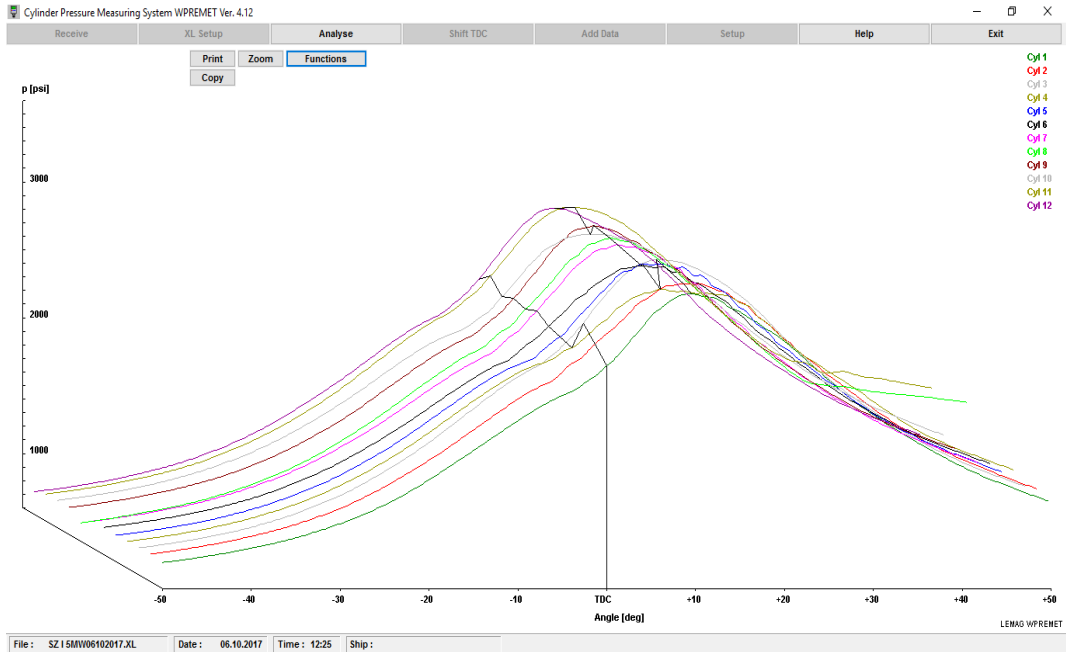
Ql = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)

$$\eta_b = \frac{632}{0,176 \times 9766} = 36,7 \%$$

4.1.5. Pengambilan Data Dengan Beban Mesin 5 MW Menggunakan Bahan Bakar *High Speed Diesel*

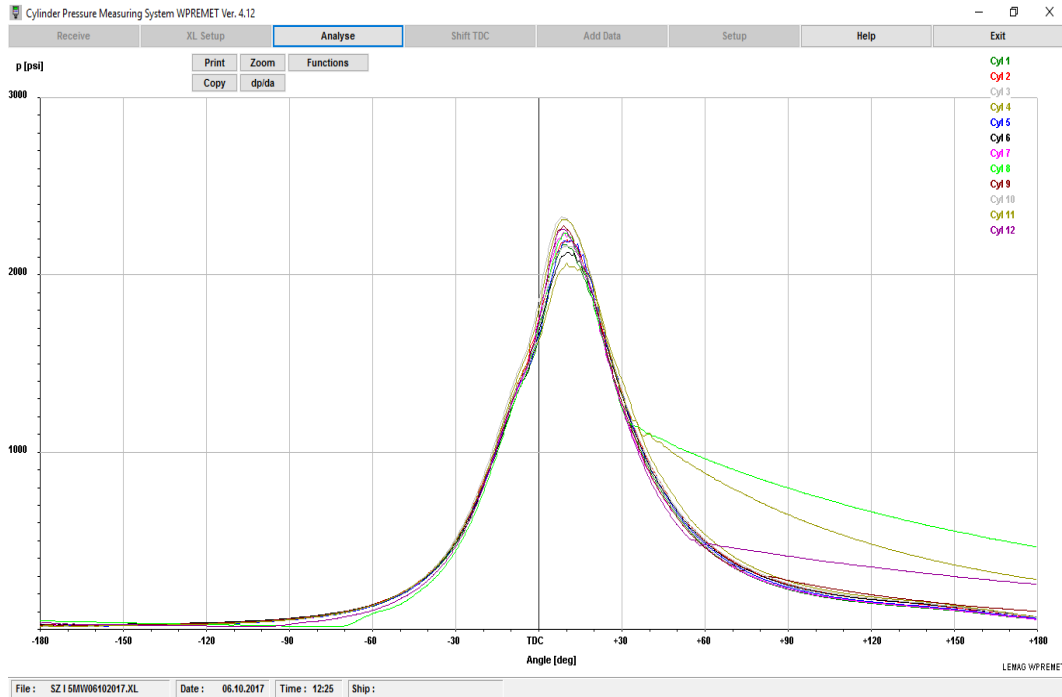
Adapun hasil dari pengukuran dan analisa data mesin sebagai berikut:

1. *Engine Rpm* : 500 rpm
2. *Charger air temperature* : 60°C
3. *Chaeger air pressure* : 2,5 bar
4. *Cyl. C.W. temperature* : 68°C
5. *Cyl. C.W. Pressure* : 3.5 bar
6. *Speed Turbo A* : 16.4 Krpm
7. *Speed Turbo B* : 16.3 Krpm
8. *Lub Oil pressure inlet* : 5.9 bar
9. *Lub Oil temp inlet* : 50°C
10. *Engine Load (Rack)* : 40
11. Proses keseimbangan pembakaran pada mesin semua silinder menggunakan bahan bakar HSD dengan beban 5 MW.



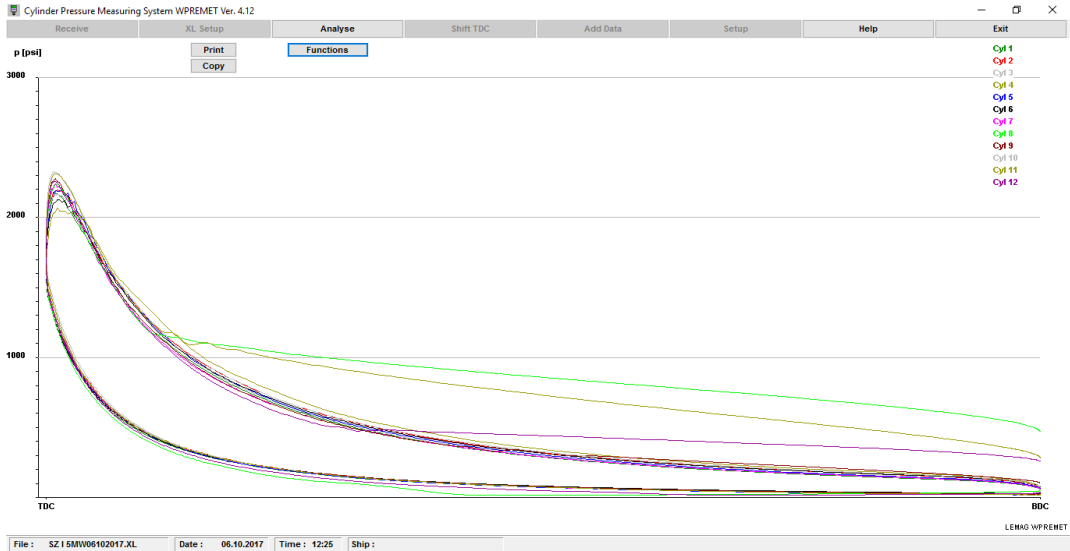
Gambar 4.17. Grafik p/alpha 3D
Menggunakan Bahan Bakar HSD Beban 5 MW Putaran Mesin 500 rpm

Semakin tinggi beban mesin namun tidak melebihi dari batas daya mempunyai maka pembakaran di setiap silindernya akan baik mencapai suhu temperatur kerjanya juga beban di setiap silinder akanimbang dapat dilihat pada gambar 4.17 menggunakan bahan bakar HSD dibandingkan dengan beban 3 MW dan 4 MW pembakaran di ruang bakar semakin baik di beban 5 MW.



Gambar 4.18. Grafik p/alpha
Menggunakan Bahan Bakar HSD Beban 5 MW Putaran Mesin 500 rpm

Pada gambar 4.18 terlihat proses periode 4 (pembakaran lanjut) yang tidakimbang yaitu silinder 8, 11 dan 12 karena indikator *cock* untuk pengambilan datanya bocor mengakibatkan tidak normal pada grafiknya. Jika dilihat secara keseluruhan semua silinder masih dalam batas normal dan pembakaran setiap silinder hampir merata.



