

TUGAS AKHIR

**PENGARUH VARIASI TEKANAN NOZZEL TERHADAP KINERJA
MESIN DIESEL 2775 cc DAN EMISI GAS BUANG**



OLEH:

PEBRIYANTO
153 310 101

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS ISLAM RIAU
PEKANBARU**

2022

KATA PENGANTAR



Assalamualaikum, Wr. Wb.

Puji syukur ke hadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat, karunia dan anugerah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan proposal tugas sarjana ini. Adapun tujuan penulisan proposal skripsi ini adalah untuk memenuhi persyaratan guna mencapai skripsi teknik di Prodi Mesin Fakultas Teknik Universitas Islam Riau.

Dibalik keberhasilan penulias dalam menyusun proposal skripsi ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak, maka sudah sepantasnya penulis mengucapkan terima kasih yang sangat mendalam kepada semua pihak yang telah berpartisipasi dalam penelitian dan penulisan proposal skripsi ini khususnya kepada :

1. Kedua Orang tua tercinta yakni Bapak dan Ibu yang telah memberikan motivasi, semangat, dan dukungan kepada penulis, baik dukungan secara moril maupun materil.
2. Bapak Eddy Elfiano, S.T., M.Eng, selaku Dosen Pembimbing Proposal Skripsi yang telah membantu dan membimbing dalam penyusunan proposal skripsi.
3. Kepada seluruh dosen Program Studi Teknik Mesin yang telah menuangkan ilmunya kepada saya.
4. Rekan - rekan seperjuangan yang telah membantu memberikan dorongan moral dalam pembuatan proposal skripsi.

Akhir kata penulis mengucapkan terimakasih yang tidak terhingga kepada semua pihak yang berperan dalam penyelesaian proposal skripsi. Semoga proposal skripsi ini dapat berguna dan bermanfaat bagi penulis dan pembaca untuk menambah ilmu pengetahuan dan wawasan.

Pekanbaru, 18 April 2022

Penulis,



Dokumen ini adalah Arsip Miik :

Perpustakaan Universitas Islam Riau

DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DARTAR TABEL	viii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR NOTASI	xi
ABSTRAK	xii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penelitian	4
1.6 Sistematika Penulisan	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Motor Diesel	6
2.2 Siklus Ideal Motor Diesel	7
2.2.1 Siklus Udara Tekanan Konstan (Siklus Diesel) ...	8
2.2.2 Siklus Aktual Mesin Diesel	9
2.3 Tahap Pembakaran Pada Mesin Diesel	10
2.4 Bahan Bakar	11
2.5 <i>Fuel System</i>	15
2.6 Nozzel	16

2.6.1	Cara Kerja Nozzel	17
2.7	Unjuk Kerja Mesin	18
2.7.1	Torsi Mesin	19
2.7.2	Daya Poros Efektif	20
2.7.3	Tekanan Efektif Rata-rata	21
2.7.4	Konsumsi Bahan Bakar	21
2.7.5	Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)	22
2.7.6	Efisiensi Thermal	23
2.8	Emisi Gas Buang	23
 BAB III METODE PENELITIAN		
3.1	Diagram Alir Penelitian	26
3.2	Alat dan Bahan	27
3.3.1	Alat	27
3.3.2	Bahan.....	32
3.3	Prosedur Pengujian	33
3.3.1	Persiapan Sebelum Pengujian	33
3.3.2	Langkah-langkah Pengujian	33
3.4	Jadwal Kegiatan Penelitian	36
 BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN		
4.1	Diagram Alir Penelitian	37
4.2	Hasil Perhitungan	37
4.2.1	Rumus Torsi	38
4.2.1.1	Hasil Perhitungan Torsi Pada Tekanan	

	Nozzel 117,68 Bar	38
4.2.1.2	Hasil Perhitungan Torsi Pada Tekanan	
	Nozzel 127,49 Bar	38
4.2.1.3	Hasil Perhitungan Torsi Pada Tekanan	
	Nozzel 137,29 Bar	39
4.2.2	Rumus Daya Poros Efektif (N_e)	40
4.2.2.1	Hasil Perhitungan Daya Pada Tekanan	
	Nozzel 117,68 Bar	40
4.2.2.2	Hasil Perhitungan Daya Pada Tekanan	
	Nozzel 127,49 Bar	41
4.2.2.3	Hasil Perhitungan Daya Pada Tekanan	
	Nozzel 137,29 Bar	42
4.2.2.3	Data Hasil Perhitungan Daya Pada Variasi	
	Tekanan Nozzel	43
4.2.3	Rumus Konsumsi Bahan Bakar (M_f)	45
4.2.3.1	Hasil Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar	
	Pada Tekanan Nozzel 117,68 Bar.....	45
4.2.3.2	Hasil Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar	
	Pada Tekanan Nozzel 127,49 Bar.....	46
4.2.3.3	Hasil Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar	
	Pada Tekanan Nozzel 137,29 Bar.....	47
4.2.3.4	Data Hasil Perhitungan Konsumsi Bahan	
	Bakar Pada Variasi Tekanan Nozzel	48

4.2.4	Rumus Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (Sfc)	50
4.2.4.1	Hasil Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar Spesifik (Sfc) Pada Tekanan Nozzel 117,68 Bar	50
4.2.4.2	Hasil Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar Spesifik (Sfc) Pada Tekanan Nozzel 127,49 Bar	51
4.2.4.3	Hasil Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar Spesifik (Sfc) Pada Tekanan Nozzel 137,29 Bar	52
4.2.4.4	Data Hasil Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar (Sfc) Pada Variasi Tekanan Nozzel	52
4.2.5	Rumus Efisiensi Termal.....	54
4.2.5.1	Hasil Perhitungan Efisiensi Termal Pada Tekanan Nozzel 117,68 Bar	55
4.2.5.2	Hasil Perhitungan Efisiensi Termal Pada Tekanan Nozzel 127,49 Bar	55
4.2.5.3	Hasil Perhitungan Efisiensi Termal Pada Tekanan Nozzel 137,29 Bar	56
4.2.5.4	Data Hasil Perhitungan Efisiensi Termal Pada Variasi Tekanan Nozzel.....	57
4.3	Emisi Gas Buang	59

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan	63
5.2 Saran	64

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN



Dokumen ini adalah Arsip Miik :
Perpustakaan Universitas Islam Riau

DAFTAR TABEL

Tabel	Halaman
3.1. Variasi tekanan nozzel pada putaran 1000 rpm terhadap konsumsi bahan bakar spesifik	35
3.2. Variasi tekanan nozzel pada putaran 1500 rpm terhadap konsumsi bahan bakar spesifik	35
3.3. Variasi tekanan nozzel pada putaran 2000 rpm terhadap konsumsi bahan bakar spesifik	36
3.3. Jadwal Kegiatan Penelitian	36
4.1. Hasil pengujian dengan variasi tekanan nozzle	37
4.2. Hasil perhitungan torsi pada variasi tekanan nozzle	39
4.3. Hasil perhitungan daya pada variasi tekanan nozzle	43
4.4. Hasil perhitungan konsumsi bahan bakar pada variasi tekanan nozzel ..	48
4.5. Hasil perhitungan pemakaian bahan bakar pada variasi tekanan nozzel	53
4.6. Hasil perhitungan efisiensi termal pada variasi tekanan nozzel	57
4.7. Emisi gas buang pada variasi tekanan nozzel	59

DAFTAR GAMBAR

Gambar		Halaman
2.1.	Siklus Udara Tekanan Konstan.....	8
2.2.	Siklus Aktual Mesin Diesel	9
2.3	<i>Fuel System</i>	16
2.4	Keseimbangan Energi Pada Motor Bakar	18
2.5	Persentase Kandungan Emisi Diesel	24
3.1.	Diagram Alir Penelitian.....	26
3.2.	Mesin Diesel Isuzu TLD 54	27
3.3.	<i>Anemometer</i>	28
3.4.	<i>Tachometer</i>	28
3.5.	<i>Stopwatch</i>	29
3.6.	Gelas Ukur	29
3.7.	<i>Thermometer</i> air raksa	30
3.8.	Meteran	30
3.9.	<i>Tool set</i>	30
3.10.	Radiator	31
3.11.	<i>Flowmeter Type Tube</i>	31
3.12.	<i>Common Rail Tester</i>	32
3.13.	Bahan Bakar Solar.....	32
4.1.	Grafik variasi tekanan nozzel terhadap torsi mesin	39
4.2.	Grafik variasi tekanan nozzel terhadap daya efektif (PS)	44

4.3.	Grafik variasi tekanan nozzel terhadap konsumsi bahan bakar	49
4.4.	Grafik variasi tekanan nozzel terhadap pemakaian bahan bakar spesifik (Sfc)	53
4.5.	Grafik variasi tekanan nozzel terhadap efisiensi termal.....	58
4.6.	Emisi gas buang karbon monoksida (CO)	60
4.7.	Emisi gas buang nitrogen oksida (NO _x)	61



DAFTAR NOTASI

<u>Simbol</u>	<u>Notasi</u>	<u>Satuan</u>
n	Putaran mesin	(rpm)
P	Daya	(kW)
T	Torsi	(Nm)
F	Gaya	(N)
L	Panjang lengan torsi	(m)
S _{fc}	Pemakaian Bahan Bakar	(kg/jam.kW)
m_f	Pemakaian bahan bakar tiap jam	(kg/jam)
t	Waktu	(detik)
N _e	Daya efektif mesin	(PS)
η_{th}	Efisiensi termal	(%)
LHV	Panas pembakaran rendah dari bahan bakar	
g	Gaya gravitasi bumi	(m/s^2)
V _L	Volume langkah torak	(m ³)
D	Diameter torak	(mm)
S	Panjang langkah Torak	(mm)
P	Tekanan	(Kg/cm ² , Bar)
ρ_{bb}	Kerapatan bahan bakar	(kg/m ³)

PENGARUH VARIASI TEKANAN NOZZEL TERHADAP KINERJA MESIN DIESEL 2775 cc DAN EMISI GAS BUANG

Pebri Yanto, Eddy Elfiano

Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Islam Riau
Jl.Kaharuddin Nasution Km 11 No.113 Perhentian Marpoyan, Pekanbaru
Telp. 0761 – 674635 Fax. (0761) 674834

ABSTRAK

Semakin pesatnya kemajuan teknologi maka semakin banyak diciptakan alat transportasi berupa mobil menggunakan motor Diesel. Salah satu faktor yang mempengaruhi kinerja motor Diesel yaitu tekanan pengabutan bahan bakar yang diinjeksikan pada nozzel yang kurang baik. Maka diperlukannya penelitian terhadap tekanan nozzel dengan tujuan kinerja mesin dan tekanan pada injektor dapat menghasilkan penurunan kadar emisi gas buang pada motor Diesel. Pada penelitian ini, variasi tekanan nozzle yaitu 117,68 Bar, 127,49 Bar, dan 137,29 Bar dengan bahan bakar CN 51 serta putaran yang dipilih yaitu 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm. Hasil pengujian diperoleh nilai torsi tertinggi terjadi pada tekanan nozzel 137,29 Bar dengan putaran 2000 rpm yaitu 359,38 Nm, nilai daya tertinggi yaitu sebesar 102,28 PS dan efisiensi termal tertinggi juga terjadi pada tekanan nozzle 137,29 Bar yaitu sebesar 30%. Sementara itu konsumsi bahan bakar terjadi penurunan tertinggi pada tekanan 137,29 Bar dan putaran 2000 rpm sebesar 3,75 kg/jam. Hasil pengujian emisi gas buang karbon monoksida (CO) dan nitrogen oksida (NOx) terjadi penurunan pada tekanan 127,49 dan putaran 2000 rpm yaitu 833 ppm dan 12 ppm.

Kata kunci : Tekanan Nozzel, CN 51, Kinerja Mesin, Emisi Gas Buang

***PENGARUH VARIASI TEKANAN NOZZEL TERHADAP KINERJAMESIN
DIESEL 2775 cc DAN EMISI GAS BUANG***

Pebri Yanto, Eddy Elfiano

Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Islam Riau
Jl.Kaharuddin Nasution Km 11 No.113 Perhentian Marpoyan, Pekanbaru
Telp. 0761 – 674635 Fax. (0761) 674834

ABSTRAC

The more rapid technological advances, the more means of transportation are created in the form of cars using Diesel motors. One of the factors that affect the performance of the Diesel engine is the poor fuel injection pressure at the nozzle. So it is necessary to research the nozzle pressure with the aim of engine performance and the pressure on the injector can result in a decrease in exhaust emission levels in Diesel motors. In this study, the nozzle pressure variations were 117.68 Bar, 127.49 Bar, and 137.29 Bar with CN 51 fuel and the selected rotations were 1000 rpm, 1500 rpm and 2000 rpm. The test results obtained that the highest torque value occurs at a nozzle pressure of 137.29 Bar with a rotation of 2000 rpm, which is 359.38 Nm, the highest power value is 102.28 PS and the highest thermal efficiency also occurs at a nozzle pressure of 137.29 Bar, which is 30%. . Meanwhile, the highest decrease in fuel consumption occurred at a pressure of 137.29 Bar and 2000 rpm of 3.75 kg/hour. The results of testing the exhaust emissions of carbon monoxide (CO) and nitrogen oxides (NOx) decreased at a pressure of 127.49 and a rotation of 2000 rpm, namely 833 ppm and 12 ppm.

Keywords: Nozzel Pressure, CN 51, Engine Performance, Exhaust Emissions

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Semakin pesatnya kemajuan teknologi maka semakin banyak diciptakan alat transportasi untuk memenuhi kebutuhan manusia. Alat transportasi dapat berupa mobil, sepeda motor, kapal dan lain-lain. Untuk transportasi jenis mobil dalam setiap tahunnya mengalami kemajuan yang pesat, baik dari segi bentuk maupun jenisnya. Hal ini disebabkan karena setiap pabrik yang memproduksi kendaraan mobil sebagai alat transportasi harian yang sangat diminati salah satunya mobil dengan menggunakan motor Diesel. Motor Diesel merupakan bagian dari motor bakar torak dan disebut dengan motor pembakaran dalam (*Internal Combustion Engine*) (Indartono, 2016). Pada *Internal Combustion Engine* ini, proses pembakaran dan penghasil tenaga, berada pada satu tempat yaitu pada ruang bakar (silinder). Proses pembakarannya terjadi karena adanya perubahan temperatur dan tekanan pada ruang pembakaran, sehingga bahan bakar yang berbentuk kabut halus yang disemprotkan atau diinjeksikan pada saat piston mencapai TMA (pada langkah kompresi) dan bersinggungan dengan udara panas, maka akan menyala dan terjadilah proses pembakaran dalam ruang bakar.

