



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

KAJIAN EKSPERIMEN PERBEDAAN KINERJA MESIN SEBELUM DAN SETELAH PENAMBAHAN TURBOCHARGER NON INTERCOOLER PADA MESIN BENSIN 1198 CC 4 SILINDER 4 LANGKAH TERHADAP KINERJA MESIN DAN GAS BUANG

KELVIN PUTRA PRATAMA

10211810010054

Dosen Pembimbing

Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T.

NIP.19610602 198701 1 001

Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



PROYEK AKHIR – VM191879

**KAJIAN EKSPERIMEN PERBEDAAN KINERJA MESIN SEBELUM
DAN SETELAH PENAMBAHAN TURBOCHARGER NON
INTERCOOLER PADA MESIN BENSIN 1198 CC 4 SILINDER 4
LANGKAH TERHADAP KINERJA MESIN DAN GAS BUANG**

KELVIN PUTRA PRATAMA

10211810010054

Dosen Pembimbing

Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T.

NIP.19610602 198701 1 001

Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



FINAL PROJECT - VM191879

EXPERIMENTAL STUDY OF DIFFERENCES IN ENGINE PERFORMANCE BEFORE AND AFTER ADDING NON INTERCOOLER TURBOCHARGER IN 1198 CC 4 CYLINDER 4 STEP GASOLINE ENGINE ON ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST GAS

KELVIN PUTRA PRATAMA

10211810010054

Faculty Advisor

Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T.

NIP.19610602 198701 1 001

Energy Conversion Engineering Technology Of Study Program

Department Of Mechanical Industry Engineering

Faculty of Vocation

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya

2022

LEMBAR PENGESAHAN

KAJIAN EKSPERIMEN PERBEDAAN KINERJA MESIN SEBELUM DAN SETELAH PENAMBAHAN TURBOCHARGER NON INTERCOOLER PADA MESIN BENSIN 1198 CC 4 SILINDER 4 LANGKAH TERHADAP KINERJA MESIN

PROYEK AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Terapan Teknik (STr.T) pada
Program Studi Diploma-IV Teknologi Rekayasa Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **Kelvin Putra Pratama**
NRP. 10211810010054

Disetujui oleh Tim Penguji Proyek Akhir :

1. **Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T**
NIP 19610602 198701 1 001
2. **Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.**
NIP 19620216 199512 1 001
3. **Dedy Zulhidayat N, ST., MT, Ph.D**
NIP 19751206 200501 1 002
4. **Ir. Arino Anzip, M.Eng, Sc**
NIP 19610714 198803 1 003



Pembimbing

Penguji

Penguji

Penguji

SURABAYA
Juli, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Kelvin Putra Pratama / 10211810010054

Departemen : Teknik Mesin Industri

Dosen Pembimbing / NIP : Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T / 19610602 198701 1 001

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “ *Kajian Eksperimen Perbedaan Kinerja Mesin Sebelum Dan Setelah Penambahan Turbocharger Non Intercooler Pada Mesin Bensin 1198 CC 4 Silinder 4 Langkah Terhadap Kinerja Mesin dan gas buang*” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 12 Juli 2022

Mengetahui,

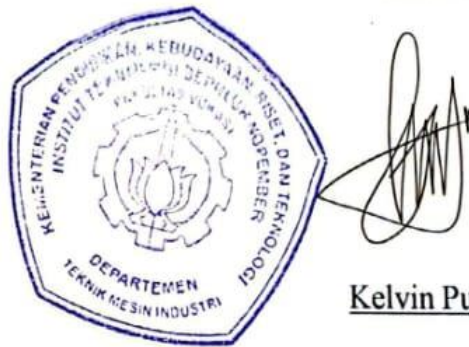
Dosen Pembimbing



Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T.

NIP.19610602 198701 1 001

Mahasiswa,



Kelvin Putra P.

NRP. 10211810010054

**KAJIAN EKSPERIMEN PERBEDAAN KINERJA MESIN SEBELUM DAN
SETELAH PENAMBAHAN TURBOCHARGER NON INTERCOOLER PADA
MESIN BENSIN 1198 CC 4 SILINDER 4 LANGKAH TERHADAP KINERJA MESIN
DAN GAS BUANG**

Nama Mahasiswa : KELVIN PUTRA PRATAMA
NRP : 10211810010054
Departemen : Mechanical Industry Engineering-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T

Abstrak

Setiap perusahaan otomotif saling berlomba lomba berinovasi terhadap kendaraan dengan kapasitas silinder (cc) kecil namun menghasilkan tenaga besar, yang biasa para produsen menambahkan sistem force induction pada produk yang akan dibuat dan dipasarkan. turbocharger sendiri bekerja dengan tiupan gas buang dari mesin itu sendiri. sistem force induction tersebut memiliki kelebihan di berbagai sisi seperti contohnya turbocharger memanfaatkan gas buang menjadi tenaga,

Pada kali ini membahas mesin Honda Brio dengan tipe mesin L12B dengan kapasitas silinder 1199cc NA (Naturally Aspirated) dilakukan penambahan Turbocharger CT16 non intercooler. Mengapa dilakukan pemilihan Turbocharger CT16? dikarenakan cocok untuk digunakan harian karena perubahan meningkatnya efisiensi volumetrik.

penambahan turbo non intercooler daya tertinggi mencapai 168 HP pada 6500 rpm dengan rata-rata kenaikan sebesar 43,9%. Torsi yang dihasilkan mencapai 189,5 Nm pada 5500 rpm dengan rata-rata kenaikan sebesar 42,56% Emisi gas buang pada kondisi standart reflash memiliki nilai CO= 0,89%, HC= 271 ppm, CO₂ = 13,7 %, sedangkan turbocharger non intercooler memiliki nilai CO= 0,88%, HC= 256 ppm, CO₂ = 13,9 %.

Kata kunci: Turbocharger, efisiensi, emisi gas buang, dynamometer

**EXPERIMENTAL STUDY OF DIFFERENCES IN ENGINE PERFORMANCE
BEFORE AND AFTER ADDING NON INTERCOOLER TURBOCHARGER IN 1198
CC 4 CYLINDER 4 STEP GASOLINE ENGINE ON ENGINE PERFORMANCE AND
EXHAUST GAS**

Nama Mahasiswa : KELVIN PUTRA PRATAMA
NRP : 10211810010054
Departemen : Mechanical Industry Engineering-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T

Abstract

Every automotive company competes with each other to innovate on vehicles with small cylinder capacity (cc) but produce large power, which manufacturers usually add a force induction system to the products to be manufactured and marketed. The turbocharger itself works by blowing exhaust gases from the engine itself. The force induction system has advantages in various aspects, such as a turbocharger utilizing exhaust gas into power,

At this time, discussing the Honda Brio engine with the L12B engine type with a cylinder capacity of 1199cc NA (Naturally Aspirated), the addition of a non-intercooled CT16 Turbocharger was carried out. Why was the CT16 Turbocharger chosen? because it is suitable for daily use due to changes in increasing volumetric efficiency

the addition of a non-intercooler turbo with the highest power reaching 168 HP at 6500 rpm with an average increase of 43.9%. The resulting torque reaches 189.5 Nm at 5500 rpm with an average increase of 42.56%. Exhaust gas emissions under standard reflash conditions have a value of CO = 0.89%, HC = 271 ppm, CO₂ = 13.7%, while non-intercooler turbocharger has a value of CO = 0.88%, HC = 256 ppm, CO₂ = 13.9%.

Keywords: Turbocharger, efficiency, exhaust emissions, dynamometer

KATA PENGANTAR

Puji syukur kami panjatkan atas karunia Nya Tuhan Yang Maha Esa. Atas seizin-Nya, penulis dapat menyusun proposal penelitian berjudul “Kajian Eksperimen Perbedaan Kinerja Mesin Sebelum Dan Setelah Penambahan Turbocharger Non Intercooler Pada Mesin Bensin 1198 CC 4 Silinder 4 Langkah Terhadap Kinerja Mesin dan gas buang”. Pada kesempatan ini, penulis hendak menyampaikan terima kasih kepada semua pihak yang telah memberikan dukungan moril maupun materiil sehingga dalam penyelesaian Proposal Proyek Akhir ini dapat selesai. Ucapan terima kasih ini penulis tujukan kepada:

1. Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto, MT. selaku dosen pembimbing Proyek Akhir yang telah banyak memberikan bimbingan dan ilmu terkait dengan tugas akhir.
2. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
3. Bapak Ir. Nur Husodo, M.S. selaku Dosen Wali
4. Ibu Dr. Atria Pradityana, S.T., M.T. selaku Koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
5. Para Dosen Penguji selaku dosen yang memberikan kritik, saran, serta masukan yang sangat bermanfaat untuk penyempurnaan tugas akhir ini.
6. orang tua yang selalu memberikan dukungan baik moral maupun materiil untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
7. Seluruh teman-teman Warga Angkatan 2018 yang selalu membantu dan memberikan semangat kepada penulis.
8. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

penulis menyadari bahwa Proposal Proyek Akhir ini masih ada kekurangan., penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun dari para pembaca guna menyempurnakan segala kekurangan dalam penyusunan Proposal Proyek Akhir ini. Akhir kata, penulis berharap semoga Proposal Proyek Akhir ini berguna bagi para pembaca dan

Surabaya, 12 Juli 2022

(LEMBAR INI SENGAJA DIKOSONGKAN)

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.
KATA PENGANTAR	V
DAFTAR ISI.....	VII
DARTAR GAMBAR.....	IX
DAFTAR TABEL.....	X
BAB I.....	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1 LATAR BELAKANG	1
1.2 RUMUSAN MASALAH.....	1
1.3 TUJUAN.....	1
1.4 MANFAAT	1
1.5 BATASAN MASALAH.....	1
BAB II.....	2
LANDASAN TEORI.....	2
2.1 PENELITIAN TERDAHULU	2
2.2 MOTOR BAKAR	2
2.3 MOTOR BAKAR BENSIN	2
2.3.1 <i>mesin 2 tak</i>	3
2.3.2 <i>mesin 4 tak</i>	4
2.3.3 <i>mesin rotary</i>	7
2.3 SUPERCHARGER.....	8
2.5 TURBOCHARGER	8
2.6 EMISI GAS BUANG	10
2.7 PARAMETER MESIN.....	11
BAB III.....	14
METODE PENELITIAN	14
3.1 PROSEDUR PENELITIAN	14
3.2 METODE PENGUJIAN	15
3.2.1 <i>peralatan pengujian</i>	15
3.2.2 <i>spesifikasi mesin</i>	18
3.2.3 <i>skema pengujian</i>	19
3.2.4 <i>Tempat dan Jadwal Kegiatan</i>	22
3.2.5 <i>Diagram Alir Pengujian</i>	23
BAB IV	24
ANALISA DAN PEMBAHASAN	24
4.1 PENGAMBILAN DATA	24
4.2 DATA SPESIFIKASI	24
4.3 CONTOH PERHITUNGAN	24
4.3.1 <i>Perhitungan Massa Bahan Bakar dan Udara</i>	24
4.3.2 <i>Perhitungan konnsumsi bahan bakar spesifik</i>	24
4.3.3 <i>Perhitungan Tekanan efektif rata-rata</i>	25
4.3.4 <i>Perhitungan Efisiensi Termal</i>	25
4.4 ANALISA DATA.....	28
4.4.1 <i>Daya</i>	28
4.4.2 <i>Torsi</i>	29
4.4.3 <i>Konsumsi Bahan bakar spesifik</i>	29

4.4.4 Tekanan efektif rata-rata	30
4.4.5 Efisiensi Termal	31
4.4.6 Gas buang.....	31
BAB V	34
PENUTUP	34
5.1 KESIMPULAN.....	34
5.2 SARAN	34
DAFTAR PUSTAKA	35
LAMPIRAN	36

DARTAR GAMBAR

Gambar 2. 1	grafik otto standart dan turbo	4
Gambar 2. 2	SOHC dan DOHC	7
Gambar 2. 3	mesin rotary	7
Gambar 2. 4	supercharger	8
Gambar 2. 5	turbo CT16	8
Gambar 2. 6	Siklus otto dengan turbo	9
Gambar 2. 7	cara kerja turbocharger	10
Gambar 3. 1	Diagram Alir Penelitian	15
Gambar 3. 2	dynamometer dastek	16
Gambar 3. 3	exhaust gas analyzer	16
Gambar 3. 4	programable ecu	16
Gambar 3. 5	turbocharger CT16	17
Gambar 3. 6	Boostmeter	17
Gambar 3. 7	injector L12B	18
Gambar 3. 8	Injector K24	18
Gambar 3. 9	skema pengujian	19
Gambar 3. 10	mobil naik ke atas dyno	20
Gambar 3. 11	pemasangan strap ke kendaraan	20
Gambar 3. 12	boostmeter	20
Gambar 3. 13	sensor AFR pada knalpot	20
Gambar 3. 14	aplikasi piggyback	21
Gambar 3. 15	hasil running dyno	21
Gambar 3. 16	gas analyzer	22
Gambar 3. 17	Diagram alir pengujian	23
Gambar 4. 1	Grafik Daya	28
Gambar 4. 2	Grafik Torsi	29
Gambar 4. 3	Grafik SFC	29
Gambar 4. 4	Grafik BMEP	30
Gambar 4. 5	Grafik Efisiensi Termal	31
Gambar 4. 6	Grafik CO	32
Gambar 4. 7	Grafik HC	32
Gambar 4. 8	Grafik CO2	33

DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 spesifikasi honda brio	18
Tabel 3. 2 Jadwal Kegiatan	22
Tabel 4. 1 perhitungan data kondisi standart	25
Tabel 4. 2 perhitaungan data turbo non intercooler	27

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar belakang

Dalam kehidupan sehari-hari, orang pasti menggunakan kendaraan bermotor untuk mempermudah suatu pekerjaan atau sebagai sarana transportasi untuk berpindah dari suatu tempat ke tempat yang lain.