Gambar 4.19. Diagram P/V
Menggunakan Bahan Bakar HSD Beban 5 MW Putaran Mesin 500 rpm

12. *Pmax deviation* bahan bakar HSD dengan beban 5 MW



Gambar 4.20. Grafik *Pmax Deviation*
Bahan Bakar HSD Dengan Beban 5 MW Putaran Mesin 500 rpm

Pada gambar 4.20. menunjukkan gambar *pmax deviation* pada silinder 11 lebih tinggi dibanding dengan silinder lainnya yang mencapai 2368 psi. Pada kondisi

ini masih dalam kondisi normal tidak melebihi batas normal $\pm 10\%$ dari jumlah rata-ratanya 2215 psi.

a. Langkah Pengisian

Tekanan udara yang masuk kedalam silinder adalah: Dimana :

Tekanan udara awal langkah kompresi, $P_a = (0,90-0,95) P_o$. Jika nilai koefisien diambil 0,9 maka didapat : $P_a = 0,90 \times 2,5 = 2,25$ bar

Temperatur awal pengisian dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T_w + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

Keterangan :

T_a = Temperatur awal kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, dalam hal ini temperatur setelah *turbocharger*, K

ΔT_w = Penambahan temperatur dari silinder ($10^\circ - 15^\circ$)

γ_r = Koefisien kelebihan udara (0,03 – 0,04)

T_r = Temperatur Gas Buang, K

Dengan nilai peningkatan suhu ditetapkan sebesar 15 derajat serta koefisien gas sisa ditetapkan sebesar 0,03 maka,

$$T_a = \frac{333 + 15 + 0,03 \times 630}{1 + 0,03} = 356,21 \text{ K}$$

Efisiensi *Volumetrik* (η_{ch}) dapat dicari dengan rumus :

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{1}{\frac{T_a}{T_o} (1 + \gamma_r)}$$

Keterangan :

η_{ch} = Efisiensi *Volumetrik*

ε = Perbandingan kompresi (13,9)

P_a = Tekanan udara awal langkah kompresi, Bar

P_o = Tekanan udara luar, Bar

T_a = Temperatur udara awal langkah kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, K

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03-0,04)

$$\eta_{ch} = \frac{13,9}{13,9 - 1} \cdot \frac{2,25}{2,5} \cdot \frac{1}{\frac{356,21}{333} (1 + 0,03)} = 0,879$$

b. Langkah Kompresi

Temperatur akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n1-1}$$

Keterangan :

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_a = Temperatur Awal Kompresi, K

$n1$ = Nilai *eksponen polytropic*, (1,34 – 1,39)

$$T_c = 356,21 \times 13,9^{1,34-1} = 871,62 \text{ k}$$

Untuk tekanan akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n1}$$

Keterangan :

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

P_a = Tekanan awal kompresi, Bar

ε = Perbandingan kompresi

$n1$ = Nilai *eksponen polytropic*, (1,34 – 1,39)

$$P_c = 2,25 \times 13,9^{1,34} = 76,52 \text{ bar}$$

c. Langkah Pembakaran

Hasil pengukuran tekanan pembakaran sebesar 104 Bar, maka berlaku rumus :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$$

Keterangan :

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

$$\lambda = \frac{153}{76,52} = 1,999$$

Sehingga untuk mencari temperatur akhir pembakaran dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\frac{\xi_z \cdot Q_1}{\alpha \cdot L_o' \cdot (1 + \gamma_r)} + [(m_v)_a + 1,985\lambda]T_c = \mu(m_p)_g T_z$$

Keterangan :

ξ_z = Koefisien penggunaan kalor, nilainya 0,65 – 0,85

α = Kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

L_o' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kg BB

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03 – 0,04)

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

Q_l = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)

$$\frac{0,75 \times 9240}{1,7 \times 0,4945(1 + 0,003)} + [(4,62 + 0,53 \times 10^{-3} \times 871,62) + 1,985 \times 1,999] \times 871,62 = 1,038 (4,969 + 1,985 + 0,000623 T_z) T_z$$

Persamaan tersebut disederhanakan menjadi

$$15828,82 = 7,218 T_z + 6,56 \times 10^{-5} T_z^2 \text{ atau } 6,56 \times 10^{-5} T_z^2 + 7,218 T_z - 15828,82 = 0$$

Dengan mencari akar persamaan atas diambil nilai positif

$$T_z = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$T_z = \frac{-7,218 + \sqrt{7,218^2 - 4 \times (6,56 \times 10^{-5}) \times (-15828,82)}}{2(6,56 \times 10^{-5})} = 2150,91 \text{ K}$$

d. Langkah Ekspansi

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

Keterangan :

ρ = Derajat ekspansi

μ = Koefisien perubahan molar gas sisa

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

$$\rho = \frac{1,0378 \times 2150,91}{1,999 \times 871,62} = 1,281$$

Derajat ekspansi berikutnya adalah

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

Keterangan :

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

ε = Rasio kompresi

ρ = Derajat awal ekspansi

$$\delta = \frac{13,9}{1,281} = 10,85$$

Sehingga untuk mencari tekanan pada akhir langkah ekspansi adalah :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

Keterangan :

P_b = Tekanan akhir ekspansi, Bar

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata ekspansi polytropik

$$P_b = \frac{153}{10,85^{1,3}} = 6,89 \text{ bar}$$

Temperatur akhir ekspansi dapat dicari dengan rumus :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

Keterangan :

T_b = Temperatur Akhir Ekspansi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata *ekspansi polytropik*

$$T_b = \frac{2150,91}{10,85^{1,3-1}} = 1052,30 \text{ k}$$

e. Tekanan Indikator Teoritis

$$P_{it} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \right] \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right)$$

Keterangan :

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

ε = Rasio kompresi

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

ρ = Derajat awal ekspansi

n_1 = Nilai eksponen *polytropic*, (1,34 – 1,39)

n_2 = Eksponen rata-rata *ekspansi polytropik*

$$P_{it} = \frac{76,52}{13,9-1} \left[1,999 \times (1,281 - 1) + \frac{1,999 \times 1,281}{1,3-1} \right] \left(1 - \frac{1}{10,85^{1,3-1}} \right) - \left(\frac{1}{1,34-1} \right) \left(1 - \frac{1}{13,9^{1,34-1}} \right) = 17,18 \text{ bar}$$

f. Tekanan Efektif Rata-Rata Indikator Terkoreksi :

$$P_i = P_{it} \cdot \varphi$$

Keterangan :

P_i = Tekanan efektif terkoreksi, Bar

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

ϕ = faktor koreksi 0,95 – 0,97

$$P_i = 17,18 \times 0,95 = 16,32 \text{ bar}$$

Daya mesin dapat dihasilkan dari data perhitungan diatas adalah sebagai berikut:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_d \cdot n \cdot i}{0,45 \cdot Z} \text{ (HP)}$$

Keterangan:

N_i = Daya indikasi (*indicated horse power*) (hp)

P_i = Tekanan indikasi (kg/cm²)

V_L = Volume langkah (cm²)

n = Putaran poros engkol

i = Jumlah silinder

z = Perbandingan langkah siklus, untuk mesin 2 langkah = 1, dan mesin 4 langkah = 2

$$N_i = \frac{16,32 \times 0,0703 \times 500 \times 12}{0,45 \cdot 2} = 7649 \text{ hp} = 5704 \text{ kw}$$

Sehingga efisiensi mekanik mesin dapat dicari dengan :

$$\eta_m = \frac{N_B}{N_i}$$

Keterangan :

η_m = Efisiensi Mekanik

N_B = Daya keluaran (Brake power)

N_i = Daya Indikator

$$\eta_m = \frac{5000}{5704} = 0,876$$

Sehingga tekanan efektif rata-ratanya adalah

$$p_e = \eta_m \times P_i$$

Keterangan :

p_e = Tekanan efektif rata-rata (bar)

η_m = Efisiensi Mekanik

P_i = Tekanan indikasi (kg/cm^2)

$$p_e = 0,876 \times 16,32 = 14,29 \text{ bar}$$

g. Spesifik *Fuel Consumption* Teoritis

Nilai spesifik *fuel consumption* teoritis dapat dicari dengan rumus sebagai berikut:

$$F = 318,4 \times \frac{\eta_m \times p_o}{p_e \times \alpha \times L_o' \times T_o}$$

Keterangan:

L_o' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kg BB

η_m = Efisiensi Mekanik

P_o = Tekanan udara luar, Bar

T_o = Temperatur udara luar, K

F = Nilai spesifik *fuel consumption*, kg/Hp.Hour

α = Koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

p_e = Tekanan efektif rata-rata (bar)

$$F = 318,4 \times \frac{0,879 \times 2,5}{14,29 \times 1,7 \times 0,4945 \times 333} = 0,175 \text{ kg/hp.hr}$$

Efisiensi *thermal* menunjukkan presentase jumlah kalor yang diubah menjadi tenaga, dapat dicari dengan rumus : $\eta_b = \frac{632}{F \times Ql}$

Keterangan:

