



TUGAS AKHIR (ME33200)

**ANALISIS PENGARUH PENGGUNAAN PISTON STANDAR
DAN *TOROIDAL PISTON BOWL GEOMETRY* (TPBG)
TERHADAP UNJUK KERJA MOTOR DIESEL 4 LANGKAH
1 SILINDER BERBAHAN BAKAR BIOSOLAR B40**

**Rama Fanani Pratama
NRP. 0323030051**

**DOSEN PEMBIMBING:
EDI HARYONO, S.T., M.T.**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK PERMESINAN KAPAL
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA
SURABAYA
2026**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



PPNS POLITEKNIK
PERKAPALAN
NEGERI SURABAYA

TUGAS AKHIR (ME33200)

**ANALISIS PENGARUH PENGGUNAAN PISTON STANDAR
DAN *TOROIDAL PISTON BOWL GEOMETRY* (TPBG)
TERHADAP UNJUK KERJA MOTOR DIESEL 4 LANGKAH
1 SILINDER BERBAHAN BAKAR BIOSOLAR B40**

Rama Fanani Pratama
NRP. 0323030051

DOSEN PEMBIMBING :
EDI HARYONO, S.T., M.T.

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK PERMESINAN KAPAL
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA
SURABAYA
2026**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

HALAMAN PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

ANALISIS PENGARUH PENGGUNAAN PISTON STANDAR DAN TOROIDAL PISTON BOWL GEOMETRY (TPBG) TERHADAP UNJUK KERJA MOTOR DIESEL 4 LANGKAH 1 SILINDER BERBAHAN BAKAR BIOSOLAR B40

Disusun Oleh:
Rama Fanani Pratama
0323030051

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Kelulusan
Program Studi D3 Teknik Permesinan Kapal
Jurusan Teknik Permesinan Kapal
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA

Disetujui oleh Tim penguji Tugas Akhir Tanggal Ujian : 09 Juli 2026
Periode Wisuda : Oktober 2026

Menyetujui,

Dosen Penguji

NIDN/NUPTK

Tanda Tangan

1. Edi Haryono, S.T., M.T.

(0011077804)

(.....)

2. M. Faizur Rijal Azhad, S.T., M.T.

(4854775676130212)

(.....)

3. Firly Irhamni Ahsan, S.T., M.T.

(4549774675130272)

(.....)

4. Nopem Ariwiyono, S.T., M.T.

(0030116205)

(.....)

Dosen Pembimbing

NIDN/NUPTK

Tanda Tangan

1. Edi Haryono, S.T., M.T.

(0011077804)

(.....)

Menyetujui

Ketua Jurusan,



Dr. Ir. Priyo Agus Setiawan, S.T., M.T.

NIP. 197708192005011001

Mengetahui

Koordinator Program Studi,

Ir. Emie Santoso, M.T.

NIP. 196611101994032003

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

	PERNYATAAN BEBAS PLAGIAT	No. : F.WD I. 021 Date : 3 Nopember 2015 Rev. : 01 Page : 1 dari 1
---	---	---

Yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama : Rama Fanani Pratama

NRP : 0323030051

Jurusan/Prodi : Teknik Permesinan Kapal/D3 Teknik Permesinan Kapal

Dengan ini menyatakan dengan sesungguhnya bahwa :

Tugas Akhir yang akan saya kerjakan dengan judul :

ANALISIS PENGARUH PENGGUNAAN PISTON STANDAR DAN TOROIDAL PISTON BOWL GEOMETRY (TPBG) TERHADAP UNJUK KERJA MOTOR DIESEL 4 LANGKAH 1 SILINDER BERBAHAN BAKAR BIOSOLAR B40

Adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain.

Apabila dikemudian hari terbukti terdapat plagiat dalam karya ilmiah tersebut, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan peraturan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan penuh tanggung jawab.

Surabaya, 16 Juli 2026

Yang membuat pernyataan,



(Rama Fanani Pratama)

0323030051

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur dipanjatkan kehadirat Allah SWT berkat rahmat, hidayah, dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan Tugas Akhir ini dengan judul **“ANALISIS PENGARUH PENGGUNAAN PISTON STANDAR DAN *TOROIDAL PISTON BOWL GEOMETRY* (TPBG) TERHADAP UNJUK KERJA MOTOR DIESEL 4 LANGKAH 1 SILINDER BERBAHAN BAKAR BIOSOLAR B40”**.

Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Ahli Madya Teknik (A.Md.T.) pada Program D3 Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan Tugas Akhir ini terwujud berkat bantuan, arahan, bimbingan dan doa dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan terimakasih kepada :

1. Bapak Rachmad Tri Soelistijono, S.T., M.T. selaku Direktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
2. Bapak Dr. Priyo Agus Setiawan, S.T., M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
3. Ibu Ir. Emie Santoso, M.T. selaku Koordinator Program Studi D3 Teknik Permesinan Kapal Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
4. Bapak Niki Veranda Agil Permadi, S.Tr.T., M.Sc. selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Permesinan Kapal Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
5. Bapak Edi Haryono, S.T., M.T. selaku Dosen Pembimbing yang telah meluangkan waktu, tenaga, dan pikiran untuk memberikan bimbingan, arahan, kritik, saran, serta motivasi kepada penulis dari Proposal Tugas Akhir hingga penyusunan Tugas Akhir ini. Segala masukan dan bimbingan yang diberikan sangat berarti sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik.

6. Kepada seluruh Bapak/Ibu Dosen Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya yang telah mendidik, membimbing, dan memberikan ilmu pengetahuan, pengalaman, serta motivasi selama masa perkuliahan. Segala ilmu, arahan, dan pengalaman yang diberikan menjadi bekal yang sangat berharga bagi penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini maupun sebagai persiapan menghadapi dunia kerja.
7. Dengan penuh rasa hormat, cinta, dan syukur, penulis mempersembahkan ucapan terima kasih yang sedalam-dalamnya kepada kedua orang tua tercinta, Bapak **Kharif Rahman** dan Ibu **Veni Rahmawati**. Terima kasih atas setiap doa yang tidak pernah putus, kasih sayang yang tulus, pengorbanan yang tanpa pamrih, serta dukungan yang senantiasa diberikan kepada penulis sejak awal menempuh pendidikan hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini. Setiap perjuangan, nasihat, dan pengorbanan yang telah diberikan menjadi sumber kekuatan dan motivasi bagi penulis dalam menghadapi setiap tantangan. Penulis menyadari bahwa pencapaian ini tidak akan terwujud tanpa keikhlasan, kesabaran, dan cinta kasih yang selalu menyertai setiap langkah. Semoga Allah SWT senantiasa melimpahkan kesehatan, kebahagiaan, dan keberkahan kepada Bapak Kharif Rahman dan Ibu Veni Rahmawati atas segala kebaikan yang telah diberikan kepada penulis.
8. Penulis juga menyampaikan rasa hormat dan terima kasih kepada paman tercinta, Bapak **Mukhammad Hilal**, yang telah dengan tulus memberikan tempat tinggal dan segala bentuk bantuan selama penulis menjalani masa perkuliahan. Kebaikan, kepedulian, dan pengorbanan yang diberikan menjadi salah satu alasan penulis dapat menyelesaikan pendidikan ini dengan baik.
9. Penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada **PANDAWA ENEM** (Fikril, Faiz, Faris, Royan, & Malpin) atas kebersamaan, persahabatan, dukungan, dan pengalaman yang telah dibagikan sejak awal perkuliahan hingga penyelesaian Tugas Akhir ini. Kehadiran kalian telah menjadi bagian penting dalam menempuh pendidikan ini, baik sebagai teman berdiskusi, berbagi suka dan duka,

maupun saling memberikan semangat dalam menghadapi berbagai tantangan selama masa perkuliahan. Semoga tali persaudaraan dan kebersamaan yang telah terjalin dapat terus terjaga dengan baik di masa yang akan datang.

10. Untuk **NIKKAPALA** yang merupakan rumah kedua penulis, terimakasih atas kebersamaan, rasa kekeluargaan, dukungan, serta berbagai pengalaman berharga yang telah diberikan. **NIKKAPALA** tidak hanya menjadi wadah untuk belajar dan berorganisasi, tetapi juga menjadi ruang bagi penulis untuk bertumbuh, mengembangkan kemampuan, membentuk karakter, serta belajar tentang arti kebersamaan, kepedulian, dan tanggung jawab. Setiap proses, tantangan, dan kenangan yang dilalui bersama menjadi bagian yang tidak terpisahkan dari perjalanan penulis hingga mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini.
11. Serta terima kasih kepada seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu per satu atas segala bantuan, dukungan, dan doa yang telah diberikan sehingga Tugas Akhir ini dapat diselesaikan dengan baik.

Penulis menyadari bahwa penyusunan Tugas Akhir ini masih jauh dari kata “sempurna”. Oleh karena itu, kritik dan saran yang bersifat membangun sangat penulis harapkan sebagai bahan evaluasi dan penyempurnaan di masa mendatang. Semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan serta menjadi referensi bagi penelitian selanjutnya.

Surabaya, 09 Juli 2026



Rama Fanani Pratama

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ANALISIS PENGARUH PENGGUNAAN PISTON STANDAR DAN *TOROIDAL PISTON BOWL GEOMETRY* (TPBG) TERHADAP UNJUK KERJA MOTOR DIESEL 4 LANGKAH 1 SILINDER BERBAHAN BAKAR BIOSOLAR B40

Rama Fanani Pratama

ABSTRAK

Desain geometri permukaan piston merupakan salah satu faktor yang memengaruhi karakteristik pembakaran dan unjuk kerja motor diesel. Penelitian ini bertujuan menganalisis pengaruh penggunaan piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) terhadap unjuk kerja motor diesel. Pengujian dilakukan secara eksperimental menggunakan motor diesel empat langkah satu silinder Jiandong Jianghuai ZH1115N berbahan bakar Biosolar B40 pada putaran 1000, 1200, 1300, dan 1400 rpm dengan variasi beban generator 2000, 3000, dan 4000 Watt. Parameter yang dianalisis meliputi daya, torsi, *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP), *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC), serta *diesel engine fuel maps* menggunakan MATLAB. Berdasarkan pendekatan teoritis, modifikasi geometri TPBG meningkatkan rasio kompresi dari 17:1 menjadi 17,4:1 akibat berkurangnya volume ruang bakar. Hasil penelitian menunjukkan bahwa piston TPBG berhasil dibentuk dan dapat beroperasi dengan baik, namun belum mampu menghasilkan unjuk kerja yang lebih baik dibandingkan piston standar. Pada beban 4000 Watt, piston standar menghasilkan daya, torsi, dan BMEP masing-masing lebih tinggi sebesar 4,50%, 4,55%, dan 4,67%, sedangkan BSFC piston TPBG rata-rata 38,80% lebih tinggi. *Diesel engine fuel maps* menunjukkan piston standar memiliki daerah operasi dengan BSFC lebih rendah dan BMEP lebih tinggi sehingga lebih efisien dalam penggunaan bahan bakar.

Kata Kunci: motor diesel, *toroidal piston bowl geometry* (TPBG), unjuk kerja motor diesel, BSFC, BMEP, *diesel engine fuel maps*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ANALYSIS OF THE EFFECT OF STANDARD PISTON AND TOROIDAL PISTON BOWL GEOMETRY (TPBG) ON THE PERFORMANCE OF A SINGLE-CYLINDER, FOUR-STROKE DIESEL ENGINE USING BIOSOLAR B40 FUEL

Rama Fanani Pratama

ABSTRACT

The geometric design of the piston surface is one of the factors that influence the combustion characteristics and performance of a diesel engine. This study aims to analyze the effect of using a standard piston and a Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) on diesel engine performance. Experimental testing was conducted using a single-cylinder, four-stroke Jiandong Jianghuai ZH1115N diesel engine fueled with B40 biodiesel at 1000, 1200, 1300, and 1400 rpm, with generator loads of 2000, 3000, and 4000 watts. The parameters analyzed included power, torque, Brake Mean Effective Pressure (BMEP), Brake Specific Fuel Consumption (BSFC), and diesel engine fuel maps using MATLAB. Based on a theoretical approach, the TPBG geometric modification increased the compression ratio from 17:1 to 17.4:1 due to a reduction in combustion chamber volume. The research results show that the TPBG piston was successfully manufactured and operates well, but it has not yet been able to produce better performance compared to the standard piston. At a load of 4,000 watts, the standard piston produced power, torque, and BMEP that were 4.50%, 4.55%, and 4.67% higher, respectively, while the TPBG piston's BSFC was, on average, 38.80% higher. Diesel engine fuel maps show that the standard piston has an operating range with lower BSFC and higher BMEP, making it more fuel-efficient.

Keywords: *diesel engine, Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG), diesel engine performance, BSFC, BMEP, diesel engine fuel maps.*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

HALAMAN SAMPUL.....	i
HALAMAN PENGESAHAN.....	i
PERNYATAAN BEBAS PLAGIAT	iv
KATA PENGANTAR.....	v
ABSTRAK	ix
<i>ABSTRACT</i>	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR TABEL.....	xvii
DAFTAR GAMBAR.....	xix
DAFTAR SIMBOL	xxiii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Manfaat Penelitian	3
1.5 Batasan Masalah.....	4
BAB 2 DASAR TEORI.....	5
2.1 Penelitian Terdahulu	5
2.2 Definisi Motor Diesel.....	15
2.3 Prinsip Kerja Motor Diesel 4 Langkah	15
2.4 Diagram P - V Motor Diesel 4 Langkah	17
2.5 Sistem Pembakaran Pada Mesin Diesel	18
2.6 Piston Motor Diesel.....	19
2.7 <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG).....	20
2.8 Dimensi Piston Standar dan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG)	21
2.9 Bahan Bakar Biosolar B40.....	21
2.10 Rasio Kompresi.....	22
2.11 Unjuk Kerja Motor Diesel.....	23
2.11.1 Daya Motor Diesel.....	23
2.11.2 Torsi	24

2.11.3 Fuel Consumption Rate	25
2.11.4 Brake Specific Fuel Consumption (BSFC).....	25
2.11.5 Brake Mean Effective Pressure (BMEP).....	26
2.12 Diesel Engine Fuel Maps	26
BAB 3 METODE PENELITIAN	29
3.1 Sumber Data	29
3.1.1 Variabel Penelitian	29
3.2 Skematik Motor Diesel dan Generator	29
3.3 Data Spesifikasi Motor Diesel.....	30
3.4 Data Spesifikasi Generator	31
3.5 Diagram Alir Penelitian.....	31
3.6 Langkah-langkah Penelitian	32
3.6.1 Mulai.....	32
3.6.2 Identifikasi Awal	32
3.6.3 Studi Literatur.....	33
3.6.4 Studi Lapangan	33
3.6.5 Perumusan Masalah.....	33
3.6.6 Pengumpulan Data.....	33
3.6.7 Persiapan Motor Diesel & Generator	34
3.6.8 Pembentukan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i>	34
3.6.9 Pengujian Unjuk Kerja & Pengambilan Data.....	35
3.6.10 Analisa Data & Pembahasan	41
3.6.11 Kesimpulan Data & Pembahasan	41
3.6.12 Selesai.....	41
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	43
4.1 Proses Tahapan Pembentukan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG) ...	43
4.1.1 Pengadaan Piston Standar Motor Diesel ZH1115N	43
4.1.2 Perancangan Dimensi <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG)	44
4.1.3 Penambahan Material Pada Mahkota Piston	45
4.1.4 Perataan Permukaan Piston Hasil Pengelasan	45
4.1.5 Pembentukan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG)	46
4.1.6 <i>Finish</i> Pembentukan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG)	47
4.1.7 Instalasi <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG) Pada Motor Diesel	47

4.2 Menentukan Rasio Kompresi Piston Standar dan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG)	48
4.2.1 Rasio Kompresi Piston Standar.....	49
4.2.2 Rasio Kompresi <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG).....	49
4.3 Perhitungan Hasil Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar	50
4.3.1 Daya	51
4.3.2 Torsi	51
4.3.3 <i>Fuel Consumption Rate</i> (FCR).....	52
4.3.4 <i>Brake Spesific Fuel Consumption</i> (BSFC).....	52
4.3.5 <i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP)	52
4.4 Perhitungan Hasil Rata-rata Unjuk Kerja <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG).....	53
4.4.1 Daya	53
4.4.2 Torsi	54
4.4.3 <i>Fuel Consumption Rate</i> (FCR).....	54
4.4.4 <i>Brake Spesific Fuel Consumption</i> (BSFC).....	55
4.4.5 <i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP)	55
4.5 Hasil Perbandingan Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar dan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG) Pada Beban 2000 Watt.....	56
4.5.1 Daya	56
4.5.2 Torsi	57
4.5.3 <i>Brake Spesific Fuel Consumption</i> (BSFC)	59
4.5.4 <i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP)	60
4.6 Hasil Perbandingan Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar dan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG) Pada Beban 3000 Watt.....	62
4.6.1 Daya	62
4.6.2 Torsi	63
4.6.3 <i>Brake Spesific Fuel Consumption</i> (BSFC)	64
4.6.4 <i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP)	66
4.7 Hasil Perbandingan Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar dan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG) Pada Beban 4000 Watt.....	68
4.7.1 Daya	68
4.7.2 Torsi	69
4.7.3 <i>Brake Spesific Fuel Consumption</i> (BSFC)	71

4.7.4 <i>Brake Mean Effective Pressure (BMEP)</i>	72
4.8 <i>Diesel Engine Fuel Maps</i>	74
4.8.1 <i>Diesel Engine Fuel Maps</i> Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar dan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)</i> Pada Beban 2000 Watt	74
4.8.2 <i>Diesel Engine Fuel Maps</i> Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar dan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)</i> Pada Beban 3000 Watt	76
4.8.3 <i>Diesel Engine Fuel Maps</i> Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar dan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)</i> Pada Beban 4000 Watt	78
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	81
5.1 Kesimpulan.....	81
5.2 Saran	82
DAFTAR PUSTAKA	83
LAMPIRAN	87
LAMPIRAN A	89
LAMPIRAN B	93
LAMPIRAN C	97
LAMPIRAN D	101
LAMPIRAN E	105
BIOGRAFI PENULIS	111

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Penelitian Terdahulu	5
Tabel 3.1 Spesifikasi Mesin Diesel	30
Tabel 3.2 Spesifikasi Generator	31
Tabel 3.3 Parameter Hasil Unjuk Kerja Motor Diesel Piston Standar.....	39
Tabel 3.4 Parameter Hasil Unjuk Kerja Motor Diesel Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG).....	40

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Piston Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG).....	2
Gambar 2.1 Prinsip Kerja Mesin Diesel 4 Langkah	16
Gambar 2.2 Diagram P – V Motor Diesel 4 Langkah.....	17
Gambar 2.3 Diagram Indikator Hipotektik Mesin Diesel	18
Gambar 2.4 Bentuk Piston Standar Mesin Diesel Jiangdong Jianghai ZH1115N	20
Gambar 2.5 Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG).....	20
Gambar 2.6 Dimensi Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)	21
Gambar 2.7 Spesifikasi Biosolar B40	22
Gambar 2.8 Diesel Engine Fuel Maps	27
Gambar 3.1 Skematik Motor Diesel dan Generator	29
Gambar 3.2 Diagram Alir	32
Gambar 3.3 Ukuran Dimensi Toroidal Piston Bowl Geometry	35
Gambar 3.4 Alat Tachometer	37
Gambar 3.5 Alat Tang Ampere	37
Gambar 3.6 Voltmeter Digital Sumber : (Dokumentasi Pribadi)	38
Gambar 3.7 Rancangan Parameter Pengujian Unjuk Kerja Motor Diesel	41
Gambar 4.1 Piston Standar Motor Diesel ZH1115N	44
Gambar 4.2 Rancangan Dimensi Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)	44
Gambar 4.3 Penambahan Material Alumunium Cor Pada Crown Piston Dengan Proses Pengelasan	45
Gambar 4.4 Hasil Perataan Permukaan Piston Dengan Menggunakan Mesin Bubut	46
Gambar 4.5 Proses Pembentukan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)	46
Gambar 4.6 Finish Pembentukan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG).....	47
Gambar 4.7 Proses Instalasi Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Motor Diesel.....	48
Gambar 4.8 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Daya Antara Piston Standar dan	

Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Dengan Pada 2000 Watt.....	56
Gambar 4.9 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Torsi Antara Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 2000 Watt	57
Gambar 4.10 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Brake Spesiffic Fuel Consumption (BSFC) Antara Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 2000 Watt.....	59
Gambar 4.11 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Brake Mean Effective Pressure (BMEP) Antara Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 2000 Watt	60
Gambar 4.12 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Daya Antara Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 3000 Watt	62
Gambar 4.13 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Torsi Antara Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 3000 Watt	63
Gambar 4.14 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Brake Spesiffic Fuel Consumption (BSFC) Antara Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 3000 Watt.....	64
Gambar 4.15 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Brake Mean Effective Pressure (BMEP) Antara Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 3000 Watt	66
Gambar 4.16 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Daya Antara Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 4000 Watt	68
Gambar 4.17 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Torsi Antara Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 4000 Watt	69
Gambar 4.18 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Brake Spesiffic Fuel Consumption (BSFC) Antara Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 4000 Watt.....	71
Gambar 4.19 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Brake Mean Effective Pressure (BMEP) Antara Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 4000 Watt	72
Gambar 4.20 Diesel Engine Fuel Maps Piston Standar Beban 2000 Watt.....	74
Gambar 4.21 Diesel Engine Fuel Maps Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Beban 2000 Watt	74

Gambar 4.22 Diesel Engine Fuel Maps Piston Standar Beban 3000 Watt	76
Gambar 4.23 Diesel Engine Fuel Maps Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Beban 3000 Watt.....	76
Gambar 4.24 Diesel Engine Fuel Maps Piston Standar Beban 4000 Watt	78
Gambar 4.25 Diesel Engine Fuel Maps Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Beban 4000 Watt.....	78

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR SIMBOL

R_c	= Rasio Kompresi
V_T	= Volume Total (m^3)
V_S	= Volume Ruang Bakar (m^3)
V_L	= Volume Langkah (m^3)
D^2	= Diameter Silinder (mm)
S	= <i>Piston Stroke</i> (mm)
P	= Daya (Watt)
V	= Tegangan (Volt)
I	= Arus listrik (Ampere)
$\cos\emptyset$	= Faktor daya listrik (0,8)
$\eta_{generator}$	= Efisiensi mekanisme generator (0,9)
$\eta_{transmisi}$	= Efisiensi transmisi (0,95)
P_1, P_2, P_3	= Phasa 1, Phasa 2, dan Phasa 3
T	= Torsi (Nm)
P	= Daya generator (kW)
60000	= dengan 60 didapat melalui konversi 1 menit = 60 detik, dan
1000	didapat melalui konversi 1 kW = 1000 Watt
Rpm	= Kecepatan putaran motor diesel dalam 1 menit (rpm)
FCR	= <i>Fuel consumption rate</i> (gr/h)
v	= Volume bahan bakar (m^3)
ρ	= Massa jenis bahan bakar (gr/m^3)
t	= Waktu konsumsi bahan bakar (s)
$BSFC$	= Konsumsi bahan bakar (gr/kWh)
FCR	= Laju bahan bakar (gr/h)
P	= Daya Generator (kW)

<i>BMEP</i>	= <i>Brake mean effective pressure</i>
<i>P</i>	= Daya Generator (Watt)
<i>z</i>	= Konstanta (2 untuk mesin 4 langkah)
<i>A</i>	= Luas penampang piston (m ²)
<i>l</i>	= Panjang langkah piston
<i>n</i>	= Putaran mesin diesel (rpm)
<i>i</i>	= Jumlah silinder

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

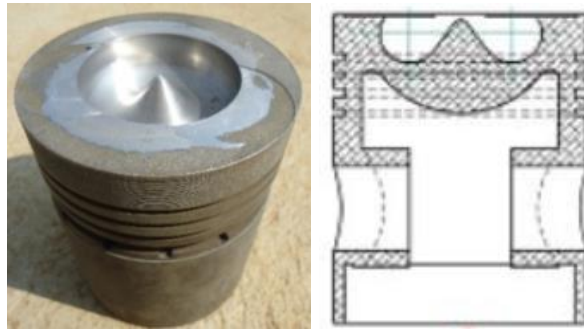
(Fadly, 2021) Mengungkapkan motor diesel merupakan motor bakar yang sistem kerjanya tidak bergantung pada percikan api listrik melainkan pembakaran injeksi langsung yang memanfaatkan pergerakan piston yang mencapai titik mati atas (TMA) yang dimana udara dalam silinder terkompresi sehingga temperaturnya menjadi tinggi dan bahan bakar disemprotkan menyerupai seperti kabut melalui *injector nozzle* sehingga terjadilah fenomena pembakaran di dalam ruang bakar.

Peminatan penggunaan terhadap motor diesel diperkirakan akan terus meningkat seiring dengan perannya yang signifikan dalam mendukung berbagai sektor, seperti transportasi, aktivitas logistik industri, serta sistem pembangkitan tenaga listrik. Dengan meningkatnya peminat penggunaan motor diesel, konsumsi bahan bakar di dunia meningkat dengan begitu cepat yang menyebabkan berkurangnya ketersediaan dan meningkatnya harga dari bahan bakar tersebut.

Berbagai penelitian telah melakukan upaya pengembangan motor diesel guna mencapai kinerja yang optimal dengan tetap mempertimbangkan aspek teknis dan ekonomis. Peningkatan kinerja motor diesel dapat dilakukan melalui kajian dan pengembangan pada berbagai aspek, meliputi modifikasi komponen motor diesel, optimalisasi sistem pendukung, serta pemilihan dan pengembangan bahan bakar yang digunakan.