Setiap perusahaan otomotif saling berlomba-lomba berinovasi terhadap kendaraan dengan kapasitas silinder (cc) kecil namun menghasilkan tenaga besar. Yang mana kendaraan dengan isi silinder kecil tenaga besar menghasilkan efisiensi yang tinggi, yang biasa para produsen menambahkan sistem force induction pada produk yang akan dibuat dan dipasarkan. Tenaga mesin dengan penambahan force induction akan setara dengan mobil 1800-2000cc. Force induction dibagi menjadi 2 yaitu turbocharger dan supercharger, turbocharger sendiri bekerja dengan memanfaatkan energi gas buang dari mesin itu sendiri, sedangkan supercharger bekerja mengikuti putaran mesin melalui V-belt yang memutar turbocharger. Kedua sistem force induction tersebut memiliki kelebihan di berbagai sisi seperti contohnya turbocharger memanfaatkan gas buang menjadi tenaga, dan turbocharger sendiri bergantung pada putaran mesin akan terasa lebih instan karena mengikuti putaran mesin. Dari sisi lain keduanya mempunyai kekurangan masing-masing, turbocharger lebih sering perawatan dan paling sering terjadi turbo lag, Turbocharger yaitu suara putaran cukup berisik.

Pada penelitian ini membahas mesin Honda Brio dengan tipe mesin L12B dengan kapasitas silinder 1198cc NA (Naturally Aspirated) dilakukan penambahan Turbocharger CT16 non intercooler. Dilakukan pemilihan Turbocharger CT16 dikarenakan untuk meningkatkan massa dan tekanan pada silinder

1.2 Rumusan Masalah

1. Bagaimanakah pengaruh penambahan turbocharger terhadap performa mesin?
2. Bagaimanakah pengaruh penambahan turbocharger terhadap emisi gas buang ?

1.3 Tujuan

1. Mengetahui perubahan pengaruh penambahan turbocharger terhadap performa mesin
2. Mengetahui perubahan pengaruh penambahan turbocharger terhadap emisi gas buang

1.4 Manfaat

- Menambah wawasan terkait penambahan turbocharger pada kendaraan
- Memberikan informasi kepada pembaca bahwa mesin honda brio 1199cc dapat dilakukan penambahan turbocharger

1.5 Batasan masalah

1. percobaan dilakukan pada honda brio dengan tipe mesin L12B tahun 2018 dengan kapasitas 1198cc
2. bahan bakar pertamax turbo oktan 98
3. turbocharger CT16

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 penelitian terdahulu

Diteliti oleh Lizardy Yusuf (2021) yang berjudul ANALISIS THERMODINAMIKA TURBOCHARGER PADA MESIN BENSIN TOYOTA CAMRY 2494cc TYPE IL-4 TERHADAP UNJUK KERJA MESIN. Menunjukkan motor bahan bakar bensin tanpa turbocharger di dapatkan efisiensi thermal siklus sebesar 59,81% memiliki Q_{in} sebesar 2,7761kJ dan kalor Q_{out} sebesar 1,11397kJ. Jika menggunakan turbocharger didapatkan efisiensi thermal siklus 60,20% memiliki Q_{in} sebesar 2,49688kJ dan kalor Q_{out} sebesar 0,9957kJ . dalam hal ini menunjukkan bahwa penggunaan turbocharger dapat meningkatkan daya sebesar 10,45% dibanding tanpa turbocharger.

2.2 Motor Bakar

Motor Bakar adalah alat yang dapat merubah energi kimia menjadi energi mekanis. Yang di bagi menjadi 2 macam berdasarkan bahan bakar yaitu bahan bakar bensin (oktane) dan bahan bakar diesel (cetane). Berbahan dasar bensin mempunyai langkah kerja seperti hisap-kompresi-ekspansi-buang. langkah hisap pada mesin bensin (oktane) campuran udara dengan bahan bakar secukupnya, yang idealnya memiliki AFR 14.7:1 pada idle. Sedangkan mesin dengan berbahan bakar diesel (cetane) memiliki langkah kerja hisap-kompresi-ekspansi-buang. Berbeda dengan langkah hisap pada mesin berbahan bakar bensin, pada mesin diesel langkah hisap adalah udara saja lalu mengalami self ignition karena memiliki kompresi tinggi (>15,1:1) , pada langkah kompresi bahan bakar di inject kedalam ruang bakar sehingga piston terdorong kebawah dengan momen inersia yang sangat besar.

Motor bakar berbahan bakar bensin dibagi menjadi 2 berdasarkan langkah kerja yaitu 2 Tak dan 4 Tak. Motor bakar 2 tak memiliki 2 langkah kerja dalam 1 putaran poros engkol yaitu langkah kerja-kompresi biasa bahan bakar bensin (oktane) di campur dengan oli samping sebagai pelumas dinding silinder yang biasa terdapat pompa oli samping terpisah atau bensin (oktane) langsung dicampur dengan oli samping dengan takaran secukupnya. Berbeda dengan mesin 4 Tak yang memiliki 4 langkah kerja dalam 2 kali putaran poros engkol yaitu langkah hisap-kompresi-ekspansi-buang. Langkah hisap sendiri memiliki campuran udara dan bahan bakar.

2.3 Motor Bakar Bensin

Mesin bensin atau yang biasa disebut mesin otto merupakan mesin pembakaran dalam yang pembakarannya menggunakan busi, dengan bahan bakar bensin atau sejenisnya

Pada mesin bensin, umumnya udara dan bahan bakar dicampur sebelum masuk ke ruang bakar, pencampuran udara dan bahan bakar dilakukan oleh karburator atau sistem injeksi. Bahan bakar yang bercampur udara mengalir kedalam ruang bakar dan dikompresikan dalam ruang bakar, kemudian dipercikan bunga api listrik yang berasal dari busi. Karena itu motor bensin disebut juga sebagai spark ignition engine. Terdapat beberapa jenis mesin bensin berdasarkan siklus proses pembakarannya seperti dibawah ini:

- Mesin 2 tak
- Mesin 4 tak

- Mesin rotary

Terdapat 3 syarat utama agar mesin bensin dapat bekerja

1. Kompresi ruang bakar yang cukup.
2. campuran udara dan bahan bakar yang sesuai.
3. Pengapian yang tepat (besar percikan busi dan waktu penyalan/timing ignition).

2.3.1 mesin 2 tak

Motor bakar dua tak adalah mesin pembakaran dalam yang dalam satu siklus pembakaran akan mengalami dua langkah piston.

prinsip kerjanya :

- TDC (top dead centre) atau TMA (titik mati atas): Posisi piston berada pada titik paling atas dalam silinder mesin atau piston berada pada titik paling jauh dari poros engkol (crankshaft).
- BDC (bottom dead centre) atau TMB (titik mati bawah) : Posisi piston berada pada titik paling bawah dalam silinder mesin atau piston berada pada titik paling dekat dengan poros engkol (crankshaft).
- Ruang bilas yaitu ruangan di bawah piston dimana terdapat poros engkol (crankshaft). Sering disebut sebagai bak engkol (crankcase) yang fungsinya gas hasil campuran udara, bahan bakar dan pelumas bisa tercampur lebih merata.

- Pembilasan (scavenging) merupakan proses pengeluaran gas hasil pembakaran dan proses pemasukan gas untuk pembakaran dalam ruang bakar

Langkah kerja:

Langkah 1

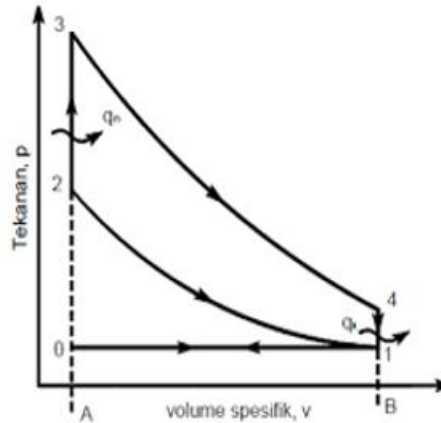
- 1) Saat piston bergerak dari TMA ke TMB. Piston menekan ruang bilas yang berada di bawah .
- 2) Pada titik tertentu, piston (ring piston) akan melewati lubang pembuangan gas dan lubang pemasukan gas. Posisi masing-masing lubang tergantung dari desain perancang kendaraan itu sendiri.
- 3) Pada saat ring piston melewati lubang pembuangan, gas di dalam ruang bakar keluar melalui lubang pembuangan
- 4) Pada saat ring piston melewati lubang pemasukan, gas yang tertekan di dalam ruang bilas akan terpompa masuk ke dalam ruang bakar, sekaligus mendorong keluar gas yang ada di dalam ruang bakar menuju lubang pembuangan.
- 5) Piston terus menekan ruang bilas sampai titik TMB, sekaligus memompa gas dalam ruang bilas menuju ke dalam ruang bakar

Langkah 2

1. Saat bergerak dari TMB ke TMA, piston akan menghisap gas hasil percampuran udara, bahan bakar dan pelumas ke dalam ruang bilas
2. Saat melewati lubang pemasukan dan lubang pembuangan, piston akan mengkompresi gas yang terjebak di dalam ruang bakar.
3. Piston akan terus mengkompresi gas dalam ruang bakar sampai TMA.

4. Beberapa saat sebelum piston sampai di TMA (pada mesin bensin busi akan menyala

2.3.2 mesin 4 tak



Gambar 2. 1 grafik otto standart (R.K Rajput .2008)

mesin 4 tak merupakan memerlukan empat langkah piston dalam satu siklus proses pembakaran.

Prinsip kerja:

- TMA (titik mati atas) atau TDC (top dead centre): Posisi piston berada pada titik paling atas dalam silinder mesin atau piston berada pada titik paling jauh dari poros engkol (crankshaft).
- TMB (titik mati bawah) atau BDC (bottom dead centre): Posisi piston berada pada titik paling bawah dalam silinder mesin atau piston berada pada titik paling dekat dengan poros engkol (crankshaft).