η_b = Efisiensi *thermal brake*

F = Nilai spesifik *fuel consumption*, kg/Hp.Hour

Ql = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)

$$\eta_b = \frac{632}{0,175 \times 9240} = 39,0 \%$$

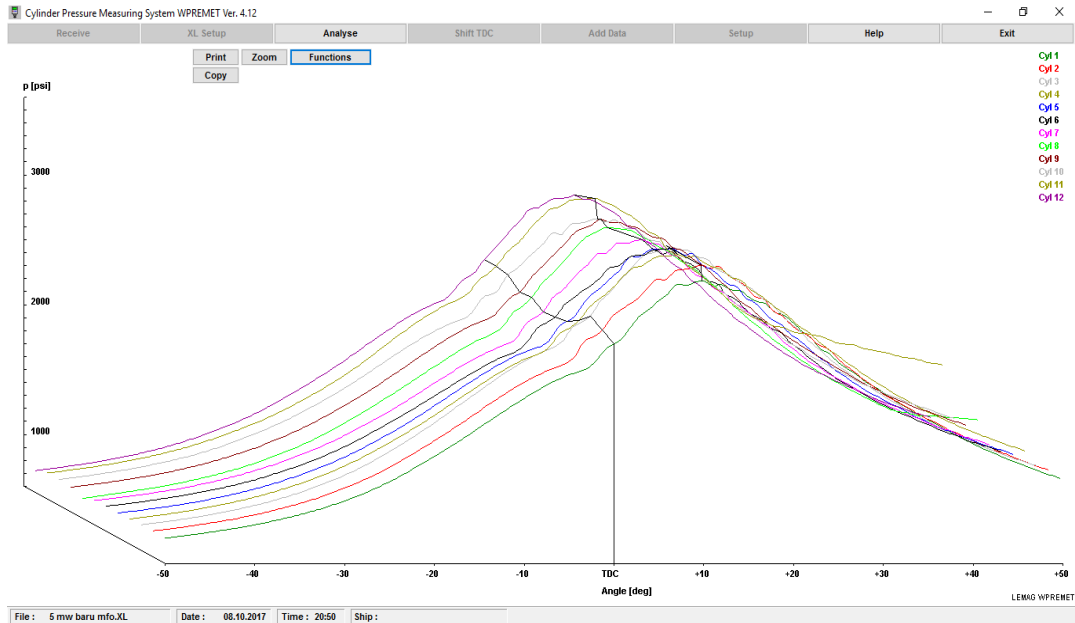
4.1.6. Pengambilan Data Dengan Beban Mesin 5 MW Menggunakan Bahan Bakar *Marine Fuel Oil*

Adapun hasil dari pengukuran dan analisa data mesin sebagai berikut:

1. *Engine Rpm* : 500 rpm
2. *Charge air temperature* : 60°C
3. *Chaege air pressure* : 2,5 bar
4. *Cyl. C.W. temperature* : 72°C
5. *Cyl. C.W. Pressure* : 3.6 bar
6. *Speed Turbo A* : 16.5 Krpm
7. *Speed Turbo B* : 16.4 Krpm
8. *Lub Oil pressure inlet* : 5.5 bar
9. *Lub Oil temp inlet* : 50°C

10. Engine Load (Rack) : 38

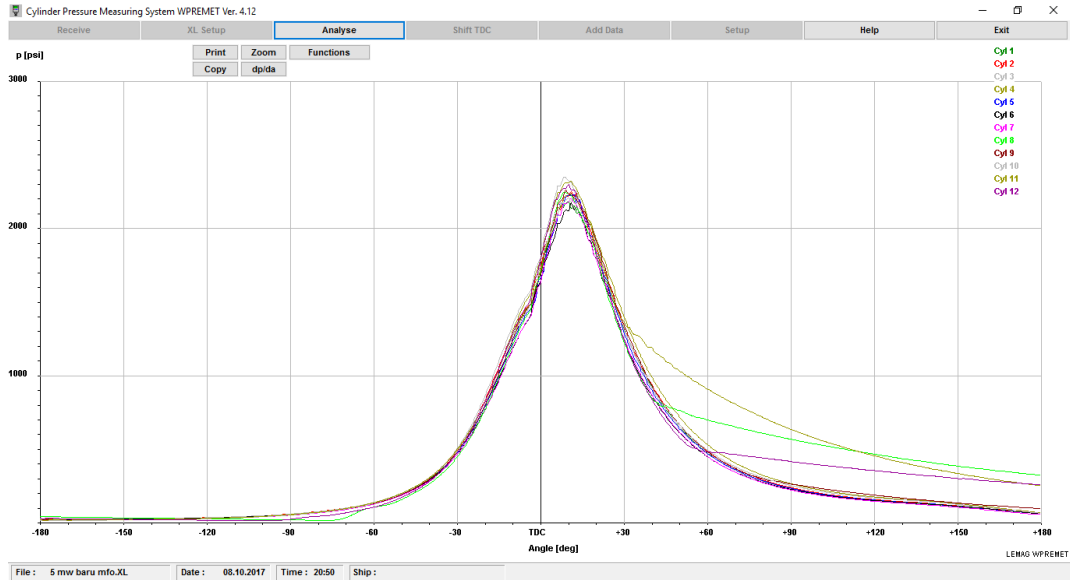
11. Proses keseimbangan pembakaran pada mesin semua silinder menggunakan bahan bakar MFO dengan beban 5 MW



Gambar 4.21. Grafik p/alpha 3D

Menggunakan Bahan Bakar MFO Beban 5 MW Putaran Mesin 500 rpm

Garis TDC relatif membentuk garis lurus mengidentifikasi bahwa pembakaran di setiap silinder hampir merata semua dan lebih baik dari pada menggunakan bahan bakar HSD. Namun pada saat tekanan maksimum atau puncak (p_{max}) grafiknya tidak begitu baik karna tidak rata dapat dilihat pada gambar 4.21. Tapi dengan beban yang sama jika menggunakan bahan bakar HSD grafik tekanan maksimum lebih baik dibanding menggunakan bahan bakar MFO.



Gambar 4.22. Grafik p/alpha
Menggunakan Bahan Bakar MFO Beban 5 MW Putaran Mesin 500 rpm

Pada gambar 4.22. sama seperti di gambar 4.21. menunjukkan hampir sempurna proses pembakaran di beban 5 MW dibanding beban 3MW dan 4 MW. Karena semakin tinggi beban maka pembakaran dalam ruang bakar akan lebih sempurna danimbang/rata tiap silindernya. Silinder 8, 11, dan 12 sedikit menyimpang pada proses pembakaran lanjut (periode 4) karena indikator *cock* bocor mengakibatkan data grafiknya tidakimbang dibanding silinder yang lainnya.



Gambar 4.23. Diagram P/V
Menggunakan Bahan Bakar MFO Beban 5 MW Putaran Mesin 500 rpm

12. *Pmax deviation* bahan bakar HSD dengan beban 5 MW



Gambar 4.24 Grafik *Pmax Deviation*
 Bahan Bakar MFO Dengan Beban 5 MW Putaran Mesin 500 rpm

Pmax deviation pada gambar 4.24. sangat imbang dan selisahnya tidak jauh tiap silindernya dibanding menggunakan bahan bakar HSD jika menggunakan bahan bakar MFO dengan beban 5 MW deviationnya lebih baik. *Pmaxmean deviation* 2251 psi lebih tinggi dibanding menggunakan bahan bakar HSD.

a. Langkah Pengisian

Tekanan udara yang masuk kedalam silinder adalah: Dimana :

Tekanan udara awal langkah kompresi, $P_a = (0,90-0,95) P_o$. Jika nilai koefisien diambil 0,9 maka didapat : $P_a = 0,90 \times 2,5 = 2,25$ bar

Temperatur awal pengisian dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T_w + \gamma r \cdot T_r}{1 + \gamma r}$$

Keterangan :

T_a = Temperatur awal kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, dalam hal ini temperatur setelah *turbocharger*, K

ΔT_w = Penambahan temperatur dari silinder ($10^\circ - 15^\circ$)

γ_r = Koefisien kelebihan udara (0,03 – 0,04)

T_r = Temperatur Gas Buang, K

Dengan nilai peningkatan suhu ditetapkan sebesar 15 derajat serta koefisien gas sisa ditetapkan sebesar 0,03 maka,

$$T_a = \frac{333 + 15 + 0,03 \times 630}{1 + 0,03} = 356,21 \text{ K}$$

Efisiensi *Volumetrik* (η_{ch}) dapat dicari dengan rumus :

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{1}{\frac{T_a}{T_o} (1 + \gamma_r)}$$

Keterangan :

η_{ch} = Efisiensi Volumetrik

ε = Perbandingan kompresi (13,9)

P_a = Tekanan udara awal langkah kompresi, Bar

P_o = Tekanan udara luar, Bar

T_a = Temperatur udara awal langkah kompresi, K

T_o = Temperatur udara luar, K

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03-0,04)

$$\eta_{ch} = \frac{13,9}{13,9 - 1} \cdot \frac{2,25}{2,5} \cdot \frac{1}{\frac{356,21}{333} (1 + 0,03)} = 0,879$$

b. Langkah Kompresi

Temperatur akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n1-1}$$

Keterangan :

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_a = Temperatur Awal Kompresi, K

$n1$ = Nilai *eksponen polytropic*, (1,34 – 1,39)

$$T_c = 356,21 \times 13,9^{1,34-1} = 871,62 \text{ k}$$

Untuk tekanan akhir kompresi dapat dicari dengan rumus :

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n1}$$

Keterangan :

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

P_a = Tekanan awal kompresi, Bar

ϵ = Perbandingan kompresi

$n1$ = Nilai *eksponen polytropic*, (1,34 – 1,39)

$$P_c = 2,25 \times 13,9^{1,34} = 76,52 \text{ bar}$$

c. Langkah Pembakaran

Hasil pengukuran tekanan pembakaran sebesar 104 Bar, maka berlaku rumus :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$$

Keterangan :

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

$$\lambda = \frac{155}{76,52} = 2,025$$

Sehingga untuk mencari temperatur akhir pembakaran dapat menggunakan persamaan berikut :

$$\frac{\xi_z \cdot Q_1}{\alpha \cdot Lo' \cdot (1 + \gamma_r)} + [(m_v)_a + 1,985\lambda]T_c = \mu(m_p)_g T_z$$

Keterangan :

ξ_z = Koefisien penggunaan kalor, nilainya 0,65 – 0,85

α = Koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

Lo' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kg BB

γ_r = Koefisien gas sisa yang tertinggal di silinder (0,03 – 0,04)