Menurut (Channappagoudra et al., 2019) mengungkapkan bahwa *injector nozzle* dengan diameter lubang yang lebih kecil akan menunjukkan peningkatan signifikan dalam kinerja motor diesel, pembakaran dan karakteristik efisiennya. Selain merubah diameter *injector nozzle* dan perubahan parameter lain, bentuk pada ruang bakar juga dapat secara signifikan mempengaruhi kinerja mesin. Ruang pembakaran memainkan peran utama untuk mencapai pembakaran yang lebih optimal bersama dengan penyemprotan bahan bakar yang akurat, jumlah lubang di *nozzle* dan waktu penginjeksian. Dengan demikian, optimalisasi parameter mesin

secara keseluruhan sangat terasa untuk mengurangi konsumsi bahan bakar dan efisiensi motor diesel. Oleh karena itu, perancangan bentuk ruang bakar yang tepat sangatlah penting, salah satunya melalui modifikasi piston dengan ruang bakar berbentuk *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG).



Gambar 1.1 Piston *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG).
Sumber : (Channappagoudra et al., 2019)

Bentuk *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) ini memiliki karakteristik khusus berupa dinding *bowl* yang curam, dasar *bowl* yang relatif datar, serta alur melingkar (*toroidal ring*) yang berfungsi mengubah aliran udara *squish* menjadi pusaran terkendali selama fase kompresi. Mekanisme ini menciptakan turbulensi *intens* yang mempercepat homogenisasi campuran bahan bakar dan udara, sehingga proses pembakaran menjadi lebih lengkap dan efisien. Pada penelitian kali ini akan membahas tentang pengaruh unjuk kerja dari penggunaan piston standar dengan piston yang akan dimodifikasi berbentuk *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) dengan melakukan pengujian secara langsung menggunakan motor diesel 4 langkah 1 silinder dengan sistem injeksi bahan bakar secara langsung.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah yang akan dibahas pada penelitian ini, diantara lain adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana cara pembentukan piston dengan bentuk modifikasi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)?
2. Bagaimana perbandingan unjuk kerja motor diesel 4 langkah 1 silinder dari penggunaan piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry*

(TPBG) meliputi daya, torsi, *brake specific fuel consumption* (BSFC), dan *brake mean effective pressure* (BMEP)?

3. Bagaimana menentukan unjuk kerja motor diesel melalui diesel *engine fuel maps*?

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan rumusan masalah yang didapat, maka tujuan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui langkah-langkah cara pembentukan piston dengan bentuk modifikasi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG).
2. Mengetahui hasil unjuk kerja motor diesel 4 langkah 1 silinder dari penggunaan piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) meliputi daya, torsi, *brake specific fuel consumption* (BSFC), dan *brake mean effective pressure* (BMEP).
3. Mengetahui hasil unjuk kerja motor diesel yang optimal melalui diesel *engine fuel maps*.

1.4 Manfaat Penelitian

Penelitian ini dilakukan besar harapannya dapat memberikan manfaat diantara lain adalah sebagai berikut :

1. Penelitian ini dapat memberikan kontribusi dalam pengembangan ruang bakar motor diesel, serta menjadi referensi bagi pengembangan teknologi motor diesel yang lebih efisien dan ramah lingkungan di masa mendatang.
2. Penelitian ini dapat menjadi bahan pembelajaran dalam bidang motor bakar, khususnya terkait pengaruh bentuk ruang bakar terhadap unjuk kerja motor diesel.
3. Penelitian ini dapat menambah pengetahuan dan meningkatkan pemahaman penulis, mahasiswa, akademisi, dan masyarakat umum terhadap hasil unjuk kerja motor diesel berbasis data eksperimen dan *diesel engine fuel maps*.

1.5 Batasan Masalah

Adapun terdapat batasan masalah dalam penelitian ini, diantara lain adalah sebagai berikut :

1. Pengujian penelitian ini dilakukan pada motor diesel 4 langkah 1 silinder tipe pembakarannya injeksi secara langsung (*direct injection*) dengan merk Jiandong Juanghai ZH1115N dan *generator* dengan model A.C Synchronous Generator.
2. Unjuk kerja yang dilakukan dalam penelitian ini adalah menghasilkan daya, torsi, *brake specific fuel consumption* (BSFC), dan *brake mean effective pressure* (BMEP) dari penggunaan piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG).
3. Pada penelitian ini pengujiannya menggunakan variasi putaran mesin 1000, 1200, 1300, dan 1400 rpm (*rotation per minute*) serta beban generator yang digunakan adalah 2000, 3000, dan 4000 Watt.
4. Bahan bakar yang digunakan untuk mengoperasikan motor diesel untuk kedua bentuk piston adalah biosolar B40.

BAB 2

DASAR TEORI

2.1 Penelitian Terdahulu

Pada sub bab ini akan diterangkan mengenai beberapa penelitian terdahulu yang telah dilakukan dan memiliki keterkaitan dengan penelitian ini. Penelitian terdahulu tersebut dapat dilihat pada Tabel 2.1.

Tabel 2.1 Penelitian Terdahulu

No	Nama, Judul, Tahun, & Link	Metode	Persamaan	Perbedaan
1.	Nugroho, A. S. (2017). <i>Analisa Studi Komparasi Unjuk Kerja LSCS Piston Chamber Dan Flat Piston Chamber Four Stroke Small Marine Diesel</i> (Doctoral dissertation, POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA). http://repository.ppns.ac.id/id/eprint/942	Penelitian ini menggunakan metode eksperimental dengan studi komparasi. Pengujian dilakukan pada motor diesel 4 langkah dengan membandingkan <i>Lateral Swirl Combustion System</i> (LSCS) dan <i>flat piston chamber</i> , menggunakan generator sebagai beban, dengan variasi beban 1000, 2000, & 3000 watt pada putaran 1000, 1250, & 1500 rpm. Parameter yang dianalisis	Penelitian sama-sama menggunakan metode eksperimental dengan pendekatan studi komparasi untuk menganalisa pengaruh modifikasi geometri ruang bakar piston terhadap unjuk kerja motor diesel 1 silinder 4 langkah yang dihubungkan dengan generator sebagai pembebanan.	Perbedaan utama kedua penelitian terletak pada jenis geometri ruang bakar piston, penelitian kali ini menggunakan piston standar dan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG). Hasil unjuk kerja penelitian terdahulu hanya fokus pada daya dan konsumsi bahan bakar, sedangkan penelitian kali ini menganalisa unjuk kerja yang lebih lengkap, yaitu daya, torsi, BSFC, BMEP, dan diesel <i>engine fuel maps</i> . terdapat

		adalah daya dan konsumsi bahan bakar untuk menilai unjuk kerjanya.		perbedaan juga pada parameter pengujiannya, di mana penelitian kali ini menggunakan variasi putaran mesin 1000, 1200, 1300, & 1400 rpm dengan beban generator 2000, 3000, & 4000 watt.
2.	Asroful, A., Defa, A. N., & Hairul, B. M. (2024). Pengaruh Bentuk Permukaan Piston Rata (Flat) Dan Piston Cembung (Dome) Terhadap Performa Dan Emisi Gas Buang Pada Mesin Sport 200cc. <i>Journal of Mechanical Engineering, 1</i> (1), 76-90. https://doi.org/10.47134/jme.v1i1.2193	Metode pengujian yang dilakukan pada penelitian terdahulu adalah metode eksperimental dengan pengujian langsung pada motor bensin berkapasitas 200 cc. Pengujian dilakukan dengan membandingkan dua jenis piston, yaitu piston <i>flat</i> (datar) dan piston <i>dome</i> (cembung) dengan diameter yang sama, menggunakan bahan bakar pertalite. Hasil unjuk kerja mesin	Peran modifikasi ruang bakar memengaruhi karakteristik pembakaran dan unjuk kerja mesin, baik pada mesin bensin maupun diesel. Penelitian piston <i>flat</i> (datar) dan piston <i>dome</i> (cembung) menunjukkan bahwa perubahan bentuk ruang bakar dan rasio kompresi mampu meningkatkan torsi dan daya, namun diikuti oleh perubahan karakteristik emisi gas buang. Sementara itu, penelitian <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG)	Perbedaan utama terletak pada jenis mesin dan bahan bakar yang digunakan, di mana penelitian terdahulu menggunakan motor bensin 200 cc berbahan bakar pertalite dengan perbandingan piston <i>flat</i> (datar) dan piston <i>dome</i> (cembung) sedangkan penelitian kali ini dengan motor diesel 1 silinder 4 langkah berbahan bakar biosolar B40 dengan piston standar dan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG). Dari sisi unjuk kerja yang dianalisa,

		didapatkan torsi dan daya, dan emisi gas buang. Pengujian dilakukan pada kondisi operasi mesin tertentu.	menyoroti pendekatan ruang bakar yang tidak hanya berorientasi pada peningkatan performa, tetapi juga pada efisiensi pembakaran yang dianalisis melalui parameter BSFC dan BMEP serta menampilkan <i>diesel engine fuel maps</i> .	penelitian terdahulu menganalisa daya, torsi dan emisi gas buang. Sedangkan penelitian kali ini menganalisa unjuk kerja secara lebih komprehensif, meliputi daya, torsi, BSFC, & BMEP, serta disajikan dalam bentuk <i>diesel engine fuel maps</i> . Terdapat perbedaan metode dan kondisi pengujian, dimana penelitian terdahulu menekankan pada pengujian performa mesin dan emisi gas buang pada kondisi operasi tertentu sedangkan penelitian kali ini menggunakan generator sebagai pembebanan dan variasi putaran mesin tertentu.
3.	Channappagoudra, M., Ramesh, K., & Manavendra,	Penelitian ini membandingkan empat jenis	Pada penelitian terdahulu dilakukan setelah	Perbedaan kedua penelitian terletak pada fokus

	G. (2019). Comparative study of standard engine and modified engine with different piston bowl geometries operated with B20 fuel blend. <i>Renewable Energy</i>, 133, 216–232. https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.10.027	ruang bakar, yaitu HPBG, SSPBG, TPBG dan RTPBG. Dalam penelitian terdahulu, geometri lubang nosel (NH) dan parameter mesin yaitu tekanan pembukaan injektor (IOP), waktu injeksi (IT), rasio kompresi (CR) dimodifikasi untuk mengoptimalkan unjuk kerja motor diesel. Pada akhirnya, parameter motor yang dioptimalkan (IOP: 230 bar, IT: 26 derajat sebelum TDC, CR: 18, NH: 5 lubang) digunakan lebih lanjut untuk menyelidiki pengaruh geometri mangkuk piston terhadap unjuk kerja motor diesel yang dioperasikan.	parameter mesin dan sistem injeksi terlebih dahulu dioptimalkan, sehingga pengaruh murni dari geometri piston <i>bowl</i> belum sepenuhnya terisolasi. Selain itu, penelitian terdahulu belum secara spesifik mengevaluasi karakteristik unjuk kerja mesin menggunakan pendekatan <i>diesel engine fuel maps</i> pada variasi beban dan putaran mesin yang sistematis. Oleh karena itu, penelitian kali ini dilakukan untuk mengkaji secara langsung pengaruh modifikasi ruang bakar terhadap unjuk kerja motor diesel berbahan bakar biosolar tanpa perubahan parameter mesin lainnya.	modifikasi dan pendekatan analisa unjuk kerja motor diesel. Penelitian kali ini fokus pada modifikasi geometri piston, yaitu <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG), dan menganalisa pengaruhnya terhadap unjuk kerja motor diesel melalui parameter daya, torsi, BSFC, dan BMEP serta diesel engine fuel maps dengan metode pengujian eksperimental menggunakan generator sebagai pembebanan. Sementara itu, penelitian terdahulu berfokus pada optimasi parameter sistem injeksi dan desain nosel, meliputi tekanan pembukaan injektor, waktu injeksi, rasio kompresi, dan jumlah lubang nosel, yang selanjutnya digunakan sebagai kondisi optimal untuk mengkaji pengaruh geometri piston
--	---	--	--	--

				terhadap unjuk kerja mesin diesel. Dengan demikian, perbedaan utama terletak pada parameter yang dimodifikasi, di mana penelitian kali ini langsung membandingkan geometri piston, sedangkan penelitian terdahulu melakukan optimasi parameter mesin terlebih dahulu sebelum menganalisis pengaruh geometri piston.
4.	Annamalai, R., Kuppusamy, R., & Krishnan, R. S. (2018). Effect of piston bowl geometry and different injection pressure on the performance, emission and combustion characteristics of diesel engine using biodiesel blend. <i>Thermal Science</i> , 22(3), 1445-1456. //doi.org/10.2298/TS-C170719222A	Dalam penelitian ini, pengujian mesin dilakukan untuk meningkatkan pembakaran, kinerja, dan emisi dengan menggunakan dua piston berbeda yaitu piston berbentuk setengah bola (mesin standar), dan piston rongga toroidal dengan tekanan injeksi yang bervariasi pada mesin Diesel injeksi langsung silinder tunggal	Penelitian terdahulu menggunakan pendekatan eksperimental komparatif dengan membandingkan piston standar dan piston <i>toroidal</i> pada mesin diesel injeksi langsung 1 silinder 4 langkah. Dengan demikian, penelitian terdahulu dapat dipandang sebagai dasar konseptual yang menjelaskan mekanisme peningkatan pembakaran dan	sedangkan penelitian kali ini merupakan pengembangan lanjutan yang mengkaji pengaruh penggunaan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG) secara lebih spesifik terhadap karakteristik unjuk kerja mesin diesel berbahan bakar biosolar pada berbagai kondisi operasi.

		menggunakan campuran 25% metil ester minyak jagung-diesel (COME25).	karakteristik emisi akibat modifikasi ruang bakar <i>toroidal</i> ,	
5.	Wijayanti, F. (Fitri), & Irwan, D. (Dadan). (2014). Analisis Pengaruh Bentuk Permukaan Piston Terhadap Kinerja Motor Bensin. <i>Jurnal Ilmiah Teknik Mesin Unisma</i> "45" ; Bekasi, 2(1), 98156. https://www.neliti.com/publications/98156/	Artikel Wijayanti & Irwan (2014) meneliti pengaruh bentuk permukaan piston (datar, cekung, dan cembung) terhadap kinerja motor bensin, dengan pendekatan eksperimental dan simulasi aliran fluida menggunakan SolidWorks.	Penelitian terdahulu dan penelitian yang akan dilakukan memiliki kesamaan pada fokus kajian, yaitu menganalisis pengaruh modifikasi geometri piston terhadap unjuk kerja mesin. Kedua penelitian sama-sama menggunakan metode eksperimental untuk mengevaluasi dampak perubahan bentuk piston terhadap performa mesin. Selain itu, tujuan utama dari kedua penelitian adalah meningkatkan kinerja mesin melalui optimasi desain ruang bakar, dengan meninjau perubahan karakteristik pembakaran akibat variasi bentuk permukaan piston.	Perbedaan mendasar antara penelitian terdahulu dan penelitian yang direncanakan terletak pada jenis mesin, konsep desain piston, serta parameter analisis yang digunakan. Penelitian terdahulu dilakukan pada motor bensin dengan variasi bentuk piston datar, cekung, dan cembung, sedangkan penelitian ini diterapkan pada motor diesel satu silinder empat langkah dengan perbandingan antara piston standar dan <i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i> (TPBG). Selain itu, penelitian terdahulu lebih menitikberatkan pada analisis tekanan dan karakteristik aliran secara matematis dan

				simulasi, sementara penelitian ini berfokus pada pengujian eksperimental langsung dengan parameter unjuk kerja yang lebih komprehensif, meliputi daya, torsi, <i>Brake Specific Fuel Consumption</i> (BSFC), dan <i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP).
6.	Zhu, Y., Zhao, H., & Ladommatos, N. (2005). Computational fluid dynamics study of the effects of the re-entrant lip shape and toroidal radii of piston bowl on a high-speed direct-injection diesel engine's performance and emissions. <i>Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering</i> , 219(8), 1011-1023. https://doi.org/10.1243/095440705X34649	Penelitian Zhu et al. (2005) menggunakan metode simulasi numerik berbasis Computational Fluid Dynamics (CFD) dengan perangkat lunak KIVA-3V untuk menganalisis pengaruh variasi bentuk re-entrant lip dan jari-jari toroidal piston bowl terhadap karakteristik aliran di dalam silinder, proses pembakaran, unjuk kerja mesin, serta emisi gas buang	Secara konseptual, penelitian Zhu et al. (2005) dan penelitian yang saya rencanakan memiliki kesamaan fokus kajian, yaitu sama-sama meneliti pengaruh geometri piston bowl atau piston chamber terhadap proses pembakaran dan unjuk kerja mesin diesel. Keduanya berawal dari pemahaman bahwa bentuk ruang bakar berperan penting dalam meningkatkan	Perbedaan utama antara kedua penelitian terletak pada pendekatan metode dan ruang lingkup analisis. Penelitian Zhu et al. (2005) menitik beratkan pada pendekatan simulasi CFD, sehingga analisis dilakukan secara mendalam terhadap fenomena aliran fluida, distribusi temperatur, rasio ekuivalen, serta pembentukan emisi seperti NOx dan jelaga di dalam silinder. Penelitian tersebut juga melibatkan

		pada mesin diesel direct injection berkecepatan tinggi. Simulasi dilakukan pada beberapa kondisi operasi mesin (daya maksimum, torsi maksimum, dan beban parsial), kemudian divalidasi dengan data eksperimen mesin nyata	pencampuran udara & bahan bakar, yang pada akhirnya mempengaruhi tekanan pembakaran, efisiensi, dan performa mesin. Selain itu, kedua penelitian sama-sama menggunakan parameter kinerja mesin sebagai indikator utama untuk menilai keberhasilan modifikasi desain piston.	variasi parameter injeksi dan validasi numerik terhadap data eksperimen. Sebaliknya, penelitian yang saya rencanakan lebih terfokuskan pada pengujian eksperimental langsung, tanpa analisis numerik aliran di dalam silinder. Penelitian saya menekankan pada hasil performa aktual mesin, seperti perubahan daya, torsi, BSFC, dan BMEP.
7.	Rizkal, A., & Sudarmanta, B. (2017). Karakterisasi unjuk kerja diesel engine generator set sistem dual fuel solar-syngas hasil gasifikasi briket municipal solid waste (MSW) secara langsung. <i>Jurnal Teknik ITS</i>, 5(2).	Pengujian dilakukan dengan cara mengganti bentuk ruang bakar piston (Re-entrant dan Toroidal) pada mesin diesel DIC1, kemudian mengamati pengaruhnya terhadap pembakaran, performa mesin, dan emisi gas buang menggunakan peralatan seperti	Persamaan utama dari kedua penelitian terletak pada tujuan dan pendekatan penelitian, yaitu sama-sama mengkaji pengaruh geometri ruang bakar piston terhadap kinerja mesin diesel. Keduanya menggunakan mesin diesel satu silinder empat langkah, mempertahankan	Perbedaan utama terletak pada ruang lingkup dan parameter analisis. Penelitian terdahulu membandingkan dua jenis ruang bakar non-standar, yaitu Re-entrant dan Toroidal, dengan fokus yang lebih luas mencakup karakteristik pembakaran (tekanan silinder, heat release rate), performa mesin, serta emisi gas

		dynamometer, pressure sensor, dan gas analyzer	rasio kompresi, serta memvariasikan kondisi operasi mesin (beban dan putaran). Selain itu, kedua penelitian menekankan bahwa bentuk piston memengaruhi aliran udara (swirl dan squish) yang berdampak langsung pada kualitas pencampuran bahan bakar dan udara, efisiensi pembakaran, serta performa mesin secara keseluruhan .	buang (NOx, CO, HC, dan asap)
8.	Singh, P., Tiwari, S. K., Singh, R., & Kumar, N. (2017). Modification in combustion chamber geometry of CI engines for suitability of biodiesel: A review. <i>Renewable and Sustainable Energy Reviews</i> , 79, 1016-1033.	menggunakan metode studi literatur (review) yang mengkaji dan membandingkan berbagai hasil penelitian terdahulu, baik eksperimental maupun numerik (CFD), terkait pengaruh perubahan geometri ruang bakar mesin diesel terhadap	Persamaan dari kedua penelitian terletak pada fokus kajian, yaitu sama-sama membahas pengaruh geometri ruang bakar piston terhadap kinerja motor diesel. Keduanya menekankan bahwa perubahan bentuk ruang bakar mempengaruhi	Perbedaan utama antara kedua penelitian terletak pada jenis metode dan ruang lingkup analisis. Penelitian terdahulu bersifat konseptual dan komprehensif, karena merangkum banyak penelitian dengan berbagai variasi geometri ruang bakar, jenis bahan bakar, serta

	https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.116	karakteristik pembakaran, unjuk kerja, dan emisi, khususnya pada penggunaan bahan bakar biodiesel.	aliran udara seperti <i>swirl</i> dan <i>squish</i> , yang berdampak pada kualitas pencampuran bahan bakar–udara, proses pembakaran, efisiensi mesin, dan konsumsi bahan bakar	metode eksperimen dan simulasi, sehingga hasilnya bersifat umum dan teoritis
9.	Kumar, K. V., Shailesh, P., Raghavan, K. S., Babu, J. R., & Kumar, P. R. (2021). Experimental investigation on performance and emission characteristics of modified piston in DI diesel engine. <i>Australian Journal of Mechanical Engineering</i> .	metode yang digunakan adalah metode eksperimental murni, yaitu melakukan pengujian langsung pada mesin diesel satu silinder dengan modifikasi piston berupa <i>swirl</i> piston yang dilengkapi bilah (<i>blade</i>) untuk meningkatkan turbulensi udara di dalam ruang bakar. Pengujian dilakukan pada putaran mesin konstan, dengan variasi waktu injeksi bahan bakar (advanced, standard, dan retarded), serta membandingkan piston standar	Persamaan utama pada pendekatan metodologinya, yaitu sama-sama menggunakan metode eksperimental langsung pada motor diesel satu silinder dengan tujuan mengevaluasi pengaruh modifikasi geometri piston terhadap proses pembakaran dan unjuk kerja mesin. Keduanya juga menggunakan perbandingan antara piston standar dan piston modifikasi.	Perbedaan utama terletak pada jenis modifikasi piston dan fokus pengujian. Penelitian terdahulu menggunakan <i>swirl</i> piston dengan mekanisme bilah berputar untuk meningkatkan turbulensi dan lebih menekankan pada analisis performa dan emisi gas buang dengan variasi waktu injeksi pada putaran mesin konstan

		dan piston modifikasi.		
--	--	---------------------------	--	--

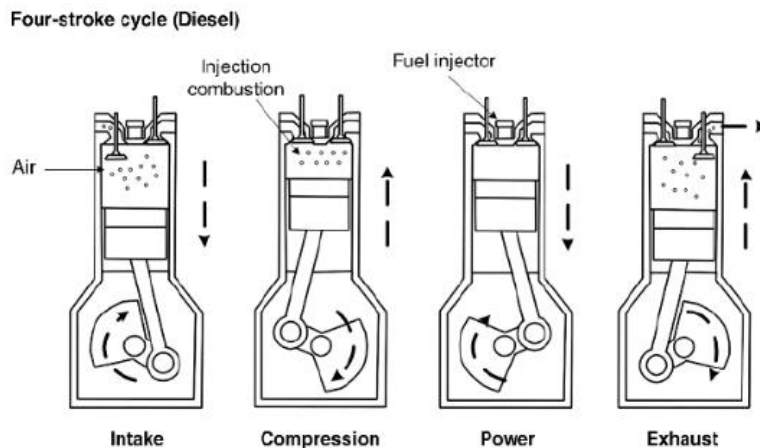
2.2 Definisi Motor Diesel

Motor diesel menurut (Wijayanti & Irwan, 2014), adalah mesin yang bekerja memanfaatkan energi dari hasil gas panas hasil proses pembakaran, dimana proses pembakaran berlangsung di dalam silinder mesin itu sendiri sehingga gas pembakaran sekaligus berfungsi sebagai fluida kerja menjadi tenaga atau energi panas. Motor diesel mempergunakan satu atau lebih silinder dimana terdapat piston yang bergerak bolak-balik atau gerak translasi yang dirubah menjadi gerak putar atau rotasi poros engkol (*crank shaft*). Di dalam silinder terjadi proses pembakaran bahan bakar dan udara terkompresi yang menghasilkan pembakaran bertekanan sangat tinggi. Gas hasil pembakaran menghasilkan langkah kerja yang dapat menggerakkan piston dan diteruskan ke batang penghubung piston (*connecting road*) dan dihubungkan ke poros engkol (*crank shaft*). Gerak bolak-balik translasi piston menyebabkan gerak rotasi pada poros engkol dan sebaliknya, gerak rotasi poros engkol menimbulkan gerak translasi pada piston.

2.3 Prinsip Kerja Motor Diesel 4 Langkah

Motor diesel empat langkah adalah motor yang setiap siklus kerjanya diselesaikan dalam empat kali gerak bolak balik langkah piston atau dua kali putaran poros engkol (*crank shaft*). Langkah piston adalah gerak piston tertinggi atau teratas disebut titik mati atas (TMA) sampai yang terendah atau terbawah disebut titik mati bawah (TMB). Sedangkan siklus kerja adalah rangkaian proses yang dilakukan oleh gerak bolak-balik translasi torak (*piston*) yang membentuk

rangkaian siklus tertutup. Proses siklus motor diesel empat langkah dilakukan oleh gerak torak (*piston*) dalam silinder tertutup, yang bekerja sesuai dengan pengaturan gerak katup atau mekanisme katup pada katup isap dan katup buang (Wijayanti & Irwan, 2014).



Gambar 2.1 Prinsip Kerja Mesin Diesel 4 Langkah
Sumber : (Fadly, 2021)

Langkah kerja motor empat langkah adalah langkah isap, langkah kompresi, langkah kerja dan langkah buang, lebih jelasnya dapat diuraikan sebagai berikut :

1. Langkah Hisap

Pada langkah hisap, piston bergerak dari titik mati atas (TMA) menuju titik mati bawah (TMB). Katup hisap terbuka dan katup buang tertutup sehingga menimbulkan udara bisa masuk ke dalam silinder tanpa campuran bahan bakar.