Langkah kerja :

Langkah 1

Piston bergerak dari TMA ke TMB, posisi valve masuk terbuka dan valve keluar tertutup mengakibatkan udara pada mesin diesel atau gas pada sebagian besar mesin bensin terhisap masuk ke dalam ruang bakar. Proses udara atau gas sebelum masuk ke ruang bakar dapat dilihat pada sistem pemasukannya.

$$P_0 = P_1$$

Langkah 2

Piston bergerak dari TMB ke TMA, posisi katup masuk dan keluar tertutup, mengakibatkan udara atau gas dalam ruang bakar terkompresi. Beberapa saat sebelum piston sampai pada posisi TMA, terdapat berbeda waktu penyalaan atau timing ignition terjadi pada mesin bensin berupa penyalan busi sedangkan pada mesin diesel berupa semprotan atau suntikan bahan bakar

$$P_1 V_1 = m_m R T_{1d} \quad (2.1)$$

$$V_1 = V_d + V_c \quad (2.2)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \rightarrow P_2 = P_1 (r_c)^k \quad (2.3)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \rightarrow T_2 = T_1 (r_c)^{k-1} \quad (2.4)$$

$$W_{1-2} = \frac{m_m R (T_2 - T_1)}{(1-k)} \quad (2.5)$$

$$r_c = \frac{(V_d + V_c)}{V_c} \quad (2.6)$$

Dimana :

- P_1 = tekanan pada titik 1 (kpa)
- P_2 = tekanan pada titik 2 (kpa)
- T_1 = temperatur pada titik 1 (K)
- T_2 = temperatur pada titik 2 (K)
- V_1 = volume pada titik 1 (m^3)
- V_2 = volume pada titik 2 (m^3)
- W_{1-2} = kerja siklus 1-2 (kj)
- m_m = massa campuran gas dan udara (kg)
- r_c = rasio kompresi
- k = rasio kalor spesifik

proses pemanthikan busi di ruang bakar

$$V_2 = V_3$$

$$W_{2-3} = 0$$

$$Q_{2-3} = Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = m_m c_v (T_3 - T_2) \quad (2.7)$$

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$P_3 = P_{maks} \text{ dan } T_3 = T_{maks}$$

Dimana:

- C_v = panas jenis gas pada volume konstan (kj/kg K)
- P_3 = tekanan pada titik 3 (kpa)
- T_3 = temperature pada titik 3 (K)
- Q_{HV} = heating value (kj/kg)
- Q_{in} = kalor masuk (kj)
- η_c = efisiensi pembakaran
- m_f = massa bahan bakar

Langkah 3

Gas yang terbakar dalam ruang bakar akan meningkatkan tekanan dalam ruang bakar, mengakibatkan piston terdorong dari TMA ke TMB. Langkah ini adalah proses yang akan menghasilkan tenaga.

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k = \left(\frac{1}{r_c}\right)^k \quad (2.8)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{1}{r_c}\right)^{k-1} \quad (2.9)$$

$$W_{3-4} = \frac{m_m R (T_4 - T_3)}{(1-k)} \quad (2.10)$$

Dimana :

- P_3 = tekanan pada titik 3 (kpa)
- T_3 = temperature pada titik 3 (K)

P_4 = tekanan pada titik 4 (kpa)
 T_4 = temperature pada titik 4 (K)
 V_3 = volume pada titik 3 (m^3)
 V_4 = volume pada titik 4 (m^3)
 W_{3-4} = kerja siklus 3-4 (kj)

Langkah 4

Piston bergerak dari TMB ke TMA, posisi katup masuk tertutup dan katup keluar terbuka, mendorong sisa gas pembakaran menuju ke katup keluar yang sedang terbuka untuk diteruskan ke lubang pembuangan.

$$Q_{4-1} = Q_{out} = m_m c_v (T_1 - T_4) \quad (2.11)$$

$$W_{nett} = W_{1-2} + W_{3-4} \quad (2.12)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{nett}}{Q_{in}} \quad (2.13)$$

dimana:

Q_{out} = kerja buang (kJ)
 m_m = massa campuran
 η_{th} = efisiensi termal (%)

kerja secara thermodinamika:

$$W = \int P dv$$

$$PV^k = C \rightarrow P = \frac{C}{V^k}$$

$$W = \int \frac{C}{V^k} dv$$

$$W = C \frac{1}{1-k} V^{1-k}$$

$$W_{3-4} = \frac{P_4 V_4^k (V_4)^{1-k}}{1-k} - \frac{P_3 V_3^k (V_3)^{1-k}}{1-k}$$

$$W_{3-4} = \frac{P_4 V_4 - P_3 V_3}{1-k}$$

$$W_{1-2} = \frac{P_2 V_2^k (V_2)^{1-k}}{1-k} - \frac{P_1 V_1^k (V_1)^{1-k}}{1-k}$$

$$W_{1-2} = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-k}$$

$$W_{nett} = \frac{P_4 V_4 - P_3 V_3}{1-k} - \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-k}$$

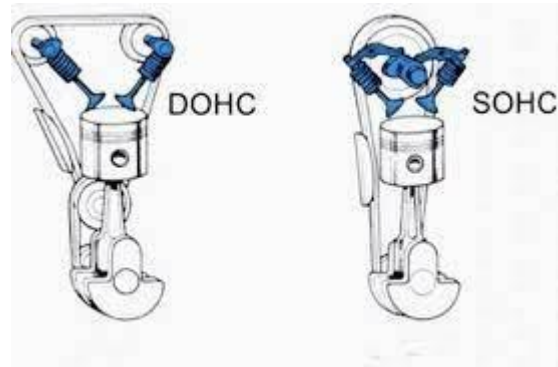
Dimana:

W = kerja (Kj)
 P = tekanan (kpa)
 V = volume (m^3)

DESAIN:

- Ratio kompresi
Ratio kompresi adalah perbandingan antara volume langkah piston dengan volume ruang bakar pada saat TMA

- SOHC dan DOHC



Gambar 2. 2 SOHC dan DOHC (<https://www.otojurnalisme.com/umum/pr-75584213/Perbedaan-DOHC-dan-SOHC-Tak-Perlu-Diperdebatkan>)

Dapat dilihat pada gambar 2.1 merupakan perbedaan SOHC dan DOHC

- (SOHC) Single Over Head Camshaft: Mesin dengan satu unit noken as di atas silinder.
- (DOHC) Dual Over Head Camshaft: Mesin dengan dua unit noken as di atas silinder

2.3.3 mesin rotary



Gambar 2. 3 mesin rotary (<https://otodriver.com/berita/2019/mesin-rotary-mazda-bakal-digunakan-kembali-mesbjdfaali>)

mesin rotary adalah mesin pembakaran dalam yang digerakkan oleh tekanan yang dihasilkan oleh pembakaran diubah menjadi gerakan berputar pada rotor yang menggerakkan sumbu.

Cara kerja mesin rotary:

Suatu ujung pada piston menunjukkan sumbu eccentric yang menggerakkan poros mesin. Sumbu poros mesin berputar tiga kali untuk setiap putaran rotor mengelilingi poros eccentric.

2.4 Supercharger



Gambar 2. 4 supercharger

Supercharger adalah sebuah alat yang berfungsi mengkompres udara masuk ke silinder pembakaran dalam. Massa udara yang masuk ke silinder membuat mesin membakar lebih banyak bahan bakar, serta meningkatkan efisiensi volumetrik mesin dan akan membuat semakin bertenaga. Supercharger digerakkan oleh poros engkol melalui sabuk pulley, rantai-gear, atau mekanisme roda gigi.

Kelebihan supercharge:

- Tenaga mesin lebih rata dari RPM rendah sampai tinggi
- Tidak ada LAG

Kekurangan supercharge:

- Suara lebih berisik
- Sedikit lebih boros bahan bakar

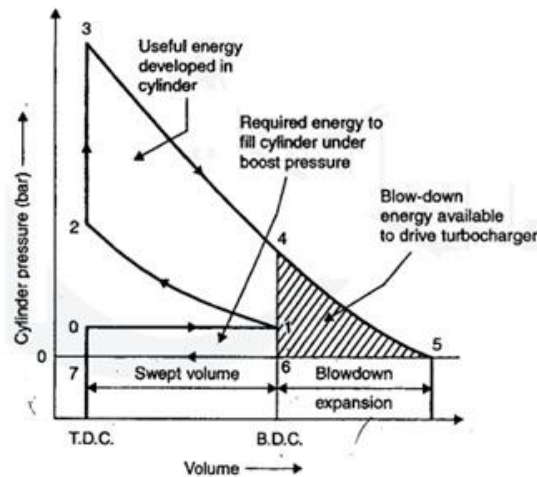
2.5 Turbocharger



Gambar 2. 5 turbo CT16

Turbocharger adalah sebuah alat yang fungsinya sama dengan supercharger yaitu mengkomres udara masuk ke silinder pembakaran dalam. Akan tetapi turbocharger ini

digerakkan oleh turbin. Sedang turbin gerak memperoleh energi dari gas buang kendaraan. Terdapat 3 bagian penting dari turbocharger yaitu roda turbin, roda kompresor, dan rumah as. Roda turbin sendiri mempunyai sudu yang diputar memanfaatkan gas buang sering berputar melebihi 200.000 RPM. Sistem pelumasan sendiri mengikuti dari mesin kendaraan itu sendiri.



Gambar 2. 6 Siklus otto dengan turbo (R.K Rajput .2008)

Berikut merupakan Analisa dari grafik PV diagram siklus otto dengan *Turbocharger*:

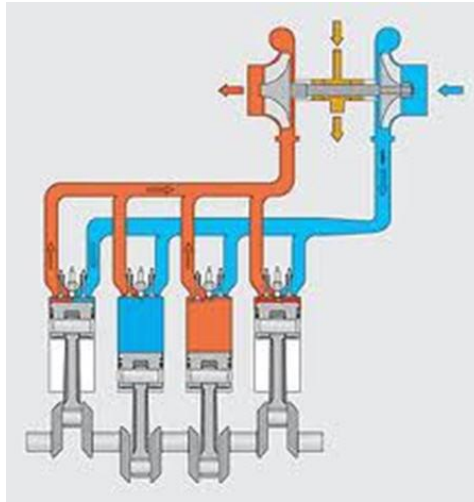
- Siklus termodinamika
 - Tekanan
 - Proses 0-1 merupakan udara masuk ke ruang bakar dengan tekanan turbocharger (lebih tinggi dari tekanan atmosfer)
 - Proses 1-2 langkah kompresi isentropic
 - Proses 2-3 penambahan kalor pada volume konstan
 - Proses 3-4 langkah ekspansi isentropic
 - Proses 4-5-6 merepresentasikan energi gas buang yang dimanfaatkan untuk memutar turbin
 - Proses 0-1-6-7 merepresentasikan energi dari boost pressure yang masuk ke dalam ruang bakar

- ❖ Kelebihan Turbocharger
 - Meningkatkan tenaga mesin
 - Lebih hemat bahan bakar
 - Menghasilkan tenaga yang besar dengan kapasitas mesin yang lebih kecil
 - Tidak perlu tenaga mesin untuk menggerakannya karena turbocharger memanfaatkan tekanan gas buang

- ❖ Kekurangan Turbocharger
 - Udara masuk yang memiliki temperature panas sehingga butuh intercooler
 - Biaya yang cukup mahal dan rumit menata jalur knalpot untuk terhubung dengan perangkat turbo membutuhkan perhitungan space di ruang mesin yang tepat.
 - Lag, efek tenaga dari turbo memiliki jeda beberapa saat setelah pedal gas di tekan.

- Tidak boleh langsung dimatikan, harus menunggu turbin turbo mencapai putaran idle atau suhu normal.

Cara kerja turbocharger:



Gambar 2. 7 cara kerja turbocharger (<https://belajardiesel.wordpress.com/2012/10/30/fungsi-turbocharger-pada-mesin-diesel/>)

Prinsip kerjanya yaitu dengan memanfaatkan energi yang masih tersimpan pada gas buang hasil dari pembakaran untuk memutar turbin. Turbin kompresor diputar dalam satu shaft yang sama, yang dapat mengompresikan udara untuk dialirkan di ruang bakar .

