

TUGAS AKHIR

ANALISIS THERMODINAMIKA TURBOCHARGER PADA MESIN BENSIN TOYOTA CAMRY 2494cc TYPE IL-4 TERHADAP UNJUK KERJA MESIN

*Diajukan Untuk Memenuhi Syarat Memperoleh
Gelar Sarjana Teknik Mesin Pada Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara*

Disusun Oleh:

LIZARDI YUSUF NST
1507230173



UMSU

Unggul | Cerdas | Terpercaya

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2021**

HALAMAN PENGESAHAN

Tugas Akhir ini diajukan oleh:


Nama : Lizardi Yusuf Nst
NPM : 1507230173
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : ANALISIS THERMODINAMIKA TURBOCHARGER
PADA MOTOR BENSIN TOYOTA CAMRY 2494cc
TYPE IL-4 TERHADAP UNJUK KERJA MESIN
Bidang Ilmu : Konversi Energi

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Tim Penguji dan diterima sebagai salah satu syarat yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 16 February 2021


Mengetahui dan menyetujui:

Dosen Penguji I



M. Yani, S.T., M.T

Dosen Penguji II




Affandi, S.T., M.T

Dosen Penguji III



H. Muharnif, S.T., M.Sc

Dosen Penguji IV



Chandra A Siregar S.T., M.T

Program Studi Teknik Mesin



SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama Lengkap : Lizardi Yusuf Nst
Tempat / Tanggal Lahir : Medan / 18 September 1997
NPM : 1507230173
Fakultas : Teknik
Program Studi : Teknik Mesin

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan Tugas Akhir saya yang berjudul:

“ANALISIS Termodinamika Turbocharger Pada Mesin Bensin Toyota Camry 2494cc Type IL-4 Terhadap Unjuk Kerja Mesin

Bukan merupakan plagiarisme, pencurian hasil karya milik orang lain, hasil kerja orang lain untuk kepentingan saya karena hubungan material dan non-material, ataupun segala kemungkinan lain, yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis Tugas Akhir saya secara orisinal dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidaksesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh Tim Fakultas yang dibentuk untuk melakukan verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kesarjanaan saya.

Demikian Surat Pernyataan ini saya buat dengan kesadaran sendiri dan tidak atas tekanan ataupun paksaan dari pihak manapun demi menegakkan integritas akademik di Program Studi Teknik Mesin/Sipil/Elektro, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 16 February 2021



Saya yang menyatakan,

Lizardi Yusuf Nasution

ABSTRAK

Turbocharger adalah sebuah kompresor sentrifugal yang mendapat daya dari turbin radial yang sumber tenaganya berasal dari asap gas buang kendaraan. Kunci keuntungan dari *turbocharger* adalah alat ini menawarkan sebuah peningkatan yang cukup banyak dalam tenaga mesin hanya dengan sedikit menambah berat. Tujuan analisis ini adalah untuk mendapatkan parameter termodinamika motor bakar bensin tanpa dan dengan penggunaan *turbocharger*, mendapatkan performansi motor bakar bensin tanpa dan dengan penggunaan *turbocharger*, dan mendapatkan daya dan putaran turbin gas dan kompresor pada *turbocharger*. Dalam kajian teoritis ini menggunakan data spesifikasi teknis mesin mobil Toyota Camry. Hasil analisa termodinamika daya bersih W_{net} dengan penggunaan *turbocharger* meningkat sebanyak 59,81% dibandingkan tanpa penggunaan *turbocharger*. Performansi mesin tanpa *turbocharger* diperoleh mep sebesar 2663,19166 kPa, P_i pada putaran 4100 rpm sebesar 332,1 kW, P_s sebesar 10,2563 kW, sfc sebesar 4236,61554 gram/kW.jam, η_m sebesar 12,35%, dan η_v sebesar 101,18%. Performansi dengan *turbocharger* diperoleh mep sebesar 2410,5854 kPa, P_i pada putaran 4100 rpm sebesar 300,6 kW, P_s sebesar 10,2563 kW, sfc sebesar 3810,49697 gram/kW.jam, η_m sebesar 13,6477% dan η_v sebesar 96,28%. Daya *turbocharger* sebesar 4,3875 kW dengan putaran 59200 rpm pada saat putaran mesin bensin 6000 rpm.