2. Langkah Kompresi

Pada langkah kompresi, piston bergerak dari titik mati bawah (TMB) menuju titik mati atas (TMA). Katup hisap dan katup buang tertutup, menyebabkan udara di dalam silinder terkompresi sehingga tekanan dan temperatur menjadi sangat tinggi. Ketika piston mendekati titik mati atas (TMA), bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar oleh *injector nozzle* dalam bentuk seperti kabut halus.

3. Langkah Kerja

Temperatur udara yang tinggi akibat kompresi menyebabkan bahan bakar terbakar secara otomatis tanpa memerlukan busi, sehingga terjadi langkah kerja. Pada langkah kerja, piston bergerak dari titik mati atas (TMA) menuju titik mati

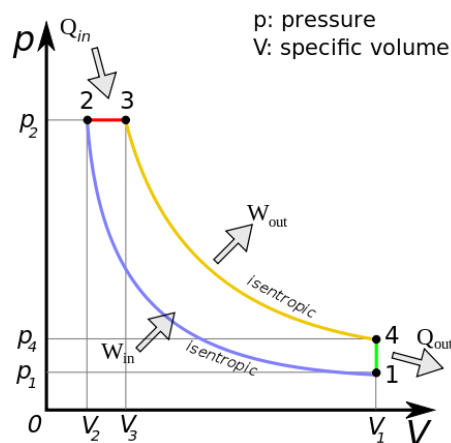
bawah (TMB) dengan kondisi katup isap dan katup buang masih tertutup dan menghasilkan tenaga mekanik yang diteruskan ke poros engkol (*crank shaft*).

4. Langkah Buang

Pada langkah buang, piston bergerak dari titik mati bawah (TMB) menuju titik mati atas (TMA). Katup isap tertutup dan katup buang terbuka. Pada langkah ini gas-gas hasil pembakaran didorong piston ke atas sampai titik mati atas (TMA) untuk mengeluarkan sisa gas hasil pembakaran dari dalam silinder, sehingga mesin siap memulai langkah selanjutnya.

2.4 Diagram P - V Motor Diesel 4 Langkah

Diagram P – V (tekanan-volume) dari siklus mesin Diesel terdiri dari dua garis isentropic (mewakili proses kompresi dan ekspansi) dan dua garis horizontal (mewakili proses udara masuk dan gas buang). Siklus bergerak searah jarum jam dalam diagram P - V, yang menggambarkan bagaimana keadaan mesin berubah melalui empat tahap, yang diwakili oleh titik 1, 2, 3, dan 4 pada gambar di bawah.



Gambar 2.2 Diagram P – V Motor Diesel 4 Langkah
Sumber : (Efektif et al., 2017)

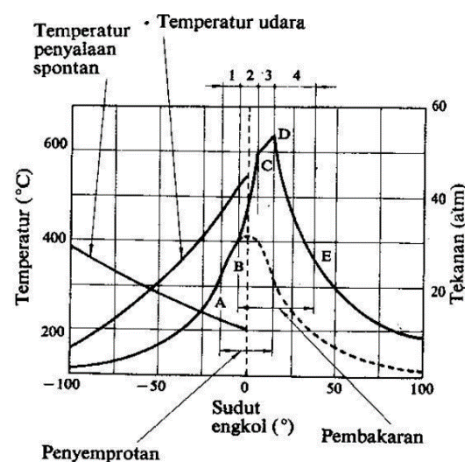
Penjelasan dari Gambar 2.2 Diagram P – V Motor Diesel 4 Langkah adalah sebagai berikut :

1. Proses 1 – 2 : Kompresi isentropis (reversibel adiabatik)
2. Proses 2 – 3 : Proses pembakaran pada tekanan konstan (isobarik)
3. Proses 3 – 4 : Ekspansi isentropis

4. Proses 4 – 1 : Pelepasan kalor pada volume konstan (isokhoric)
5. Q_{in} : Energi thermal yang dimasukkan ke dalam sistem
6. Q_{out} : Pelepasan gas sisa hasil pembakaran
7. W : Kerja yang dihasilkan oleh sistem

2.5 Sistem Pembakaran Pada Mesin Diesel

Mesin diesel menurut (Efektif et al., 2017), merupakan jenis mesin konversi energi pembakaran dalam dengan sistem torak, yang mengubah energi panas dari reaksi kimia antara bahan bakar dan udara menjadi energi mekanik. Dalam mesin diesel, penyalaan bahan bakar terjadi secara otomatis ketika suhu campuran udara dan bahan bakar melebihi batas yang diperlukan untuk terjadinya pembakaran spontan.



Gambar 2.3 Diagram Indikator Hipotektik Mesin Diesel
Sumber : (Efektif et al., 2017)

Pada gambar di atas, terlihat bahwa suhu akhir saat proses kompresi mencapai lebih dari 400 °C, sementara penyalan spontan terjadi di suhu di bawah 400 °C. Besar tenaga yang dihasilkan oleh motor diesel dipengaruhi oleh jumlah bahan bakar yang dapat terbakar secara sempurna di ruang pembakaran. Tekanan yang timbul dari proses pembakaran bergantung pada tekanan akhir kompresi udara yang dihasilkan oleh piston. Jika ada kebocoran saat proses kompresi udara, maka tekanan akhir pembakaran tidak dapat mencapai tingkat maksimal. Hal ini mengakibatkan gaya dorong yang diterima oleh piston menjadi berkurang.

2.6 Piston Motor Diesel

Piston atau yang sering disebut sebagai torak menurut (Rabiman, 2017), adalah sebuah komponen dalam motor diesel yang berperan dalam mengubah atau memindahkan tekanan hasil pembakaran menjadi gerakan lurus. Gerakan ini kemudian diubah menjadi gerakan putar melalui pena piston, batang piston (*connecting road*), dan poros engkol (*crank shaft*).

Selain itu, piston juga memiliki peran penting dalam mengisap udara, mengompresikan udara, dan membuang bekas gas hasil proses pembakaran. Karena itu, piston perlu memiliki ketahanan terhadap suhu tinggi dan tekanan yang kuat, serta memiliki sifat yang ringan dan kuat. Umumnya, piston dibuat dari bahan paduan aluminium atau baja cor. Piston yang terbuat dari aluminium memiliki koefisien pemuaian yang lebih tinggi. Di bagian atas piston (*crown piston*), suhu yang diterima lebih tinggi dibandingkan dengan bagian bawahnya. Berikut adalah bagian-bagian dari piston pada mesin diesel :

1. *Crown piston* atau kepala *piston* berfungsi untuk menahan tekanan pembakaran dan memungkinkan pembakaran yang seragam dengan cara mengaduk campuran bahan bakar dan udara.
2. *Skirt piston* atau rok *piston* memiliki fungsi untuk menyelaraskan rakitan piston di dalam silinder atau bisa sebagai pemandu *piston*.
3. *Pin piston* berfungsi sebagai penghubung antara *piston* ke batang penghubung.
4. *Connecting rod* atau batang penghubung berfungsi untuk mentransfer energi gas yang dihasilkan dari pembakaran ke poros engkol.
5. *Ring piston* memiliki fungsi untuk menutup ruang melingkar antara dinding silinder dan *piston*.
6. *Ring kompresi* berfungsi untuk menahan proses kompresi bahan bakar dan udara.
7. *Ring oil* berfungsi untuk mencegah masuknya oli ke ruang bakar.
8. *Snap ring* berfungsi untuk mengunci pin piston agar tetap berada di tempatnya.



Gambar 2.4 Bentuk Piston Standar Mesin Diesel Jiangdong Jianghai ZH1115N
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

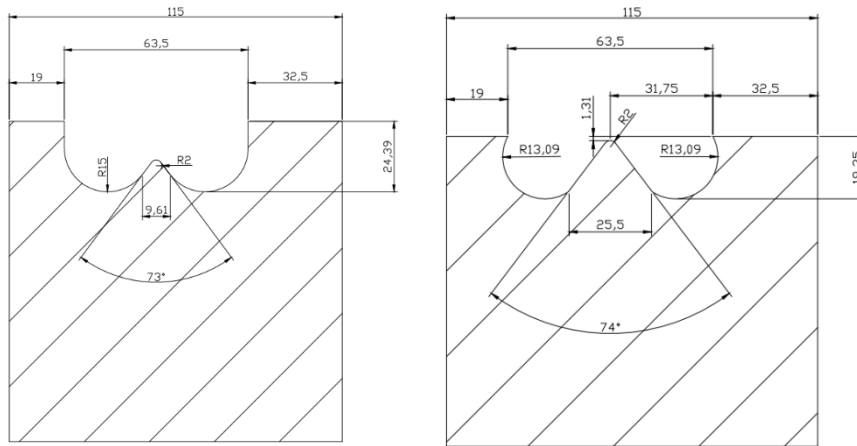
2.7 *Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)*

Menurut (Abdelrazek et al., 2022) menjelaskan bahwa *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) adalah suatu rancangan bentuk cekungan ruang bakar yang terletak di bagian atas piston motor diesel, yang mempunyai kontur mirip dengan bentuk *toroid* yaitu bentuk melingkar atau permukaan yang melengkung secara terus-menerus yang dirancang khusus untuk meningkatkan aliran fluida (campuran udara dan bahan bakar) di dalam ruang bakar. Desain ini berbeda dibandingkan dengan bentuk cekungan konvensional seperti *hemispherical*, *re-entrant* dan datar, karena bentuk toroidal mampu menciptakan sirkulasi aliran udara (*swirl*) yang lebih intens serta energi kinetik turbulen di dalam ruang bakar selama proses kompresi dan pembakaran langsung.



Gambar 2.5 *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)
Sumber : (Annamalai et al., 2018)

2.8 Dimensi Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)



Gambar 2.6 Dimensi Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

2.9 Bahan Bakar Biosolar B40

Biosolar menurut (Cappenberg et al., 2017) adalah bahan bakar yang berasal dari sumber energi yang dapat diperbarui, yaitu minyak dari tumbuhan dan hewan. Dari segi kimia, biosolar dihasilkan melalui pencampuran monoalkil ester yang merupakan rantai panjang asam lemak. Proses transesterifikasi lipid dilakukan untuk mengubah minyak dasar menjadi ester yang diinginkan dan menghilangkan asam lemak bebas yang tidak dipakai (berasal dari fermentasi tumbuhan). Biosolar memiliki karakteristik pembakaran yang mirip dengan solar. Biosolar tidak mengandung nitrogen atau senyawa aromatik dan hanya mengandung sekitar 15 ppm sulfur. Terdapat sekitar kurang lebih 11% oksigen dalam beratnya. Motor diesel yang beroperasi dengan kecepatan tinggi (<1000 rpm) memerlukan bahan bakar dengan sifat-sifat khusus yang berbeda dari minyak diesel. Sifat-sifat tersebut berkaitan dengan kemampuan untuk menyala sendiri, kemampuan untuk mengalir dengan lancar dalam jalur bahan bakar, kemampuan untuk teratomisasi, kemampuan pelumasan, serta karakteristik lainnya. Bahan bakar memiliki atribut yang dapat mempengaruhi performa mesin diesel, seperti viskositas, angka setana, berat jenis, nilai kalor pembakaran, dan titik nyala.

Menurut Pertamina, Biosolar B40 adalah bahan bakar diesel yang merupakan campuran 60% minyak solar (*diesel fosil*) dan 40% biodiesel (*Fatty Acid Methyl Ester/FAME*) yang berasal dari minyak nabati, terutama minyak kelapa sawit. Huruf "B" pada B40 berarti Biodiesel, sedangkan angka 40 menunjukkan persentase kandungan biodiesel di dalam campuran tersebut.

No.	PARAMETER	METODE UJI	UNIT	BATASAN MIN	BATASAN MAX
1	Angka Setana (Cetane Number)	ASTM D613	-	51	-
2	Berat Jenis (pada suhu 15 °C)	ASTM D4052 atau ASTM D1298	kg/m ³	815	880
3	Viskositas (pada suhu 40 °C)	ASTM D445	mm ² /s	2,0	5,0
4	Kandungan Sulfur	ASTM D4294 atau ASTM D5453 atau ASTM D2622	% m/m	-	0,2 0,005 ¹⁾
5	Distilasi: 90% vol penguapan	ASTM D86	°C	-	370
6	Titik Nyala	ASTM D93	°C	52	-
7	Titik Kabut, atau	ASTM D2500 atau ASTM D5771 atau ASTM D5773 atau ASTM D7683	°C	-	18
	Titik Tuang	ASTM D97 atau ASTM D5949 atau ASTM D5950 atau ASTM D6749	°C	-	18
8	Residu Karbon	ASTM D189 atau ASTM D4530	% m/m	-	0,1
9	Kandungan Air	ASTM D6304	mg/kg	0	380
10	Kandungan FAME	ASTM D8274 atau ASTM D7806 atau ASTM D7371	% v/v	40 ²⁾	
11	Korosi Bilah Tembaga	ASTM D130	merit	-	Kelas 1
12	Kandungan Abu	ASTM D482 atau ISO 6245	% m/m	-	0,01
13	Kandungan Sedimen	ASTM D473	% m/m	-	0,01
14	Bilangan Asam Kuat	ASTM D664	mg KOH/g	0	
15	Bilangan Asam Total	ASTM D664	mg KOH/g	-	0,6
16	Penampilan Visual	Visual	-	Jernih & Terang	
17	Warna	ASTM D1500 atau D 6045	No. ASTM	-	3
18	Lubrisitas (HFRR wear scar dia. @ 60 °C)	ASTM D6079	micron	-	460 ³⁾
19	Kestabilan Oksidasi ⁴⁾	EN 15751	Jam	35	-
		ASTM D7545 atau EN 16091	Menit	45	-

Gambar 2.7 Spesifikasi Biosolar B40
Sumber : (Pertamina Patra Niaga)

2.10 Rasio Kompresi

Menurut (Tulus B. Sitorus, 2013) rasio kompresi adalah perbandingan volume silinder (langkah) saat piston di titik mati bawah (TMB) dengan volume ruang bakar (sisir) saat titik mati atas (TMA). Semakin besar perbandingan rasio kompresi maka pada saat piston di titik mati atas (TMA) akan memiliki tekanan dan suhu yang semakin besar. Dalam batas tertentu, perbandingan rasio kompresi yang tinggi bisa meningkatkan kinerja pembakaran, sehingga secara otomatis pemakaian bahan bakar lebih hemat dan emisi gas buang menjadi rendah. Namun,

rasio kompresi yang tinggi cenderung bisa mengakibatkan *knocking* yang bisa menurunkan daya mesin dan menghasilkan emisi tinggi (Azhar et al., 2023). Berikut adalah persamaan untuk menghitung rasio kompresi menurut (Made et al., 2009) sebagai berikut :

$$Rc = \frac{V_T}{V_S} = \frac{V_L + V_S}{V_S} \quad (2.1)$$

$$V_L = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S$$

Dimana:

Rc = Rasio Kompresi

V_T = Volume Total (m^3)

V_S = Volume Ruang Bakar (m^3)

V_L = Volume Langkah (m^3)

D^2 = Diameter Silinder (mm)

S = *Piston Stroke* (mm)

2.11 Unjuk Kerja Motor Diesel

Pada setiap jenis mesin diesel, penting untuk memahami karakteristik performanya, yang biasanya mencakup daya, torsi, konsumsi bahan bakar, *brake spesific fuel consumption* (BSFC), dan *brake mean effective pressure* (BMEP). Pengujian unjuk kerja motor diesel perlu dilakukan dengan cermat, serta mempertimbangkan beban dan kecepatan yang diterapkan. Di bawah ini adalah beberapa faktor yang mempengaruhi unjuk kerja motor diesel, antara lain :

2.11.1 Daya Motor Diesel

Daya motor diesel adalah tenaga yang disediakan untuk menangani beban yang ada. Tenaga yang dihasilkan oleh motor diesel yang terhubung dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban yang diterima oleh generator listrik dan dinyatakan sebagai daya yang berfungsi di generator (P). Berikut adalah persamaan untuk menghitung daya mesin diesel menurut (Semin et al., 2017) sebagai berikut :

$$P = \frac{\sqrt{3} \times V \times I \times \cos\emptyset}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} \quad (2.2)$$

Dimana :

P = Daya (watt)

V = Tegangan (volt)

I = Arus listrik (ampere)

$\cos\emptyset$ = Faktor daya listrik (0,8)

$\eta_{generator}$ = Efisiensi mekanisme generator (0,9)

$\eta_{transmisi}$ = Efisiensi transmisi (0,95)

Apabila beban atau arus tiap phasa tidak simetris atau tidak merata, maka tidak bisa menggunakan Persamaan (2.3), jadi perhitungan daya total menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$P_1 = V_1 \times I_1$$

$$P_2 = V_2 \times I_2$$

$$P_3 = V_3 \times I_3$$

$$P_{total} = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} \quad (2.3)$$

2.11.2 Torsi

Menurut (Cappenberg et al., 2017) menjelaskan bahwa torsi merupakan indikator seberapa besar mesin dapat melakukan pekerjaan. Besar torsi adalah nilai turunan yang dapat dimanfaatkan untuk menghitung energi yang diciptakan oleh objek yang berputar pada sumbu. Torsi membuat objek berotasi terhadap sumbunya dan objek tersebut akan berhenti jika terdapat gaya yang menentang torsi dengan besar yang sama tetapi berlawanan arah. Berikut adalah persamaan untuk menghitung torsi menurut (Semin et al., 2017) sebagai berikut :

$$T = \frac{P \times 60000}{2\pi \times Rpm} \quad (2.4)$$

Dimana :

T = Torsi (Nm)

P = Daya generator (Kw)

60000 = dengan 60 didapat melalui konversi 1 menit = 60 detik, dan
1000 didapat melalui konversi 1 kw = 1000 watt

Rpm = Kecepatan putaran motor diesel dalam 1 menit (rpm)

2.11.3 Fuel Consumption Rate

Fuel consumption rate secara spesifik menurut (Cappenberg et al., 2017) adalah rasio jumlah pemakaian bahan bakar per jam untuk setiap daya yang dihasilkan. Semakin rendah biaya pemakaian bahan bakar spesifik, semakin tinggi tingkat efisiensinya. Penghitungan *fuel consumption rate* menurut (Semin et al., 2017) dilakukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$FCR = \frac{v \times \rho}{t} \quad (2.5)$$

Dimana :

FCR = Laju bahan bakar (gr/h)

v = Volume bahan bakar (m^3)

ρ = Massa jenis bahan bakar (kg/m^3)

t = Waktu konsumsi bahan bakar (s)

2.11.4 Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)

Brake specific fuel consumption (BSFC) adalah ukuran kinerja yang berkaitan dengan efisiensi bahan bakar pada mesin, yang menggambarkan jumlah bahan bakar yang digunakan untuk setiap unit daya yang dihasilkan. Oleh karena itu, akan dihitung berapa banyak bahan bakar yang diperlukan untuk memproduksi daya tertentu dalam periode waktu yang ditentukan. Perhitungan *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC) menurut (Semin et al., 2017) dilakukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$BSFC = \frac{FCR}{P} \quad (2.6)$$

Dimana :

$BSFC$ = Konsumsi bahan bakar (gr/kWh)

FCR = Laju bahan bakar (gr/h)

P = Daya Generator (kW)

2.11.5 *Brake Mean Effective Pressure (BMEP)*

Brake Mean Effective Pressure (BMEP) menurut (Semin et al., 2017) adalah tekanan rata-rata yang efektif yang membagi fluida kerja pada piston selama langkah-langkah untuk menghasilkan kerja dalam satu siklus. Perhitungan *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) menurut (Injektor et al., 2017) dilakukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$BMEP = \frac{P \times z \times 60}{A \times l \times n \times i} \quad (2.7)$$

Dimana :

$BMEP$ = *Brake mean effective pressure*

P = Daya poros mesin (Watt)

z = Konstanta (2 untuk mesin 4 langkah)

A = Luas penampang piston (m²)

l = Panjang langkah piston (m)

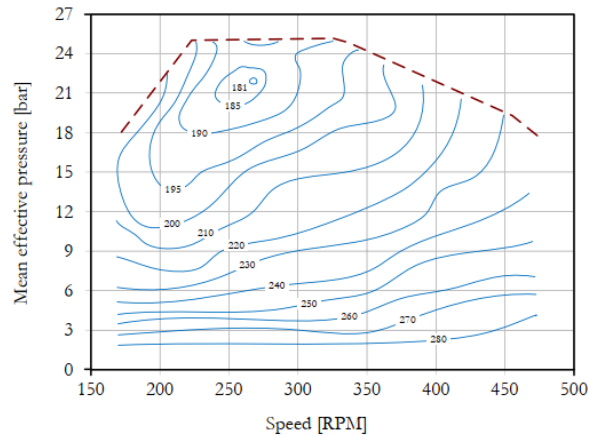
n = Putaran mesin diesel (rpm)

i = Jumlah silinder

2.12 *Diesel Engine Fuel Maps*

Menurut (Çelik & Arcaklioğlu, 2005) bahwa *diesel engine fuel maps* merupakan gambaran grafis yang menunjukkan kurva-kurva konsumsi bahan bakar spesifik dan parameter unjuk kerja lainnya sebagai fungsi dari putaran mesin dan beban. Dalam peta ini, *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC) digambar pada berbagai kondisi putaran dan beban mesin, yang memperlihatkan seberapa efisien mesin beroperasi di setiap titik kerja. Pembuatan peta bahan bakar dilakukan

berdasarkan data hasil pengujian mesin yang kemudian divisualisasikan dalam bentuk kontur kontur dengan nilai BSFC yang konstan, untuk memudahkan analisis dan pengoptimalan kinerja.



Gambar 2.8 Diesel Engine Fuel Maps

Sumber : (Marty, 2014)

Langkah-langkah membuat *diesel engine fuel maps* adalah sebagai berikut :

1. Membuat tabel data

Membuat tabel data yang berisikan parameter-parameter pengujian mesin yang dihitung seperti putaran kecepatan mesin dan konsumsi bahan bakar.

2. Menggunakan *software*

Menggunakan *software* seperti MATLAB, Excel, atau *software* khusus untuk digunakan membuat *diesel engine fuel maps*.

3. Membuat grafik

Membuat grafik yang menampilkan hubungan antara parameter-parameter mesin, seperti grafik konsumsi bahan bakar dan putaran kecepatan mesin.

4. Menginterpretasikan data

Interprestasikan data yang diperoleh untuk mengetahui pola dari konsumsi bahan bakar mesin diesel.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 3

METODE PENELITIAN

3.1 Sumber Data

Data yang diperoleh mencakup informasi primer dan sekunder. Lokasi untuk penelitian serta pengumpulan data dilakukan di bengkel reparasi mesin, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya. Penentuan topik, objek, dan fokus penelitian dilakukan pada bulan Desember tahun 2025, sedangkan pelaksanaan penelitian berlangsung dari bulan Februari hingga bulan Juni tahun 2026.

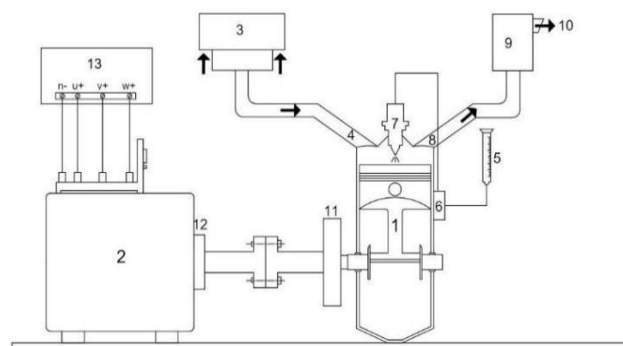
3.1.1 Variabel Penelitian

Untuk menyelesaikan tugas akhir, ada beberapa variabel penelitian, adalah sebagai berikut :

- a) Variabel yang dipakai dalam perlakuan adalah kecepatan putaran mesin dan beban dengan satuan masing-masing (rpm) dan Watt (W).
- b) Variabel yang dipakai dalam respons pada pengujian kinerja mesin ini adalah tegangan (V), arus (I), dan durasi yang diperlukan untuk menghabiskan bahan bakar sebanyak 25 ml (s).

3.2 Skematik Motor Diesel dan Generator

Berikut merupakan skematik motor diesel dan generator yang akan dipakai pada pengujian yang akan dilakukan :



Gambar 3.1 Skematik Motor Diesel dan Generator
Sumber : (Diki Zaka Arzaqy, 2025)

Keterangan :

- | | |
|----------------------------|-------------------------------|
| 1. Diesel Jiandong ZH1115N | 8. <i>Exhaus manifold</i> |
| 2. Generator | 9. <i>Muffler</i> |
| 3. <i>Air filter</i> | 10. <i>Exhaust gas escape</i> |
| 4. <i>Intake manifold</i> | 11. <i>Flywheel</i> |
| 5. Gelas ukur | 12. Poros generator |
| 6. <i>Fuel pump</i> | 13. Panel pembebanan |
| 7. <i>Injector</i> | |

3.3 Data Spesifikasi Motor Diesel

Berikut adalah informasi mengenai spesifikasi motor diesel yang digunakan dalam pengujian untuk mengumpulkan hasil data unjuk kerja terhadap pengaruh penggunaan piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG):

Tabel 3.1 Spesifikasi Mesin Diesel

Model	Jiandong Jianghuai ZH1115N
Type	Single-cylinder, horizontal
Stroke	4 Stroke
Daya	24 HP
Putaran	2200 rpm
Jumlah Silinder	1 Silinder
Piston Displacement	1.195 L
Diameter Silinder	115 mm
Piston Stroke	115 mm
Rated Power	14,7 kW/2200r/min
Injector Pressure	185 Bar
Fuel Consumption Ratio	<238 gr/kWh
Berat	<185 kg
Perbandingan Kompresi	17 : 1
Tekanan Inejctor	185 Bar
Sistem Pendingin	Water Cool Radiator
Kapasitas Tangki Air	5 Liter
Average Effective Pressure	739,75 Kpa/7,3975 Bar
Kapasitas Isi Oli	2,5 Liter
Dimensi (L, W, H)	(900 x 440 x 760) mm
Sistem Start	Tangan/engkol & Starter

3.4 Data Spesifikasi Generator

Berikut adalah informasi mengenai spesifikasi generator yang digunakan dalam pengujian untuk mengumpulkan hasil data unjuk kerja terhadap pengaruh penggunaan piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG):

Tabel 3.2 Spesifikasi Generator

Model	A.C Synchronous Generator
Tipe	STC-5
Output	5 kw / 6,3 kVa
Putaran	1500 rpm
Tegangan	380/600 volt
Kuat Arus	5,5 Ampere
Cos θ	0,8
Frekuensi	50 Hz
Phasa	3 Phasa

3.5 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir adalah sebuah langkah atau rangkaian yang digunakan dalam menyelesaikan tugas akhir yang disajikan dalam bentuk gambar peta konsep agar lebih mudah memahami proses pengerjaan. Dalam penyelesaian tugas akhir ini, penulis mengikuti diagram alir seperti yang terlihat pada gambar di bawah ini:



Gambar 3.2 Diagram Alir

3.6 Langkah-langkah Penelitian

3.6.1 Mulai

Langkah ini adalah tahapan pertama dari dimulainya pengerjaan Tugas Akhir yang dilakukan pada bulan Januari sampai Agustus tahun 2026.