Salah satu faktor yang mempengaruhi kinerja motor Diesel adalah pembakaran yang kurang sempurna. Faktor penyebab pembakaran yang tidak sempurna pada motor Diesel yaitu tekanan pengabutan bahan bakar yang diinjeksikan pada injektor (nozzel) yang kurang baik. Injektor (nosel) mempunyai peran yang sangat penting, yaitu untuk menyemprotkan bahan bakar dari pompa

injeksi kedalam silinder dengan tekanan tertentu sehingga bahan bakar berbentuk kabut dan tersebar secara merata di ruang bakar.

Maka untuk itu diperlukannya penelitian terhadap injektor (nozzel) dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh tekanan pembukaan injektor (nozzel) pada motor Diesel jenis injeksi tidak langsung yang membawa dampak terhadap kinerja mesin dan tekanan pada injektor dapat menghasilkan penurunan kadar emisi gas buang pada motor Diesel (Wibawa, 2015).

Menurut penelitian sebelumnya (Finto, 2014) Hasil penelitian melalui variasi penyetelan tekanan pembukaan injektor (nosel) pada motor diesel injeksi tidak langsung diperoleh torsi efektif rata-rata maksimum 15,07 Nm, daya efektif rata-rata maksimum 4,25 kW, daya bahan bakar maksimum rata-rata 790,50 Kw, konsumsi bahan bakar spesifik rata-rata maksimum 15,367 kg/kWh dan efisensi daya rata-rata maksimum sebesar 1,12%. Sedangkan penelitian dengan menggunakan variasi pada tekanan injektor 90 kg/cm² kepekatan asap yang dihasilkan lebih banyak dibandingkan dengan tekanan injektor yang sesuai dengan spesifikasi (110 kg/cm²) dan tekanan injektor 130 kg/cm² (Nasra, 2013).

Berdasarkan beberapa penelitian yang telah dilakukan, maka perlu dilakukan penelitian dengan judul yaitu **“Pengaruh Tekanan Nozzel Terhadap Kinerja Mesin Diesel 2775 CC”**.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan maka dapat dirumuskan masalah sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh variasi tekanan nozzel terhadap unjuk kerja mesin Diesel 2775 cc?
2. Bagaimana pengaruh tekanan nozzel terhadap emisi gas buang mesin Diesel 2775 cc?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah :

1. Untuk mendapatkan pengaruh variasi tekanan nozzel terhadap unjuk kerja mesin Diesel 2775 cc.
2. Untuk mendapatkan pengaruh tekanan nozzel terhadap emisi gas buang mesin Diesel 2775 cc.

1.4 Batasan masalah

Agar penelitian dapat berjalan lancar secara terarah dan mencapai tujuan yang diinginkan, batasan masalah yang diberlakukan sebagai berikut :

1. Variasi tekanan pada injektor yaitu mulai dari 117,68 Bar, 127,49 Bar, dan 137,29 Bar.
2. Putaran mesin yang digunakan 1000 rpm ,1500 rpm dan 2000 rpm.
3. Injektor yang digunakan mobil ISUZU PANTHER jenis solar.

1.5 Manfaat Penelitian

Dari hasil penelitian ini diharapkan akan mempunyai manfaat:

1. Setelah diketahui tekanan nozzle yang paling bagus untuk menghasilkan daya maksimal akan bermanfaat bagi masyarakat.
2. Penelitian ini dapat memberikan masukan dan informasi yang diharapkan mampu memberikan manfaat baik dalam bidang akademik maupun dalam bidang praktisi.
3. Penelitian ini berguna untuk memberikan masukan bagi peneliti selanjutnya dan menjadikan penelitian ini sebagai informasi pelengkap dalam penyusunan penelitian yang sejenis.

1.6 Sistematika Penulisan

Untuk memperoleh gambaran secara umum tentang analisa ini, penulis melengkapi penguraianya sebagai berikut :

BAB I : PENDAHULUAN

Mengulas tentang tujuan umum, latar belakang rumusan masalah, batasan masalah, dan sistematika penulisan.

BAB II : TINJAUAN PUSTAKA

Menguraikan dasar teori yang dipakai dalam pembahasan atau penyelesaian yang berhubungan langsung dengan pemecahan masalah.

BAB III : METODE PENULISAN

Bab ini berisikan tentang langkah atau metode yang dipakai dalam penelitian.

BAB IV : ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

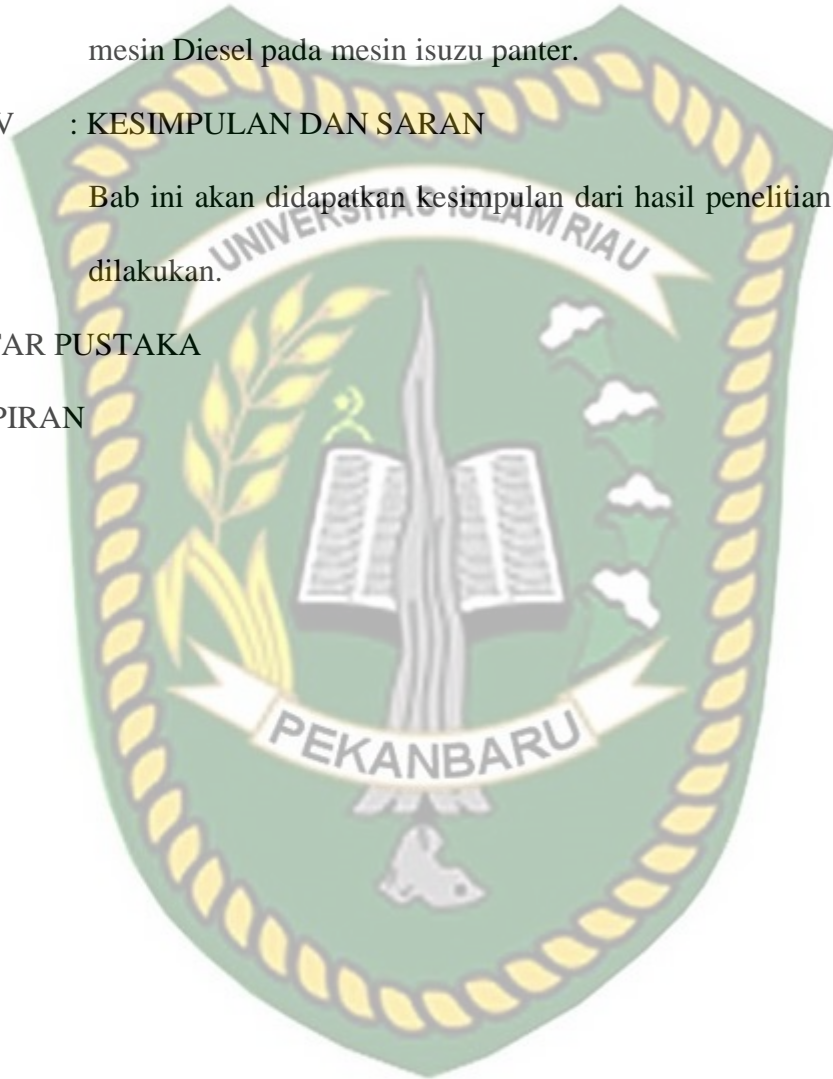
Bab ini berisikan hasil data dan pembahasan tentang analisa pengaruh pengaruh tekanan injektor (nozzle) terhadap ujuk kerja mesin Diesel pada mesin isuzu panter.

BAB V : KESIMPULAN DAN SARAN

Bab ini akan didapatkan kesimpulan dari hasil penelitian yang telah dilakukan.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Motor Diesel

Motor Diesel merupakan salah satu penggerak mula yang banyak dipakai adalah mesin kalor, yaitu mesin yang menggunakan energi termal untuk melakukan kerja mekanik atau yang mengubah energi termal menjadi energi mekanik (Ginting, 2019). Energi itu sendiri dapat diperoleh dengan proses pembakaran, proses bahan bakar nuklir atau proses - proses yang lain. Ditinjau dari cara memperoleh energi termal ini, mesin kalor dibagi menjadi dua golongan yaitu mesin pembakaran luar dan mesin pembakaran dalam.

Pada mesin pembakaran luar proses pembakaran terjadi di luar mesin dimana energi termal dari gas hasil pembakaran dipindah ke fluida kerja mesin melalui beberapa dinding pemisah. Sedangkan pada mesin pembakaran dalam atau dikenal dengan motor bakar, proses pembakaran terjadi di dalam motor bakar itu sendiri sehingga gas pembakaran yang terjadi sekaligus berfungsi sebagai fluida kerja.

Motor pembakaran dalam didefinisikan sebagai mesin kalor yang berfungsi mengkonversikan energi kimia yang terkandung dalam bahan bakar menjadi energi mekanis dan prosesnya terjadi di dalam suatu ruang bakar yang tertutup. Energi kimia dalam bahan bakar terlebih dahulu diubah menjadi energi termal melalui proses pembakaran. Energi termal yang diproduksi akan menaikkan tekanan yang kemudian menggerakkan mekanisme pada mesin seperti torak, batang torak, dan poros engkol.

Motor Diesel disebut juga motor bakar atau mesin pembakaran dalam karena perubahan tenaga kimia bahan bakar menjadi tenaga mekanik dilaksanakan di dalam mesin itu sendiri. Di dalam motor Diesel terdapat torak yang mempergunakan beberapa silinder yang di dalamnya terdapat torak yang bergerak bolak – balik (translasi). Di dalam silinder itu terjadi pembakaran antara bahan bakar solar dengan oksigen yang berasal dari udara. Gas yang dihasilkan oleh proses pembakaran mampu menggerakkan torak yang dihubungkan dengan poros engkol oleh batang penggerak. Gerak translasi yang terjadi pada torak menyebabkan gerak rotasi pada poros engkol dan sebaliknya gerak rotasi tersebut mengakibatkan gerak naik dan turun torak.

Konsep pembakaran pada motor Diesel adalah melalui proses penyalan kompresi udara pada tekanan tinggi. Pembakaran ini dapat terjadi karena udara dikompresi pada ruangan dengan perbandingan kompresi jauh lebih besar dari pada motor bensin (7–12), yaitu antara (14–22). Akibatnya udara akan mempunyai tekanan dan temperatur melebihi suhu dan tekanan penyalan bahan bakar. Hal ini berbeda dengan mesin bensin yang menggunakan percikan pengapian busi untuk menyalakan campuran bahan bakar udara. Mesin dan siklus termodinamika keduanya dikembangkan oleh Rudolph Diesel pada tahun 1892.

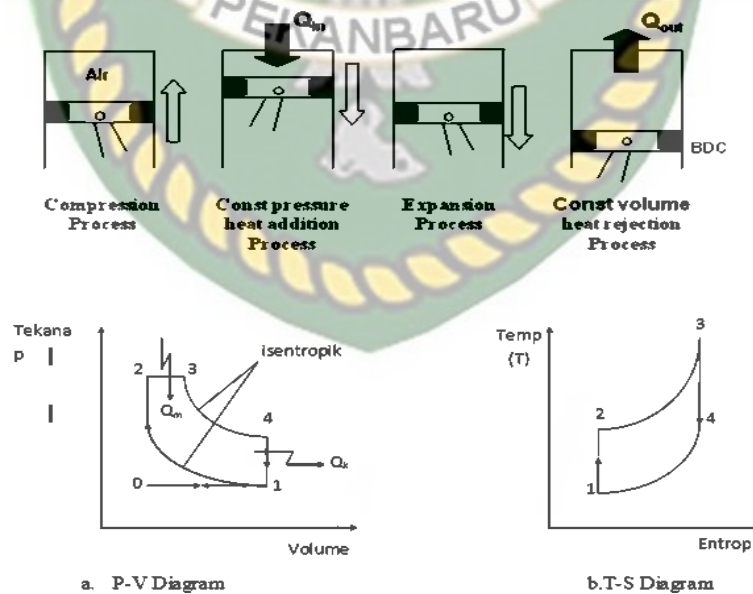
2.2 Siklus Ideal Motor Diesel

Tujuannya adalah untuk memudahkan analisa proses termodinamika dan kimia yang terjadi pada motor bakar. Makin ideal suatu keadaan makin mudah untuk menganalisanya tetapi konsekuensinya semakin jauh menyimpang dari kondisi sebenarnya.

Idealisasi pada siklus ideal ini antara lain:

1. Proses kompresi dan ekspansi adalah proses adiabatik dan mampu balik (isentropik).
2. Kalor spesifik dari udara diasumsi konstan sehingga memberikan nilai $k = c_p/c_v = \text{konstan}$.
3. Tidak ada reaksi kimia yang diperhitungkan sehingga media kerjanya hanya udara.
4. Kalor yang terjadi selama proses pembakaran dianggap sebagai kalor yang dimasukkan dari luar.
5. Tekanan dan temperatur pemasukan dianggap konstan.
6. Pembukaan dan penutupan katup dilakukan pada titik-titik mati.

2.2.1 Siklus Udara Tekanan Konstan (Siklus Diesel)



Gambar 2.1. Siklus Udara Tekanan Konstan

(Sumber : Sumantri, 2015)

Keterangan Gambar :

0 – 1 : Langkah isap (proses tekanan konstan)

1 – 2 : Langkah kompresi (proses isentropik)

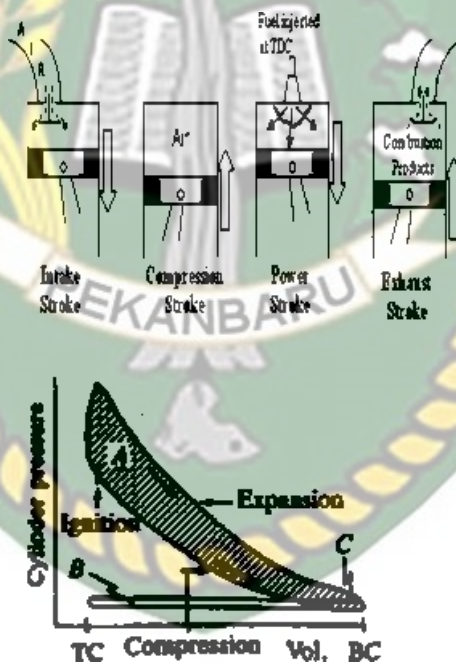
2 – 3 : Proses pemasukan kalor tekanan konstan (proses pembakaran)

3 – 4 : Langkah kerja/ekspansi (proses isentropik)

4 – 1 : Proses pengeluaran kalor volume konstan

1– 0 : Langkah pembuangan (proses tekanan konstan)

2.2.2 Siklus Aktual Mesin Diesel



Gambar 2.2. Siklus Aktual Mesin Diesel.

(Sumantri, 2015)

Dalam siklus Diesel, kerugian – kerugian lebih rendah daripada yang terjadi pada siklus Otto. Kerugian utama adalah karena pembakaran tidak sempurna dan penyebab utama perbedaan antara siklus teoritis dan siklus mesin

Diesel. Dalam siklus teoritis pembakaran diharapkan selesai pada akhir pembakaran tekanan tetap, tetapi aktualnya after burning berlanjut sampai setengah langkah ekspansi. Perbandingan efisiensi antara siklus aktual dan teoritis adalah sekitar 0,85.