Kata kunci: Turbocharger, performansi, mesin bensin.

ABSTRACT

The Turbocharger is a centrifugal compressor that is powered by a radial turbine whose energy source is derived from the exhaust smoke of the vehicle. The key advantage of the turbocharger is that it offers a considerable increase in engine power by just adding a bit of weight. The purpose of the analysis is to obtain the thermodynamic parameters of the gasoline fuel without and with the use of turbochargers, get gasoline-fired motor performance without and with the use of turbochargers, and get the power and rotation of gas turbines and compressors on turbochargers. In this theoretical study using technical specification data of car engine Toyota Camry. The results of a clean-power thermodynamic analysis W_{nett} with the use of turbochargers increased by 59,81% compared with no turbochargers. Turbocharged engine performance was 2663,19166 kPa, P_i at a 4100 rpm round of 332,1kW, P_s of 10,2563kW, sfc of 4236,61554gram/kW. Jam , η_m of 12,35%, and η_v of 101,18%. Turbocharged performance was obtained at 2410,5854 kPa, P_i at a 4100 rpm round of 300,6kW, P_s of 10,2563kW, sfc of 3810,49697gram/kW.hour, η_m of 13,6477% and η_v of 96,28%. Turbocharger power of 4,3875kW with 59200 rpm rotation at 6000 rpm gasoline engine round.

Keywords: Turbocharger, performance, petrol engine.

KATA PENGANTAR

Dengan nama Allah Yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang. Segala puji dan syukur penulis ucapkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan karunia dan nikmat yang tiada terkira. Salah satu dari nikmat tersebut adalah keberhasilan penulis dalam menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini yang berjudul “Analisis Termodinamika Turbocharger Pada Mesin Bensin Toyota Camry 2494cc Type IL-4 Terhadap Unjuk Kerja Mesin” sebagai syarat untuk meraih gelar akademik Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara (UMSU), Medan.

Banyak pihak telah membantu dalam menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini, untuk itu penulis menghaturkan rasa terimakasih yang tulus dan dalam kepada:

1. Bapak H.Muharnif, S.T., M.Sc, selaku Dosen Pembimbing I dan Penguji yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Chadra A Siregar, S.T., M.T, selaku Dosen Pimbimbing II dan Penguji yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Bapak M. Yani, S.T., M.T, selaku Dosen Pembanding I dan Penguji yang telah banyak memberikan koreksi dan masukan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Affandi, S.T., M.T, selaku Dosen Pembanding II dan Penguji yabg telah banyak memberikan koreksi dan masukan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
5. Bapak Munawar Alfansury Siregar,S.T., M.T selaku Dekan Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
6. Seluruh Bapak/Ibu Dosen di Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara yang telah banyak memberikan ilmu Teknik Mesin kepada penulis.

7. Orang tua penulis: Ayahanda Amir Hakim Nst dan Ibunda Nurhaya Damanik, yang telah bersusah payah membesarkan dan membiayai studi penulis.
8. Bapak/Ibu Staf Administrasi di Biro Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
9. Sahabat-sahabat penulis: Nuron Nahdi Nst,S.T., M.IIham Nst, S.T, Suprayogi Serta seluruh rekan-rekan B1 pagi Teknik Mesin Stambuk 2015 yang telah banyak membantu dan memberikan semangat kepada penulis dengan memberikan masukan-masukan bermanfaat selama proses perkuliahan maupun dalam penulisan tugas akhir, dan lainnya yang tidak mungkin namanya disebut satu persatu.

Laporan Tugas Akhir ini tentunya masih jauh dari kesempurnaan, untuk itu penulis berharap kritik dan masukan yang konstruktif untuk menjadi bahan pembelajaran berkesinambungan penulis di masa depan. Semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi dunia konstruksi teknik Mesin.