3.6.2 Identifikasi Awal

Pada langkah ini, dilakukan identifikasi awal dengan tujuan untuk mempelajari dan mengamati kemajuan teknologi pada mesin diesel. Kegiatan

ini melibatkan diskusi dengan dosen pembimbing untuk menentukan objek atau topik yang siap untuk diteliti. Tahap ini menjadi landasan pemikiran yang mendorong pelaksanaan penelitian agar mencapai tujuan yang telah dijelaskan pada bab sebelumnya. Penelitian ini mengangkat topik analisa pengaruh penggunaan antara *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) dan piston standar dari unjuk kerja yang dihasilkan oleh kedua jenis piston tersebut. Konfigurasi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) diambil dari jurnal internasional, sementara untuk perbandingan, digunakan bentuk piston standar, karena bentuk piston ini masih banyak tersedia di pasaran.

3.6.3 Studi Literatur

Pada tahap ini, dilakukan studi literatur terhadap berbagai tulisan, seperti buku, jurnal, atau dokumen yang berkaitan dengan topik yang telah ditetapkan dalam tugas akhir ini. Sumber yang digunakan dalam penelitian ini meliputi internet, buku panduan, dan jurnal dalam format cetak maupun digital.

3.6.4 Studi Lapangan

Studi lapangan yaitu melakukan pengamatan secara langsung terhadap mesin diesel yang akan menjalani pengujian unjuk kerja yang dihasilkan dari penggunaan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) dan piston standar.

3.6.5 Perumusan Masalah

Pada tahap ini, tujuan utamanya adalah menyiapkan pertanyaan-pertanyaan pokok yang akan diajukan dalam penelitian ini, yang menjadi titik perhatian utama untuk dicari jawabannya melalui pengumpulan data dan analisis, sehingga dapat diperoleh solusi atau pemahaman yang lebih mendalam mengenai suatu topik.

3.6.6 Pengumpulan Data

Pengumpulan data pada tugas akhir ini menggunakan 2 metode. Adapun metode pengumpulan data nya adalah sebagai berikut :

- a) Secara primer, data primer adalah informasi yang menjadi dasar dalam pelaksanaan penelitian ini. Data primer yang digunakan dalam penelitian ini adalah *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) yang diambil dari jurnal oleh (Channappagoudra et al., 2019) yang dapat dilihat pada gambar 2.4. Sementara itu, untuk piston standar, digunakan piston dengan bentuk asli atau standar yang dipakai dalam motor diesel yang akan dilakukan pengujian, yakni motor diesel 1 silinder 4 langkah dengan sistem pembakaran langsung yang dihubungkan dengan generator. Pengujian ini bertujuan untuk mengetahui performa yang dihasilkan oleh kedua piston tersebut.
- b) Secara sekunder, data sekunder adalah informasi tambahan yang digunakan untuk mendukung penelitian. Dalam konteks ini, data yang diperoleh meliputi rincian mengenai mesin diesel dan rincian mengenai generator yang akan dipakai dalam pengujian kinerja mesin diesel dari penggunaan *toroidal piston bowl geometry* dan piston standar.

3.6.7 Persiapan Motor Diesel & Generator

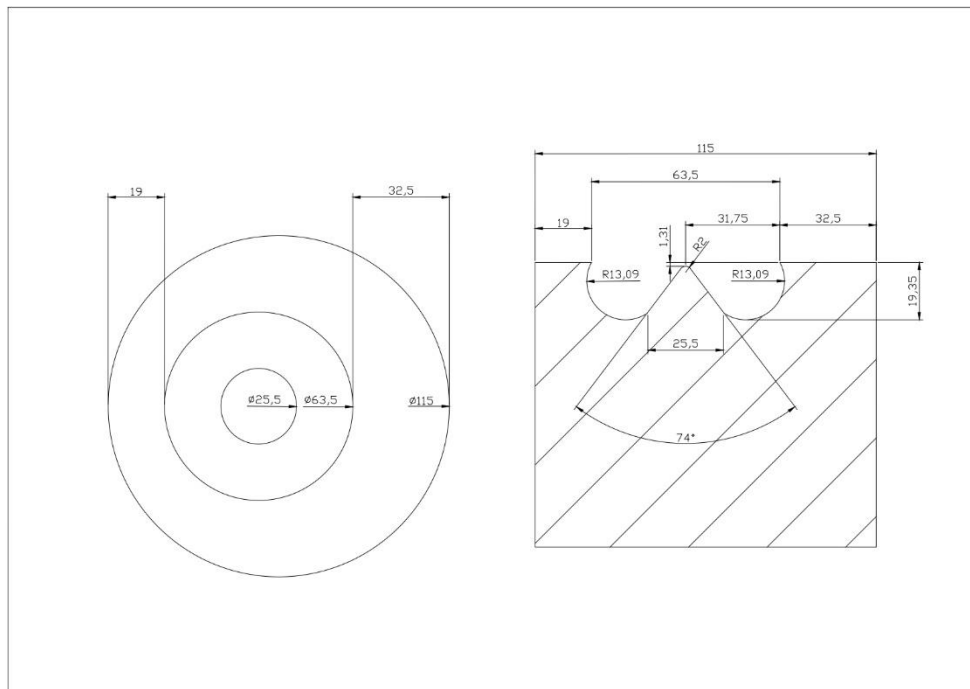
Pada tahap ini adalah serangkaian aktivitas teknis yang dilakukan untuk memastikan bahwa motor diesel dan generator berada dalam kondisi siap digunakan, aman, dan dapat memberikan data yang tepat sebelum proses pengumpulan data hasil unjuk kerja dilaksanakan.

3.6.8 Pembentukan *Toroidal Piston Bowl Geometry*

Pada awalnya bentuk piston masih dalam keadaan standar. Pada *geometry* piston standar dilakukan perataan pada permukaannya menggunakan mesin bubut yang tujuannya untuk ditambahkan material diral atau as alumunium sesuai dengan bentuk *geometry* piston standar yang sudah rata. Penambahan material diral atau alumunium dilakukan dengan proses pengelasan. Setelah proses pengelasan selesai, maka penting untuk meratakan sisa-sisa las agar permukaan piston menjadi halus dan rata.

Dengan bentuk piston standar yang sudah ditambahkan dengan material diral atau alumunium yang kondisinya halus dan rata, selanjutnya dibentuk

menjadi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) dengan menggunakan mesin bubut. Dalam tahap ini, pembentukan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) mengacu dengan ukuran yang tertera pada Gambar 3.3. Proses pembentukan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) dilaksanakan di bengkel bubut terletak di wilayah Surabaya.



Gambar 3.3 Ukuran Dimensi *Toroidal Piston Bowl Geometry*
Sumber : Dokumentasi Pribadi

3.6.9 Pengujian Unjuk Kerja & Pengambilan Data

Pengujian unjuk kerja dan pengambilan data dari pengaruh penggunaan piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) dilaksanakan di bengkel reparasi mesin Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya. Pengambilan data pengujian ini dilakukan dengan variasi beban sebesar 2000, 3000, dan 4000 Watt serta variasi kecepatan putaran mesin yaitu 1000, 1200, 1300, dan 1400 rpm.

Berikut adalah langkah-langkah dalam pengujian unjuk kerja dan pengambilan data nya:

1. Instalasi Pembebanan

Melakukan penyusunan instalasi pembebanan sesuai dengan kebutuhan beban yang diinginkan selama proses pengujian unjuk kerja dilakukan pada motor diesel.

2. Pengisian Bahan Bakar Biosolar ke Gelas Ukur

Bahan bakar biosolar dimasukkan ke dalam gelas ukur khusus sebanyak 25 mL. Pengisian dilakukan hingga volume bahan bakar tepat mencapai batas yang telah ditentukan. Jumlah 25 mL dipilih karena sesuai dengan kebutuhan pengujian dan cukup untuk memastikan mesin memperoleh pasokan bahan bakar selama proses pengambilan data berlangsung. Dengan jumlah bahan bakar yang sama pada setiap pengujian, kondisi pengujian dapat dijaga tetap konsisten sehingga hasil yang diperoleh lebih mudah dibandingkan dan dianalisa.

3. Melakukan *Start-Up* Motor Diesel

Setelah memastikan seluruh instalasi pembebanan terpasang dengan baik serta bahan bakar pada gelas ukur telah terisi sesuai volume yang ditentukan, langkah berikutnya adalah menyalakan motor diesel. Proses penyalaan dilakukan secara manual menggunakan engkol tangan yang dipasang pada poros mesin. Engkol kemudian diputar dengan tenaga yang cukup hingga mesin mulai hidup dan beroperasi secara normal. Setelah motor diesel berhasil menyala, mesin dibiarkan bekerja beberapa saat untuk mencapai kondisi operasi yang stabil sebelum pengujian dan pengambilan data dilakukan.

4. Proses Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan untuk memperoleh data yang diperlukan dalam analisa unjuk kerja motor diesel. Pada tahap ini, terdapat tiga parameter utama yang diukur, yaitu putaran mesin (RPM), arus listrik, dan tegangan listrik.

1. Pengukuran putaran mesin (RPM) dilakukan menggunakan alat *tachometer*. Alat ini digunakan dengan cara mengarahkannya ke *flywheel* motor diesel sehingga nilai putaran mesin dapat terbaca secara langsung.

Data RPM digunakan untuk mengetahui kecepatan putaran mesin selama pengujian berlangsung.



Gambar 3.4 Alat *Tachometer*
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

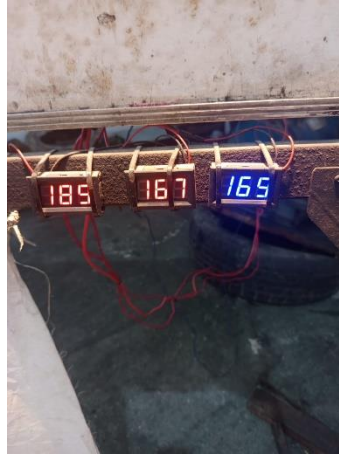
- Selanjutnya, dilakukan pengukuran arus listrik menggunakan *tang ampere*. Pengukuran ini bertujuan untuk mengetahui besarnya arus listrik yang mengalir pada rangkaian pembebanan selama motor diesel beroperasi. Nilai arus yang diperoleh akan digunakan dalam perhitungan daya yang dihasilkan oleh motor diesel.



Gambar 3.5 Alat *Tang Ampere*
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

- Selain itu, dilakukan juga pengukuran tegangan listrik menggunakan *voltmeter* digital yang telah terhubung pada rangkaian pembebanan. Pengukuran ini bertujuan untuk mengetahui besarnya tegangan yang dihasilkan selama pengoperasian motor diesel. Data tegangan yang

diperoleh kemudian digunakan bersama data arus listrik untuk menghitung daya keluaran pada saat pengujian unjuk kerja.



Gambar 3.6 *Voltmeter* Digital
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

Ketiga data tersebut dicatat pada setiap kondisi pengujian dan digunakan sebagai dasar dalam melakukan analisa terhadap unjuk kerj motor diesel.

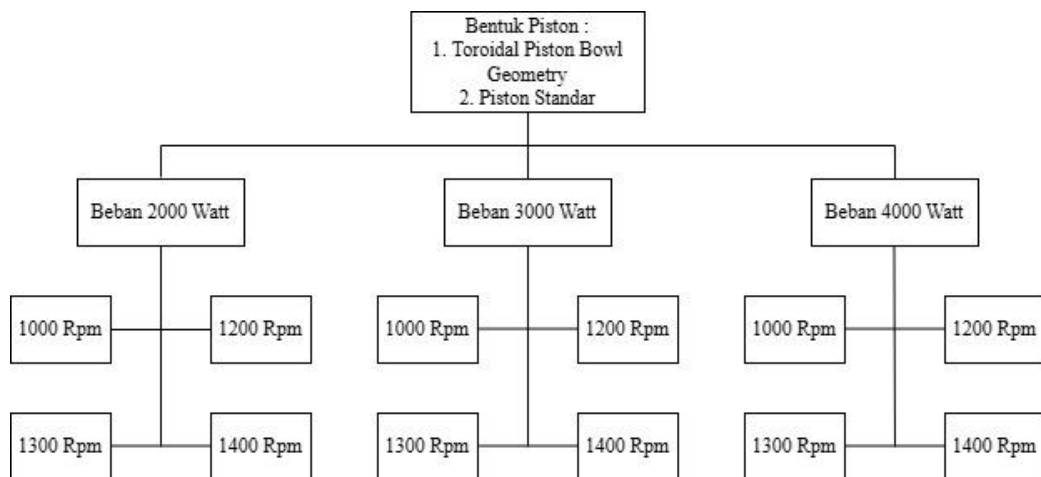
Berikut adalah rancangan parameter dan tabel hasil unjuk kerja yang akan digunakan dalam pengujian unjuk kerja motor diesel :

Tabel 3.3 Parameter Hasil Unjuk Kerja Motor Diesel Piston Standar

Beban lampu 2000 watt										
No	Rpm	Volume Bahan Bakar (ml)	Waktu (s)	Tegangan (V)	Arus (I)	Daya (kW)	Torsi (Nm)	FCR (gr/h)	BSFC (gr/kWh)	BMEP (Bar)
1	1000	25								
2	1200	25								
3	1300	25								
4	1400	25								
Beban lampu 3000 watt										
No	Rpm	Volume Bahan Bakar (ml)	Waktu (s)	Tegangan (V)	Arus (I)	Daya (kW)	Torsi (Nm)	FCR (gr/h)	BSFC (gr/kWh)	BMEP (Bar)
1	1000	25								
2	1200	25								
3	1300	25								
4	1400	25								
Beban lampu 4000 watt										
No	Rpm	Volume Bahan Bakar (ml)	Waktu (s)	Tegangan (V)	Arus (I)	Daya (kW)	Torsi (Nm)	FCR (gr/h)	BSFC (gr/kWh)	BMEP (Bar)
1	1000	25								
2	1200	25								
3	1300	25								
4	1400	25								

Tabel 3.4 Parameter Hasil Unjuk Kerja Motor Diesel *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)

Beban lampu 2000 watt										
No	Rpm	Volume Bahan Bakar (ml)	Waktu (s)	Tegangan (V)	Arus (I)	Daya (kW)	Torsi (Nm)	FCR (gr/h)	BSFC (gr/kWh)	BMEP (Bar)
1	1000	25								
2	1200	25								
3	1300	25								
4	1400	25								
Beban lampu 3000 watt										
No	Rpm	Volume Bahan Bakar (ml)	Waktu (s)	Tegangan (V)	Arus (I)	Daya (kW)	Torsi (Nm)	FCR (gr/h)	BSFC (gr/kWh)	BMEP (Bar)
1	1000	25								
2	1200	25								
3	1300	25								
4	1400	25								
Beban lampu 4000 watt										
No	Rpm	Volume Bahan Bakar (ml)	Waktu (s)	Tegangan (V)	Arus (I)	Daya (kW)	Torsi (Nm)	FCR (gr/h)	BSFC (gr/kWh)	BMEP (Bar)
1	1000	25								
2	1200	25								
3	1300	25								
4	1400	25								



Gambar 3.7 Rancangan Parameter Pengujian Unjuk Kerja Motor Diesel

3.6.10 Analisa Data & Pembahasan

Pada tahap ini, analisa data yang dilakukan adalah dengan memeriksa hasil unjuk kerja yang didapat dari pengujian yang telah dilakukan. Data yang diperoleh selanjutnya akan dihitung untuk menentukan performa unjuk kerja motor diesel nya. Untuk menghitung daya dari motor diesel, akan menggunakan Persamaan (2.1), untuk menghitung torsi, akan menggunakan Persamaan (2.3), untuk menghitung konsumsi bahan bakar menggunakan Persamaan (2.4), untuk menentukan *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC) menggunakan Persamaan (2.5), dan untuk menghitung *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) menggunakan Persamaan (2.6). Setelah semua perhitungan unjuk kerja selesai, hasil tersebut akan disajikan dalam bentuk grafik perbandingan hasil unjuk kerja kedua piston yang akan dibahas dalam penelitian ini.

3.6.11 Kesimpulan Data & Pembahasan

Pada tahap kesimpulan dan pembahasan ini adalah momen untuk menentukan keputusan berdasarkan hasil analisa data yang telah dilakukan.

3.6.12 Selesai

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Proses Tahapan Pembentukan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)

Dalam pengujian unjuk kerja motor diesel kali ini dengan membandingkan pengaruh penggunaan piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) terhadap unjuk kerja motor diesel 4 langkah 1 silinder dengan menggunakan bahan bakar biosolar B40. Untuk memperoleh piston dengan bentuk *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG), dilakukan proses modifikasi pada piston standar yang digunakan sebagai dasar pembuatan piston uji. Modifikasi ini dilakukan berdasarkan rancangan desain yang telah dibuat sebelumnya sesuai dengan dimensi dan bentuk geometri yang direncanakan. Terdapat tahap-tahap dalam pembentukan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG), antara lain sebagai berikut:

4.1.1 Pengadaan Piston Standar Motor Diesel ZH1115N

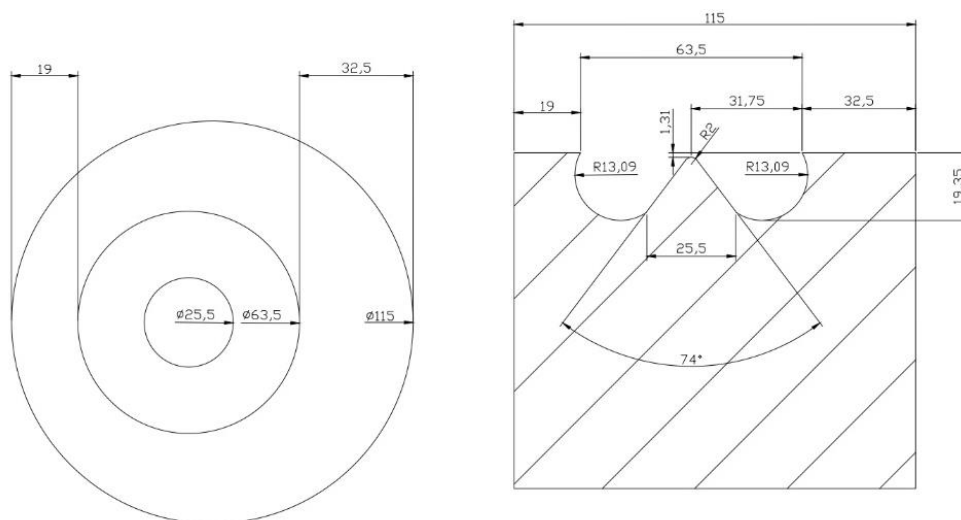
Dibutuhkannya piston standar sebagai komponen dasar pembentukan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG). Oleh karena itu, dilakukan pengadaan piston standar yang sesuai dengan spesifikasi motor diesel ZH1115N yang digunakan dalam pengujian ini. Piston standar dipilih sebagai komponen dasar karena memiliki dimensi, material, dan karakteristik yang sesuai dengan motor diesel yang digunakan, sehingga proses pembentukan dapat dilakukan tanpa mengubah konstruksi komponen piston lainnya.



Gambar 4.1 Piston Standar Motor Diesel ZH1115N
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

4.1.2 Perancangan Dimensi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)

Setelah didaparkannya piston standar kemudian membuat rancangan dimensi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG). Rancangan dimensi piston modifikasi dibuat dengan mengubah bentuk *crown piston* (mahkota piston) standar menjadi bentuk *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG). Desain tersebut dirancang menggunakan gambar teknik 2D sebagai acuan pembuatan dengan mempertimbangkan dimensi dan posisi geometri piston standar serta bentuk geometri piston yang diinginkan.



Gambar 4.2 Rancangan Dimensi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)
Sumber : (Dokumentasi Probadi)

4.1.3 Penambahan Material Pada Mahkota Piston

Untuk memperoleh bentuk piston sesuai rancangan, dilakukan penambahan material pada mahkota piston menggunakan material aluminium cor melalui proses pengelasan. Penambahan material ini bertujuan untuk menyediakan volume material yang cukup sehingga bentuk geometri *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) dapat dibentuk sesuai dengan dimensi yang direncanakan. Setelah proses pengelasan selesai, dilakukan pemeriksaan visual untuk memastikan material tambahan telah menyatu dengan baik pada permukaan piston.



Gambar 4.3 Penambahan Material Aluminium Cor Pada Crown Piston Dengan Proses Pengelasan

Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

4.1.4 Perataan Permukaan Piston Hasil Pengelasan

Setelah proses penambahan material aluminium cor pada *crown piston* (mahkota piston) selesai dilakukan, tahap berikutnya adalah pembentukan geometri *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) menggunakan mesin bubut. Material hasil pengelasan yang menumpuk pada permukaan piston terlebih dahulu diratakan untuk menghilangkan ketidakrataan permukaan akibat proses pengelasan. Proses perataan ini dilakukan hingga diperoleh permukaan yang lebih rata dan dapat dijadikan acuan dalam proses permesinan selanjutnya.



Gambar 4.4 Hasil Perataan Permukaan Piston Dengan Menggunakan Mesin Bubut
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

4.1.5 Pembentukan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)

Piston yang telah melalui proses penambahan material dan perataan selanjutnya dibentuk menggunakan mesin bubut. Proses pembubutan dilakukan secara bertahap dengan mengacu pada gambar rancangan yang telah dibuat sebelumnya. Pada tahap ini, material tambahan dibentuk hingga menghasilkan bentuk geometri *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) sesuai dengan dimensi yang direncanakan. Proses permesinan dilakukan dengan memperhatikan ketelitian ukuran agar bentuk akhir piston sesuai dengan rancangan desain.



Gambar 4.5 Proses Pembentukan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

4.1.6 *Finish Pembentukan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)*

Setelah proses pembentukan geometri TPBG selesai dilakukan, piston modifikasi yang dihasilkan telah sesuai dengan rancangan yang telah dibuat. Piston tersebut kemudian dipersiapkan untuk dipasang pada motor diesel ZH1115N dan digunakan dalam pengujian unjuk kerja. Pengujian dilakukan untuk membandingkan unjuk kerja motor diesel yang menggunakan piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) berdasarkan parameter unjuk kerja yang telah ditentukan.



Gambar 4.6 *Finish Pembentukan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)*
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

Setelah proses pembentukan geometri *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) selesai dilakukan dan hasil pengerjaan telah sesuai dengan dimensi yang direncanakan, tahap selanjutnya adalah melakukan pengujian unjuk kerja pengaruh penggunaan piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) terhadap unjuk kerja motor diesel.

4.1.7 *Instalasi Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Motor Diesel*

Sebagai persiapan pengujian unjuk kerja motor diesel, proses instalasi dilakukan secara hati-hati dan bertahap untuk memastikan seluruh komponen terpasang dengan benar sehingga tidak mempengaruhi hasil data pengujian unjuk kerja motor diesel.



Gambar 4.7 Proses Instalasi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Motor Diesel
Sumber : (Dokumentasi Pribadi)

4.2 Menentukan Rasio Kompresi Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)

Penentuan rasio kompresi piston standar mengacu pada spesifikasi teknis motor diesel Jiandong Jianghuai ZH1115N yang tercantum dalam *manual book*, yaitu sebesar 17:1. Sementara itu, rasio kompresi piston *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) sebesar 17,4:1 ditetapkan berdasarkan pendekatan teoritis. Rasio kompresi tersebut dibuat dengan mempertimbangkan bahwa modifikasi geometri piston TPBG mempertahankan diameter *bowl* yang sama dengan piston standar, namun memiliki kedalaman *bowl* yang lebih dangkal sehingga menyebabkan volume ruang bakar (*clearance volume*) berkurang. Berdasarkan teori rasio kompresi, penurunan volume ruang bakar dengan volume langkah yang tetap akan meningkatkan nilai rasio kompresi. Oleh karena itu, pada penelitian ini bahwa modifikasi geometri TPBG meningkatkan rasio kompresi dari 17:1 menjadi 17,4:1 sebagai dasar perhitungan teoritis volume ruang bakar dan analisis pengaruh perubahan geometri piston terhadap unjuk kerja motor diesel. Perhitungan rasio kompresi menggunakan Persamaan (2.1), sebagai berikut :

$$RC = \frac{V_T}{V_S} = \frac{V_L + V_S}{V_S}$$

$$V_L = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S$$

4.2.1 Rasio Kompresi Piston Standar

$$Rc = \frac{V_T}{V_S} = \frac{V_L + V_S}{V_S}$$

$$V_L = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S$$

Menghitung V_L (volume langkah) :

$$\begin{aligned} V_L &= \frac{\pi}{4} \times 115^2 \text{ mm} \times 115 \text{ mm} \\ &= 1.194.491 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$1 \text{ mm}^3 = 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$V_L = 1.194.491 \times 10^{-9}$$

$$V_L = 0,001194491 \text{ m}^3$$

Menghitung V_S (volume ruang bakar) :

$$Rc = \frac{V_T}{V_S} = 17$$

$$17 = \frac{0,001194491 \text{ m}^3 + V_S}{V_S}$$

$$17V_S = 0,001194491 \text{ m}^3 + V_S$$

$$16V_S = 0,001194491 \text{ m}^3$$

$$V_S = 0,000074656 \text{ m}^3$$

Selanjutnya

$$Rc = \frac{V_T}{V_S} = \frac{V_L + V_S}{V_S}$$

$$Rc = \frac{V_T}{V_S} = \frac{(0,001194491 \text{ m}^3 + 0,000074656 \text{ m}^3)}{0,000074656 \text{ m}^3}$$

$$Rc = 17$$

Berdasarkan hasil tersebut, maka nilai rasio kompresi piston standar adalah 17:1.