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

Q_1 = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)

$$\begin{aligned} & \frac{0,75 \times 9766}{1,7 \times 0,4945 \times (1 + 0,003)} \\ & + [(4,62 + 0,53 \times 10^{-3} \times 871,62) + 1,985 \times 2,025] \times 871,62 \\ & = 1,038 (4,969 + 1,985 + 0,000623 T_z) T_z \end{aligned}$$

Persamaan tersebut disederhanakan menjadi

$$16386,24 = 7,218 T_z + 6,56 \times 10^{-5} T_z^2 \text{ atau } 6,56 \times 10^{-5} T_z^2 + 7,218 T_z - 16386,24 = 0$$

Dengan mencari akar persamaan atas diambil nilai positif

$$T_z = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$T_z = \frac{-7,218 + \sqrt{7,218^2 - 4x(6,56 \times 10^{-5})x(-16386,24)}}{2(6,56 \times 10^{-5})} = 2225,18 \text{ k}$$

d. Langkah Ekspansi

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

Keterangan :

ρ = Derajat ekspansi

μ = Koefisien perubahan molar gas sisa

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

T_c = Temperatur Akhir Kompresi, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

$$\rho = \frac{1,0378 \times 2225,18}{2,025 \times 871,62} = 1,308$$

Derajat ekspansi berikutnya adalah

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

Keterangan :

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

ε = Rasio kompresi

ρ = Derajat awal ekspansi

$$\delta = \frac{13,9}{1,308} = 10,62$$

Sehingga untuk mencari tekanan pada akhir langkah ekspansi adalah :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

Keterangan :

P_b = Tekanan akhir *ekspansi*, Bar

P_z = Tekanan akhir pembakaran, Bar

δ = Derajat ekspansi selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata *ekspansi polytropik*

$$P_b = \frac{155}{10,62^{1,3}} = 7,184 \text{ bar}$$

Temperatur akhir *ekspansi* dapat dicari dengan rumus :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

Keterangan :

T_b = Temperatur Akhir *Ekspansi*, K

T_z = Temperatur Akhir Pembakaran, K

δ = Derajat *ekspansi* selanjutnya

n_2 = Eksponen rata-rata *ekspansi polytropik*

$$T_b = \frac{2225,18}{10,62^{1,3-1}} = 1095,60 \text{ k}$$

e. Tekanan Indikator Teoritis

$$P_{it} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \right] \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right)$$

Keterangan :

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

P_c = Tekanan akhir kompresi, Bar

δ = Derajat *ekspansi* selanjutnya

ε = Rasio kompresi

λ = Perbandingan tekanan pembakaran

ρ = Derajat awal *ekspansi*

$n1$ = Nilai *eksponen polytropic*, (1,34 – 1,39)

$n2$ = Eksponen rata-rata *ekspansi polytropik*

$$P_{it} = \frac{76,52}{13,9-1} \left[2,025 \times (1,308 - 1) + \frac{2,025 \times 1,308}{1,3-1} \right] \left(1 - \frac{1}{10,62^{1,3-1}} \right) - \left(\frac{1}{1,34-1} \right) \left(1 - \frac{1}{13,9^{1,34-1}} \right) = 18,10 \text{ bar}$$

f. Tekanan Efektif Rata-Rata Indikator Terkoreksi :

$$P_i = P_{it} \cdot \varphi$$

Keterangan :

P_i = Tekanan efektif terkoreksi, Bar

P_{it} = Tekanan indikator teoritis, Bar

φ = Faktor koreksi 0,95 – 0,97

$$P_i = 18,10 \times 0,95 = 17,19 \text{ bar}$$

Daya mesin dapat dihasilkan dari data perhitungan diatas adalah sebagai berikut:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_d \cdot n \cdot i}{0,45 \cdot Z} \text{ (HP)}$$

Keterangan :

N_i = Daya indikasi (*indicated horse power*) (hp)

P_i = Tekanan indikasi (kg/cm²)

V_L = Volume langkah (cm²)

n = Putaran poros engkol

i = Jumlah silinder

z = Perbandingan langkah siklus, untuk mesin 2 langkah = 1, dan mesin 4 langkah = 2

$$N_i = \frac{17,19 \times 0,0703 \times 500 \times 12}{0,45 \cdot 2} = 8056 \text{ hp} = 6007 \text{ kw}$$

Sehingga efisiensi mekanik mesin dapat dicari dengan :

$$\eta_m = \frac{N_B}{N_i}$$

Keterangan:

η_m = Efisiensi Mekanik

N_B = Daya keluaran (Brake power)

N_i = Daya Indikator

$$\eta_m = \frac{5000}{6007} = 0,832$$

Sehingga tekanan efektif rata-ratanya adalah

$$p_e = \eta_m \times P_i$$

Keterangan :

p_e = Tekanan efektif rata-rata (bar)

η_m = Efisiensi Mekanik

P_i = Tekanan indikasi (kg/cm²)

$$p_e = 0,832 \times 17,19 = 14,30 \text{ bar}$$

g. Spesifik *Fuel Consumption* Teoritis

Nilai spesifik *fuel consumption* teoritis dapat dicari dengan rumus sebagai berikut:

$$F = 318,4 \times \frac{\eta_m \times p_o}{p_e \times \alpha \times L_o' \times T_o}$$

Keterangan :

L_o' = Kebutuhan udara teoritis, mol/kg BB

η_m = Efisiensi Mekanik

P_o = Tekanan udara luar, Bar

T_o = Temperatur udara luar, K

F = Nilai spesifik *fuel consumption*, kg/Hp.Hour

α = Koefisien kelebihan udara, nilainya 1,7 – 2

p_e = Tekanan efektif rata-rata (bar)

$$F = 318,4 \times \frac{0,879 \times 2,5}{14,30 \times 1,7 \times 0,4945 \times 333} = 0,174 \text{ kg/hp.hr}$$

Efisiensi *thermal* menunjukkan presentase jumlah kalor yang diubah menjadi

tenaga, dapat dicari dengan rumus : $\eta_b = \frac{632}{F \times Q_1}$

Keterangan :

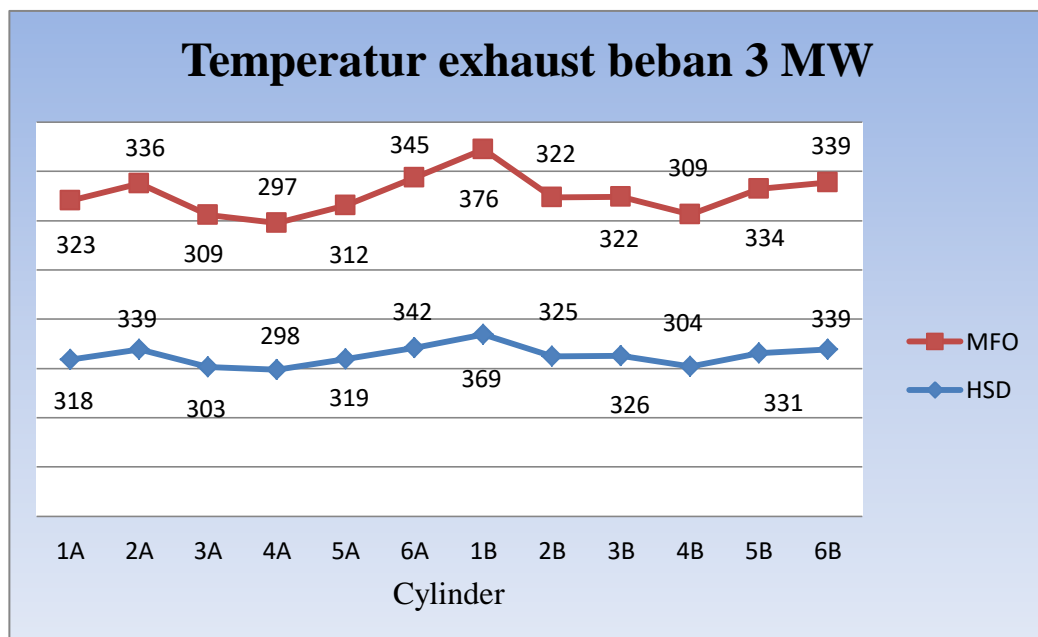
η_b = Efisiensi *thermal brake*

F = Nilai spesifik *fuel consumption*, kg/Hp.Hour

Ql = Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg)

$$\eta_b = \frac{632}{0,174 \times 9766} = 37,1 \%$$

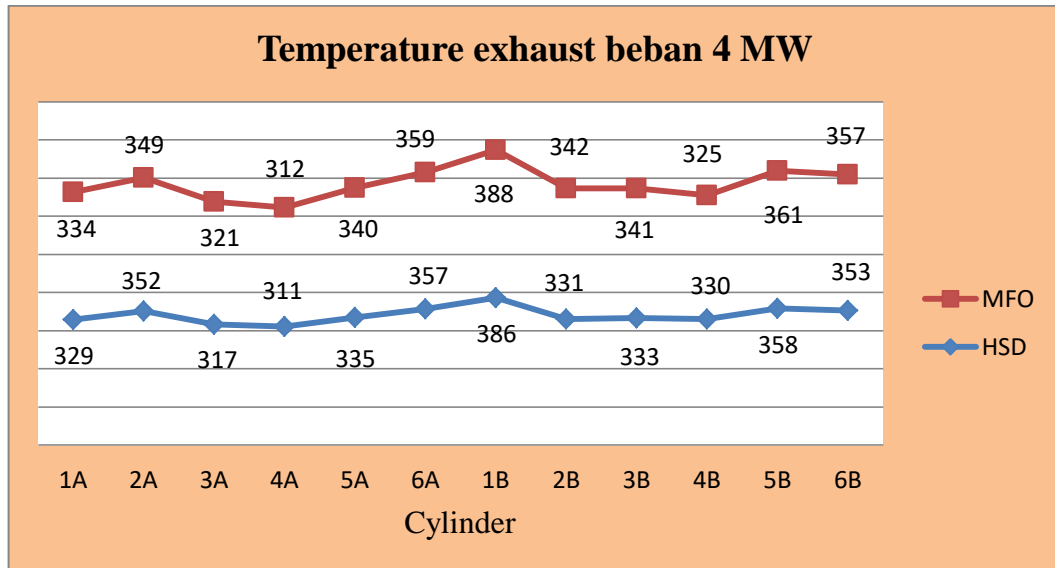
4.1.7. Temperatur Exhaust Beban Mesin 3 MW Perbandingan Menggunakan Bahan Bakar MFO Dengan HSD