Medan, February 2021

Lizardi Yusuf Nasution

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	ii
LEMBAR PERNYATAN KEASLIAN SKRIPSI	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	x
DAFTAR NOTASI	xi
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Ruang Lingkup	2
1.4. Tujuan.....	2
1.5. Manfaat.....	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	4
2.1. Prinsip Kerja Motor Bakar Bensin	4
2.2. Siklus Otto	6
2.2.1 Siklus otto udara standar (siklus volume konstan)	7
2.3. Turbocharger	11
2.3.1. Klasifikasi Turbocharger.....	12
2.3.2. Komponen Turbocharger	14
2.3.3. Model Turbocharger untuk motor bakar bensin.....	21
2.3.4. Keuntungan penggunaan Turbocharger	24
2.3.5. Siklus Otto dengan Turbocharger	25
BAB 3 METODOLOGI.....	32
3.1. Tempat dan Waktu	32
3.1.1. Tempat.....	32
3.1.2. Waktu	32
3.2. Data Awal Penelitian.....	33
3.3. Diagram alir analisis.....	35
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN.....	36
4.1. Analisa Termodinamika Motor Bakar Bensin.....	36
4.2 Performansi Motor Bakar Bensin	52
4.3. Daya dan putaran Turbocharger	56
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....	62
5.1. Kesimpulan.....	62
5.2. Saran	63
DAFTAR PUSTAKA.....	64
LAMPIRAN	
LEMBAR ASISTENSI	
DAFTAR RIWAYAT HIDUP	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Langkah kerja motor bakar bensin 4 langkah	6
Gambar 2.2. Diagram $p - v$ dan Diagram $T - s$ Siklus Otto	7
Gambar 2.3. Diagram $p - v$ Siklus Otto actual	10
Gambar 2.4. Skema instalasi sederhana turbocharger	11
Gambar 2.5. Turbocharger sistem tekanan konstan	12
Gambar 2.6. Turbocharger sistem pulsa	13
Gambar 2.7. Turbocharger sistem converter- pulsa	14
Gambar 2.8. Komponen turbocharger	15
Gambar 2.9. Roda turbin turbocharger	15
Gambar 2.10. Aliran fluida pada <i>turbocharger</i>	16
Gambar 2.11. Kompresor pada <i>Turbocharger</i>	17
Gambar 2.12 Sistem <i>Center Housing & Rotating Assembly</i>	18
Gambar 2.13. <i>Wastegates</i> pada <i>Turbocharger</i>	19
Gambar 2.14. <i>Blow-Off Valve</i>	20
Gambar 2.15. Saluran Pipa <i>Turbocharger</i>	21
Gambar 2.16. Turbocharger Garrett GT1544	21
Gambar 2.17. Turbocharger Mitsubishi TD04	22
Gambar 2.18. Turbocharger SJ44 Series	22
Gambar 2.19. Turbocharger Toyota model CT9	23
Gambar 2.20. Turbocharger Toyota model CT20	24
Gambar 2.21. Diagram $p - V$ siklus Otto ideal menggunakan turbocharger	25
Gambar 2.22. Diagram $T-s$ Siklus Otto Ideal Menggunakan Turbocharger	26
Gambar 2.23. Diagram $T-s$ untuk turbin	27
Gambar 2.24. Diagram $T-s$ untuk kompresor	28
Gambar 2.25. Grafik karakteristik kompresor sentrifugal	29
Gambar 3.1 Pengambilan data di Laboratorium Prestasi Mesin UMSU	32
Gambar 3.2. Foto assembling dari mesin IL-4 DOHC VVT-i	33
Gambar 3.3. Turbocharger Toyota model CT20	34
Gambar 3.4. Diagram alir pelaksanaan penelitian	35
Gambar 4.1. Diagram $p - V$	36
Gambar 4.2. Diagram $p - V$ siklus Otto ideal menggunakan turbocharger	42
Gambar 4.3. Diagram $T-s$ untuk turbin	44
Gambar 4.4. Diagram $T-s$ untuk kompresor	45
Gambar 4.5. Grafik karakteristik kompresor sentrifugal	59
Gambar 4.6 Effisiensi thermal vs Wneet	60
Gambar 4.7 Effisiensi thermal vs mep	61
Gambar 4.8. Effisiensi thermal vs sfc	61