4.2.2 Rasio Kompresi Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)

$$Rc = \frac{V_T}{V_S} = \frac{V_L + V_S}{V_S}$$

$$V_L = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S$$

Menghitung V_L (volume langkah) :

$$V_L = \frac{\pi}{4} \times 115^2 \text{ mm} \times 115 \text{ mm}$$

$$= 1.194.491 \text{ mm}^3$$

$$1 \text{ mm}^3 = 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$V_L = 1.194.491 \times 10^{-9}$$

$$V_L = 0,001194491 \text{ m}^3$$

Menghitung V_s (volume ruang bakar) :

$$Rc = \frac{V_T}{V_s} = 17,4$$

$$17,4 = \frac{0,001194491 \text{ m}^3 + V_s}{V_s}$$

$$17,4V_s = 0,001194491 \text{ m}^3 + V_s$$

$$16,4V_s = 0,001194491 \text{ m}^3$$

$$V_s = 0,000072835 \text{ m}^3$$

Selanjutnya

$$Rc = \frac{V_T}{V_s} = \frac{V_L + V_s}{V_s}$$

$$Rc = \frac{V_T}{V_s} = \frac{(0,001194491 \text{ m}^3 + 0,000072835 \text{ m}^3)}{0,000072835 \text{ m}^3}$$

$$Rc = 17,4$$

Berdasarkan hasil tersebut, maka nilai rasio kompresi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) adalah 17,4:1.

4.3 Perhitungan Hasil Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar

Perhitungan hasil rata-rata unjuk kerja motor diesel yang akan dilakukan perhitungan meliputi daya motor diesel, torsi, FCR, *brake spesific fuel consumption* (BSFC), dan *break mean effective pressure* (BMEP). Perlakuan variasi pembebanan yaitu 2000 watt, 3000 watt, dan 4000 watt. Sedangkan untuk perlakuan variasi kecepatan putaran yaitu 1000 rpm, 1200 rpm, 1300 rpm, dan 1400 rpm. Berikut ini merupakan perhitungan unjuk kerja motor diesel menggunakan piston standar pada beban 4000 watt dengan kecepatan putaran mesin 1300 rpm :

4.3.1 Daya

Perhitungan daya motor diesel menggunakan Persamaan (2.2), sebagai berikut :

$$P = \frac{\sqrt{3} \times V \times I \times \cos\theta}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}}$$

Namun dikarenakan dari hasil pengujian unjuk kerja diperoleh nilai arus yang tidak konstan (*unbalanced*) maka perhitungan daya motor diesel menggunakan Persamaan (2.3), sebagai berikut :

$$\begin{aligned} P_1 &= V_1 \times I_1 \\ &= 167 \text{ V} \times 4,54 \text{ A} \\ &= 758,18 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_2 &= V_2 \times I_2 \\ &= 168 \text{ V} \times 4,51 \text{ A} \\ &= 757,68 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_3 &= V_3 \times I_3 \\ &= 188 \text{ V} \times 3,06 \text{ A} \\ &= 575,28 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$P_{total} = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}}$$

$$\begin{aligned} P_{total} &= \frac{(758,18 \text{ Watt} + 757,68 \text{ Watt} + 575,28 \text{ Watt})}{(0,9 \times 0,95)} \\ &= 2445,78 \text{ Watt} \\ &= 2,45 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.3.2 Torsi

Perhitungan torsi motor diesel menggunakan Persamaan (2.4), sebagai berikut :

$$T = \frac{P \times 60000}{2\pi \times Rpm}$$

$$T = \frac{(2,45 \text{ kW} \times 60000)}{(2\pi \times 1300)}$$

$$T = 17,97 \text{ Nm}$$

4.3.3 Fuel Consumption Rate (FCR)

Perhitungan nilai *fuel consumption rate* menggunakan Persamaan (2.5), sebagai berikut :

$$FCR = \frac{v \times \rho}{t}$$

$$FCR = \frac{(0,000025 \text{ m}^3 \times 815 \text{ kg/m}^3)}{70 \text{ s}}$$

$$FCR = 0,00029 \text{ kg/s}$$

$$FCR = 0,00029 \text{ kg/s} \times 3600$$

$$= 1,04786 \text{ kg/h}$$

$$FCR = 1,04786 \text{ kg/h} \times 1000$$

$$= 1047,86 \text{ gr/h}$$

4.3.4 Brake Spesific Fuel Consumption (BSFC)

Perhitungan nilai *Brake Spesific Fuel Consumption* (BSFC) menggunakan Persamaan (2.6), sebagai berikut :

$$BSFC = \frac{FCR}{P}$$

$$BSFC = \frac{1047,86 \text{ gr/h}}{2,45 \text{ kW}}$$

$$BSFC = 428,44 \text{ gr/kWh}$$

4.3.5 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)

Perhitungan nilai *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) menggunakan Persamaan (2.7), sebagai berikut :

$$BMEP = \frac{P \times z \times 60}{A \times I \times n \times i}$$

$$BMEP = \frac{(2445,78 \text{ Watt} \times 2 \times 60)}{(0,0104 \text{ m}^2 \times 0,115 \text{ m} \times 1300 \times 1)}$$

$$BMEP = 188766 \text{ n/m}^2$$

$$BMEP = 188766 \text{ n/m}^2 \times 100000$$

$$BMEP = 1,89 \text{ Bar}$$

4.4 Perhitungan Hasil Rata-rata Unjuk Kerja *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)

Perhitungan hasil rata-rata unjuk kerja motor diesel yang akan dilakukan perhitungan meliputi daya motor diesel, torsi, *Fuel Consumption Rate* (FCR), *Brake Spesific Fuel Consumption* (BSFC), dan *Break Mean Effective Pressure* (BMEP). Perlakuan variasi pembebanan yaitu 2000 Watt, 3000 Watt, dan 4000 Watt. Sedangkan untuk perlakuan variasi kecepatan putaran yaitu 1000 Rpm, 1200 Rpm, 1300 Rpm, dan 1400 Rpm. Berikut ini merupakan perhitungan unjuk kerja motor diesel menggunakan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) pada beban 4000 watt dengan kecepatan putaran mesin 1300 Rpm :

4.4.1 Daya

Perhitungan daya motor diesel menggunakan Persamaan (2.2), sebagai berikut :

$$P = \frac{\sqrt{3} \times V \times I \times \cos\theta}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}}$$

Namun dikarenakan dari hasil pengujian unjuk kerja diperoleh nilai arus yang tidak konstan (*unbalanced*) maka perhitungan daya motor diesel menggunakan Persamaan (2.3), sebagai berikut :

$$\begin{aligned} P_1 &= V_1 \times I_1 \\ &= 168 \text{ V} \times 4,42 \text{ A} \\ &= 742,56 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_2 &= V_2 \times I_2 \\ &= 164 \text{ V} \times 4,43 \text{ A} \\ &= 726,52 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_3 &= V_3 \times I_3 \\ &= 190 \text{ V} \times 3,05 \text{ A} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= 579,50 \text{ Watt} \\
P_{total} &= \frac{P_1 + P_2 + P_3}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} \\
P_{total} &= \frac{(742,56 \text{ Watt} + 726,52 \text{ Watt} + 579,50 \text{ Watt})}{(0,9 \times 0,95)} \\
&= 2396,00 \text{ Watt} \\
&= 2,40 \text{ kW}
\end{aligned}$$

4.4.2 Torsi

Perhitungan torsi motor diesel menggunakan Persamaan (2.4), sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
T &= \frac{P \times 60000}{2\pi \times Rpm} \\
T &= \frac{(2,40 \text{ kW} \times 60000)}{(2\pi \times 1300)}
\end{aligned}$$

$$T = 17,60 \text{ Nm}$$

4.4.3 Fuel Consumption Rate (FCR)

Perhitungan nilai *fuel consumption rate* menggunakan Persamaan (2.5), sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
FCR &= \frac{v \times \rho}{t} \\
FCR &= \frac{(0,000025 \text{ m}^3 \times 815 \text{ kg/m}^3)}{39 \text{ s}}
\end{aligned}$$

$$FCR = 0,00053 \text{ kg/s}$$

$$FCR = 0,00053 \text{ kg/s} \times 3600$$

$$= 1,90519 \text{ kg/h}$$

$$FCR = 1,90519 \text{ kg/h} \times 1000$$

$$= 1905,19 \text{ gr/h}$$

4.4.4 Brake Spesific Fuel Consumption (BSFC)

Perhitungan nilai *Brake Spesific Fuel Consumption* (BSFC) menggunakan Persamaan (2.6), sebagai berikut :

$$BSFC = \frac{FCR}{P}$$
$$BSFC = \frac{1905,19 \text{ gr/h}}{2,40 \text{ kW}}$$
$$BSFC = 795,156 \text{ gr/kWh}$$

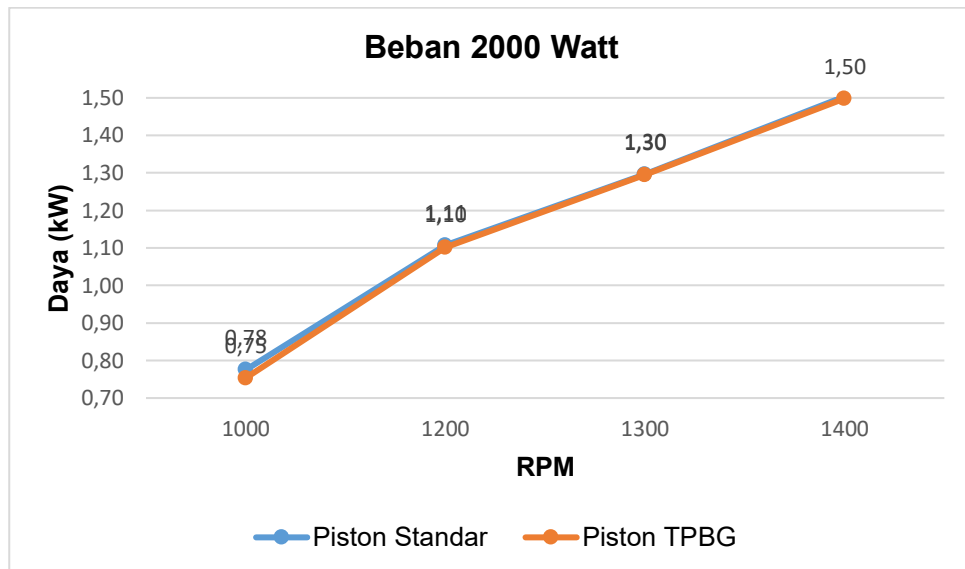
4.4.5 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)

Perhitungan nilai *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) menggunakan Persamaan (2.7), sebagai berikut :

$$BMEP = \frac{P \times z \times 60}{A \times l \times n \times i}$$
$$BMEP = \frac{(2396,00 \text{ Watt} \times 2 \times 60)}{(0,0104 \text{ m}^2 \times 0,115 \text{ m} \times 1300 \text{ rpm} \times 1)}$$
$$BMEP = 184924 \text{ n/m}^2$$
$$BMEP = 184924 \text{ n/m}^2 \times 100000$$
$$BMEP = 1,85 \text{ Bar}$$

4.5 Hasil Perbandingan Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 2000 Watt

4.5.1 Daya



Gambar 4.8 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Daya Antara Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Dengan Pada 2000 Watt

Berdasarkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.8, terlihat bahwa daya pada beban 2000 Watt yang dihasilkan oleh motor diesel mengalami peningkatan seiring bertambahnya putaran mesin (RPM) baik pada penggunaan piston standar maupun piston *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG). Pada piston standar, daya meningkat dari 0,78 kW pada 1000 RPM menjadi 1,50 kW pada 1400 RPM. Sementara itu, pada piston TPBG daya meningkat dari 0,75 kW pada 1000 RPM menjadi 1,50 kW pada 1400 RPM.

Pada putaran 1000 RPM, piston standar menghasilkan daya sebesar 0,78 kW, sedikit lebih tinggi dibandingkan piston TPBG yang menghasilkan daya sebesar 0,75 kW. Selisih daya yang terjadi relatif kecil, yaitu sekitar 0,03 kW atau sekitar 3,85%.

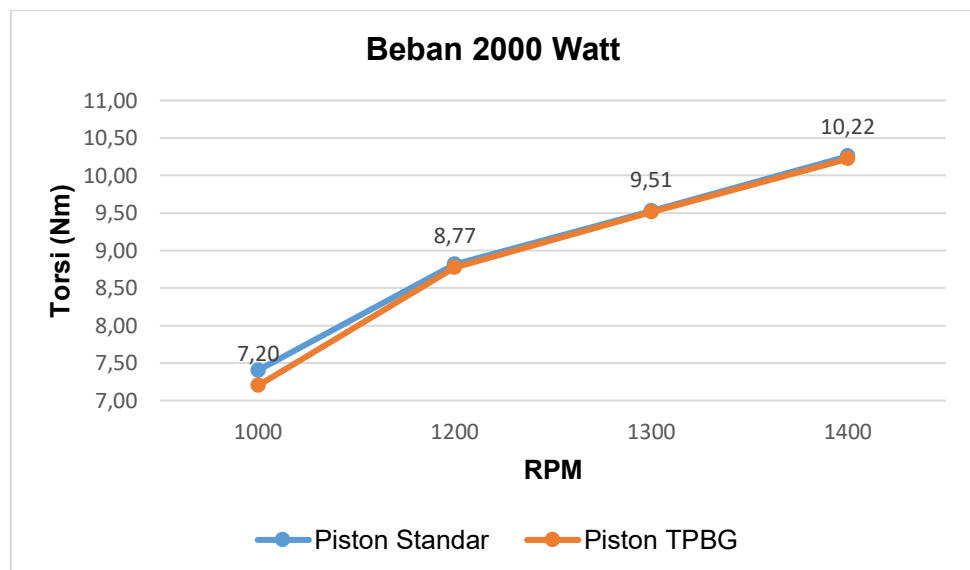
Pada Putaran 1200, selisih daya yang dihasilkan relatif sama yaitu selisih sekitar 0,01 kW atau sekitar 0,9%. Dimana daya yang dihasilkan piston standar sebesar 1,11 kW, sedangkan piston TPBG sebesar 1,10 kW. Selisih daya yang hanya sebesar 0,01 kW menunjukkan bahwa penggunaan piston

TPBG masih mampu mempertahankan performa daya yang hampir sama dengan piston standar meskipun memiliki geometri ruang bakar yang berbeda.

Pada Putaran 1300 dan 1400 rpm, daya yang dihasilkan kedua piston sama yaitu sebesar 1,30 kW dan 1,50 kW. Hal ini menunjukkan bahwa modifikasi geometri piston TPBG tidak memberikan pengaruh signifikan terhadap peningkatan daya pada putaran menengah hingga tinggi pada kondisi beban 2000 Watt.

Berdasarkan hasil tersebut, rata-rata presentase selisih daya antara piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) pada beban 2000 Watt sebesar 0,97%. Hasil ini menunjukkan bahwa penggunaan piston TPBG belum memberikan peningkatan daya yang signifikan, sehingga pada beban 2000 Watt piston standar masih menghasilkan unjuk kerja yang sedikit lebih baik dibandingkan piston TPBG.

4.5.2 Torsi



Gambar 4.9 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Torsi Antara Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 2000 Watt

Berdasarkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.9 torsi pada beban 2000 Watt. Pada putaran 1000 rpm, piston standar menghasilkan torsi sebesar 7,40 Nm, sedangkan piston TPBG menghasilkan torsi sebesar 7,20 Nm. Terdapat selisih sebesar 0,20 Nm atau sekitar 2,70%.

Pada putaran 1200 rpm, torsi piston standar sebesar 8,81 Nm, sedangkan piston TPBG sebesar 8,77 Nm. Selisih yang terjadi hanya 0,04 Nm atau sekitar 0,45%.

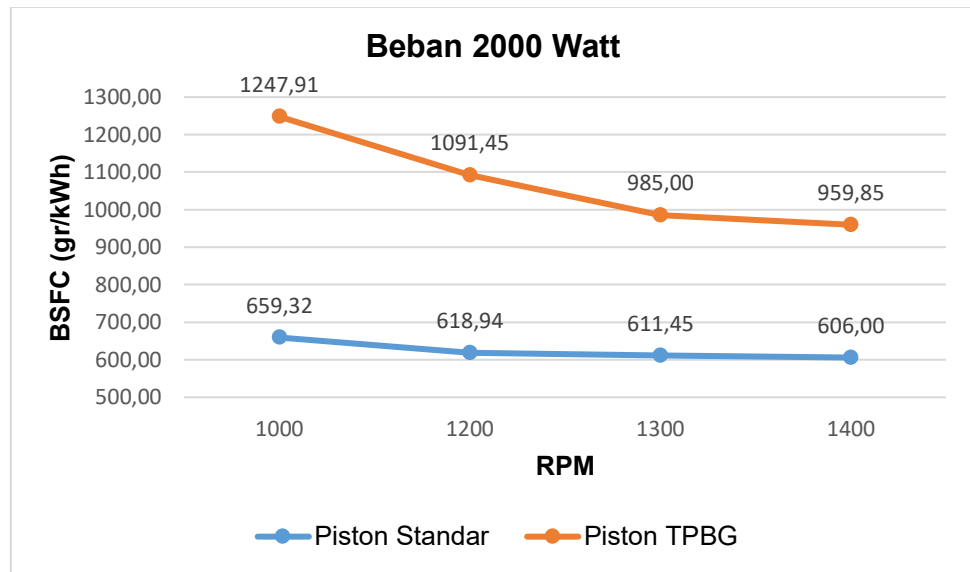
Pada putaran 1300 rpm, torsi piston standar menghasilkan nilai sebesar 9,53 Nm, sedangkan piston TPBG sebesar 9,51 Nm. Selisih nilai torsi nya hanya 0,02 Nm atau sekitar 0,20%.

Pada putaran 1400 rpm, piston standar menghasilkan torsi sebesar 10,26 Nm, sedangkan piston TPBG sebesar 10,22 Nm. Selisih yang terjadi hanya 0,04 Nm atau sekitar 0,38%.

Secara keseluruhan, pengujian pada beban 2000 Watt, diperoleh rata-rata persentase selisih torsi sebesar 0,68% antara piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG). Hasil ini menunjukkan bahwa piston standar masih menghasilkan torsi yang sedikit lebih tinggi dibandingkan piston TPBG, sehingga pada beban 2000 Watt piston standar memberikan unjuk kerja yang lebih optimal.

Berdasarkan hasil tersebut, terlihat bahwa torsi yang dihasilkan oleh piston standar maupun piston TPBG mengalami peningkatan seiring bertambahnya putaran mesin dari 1000 rpm hingga 1400 rpm. Karena torsi merupakan gaya putar yang dihasilkan dari mesin maka ketika semakin tinggi putaran mesin (rpm) maka putaran poros engkol juga akan semakin cepat sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin meningkat (Markhiyano & Apriadi, 2024).

4.5.3 Brake Spesific Fuel Consumption (BSFC)



Gambar 4.10 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata *Brake Spesific Fuel Consumption* (BSFC) Antara Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 2000 Watt

Berdasarkan grafik *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC) yang ditunjukkan pada Gambar 4.10 pada beban 2000 Watt, terlihat bahwa nilai BSFC pada piston standar maupun piston TPBG mengalami penurunan seiring bertambahnya putaran mesin dari 1000 rpm hingga 1400 rpm. Penurunan nilai BSFC menunjukkan bahwa konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan setiap satuan daya semakin kecil, sehingga efisiensi penggunaan bahan bakar menjadi lebih baik pada putaran mesin yang lebih tinggi.

Pada putaran 1000 rpm, piston standar menghasilkan nilai BSFC sebesar 659,32 gr/kWh, sedangkan piston TPBG menghasilkan BSFC sebesar 1247,91 gr/kWh. Terdapat selisih sebesar 588,59 gr/kWh atau sekitar 47,16%.

Pada putaran 1200 rpm, nilai BSFC piston standar menurun menjadi 618,94 gr/kWh, sedangkan piston TPBG turun menjadi 1091,45 gr/kWh. Selisih yang terjadi sebesar 472,51 gr/kWh atau sekitar 43,29%.

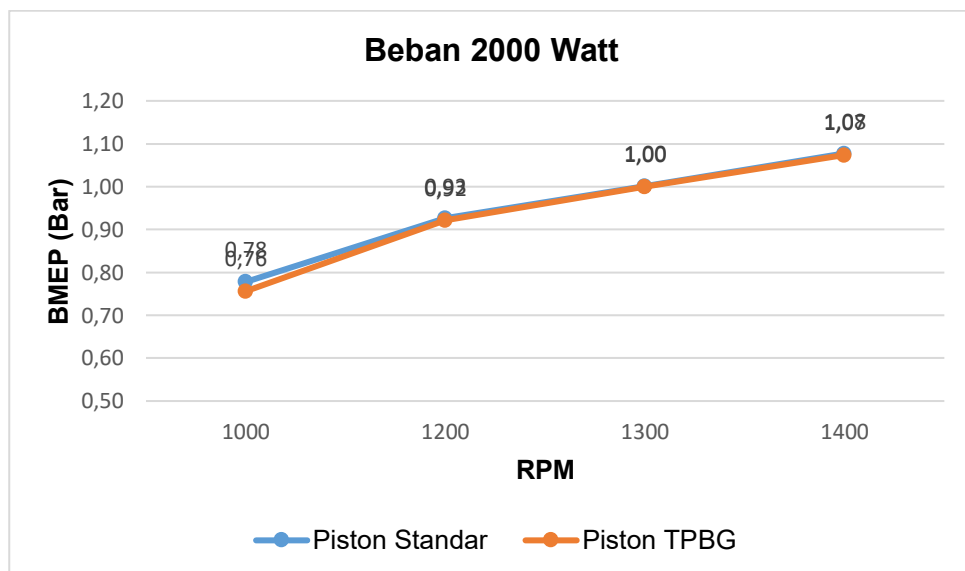
Pada putaran 1300 rpm, piston standar menghasilkan BSFC sebesar 611,45 gr/kWh, sedangkan piston TPBG sebesar 985,00 gr/kWh. Selisih yang terjadi sebesar 373,55 gr/kWh atau sekitar 37,92%.

Pada putaran 1400 rpm, piston standar menghasilkan nilai BSFC terendah sebesar 606,00 gr/kWh, sedangkan piston TPBG sebesar 959,85

gr/kWh. Selisih yang terjadi sebesar 353,85 gr/kWh atau sekitar 36,86%. Meskipun nilai BSFC piston TPBG terus mengalami penurunan, nilainya masih lebih tinggi dibandingkan piston standar.

Rata-rata persentase selisih BSFC sebesar 31,88% menunjukkan bahwa piston standar memiliki konsumsi bahan bakar spesifik yang lebih rendah dibandingkan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG), sehingga menghasilkan efisiensi penggunaan bahan bakar yang lebih baik pada beban 2000 Watt.

4.5.4 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)



Gambar 4.11 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) Antara Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 2000 Watt

Berdasarkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.11 *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) pada beban 2000 Watt, terlihat bahwa nilai BMEP pada piston standar maupun piston TPBG mengalami peningkatan seiring bertambahnya putaran mesin dari 1000 rpm hingga 1400 rpm. Nilai BMEP dan kecepatan putaran mesin berbanding lurus sehingga ketika semakin tinggi putaran mesin maka semakin meningkat juga nilai BMEP yang didapatkan (Akasah et al., 2024)

Pada putaran 1000 rpm, piston standar menghasilkan nilai BMEP sebesar 0,78 bar, sedangkan piston TPBG menghasilkan nilai BMEP sebesar 0,76 bar.

Terdapat selisih sebesar 0,02 bar atau sekitar 2,56%, dimana piston standar memiliki nilai BMEP yang lebih tinggi dibandingkan piston TPBG.

Pada putaran 1200 rpm, nilai BMEP piston standar sebesar 0,93 bar dan piston TPBG sebesar 0,92 bar. Dengan demikian terdapat selisih nilai BMEP hanya 0,01 bar atau perbedaan sebesar 1,07%.