2.3 Tahap Pembakaran Pada Mesin Diesel

Pada motor Diesel proses pembakaran tidak terjadi secara spontan melainkan melalui beberapa tahap. Ini disebabkan karena pemasukkan bahan bakar dan udara tidak bersamaan.

1. Tahap pertama: periode kelambatan pembakaran

Pada tahap ini sebagian bahan bakar telah diinjeksikan tetapi belum terbakar. Keterlambatan pembakaran dihitung dari mulai injeksi dimana kurva P-V terpisah dari pengompresian udara murni. Kelambatan pembakaran adalah fasa persiapan pendek.

2. Tahap kedua: Pembakaran cepat atau tak terkendali

Pada tahap kedua ini tekanan naik dengan cepat karena selama periode kelambatan pembakaran droplet itu bahan bakar telah mempunyai waktu untuk menyebar dan mendapatkan udara disekitarnya. Tahap ini dihitung dari titik akhir tahap pembakaran sampai titik tekanan maksimum dalam diagram indikator. Sekitar sepertiga panas dibebaskan selama periode ini.

3. Tahap ketiga: Pembakaran terkendali

Pada akhir tahap kedua tekanan dan temperatur sudah tinggi sehingga droplet bahan bakar yang diinjeksi langsung terbakar ketika memasuki ruang bakar dan kenaikan tekanan selanjutnya dapat dikendalikan dengan

mekanis murni, yaitu dengan laju penginjeksian. Periode ini diasumsikan berakhir pada temperatur maksimum. Panas yang dibebaskan sampai akhir periode ini 70 sampai 80 persen dari panas total bahan bakar yang disuplai selama siklus.

4. Tahap keempat: *After burning*

Ketiga tahap diatas pertama kalinya diusulkan Ricardo. Tahap keempat dapat ditambahkan. Tahap ini tidak muncul dalam semua kasus. Secara teoritis diharapkan pembakaran berakhir tahap ketiga, namun, karena miskinnya distribusi partikel bahan bakar, pembakaran berlanjut selama sisa langkah ekspansi. Lama tahap keempat ini sekitar 70 sampai 80 derajat poros dari TMA dan panas yang dibebaskan sampai akhir semua proses pembakaran adalah 95 sampai 97% dari panas terbuang menjadi bahan bakar yang terbakar bersama gas buang.

2.4 Bahan Bakar

Bahan bakar Diesel adalah cairan bahan bakar yang terbentuk dari molekul hidrokarbon kompleks dengan titik didih 150°C sampai 380°C pada proses *destilasi* minyak bumi. Kualitas bahan bakar Diesel atau solar ditentukan oleh seberapa tinggi angka setana dalam kandungan Diesel tersebut. Dimana rentang angka setana berada pada kisaran pengukuran angka 1-100. khususnya mesin Diesel menggunakan 2 jenis bahan bakar yaitu cair dan gas. Walaupun bahan bakar padat seperti batu bara juga dapat digunakan, tapi sebelumnya akan diproses terlebih dahulu yang nantinya menjadi wujud gas (Ramadhany, 2017).

Bahan bakar untuk motor Diesel sebagian besar terdiri dari senyawa hidrokarbon dan senyawa non-hidrokarbon. Senyawa hidrokarbon yang ditemukan dalam bahan bakar Diesel antara lain: parafinik, naftenik, olefin, dan aromatic. Sedangkan untuk unsure non-hidrokarbon terdiri dari senyawa yang mengandung unsure non logam: S, N, dan unsur logam seperti vanadium, nikel, dan besi.

Sifat atau karakteristik yang umum perlu diketahui tentang bahan bakar Diesel adalah sebagai berikut:

1. Viskositas

Viskositas adalah tahanan yang dimiliki fluida yang dialiri terhadap gaya gravitasi dan biasanya dinyatakan dalam waktu dan jarak tertentu. Semakin rendah viskositas yang dimiliki suatu fluida maka daya alirnya akan semakin tinggi. Karakteristik ini sangat penting karena mempengaruhi kinerja dari injektor. Viskositas bahan bakar motor Diesel berkisar antara $1,4 - 26,4 \text{ mm}^2/\text{s}$ (Fox, 2003).

2. Berat Jenis (spesifik gravity)

Berat jenis sifat bahan bakar yang penting memiliki nilai dalam perdagangan. Berat jenis bisa disebut juga sebagai gravitasi jenis yaitu suatu perbandingan berat dari bahan bakar minyak dengan berat dari air pada volume yang sama, dengan suhu yang sama pula. Berat jenis standar untuk bahan bakar motor Diesel pada suhu F adalah 0,82-0,87 (Pertamina).

3. Angka Setana (*Cetana number*)

Angka setana merupakan angka yang menyatakan kualitas pembakaran dari bahan bakar motor Diesel yang digunakan untuk mencegah terjadinya *Diesel knock*. Atau suara ledakan didalam ruang bakar. Angka setanan bahan bakar Diesel >30-40.

4. Nilai kalori

Nilai kalori adalah besarnya panas yang diperoleh dari pembakaran suatu jumlah bahan bakar tertentu didalam zat asam. Makin tinggi berat jenis, maka nilai kalorinya makin rendah. Standar nilai kalori pembakaran motor Diesel adalah 9350,62 kkal/kg.

5. Titik tuang (*pour point*)

Titik tuang merupakan bilangan yang menyatakan suhu terendah dari bahan bakar minyak sehingga bahan bakar tersebut dapat mengalir dengan sendirinya karena pengaruh gravitasi. Titik tuang sangatlah penting karena berhubungan dengan mudah atau sulitnya bahan bakar dipompa apabila suhunya telah dibawah titik tuangnya. Pour point untuk bahan bakar Diesel adalah °C.

6. Titik Didih

Titik didih minyak bervariasi sesuai dengan gravitasinya. Untuk wilayah dengan gravitasi API rendah, maka bahan bakar tersebut akan memiliki nilai titik didih yang tinggi karena mempunyai berat jenis yang tinggi. Titik didih untuk motor Diesel adalah 288-338.

7. Titik Nyala

Titik nyala adalah suhu terendah dari bahan bakar yang dapat menyala menimbulkan nyala api dalam waktu singkat apa bila pada permukaan bahan bakar tersebut di percikan api. Bahan bakar yang mempunyai gravitasi API yang tinggi maka titik didihnya rendah sehingga titik nyalanya juga rendah. Untuk keamanan , maka titik nyala yang di ijinakan bahan bakar motor Diesel adalah 3855 .

8. Kadar Abu

Kadar abu adalah sisa bahan bakar yang tertinggal setelah bahan bakar tersebut terbakar pada prosese pembakaran.

9. Air dan Endapan

Bahan bakar yang terlalu banyak mengandung air ataupun endapan akan menyebabkan bahan bakar tersebut tidak dapat terbakar dengan sempurna. Kadar air dan sedimen yang diizinkan untuk bahan bakar motor Diesel berkisar 0,05-0,5% Volume.

10. Kadar Residu Karbon (*Carbon Residue*)

Kadar residu karbon menunjukkan kadar fraksi karbon yang mempunyai titik didih lebih tinggi dari range bahan bakar. Adanya fraksi hidrokarbon ini menyebabkan menumpuknya residu karbon dalam ruangan pembakaran yang dapat mengurangi kinerja mesin. Pada temperature tinggi deptsit carbon ioni dapat membara, sehingga menaikkan temperature silinder poembakaran. Kadar karbon yang di ijinakan untuk bahan bakar motor Diesel antara 0,15-0,35wt.

11. Kandungan belerang (*sulfur content*)

Sulfur pada bahan bakar solar akan menambah deposit pada silinder dan torak yang cepat merusak silinder. Jika bahan bakar mempunyai kandungan sulfur yang besar, maka akan menyebabkan terjadinya keausan pada bagian mesin yang di karena keberadaan oksida belerang yang terkandung di dalamnya. Persentase sulfur ini prakteknya bila di bawah 1% tidak menyebabkan kerusakan pada mesin. Kandungan belerang yang di ijinan untuk motorn Diesel adalah 0,5-2%.

12. Bau

Bahan bakar ada yang berbau sedap dan tidak sedap. Hal ini di pengaruhi oleh molekul aroma bahan bakar yang berasal dari indonesia biasanya berbau tidak sedap karena mengandung senyawa Nitrogen atau juga H^2O

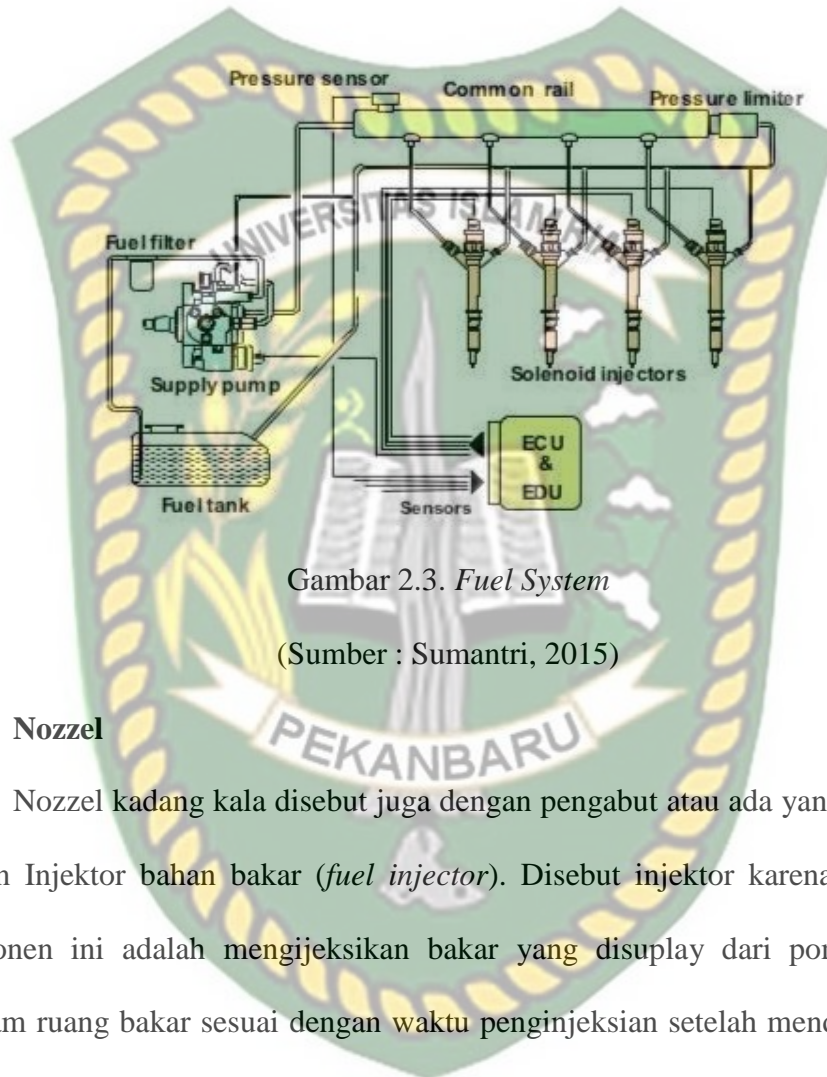
13. Warna

Warna pada bahan bakar berhubungan dengan berat jenisnya. Warna ini di sebabkan adanya berbagai kotoran dan endapan. Bahan bakar yang di memiliki berat jenis yang tinggi warnanya cenderung coklat kehitam-hitaman. Sedangkan yang memiliki berat jenis yang rendah warnanya akan cenderung hitam kecoklat-coklatan.

2.5 *Fuel System*

Fuel system adalah sistem yang terdapat pada *engine* Diesel yang berfungsi untuk mensuplay bahan bakar dari tangki ke masing-masing silinder

melalui *injector*, sesuai jumlah dan waktu yang tepat dalam bentuk partikel yang sangat halus/kabut, sehingga menghasilkan pembakaran yang sempurna untuk mendapatkan *power*/tenaga yang maksimum.



Gambar 2.3. *Fuel System*

(Sumber : Sumantri, 2015)

2.6 Nozzel

Nozzel kadang kala disebut juga dengan pengabut atau ada yang menyebut dengan Injektor bahan bakar (*fuel injector*). Disebut injektor karena tugas dari komponen ini adalah mengijeksikan bakar yang disuplay dari pompa injeksi kedalam ruang bakar sesuai dengan waktu penginjeksian setelah mendapat signal dari ECU (Sumantri, 2015).

Pada setiap mesin atau engine terdapat 4 (empat) buah injektor, yang setiap injektor melayani setiap silinder. Injektor bekerja setelah mendapatkan signal dari ECU kapan ia harus menyembrotkan bahan bakar. Pada setiap injektor terd apatspray hole dengan diameterpada setiap lubang berukuran 0,153mm. Injektor berjenis compact, irit tenaga listrik yang kerjanya dikontrol oleh selenoid.

Kode ID yang unik mengidentifikasi karakter-karakter penginjeksian dari tiap injektor.

Hal ini akan membuat sistem dapat mengontrol jumlah injeksi bahan bakar berdasarkan setiap karakter-karakter dan menghasilkan jumlah injeksi bahan bakar yang akurat.

2.6.1 Cara Kerja Nozzel

Adapun cara kerja nozzel terdiri dari beberapa tahap yaitu :

1. Sebelum injeksi (Nozzel)

Saat tidak ada arus ke solenoid, gaya spring lebih kuat dari *hydraulic pressure* di dalam kontrol *chamber*, sehingga valve di dorong kebawah dan menutup *outlet orifice*. Karena *hydraulic pressure* yang diberikan ke *command* piston menyebabkan *nozzle spring* tertekan hal ini menutup *nozzle needle* dan bahan bakar tidak dapat diinjeksikan.

2. Pada saat injeksi (Nozzel)

Ketika *solenoid* di beri arus, gaya magnet dari *solenoid* menarik *valve* keatas, sehingga membuka *outlet orifice* dan bahan bakar dapat mengalir ke control chamber. Setelah fuel mengalir ke luar, tekanan didalam control chamber berkurang membuat *command piston* bergerak ke atas. Hal ini menyebabkan *nozzle* naik dan *fuel* mulai diinjeksikan. *Fuel* yang mengalir dibawah piston membuat piston *needle* keatas yang membantu meningkatkan membuka dan menutupnya *valve* menjadi responsif.

3. Akhir injeksi

Saat arus diberikan ke *solenoid*, *nozzle* bergerak naik sampai maksimum, dimana injeksi fuel akan menjadi maksimum, ketika arus solenoid di *off*, *valve* turun kebawah menyebabkan *needle* menutup dan injeksi dihentikan dengan cepat.