2.6. Emisi Gas Buang

Emisi gas buang merupakan sisa pembakaran yang terjadi di dalam ruang pembakaran pada kendaraan bermotor. Sisa pembakaran tersebut terdiri dari berbagai zat berbahaya yang nantinya dikeluarkan melalui knalpot yang mengakibatkan polusi udara dapat didefinisikan sebagai kondisi udara yang telah terkontaminasi oleh bahan pencemar atau polutan. Polutan memiliki efek negatif bagi. Berikut merupakan zat-zat yang umum ditemui pada gas buang kendaraan:

1. Karbon Monoksida

Karbon monoksida (CO) merupakan senyawa beracun yang tidak memiliki warna, tidak berasa dan tidak berbau, dan dapat mengakibatkan sakit kepala, lemas, serta merasa kebingungan. Karbon monoksida dapat terbentuk ketika pembakaran terjadi dengan kondisi kekurangan oksigen dan bahan bakar berlebih. Oksigen yang tidak tercukupi menyebabkan bahan bakar tidak terbakar seluruhnya menyebabkan beberapa karbon berubah menjadi CO.

2. Hidrokarbon

Hidrokarbon terjadi ketika bahan bakar yang tidak terbakar sempurna. Gas buang yang keluar dari knalpot mengandung hingga 6000 ppm hidrokarbon, setara dengan 1-1.5% bahan bakar. Penyebab emisi hidrokarbon ada beberapa ialah AFR yang tidak stoikimetri, koil melemah menjadi pembakaran tidak sempurna, adanya oli pada dinding ruang bakar.

3. Nitrogen Oksida

Gas buang memiliki hingga 2000 ppm nitrogen oksida, Sebagian besar berupa nitrogen monoksida (NO) dengan sedikit nitrogen dioksida (NO₂), dan kombinasi nitrogen oksida yang lain (NO_x). nitrogen oksida dapat menyebabkan polusi dan jika

terkontak dengan tubuh terlalu lama akan berbahaya bagi Kesehatan, dapat mengakibatkan gangguan pernafasan kanker dan sebagainya

2.7 Parameter Mesin

a. Daya poros

Daya yang dihasilkan mesin pada poros outputnya atau daya poros dapat dihitung dengan persamaan

$$P_s = \frac{Mep \times V_d \times n \times Z \times \frac{1}{a}}{60} \quad (2.14)$$

Dimana:

P_s = daya poros (kW)

T = torsi (Nm)

b. Tekanan efektif rata-rata

Tekanan yang terjadi selama siklus berlangsung selalu berubah ubah oleh karena itu dicari nilai tekanan rata-rata yang terjadi yang disebut sebagai tekanan efektif rata-rata (mean effective pressure). Tekanan efektif rata-rata merupakan sebuah parameter yang baik untuk membandingkan output mesin karena tidak tergantung pada ukuran dan kecepatan mesin. Tekanan efektif rata-rata dapat dirumuskan dengan persamaan

$$Mep = \frac{W_{nett}}{V_d} = \frac{Ps \times 60}{V_d \times N \times z \times \frac{1}{a}} \quad (2.15)$$

Dimana:

Mep = tekanan efektif rata-rata (kpa)

V_d = volume langkah (m^3)

W_{nett} = kerja siklus (kj)

N = RPM

z = jumlah silinder

a = factor koreksi (untuk 4 tak =2)

c. Daya indicator

Daya yang dihasilkan silinder motor bakar setiap siklusnya. Secara matematis dapat ditulis dengan persamaan

$$P_i = \frac{W_{nett} \times N}{n} \quad (2.16)$$

Dimana:

P_i = daya indicator (kW)

N = putaran mesin (rpm)

n = jumlah putaran dalam satu siklus, untuk mesin 4 tak nilai $n = 2$ (putaran/siklus)

d. Konsumsi bahan bakar spesifik

Konsumsi bahan bakar spesifik dapat diartikan penggunaan bahan bakar yang dikonsumsi per satuan keluaran daya atau laju aliran massa bahan bakar untuk menghasilkan daya. Dapat ditulis dengan persamaan

$$Sfc = \frac{\dot{m}_f}{P_s} = \frac{m_f \times N \times z \times \frac{1}{n}}{P_s} \quad (2.17)$$

Dimana :

Sfc = konsumsi bahan bakar spesifik (kg/kW.Jam)

\dot{m}_f = laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

P_s = daya poros (kW)

e. Efisiensi termal

Efisiensi termal merupakan perbandingan antara energi keluaran dengan energi kimia yang dikandung bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar. Efisiensi termal ditulis dengan persamaan.

$$\eta_{th} = \frac{P}{\dot{m}_f \times LHV_{bb}} \times 100\% \quad (2.18)$$

Dimana:

η_{th} = efisiensi termal; (%)
 LHV_{bb} = *low heating value* bahan bakar (kJ/kg)
 \dot{m}_f = laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

f. Efisiensi volumetric

Efisiensi volumetric merupakan salah satu parameter untuk mengetahui performansi mesin untuk mengetahui efektivitas udara atau campuran bahan bakar dan udara yang dapat diisap masuk ke dalam silinder. Semakin banyak udara yang masuk berarti semakin banyak bahan bakar yang dapat dibakar. Efisiensi volumetric dapat ditulis dengan persamaan

$$\eta_v = \frac{m_u}{\rho_u \times v_d} \times 100\% \quad (2.19)$$

Dimana:

η_v = efisiensi volumetric (%)
 m_u = massa udara yang masuk (kg)
 ρ_u = kerapatan udara yang masuk (kg/m³)

g. Efisiensi mekanis

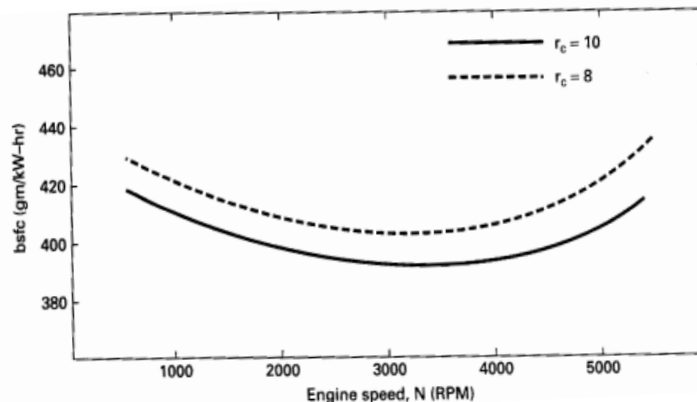
Efisiensi mekanis merupakan seberapa besar daya untuk menggerakkan mesin, Sebagian daya digunakan untuk mengatasi kerugian mekanis seperti gesekan antar komponen. Efisiensi mekanis dapat diartikan perbandingan daya poros dengan daya indikasi, nilainya dapat dituliskan pada persamaan

$$\eta_m = \frac{P_s}{P_i} \times 100\% \quad (2.20)$$

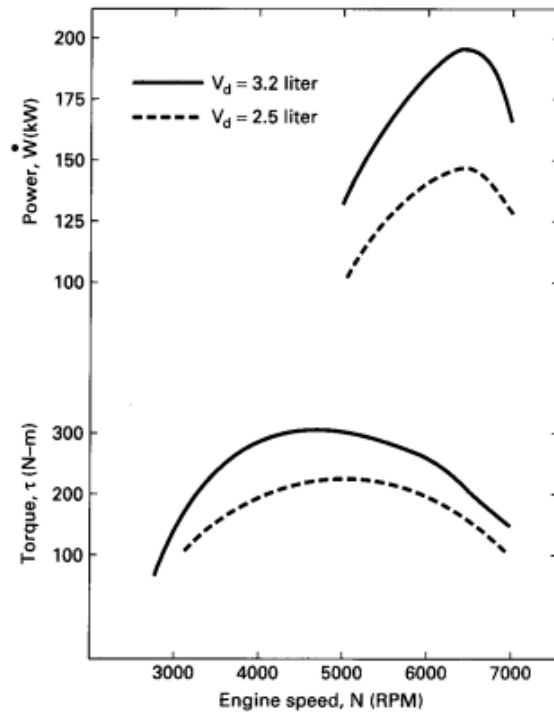
Dimana:

η_m = efisiensi mekanis (%)
 P_s = daya poros (kW)
 P_i = daya indikator (kW)

Berikut contoh gambar acuan grafik standart



Gambar 2. 8 Grafik standart daya BSFC



Gambar 2. 9 Grafik standart daya dan torsi

(sumber: Willard W. Pulkrabek 2004 “ Engineering Fundamentals Of The Internal Combustion Engine” New Jersey: prentice hall)

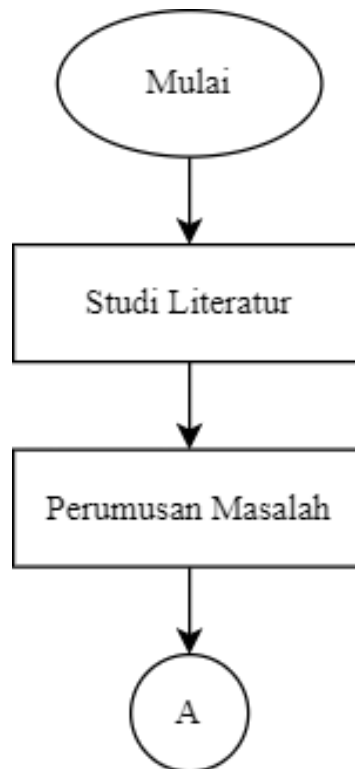
BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Prosedur penelitian

Penelitian yang akan dilakukan adalah menggunakan metode eksperimen pada mesin 4 silinder 4 langkah 1198 CC. Yang diawali dengan melakukan study literatur mengenai penggunaan turbocharger pada kendaraan mobil. Dilanjutkan dengan menentukan latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan serta manfaat penelitian.

Setelah melakukan pemasangan turbocharger pada kendaraan mobil Honda Brio dilakukan pengujian menggunakan dynometer. Pengujian pertama yang telah dilakukan pada kondisi standart (Naturally Aspirated) dan setelah penambahan turbocharger non intercooler. Dari data pengujian diambil dan dilakukan perhitungan untuk di analisa dan dibandingkan





Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Metode Pengujian

3.2.1 peralatan pengujian

Peralatan yang digunakan pada pengujian sebagai berikut:

1. Dynamo meter

Dynamo meter alat yang digunakan untuk mengukur performa mesin. Dynamo meter dapat mengukur daya dan torsi di tiap putaran mesin. Alat ukur ini ada yang diputar dengan menggunakan velg dan ban,

ada juga yang menggunakan hub atau adaptor ke mesin dynamo meter



Gambar 3. 2 dynamometer dastek

2. Exhaust gas analyzer

Exhaust gas analyzer merupakan alat yang digunakan untuk mengetahui proporsi dan komposisi gas buang kendaraan. Alat ini dapat mengetahui kandungan karbon monoksida (CO), hidrokarbon (HC), dan nitrogen oksida (NO_x).