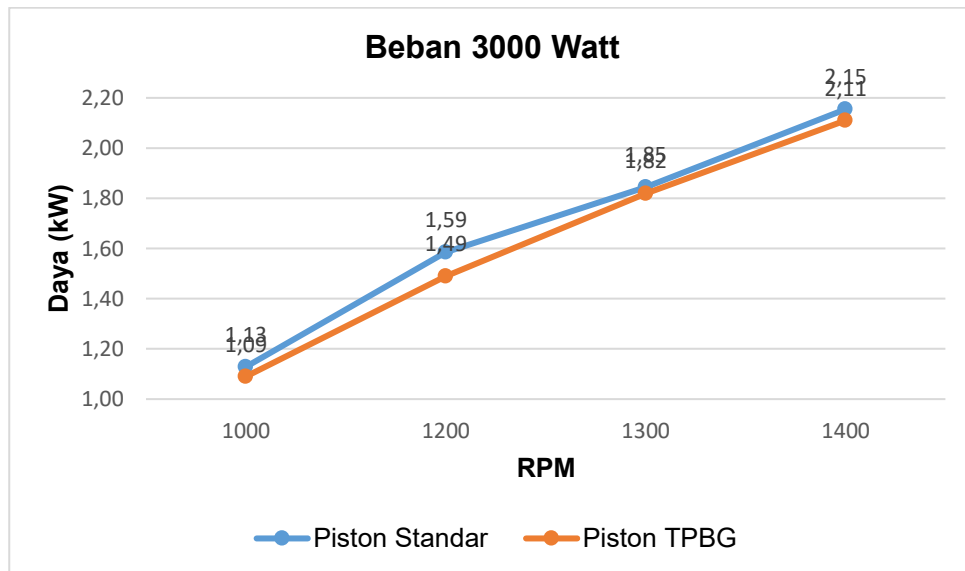
Pada putaran 1300 rpm, nilai BMEP piston standar dan piston TPBG menunjukkan nilai yang sama yaitu sebesar 1,00 bar. Tidak terdapat selisih nilai BMEP atau perbedaan sebesar 0%.

Pada putaran 1400 rpm, piston standar menghasilkan nilai BMEP 1,08 bar dan piston TPBG menghasilkan nilai BMEP sebesar 1,07 bar. Terdapat selisih relatif sedikit yaitu 0,01 atau sekitar 0,92%. Peningkatan nilai BMEP dibandingkan putaran sebelumnya menunjukkan bahwa proses pembakaran semakin efektif sehingga tekanan rata-rata yang bekerja pada piston meningkat.

Secara keseluruhan, rata-rata persentase selisih BMEP sebesar 0,65% menunjukkan bahwa piston standar mampu menghasilkan tekanan efektif rata-rata yang sedikit lebih tinggi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG), sehingga unjuk kerja mesin pada beban 2000 Watt masih lebih optimal menggunakan piston standar.

4.6 Hasil Perbandingan Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 3000 Watt

4.6.1 Daya



Gambar 4.12 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Daya Antara Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 3000 Watt

Berdasarkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.12, daya motor diesel pada beban 3000 Watt pada piston standar menghasilkan daya yang sedikit lebih tinggi dibandingkan piston TPBG pada seluruh variasi putaran mesin pada beban 3000 Watt. Pada putaran 1000 RPM, daya yang dihasilkan piston standar sebesar 1,13 kW sedangkan piston TPBG sebesar 1,09 kW. Selisih daya yang terjadi sebesar 0,04 kW atau sekitar 3,53%.

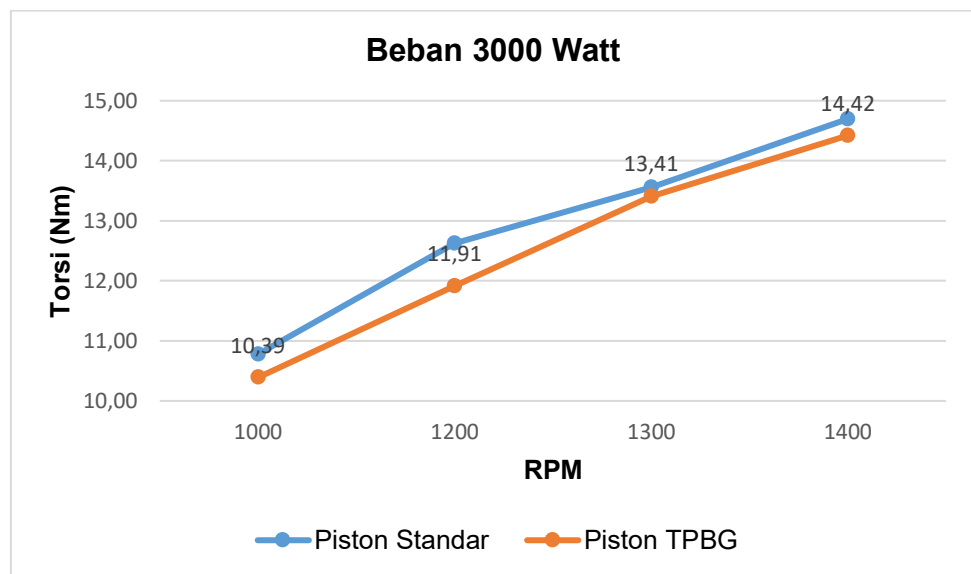
Selanjutnya pada putaran 1200 RPM, piston standar menghasilkan daya sebesar 1,59 kW dan piston TPBG sebesar 1,49 kW, dengan selisih daya sebesar 0,10 kW atau sekitar 6,66%, yang merupakan perbedaan terbesar selama pengujian.

Pada putaran 1300 RPM, daya yang dihasilkan piston standar sebesar 1,85 kW dan piston TPBG sebesar 1,82 kW. Selisih daya yang terjadi sebesar 0,03 kW atau sekitar 1,62%.

Sementara itu, pada putaran 1400 RPM daya yang dihasilkan masing-masing sebesar 2,15 kW dan 2,11 kW, dengan selisih daya sebesar 0,04 kW atau sekitar 1,86%.

Berdasarkan hasil pengujian pada beban 3000 Watt, diperoleh rata-rata persentase selisih daya sebesar 1,97% antara piston standar dan piston TPBG. Hal ini menunjukkan bahwa piston standar masih menghasilkan daya yang lebih tinggi dibandingkan piston TPBG, sehingga penggunaan piston TPBG belum memberikan peningkatan daya pada beban 3000 Watt.

4.6.2 Torsi



Gambar 4.13 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Torsi Antara Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 3000 Watt

Berdasarkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.13 torsi pada beban 3000 Watt, pada putaran 1000 rpm, piston standar menghasilkan torsi sebesar 10,78 Nm, sedangkan piston TPBG menghasilkan torsi sebesar 10,39 Nm. Terdapat selisih sebesar 0,3 Nm atau sekitar 3,61%.

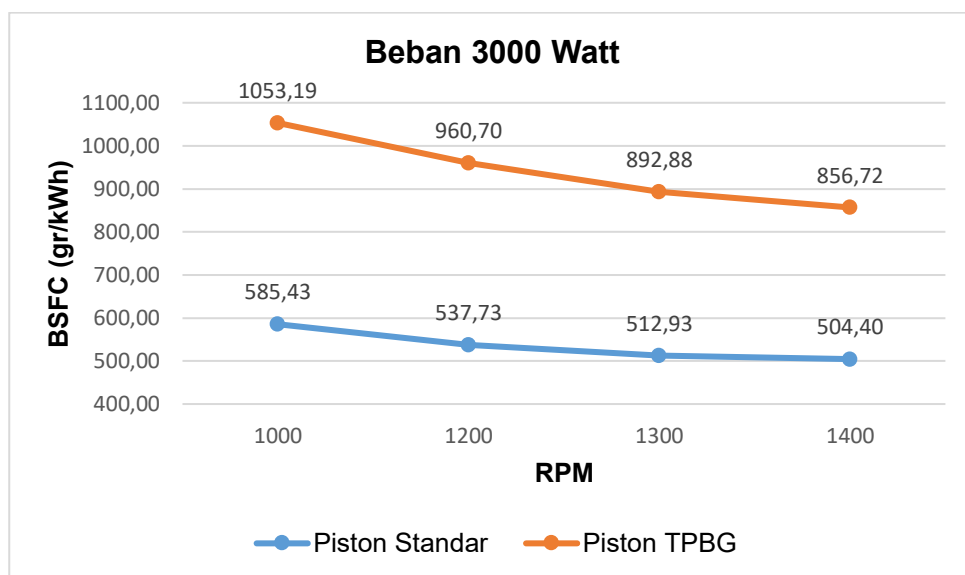
Pada putaran 1200 rpm, piston standar menghasilkan torsi sebesar 12,62 Nm, sedangkan piston TPBG sebesar 11,91 Nm. Selisih yang terjadi sebesar 0,71 Nm atau sekitar 5,62%. Selisih ini merupakan perbedaan terbesar yang terjadi selama pengujian pada beban 3000 Watt. Kondisi tersebut menunjukkan bahwa pada putaran menengah, piston standar masih memiliki kemampuan menghasilkan torsi yang lebih baik dibandingkan piston TPBG.

Pada putaran 1300 rpm, torsi yang dihasilkan piston standar sebesar 13,55 Nm, sedangkan piston TPBG sebesar 13,41 Nm. Selisih yang terjadi hanya 0,14 Nm atau sekitar 1,03%.

Pada putaran 1400 rpm, piston standar menghasilkan torsi sebesar 14,69 Nm, sedangkan piston TPBG menghasilkan torsi sebesar 14,42 Nm. Selisih yang terjadi sebesar 0,27 Nm atau sekitar 1,83%.

Pada beban 3000 Watt, rata-rata persentase selisih torsi sebesar 0,98% menunjukkan bahwa piston standar masih menghasilkan torsi yang lebih tinggi dibandingkan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG), sehingga performa torsi terbaik pada kondisi ini diperoleh menggunakan piston standar.

4.6.3 Brake Spesific Fuel Consumption (BSFC)



Gambar 4.14 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata *Brake Spesific Fuel Consumption* (BSFC) Antara Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 3000 Watt

Berdasarkan grafik ditunjukkan pada Gambar 4.14 *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC) pada beban 3000 Watt, terlihat bahwa nilai BSFC pada piston standar maupun piston TPBG mengalami penurunan seiring bertambahnya putaran mesin dari 1000 rpm hingga 1400 rpm.

Pada putaran 1000 rpm, piston standar menghasilkan nilai BSFC sebesar 585,43 gr/kWh, sedangkan piston TPBG menghasilkan BSFC sebesar 1053,19 gr/kWh. Terdapat selisih sebesar 467,76 gr/kWh atau sekitar 44,41%.

Pada putaran 1200 rpm, nilai BSFC piston standar menurun menjadi 537,73 gr/kWh, sedangkan piston TPBG sebesar 960,70 gr/kWh. Selisih yang terjadi sebesar 422,97 gr/kWh atau sekitar 44,02%.

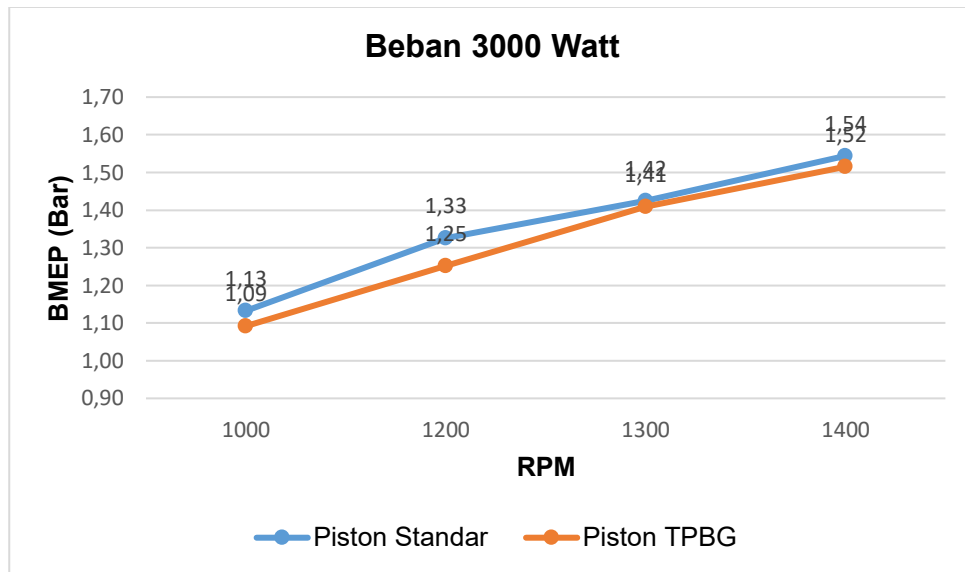
Pada putaran 1300 rpm, piston standar menghasilkan BSFC sebesar 512,93 gr/kWh, sedangkan piston TPBG sebesar 892,88 gr/kWh. Selisih yang terjadi sebesar 379,95 gr/kWh atau sekitar 42,55%.

Pada putaran 1400 rpm, piston standar menghasilkan nilai BSFC terendah sebesar 504,40 gr/kWh, sedangkan piston TPBG sebesar 856,72 gr/kWh. Selisih yang terjadi sebesar 352,32 gr/kWh atau sekitar 41,12%.

Secara keseluruhan, rata-rata persentase selisih BSFC sebesar 32,16% menunjukkan bahwa piston standar memiliki efisiensi penggunaan bahan bakar yang lebih baik dibandingkan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG), karena mampu menghasilkan daya dengan konsumsi bahan bakar spesifik yang lebih rendah pada beban 3000 Watt.

Jika dibandingkan dengan pengujian pada beban 2000 Watt, nilai BSFC kedua piston pada beban 3000 Watt cenderung lebih rendah. Hal ini menunjukkan bahwa peningkatan beban menyebabkan mesin bekerja pada kondisi yang lebih optimal sehingga efisiensi termal meningkat dan konsumsi bahan bakar spesifik menurun.

4.6.4 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)



Gambar 4.15 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) Antara Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 3000 Watt

Berdasarkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.15 *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) pada beban 3000 Watt, terlihat bahwa nilai BMEP pada piston standar maupun piston TPBG mengalami peningkatan seiring bertambahnya putaran mesin dari 1000 rpm hingga 1400 rpm.

Pada putaran 1000 rpm, piston standar menghasilkan nilai BMEP sebesar 1,13 bar, sedangkan piston TPBG menghasilkan BMEP sebesar 1,09 bar. Terdapat selisih sebesar 0,04 bar atau sekitar 3,54%,

Pada putaran 1200 rpm, nilai BMEP piston standar meningkat menjadi 1,32 bar, sedangkan piston TPBG sebesar 1,25 bar. Selisih yang terjadi sebesar 0,07 bar atau sekitar 5,30%.

Pada putaran 1300 rpm, piston standar menghasilkan BMEP sebesar 1,42 bar, sedangkan piston TPBG sebesar 1,41 bar. Selisih yang terjadi hanya sebesar 0,01 bar atau sekitar 0,70%. Dibandingkan putaran sebelumnya, selisih BMEP kedua piston semakin kecil, yang menunjukkan bahwa kemampuan piston TPBG dalam menghasilkan tekanan efektif mulai mendekati piston standar.

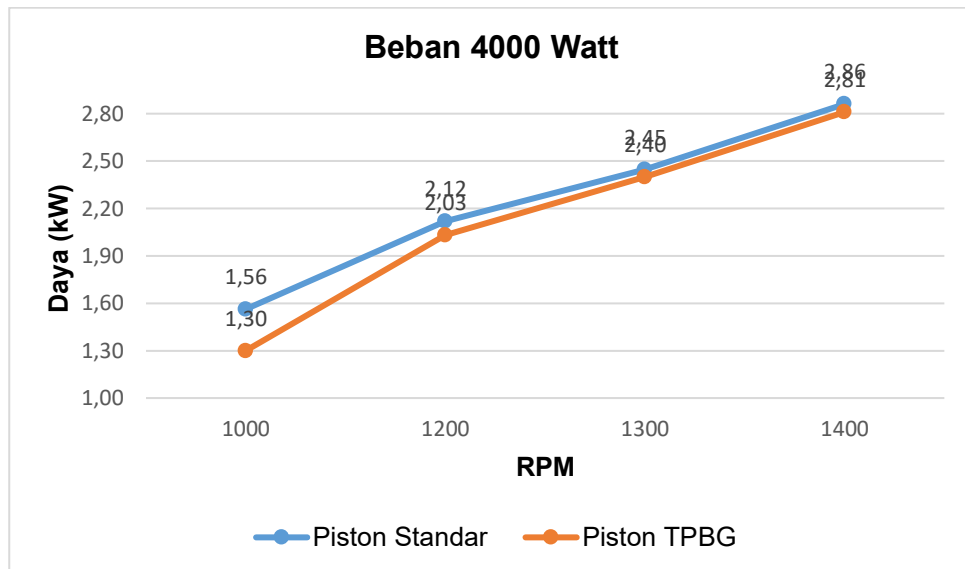
Pada putaran 1400 rpm, piston standar menghasilkan nilai BMEP tertinggi sebesar 1,54 bar, sedangkan piston TPBG sebesar 1,51 bar. Selisih yang terjadi sebesar 0,03 bar atau sekitar 1,95%.

Secara keseluruhan, rata-rata persentase selisih BMEP pada beban 3000 Watt meningkat dari 0,65% menjadi 0,95%. Hal ini menunjukkan bahwa seiring bertambahnya beban mesin, piston standar semakin mampu menghasilkan tekanan efektif rata-rata yang lebih tinggi dibandingkan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG).

Berdasarkan hasil tersebut, dapat disimpulkan bahwa pada beban 3000 Watt, piston standar masih menunjukkan kinerja yang sedikit lebih baik dibandingkan piston TPBG. Hal ini ditunjukkan oleh nilai BMEP yang secara konsisten lebih tinggi pada seluruh variasi putaran mesin. Namun demikian, perbedaan nilai BMEP antara kedua piston relatif kecil, terutama pada putaran 1300 rpm dan 1400 rpm, sehingga piston TPBG memiliki performa yang cukup mendekati piston standar dalam menghasilkan tekanan efektif rata-rata di dalam silinder.

4.7 Hasil Perbandingan Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 4000 Watt

4.7.1 Daya



Gambar 4.16 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Daya Antara Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 4000 Watt

Berdasarkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.16, daya motor diesel pada beban 4000 Watt pada piston standar menghasilkan daya yang lebih tinggi dibandingkan piston TPBG. Pada 1000 RPM, piston standar menghasilkan daya sebesar 1,56 kW sedangkan piston TPBG sebesar 1,30 kW. Terdapat selisih daya sebesar 0,26 kW atau sekitar 16,66%. Selisih ini merupakan perbedaan terbesar yang terjadi selama pengujian.

Pada 1200 RPM, daya yang dihasilkan piston standar sebesar 2,12 Kw dan piston TPBG sebesar 2,03 kW. Selisih daya yang terjadi sebesar 0,09 kW atau sekitar 4,24%.

Selanjutnya pada 1300 RPM, daya yang dihasilkan sebesar 2,45 kW untuk piston standar dan 2,40 kW untuk piston TPBG, dengan selisih 0,05 kW atau sekitar 2,05%.

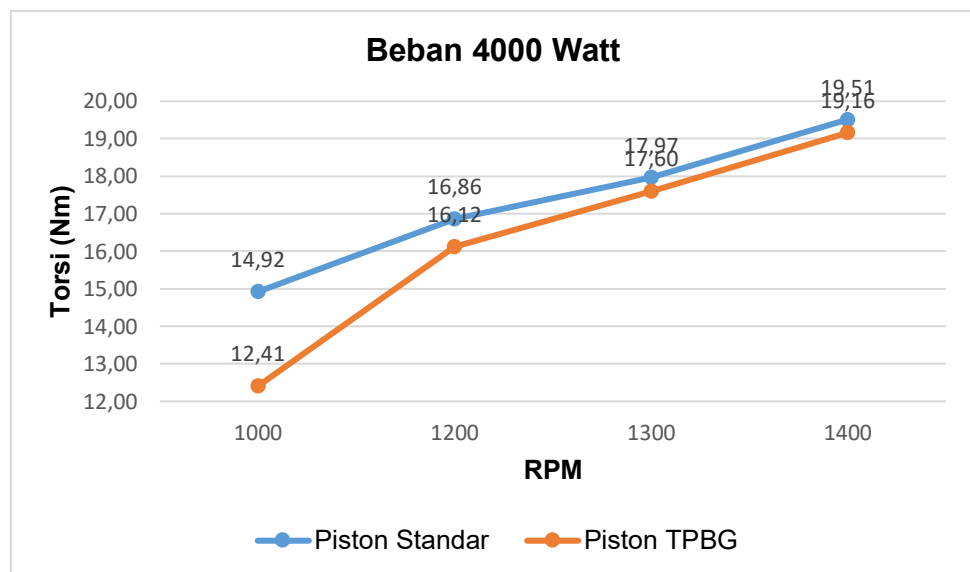
Pada putaran 1400 RPM, piston standar menghasilkan daya sebesar 2,86 kW sedangkan piston TPBG menghasilkan daya sebesar 2,81 kW. Selisih daya yang terjadi hanya sebesar 0,05 kW atau sekitar 1,74%. Hal ini

menunjukkan bahwa perbedaan daya antara kedua piston semakin kecil seiring meningkatnya putaran mesin.

Hal ini disebabkan karena ketika putaran mesin semakin tinggi maka putaran poros engkol pun juga semakin cepat sehingga terjadi lebih banyak siklus pembakaran dalam waktu yang sama, hal itu yang menyebabkan daya yang dihasilkan oleh mesin ikut meningkat (Markhiyano & Apriadi, 2024).

Berdasarkan hasil pengujian pada beban 4000 Watt, diperoleh rata-rata persentase selisih daya sebesar 4,50% antara piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG). Hasil ini menunjukkan bahwa piston standar menghasilkan daya yang lebih tinggi dibandingkan piston TPBG, sehingga pada beban tinggi piston standar masih memberikan unjuk kerja yang lebih optimal.

4.7.2 Torsi



Gambar 4.17 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata Torsi Antara Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 4000 Watt

Berdasarkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.17 torsi pada beban 4000 Watt, terlihat bahwa torsi yang dihasilkan oleh piston standar maupun piston TPBG mengalami peningkatan seiring bertambahnya putaran mesin dari 1000 rpm hingga 1400 rpm. Pada beban 4000 Watt diperoleh nilai torsi yang lebih tinggi dibandingkan beban 2000 Watt dan 3000 Watt, karena

mesin memerlukan gaya putar yang lebih besar untuk mempertahankan kestabilan operasinya.

Pada putaran 1000 rpm, piston standar menghasilkan torsi sebesar 14,92 Nm, sedangkan piston TPBG menghasilkan torsi sebesar 12,41 Nm. Terdapat selisih sebesar 2,51 Nm atau sekitar 16,82%, dimana piston standar menghasilkan torsi yang jauh lebih tinggi dibandingkan piston TPBG.

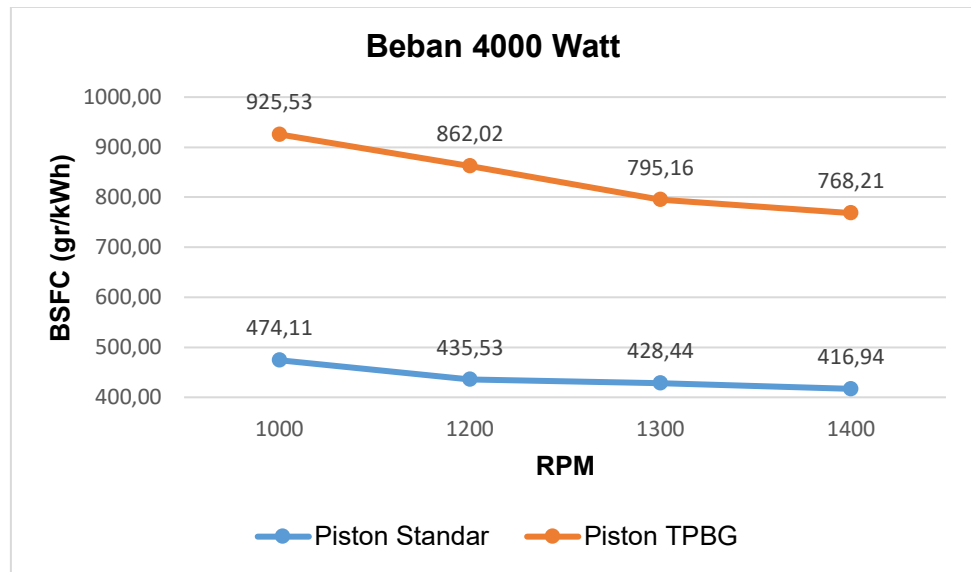
Pada putaran 1200 rpm, piston standar menghasilkan torsi sebesar 16,86 Nm, sedangkan piston TPBG sebesar 16,12 Nm. Selisih yang terjadi sebesar 0,74 Nm atau sekitar 4,38%.

Pada putaran 1300 rpm, torsi piston standar sebesar 17,97 Nm, sedangkan piston TPBG sebesar 17,60 Nm. Selisih yang terjadi sebesar 0,37 Nm atau sekitar 2,05%.

Pada putaran 1400 rpm, piston standar menghasilkan torsi sebesar 19,51 Nm, sedangkan piston TPBG menghasilkan torsi sebesar 19,16 Nm. Selisih yang terjadi hanya 0,35 Nm atau sekitar 1,79%.

Secara keseluruhan, rata-rata persentase selisih torsi sebesar 4,55% menunjukkan bahwa pada beban 4000 Watt piston standar memiliki kemampuan menghasilkan torsi yang lebih tinggi dibandingkan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG), sehingga memberikan unjuk kerja yang lebih optimal pada kondisi pembebanan tinggi.. Hasil ini menunjukkan bahwa pada beban 4000 Watt, piston standar memiliki kemampuan menghasilkan torsi yang lebih baik, terutama pada putaran rendah. Namun, seiring meningkatnya putaran mesin, performa piston TPBG semakin mendekati piston standar sehingga selisih torsi yang dihasilkan menjadi semakin kecil. Kondisi ini mengindikasikan bahwa geometri TPBG mampu mempertahankan performa torsi yang kompetitif pada putaran menengah hingga tinggi, meskipun belum mampu melampaui torsi piston standar pada kondisi pengujian yang dilakukan.

4.7.3 Brake Spesific Fuel Consumption (BSFC)



Gambar 4.18 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata *Brake Spesific Fuel Consumption* (BSFC) Antara Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 4000 Watt

Berdasarkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.18 *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC) pada beban 4000 Watt, terlihat bahwa nilai BSFC pada piston standar maupun piston TPBG mengalami penurunan seiring bertambahnya putaran mesin dari 1000 rpm hingga 1400 rpm.