2.7 Unjuk Kerja Mesin

Unjuk kerja mesin merupakan kekuatan mesin kalor dalam mengkonversi energi masuk adalah dari bahan bakar sehingga mengakibatkan tenaga yang bermanfaat. Pada motor torak tidak bisa merubah semua energy bahan bakar menjadi energy yang bermanfaat. Dari seratus persen bahan bakar hanya menciptakan 25 persen energi dipakai dan daya sebagian akan digunakan untuk menjalankan asesoris, sentuhan serta yang lainnya tersampingkan sebagai kalor gas sisa dan melewati air penyejuk. Jika digambarkan dengan hukum termodinamika kedua yaitu “tidak bisa membuat sebuah mesin yang mengkonversi semua energy kalor yang masuk menjadi tenaga (Raharjo dan Karnowo, 2008:93)



Gambar 2.4. Keseimbangan Energi Pada Motor Bakar.

(Sumber : Raharjo dan Karnowo, 2008:93)

Pada dasarnya Torsi sejalan dengan Volume langkah sedangkan Daya sejalan dengan besar torak. Torsi dan Daya mesin atau kekuatan mesin dipengaruhi oleh sebagian aspek, diantaranya rasio kompresi, volume ruang bakar, efektivitas volumetrik, serta mutu bahan bakar. Indikator tersebut relatif harus dipakai pada motor bakar yang berdaya kerja dengan perbedaan kecepatan kerja dan besar pembebanan. Torsi poros pada kecepatan tertentu menandakan kekuatan untuk mendapatkan aliran bahan bakar dan juga udara yang besar ke dalam motor bakar pada kecepatan tersebut. Sedangkan daya tertinggi adalah sebagai kekuatan tertinggi yang bisa diproduksi oleh suatu motor bakar. Sementara suatu motor bakar berkerja pada jangka waktu yang lama, maka pemakaian bahan bakar dan juga efektivitas motor bakar menjadi hal yang sangat berpengaruh.

Berikut ini parameter yang digunakan untuk menunjukkan Unjuk kerja mesin :

2.7.1 Torsi Mesin

Torsi yaitu kemampuan mesin untuk melakukan kerja dari kondisi diam sampai bergerak, sehingga torsi di sebut suatu energi. Torsi biasa digunakan untuk menghitung energi yang dihasilkan dari benda yang berputar pada porosnya. Torsi atau momen putar motor adalah gaya dikalikan dengan panjang lengan menurut Arends & Berenschot (1980), Jadi rumus torsi adalah:

$$T = F \times L \dots\dots\dots(Pers 2.1)$$

(Sumber : Wiranto, 2002)

Dimana :

T = Torsi (Nm)

F = Gaya (N)

= *Massa (kg) × Percepatan gravitasi (m/s^2)*

L = Panjang Lengan/jarak benda ke pusat rotasi (0,87 m)

2.7.2 Daya Poros Efektif (Ne)

Daya sebagai efek dari operasi atau arti lain daya adalah kerja atau tenaga yang diproduksi motor per satuan waktu motor itu sedang berkerja. Daya yang dihasilkan di reaksi pembakaran umumnya disebut daya parameter. Daya tadi kemudian diteruskan pada piston yang bergerak bolak-balik di dalam ruang bakar. Didalam ruang bakar berlangsung transformasi energi dari energi kimia bahan nyala dengan reaksi pembakaran menjadi energi gerakan pada piston. Sehingga dalam pengukuran tenaga menyertakan perhitungan Torsi atau gaya serta kecepatan. Penjumlahan dilakukan dengan memakai tachometer dan dynamometer atau alat lain memiliki manfaat yang sama. Untuk menghitung besar tenaga pada motor empat langkah digunakan rumus sebagai berikut :

$$Ne = \frac{2 \cdot \pi \cdot T \cdot n}{60 \times 1000} \text{ (kW) } \dots\dots\dots \text{(Pers. 2.2)}$$

(Sumber : Wiranto, 2002)

Dimana :

Ne = Daya poros efektif (kW)

T = Torsi Mesin (N.m)

n = Putaran mesin (rpm)

2.7.3 Tekanan Efektif Rata-rata (P_e)

Tekanan efektif rata-rata (P_e) adalah tekanan dari zat alir kerja pada torak selama langkah untuk memproduksi kerja persiklus dibagi dengan volume langkah persiklus. Untuk menghitung Tekanan efektif rata-rata di gunakan rumus sebagai berikut :

$$P_e = \frac{N_e}{V_L \cdot z \cdot n \cdot a} \text{ kPa} \dots\dots\dots (\text{Pers. 2.3})$$

Dimana :

- P_e = Tekanan efektif rata-rata (kPa)
- N_e = Daya poros efektif (kW)
- Z = Jumlah selinder
- n = Putaran poros (rpm)
- a = Jumlah siklus per putaran
 = 1 untuk motor 2 langkah
 = $\frac{1}{2}$ untuk motor 4 langkah
- V_L = Volume langkah torak (m^3)
 = luas permukaan torak x panjang langkah torak
 = $0,785 \cdot D^2 \cdot S$
- D = Diameter torak (mm)
- S = Panjang langkah torak (mm)

2.7.4 Konsumsi Bahan Bakar (M_f)

Pemakaian bahan bakar dapat dihitung untuk menentukan waktu dibutuhkan oleh motor bakar untuk pemakaian bahan bakar dalam satuan volume

yang dipengaruhi oleh masa jenis bahan bakar tersebut, konsumsi bahan bakar dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$M_f = \frac{V_{bb}}{t} \times \rho_{bb} \times \frac{3600}{1000} \text{ (kg/jam)} \dots\dots\dots \text{ (Pers. 2.4)}$$

Dimana

M_f = Konsumsi bahan bakar yang di butuhkan (kg/jam)

V_{bb} = Volume bahan bakar (ml)

ρ_{bb} = Kerapatan bahan bakar (kg/m³)

t = Waktu untuk pemakaian bahan bakar (s)

2.7.5 Konsumsi Bahan Bakar spesifik (SFC)

Dalam kinerja motor, penggunaan bahan bakar spesifik merupakan ukuran bagaimana motor memakai bahan bakar yang tersedia secara efisien untuk memproduksi tenaga, yang dinyatakan sebagai kecepatan arus massa bahan bakar per satuan keluaran daya. Maka pemakaian bahan bakar diukur sebagai kecepatan arus massa bahan bakar persatuan waktu. Penggunaan bahan bakar spesifik adalah indikasi efektivitas mesin dalam memproduksi tenaga dari reaksi pembakaran. Pemakaian bahan nyala dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Sfc = \frac{M_f}{N_e} \left(\frac{kg}{jam} \cdot kW \right) \dots\dots\dots \text{ (Pers. 2.5)}$$

Dimana :

Sfc = Konsumsi bahan bakar spesifik (kg/jam.kW)

M_f = Konsumsi bahan bakar yang di butuhkan (kg/jam)

N_e = Daya Poros Efektif (kW)

2.7.6 Efisiensi Termal

Efisiensi termal adalah ukuran tanpa dimensi yang menunjukkan performa peralatan termal seperti mesin pembakaran dalam dan menjadi energy output yang diminta dapat berupakerja. Dapat ditulis dengan rumus sebagai berikut :

$$\eta_{th} = \frac{Ne}{mf \times LHV} \times 100\% \dots\dots\dots(Pers 2.6)$$

Dimana :

- Ne = Daya poros efektif (kW)
- Mf = Konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan (kg/jam)
- LHV = Panas pembakaran rendah dari bahan bakar.

2.8 Emisi Gas Buang

Gas buang yang dihasilkan pada kendaraan bermotor merupakan hasil (sisa) pembakaran bahan bakar yang terdiri dari gas yang tidak beracun yaitu N₂ (nitrogen), CO₂ (karbon dioksida) dan H₂O (uap air) dan sebagian kecil merupakan gas beracun seperti NO_x (Nitrogen oksida), HC (*Hydro Carbon*) dan CO (Karbon monoksida) (Arifin, 2011).

Pada emisi Diesel memiliki emisi polutan yang terdiri dari CO, HC, NO_x, SO₂, dan PM (*Particulate Matter*). Jumlah persentase kandungan emisi polutan yaitu 1 % dimana persentase tertinggi kandungan emisi polutan yaitu NO_x dengan persentase 50 % kemudian diikuti oleh PM sedangkan jumlah emisi HC dan CO jumlahnya sangat sedikit. Kandungan emisi N₂ memiliki persentase tertinggi dalam total keseluruhan emisi yang dihasilkan oleh mesin Diesel yaitu 67 %

kemudian diikuti oleh CO₂, H₂O dan O₂ dengan persentase 12 %, 11 % dan 9 % (Khair dan Majewski,2006).

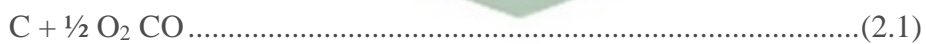


Gambar 2.5. Persentase Kandungan Emisi Diesel.

(Sumber : Khair dan Majewski, 2006).

1. Karbon monoksida (CO)

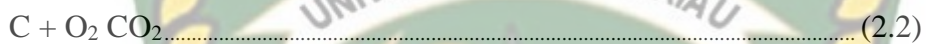
Karbon monoksida adalah gas yang tak berwarna, tak berbau, dan tak berasa. Karbon monoksida (CO) terbentuk karena kurangnya oksigen di dalam reaksi dengan bahan bakar pada saat proses pembakaran. Apabila terjadi kekurangan oksigen (udara) maka akan terjadi proses pembakaran yang tidak sempurna sehingga karbon di dalam bahan bakar terbakar dalam suatu proses sebagai berikut.



Karbon monoksida yang dikeluarkan oleh mesin kendaraan banyak dipengaruhi oleh perbandingan campuran dan jumlah *supply* antara udara dengan bahan bakar yang dihisap oleh mesin. Untuk mengurangi CO dapat dilakukan dengan membuat perbandingan campuran bahan bakar dibuat kuno (*excess air*).

2. Karbon dioksida (CO₂)

Karbon dioksida atau zat asam arang adalah senyawa kimia yang terdiri dari dua atom oksigen yang terikat secara kovalen dengan sebuah atom karbon. Karbon dioksida (CO₂) merupakan salah satu produk dari pembakaran yang dihasilkan ketika karbon dari bahan bakar dioksidasi secara sempurna sehingga karbon didalam bahan bakar terbakar dalam suatu proses sebagai berikut.



3. Hidrokarbon (HC)

Pembentukan HC terjadi dikarenakan adanya molekul hidrogen dan karbon dalam bahan bakar yang tidak terbakar sempurna (*unburned*) selama pembakaran berlangsung.

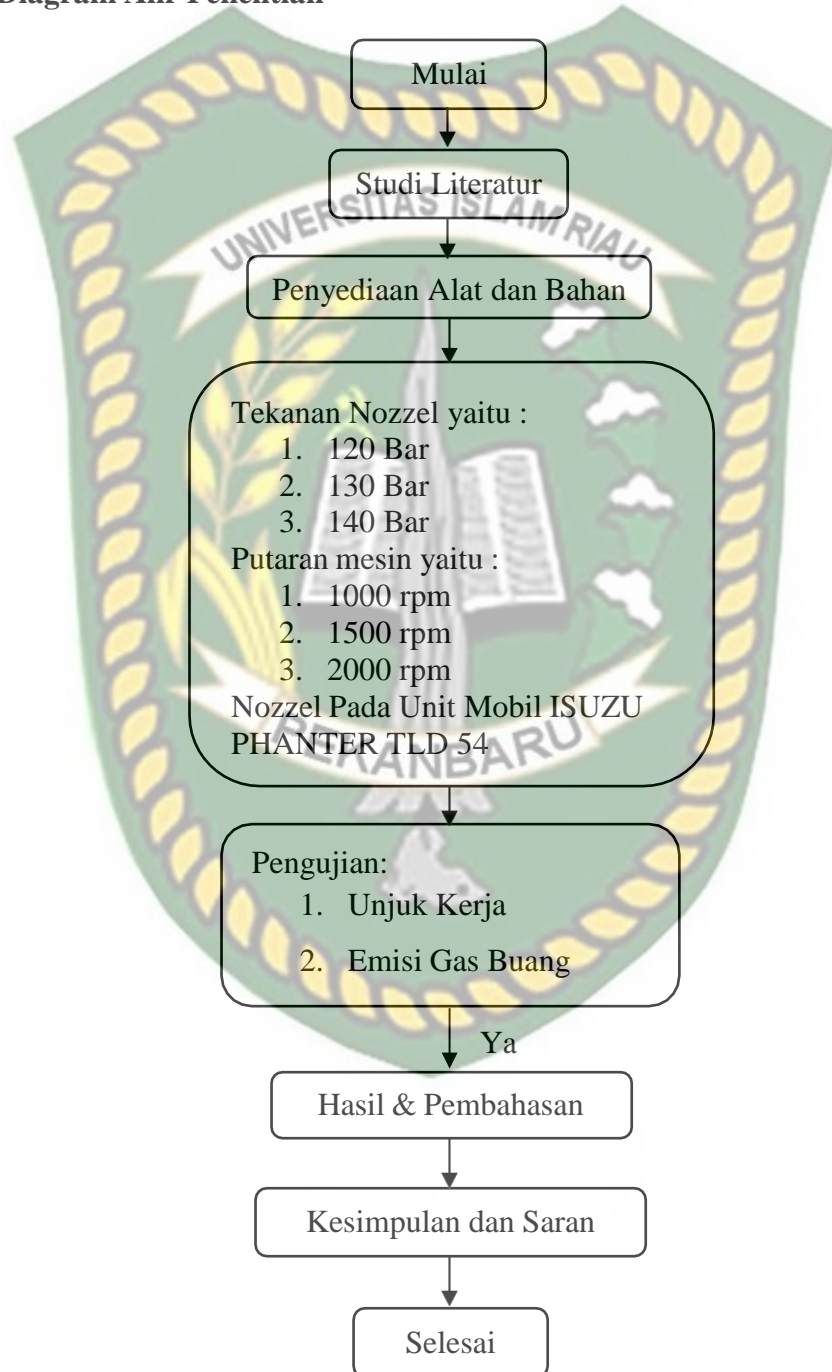
4. Opasitas

Opasitas merupakan suatu indikator derajat kegelapan dan tembus pandang tidaknya suatu emisi gas buang. Semakin tinggi opasitasnya, artinya semakin tinggi persentase tidak tampaknya suatu benda akibat emisi gas buang ini.