Gambar 4.25. Grafik *Temperature Exhaust* Beban 3 MW Menggunakan Bahan Bakar MFO dan HSD Putaran Mesin 500 rpm

Grafik *temperature exhaust* pada tiap-tiap silinder menggunakan bahan bakar MFO dan HSD pada beban 3 MW menunjukkan alur yang sama. Pada silinder 1B bahan bakar HSD 369°C dan MFO 376°C menunjukkan temperatur yang paling tinggi. Temperatur rata-rata bahan bakar HSD 326°C temperatur terendah pada silinder 4A 298°C dan bahan bakar MFO rata-rata temperatur 327°C temperatur terendah pada silinder 4A 297°C.

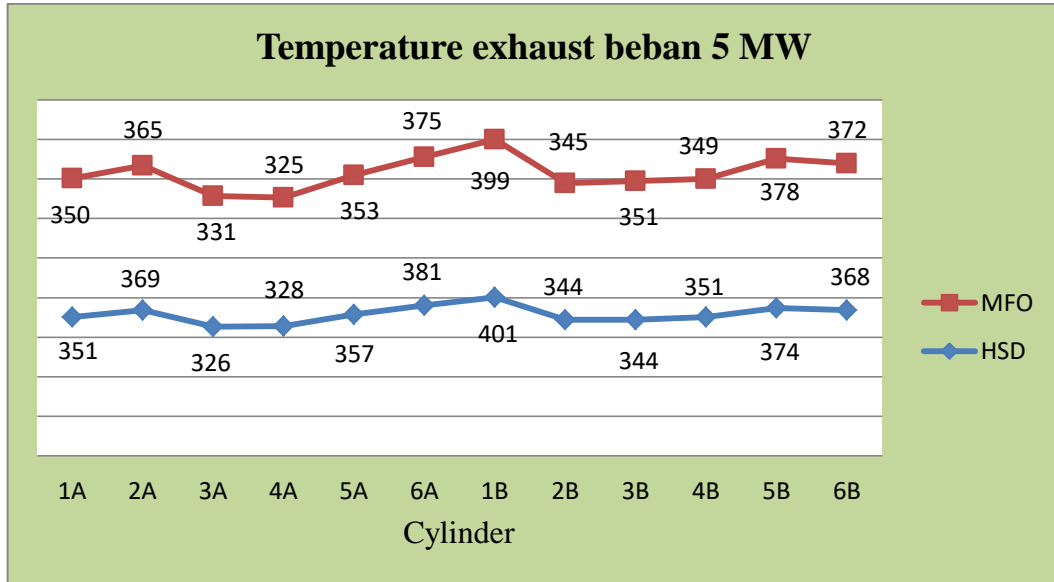
4.1.8. Temperatur Exhaust Beban Mesin 4 MW Perbandingan Menggunakan Bahan Bakar MFO Dengan HSD



Gambar 4.26. Grafik *Temperature Exhaust* Beban 4 MW Menggunakan Bahan Bakar MFO dan HSD Putaran Mesin 500 rpm

Pada gambar 4.26 menunjukkan temperatur menggunakan bahan bakar MFO cenderung hampir sama dan rata dengan menggunakan bahan bakar HSD bebannya sama. Semakin tinggi tinggi beban mesin maka temperaturnya juga akan semakin tinggi. Temperatur tinggi menggunakan bahan bakar HSD pada silinder 1B 386°C untuk yang terendah 4A 311°C, rata-rata temperaturnya 341°C dan yang menggunakan bahan bakar MFO temperatur tertinggi pada silinder 1B 388°C untuk temperatur yang terendah silinder 4A 312°C rata-rata temperaturnya 344°C.

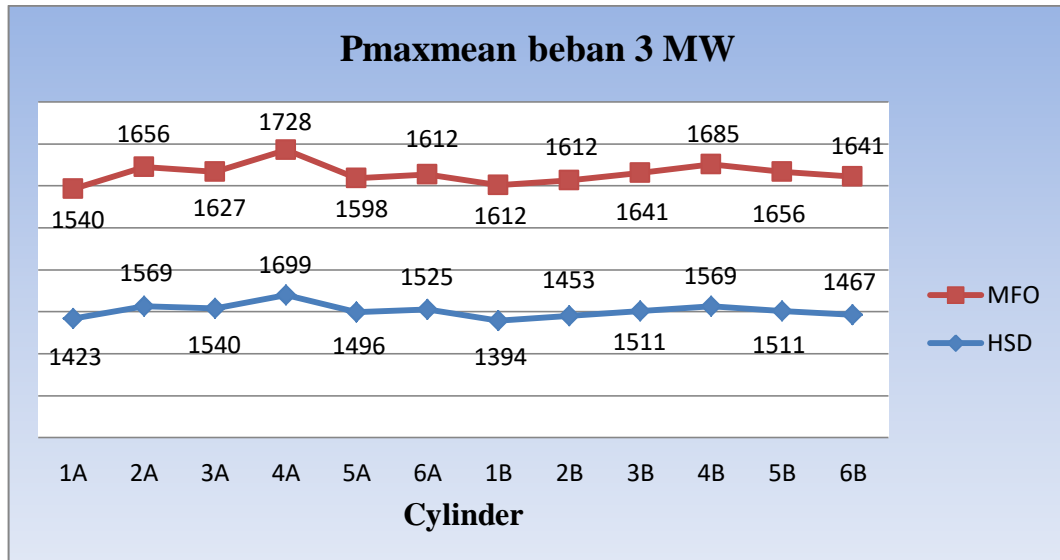
4.1.9. Temperatur Exhaust Beban Mesin 5 MW Perbandingan Menggunakan Bahan Bakar MFO Dengan HSD



Gambar 4.27. Grafik *Temperature Exhaust* Beban 5 MW Menggunakan Bahan Bakar MFO dan HSD Putaran Mesin 500 rpm

Pada beban mesin 5 MW *temperature exhaust* menggunakan bahan bakar HSD cenderung hampir sama dan rata dengan menggunakan bahan bakar MFO sama seperti di beban 4 MW dapat dilihat jelas pada gambar 4.27 Temperatur tertinggi menggunakan bahan bakar HSD pada silinder 1B 401°C untuk temperatur terendah silinder 3A 326°C, rata-rata temperatur silinder 357°C dan temperatur tertinggi menggunakan bahan bakar MFO pada silinder 1B 399°C untuk temperatur terendah adalah silinder 4A 325°C, rata-rata temperatur silinder 357°C.

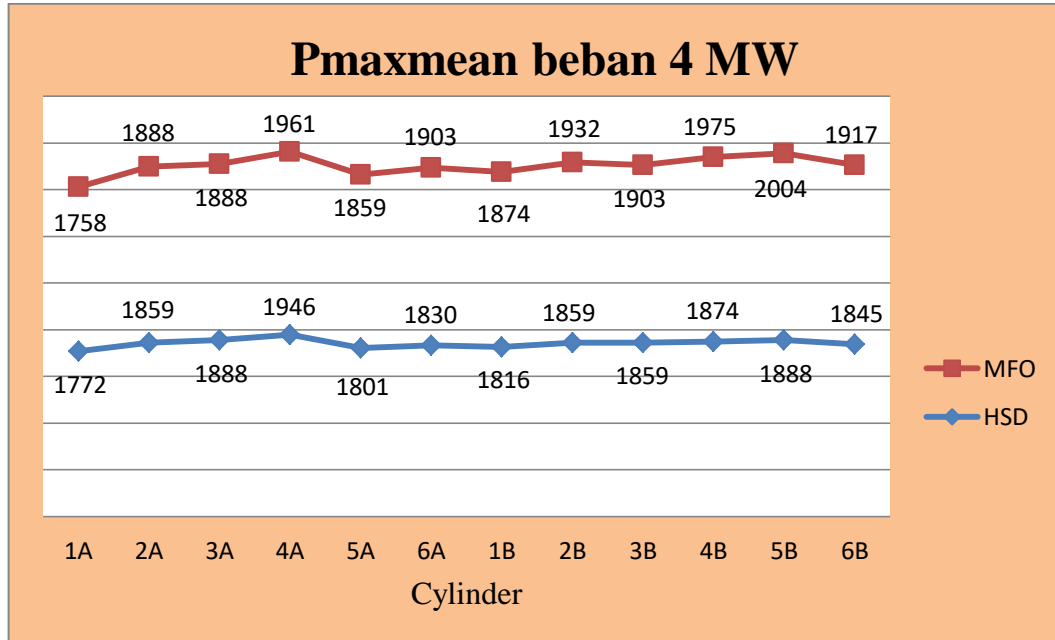
4.1.10. Pmaxmean Beban Mesin 3 MW Perbandingan Menggunakan Bahan Bakar MFO Dengan HSD



Gambar 4.28. Grafik *Pmaxmean* beban 3 MW Menggunakan Bahan Bakar HSD dan MFO Putaran Mesin 500 rpm

Dari gambar grafik 4.28 di atas dapat dilihat tekanan paling tinggi (*Pmaxmean*) menggunakan bahan bakar MFO yaitu pada silinder 4A 1728 psi untuk tekanan terendah pada silinder 1A 1540 psi, rata-rata yang dihasilkan yaitu 1634 psi dan sedangkan yang menggunakan bahan bakar HSD rata-ratanya 1513 psi, tekanan tertinggi pada silinder 4A 1699 psi untuk tekanan terendahnya pada silinder 1A 1423 psi. Grafik di atas menunjukkan tidak begitu merata antara menggunakan bahan bakar HSD dan MFO. Umumnya perbedaan tekanan puncak pembakaran mempunyai toleransi 5-10 bar dengan tekanan rata-rata.