Gambar 3. 3 exhaust gas analyzer

3. ECU Programmable



Gambar 3. 4 programable ecu

Electronic control unit digunakan untuk mengatur kebutuhan bahan bahan bakar mesin dan timing pengapian tiap putaran mesin. ECU yang digunakan pada pengujian adalah ECU Keihin + piggyback KKT

4. Turbocharger

Turbocharger yang digunakan merupakan Turbocharger CT16, turbocharger yang digunakan pada mobil Toyota Innova . Turbocharger dapat dilihat pada gambar



Gambar 3. 5 turbocharger CT16

5. Boostmeter

Untuk mengukur tekanan yang dihasilkan turbocharger serta ke vacuum mesin . Gambar boostmeter dapat dilihat pada gambar 3.6



Gambar 3. 6 Boostmeter

6. Injector

Perangkat untuk menyemprotkan bahan bakar ke ruang pembakaran. Pada gambar 3.7 adalah gambar injector standart L12B



Gambar 3. 7 injector L12B

Injector yang digunakan milik kendaraan honda odessey kode mesin K24 berkapasitas 217cc/ min. gambar injector dapat dilihat pada gambar 3.8



Gambar 3. 8 Injector K24

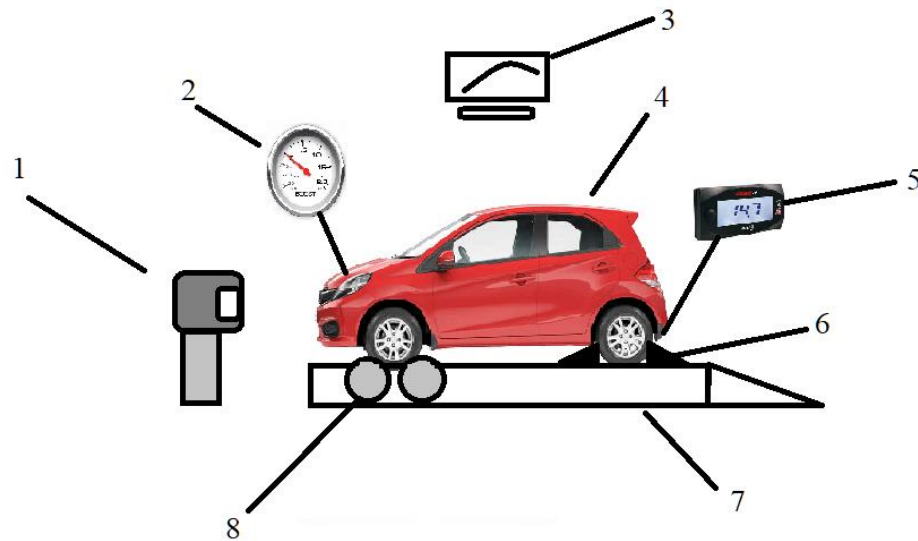
3.2.2 spesifikasi mesin

Pengujian ini dilakukan pada mobil Honda Brio tahun 2018 dengan spesifikasi pada table 3.1

Tabel 3. 1 spesifikasi kendaraan

Honda Brio Satya	
Mesin	L12B 4silinder SOHC,DBW
Tenaga	90PS/6000RPM
Torsi	110Nm/4800RPM
Transmisi	Manual
Dimensi	3.640 x 1.680 x 1.485 mm
Rem	Cakram (depan), tromol (belakang)
Suspensi	McPherson (depan), Torsion (belakang)
Kapasitas tangki	35 L
Bobot	930 kg

3.2.3 skema pengujian



Gambar 3. 9 skema pengujian

Keterangan:

1. Blower
2. Boostmeter
3. Monitor dan PC
4. kendaraan
5. AFR Meter
6. Pengunci roda
7. Chasiss Dynamometer
8. Roller Dynamometer

3.2.3.1 Persiapan Pengujian

Sebelum dilakukan pengujian perlu diperhatikan hal-hal berikut:

1. Melakukan pemeriksaan kondisi fisik mesin. Meliputi sistem pelumasan, sistem bahan bakar, sistem kelistrikan.
2. Memeriksa seluruh saluran Turbocharger tidak ada kebocoran.
3. Memeriksa kondisi kelayakan semua alat ukur.
4. Bahan bakar yang digunakan selama pengujian pertamax turbo 98
5. Mempersiapkan seluruh peralatan uji, peralatan bantu dan instrumentasi lainnya saat pengujian
7. Mempersiapkan alat tulis untuk mencatat data indikator mesin

3.2.3.2 Pengujian Performa Mesin

Pengujian performa mesin dilakukan dengan menggunakan Dynotest sesuai dengan prosedur sebagai berikut:

1. Memastikan Kembali kondisi mesin tidak ada kendala.

2. Menaikkan mobil ke atas dyno chassis



Gambar 3. 10 mobil naik ke atas dyno

3. Memasang strap kechasis kendaraan untuk keamanan



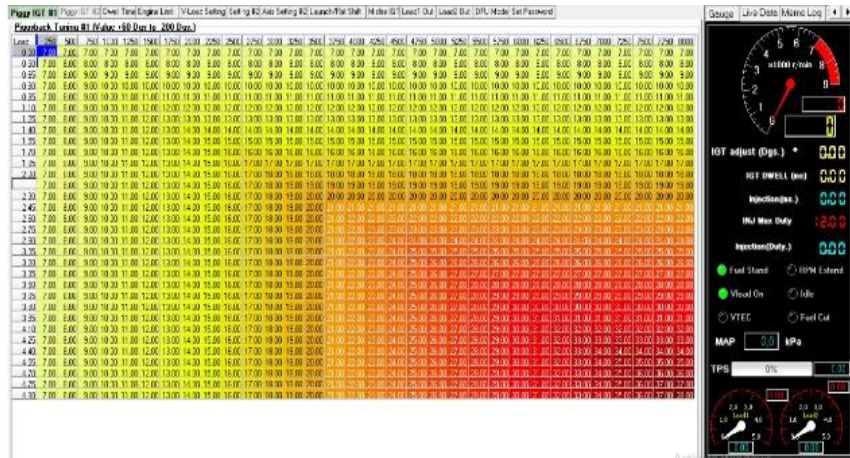
Gambar 3. 11 pemasangan strap ke kendaraan

4. Memasang boostmeter
5. Memasang AFR sensor pada Knalpot



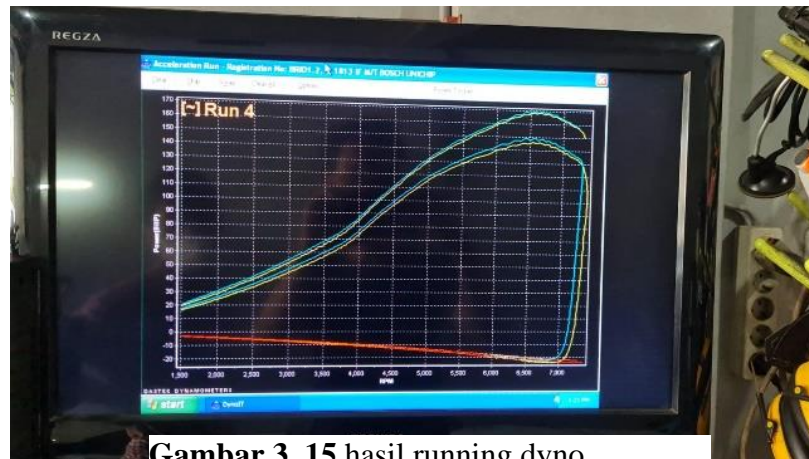
Gambar 3. 13 sensor AFR pada knalpot

6. Pastikan kabel AFR sensor tersambung pada AFR meter.
7. Pengujian menggunakan bahan bakar pertamax turbo 98
8. Mengatur durasi penyemprotan bahan bakar dan durasi pengapian



Gambar 3. 14 aplikasi piggyback

9. Menginput data spesifikasi kendaraan pada pada computer (CC mesin, sumbu roda ukuran ban dan bobot kendaraan)
10. Memposisikan gear yang mendekati perbandingan 1:1 (biasanya gear 3 pada mobil manual)
11. Injak pedal gas hingga kecepatan speedometer 50 kph
12. Lalu tekan full pedal gas, hingga mencapai limiter mesin yang sudah ditentukan
13. Lepas pedal gas lalu tunggu hingga roda berhenti dan lihat hasil data pada layar Monitor



Gambar 3. 15 hasil running dyno

3.2.3.3 pengujian gas buang



Gambar 3. 16 gas analyzer

Pengujian emisi dilakukan dengan gas analyzer sesuai Langkah-langkah berikut:

1. Siapkan kendaraan yang akan diuji
2. Nyalakan mesin kendaraan yang akan diukur (matikan semua kelistrikan seperti radio, AC dan lampu)
3. Pemeriksaan kebocoran pada Knalpot
4. Hubungkan selang probe pada gas analyzer
5. Nyalakan gas analyzer, gas analyzer kemudian memasuki mode stand by dan menghitung mundur tunggu hingga angka 0
6. Pilih bahan bakar gasoline
7. Tekan tombol Zero untuk mengkalibrasi
8. Setelah kalibrasi masukkan probe pada Knalpot
9. Tekan measurmean, tunggu sekitar 30 detik
10. Tekan Hold untuk memasukkan nomor kendaraan
11. Tekan hold Kembali untuk mencetak hasil uj

3.2.4 Tempat dan Jadwal Kegiatan

Pengujian dilakukan di GUT Motorsport Surabaya yang beralamat di Jl. Klampis Semolo Timur X Blok AB-231 No.3 Semolowaru, Sukolilo, Kota Surabaya . Jadwal kegiatan dapat dilihat pada table 3.2 jadwal kegiatanS

Tabel 3. 2 Jadwal Kegiatan

No	Kegiatan	Bulan																			
		Februari				Maret				April				Mei				Juni			
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	Studi Literatur	■	■	■	■																
2	Perumusan Masalah	■	■	■	■																
3	Pengadaan Turbocharger dan intercooler					■	■	■	■												
4	Pemasangan Turbocharger dan Intercooler									■	■	■	■								
5	Pengujian									■	■	■	■								
6	Perhitungan dan analisis data													■	■	■	■				
7	Penulisan Laporan																	■	■	■	■

3.2.5 Diagram Alir Pengujian

Pengujian dilakukan sesuai dengan diagram alir yang dapat dilihat pada gambar

3.6



Gambar 3. 17 Diagram alir pengujian

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Pengambilan Data

Bab 4 berisi Analisa dan pembahasan data yang telah diambil pada eksperimen penambahan turbocharger pada mesin bensin 1198 cc 4 silinder. Pengujian dilakukan tanpa intercooler lalu dilanjutkan dengan penambahan turbo data yang diukur meliputi daya, torsi, afr, tekanan udara masuk mesin, temperature udara masuk mesin.

4.2 Data Spesifikasi

Penelitian dilakukan dengan menggunakan mesin empat Langkah empat silinder berkapasitas 1198 cc dan pengambilan kesimpulan dilakukan dengan perhitungan-perhitungan data hasil pengujian performa yang ditampilkan dalam bentuk tabel dan grafik. Berikut merupakan contoh perhitungan dari data penggunaan *turbocharger non intercooler* pada putaran mesin 5000 rpm.

4.3 Contoh Perhitungan

4.3.1 Perhitungan Laju Massa bahan Bakar

Diketahui massa jenis bahan bakar sebesar 0,715 gr/ml, durasi injeksi sebesar 0,03023 sekon dari ecu dan kapasitas injektor sebesar 3,6166 ml/s dari hasil ukur dengan injektor kalibrasi .

Volume bahan bakar yang masuk dapat dihitung sebagai berikut:

$$\text{Durasi injeksi} \times \text{kapasitas injektor} = \text{volume bahan bakar}$$

$$0,03023 \text{ s} \times 3,6166 \text{ ml/s} = 0,109331 \text{ ml}$$

Lalu dihitung massa bahan bakar sebagai berikut :

$$\text{Massa jenis bahan bakar} \times \text{volume} = \text{massa bahan bakar}$$

$$0,715 \text{ gr/ml} \times 0,109331 \text{ ml} = 0,078172261 \text{ gr}$$

Laju massa bahan bakar dapat dihitung sebagai berikut:

$$\dot{m}_f = m_f \cdot N \cdot z \cdot \frac{1}{n}$$

$$\dot{m}_f = 0,078172261 \text{ gr} \cdot \left(\frac{5000}{60}\right) \cdot 4 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)$$

$$\dot{m}_f = 13,0287101 \text{ gr/s} = 0,01302871 \text{ kg/s}$$

4.3.2 Perhitungan konsumsi bahan bakar spesifik

Perhitugan dilakukan dengan rumus :

$$Sfc = \frac{\dot{m}_f}{P}$$

$$Sfc = \frac{0,01302871 \text{ kg}}{96,71729 \text{ kW}}$$

$$Sfc = 0,000134709 \text{ kg/kw.s} = 0,000484953 \text{ kg/w.h}$$

4.3.3 Perhitungan Tekanan efektif rata-rata

$$Bmep = \frac{P \cdot 60}{v_d \cdot N \cdot z \cdot \frac{1}{n}}$$

$$Bmep = \frac{96,7 \text{ kw} \cdot 60}{(0,0002995 \text{ m}^3) \cdot 5000 \cdot 4 \cdot \frac{1}{2}}$$

$$Bmep = 1937,575 \text{ kPa}$$

4.3.4 Perhitungan Efisiensi Termal

Dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$\eta_{th} = \frac{P}{\dot{m}_f \times LHV_{bb}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = \frac{348182,244 \text{ kJ/h}}{46,9033565 \text{ kg/h} \times 44791} \times 100\% = 16,5734 \%$$