BAB III

METODELOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.1. Diagram Alir Penelitian

3.2 Alat dan Bahan

Didalam penelitian, alat dan bahan merupakan komponen utama yang harus dipersiapkan, dimana alat digunakan sebagai penunjang utama untuk memperoleh hasil dari penelitian. Sedangkan bahan digunakan sebagai sumber energi untuk menggerakkan motor Diesel. Dalam penelitian ada beberapa alat dan bahan yang digunakan yaitu sebagai berikut

3.2.1 Alat

1. Mesin Diesel Isuzu TLD 54

Spesifikasi mesin Diesel Isuzu TLD 54 :

Engine Mode	: 4 BA 1-4 <i>Cylinder</i>
Isi Silinder	: 2.775 cc
Diameter x Langkah	: 98 x 92 mm
Jumlah Silinder	4
Torsi maksimal	: 165 Nm@2000 rpm



Gambar 3.2. Mesin Diesel Isuzu TLD 54.

2. Anemometer

Anemometer adalah alat yang digunakan untuk mengukur kecepatan udara yang masuk ke karburator dan juga mengukur kecepatan udara di depan dan di belakang radiator. . Dengan spesifikasi unit 0-30 m/s, 0-5860 ft/min, 0-55 knots, 0-90 km/hr, 0-65 mph).



Gambar 3.3. *Anemometer*

3. Tachometer

Tachometer adalah alat yang digunakan untuk menentukan kecepatan putaran pada mesin. Spesifikasi : *Measurement photo tachometer & Range 5 to 99.999 RPM. Contact tachometer 0,5 to 19.999 RPM.*



Gambar 3.4. *Tachometer*

4. Stopwatch

Alat ini digunakan untuk mengukur waktu yang diperlukan oleh mesin untuk menghabiskan bahan bakar untuk jumlah tertentu. Waktu yang diperlukan ini diukur dalam satuan detik seperti pada gambar 3.5 sebagai berikut:



Gambar 3.5. Stopwatch

5. Gelas ukur bahan bakar

Untuk mengukur banyaknya pemakaian bahan bakar pada waktu pengujian digunakan gelas ukur. Gelas ukur yang digunakan yaitu gelas ukur yang berkapasitas isi sebanyak 1 liter, yang dapat dilihat pada gambar 3.6 dibawah ini.



Gambar 3.6. Gelas ukur

6. *Thermometer* air raksa

Thermometer ini digunakan untuk mengukur suhu air masuk dan keluar pada aliran fluida radiator. Biasanya dipasang pada selang atas dan selang bawah radiator.



Gambar 3.7. *Thermometer* air raksa

7. Meteran

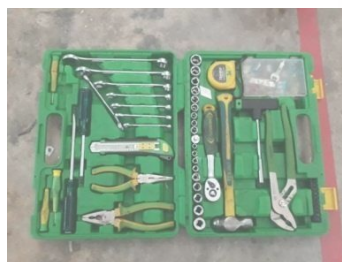
Meteran digunakan untuk mengukur jarak pusat rotasi ke tuas beban. Meteran ini memiliki resolusi pengukuran dengan skala 0-3 m.



Gambar 3.8. Meteran

8. *Tool set*

Tool set digunakan untuk memperbaiki *engine stand* saat sebelum pengujian dan memastikan bahwa *engine stand* yang akan digunakan dalam kondisi stabil ketika pengambilan data.



Gambar 3.9. *Tool set*

9. Radiator

Radiator adalah alat penukar kalor yang berfungsi mendinginkan air yang keluar dari mesin.



Gambar 3.10. Radiator

10. *Flowmeter Type Tube*

Flowmeter type tube adalah alat yang digunakan untuk mengukur debit aliran pada fluida. *Flowmeter* ini memiliki dua satuan disisi kanan GPM (Galon Per Menit) dan disisi kiri LPM (Liter Per Menit) untuk mempermudah dalam memilih satuan.



Gambar 3.11. *Flowmeter Type Tube*

11. Common Rail Tester

Common rail tester adalah sebuah alat yang berfungsi untuk mengetahui jumlah tekanan bahan bakar yang akan divariasi dari *suply pump*.



Gambar 3.12. *Common Rail Tester*

3.2.2 Bahan

1. Bahan bakar Dexlite (CN 51)

Bahan bakar yang digunakan pada pengujian ini yaitu menggunakan bahan bakar Solar.



Gambar 3.12. Bahan Bakar Solar.

3.3 Prosedur Pengujian

Adanya prosedur pengujian dilakukan untuk mempersiapkan alat-alat dan langkah pengujian yang dilakukan agar proses pengambilan data dapat berjalan dengan lancar, berikut persiapan dan langkah-langkah dari pada pengujian.

3.3.1 Persiapan Sebelum Pengujian

Perlu adanya persiapan sebelum melakukan pengujian agar proses pengujian tidak ada kekurangan pada peralatan dan bahan yang akan dibutuhkan, diantara nya:

1. Mempersiapkan alat yang akan di uji yaitu memastikan kondisi *engine stand* dan dalam keadaan siap.
2. Mempersiapkan alat pendukung berupa *common rail tester*, *flowmeter*, *anemometer*, *thermometer*, *stopwatch*, *tachometer* dan peralatan lainnya.
3. Mempersiapkan bahan bakar Dexlite (CN 51)
4. Mempersiapkan alat tulis untuk mencatat hasil pengujian.

3.3.2 Langkah - langkah Pengujian

1. Pengambilan data unjuk kerja
 - a. Sebelum menghidupkan mesin, panaskan busi pijar dengan cara memutar kunci kontak kekiri kemudian tahan lebih kurang selama 10 detik.
 - b. Kemudian mulailah menghidupkan mesin sampai mesin benar-benar hidup dengan kondisi normal.
 - c. Lakukan pemanasan maksimum 15 menit untuk mendapatkan idle yang baik).

- d. Jika pemanasan mesin telah selesai matikan mesin dan pasang alat uji *common rail tester*.
- e. Untuk mengetahui jumlah tekanan bahan bakar yang akan divariasi dari *suply pump* digunakan alat *common rail tester*.
- f. Sambungan *common rail tester* antara pipa bahan bakar *suply pump* ke *common rail nozzle* untuk mengetahui tekanan yang akan divariasi.
- g. Kemudian jepit pipa bahan bakar dari *suply pump* untuk mendapatkan tekanan bahan bakar yang divariasi.
- h. Naikan tekanan nozzle yang di variasikan yaitu 120 Bar, 130 Bar, dan 140 Bar.
- i. Naikkan putaran mesin mulai dari 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm.
- j. Ukur *temperature* air masuk radiator
- k. Ukur *temperature* keluar air pada radiator.
- l. Ukur *temperature* masuk mesin.
- m. Ukur *temperature* keluar mesin.
- n. Ukur kecepatan udara.
- o. Setelah waktu mencapai 15 menit, matikan mesin dan lihat berapa bahan bakar yang telah terpakai selama waktu 15 menit tersebut.
- p. Semua data yang didapatkan dimasukkan kedalam tabel data untuk mempermudah dalam melihat data yang didapatkan.
- q. Lakukan langkah – langkah diatas untuk setiap pengambilan data pada variasi tekanan nozzle yang berbeda.

- r. Data yang diperoleh dicatat mengikuti tabel data seperti pada Tabel 3.1, 3.2 dan 3.3.

Tabel 3.1 Variasi tekanan nozzel pada putaran 1000 rpm terhadap konsumsi bahan bakar spesifik.

Tekanan Nozzel (Bar)	Putaran (rpm)	Waktu (menit)	Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (kg/jam.kW)
117,68	1000	15	-
127,49		15	-
137,29		15	-

Tabel 3.2. Variasi tekanan nozzel pada putaran 1500 rpm terhadap konsumsi bahan bakar spesifik.

Tekanan Nozzel (Bar)	Putaran (rpm)	Waktu (menit)	Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (kg/jam.kW)
117,68	1500	15	-
127,49		15	-
137,29		15	-

Tabel 3.3 Variasi tekanan nozzel pada putaran 2000 rpm terhadap konsumsi bahan bakar spesifik.

Tekanan Nozzel (Bar)	Putaran (rpm)	Waktu (menit)	Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (kg/jam.kW)
117,68	2000	15	
127,49		15	
137,29		15	

3.4 Jadwal Kegiatan Penelitian

Penelitian ini dilaksanakan di Laboratorium Fakultas Teknik Universitas Islam Riau. Lama penelitian dalam menganalisa pengaruh tekanan nozzel terhadap kinerja mesin Diesel 2775 cc adalah selama 1 bulan. Dalam suatu kegiatan penelitian akan berjalan dengan baik bila ada jadwal kegiatan. Jadwal kegiatan pada penelitian ini dapat dilihat pada tabel 3.4.

Tabel 3.4. Jadwal kegiatan penelitian

No	Kegiatan	Bulan																			
		2	3	4	5	6															
1.	Studi literatur																				
2.	Penyusunan proposal																				
3.	Bimbingan Bab 1																				
4.	Bimbingan Bab 2																				
5.	Bimbingan Bab 3																				
6.	Seminar Proposal																				
7.	Bimbingan Bab 4																				
8.	Bimbingan Bab 5																				
9.	Sidang Skripsi																				

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Hasil Penelitian

Proses pengambilan data dilakukan pada setiap parameter yang telah ditentukan yaitu tekanan nozzel, putaran mesin, waktu setiap pengujian dan bahan bakar Diesel sesuai yang direncanakan. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi tekanan nozzel terhadap kinerja mesin dan emisi gas buang mesin Diesel 2700 cc. Data penelitian dapat dilihat pada tabel 4.1 sebagai berikut :

Tabel 4.1. Hasil pengujian dengan variasi tekanan nozzel.

No.	Tekanan Nozzel (Bar)	n (rpm)	Waktu (s)	Bahan Bakar Terpakai (ml)
1.	117,68	1000	60	50
		1500	60	60
		2000	60	70
2.	127,49	1000	60	50
		1500	60	62
		2000	60	72
3.	137,29	1000	60	51,5
		1500	60	70
		2000	60	74

4.2 Hasil Perhitungan

Hasil perhitungan variasi tekanan nozzel dilakukan untuk menghitung kinerja mesin Diesel 2700 cc. Dengan menggunakan rumus untuk menghitung nilai Torsi, daya, pemakaian bahan bakar, pemakaian bahan bakar (SFC) dan efisiensi termal yaitu :

4.2.1 Rumus Torsi

Torsi atau momen putar motor adalah gaya dikalikan dengan panjang lengan (Arends & Berenschot 1980), Jadi rumus torsi adalah:

$$T = F \times L$$

Dimana :

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

$$F = \text{Gaya (N)}$$

$$= \text{massa (kg) x percepatan gravitasi (m/s}^2\text{)}$$

$$L = \text{Panjang Lengan/Jarak Benda Ke Pusat Rotasi (m) = 0,64 m}$$

4.2.1.1 Hasil Perhitungan Torsi Pada Tekanan Nozzel 117,68 Bar

Hasil pengujian pada tekanan nozzel 117,68 Bar didapat massanya setiap pengujian sebesar 50 kg, maka torsinya adalah:

$$T = F \times L$$

$$T = (m \times g) \times L$$

$$T = (50 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2) \times 0,64 \text{ m}$$

$$T = 313,6 \text{ Nm}$$

4.2.1.2 Hasil Perhitungan Torsi Pada Tekanan Nozzel 127,49 Bar

Hasil pengujian pada tekanan nozzel 127,49 Bar didapat massanya setiap pengujian sebesar 54 kg, maka torsinya adalah:

$$T = F \times L$$

$$T = (m \times g) \times L$$

$$T = (54 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2) \times 0,64 \text{ m}$$

$$T = 338,68 \text{ Nm}$$

4.2.1.3 Hasil Perhitungan Torsi Pada Tekanan Nozzel 137,29 Bar

Hasil pengujian pada tekanan nozzel 137,29 Bar didapat massanya setiap pengujian sebesar 54 kg, maka torsinya adalah:

$$T = F \times L$$

$$T = (m \times g) \times L$$

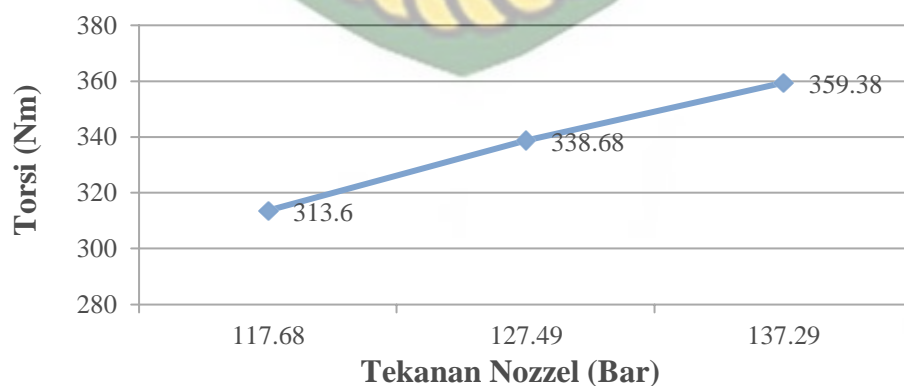
$$T = (57,3 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2) \times 0,64 \text{ m}$$

$$T = 359,38 \text{ Nm}$$

Hasil perhitungan torsi pada setiap tekanan nozzel diatas, maka dapat dimasukkan kedalam tabel 4.2 dibawah ini.

Tabel. 4.2. Hasil perhitungan torsi pada variasi tekanan nozzel

No.	Tekanan Nozzel (Bar)	F (N)	L (m)	Torsi (Nm)
1.	117,68	490	0,64	313,6
2.	127,49	529,2	0,64	338,68
3.	137,29	561,54	0,64	359,38



Gambar 4.1. Grafik variasi tekanan nozzel terhadap torsi mesin.

Hasil variasi tekanan nozzel terhadap torsi mesin pada gambar 4.1 dapat dilihat bahwa torsi tertinggi terjadi pada tekanan nozzel 137,29 Bar yaitu 359,38 Nm dan torsi terendah terdapat pada tekanan nozzel 117,68 Bar yaitu 313,6 Nm. Hal ini disebabkan karena semakin besar tekanan nozzel maka semakin besar nilai torsi mesin dan perubahan torsi berbanding linear dengan tekanan nozzel.