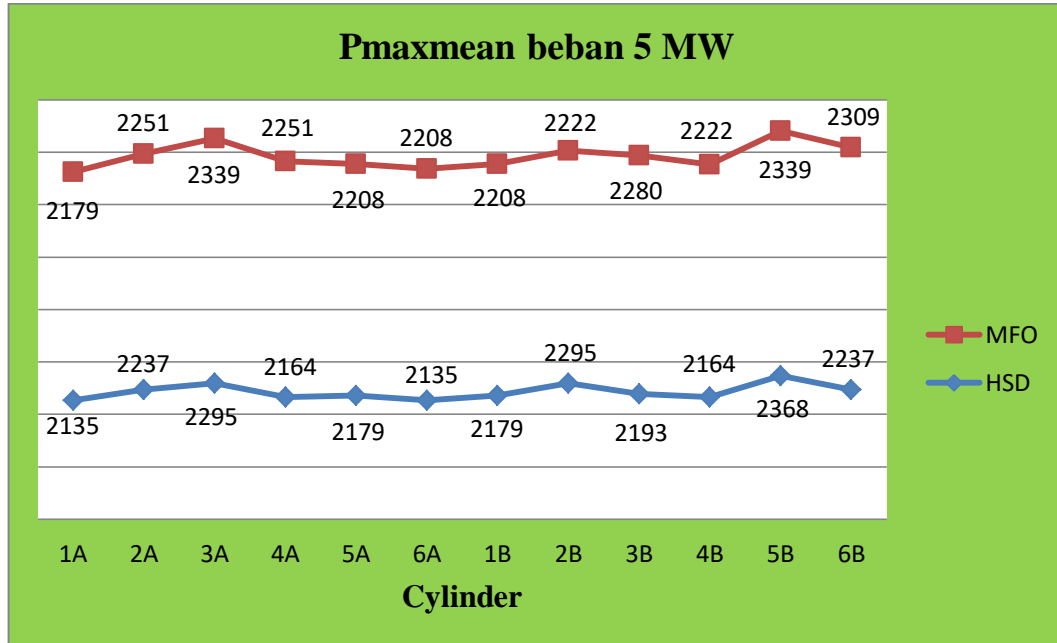
4.1.11. Pmaxmean Beban Mesin 4 MW Perbandingan Menggunakan Bahan Bakar MFO Dengan HSD



Gambar 4.29. Grafik *Pmaxmean* Beban 4 MW Menggunakan Bahan Bakar HSD dan MFO Putaran Mesin 500 rpm

Pada grafik *Pmaxmean* beban 4 MW gambar 4.29 menunjukkan nilai rata-rata menggunakan bahan bakar HSD yaitu 1851 psi untuk *pmaxmean* yang tertinggi pada silinder 4A 1946 psi, silinder yang terendah 1A 1772 psi dan menggunakan bahan bakar MFO *pmaxmean* rata-rata 1905 psi, silinder yang tertinggi 5B 2004 psi sedangkan silinder terendah di 1A 1758 psi. dapat dilihat nilai *pmaxmean* yang cenderung tinggi menggunakan bahan bakar MFO di bandingkan menggunakan MFO, walaupun grafik tidak begitu imbang/rata kondisi tersebut masih dalam kondisi normal.

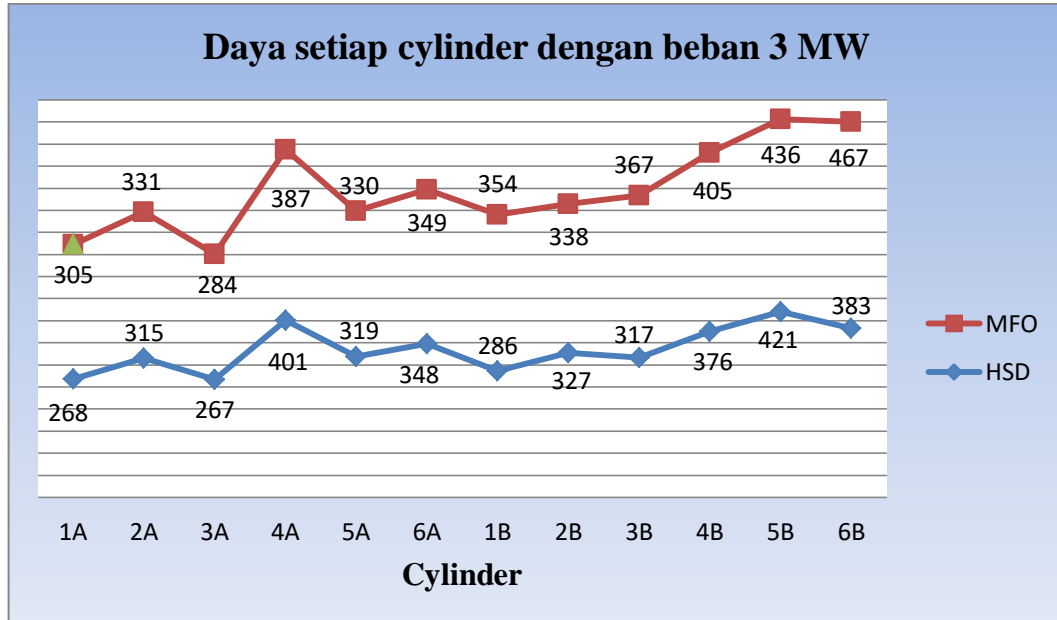
4.1.12. Pmaxmean Beban Mesin 5 MW Perbandingan Menggunakan Bahan Bakar MFO Dengan HSD



Gambar 4.30. Grafik *Pmaxmean* Beban 5 MW Menggunakan Bahan Bakar HSD dan MFO Putaran Mesin 500 rpm

Pada gambar 4.30 diatas menunjukkan *Pmaxmean* beban 5 MW. Pada bahan bakar HSD tekanan rata-ratanya semua silinder 2215 psi untuk tekanan tertingginya di silinder 5B 2368 psi tekanan terendahnya pada silinder 1A dan 6A 2135 psi dan menggunakan bahan bakar MFO tekanan rata-ratanya 2251 psi tekanan tertinggi di silinder 3A dan 5B 2339 psi untuk tekanan terendah pada silinder 1A 2179 psi. Pada bahan bakar MFO nilai rata-ratanya lebih tinggi dibanding menggunakan bahan bakar HSD, namun nilai tertinggi persilindernya pada bahan bakar HSD di silinder 5B. di atas menunjukkan masih dalam batas normal antara dua bahan bakar tersebut.

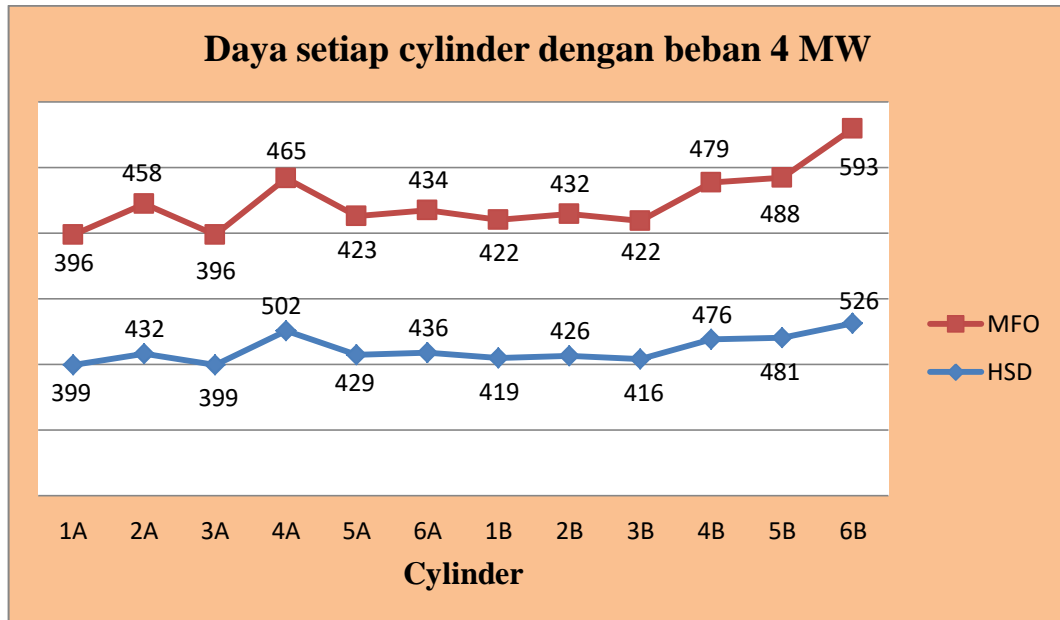
4.1.13. Daya Setiap Silinder Beban Mesin 3 MW Perbandingan Menggunakan Bahan Bakar MFO Dengan HSD