Pada putaran 1000 rpm, piston standar menghasilkan nilai BSFC sebesar 474,11 gr/kWh, sedangkan piston TPBG menghasilkan BSFC sebesar 925,53 gr/kWh. Terdapat selisih sebesar 451,42 gr/kWh atau sekitar 48,77%,

Pada putaran 1200 rpm, nilai BSFC piston standar menurun menjadi 435,53 gr/kWh, sedangkan piston TPBG sebesar 862,02 gr/kWh. Selisih yang terjadi sebesar 426,49 gr/kWh atau sekitar 49,47%.

Pada putaran 1300 rpm, piston standar menghasilkan BSFC sebesar 428,44 gr/kWh, sedangkan piston TPBG sebesar 795,16 gr/kWh. Selisih yang terjadi sebesar 366,72 gr/kWh atau sekitar 46,11%.

Pada putaran 1400 rpm, piston standar menghasilkan nilai BSFC terendah sebesar 416,94 gr/kWh, sedangkan piston TPBG sebesar 768,21 gr/kWh. Selisih yang terjadi sebesar 351,27 gr/kWh atau sekitar 45,72%.

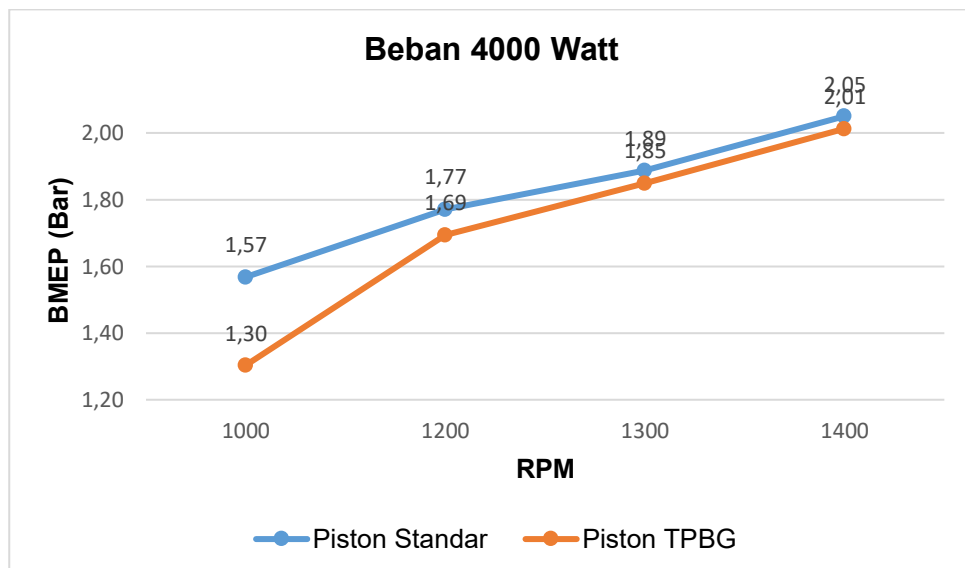
Penurunan BSFC pada kedua piston menunjukkan bahwa peningkatan putaran mesin mampu meningkatkan kualitas proses pembakaran sehingga

energi yang dihasilkan menjadi lebih optimal dan konsumsi bahan bakar spesifik menurun.

Secara keseluruhan, rata-rata persentase selisih BSFC sebesar 38,80% menunjukkan bahwa pada beban 4000 Watt piston standar memiliki efisiensi konsumsi bahan bakar yang lebih baik dibandingkan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG), sehingga mampu menghasilkan daya dengan kebutuhan bahan bakar yang lebih rendah.

Berdasarkan hasil tersebut, dapat disimpulkan bahwa pada beban 4000 Watt, piston standar masih menunjukkan efisiensi penggunaan bahan bakar yang lebih baik dibandingkan piston TPBG. Hal ini ditunjukkan oleh nilai BSFC yang secara konsisten lebih rendah pada seluruh variasi putaran mesin, sehingga piston standar membutuhkan konsumsi bahan bakar yang lebih sedikit untuk menghasilkan daya yang sama dibandingkan piston TPBG. Selain itu, kedua piston menunjukkan kecenderungan yang sama yaitu nilai BSFC menurun seiring meningkatnya putaran mesin, yang menandakan terjadinya peningkatan efisiensi pembakaran pada putaran yang lebih tinggi.

4.7.4 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)



Gambar 4.19 Grafik Hasil Perbandingan Rata-rata *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) Antara Piston Standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 4000 Watt

Berdasarkan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.19 *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) pada beban 4000 Watt, terlihat bahwa nilai BMEP pada piston standar maupun piston TPBG mengalami peningkatan seiring bertambahnya putaran mesin dari 1000 rpm hingga 1400 rpm.

Pada putaran 1000 rpm, piston standar menghasilkan nilai BMEP sebesar 1,57 bar, sedangkan piston TPBG menghasilkan BMEP sebesar 1,30 bar. Terdapat selisih sebesar 0,27 bar atau sekitar 17,19%.

Pada putaran 1200 rpm, nilai BMEP piston standar meningkat menjadi 1,77 bar, sedangkan piston TPBG sebesar 1,69 bar. Selisih yang terjadi sebesar 0,08 bar atau sekitar 4,52%.

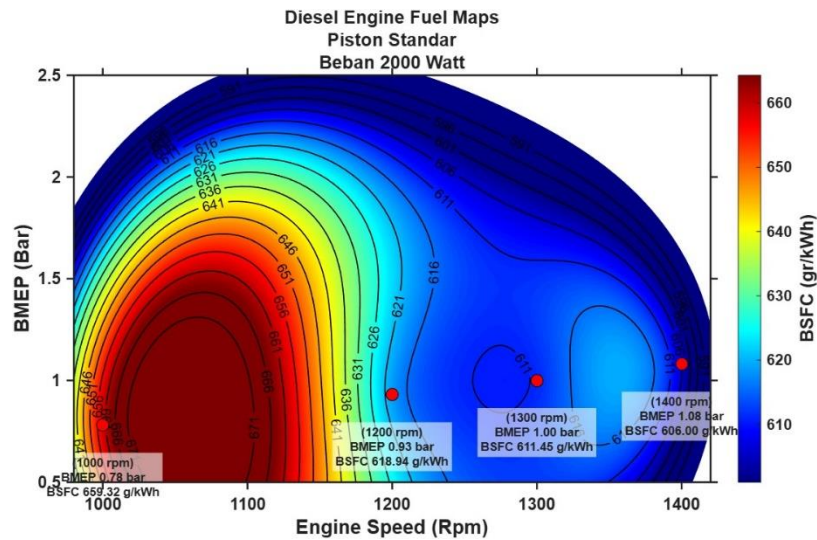
Pada putaran 1300 rpm, piston standar menghasilkan BMEP sebesar 1,89 bar, sedangkan piston TPBG sebesar 1,85 bar. Selisih yang terjadi sebesar 0,04 bar atau sekitar 2,11%. Perbedaan yang semakin kecil menunjukkan bahwa performa kedua piston dalam menghasilkan tekanan efektif rata-rata menjadi semakin serupa pada putaran menengah.

Pada putaran 1400 rpm, piston standar menghasilkan nilai BMEP tertinggi sebesar 2,05 bar, sedangkan piston TPBG sebesar 2,01 bar. Selisih yang terjadi sebesar 0,04 bar atau sekitar 1,95%.

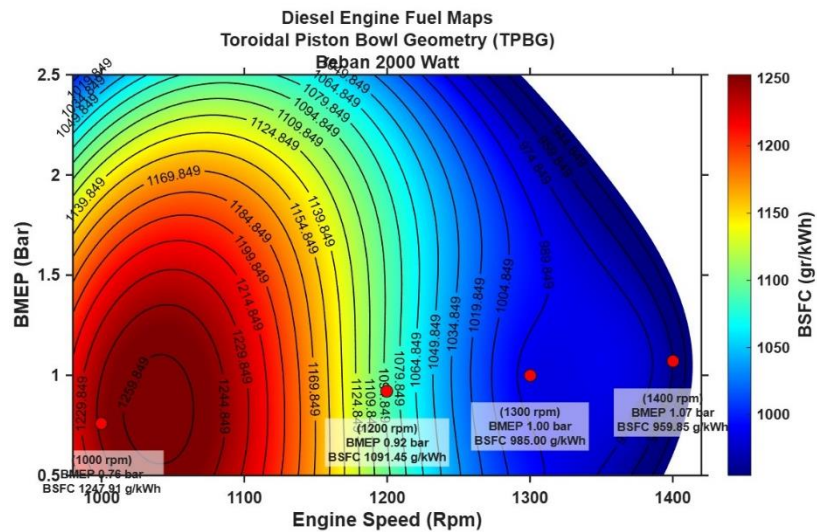
Secara keseluruhan, rata-rata persentase selisih BMEP meningkat dari 0,65% pada beban 2000 Watt, menjadi 0,95% pada beban 3000 Watt, dan mencapai 4,67% pada beban 4000 Watt. Hal ini menunjukkan bahwa peningkatan beban mesin memperjelas keunggulan piston standar dalam menghasilkan tekanan efektif rata-rata dibandingkan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG), sehingga piston standar memberikan unjuk kerja yang lebih optimal pada pembebanan tinggi.

4.8 Diesel Engine Fuel Maps

4.8.1 Diesel Engine Fuel Maps Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 2000 Watt



Gambar 4.20 Diesel Engine Fuel Maps Piston Standar Beban 2000 Watt



Gambar 4.21 Diesel Engine Fuel Maps Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Beban 2000 Watt

Berdasarkan hasil grafik *diesel engine fuel maps* piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) pada beban 2000 Watt yang ditunjukkan pada Gambar 4.20 dan Gambar 4.21 menunjukkan hubungan antara putaran mesin (*Engine Speed*), *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC) dan *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP). Warna kontur

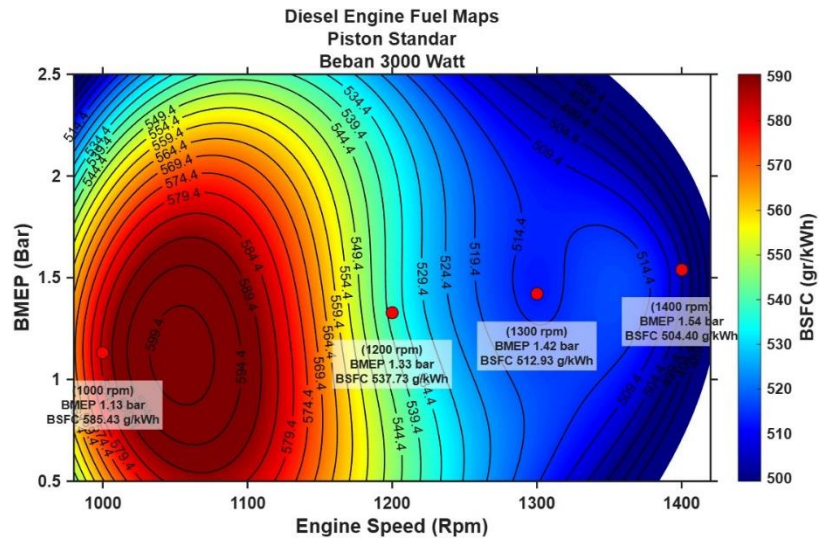
menunjukkan tingkat konsumsi bahan bakar spesifik, dimana warna merah menunjukkan BSFC tinggi (kurang efisien) sedangkan warna biru menunjukkan BSFC rendah (lebih efisien).

Berdasarkan hasil analisis *diesel engine fuel maps* pada beban 2000 Watt, baik piston standar maupun *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) menunjukkan tren yang sama, yaitu BMEP meningkat dan BSFC menurun seiring bertambahnya putaran mesin. Nilai BMEP kedua piston relatif hampir sama, dimana pada putaran 1400 rpm piston standar menghasilkan 1,08 bar, sedangkan piston TPBG 1,07 bar, sehingga kemampuan keduanya dalam menghasilkan tekanan pembakaran efektif masih relatif setara.

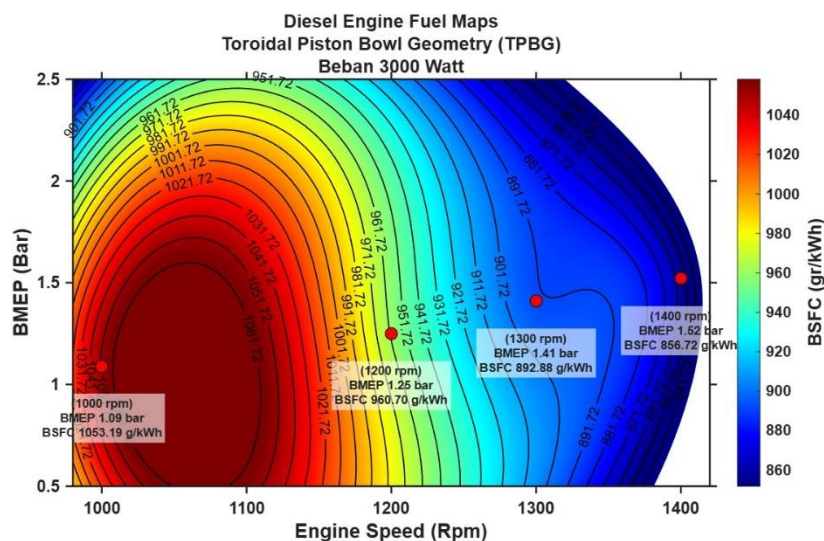
Namun, dari parameter BSFC, piston standar menunjukkan unjuk kerja yang lebih baik dibandingkan TPBG. Pada putaran 1400 rpm, piston standar menghasilkan BSFC sebesar 606,00 gr/kWh, sedangkan piston TPBG 959,85 gr/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa pada beban 2000 Watt, piston standar lebih efisien dalam mengubah energi bahan bakar menjadi daya mekanik.

Secara keseluruhan, hasil pengujian menunjukkan bahwa piston standar memberikan unjuk kerja yang lebih efisien pada beban 2000 Watt, sedangkan piston TPBG belum mampu menunjukkan peningkatan performa yang signifikan. Kondisi ini mengindikasikan bahwa desain ruang bakar TPBG memerlukan pembebanan yang lebih tinggi agar proses pembentukan *swirl* dan turbulensi dapat bekerja secara optimal, sebagaimana terlihat pada hasil pengujian beban 3000 Watt dan 4000 Watt, dimana unjuk kerja TPBG mulai mengalami peningkatan yang lebih baik.

4.8.2 Diesel Engine Fuel Maps Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 3000 Watt



Gambar 4.22 Diesel Engine Fuel Maps Piston Standar Beban 3000 Watt



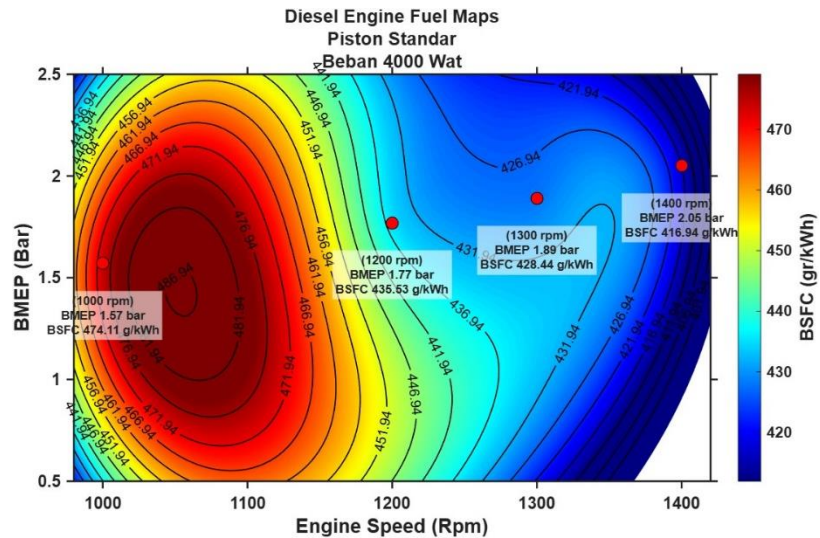
Gambar 4.23 Diesel Engine Fuel Maps Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Beban 3000 Watt

Berdasarkan hasil grafik *diesel engine fuel maps* piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) pada beban 3000 Watt yang ditunjukkan pada Gambar 4.22 dan Gambar 4.23 menunjukkan peningkatan unjuk kerja yang ditandai dengan meningkatnya nilai BMEP dan menurunnya nilai BSFC seiring bertambahnya putaran mesin. Pada putaran 1400 rpm, piston standar menghasilkan BMEP sebesar 1,54 bar dan BSFC sebesar 504,40

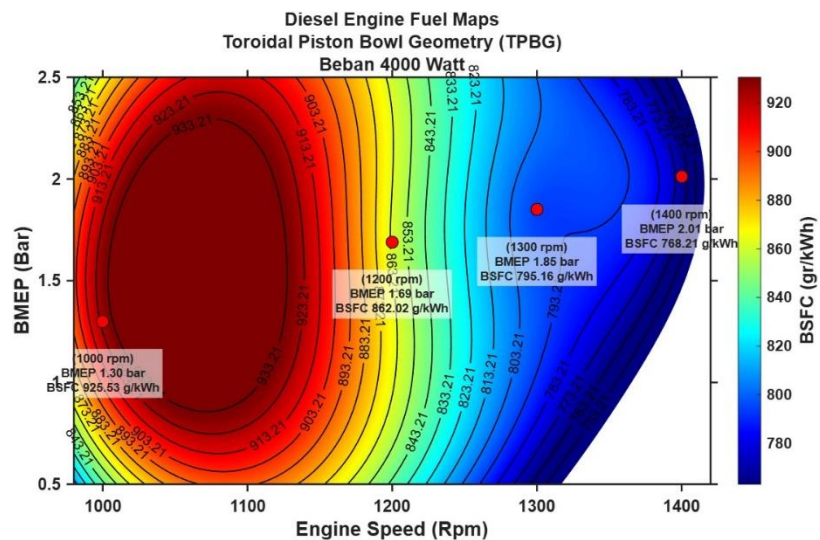
gr/kWh, sedangkan piston TPBG menghasilkan BMEP sebesar 1,52 bar dan BSFC sebesar 856,72 gr/kWh. Hasil tersebut menunjukkan bahwa pada beban 3000 Watt, piston standar masih memiliki efisiensi bahan bakar yang lebih baik, sedangkan kemampuan kedua piston dalam menghasilkan tekanan pembakaran efektif relatif hampir sama.

Apabila dibandingkan dengan hasil pengujian pada beban 2000 Watt, unjuk kerja piston TPBG mengalami peningkatan yang cukup baik. Pada putaran 1400 rpm, nilai BMEP meningkat dari 1,07 bar menjadi 1,52 bar, sedangkan BSFC menurun dari 959,85 gr/kWh menjadi 856,72 gr/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa peningkatan beban mampu meningkatkan kualitas pembakaran pada piston TPBG melalui pembentukan *swirl* dan turbulensi yang lebih efektif, sehingga konsumsi bahan bakar menjadi lebih efisien dan tekanan pembakaran meningkat. Dengan demikian, meskipun pada beban 3000 Watt piston standar masih memberikan efisiensi bahan bakar yang lebih baik, piston TPBG menunjukkan tren peningkatan unjuk kerja dibandingkan pada beban 2000 Watt, yang mengindikasikan bahwa desain ruang bakar *toroidal* mulai bekerja lebih optimal pada kondisi beban menengah.

4.8.3 Diesel Engine Fuel Maps Rata-rata Unjuk Kerja Piston Standar dan Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Pada Beban 4000 Watt



Gambar 4.24 Diesel Engine Fuel Maps Piston Standar Beban 4000 Watt



Gambar 4.25 Diesel Engine Fuel Maps Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) Beban 4000 Watt

Berdasarkan hasil grafik *diesel engine fuel maps* piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) pada beban 4000 Watt yang ditunjukkan pada Gambar 4.24 dan Gambar 4.25 menunjukkan peningkatan unjuk kerja dengan meningkatnya putaran mesin, yang ditandai oleh kenaikan nilai BMEP dan penurunan BSFC. Pada putaran 1400 rpm, piston standar menghasilkan BMEP sebesar 2,05 bar dan BSFC sebesar 416,94 gr/kWh,

sedangkan piston TPBG menghasilkan BMEP sebesar 2,01 bar dan BSFC sebesar 768,21 gr/kWh. Hasil tersebut menunjukkan bahwa kemampuan kedua piston dalam menghasilkan tekanan pembakaran efektif relatif hampir sama, namun piston standar masih lebih unggul dalam efisiensi konsumsi bahan bakar.

Apabila dibandingkan dengan hasil pengujian pada beban 3000 Watt, unjuk kerja piston TPBG mengalami peningkatan yang cukup signifikan. Pada putaran 1400 rpm, nilai BMEP meningkat dari 1,52 bar menjadi 2,01 bar, sedangkan BSFC menurun dari 856,72 gr/kWh menjadi 768,21 gr/kWh. Peningkatan ini menunjukkan bahwa pada beban yang lebih tinggi, proses pembakaran pada piston TPBG menjadi lebih efektif karena pembentukan *swirl* dan turbulensi di dalam ruang bakar semakin optimal. Akibatnya, tekanan pembakaran meningkat dan konsumsi bahan bakar spesifik menurun.

Secara keseluruhan, meskipun piston standar masih menunjukkan efisiensi bahan bakar yang lebih baik pada seluruh tingkat pembebanan, piston TPBG memperlihatkan tren peningkatan unjuk kerja yang semakin signifikan seiring bertambahnya beban mesin. Hal ini mengindikasikan bahwa desain ruang bakar *toroidal* lebih sesuai untuk dioperasikan pada kondisi beban menengah hingga tinggi, dimana karakteristik *swirl* yang dihasilkan dapat dimanfaatkan secara lebih optimal untuk meningkatkan kualitas pembakaran.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian mengenai pengaruh penggunaan piston standar dan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) terhadap unjuk kerja motor diesel Jiandong Jianghuai ZH1115N berbahan bakar Biosolar, serta analisis *diesel engine fuel maps*, maka diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Proses pembentukan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) berhasil dilakukan dengan memodifikasi piston standar melalui proses pembubutan, penambahan material aluminium dengan pengelasan, serta pembentukan ulang geometri ruang bakar sesuai dimensi rancangan. Hasil modifikasi menunjukkan bahwa *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) dapat dipasang dan dioperasikan dengan baik pada motor diesel tanpa mengalami gangguan mekanis selama proses pengujian berlangsung.
2. Berdasarkan hasil analisis pada variasi beban 2000, 3000, dan 4000 Watt dengan putaran mesin 1000, 1200, 1300, dan 1400 rpm, piston standar secara konsisten menghasilkan unjuk kerja yang lebih optimal dibandingkan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG). Meskipun piston TPBG memiliki rasio kompresi yang lebih tinggi, yaitu 17,4:1 dibandingkan piston standar sebesar 17:1, peningkatan rasio kompresi tersebut belum mampu meningkatkan unjuk kerja mesin. Rata-rata persentase selisih unjuk kerja yang meningkat seiring bertambahnya beban, yaitu dari 0,97% (daya), 0,68% (torsi), 31,88% (BSFC), dan 0,65% (BMEP) pada beban 2000 Watt menjadi 4,50% (daya), 4,55% (torsi), 38,80% (BSFC), dan 4,67% (BMEP) pada beban 4000 Watt.
3. Hasil *diesel engine fuel maps* menunjukkan bahwa pada kedua jenis piston, nilai BMEP meningkat dan BSFC menurun seiring bertambahnya beban dan putaran mesin. Hal ini menunjukkan bahwa piston standar lebih ekonomis dan lebih efisien dalam penggunaan bahan bakar dibandingkan piston TPBG.

5.2 Saran

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan, terdapat beberapa saran yang dapat dijadikan acuan untuk penelitian selanjutnya, yaitu sebagai berikut :

1. Penelitian selanjutnya disarankan melakukan optimasi dimensi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG), meliputi diameter *bowl*, kedalaman *bowl*, radius *toroidal*, dan volume ruang bakar untuk memperoleh performa dan efisiensi motor diesel yang lebih optimal.
2. Pengujian selanjutnya disarankan menggunakan variasi putaran mesin dan beban yang lebih luas agar karakteristik unjuk kerja motor diesel serta *diesel engine fuel maps* dapat diperoleh secara lebih komprehensif.
3. Penelitian selanjutnya disarankan menggunakan variasi jenis bahan bakar, seperti Dexlite, Pertamina Dex, biodiesel dengan komposisi campuran yang berbeda, atau bahan bakar alternatif lainnya, untuk mengevaluasi pengaruh TPBG terhadap unjuk kerja motor diesel pada berbagai karakteristik bahan bakar.
4. Penelitian selanjutnya juga disarankan menggunakan simulasi numerik, seperti *Computational Fluid Dynamics* (CFD), untuk menganalisis karakteristik aliran udara (*swirl* dan *turbulence*), distribusi campuran udara bahan bakar, serta proses pembakaran di dalam ruang bakar.
5. Selama proses pengujian disarankan lebih memperhatikan kondisi motor diesel, sistem injeksi bahan bakar, tekanan injektor, temperatur kerja motor diesel, serta ketelitian alat ukur agar hasil pengujian memiliki akurasi dan validitas yang lebih baik.