4.2.2 Rumus Daya Poros Efektif (Ne)

Daya adalah kerja atau tenaga yang diproduksi motor per satuan waktu tertentu, maka untuk menghitung tenaga pada motor digunakan rumus sebagai berikut :

$$Ne = \frac{1. \pi. T. n}{60 \times 1000} \text{ (kW)}$$

Dimana :

Ne = Daya poros efektif (kW)

T = Torsi Mesin (N.m)

n = Putaran mesin (rpm)

4.2.2.1 Hasil Perhitungan Daya Pada Tekanan Nozzel 117,68 Bar

Hasil perhitungan torsi didapat T = 313,6 Nm, pada tekanan nozzel menggunakan putaran mesin 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm maka daya porosnya adalah:

1. Putaran 1000 rpm

$$Ne = \frac{2 \pi . n . T}{60 \times 1000}$$

$$Ne = \frac{2 . 3,14 . 1000 \text{ rpm} . 313,6 \text{ Nm}}{60 \times 1000}$$

$$Ne = 32,82 \text{ kW}$$

$$Ne = 44,62 \text{ PS}$$

- Putaran 1500 rpm

$$Ne = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60 \times 1000}$$

$$Ne = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1500 \text{ rpm} \cdot 313,6 \text{ Nm}}{60 \times 1000}$$

$$Ne = 49,23 \text{ kW}$$

$$Ne = 66,93 \text{ PS}$$

- Putaran 2000 rpm

$$Ne = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60 \times 1000}$$

$$Ne = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2000 \text{ rpm} \cdot 313,6 \text{ Nm}}{60 \times 1000}$$

$$Ne = 65,64 \text{ kW}$$

$$Ne = 89,24 \text{ PS}$$

4.2.2.2 Hasil Perhitungan Daya Pada Tekanan Nozzel 127,49 Bar

Hasil perhitungan torsi didapat $T = 338,68 \text{ Nm}$, pada tekanan nozzel menggunakan putaran mesin 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm maka daya porosnya adalah:

- Putaran 1000 rpm

$$Ne = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60 \times 1000}$$

$$Ne = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1000 \text{ rpm} \cdot 338,68 \text{ Nm}}{60 \times 1000}$$

$$Ne = 35,44 \text{ kW}$$

$$Ne = 48,18 \text{ PS}$$

- Putaran 1500 rpm

$$Ne = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60 \times 1000}$$

$$Ne = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1500 \text{ rpm} \cdot 338,68 \text{ Nm}}{60 \times 1000}$$

$$Ne = 53,17 \text{ kW}$$

$$Ne = 72,29 \text{ PS}$$

3. Putaran 2000 rpm

$$Ne = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60 \times 1000}$$

$$Ne = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2000 \text{ rpm} \cdot 338,68 \text{ Nm}}{60 \times 1000}$$

$$Ne = 70,89 \text{ kW}$$

$$Ne = 96,38$$

4.2.2.3 Hasil Perhitungan Daya Pada Tekanan Nozzel 137,29 Bar

Hasil perhitungan torsi didapat $T = 359,38 \text{ Nm}$, pada tekanan nozzel menggunakan putaran mesin 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm maka daya porosnya adalah:

1. Putaran 1000 rpm

$$Ne = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60 \times 1000}$$

$$Ne = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1000 \text{ rpm} \cdot 359,38 \text{ Nm}}{60 \times 1000}$$

$$Ne = 37,61 \text{ kW}$$

$$Ne = 51,13$$

2. Putaran 1500 rpm

$$Ne = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60 \times 1000}$$

$$Ne = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1500 \text{ rpm} \cdot 359,38 \text{ Nm}}{60 \times 1000}$$

$$Ne = 56,42 \text{ kW}$$

$$Ne = 76,7$$

3. Putaran 2000 rpm

$$Ne = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60 \times 1000}$$

$$Ne = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2000 \text{ rpm} \cdot 359,38 \text{ Nm}}{60 \times 1000}$$

$$Ne = 75,23 \text{ kW}$$

$$Ne = 103,28 \text{ PS}$$

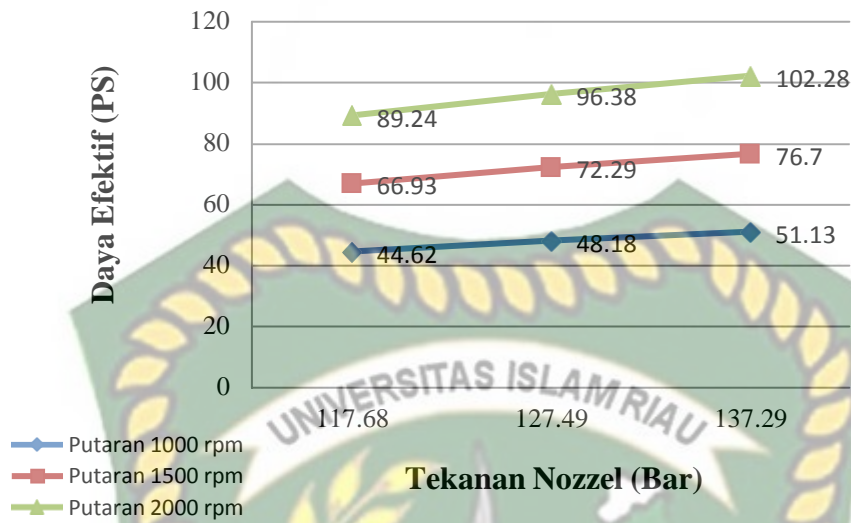
4.2.2.4 Data Hasil Perhitungan Daya Pada Variasi Tekanan Nozzel

Hasil perhitungan daya efektif (PS) didapat dari variasi tekanan nozzel, kemudian dimasukkan kedalam tabel 4.3 dibawah ini :

Tabel. 4.3. Hasil perhitungan daya pada variasi tekanan nozzel

No.	Tekanan Nozzel (Bar)	n (rpm)	Daya (PS)
1.	117,68	1000	44,62
		1500	66,93
		2000	89,24
2.	127,49	1000	48,18
		1500	72,29
		2000	96,38
3.	137,29	1000	51,13
		1500	76,7
		2000	102,28

Dari tabel 4.3 diatas, maka dapat ditampilkan kedalam bentuk grafik perbandingan yang akan menjelaskan pengaruh variasi tekanan nozzel terhadap daya efektif pada gambar 4.2 dibawah ini



Gambar 4.2. Grafik variasi tekanan nozzel terhadap daya efektif (PS)

Dari gambar 4.2 diatas dapat dilihat bahwa daya efektif pada tekanan nozzel 117,68 Bar yaitu sebesar 44,62 PS, seiring peningkatan tekanan 127,49 PS dan 137,29 Bar meningkatkan daya sebesar 48,18 PS dan 51,13 PS. Kemudian dilihat dari putaran 1000 rpm dengan tekanan 117,68 Bar menghasilkan daya sebesar 44,62 PS, peningkatan daya efektif terjadi pada putaran 1500 rpm dan 2000 rpm yaitu sebesar 66,93 PS dan 89,24 PS

Berdasarkan dari grafik 4.2 daya efektif terendah terjadi pada tekanan nozzel 117,68 Bar dalam putaran 1000 rpm yaitu 44,62 PS dan daya tertinggi terjadi pada tekanan nozzel 137,29 Bar dalam putaran 2000 rpm yaitu 102,28 PS. Dari grafik diatas menunjukkan bahwa tekannan nozzel dan putaran berpengaruh terhadap daya pada mesin itu terjadi karena semakin tinggi tekanan nozzel dan putaran pada mesin Diesel menyebabkan daya pada mesin meningkat.

4.2.3 Rumus Konsumsi Bahan Bakar (M_f)

Konsumsi bahan bakar dapat dihitung untuk menentukan waktu dibutuhkan oleh motor bakar untuk pemakaian bahan bakar dalam satuan volume yang dipengaruhi oleh massa jenis bahan bakar. Untuk menghitung konsumsi bahan bakar digunakan rumus sebagai berikut

$$M_f = \frac{V_{bb}}{t} \times \rho_{bb} \times 3600 \text{ (kg/jam)}$$

Dimana

M_f = Konsumsi bahan bakar yang di butuhkan (kg/jam)

V_{bb} = Volume bahan bakar (ml)

ρ_{bb} = Kerapatan bahan bakar (kg/m³)

t = Waktu untuk pemakaian bahan bakar (s)

4.2.3.1 Hasil Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Pada Tekanan Nozzel

117,68 Bar

1. Konsumsi bahan bakar pada putaran 1000 rpm

$$\begin{aligned} \dot{m}_f &= \frac{V_{bb}}{t} \times \rho_{bb} \times 3600 \\ \dot{m}_f &= \frac{50 \text{ ml}}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600 \\ \dot{m}_f &= \frac{5 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600 \\ \dot{m}_f &= 2,5 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \end{aligned}$$

2. Konsumsi bahan bakar pada putaran 1500 rpm

$$\dot{m}_f = \frac{V_{bb}}{t} \times \rho_{bb} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{60 \text{ ml}}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{6 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = 3,04 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}$$

3. Konsumsi bahan bakar pada putaran 2000 rpm

$$\dot{m}_f = \frac{V_{bb}}{t} \times \rho_{bb} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{70 \text{ ml}}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{7 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = 3,55 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}$$

4.2.3.2 Hasil Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Pada Tekanan Nozzel

127,49 Bar

1. Konsumsi bahan bakar pada putaran 1000 rpm

$$\dot{m}_f = \frac{V_{bb}}{t} \times \rho_{bb} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{50 \text{ ml}}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{5 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = 2,5 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}$$

2. Konsumsi bahan bakar pada putaran 1500 rpm

$$\dot{m}_f = \frac{V_{bb}}{t} \times \rho_{bb} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{62 \text{ ml}}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{6,2 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = 3,14 \frac{kg}{jam}$$

3. Konsumsi bahan bakar pada putaran 2000 rpm

$$\dot{m}_f = \frac{V_{bb}}{t} \times \rho_{bb} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{72 \text{ ml}}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{kg}{m^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{7,2 \times 10^{-5} m^3}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{kg}{m^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = 3,65 \frac{kg}{jam}$$

4.2.3.3 Hasil Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Pada Tekanan Nozzel

137,29 Bar

1. Konsumsi bahan bakar pada putaran 1000 rpm

$$\dot{m}_f = \frac{V_{bb}}{t} \times \rho_{bb} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{51,5 \text{ ml}}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{kg}{m^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{5,15 \times 10^{-5} m^3}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{kg}{m^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = 2,61 \frac{kg}{jam}$$

2. Konsumsi bahan bakar pada putaran 1500 rpm

$$\dot{m}_f = \frac{V_{bb}}{t} \times \rho_{bb} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{70 \text{ ml}}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{kg}{m^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{7 \times 10^{-5} m^3}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{kg}{m^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = 3,55 \frac{kg}{jam}$$

3. Konsumsi bahan bakar pada putaran 2000 rpm

$$\dot{m}_f = \frac{V_{bb}}{t} \times \rho_{bb} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{74 \text{ ml}}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = \frac{7,4 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{60 \text{ s}} \times 845,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 3600$$

$$\dot{m}_f = 3,75 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}$$

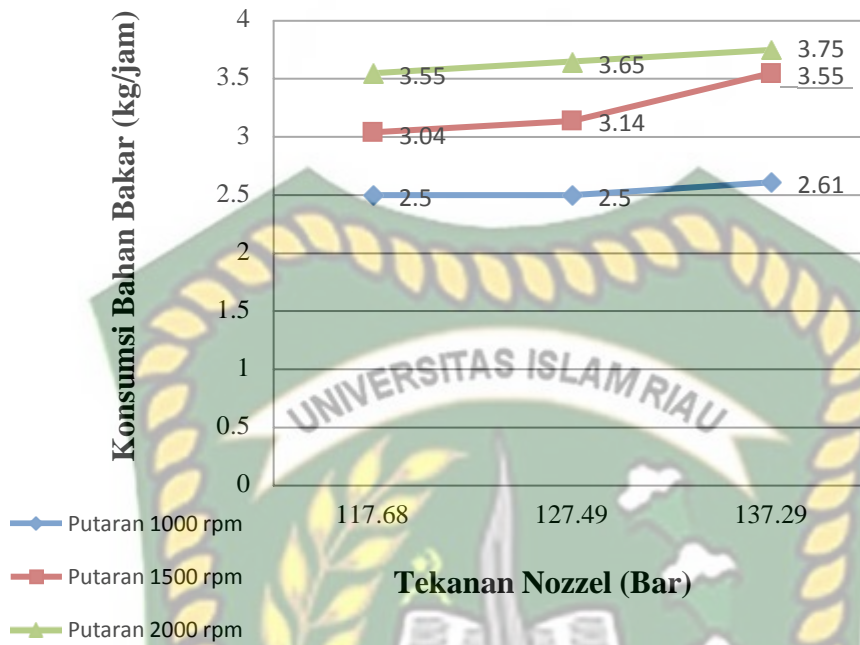
4.2.3.4 Data Hasil Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Pada Variasi Tekanan Nozzel

Hasil perhitungan konsumsi bahan bakar didapat dari variasi tekanan nozzel, kemudian dimasukkan kedalam tabel 4.4 dibawah ini :

Tabel. 4.4. Hasil perhitungan konsumsi bahan bakar pada variasi tekanan nozzel

No.	Tekanan Nozzel (Bar)	n (rpm)	Konsumsi Bahan Bakar (Kg/jam)
1.	117,68	1000	2,5
		1500	3,04
		2000	3,55
2.	127,49	1000	2,5
		1500	3,14
		2000	3,65
3.	137,29	1000	2,61
		1500	3,55
		2000	3,75

Dari tabel 4.4 diatas, maka dapat ditampilkan kedalam bentuk grafik perbandingan yang akan menjelaskan pengaruh variasi tekanan nozzel terhadap konsumsi bahan bakar pada gambar 4.3 dibawah ini



Gambar 4.3. Grafik variasi tekanan nozzel terhadap konsumsi bahan bakar

Dari gambar 4.3 diatas dapat dilihat bahwa konsumsi bahan bakar pada tekanan nozzel 117,68 Bar yaitu sebesar 2,5 kg/jam, pada tekanan 127,49 Bar menghasilkan konsumsi bahan bakar 2,5 kg/jam dan pada tekanan 137,29 Bar menghasilkan konsumsi bahan bakar yaitu 2,61 kg/jam. Kemudian dilihat dari putaran 1000 rpm dengan tekanan 117,68 Bar menghasilkan konsumsi bahan bakar sebesar 2,5 kg/jam, peningkatan konsumsi bahan bakar terjadi pada putaran 1500 rpm dan 2000 rpm yaitu sebesar 3,04 kg/jam dan 3,55 kg/jam.

Berdasarkan grafik diatas dapat dilihat bahwa konsumsi bahan bakar terendah terjadi pada tekanan nozzel 117,68 Bar dan 127,49 Bar dalam putaran 1000 rpm yaitu 2,5 kg/jam sedangkan konsumsi bahan bakar tertinggi terjadi pada tekanan nozzel 137,29 Bar dalam putaran 2000 rpm yaitu 3,75 kg/jam. Dari grafik diatas menunjukkan bahwa tekannan nozzel dan putaran berpengaruh

terhadap konsumsi bahan bakar itu terjadi karena semakin tinggi tekanan nozzel dan putaran pada mesin Diesel menyebabkan konsumsi bahan bakar meningkat.