Gambar 4.31. Grafik Daya Beban 3 MW Menggunakan Bahan Bakar HSD dan MFO Putaran Mesin 500 rpm

Daya setiap silinder dengan beban 3 MW menggunakan bahan bakar HSD dan MFO dapat dilihat pada gambar 4.31 diatas. Daya rata-rata yang dihasilkan menggunakan bahan bakar HSD adalah 336 KW, daya yang tertinggi dihasilkan pada silinder 5B 421 KW untuk daya yang terendah di silinder 3A 267 KW. Daya yang dihasilkan menggunakan bahan bakar MFO rata-ratanya 363 KW untuk persilindernya daya yang tertinggi di silinder 6B 467 KW serta daya yang terendah di silinder 3A 284 KW. Dari grafik di atas menunjukkan tidak merata daya yang dihasilkan setiap silindernya menggunakan bahan bakar HSD maupun menggunakan MFO.

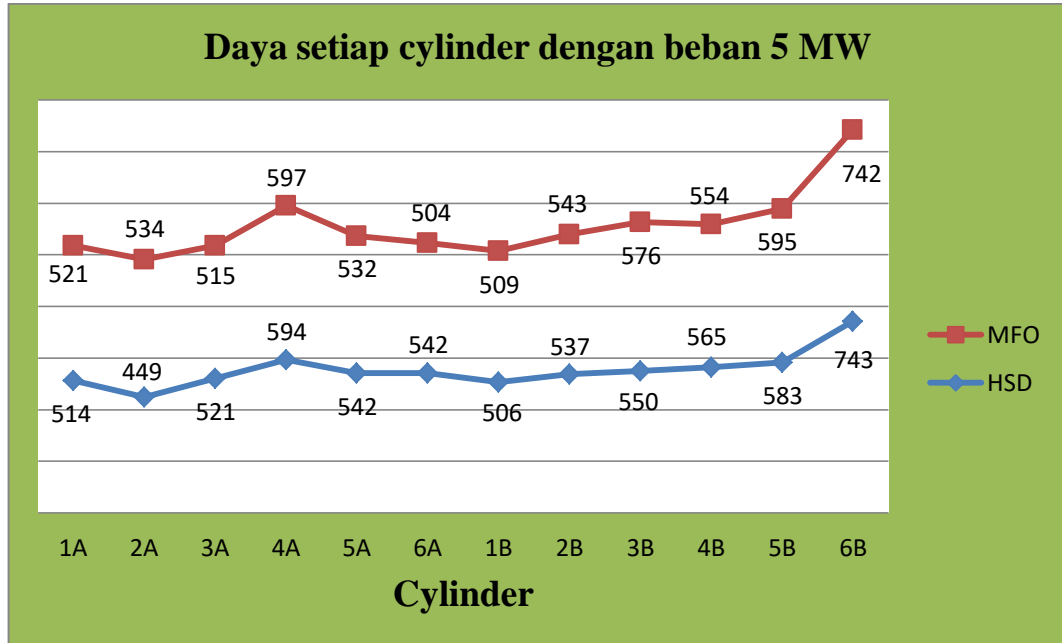
4.1.14. Daya Setiap Silinder Beban Mesin 4 MW Perbandingan Menggunakan Bahan Bakar MFO Dengan HSD



Gambar 4.32. Grafik Daya Beban 4 MW Menggunakan Bahan Bakar HSD dan MFO Putaran Mesin 500 rpm

Pada Gambar 4.32 diatas menunjukkan grafik daya dengan beban 4 MW menggunakan bahan bakar HSD dan MFO. Pada bahan bakar HSD daya rata-rata yang dihasilkan tiap silinder 445 KW untuk daya yang tertinggi di silinder 6B 526 KW daya yang terendah di silinder 1A dan 3A 399 KW. Daya yang menggunakan bahan bakar MFO rata-rata yang dihasilkan setiap silinder adalah 451 KW, daya yang tertinggi pada silinder 6B 593 KW dan untuk daya yang terendah pada silinder 1A dan 3A 396 KW. Dari hasil diatas daya yang paling tinggi yang dihasilkan adalah menggunakan bahan bakar MFO lebih tinggi dibandingkan menggunakan bahan bakar HSD. Bentuk grafiknya antara dua bahan bakar tersebut cukup baik dari pada beban mesin 3 MW.

4.1.15. Daya Setiap Silinder Beban Mesin 5 MW Perbandingan Menggunakan Bahan Bakar MFO Dengan HSD



Gambar 4.33. Grafik Daya Beban 5 MW Menggunakan Bahan Bakar HSD dan MFO Putaran Mesin 500 rpm

Daya yang terukur dengan beban mesin 5 MW menggunakan bahan bakar HSD dan MFO dapat dilihat pada gambar 4.33. Daya yang dihasilkan menggunakan bahan bakar HSD rata-ratanya yaitu 553 KW daya yang tertinggi di silinder 6B 743 KW untuk daya yang terendah pada silinder 2A 449 KW. Daya yang menggunakan bahan bakar MFO jumlah rata-ratanya yaitu 560 KW, daya yang tertinggi pada silinder 6B 742 KW untuk daya yang terkecil pada silinder 6A 504 KW. Dari grafik di atas bentuknya hampir sama seperti beban mesin 4 MW.

4.1.16 Spesifik Pemakaian Bahan Bakar MFO dan HSD

Mesin diesel Sulzer ZAV 40S melakukan pengujian pemakaian bahan bakar MFO dan HSD. Pemakaian bahan bakar spesifik merupakan parameter penting untuk sebuah mesin *diesel* yang berhubungan erat dengan dengan efisiensi. Pemakaian bahan bakar spesifik didefinisikan sebagai banyaknya bahan bakar terpakai perjam untuk menghasilkan setiap KW daya mesin.

$$Be = \frac{m_f}{N_e} \text{ kg/KWH atau } \frac{\text{Pemakaian bahan bakar}}{\text{Daya aktif}} \dots\dots\dots \text{Ref. 5 Hal 8}$$

Dimana:

m_f = Pemakaian bahan bakar (kg/h)

N_e = Daya poros efektif (kw)

Berikut adalah hasil data pemakaian bahan bakar HSD dan MFO putaran mesin sama 500 rpm dengan dengan beban awal yang akan diuji 3 MW sampai 5 MW dengan *range* yg sudah ditentukan 1 MW waktu selama 15 menit.

1. Flow Meter Menggunakan Bahan Bakar HSD

a. Beban Mesin 3 MW

Flow meter masuk awal = 2809233,4

Flow meter masuk akhir = 2810136,4

Hasil akhir – awal = 903 liter

Flow meter balik awal = 3114426,2

Flow meter balik akhir = 3115142,5

Hasil akhir – awal = 716,3 liter

Jumlah pemakaian hasil masuk – hasil balik = 186,7 liter

$$\text{KWH meter stand (akhir - awal)/12.600} = \frac{(8644,964-8644,903)}{12.600} = 768,6 \text{ kw}$$

b. Beban Mesin 4 MW

$$\text{Flow meter masuk awal} = 2810966,5$$

$$\text{Flow meter masuk akhir} = 2811961,7$$

$$\text{Hasil akhir - awal} = 995,2 \text{ liter}$$

$$\text{Flow meter balik awal} = 3115771,3$$

$$\text{Flow meter balik akhir} = 3116527,5$$

$$\text{Hasil akhir - awal} = 756,2 \text{ liter}$$

$$\text{Jumlah pemakaian hasil masuk - hasil balik} = 239 \text{ liter}$$

$$\text{KWH meter stand (akhir - awal)/12.600} = \frac{(8645,054-8644,973)}{12.600} = 1020,6 \text{ kw}$$

c. Beban Mesin 5 MW

$$\text{Flow meter masuk awal} = 2812502,8$$

$$\text{Flow meter masuk akhir} = 2813559,7$$

$$\text{Hasil akhir - awal} = 1056,9 \text{ liter}$$

$$\text{Flow meter balik awal} = 3116916,9$$

$$\text{Flow meter balik akhir} = 3117673,5$$

$$\text{Hasil akhir - awal} = 756,6 \text{ liter}$$

$$\text{Jumlah pemakaian hasil masuk - hasil balik} = 300,3 \text{ liter}$$

$$\text{KWH meter stand (akhir - awal)/12.600} = \frac{(8645,166-8645,065)}{12.600} = 1272,6 \text{ kw}$$