DAFTAR PUSTAKA

- Abdelrazek, M. K., Abdelaal, M. M., & El-Nahas, A. M. (2022). Piston bowl shape and biodiesel fuel effects on combustion and emission of diesel engines. *Journal of Engineering and Applied Science*, 69(1), 1–17. <https://doi.org/10.1186/s44147-022-00158-5>
- Annamalai, R., Kuppusamy, R., & Krishnan Ramachandran, S. (2018). Effect of piston bowl geometry and different injection pressure on the performance, emission, and combustion characteristics of diesel engine using biodiesel blend. *Thermal Science*, 22(3), 1445–1456. <https://doi.org/10.2298/tsci170719222a>
- Azhar, F. A., F, R. A. R., & Zain, A. T. (2023). *J-TETA : Jurnal Teknik Terapan Pengaruh Perubahan Sistem Pemasukan Bahan Bakar dan Rasio Kompresi Motor Bakar 4-Tak Single Cylinder terhadap Torsi dan Daya*. 2(1), 23–30.
- Cappenberg, A. D., Mesin, P. T., & Teknik, F. (2017). *Cappenberg, A. D. (2017b). Pengaruh penggunaan bahan bakar solar, biosolar dan pertamina dex terhadap .pdf*. 70–74.
- Çelik, V., & Arcaklioğlu, E. (2005). Performance maps of a diesel engine. *Applied Energy*, 81(3), 247–259. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2004.08.003>
- Channappagoudra, M., Ramesh, K., & Manavendra, G. (2019). Comparative study of standard engine and modified engine with different piston bowl geometries operated with B20 fuel blend. *Renewable Energy*, 133, 216–232. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.10.027>
- Efektif, D., Bahan, K., Spesifik, B., Efektif, D., Efektif, E. T., Gambar, P., & Besarnya, C. (2017). *PENGARUH KEAUSAN RING PISTON TERHADAP KINERJA MESIN DiditSumardiyanto , Syahrial Anwar FakultasTeknikJurusanTeknikMesin Universitas 17 Agustus 1945 Jakarta Abstrak Kata Kunci: Mesin diesel , ring piston , kinerja mesin PENDAHULUAN TUJUAN PENELITIAN Tujua*. 2(1), 42–51.
- Fadly, E. R. (2021). *Jurnal Voering Vol. 6 No. 1 Juli 2021*. 6(1), 33–38.

- Injektor, P., Yanmar, M., Sita, A., & Sudarmanta, B. (2017). *Studi Eksperimen Unjuk Kerja Mesin Diesel Sistem Dual Fuel Dengan Variasi Tekanan Penginjeksian*. 4(1).
- Made, I. D., Muku, K., & Sukadana, I. G. K. (2009). *Pengaruh Rasio Kompresi terhadap Unjuk Kerja Mesin Empat Langkah Menggunakan Arak Bali sebagai Bahan Bakar The influence of Compression Ratio to Performance of Four Stroke Engine Use of Arak Bali as a Fuel*. 3(1).
- Marty, P. (2014). *Pierre MARTY*.
- Rabiman. (2017). Pengetahuan Dasar Teknik Otomotif. In *Researchgate.Net* (Issue October 2017). https://www.researchgate.net/profile/Rabiman-Rabiman/publication/335453386_Pengetahuan_Dasar_Teknik_Otomotif/links/5f77c627458515b7cf62b049/Pengetahuan-Dasar-Teknik-Otomotif.pdf
- Semin, S., Iswantoro, A., & Faris, F. (2017). Performance and NOx Investigation on Diesel Engine using Cold EGR Spiral Tube: A Review. *International Journal of Marine Engineering Innovation and Research*, 1(3), 213–220. <https://doi.org/10.12962/j25481479.v1i3.2372>
- Tulus B. Sitorus, R. S. (2013). Performansi Mesin Sepeda Motor Satu Silinder Berbahan Bakar Premium dan Pertamina Plus Dengan Modifikasi Rasio Kompresi. *E-Dinamis*, 5.
- Wijayanti, F. (Fitri), & Irwan, D. (Dadan). (2014). Analisis Pengaruh Bentuk Permukaan Piston Terhadap Kinerja Motor Bensin. *Jurnal Ilmiah Teknik Mesin Unisma* "45" Bekasi, 2(1), 98156. <https://www.neliti.com/publications/98156/>
- Nugroho, A. S. (2017). *Analisa Studi Komparasi Unjuk Kerja Lscs Piston Chamber Dan Flat Piston Chamber Four Stroke Small Marine Diesel* (Doctoral dissertation, POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA).
- Asroful, A., Defa, A. N., & Hairul, B. M. (2024). Pengaruh Bentuk Permukaan Piston Rata (Flat) Dan Piston Cembung (Dome) Terhadap Performa Dan Emisi

Gas Buang Pada Mesin Sport 200cc. *Journal of Mechanical Engineering*, 1(1), 76-90.

Annamalai, R., Kuppusamy, R., & Krishnan, R. S. (2018). Effect of piston bowl geometry and different injection pressure on the performance, emission and combustion characteristics of diesel engine using biodiesel blend. *Thermal Science*, 22(3), 1445-1456.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



LAMPIRAN

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN A
PERAWATAN & PERBAIKAN MOTOR DIESEL

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

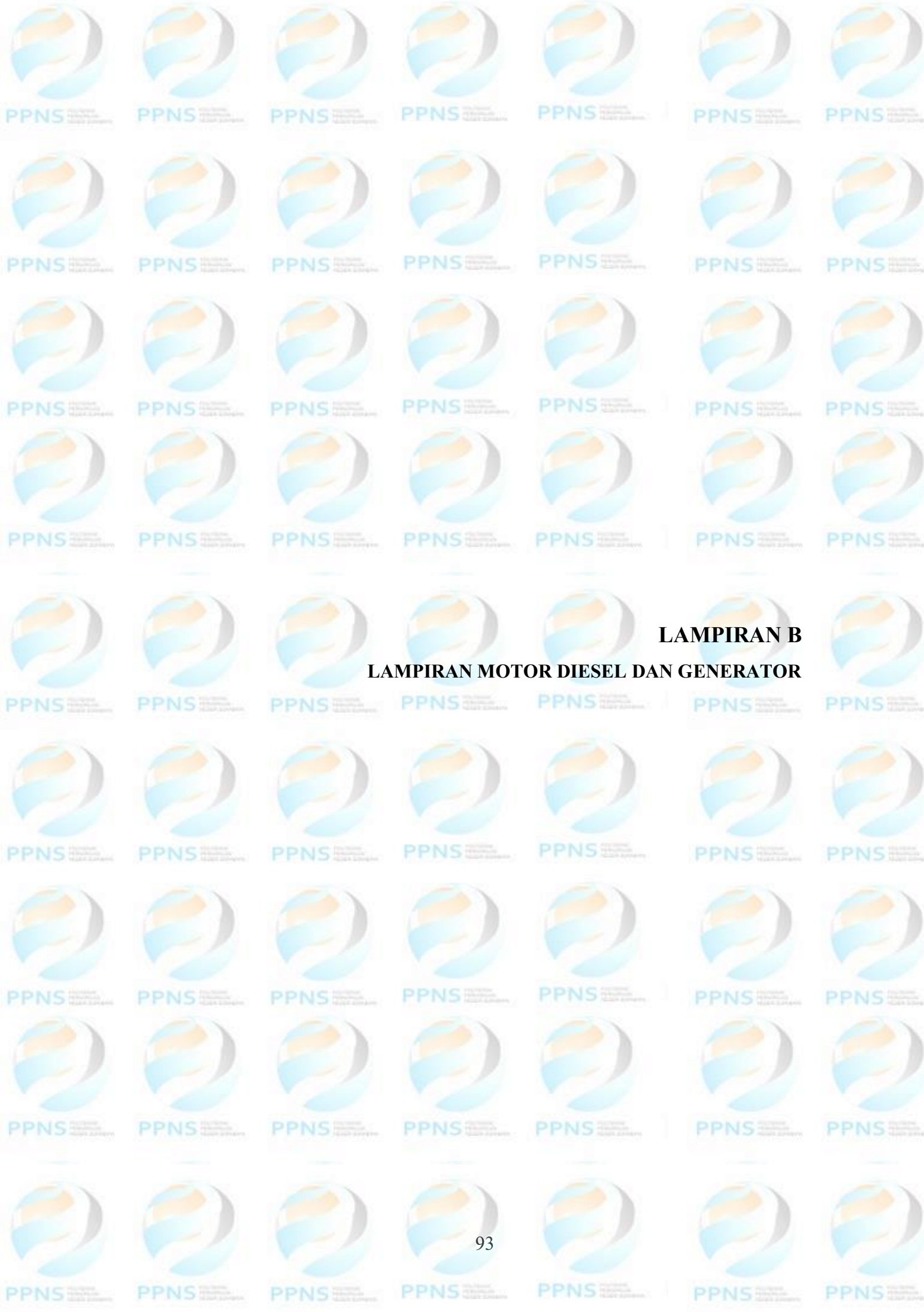
Dokumentasi Perawatan Pembersihan *Injector Nozzle* dan Perbaikan *Fuel Injection Pump*



Dokumentasi Pergantian *Cylinder Head Cover* dan Pemasangan Roda Pada Pondasi Motor Diesel



“Halaman ini sengaja dikosongkan”



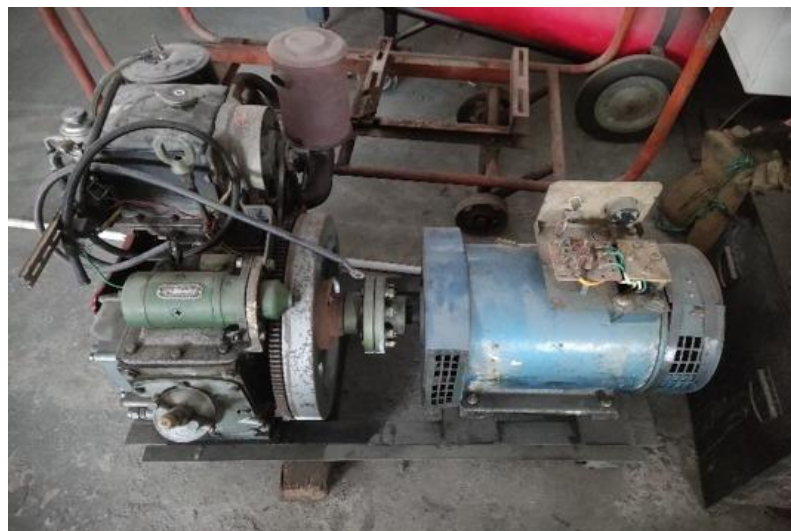
LAMPIRAN B
LAMPIRAN MOTOR DIESEL DAN GENERATOR

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Dokumentasi Motor Diesel Jiandong Jianghuai ZH1115N



Dokumentasi Generator A.C Synchronous Generator



“Halaman ini sengaja dikosongkan”



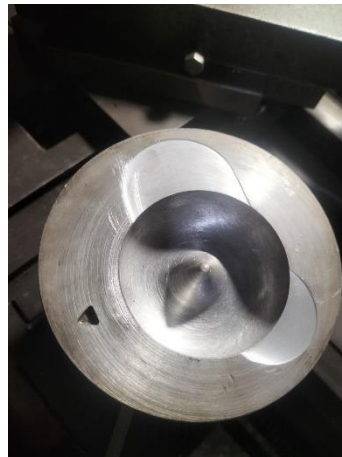
LAMPIRAN C
PISTON STANDAR & *TOROIDAL PISTON BOWL GEOMETRY (TPBG)*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Dokumentasi Piston Standar



Dokumentasi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)



Dokumentasi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Setelah Digunakan



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN D
DATA HASIL UNJUK KERJA PISTON STANDAR & *TOROIDAL PISTON*
BOWL GEOMETRY (TPBG)

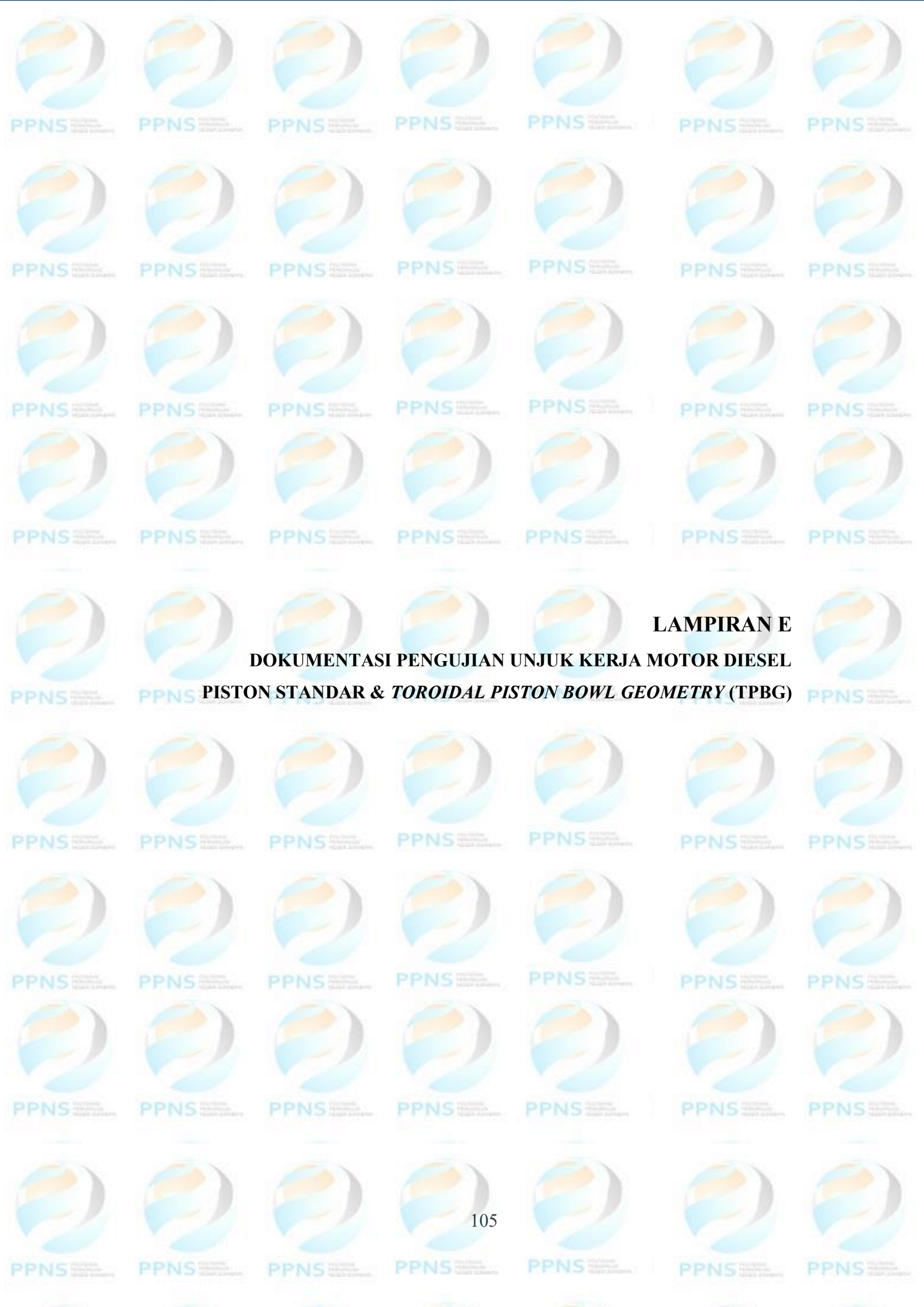
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Data Hasil Unjuk Kerja Piston Standar

Data Pengujian Hasil Unjuk Kerja Menggunakan Piston Standar Berbahan Bakar Biosolar B40																
Beban lampu 2000 watt																
No	Rpm	Volume	Waktu	Waktu	Waktu	Tegangan	Tegangan	Arus	Arus	Tegangan	Arus	Daya	Torsi	FCR	BSFC	BMEP
		Bahan	1	2	Rata2	1	2	1	2	Rata2	Rata2					
		Bakar	(S)	(S)	(S)	(V)	(V)	(I)	(I)	(V)	(I)					
		(ml)														
1	1000	25	146	141	144	118	124	1,34	1,43	121	1,39	0,78	7,40	511,15	659,32	0,78
						118	128	1,35	1,33	123	1,34					
						130	136	2,43	2,53	133	2,48					
2	1200	25	109	105	107	145	148	1,51	1,61	147	1,56	1,11	8,81	685,514	618,94	0,93
						153	155	1,56	1,52	154	1,54					
						166	169	2,86	2,86	168	2,86					
3	1300	25	93	92	93	163	164	1,63	1,67	164	1,65	1,30	9,53	792,973	611,45	1,00
						170	172	1,63	1,6	171	1,62					
						182	185	3,1	2,99	184	3,05					
4	1400	25	82	79	81	180	181	1,7	1,81	181	1,76	1,50	10,26	911,18	606,00	1,08
						189	190	1,76	1,69	190	1,73					
						201	203	3,16	3,16	202	3,16					
Beban lampu 3000 watt																
No	Rpm	Volume	Waktu	Waktu	Waktu	Tegangan	Tegangan	Arus	Arus	Tegangan	Arus	Daya	Torsi	FCR	BSFC	BMEP
		Bahan	1	2	Rata2	1	2	1	2	Rata2	Rata2					
		Bakar	(S)	(S)	(S)	(V)	(V)	(I)	(I)	(V)	(I)					
		(ml)														
1	1000	25	112	110	111	123	124	2,47	2,53	124	2,50	1,13	10,78	660,811	585,43	1,13
						123	128	2,45	2,49	126	2,47					
						134	139	2,49	2,52	137	2,51					
2	1200	25	87	85	86	152	152	2,79	2,9	152	2,85	1,59	12,62	852,907	537,73	1,33
						154	153	2,8	2,81	154	2,81					
						170	174	2,84	2,86	172	2,85					
3	1300	25	78	77	78	168	170	2,89	3,01	169	2,95	1,85	13,55	946,452	512,93	1,42
						170	170	2,92	2,97	170	2,95					
						189	190	3	3,07	190	3,04					
4	1400	25	69	66	68	183	185	3,13	3,26	184	3,20	2,15	14,69	1086,67	504,40	1,54
						187	191	3,1	3,14	189	3,12					
						205	210	3,18	3,20	208	3,19					
Beban lampu 4000 watt																
No	Rpm	Volume	Waktu	Waktu	Waktu	Tegangan	Tegangan	Arus	Arus	Tegangan	Arus	Daya	Torsi	FCR	BSFC	BMEP
		Bahan	1	2	Rata2	1	2	1	2	Rata2	Rata2					
		Bakar	(S)	(S)	(S)	(V)	(V)	(I)	(I)	(V)	(I)					
		(ml)														
1	1000	25	100	98	99	115	121	3,7	3,8	118	3,75	1,56	14,92	740,909	474,11	1,57
						116	175	3,7	3,74	146	3,72					
						136	140	2,53	2,54	138	2,54					
2	1200	25	80	79	80	152	153	4,25	4,36	153	4,31	2,12	16,86	922,642	435,53	1,77
						150	150	4,25	4,3	150	4,28					
						174	174	2,91	2,95	174	2,93					
3	1300	25	71	69	70	165	169	4,53	4,55	167	4,54	2,45	17,97	1047,86	428,44	1,89
						167	168	4,51	4,51	168	4,51					
						185	190	3,08	3,04	188	3,06					
4	1400	25	63	60	62	185	188	4,77	4,84	187	4,81	2,86	19,51	1192,68	416,94	2,05
						184	184	4,77	4,77	184	4,77					
						205	208	3,23	3,23	207	3,23					

Data Hasil Unjuk Kerja *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG)

Data Pengujian Hasil Unjuk Kerja Rata-rata Menggunakan TPBG Berbahan Bakar Biosolar B40																
Beban lampu 2000 watt																
No	Rpm	Volume	Waktu	Waktu	Waktu	Tegangan	Tegangan	Arus	Arus	Tegangan	Arus	Daya	Torsi	FCR	BSFC	BMEP
		Bahan	1	2	Rata2	1	2	1	2	Rata2	Rata2					
		Bakar (ml)	(S)	(S)	(S)	(V)	(V)	(I)	(I)	(V)	(I)					
1	1000	25	77	79	78	122	117	1,34	1,32	120	1,33	0,75	7,20	940,385	1247,91	0,76
						126	121	1,29	1,32	124	1,31					
						134	128	2,49	2,43	131	2,46					
2	1200	25	61	61	61	146	149	1,57	1,52	148	1,55	1,10	8,77	1202,46	1091,45	0,92
						155	156	1,51	1,53	156	1,52					
						168	168	2,82	2,83	168	2,83					
3	1300	25	56	59	58	166	163	1,62	1,62	165	1,62	1,30	9,51	1275,65	985,00	1,00
						176	170	1,64	1,61	173	1,63					
						187	185	3,01	2,98	186	3,00					
4	1400	25	50	52	51	183	181	1,72	1,71	182	1,72	1,50	10,22	1438,24	959,85	1,07
						191	190	1,71	1,70	191	1,71					
						204	202	3,16	3,15	203	3,16					
Beban lampu 3000 watt																
No	Rpm	Volume	Waktu	Waktu	Waktu	Tegangan	Tegangan	Arus	Arus	Tegangan	Arus	Daya	Torsi	FCR	BSFC	BMEP
		Bahan	1	2	Rata2	1	2	1	2	Rata2	Rata2					
		Bakar (ml)	(S)	(S)	(S)	(V)	(V)	(I)	(I)	(V)	(I)					
1	1000	25	61	67	64	120	117	2,47	2,41	119	2,44	1,09	10,39	1146,09	1053,19	1,09
						125	123	2,45	2,43	124	2,44					
						137	133	2,53	2,47	135	2,50					
2	1200	25	50	52	51	150	141	2,8	2,74	146	2,77	1,50	11,91	1438,24	960,70	1,25
						154	138	2,77	2,74	146	2,76					
						171	163	2,86	2,79	167	2,83					
3	1300	25	45	45	45	169	169	2,93	2,94	169	2,94	1,83	13,41	1630	892,88	1,41
						170	170	2,93	2,93	170	2,93					
						188	187	3	3,02	188	3,01					
4	1400	25	40	41	41	186	183	3,09	3,09	185	3,09	2,11	14,42	1811,11	856,72	1,52
						189	186	3,11	3,08	188	3,10					
						206	206	3,17	3,16	206	3,17					
Beban lampu 4000 watt																
No	Rpm	Volume	Waktu	Waktu	Waktu	Tegangan	Tegangan	Arus	Arus	Tegangan	Arus	Daya	Torsi	FCR	BSFC	BMEP
		Bahan	1	2	Rata2	1	2	1	2	Rata2	Rata2					
		Bakar (ml)	(S)	(S)	(S)	(V)	(V)	(I)	(I)	(V)	(I)					
1	1000	25	61	61	61	106	115	3,52	3,63	111	3,58	1,30	12,41	1202,46	925,53	1,30
						104	112	3,58	3,63	108	3,61					
						127	134	2,43	2,51	131	2,47					
2	1200	25	40	44	42	152	144	4,19	4,14	148	4,17	2,03	16,12	1746,43	862,02	1,69
						147	143	4,24	4,21	145	4,23					
						173	173	2,91	2,88	173	2,90					
3	1300	25	37	40	39	167	168	4,42	4,42	168	4,42	2,40	17,60	1905,19	795,16	1,85
						164	164	4,41	4,44	164	4,43					
						190	190	3,04	3,05	190	3,05					
4	1400	25	32	36	34	188	184	4,67	4,63	186	4,65	2,81	19,16	2157,35	768,21	2,01
						185	183	4,7	4,66	184	4,68					
						209	208	3,26	3,2	209	3,23					



LAMPIRAN E
DOKUMENTASI PENGUJIAN UNJUK KERJA MOTOR DIESEL
PISTON STANDAR & *TOROIDAL PISTON BOWL GEOMETRY (TPBG)*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

1. Dokumentasi Pengujian Unjuk Kerja Motor Diesel Menggunakan Piston Standar Pada Beban 4000 Watt dan Kecepatan Putaran 1300 Rpm

Dokumentasi Pengujian Unjuk Kerja Pertama



Dokumentasi Pengujian Unjuk Kerja Kedua



2. Dokumentasi Pengujian Unjuk Kerja Motor Diesel Menggunakan *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) Pada Beban 4000 Watt dan Kecepatan Putaran 1300 Rpm

Dokumentasi Pengujian Unjuk Kerja Pertama



Dokumentasi Unjuk Kerja Kedua



BIOGRAFI PENULIS



Rama Fanani Pratama, yang biasa dikenal dengan panggilan Rama, merupakan anak pertama dari 2 bersaudara yang lahir di Gresik, pada 24 Agustus 2005. Penulis bertempat tinggal di Gresik. Riwayat pendidikan penulis dimulai dari SDN 1 Sungonlegowo (2011-2017), kemudian dilanjutkan ke SMPN 1 Bungah (2017-2020). Setelah menyelesaikan pendidikan menengah pertama, penulis melanjutkan pendidikan ke SMK Assa'adah Bungah dengan mengambil bidang keahlian Teknik Permesinan (2020-2023). Setelah menyelesaikan pendidikan di tingkat SMK pada tahun 2023, penulis melanjutkan pendidikan tinggi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Program Studi D3 Teknik Permesinan Kapal (2023-2026). Selama menjalani masa perkuliahan, penulis memperoleh berbagai pengalaman akademik maupun non akademik. Pengalaman yang diperoleh adalah pelaksanaan kegiatan *On The Job Training* (OJT) selama 5 bulan di PT. Dharma Lautan Utama pada divisi Teknik, yang memberikan kesempatan bagi penulis untuk mengenal secara langsung lingkungan kerja serta mengaplikasikan ilmu yang telah dipelajari selama perkuliahan. Penulis juga aktif mengikuti Unit Kegiatan Mahasiswa NIKKAPALA. Melalui kegiatan tersebut, penulis memperoleh berbagai pengalaman dalam kegiatan keorganisasian, kepemimpinan, kedisiplinan, tanggung jawab, serta kerja sama tim. Dengan penuh rasa syukur, penulis memanjatkan puji syukur ke hadirat Allah SWT atas rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan seluruh rangkaian pendidikan serta tugas akhir ini. Segala masukan dapat disampaikan melalui:

No Telepon : +62 81236041923

Email : ramafanani.321@gmail.com

“Halaman ini sengaja dikosongkan”