4.2.4 Rumus Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (Sfc)

Pemakaian bahan bakar spesifik (*SFC*) merupakan konsumsi bahan bakar sebuah motor dihitung dari jumlah pemakaian bahan bakar tiap jam dibagi daya efektif mesin. Maka untuk menghitung pemakaian bahan bakar spesifik digunakan rumus sebagai berikut :

$$Sfc = \frac{M_f}{N_e} \left(\frac{kg}{jam} \cdot kW \right)$$

Dimana

Sfc = Konsumsi bahan bakar spesifik (kg/jam.kW)

M_f = Konsumsi bahan bakar yang di butuhkan (kg/jam)

N_e = Daya Poros Efektif (kW)

4.2.4.1 Hasil Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar Spesifik (Sfc) Pada Tekanan Nozzel 117,68 Bar

1. Pemakaian bahan bakar spesifik (*Sfc*) pada putaran 1000 rpm

$$Sfc = \frac{\dot{m}_f}{N_e} \text{ (kg/kW.jam)}$$

$$Sfc = \frac{2,5 \text{ kg/jam}}{32,82 \text{ kW}}$$

$$Sfc = 0,076 \text{ kg/kW.jam}$$

2. Pemakaian bahan bakar spesifik (*Sfc*) pada putaran 1500 rpm

$$Sfc = \frac{\dot{m}_f}{N_e} \text{ (kg/kW.jam)}$$

$$Sfc = \frac{3,04 \text{ kg/jam}}{49,23 \text{ kW}}$$

$$Sfc = 0,061 \text{ kg/kW.jam}$$

3. Pemakaian bahan bakar spesifik (Sfc) pada putaran 2000 rpm

$$Sfc = \frac{\dot{m}_f}{Ne} \text{ (kg/kW.jam)}$$

$$Sfc = \frac{3,55 \text{ kg/jam}}{65,64 \text{ kW}}$$

$$Sfc = 0,054 \text{ kg/kW.jam}$$

4.2.4.2 Hasil Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar Spesifik (Sfc) Pada

Tekanan Nozzel 127,49 Bar

1. Pemakaian bahan bakar spesifik (Sfc) pada putaran 1000 rpm

$$Sfc = \frac{\dot{m}_f}{Ne} \text{ (kg/kW.jam)}$$

$$Sfc = \frac{2,5 \text{ kg/jam}}{35,44 \text{ kW}}$$

$$Sfc = 0,070 \text{ kg/kW.jam}$$

2. Pemakaian bahan bakar spesifik (Sfc) pada putaran 1500 rpm

$$Sfc = \frac{\dot{m}_f}{Ne} \text{ (kg/kW.jam)}$$

$$Sfc = \frac{3,14 \text{ kg/jam}}{53,17 \text{ kW}}$$

$$Sfc = 0,059 \text{ kg/kW.jam}$$

3. Pemakaian bahan bakar spesifik (Sfc) pada putaran 2000 rpm

$$Sfc = \frac{\dot{m}_f}{Ne} \text{ (kg/kW.jam)}$$

$$Sfc = \frac{3,65 \text{ kg/jam}}{70,89 \text{ kW}}$$

$$Sfc = 0,052 \text{ kg/kW.jam}$$

4.2.4.3 Hasil Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar Spesifik (Sfc) Pada

Tekanan Nozzel 137,29 Bar

1. Pemakaian bahan bakar spesifik (Sfc) pada putaran 1000 rpm

$$Sfc = \frac{\dot{m}_f}{Ne} \text{ (kg/kW.jam)}$$

$$Sfc = \frac{2,61 \text{ kg/jam}}{37,61 \text{ kW}}$$

$$Sfc = 0,069 \text{ kg/kW.jam}$$

2. Pemakaian bahan bakar spesifik (Sfc) pada putaran 1500 rpm

$$Sfc = \frac{\dot{m}_f}{Ne} \text{ (kg/kW.jam)}$$

$$Sfc = \frac{3,55 \text{ kg/jam}}{56,42 \text{ kW}}$$

$$Sfc = 0,062 \text{ kg/kW.jam}$$

3. Pemakaian bahan bakar spesifik (Sfc) pada putaran 2000 rpm

$$Sfc = \frac{\dot{m}_f}{Ne} \text{ (kg/kW.jam)}$$

$$Sfc = \frac{3,75 \text{ kg/jam}}{75,23 \text{ kW}}$$

$$Sfc = 0,049 \text{ kg/kW.jam}$$

4.2.4.4 Data Hasil Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar (Sfc) Pada Variasi

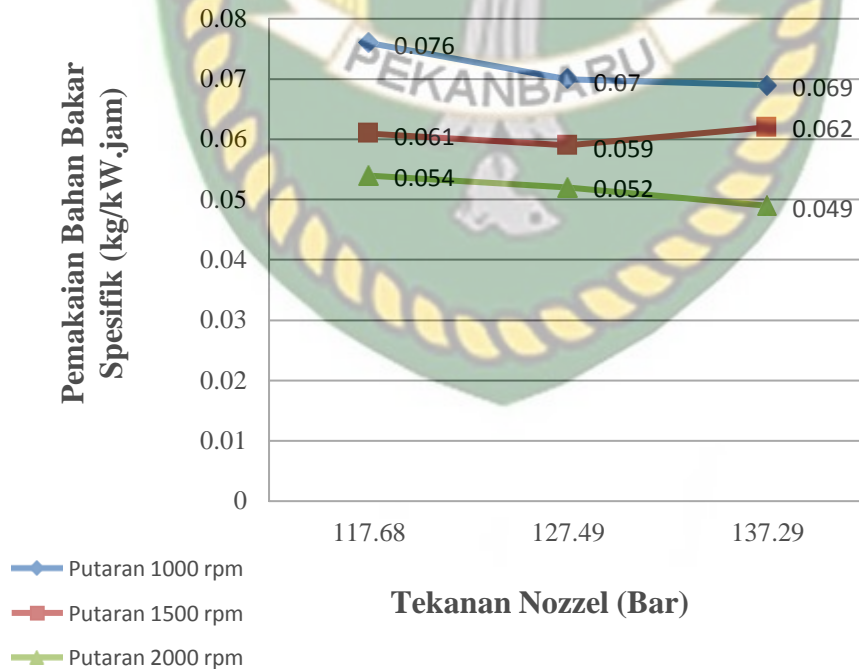
Tekanan Nozzel

Hasil perhitungan pemakaian bahan bakar spesifik (Sfc) didapat dari variasi tekanan nozzel, kemudian dimasukkan kedalam tabel 4.5 sebagai berikut :

Tabel. 4.5. Hasil perhitungan pemakaian bahan bakar pada variasi tekanan nozzel

No.	Tekanan Nozzel (Bar)	n (rpm)	Pemakaian Bahan Bakar Spesifik (kg/kW.jam)
1.	117,68	1000	0,076
		1500	0,061
		2000	0,054
2.	127,49	1000	0,070
		1500	0,059
		2000	0,052
3.	137,29	1000	0,069
		1500	0,062
		2000	0,049

Dari tabel 4.5 diatas, maka dapat ditampilkan kedalam bentuk grafik perbandingan yang akan menjelaskan pengaruh variasi tekanan nozzel terhadap konsumsi bahan bakar pada gambar 4.4 dibawah ini



Gambar 4.4. Grafik variasi tekanan nozzel terhadap pemakaian bahan bakar spesifik (Sfc)

Dari gambar 4.4 diatas dapat dilihat bahwa pemakaian bahan bakar spesifik pada tekanan nozzel 117,68 Bar dengan 2000 rpm yaitu sebesar 0,054 kg/kW.jam, pada tekanan 127,49 Bar dengan 2000 rpm menghasilkan pemakaian bahan bakar spesifik 0,052 kg/kW.jam dan pada tekanan 137,29 Bar dengan 2000 rpm menghasilkan pemakaian bahan bakar spesifik yaitu 0,049 kg/kWjam. Kemudian dilihat dari putaran 1000 rpm dengan tekanan 117,68 Bar menghasilkan pemakaian bahan bakar spesifik sebesar 0,076 kg/kW.jam, penurunan pemakaian bahan bakar spesifik terjadi pada putaran 1500 rpm dan 2000 rpm yaitu sebesar 0,061 kg/kW.jam dan 0,054 kg/kW.jam.

Berdasarkan grafik diatas diatas dapat dilihat bahwa pemakaian bahan bakar spesifik terendah terjadi pada tekanan nozzel 137,29 Bar dalam putaran 2000 rpm yaitu 0,049 kg/kW.jam sedangkan pemakaian bahan bakar spesifik tertinggi terjadi pada tekanan nozzel 117,68 Bar dalam putaran 1000 rpm yaitu 0,076 kg/kW.jam. Dari grafik diatas menunjukkan bahwa tekanan nozzel dan putaran dapat mengurangi pemakaian bahan bakar spesifik (Sfc).

4.2.5 Rumus Efisiensi Termal

Untuk mencari efisiensi termal digunakan rumus sebagai berikut :

$$\eta_{th} = \frac{Ne}{mf \times LHV} \times 100\%$$

Dimana :

Ne = Daya poros efektif (kW)

Mf = Konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan (kg/jam)

LHV = Panas pembakaran rendah dari bahan bakar (kJ/kg).

4.2.5.1 Hasil Perhitungan Efisiensi Termal Pada Tekanan Nozzel 117,68 Bar

1. Pemakaian efisiensi termal pada putaran 1000 rpm

$$\begin{aligned}
 \eta_{th} &= \frac{Ne \times 632}{m_f \times LHV} \times 100\% \\
 &= \frac{32,82 \text{ kW} \times 632}{2,5 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \times 41.285,48 \text{ kJ/kg}} \times 100\% \\
 &= \frac{20742,24}{103213,7} \times 100\% \\
 &= 20,0 \%
 \end{aligned}$$

2. Pemakaian efisiensi termal pada putaran 1000 rpm

$$\begin{aligned}
 \eta_{th} &= \frac{Ne \times 632}{m_f \times LHV} \times 100\% \\
 &= \frac{49,23 \text{ kW} \times 632}{3,04 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \times 41.285,48 \text{ kJ/kg}} \times 100\% \\
 &= \frac{31113,36}{125507,85} \times 100\% \\
 &= 24,7 \%
 \end{aligned}$$

3. Pemakaian efisiensi termal pada putaran 1000 rpm

$$\begin{aligned}
 \eta_{th} &= \frac{Ne \times 632}{m_f \times LHV} \times 100\% \\
 &= \frac{65,64 \text{ kW} \times 632}{3,55 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \times 41.285,48 \text{ kJ/kg}} \times 100\% \\
 &= \frac{41484,48}{146563,45} \times 100\% \\
 &= 28,3 \%.
 \end{aligned}$$

4.2.5.2 Hasil Perhitungan Efisiensi Termal Pada Tekanan Nozzel 127,49 Bar

1. Pemakaian efisiensi termal pada putaran 1000 rpm

$$\begin{aligned}
 \eta_{th} &= \frac{Ne \times 632}{m_f \times LHV} \times 100\% \\
 &= \frac{35,44 \text{ kW} \times 632}{2,5 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \times 41.285,48 \text{ kJ/kg}} \times 100\%
 \end{aligned}$$

$$= \frac{22398,08}{103213,7} 100\%$$

$$= 21,7 \%$$

2. Pemakaian efisiensi termal pada putaran 1000 rpm

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{Ne \times 632}{m_f \times LHV} 100\% \\ &= \frac{53,17 \text{ kW} \times 632}{3,14 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \times 41.285,48 \text{ kJ/kg}} 100\% \\ &= \frac{33603,44}{129636,40} 100\% \\ &= 25,9 \%$$

3. Pemakaian efisiensi termal pada putaran 1000 rpm

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{Ne \times 632}{m_f \times LHV} 100\% \\ &= \frac{70,89 \text{ kW} \times 632}{3,65 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \times 41.285,48 \text{ kJ/kg}} 100\% \\ &= \frac{44802,48}{150692,002} 100\% \\ &= 29,7 \%$$

4.2.5.3 Hasil Perhitungan Efisiensi Termal Pada Tekanan Nozzel 137,29 Bar

1. Pemakaian efisiensi termal pada putaran 1000 rpm

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{Ne \times 632}{m_f \times LHV} 100\% \\ &= \frac{37,61 \text{ kW} \times 632}{2,61 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \times 41.285,48 \text{ kJ/kg}} 100\% \\ &= \frac{20742,24}{103213,7} 100\% \\ &= 20,0 \%$$

2. Pemakaian efisiensi termal pada putaran 1000 rpm

$$\begin{aligned}
 \eta_{th} &= \frac{Ne \times 632}{m_f \times LHV} \times 100\% \\
 &= \frac{56,42 \text{ kW} \times 632}{3,55 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \times 41.285,48 \text{ kJ/kg}} \times 100\% \\
 &= \frac{31113,36}{125507,85} \times 100\% \\
 &= 24,7 \%
 \end{aligned}$$

3. Pemakaian efisiensi termal pada putaran 1000 rpm

$$\begin{aligned}
 \eta_{th} &= \frac{Ne \times 632}{m_f \times LHV} \times 100\% \\
 &= \frac{75,23 \text{ kW} \times 632}{3,75 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \times 41.285,48 \text{ kJ/kg}} \times 100\% \\
 &= \frac{47545,36}{154820,55} \times 100\% \\
 &= 30,0 \%
 \end{aligned}$$

4.2.5.4 Data Hasil Perhitungan Efisiensi Termal Pada Variasi Tekanan

Nozzel

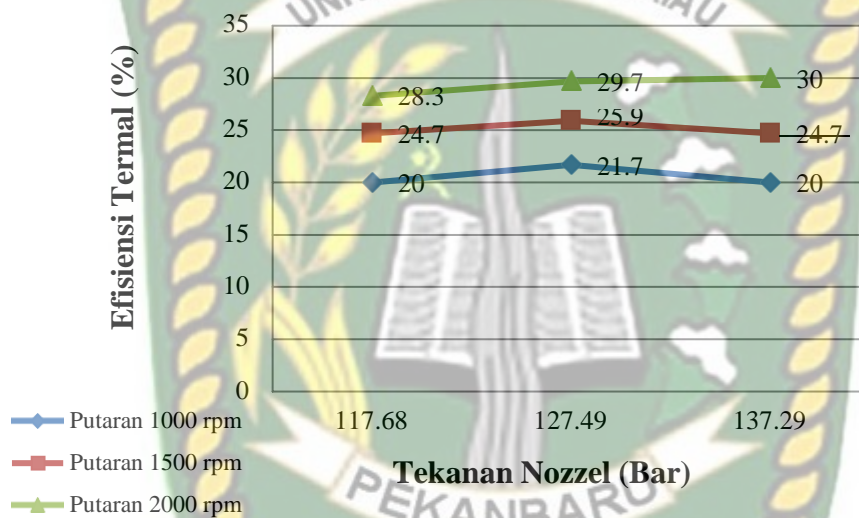
Hasil perhitungan efisiensi termal didapat dari variasi tekanan nozzel, kemudian dimasukkan kedalam tabel 4.6 dibawah ini :

Tabel. 4.6. Hasil perhitungan efisiensi termal pada variasi tekanan nozzel

No.	Tekanan Nozzel (Bar)	n (rpm)	Efisiensi Termal (%)
1.	117,68	1000	20,0
		1500	24,7
		2000	28,3
2.	127,49	1000	21,7
		1500	25,9
		2000	29,7

3.	137,29	1000	20,0
		1500	24,7
		2000	30,0

Dari tabel 4.6 diatas, maka dapat ditampilkan kedalam bentuk grafik perbandingan yang akan menjelaskan pengaruh variasi tekanan nozzel terhadap konsumsi bahan bakar pada gambar 4.5 dibawah ini



Gambar 4.5. Grafik variasi tekanan nozzel terhadap efisiensi termal

Dari gambar 4.5 diatas dapat dilihat bahwa efisiensi termal pada tekanan nozzel 117,68 Bar yaitu sebesar 20%, pada tekanan 127,49 Bar menghasilkan efisiensi termal 21,7% dan pada tekanan 137,29 Bar menghasilkan efisiensi termal yaitu 20%. Kemudian dilihat dari putaran 1000 rpm dengan tekanan 117,68 Bar menghasilkan efisiensi termal sebesar 20%, peningkatan efisiensi termal terjadi pada putaran 1500 rpm dan 2000 rpm yaitu sebesar 24,7% dan 28,3.