Tabel 4. 1 perhitungan data kondisi standart

RPM	Power (Hp)	Torsi (Nm)	BSFC (kg/W,h)	BMEP (kPa)	Efisiensi termal (%)	Efisiensi Volumetris (%)
1500	16,2	75	0,000302156	806,7005008	26,59993678	77,21114955
2000	26	92,8	0,00026005	971,0283806	30,90690536	79,9879741
2500	35,4	101	0,000264301	1057,67399	30,40971092	88,54984983
3000	44	104,8	0,000268285	1095,519199	29,95815601	93,10075674
3500	52	105,8	0,000293371	1109,746721	27,39648327	103,1281788

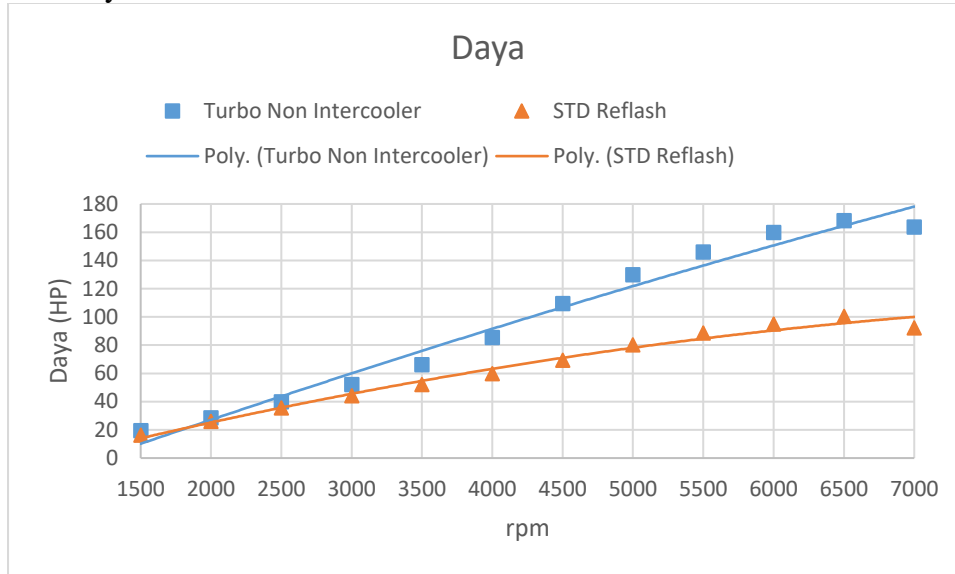
4000	59,6	106,2	0,000301279	1112,947913	26,67738489	106,2135394
4500	69,1	109,5	0,000273233	1146,975403	29,41561367	99,27147799
5000	80,2	114,3	0,000255477	1198,099633	31,46009377	96,95745752
5500	88,5	114,5	0,000232585	1201,902261	34,55648969	88,54984983
6000	94,8	112,7	0,000230678	1180,172955	34,84225139	86,23582936
6500	100,2	109,8	0,000299031	1151,444305	26,87793392	109,067498
7000	92,2	104,3	0,000379676	983,8331505	21,16890763	118,3235798

Tabel 4. 2 perhitangaan data turbo non intercooler

RPM	Power (Hp)	Torsi (Nm)	BSFC (kg/W,h)	BMEP (kPa)	Efisiensi termal (%)	Efisiensi Volumetris (%)
1500	19,3	91,6	0,000684678	961,0691152	17,97269504	98,16584004
2000	28,4	101,1	0,000620389	1060,66177	19,83515048	98,16584004
2500	39,7	113,1	0,000620006	1186,148514	20,70694883	98,16584004
3000	51,9	123,2	0,000611691	1292,214691	21,15214791	98,16584004
3500	66	134,3	0,000578834	1408,524684	23,05601589	98,16584004
4000	85,3	151,9	0,000537216	1592,860017	26,07338463	98,16584004
4500	109,3	173	0,000481941	1814,246188	29,69723528	98,16584004
5000	129,7	184,8	0,000484953	1937,575092	31,71599519	98,16584004
5500	145,9	189	0,000493041	1981,441129	32,43403447	98,16584004
6000	159,6	189,5	0,000513595	1986,873456	32,52295574	98,16584004
6500	168	184,1	0,000559166	1930,565301	31,60125255	98,16584004
7000	168,6	166,5	0,000629057	1745,716957	29,44882029	98,16584004

4.4 Analisa Data

4.4.1 Daya

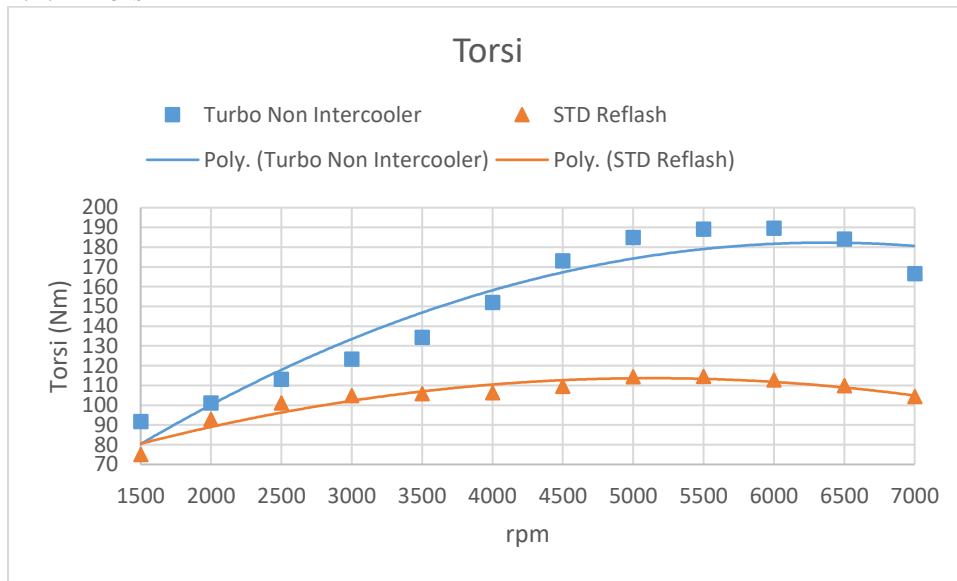


Gambar 4. 1 Grafik Daya

Dari gambar 4.1 diatas menunjukkan trendline daya mesin terhadap putaran mesin pada saat pengujian standart dan menggunakan *turbocharger non intercooler*. Secara teoritis, ketika putaran mesin meningkat, maka daya motor juga akan meningkat karena daya merupakan perkalian antara torsi dengan putaran poros/rpm. Pada kondisi standart reflash daya yang dihasilkan 100,2 HP pada putaran mesin 6500 rpm. Sedangkan setelah penambahan *turbocharger non intercooler* daya maksimal yang dihasilkan 168 HP pada putaran mesin 6500 rpm.

Daya yang dihasilkan dengan penambahan *turbocharger* dibandingkan standart *reflash* dari data selalu mengalami kenaikan. Kenaikan terendah sebesar 3,1 HP atau 19,13% pada putaran mesin 1500 rpm, dari 16,2HP menjadi 19,3HP. Sedangkan kenaikan tertinggi sebesar 71,4 HP atau 77,44% pada putaran mesin 7000 rpm, dari 92,2 HP menjadi 163,6 HP.

4.4.2 Torsi

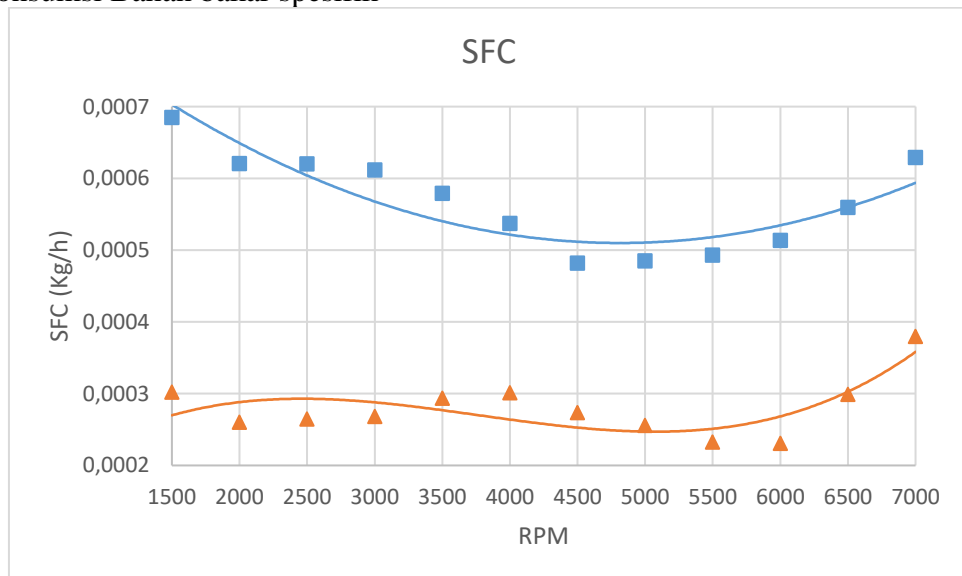


Gambar 4. 2 Grafik Torsi

Dari gambar 4.2 diatas menunjukkan grafik torsi terhadap putaran mesin pada saat pengujian *standart reflash* dan menggunakan *turbocharger non intercooler*. Pada standart reflash torsi maksimal yang dihasilkan 114,5 Nm pada putaran mesin 5500 rpm. Sedangkan setelah penambahan turbocharger non intercooler torsi maksimal yang dihasilkan 189,5 Nm pada putaran mesin 6000 rpm.

Torsi yang dihasilkan dengan penambahan turbocharger non intercooler dibandingkan standart reflash selalu mengalami kenaikan tiap putaran mesin. Kenaikan terendah sebesar 8,3 Nm atau 8,94% pada putaran mesin 2000 rpm, dari 92,8 Nm menjadi 101,1 Nm. Sedangkan kenaikan tertinggi sebesar 76,8 Nm atau 68,14% pada putaran mesin 6000 rpm, dari 109,8 Nm menjadi 184,1 Nm.

4.4.3 Konsumsi Bahan bakar spesifik



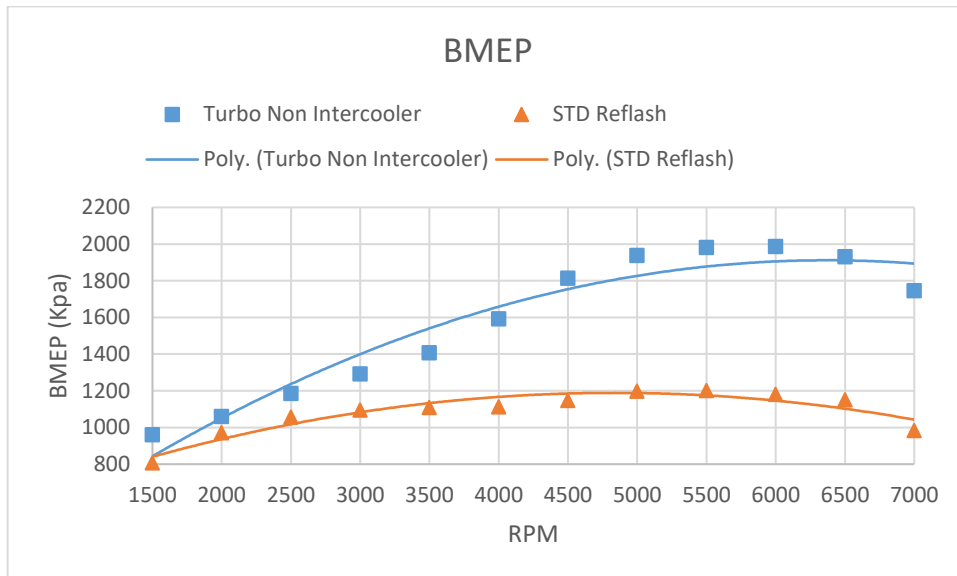
Gambar 4. 3 Grafik SFC

Dari gambar 4.3 diatas menunjukkan grafik SFC mesin terhadap putaran mesin pada saat pengujian standart reflash dan dengan menggunakan *turbocharger non intercooler*. Pada kondisi standart reflash konsumsi bahan bakar terbesar yaitu 0,000379676 kg/W.h pada putaran mesin 7000 rpm Setelah penambahan *turbocharger non intercooler* konsumsi bahan bakar terbesar yaitu 0,000684678 kg/W.h pada putaran mesin 1500 rpm.