2. Flow Meter Menggunakan Bahan Bakar MFO

a. Beban Mesin 3 MW

$$\text{Flow meter masuk awal} = 2780520,2$$

$$\text{Flow meter masuk akhir} = 2780850,7$$

$$\text{Hasil akhir - awal} = 330,5 \text{ liter}$$

Flow meter balik awal = 3085434,4

Flow meter balik akhir = 3085570,5

Hasil akhir – awal = 136,1 liter

Jumlah pemakaian hasil masuk – hasil balik = 194,5 liter

KWH meter stand (akhir – awal)/12.600 = $\frac{(8639,785-8639,724)}{12.600} = 768,6 \text{ kw}$

b. Beban Mesin 4 MW

Flow meter masuk awal = 2797356,9

Flow meter masuk akhir = 2797743,1

Hasil akhir – awal = 386,2 liter

Flow meter balik awal = 3094064,8

Flow meter balik akhir = 3094203,0

Hasil akhir – awal = 138,2 liter

Jumlah pemakaian hasil masuk – hasil balik = 248 liter

KWH meter stand (akhir – awal)/12.600 = $\frac{(8639,909-8639,828)}{12.600} = 1020,6 \text{ kw}$

c. Beban Mesin 5 MW

Flow meter masuk awal = 2788296,1

Flow meter masuk akhir = 2788733,6

Hasil akhir – awal = 437,5 liter

Flow meter balik awal = 3091542,8

Flow meter balik akhir = 3091683,0

Hasil akhir – awal = 140,2 liter

Jumlah pemakaian hasil masuk – hasil balik = 297,3 liter

KWH meter stand (akhir – awal)/12.600 = $\frac{(8640,053-8639,952)}{12.600} = 1272,6 \text{ kw}$

Tabel 4.1 Pemakaian Bahan Bakar (SFC)

Beban Mesin (MW)	Pemakaian Bahan Bakar (liter)		SFC (kg/kW/jam)	
	HSD	MFO	HSD	MFO
3	186,7	194,5	0,24290	0,25305
4	239,0	248,0	0,23417	0,24299
5	300,3	297,3	0,23597	0,23361

Sumber: Data Primer 2017

Secara umum meningkatnya beban mesin maka konsumsi bahan bakar juga akan meningkat dan *specific fuel consumption* (SFC) cenderung lebih rendah seperti ditunjukkan pada table 4.1. Pada beban yang sama 3 dan 4 MW bahan bakar HSD konsumsinya lebih rendah dibandingkan menggunakan bahan bakar MFO. Di beban mesin 5 MW bahan bakar MFO lebih rendah konsumsinya dibandingkan bahan bakar HSD karena *flash point* MFO dan HSD berbeda.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Dari hasil analisa yang dilakukan menggunakan bahan bakar *High Speed Diesel (HSD)* dan *Marine Fuel Oil (MFO)* pada mesin *diesel* SULZER ZAV 40S di Pembangkit Listrik Tenaga Diesel Sungai Raya PT. PLN (Persero) Kabupaten Kubu Raya, Kalimantan Barat, untuk mengetahui performa kedua bahan bakar tersebut dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Dilihat pada proses pembakaran (grafik p/α) bahan bakar *HSD* cukup baik dari pada menggunakan *MFO* semakin tinggi beban mesin, maka semakin baik proses pembakaran dan bentuk grafik p/α .
2. *Pmax deviation* (penyimpangan) yang menggunakan bahan bakar *HSD* dan *MFO* dengan beban mesin sama 3 *MW* dan 4 *MW* menunjukkan hasil yang sama, namun pada saat beban 5 *MW* bahan bakar *MFO* *Pmax deviation* lebih baik dibanding menggunakan bahan bakar *HSD*.
3. Temperatur gas buang (*exhaust*) dengan beban yang sama 3 *MW* dan 4 *MW* rata-rata temperatur bahan bakar *MFO* lebih tinggi dibanding menggunakan bahan bakar *HSD*, namun pada beban mesin 5 *MW* temperatur gas buangnya bahan bakar *MFO* dan *HSD* rata-rata temperaturnya sama.
4. *Pmaxmean* (tekanan maksimum) mesin menggunakan bahan bakar *MFO* tekanannya lebih tinggi dibanding bahan bakar *HSD* dengan beban mesin 3 *MW*, 4 *MW* dan 5 *MW*. Serta *pmaxmean* semua silindernya menggunakan bahan bakar *MFO* lebihimbang (rata) dari pada bahan bakar *HSD*.

5. Daya yang dihasilkan mesin menggunakan bahan bakar MFO dengan beban 3 MW, 4 MW dan 5 MW rata-rata yang dihasilkan lebih tinggi di bandingkan menggunakan bahan bakar HSD. karena Nilai Pembakaran Bahan Bakar (kkal/kg) lebih tinggi MFO
6. Pemakaian bahan bakar dengan beban mesin 3 MW dan 4 MW menggunakan bahan bakar HSD lebih sedikit dari pada bahan bakar MFO, namun beban mesin 5 MW pemakaiannya lebih banyak menggunakan bahan bakar HSD.
7. *Specific fuel consumption (SFC)* pada bahan bakar MFO lebih tinggi dari pada bahan bakar HSD dengan beban 3 MW dan 4 MW. Jika beban mesin 5 MW SFC lebih rendah bahan bakar MFO dari pada bahan bakar HSD.

5.2 SARAN

Dari serangkaian pengujian, perhitungan dan analisa data serta pengambilan kesimpulan yang telah dilakukan, maka dapat diberikan beberapa saran sebagai berikut:

1. Pola pembebanan pada mesin *diesel* SULZER ZAV 40S harus dilakukan pembebanan yang stabil dan beban optimal karena akan sangat membantu dalam hal penghematan konsumsi bahan bakar sehingga dapat menekan biaya operasional.
2. Jika mesin menggunakan bahan bakar MFO, selalu di jaga viskositasnya tetap stabil dalam batas normal agar injektor dapat mengabutkan bahan bakar di ruang bakar dengan baik.

3. Selalu lakukan pembilasan di sistem aliran bahan bakar saat mesin akan stop menggunakan bahan bakar *HSD*, agar tidak terjadi penyumbatan di sistem aliran bahan bakar yang diakibatkan *MFO* yang mengental.
4. Selalu menjaga kebersihan filter bahan bakar dan udara agar selalu bersih, supaya tekanan bahan bakar dan udara masuk ke mesin tetap normal karena dapat berpengaruh terhadap performa mesin.
5. Jika mesin mengguna bahan bakar *Marine Fuel Oil (MFO)* perawatannya lebih tinggi dibandingkan menggunakan *High Speed Diesel (HSD)* karena jumlah karbon pembakaran *MFO* lebih tinggi.

DAFTAR PUSTAKA

- Adh-dhuhaa, W.S.M.R dan Muhaji. 2015. *Pengaruh Penambahan Biodiesel Dari Virgin Coconut Oil Pada Bahan Bakar Solar Terhadap Unjuk Kerja Mesin Diesel Empat Langkah*. JTM. Volume 03 Nomor 03 Tahun 2015, 1-6.
- Anugerah dkk. 2014. *Studi Perbandingan Performa Motor Diesel dengan Bahan Bakar Solar dan Palm Methyl Ester Berbasis Pada Simulasi*. Jurnal.
- Ariawan dkk. 2016. *Pengaruh Penggunaan Bahan Bakar Pertalite Terhadap Unjuk Kerja Daya, Torsi Dan Konsumsi Bahan Bakar Pada Sepeda Motor Bertransmisi Otomatis*. Jurnal METTEK Volume 2 No 1 (2016) pp 51 – 58.
- Arismunandar, Wiranto, 2008, *Motor Diesel Putaran Tinggi*. Jakarta: PT. Pradnya Paramita.
- Daryanto dan Setyabudi Ismanto. 2015. *Teknik Motor Diesel*. Bandung: Penerbit Alfabeta.
- Marsudi djiteng. 2005. *Pembangkitan Energi Listrik*. Jakarta: Penerbit Erlangga.
- Pudjanarsa Astu dan Narsuhud Djati, 2012. *Mesin Konversi Energi*. Yogyakarta: Penerbit C.V Andi offset
- Pulkrabek Willard W. 1997. *Engine Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Platteville: Penerbit Prentice Hall.
- Pengoprasian PLTD Besar. 2014. PT. PLN (Persero) Pusat Pendidikan dan Pelatihan. Bogor.
- Shodiqin, Iman dan Susila, I.W. 2013. *Uji Performa Penggunaan Bioetanol Dari Limbah Pepaya Sebagai Campuran Premium Pada Motor Jupiter MX*. JTM. Volume 01 Nomor 02 Tahun 2013, 344-350.
- Wartsila Corporation. 2004. *Maintenance Manual Sulzer ZAV40S*.
- Wartsila Corporation. 2004. *Operating Manual Sulzer ZAV40S*.
- Wiyono, Andri dan Sutjahjo, D.H. (2014), *Studi Komparasi Performa Mesin Berbahan Bakar Solar Dan Biodiesel Dari Crude Oil Nyamplung Dengan Proses Degumming Pada Mesin Diesel*. JTM. Volume 02 Nomor 03 Tahun 2014, 105 – 112.
- Zarkasih. Mukhlis. 2011. *Analisa Kinerja Mesin Diesel SWD 9 TM 410 di PT. PLN (Persero) Sektor Kapuas PLTD Siantan*. Jurusan Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Pontianak : Pontianak

LAMPIRAN
FOTO SAAT MELAKUKAN PENGUJIAN



Lampiran 1 : Control Room Mesin



Lampiran 2 : Panel Control Mesin



Lampiran 3 : Pemasangan Sensor TDC



Lampiran 4 : Pengambilan Data Menggunakan Premet xl



Lampiran 5 : Mesin Sulzer ZAV 40S



Lampiran 6 : Boiler Pemanas MFO



Lampiran 7 : Sparator MFO



Lampiran 8 : Tangki Storage Bahan bakar MFO dan HSD