Berdasarkan grafik diatas dapat dilihat bahwa efisiensi termal tertinggi didapat pada tekanan nozzel 137,29 Bar dan putaran 2000 rpm yaitu 30 % dan

efisiensi termal terendah didapat pada tekanan nozzel 117,68 Bar yaitu sebesar 20%. Hal ini disebabkan bahwa efisiensi termal dari motor bakar dipengaruhi oleh tekanan nozzel, putaran, daya dan pemakaian bahan bakar yang bekerja dalam kinerja mesin Diesel. Sehingga energi termal yang diserap oleh torak untuk melakukan langkah ekspansi/kerja lebih besar.

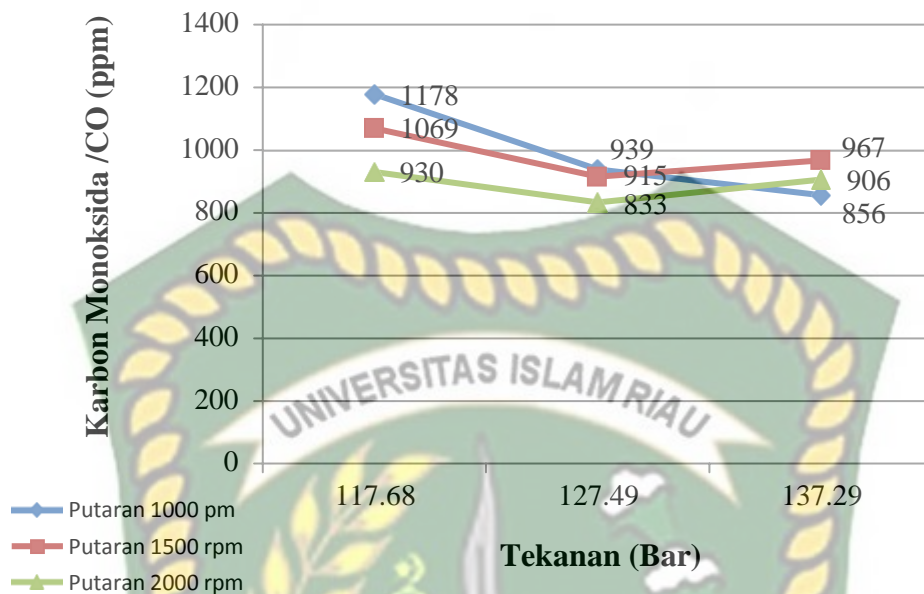
4.3 Emisi Gas Buang

Gas buang yang dihasilkan dari penelitian ini merupakan hasil (sisa) pembakaran bahan bakar sebagian kecil merupakan gas beracun yaitu NO_x dan CO. Emisi gas buang yang di dapat dari pengaruh variasi tekanan nozzel dalam putaran 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm dapat dilihat pada tabel 4.7.

Tabel 4.7. Emisi gas buang pada variasi tekanan nozzel.

No.	Tekanan Nozzel (Bar)	n (rpm)	CO (ppm)	NO _x (ppm)
1.	117,68	1000	1178	71
		1500	939	17
		2000	856	15
2.	127,49	1000	1069	106
		1500	915	26
		2000	967	12
3.	137,29	1000	930	83
		1500	833	28
		2000	906	16

Dari tabel 4.7 diatas, maka dapat ditampilkan kedalam bentuk grafik perbandingan yang akan menjelaskan pengaruh variasi tekanan nozzel terhadap emisi gas buang CO dan NO_x pada gambar 4.6 dan 4.7 dibawah ini.

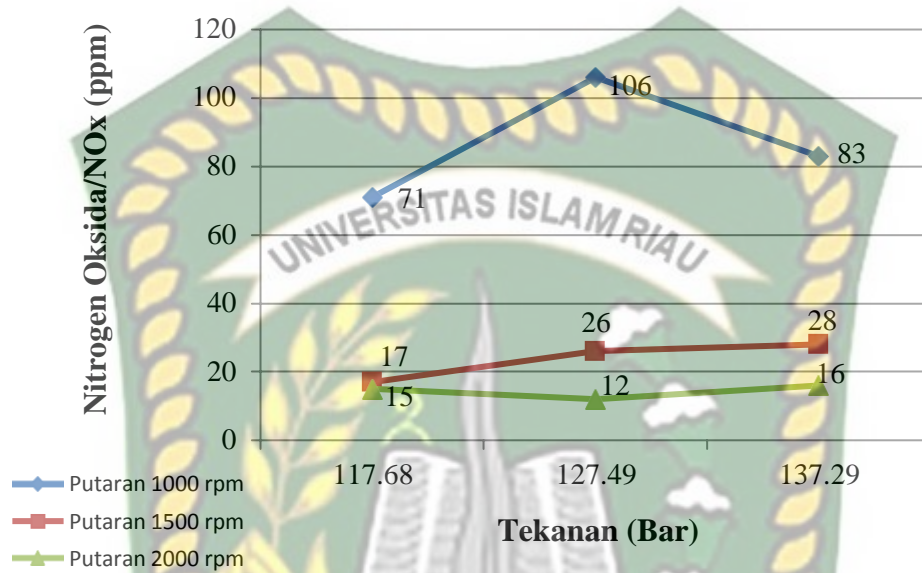


Gambar 4.6. Emisi gas buang karbon monoksida (CO).

Dari gambar 4.6 diatas dapat dilihat bahwa karbon monoksida (CO) pada tekanan nozzel 117,68 Bar yaitu sebesar 1178 ppm, pada tekanan 127,49 Bar menghasilkan karbon monoksida (CO) yaitu 939 ppm dan pada tekanan 137,29 Bar menghasilkan karbon monoksida yaitu 856 ppm. Kemudian dilihat dari putaran 1000 rpm dengan tekanan 117,68 Bar menghasilkan karbon monoksida sebesar 1178 ppm, penurunan karbon monoksida terjadi pada putaran 1500 rpm dan 2000 rpm yaitu sebesar 1069 ppm dan 930 ppm.

Berdasarkan grafik diatas dapat dilihat emisi gas buang karbon monoksida (CO) tertinggi pada tekanan nozzel 117,68 Bar dan putaran 1000 rpm yaitu 1178 ppm dan emisi gas buang karbon monoksida (CO) terendah pada tekanan nozzel 137,29 Bar dan putaran 1500 rpm yaitu 833 ppm. Hal ini disebabkan adanya putaran yang di tingkatkan berpengaruh sistem pembakaran didalam ruang bakar lebih sempurna, semakin besar putaran maka menurunkan kadar racun nitrogen

oksida. Berbeda halnya dengan tekanan nozzle, tekanan nozzle 127,49 Bar memiliki karbon monoksida yang terendah yaitu 833 ppm.



Gambar 4.7. Emisi gas buang nitrogen oksida (NOx)

Dari gambar 4.7 diatas dapat dilihat bahwa nitrogen oksida (NOx) pada tekanan nozzle 117,68 Bar dengan 2000 rpm yaitu sebesar 15 ppm, pada tekanan 127,49 Bar menghasilkan nitrogen oksida (NOx) yaitu 12 ppm dan pada tekanan 137,29 Bar menghasilkan nitrogen oksida (NOx) yaitu 16 ppm. Kemudian dilihat dari putaran 1000 rpm dengan tekanan 117,68 Bar menghasilkan nitrogen oksida (NOx) sebesar 71, penurunan karbon monoksida terjadi pada putaran 1500 rpm dan 2000 rpm yaitu sebesar 17 ppm dan 15ppm.

Berdasarkan grafik diatas dapat dilihat emisi gas buang nitrogen oksida (NOx) tertinggi pada tekanan nozzle 127,49 Bar dan putaran 1000 rpm yaitu 106 ppm dan emisi gas buang nitrogen oksida (NOx) terendah pada tekanan nozzle 127,49 Bar dan putaran 2000 rpm yaitu 12 ppm. Hal ini disebabkan adanya

putaran yang di tingkatkan berpengaruh sistem pembakaran didalam ruang bakar lebih sempurna, semakin besar putaran maka menurunkan kadar racun nitrogen oksida. Berbeda halnya dengan tekanan nozzel, tekanan nozzel 127,49 Bar memiliki nitrogen oksida yang terendah yaitu 12 ppm.



BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Hasil pengujian yang dilakukan mengenai pengaruh variasi tekanan nozzel terhadap kinerja mesin dan emisi gas buang pada mesin Diesel 2700 cc, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Pada variasi tekanan nozzel 117,68 Bar, 127,49 Bar dan 137,29 Bar dalam putaran berbeda nilai torsi, daya, dan efisiensi termalnya terjadi peningkatan dibandingkan dari yang lainnya. Peningkatan nilai torsi berpengaruh terhadap daya, semakin besar nilai torsi maka dayanya juga semakin besar. Kemudian peningkatan daya juga berpengaruh terhadap efisiensi termal, semakin besar daya maka semakin besar juga efisiensi termal.
2. Hasil pemakaian bahan bakar spesifik (Sfc) terjadi penurunan pada tekanan nozzel 137,29 Bar dengan putaran 2000 rpm dibanding dari yang lainnya.
3. Maka unjuk kerja terbaik dari mesin Diesel Isuzu TLD 54 terjadi pada tekanan nozzel 137,29 Bar dengan putaran 2000 rpm.
4. Emisi gas buang karbon monoksida (CO) terendah pada tekanan nozzel 127,49 Bar dan putaran 200 rpm yaitu 833 ppm dan emisi gas buang nitrogen oksida (NOx) terendah pada tekanan nozzel 127,49 Bar dan putaran 2000 rpm yaitu 12 ppm.

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat diambil ketika pembuatan tugas akhir ini adalah :

1. Untuk penelitian yang akan datang sebaiknya perlu ada penambahan variasi zat aditif yang pada bahan bakar solar.
2. Untuk penelitian yang akan datang sebaiknya perlu dilakukan pengujian mengenai emisi gas buang yang terdiri dari CO, HC, NO_x, SO₂, dan PM (*Particulate Matter*) dalam jumlah persentase



DAFTAR PUSTAKA

- Alam, Y. 2015. Pengaruh Variasi Tekanan Penyemprotan Dengan Penambahan Putaran Ulir Nosel Terhadap Konsumsi Bahan Bakar, Daya Mesin dan Kepekatan Gas Buang Pada ISUZU PANTHER HI GRADE. Skripsi. *Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Negeri Malang*. Malang.
- Arends, BPM, Berenschot, H., 1980. *Motor Bensin*. Erlangga. Jakarta.
- Arifin, F. 2011. Pemanfaatan Limbah Serbuk Besi untuk Bahan Selubung Ruang Bakar Kompor Bio-Mass Tipe Roket. Skripsi. *Teknik Mesin Politeknik Negeri Sriwijaya*. Palembang.
- Anonim, 2018. Modul prestasi mesin. Laboraturium Konversi Energy Teknik Mesin UIR, Pekanbaru.
- Arismunandar, W. 2002. *Penggerak Mula Motor Bakar Torak*. Edisi Kelima Cetakan Kesatu, Institut Teknologi Bandung. Bandung.
- Diesel. Rudolf. 1892. *Method of and Apparatus for Converting Heat into Work*. Jerman.
- Fox R. W., McDonald A. T dan Pritchard P. J, 2003. *Introduction to heat transfer*, edisi ke 6, John Wiley and Sons, Denver.
- Ginting, 2019. Pengaruh Tekanan Nozzel Terhadap Emisi Gas Buang Ramah Lingkungan Mesin Disel Type C190. *Jurnal Piston Vol. 4 No. 1*. Teknologi Industri Immanuel. Sumatera Utara.

- Indartono, 2016. Pengaruh Pemakaian Alat Pemanas Bahan Bakar Terhadap Pemakaian Bahan Bakar dan Emisi Gas Buang Motor Diesel Mitsubishi Model 4D34-2A17. Skripsi. *Jurusan Teknik Mesin Program Diploma Fakultas Teknik Universitas Diponegoro. Semarang.*
- Majewski, W, A., and Khair, M, K. 2006. *Diesel Emissions and Their Control R-303*. Amerika Serikat.
- Nasra, Z. 2013. Perbedaan Variasi Tekanan Injektor Terhadap Opasitas/Kepekatan Asap Pada Mitshubisi L300 Diesel. Skripsi. *Program Studi Pendidikan Teknik Otomotif Jurusan Teknik Otomotif Fakultas Teknik Universitas Negeri Padang. Padang.*
- Raharjo, W. D dan Karnowo. 2008. Mesin Konversi Energi. Jurnal. *Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang Press. Semarang.*
- Rahmadany, Q, A. 2017. Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Timing Injection Terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Mesin Diesel 4-Langkah Silinder Tunggal Berbahan Bakar Campuran Dexlite dan Etanol, Skripsi, *Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Industri Institut Teknologi Sepuluh November, Surabaya.*
- Sumantri, E. 2015. Analisis Variasi Tekanan Injektor Berbahan Bakar Solar dan Solar + Aditif Terhadap Unjuk Kerja (Performance) Mobil Hyundai H-1 Diesel. Skripsi. *Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Iba. Palembang.*

Wibawa, W, S. 2015. Uji Variasi Tekanan Nosel Terhadap Karakteristik Semprotan Bahan Bakar Biodiesel. *Jurnal METTEK Volume 1 No 2 (2015) pp 35-44*. Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Udayana. Bali.

Wiranto, 2002. *Penggerak Mula Motor Bakar Torak*. Cetakan kelima. Penerbit ITB. Bandung.



Dokumen ini adalah Arsip Miik :

Perpustakaan Universitas Islam Riau