Bahan bakar yang dikonsumsi penambahan turbocharger non intercooler dibandingkan standart reflash selalu mengalami kenaikan tiap putaran mesin. Kenaikan terendah sebesar 0,000208708 kg/W.h pada putaran mesin 4500 rpm, sedangkan kenaikan tertinggi sebesar 0,000382522 kg/W.h pada putaran mesin 1500 rpm.

Ketika massa udara masuk ke dalam ruang bakar meningkat , maka diperlukan bahan bakar lebih banyak. Dikarenakan untuk menjaga AFR agar tetap konstan pada nilai tertentu

4.4.4 Tekanan efektif rata-rata

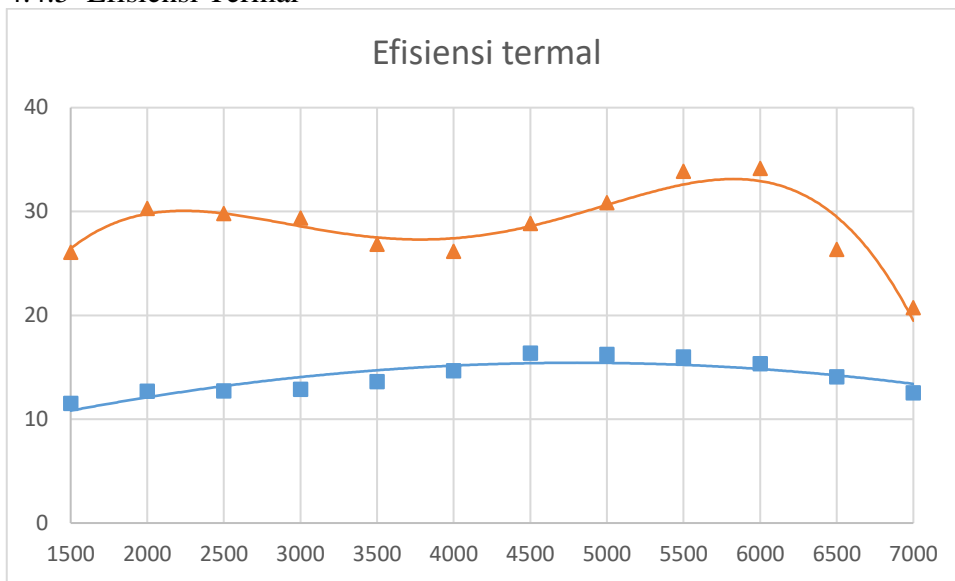


Gambar 4. 4 Grafik BMEP

Dari gambar 4.4 diatas menunjukkan grafik BMEP mesin terhadap putaran mesin pada saat pengujian.. pada standart reflash tekanan efektif rata-rata terbesar yaitu 1201,902261 kPa pada putaran mesin 5500 rpm. Setelah penambahan *turbocharger non intercooler* tekanan efektif rata-rata terbesar yaitu 1986,873456 kPa pada putaran mesin 6000 rpm

Tekanan efektif rata-rata kondisi standart reflash mengalami kenaikan terendah sebesar 89,63333 kPa atau 9,230 % pada putaran mesin 2000 rpm, dan kenaikan tertinggi terjadi pada putaran mesin 2000 rpm sebesar 806,7005 kPa atau 68,3544%.

4.4.5 Efisiensi Termal



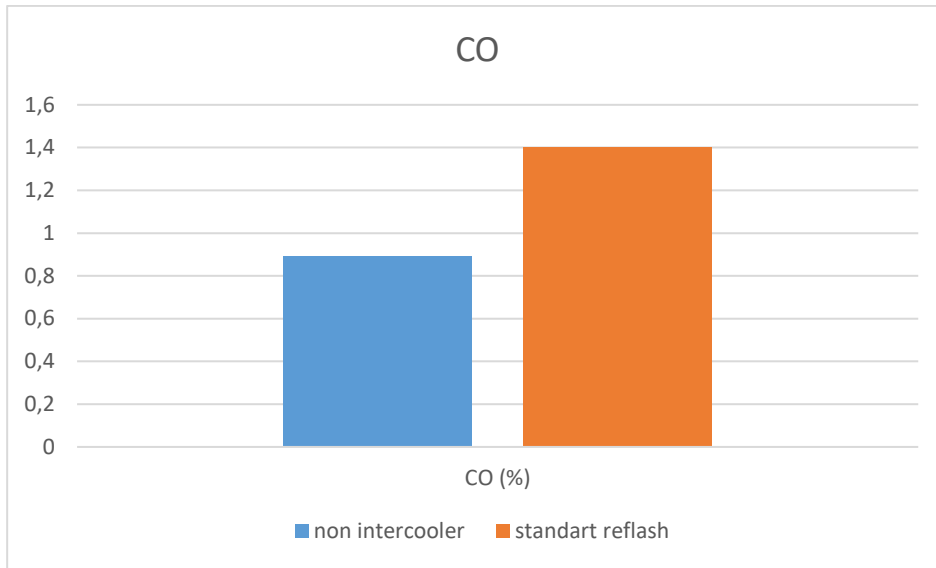
Gambar 4. 5 Grafik Efisiensi Termal

Dari gambar 4.5 dapat menunjukkan grafik Efisiensi termal mesin terhadap putaran mesin pada saat pengujian.. pada kondisi standart reflash efisiensi termal terbesar yaitu 34,84 % pada putaran mesin 5500 rpm. Setelah penambahan *turbocharger non intercooler* efisiensi termal terbesar yaitu 16,67 % pada putaran mesin 4500 rpm

4.4.6 Gas buang

1. CO

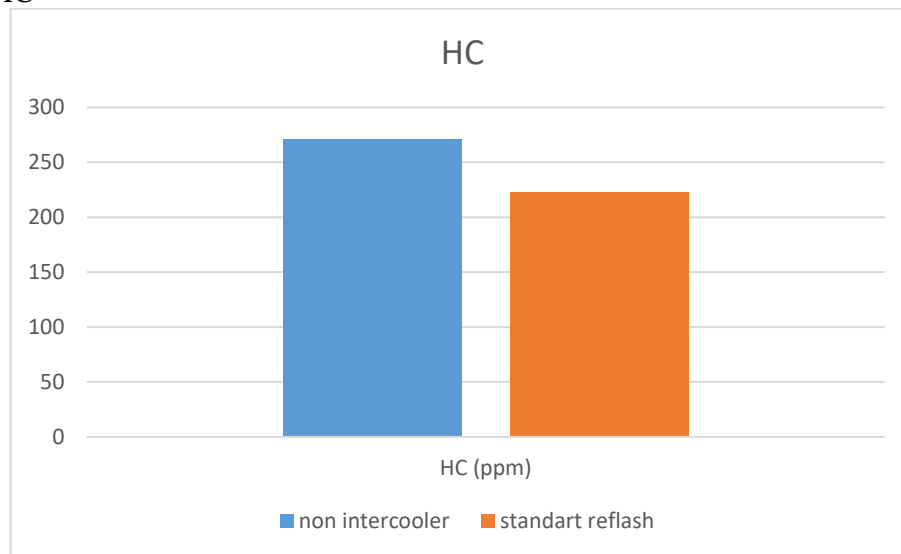
Karbon monoksida (CO) merupakan senyawa beracun yang tidak memiliki warna dan tidak berbau. Karbon monoksida dapat terbentuk ketika pembakaran terjadi dengan kondisi kekurangan oksigen dan bahan bakar berlebih. Karbon monoksida merupakan salah satu gas buang hasil pembakaran yang berbahaya bagi kesehatan dan juga berdampak buruk pada lingkungan. Emisi gas CO pada gas buang kendaraan bermotor disebabkan salah satunya karena kurang sempurna pembakaran di ruang bakar



Gambar 4. 6 Grafik CO

Dapat dilihat dari gambar 4.6 pada turbocharger non intercooler terukur CO sebesar 0,89 % sedangkan pada mesin tanpa turbo kadar CO sebesar 1,4%

2. HC

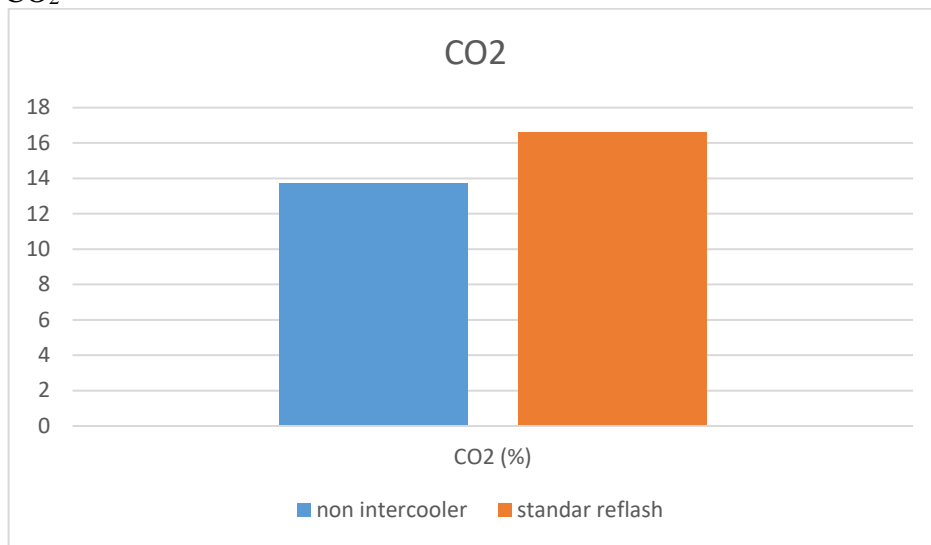


Gambar 4. 7 Grafik HC

Emisi HC (Hydro Carbon) adalah sejumlah bahan bakar yang tidak ikut terbakar selama proses pembakaran berlangsung Penyebab emisi hidrokarbon ada beberapa diantaranya ialah AFR yang tidak stoikimetri, pembakaran tidak sempurna, adanya oli pada dinding ruang bakar dan sebagainya.

Dapat dilihat dari gambar 4.7 pada turbocharger non intercooler terukur gas HC sebesar 271 ppm sedangkan mesin standar reflash kadar HC sebesar 226 ppm.

3. CO₂



Gambar 4. 8 Grafik CO2

Karbon dioksida merupakan gas yang dikeluarkan Ketika manusia bernapas, namun juga dihasilkan oleh kendaraan bermotor yang mana jika jumlahnya banyak bisa berpengaruh pada pemanasan global.

Dapat dilihat dari gambar 4. pada turbocharger non intercooler terukur gas CO₂ sebesar 13,7 % sedangkan setelah penambahan intercooler kadar CO₂ sebesar 16,6%.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Setelah melakukan pengujian, perhitungan dan menganalisa hasil dari pengujian yang dilakukan dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Hasil dari pengujian diperoleh bahwa unjuk kerja mesin, pada kondisi standart reflash daya yang dihasilkan 100,2 HP pada putaran mesin 6500 rpm. Dengan penambahan turbocharger non intercooler daya tertinggi mencapai 168 HP pada 6500 rpm dengan rata-rata kenaikan sebesar 43,9%. Pada standart reflash Torsi maksimal yang dihasilkan 114,5 Nm pada putaran mesin 5500 rpm .Torsi yang dihasilkan mencapai 189,5 Nm pada 5500 rpm dengan rata-rata kenaikan sebesar 42,56%. Konsumsi bahan bakar spesifik Pada kondisi standart reflash konsumsi bahan bakar terbesar yaitu 0,000379676 kg/W.h pada putaran mesin 7000 rpm, dan juga sedikit mangalami kenaikan, nilai tertinggi sebesar 0,00009706 kg/W.h pada 4000 rpm. Untuk efisiensi termal mengalami penurunan dan kenaikan pada rentan RPM tertentu. Dengan penambahan turbocharger non intercooler pada mesin L12B mengalami peningkatan Daya, Torsi dan BMEP.
2. Emisi gas buang pada kondisi standart reflash memiliki nilai CO= 0,89%, HC= 271 ppm, CO₂ = 13,7 %, sedangkan turbocharger non intercooler memiliki nilai CO= 0,88%, HC= 256 ppm, CO₂ = 13,9 %

5.2 Saran

Dari penelitian yang sudah dilakukan terdapat beberapa saran untuk penelitian kedepannya:

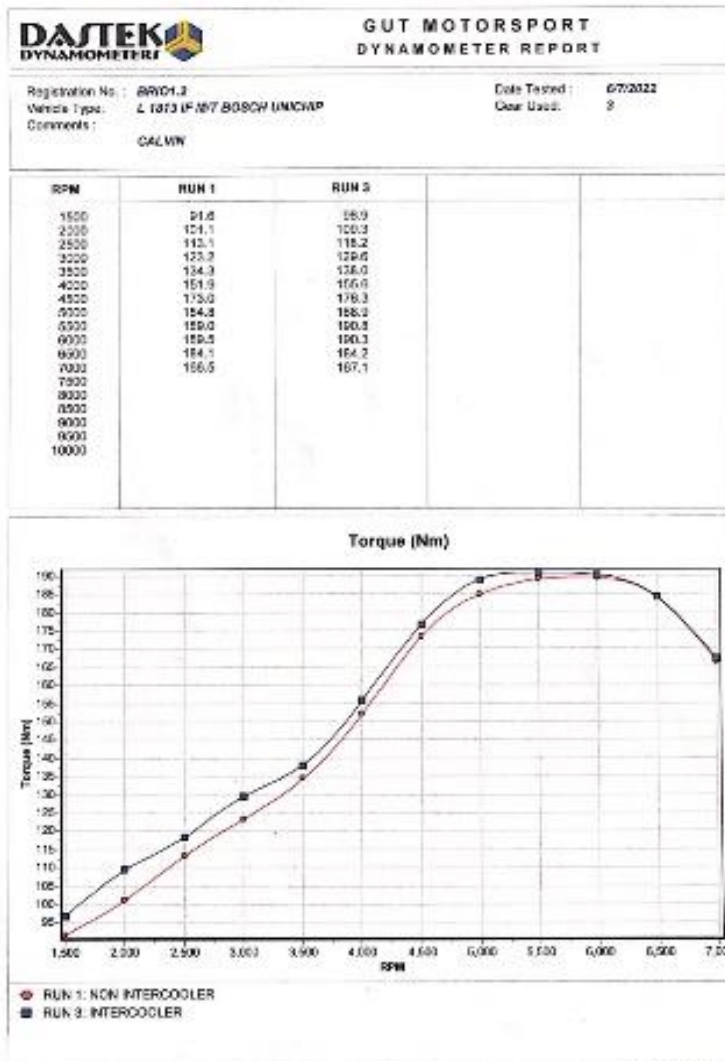
1. penelitian kedepannya diharapkan adanya fasilitas penunjang yang lebih baik agar lebih sempurna dan lebih akurat
2. pada pengujian gas buang sebaiknya tidak ada kebocoran pada saluran gas buang

DAFTAR PUSTAKA

1. R.K Rajput .2008. “ A Textbook of Internal Combustion Engines” . Delhi: Laxmi Publications
2. Willard W. Pulkrabek 2004 “ Engineering Fundamentals Of The Internal Combustion Engine” New Jersey: prentice hall
3. Incropera, Frank, P., De Witt, David, P.,”Fundamentals of Heat and Mass Transfer , seventh edition” John Willey & Sons
4. Muhammad Yusron 2018 “ANALISA TERMODINAMIKA PEMASANGAN TURBOCHARGER PADA MESIN BENSIN TOYOTA CAMRY 2494cc TIPE IL-4 TERHADAP UNJUK KERJA DAYA MESIN “ Teknik Mesin Fakultas Teknik. Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara

LAMPIRAN







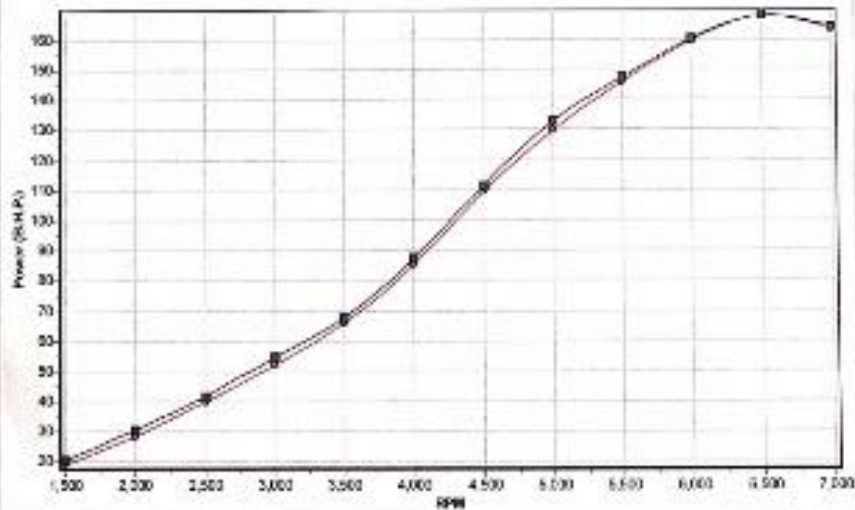
**GUT MOTORSPORT
DYNAMOMETER REPORT**

Registration No.: **BM01.2**
 Vehicle Type: **L 1812 F M7 BOSCH MWCHP**
 Comments: **CALW**

Date Tested: **5/7/2022**
 Gear Used: **3**

RPM	RUN 1	RUN 3
1500	18.5	20.4
2000	28.4	30.7
2500	39.7	41.5
3000	51.0	54.5
3500	65.0	67.5
4000	82.5	87.4
4500	102.5	111.4
5000	122.7	132.0
5500	142.9	147.3
6000	159.6	162.3
6500	168.0	165.1
7000	163.0	164.2
7500		
8000		
8500		
9000		
9500		
10000		

Power (B.H.P.)



● RUN 1: NON INTERCOOLER
 ■ RUN 3: INTERCOOLER

5/7/2022 1:26:14 PM

Registration No: **BR01.2**
L1354HC NY REFLASH

Date: **20220512**
 No: **3**

Rev	Temp
2000	101.0
4000	104.5
6000	108.4
8000	114.7
10000	117.9
12000	
14000	
16000	



LAMPIRAN

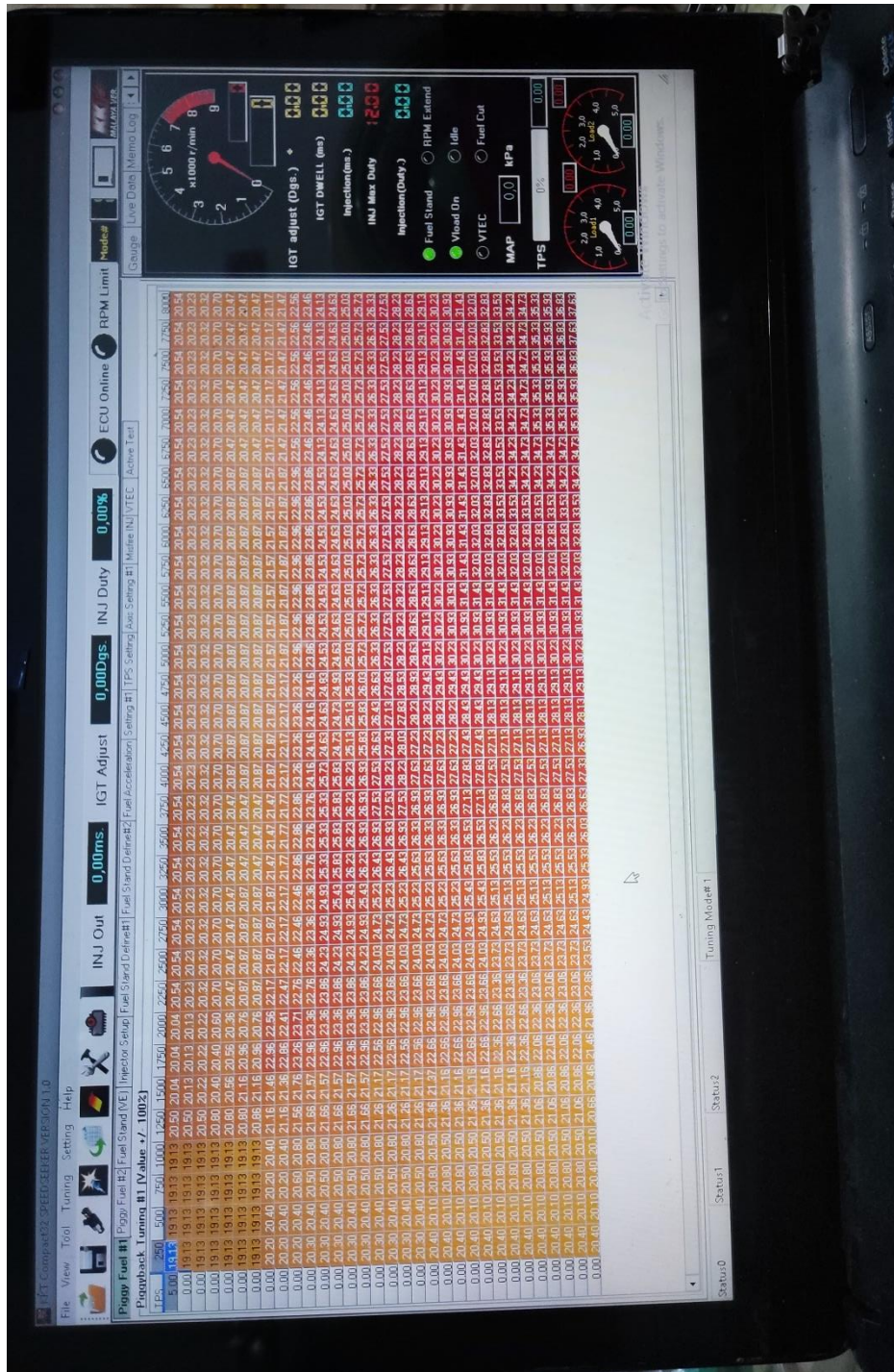
DASTEK DYNAMOMETERS		GUT MOTORSPORT DYNAMOMETER REPORT		
Registration No	BR107.2	Date Tested	2022/05/12	
Vehicle Type	L7554HC MT/RE/ASH	Gear Used	3	
Comments				
RPM	RUN 1			
1000	16.2			
2000	29.0			
2500	35.4			
3000	44.0			
3500	52.0			
4000	59.5			
4500	69.1			
5000	80.2			
5500	88.5			
6000	94.8			
6500	100.2			
7000				
7500				
8000				
8500				
9000				
9500				
10000				



LAMPIRAN



LAMPIRAN



BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Surabaya pada tanggal 22 Maret 2000, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di TK Tumbuh Kembang, SDN Kertajaya X, SMP 3 IPIEMS Surabaya dan SMA Dapena 2 Surabaya. Setelah lulus SMA penulis melanjutkan pendidikannya di Departemen Teknik Mesin Industri mengambil prodi Teknologi Rekayasa Konversi Energi Fakultas Vokasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Selama perkuliahan penulis aktif mengikuti ,pelatihan,keorganisasian,dan aktif dalam kegiatan laboratorium. Penulis juga pernah bergabung dalam keorganisasian mahasiswa Himpunan Mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri dan diamanahi sebagai Staff BSO Bengkel HMDM pada tahun kepengurusan 2020/2021, semasa kuliah penulis juga aktif mengikuti kegiatan kepanitiaan , juga mengikuti Lomba KEJURNAS Pencak Silat PSHT di event UNEJ CUP mendapatkan juara 3 mewakili ITS dan diamanahi menjadi sie perlengkapan pada Progam OKKBK, menjadi anggota sie perlengkapan Student Engineering Challenge 2.0 dan anggota sie Menaknik pada Event Servis Gratis. Selain itu penulis juga aktif dalam program pelatihan dalam pengembangan diri seperti LKMM-Pra Td, Pra Pelatihan Dasar Otomotif (Pra PDO). Penulis berharap tugas akhir ini dapat memberi kebermanfaatn bagi orang lain di masa mendatang.