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Jadwal dan kegiatan saat melakukan penelitian.....	32
Tabel 4.1. Parameter untuk kondisi tiap titik siklus Otto udara standar	42
Tabel 4.2. Hasil analisa termodinamika turbocharger	46
Tabel 4.3. Kondisi tiap titik siklus Otto udara standar dengan turbocharger.....	51
Table 4.4 Perbandingan Performansi Bahan Bakar	55

DAFTAR NOTASI

p_1	= Tekanan pada titik 1 (kPa)
p_2	= Tekanan pada titik 2 (kPa)
T_1	= Temperatur spesifik pada titik 1 (K)
T_2	= Temperatur spesifik pada titik 2 (K)
V_1	= Volume udara pada titik 1 (m^3)
$V_2 = V_c$	= Volume udara pada titik 2 atau <i>clearance volume</i> (m^3)
V_d	= <i>Displacement volume</i> atau volume langkah torak (m^3)
W_{1-2}	= Kerja pada langkah 1-2 (kJ)
m_m	= Massa campuran gas di dalam silinder (kg)
r_c	= Rasio kompresi
$k = c_p / c_v$	= Rasio kalor spesifik, diambil 1,4
D	= Diameter silinder atau <i>Bore</i> (m)
L	= Panjang langkah atau <i>Stroke</i> (m)
c_v	= Panas jenis gas pada volume konstan (kJ/kg K)
p_3	= Tekanan pada titik 3 (kPa)
Q_{in}	= Kalor yang masuk (kJ)
m_f	= Massa bahan bakar (kg)
Q_{HV}	= Nilai kalori bahan bakar (kJ/kg)
η_c	= Efisiensi pembakaran (%)
T_3	= Temperatur pada titik 3 (K)
P_4	= Tekanan pada titik 4 (kPa)
V_3	= Volume pada titik 3 (m^3)
V_4	= Volume pada titik 4 (m^3)
T_4	= Temperatur pada titik 4 (K)
W_{3-4}	= Kerja pada langkah 3-4 (kJ)
Q_{out}	= Kalor yang dibuang (kJ)
W_{3-4}	= Kerja pada langkah 3-4 (kJ)
η_{th}	= Efisiensi thermal siklus (%)
mep	= Tekanan efektif rata-rata (kPa)
P_i	= Daya indikator (kW)
N	= Putaran mesin (revolution per minutes/rpm)
n	= Jumlah putaran dalam satu siklus(putaran/siklus)
P_s	= Daya poros (kW)
T	= Torsi yang dihasilkan (Nm)
sfc	= Konsumsi bahan bakar spesifik (gr/kWh)
\dot{m}_f	= Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
η_{th}	= Efisiensi termal (%)
LHV_{BB}	= <i>Low heating value</i> atau nilai kalor bawah bahan bakar (kJ/kg)
η_m	= Efisiensi mekanis (%)
η_v	= Efisiensi volumetrik (%)
m_u	= Massa udara yang masuk (kg)
ρ_u	= Kerapatan udara yang masuk (kg/m^3)

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Sony Uji Permana (2020) Turbocharger merupakan suatu komponen tambahan yang terdapat pada rangkaian mesin yang secara umum dapat meningkatkan performa mesin. Seperti kita ketahui salah satu sifat udara yaitu compressible (dapat dirapatkan massanya), system kerja turbocharger yaitu menambah kerapatan massa udara sehingga udara yang diserap pada ruang bakar lebih banyak. Turbocharger terdiri dari sebuah turbin dan kompresor.

Mahadi (2010), mengatakan bahwa prinsip kerja turbochargeryaitu, pada saat motor diesel dihidupkan gas buang yang mengalir keluar melalui exhaust manifold dan turbin gas sebelum ke udara luar. Gas buang memutar turbin sekaligus melalui poros penghubung memutar kompresor. Dengan demikian kompresor menghisap udara luar lewat saringan udara dan menekannya ke intake manifold. Peningkatan tekanan udara dalam intake manifold akan diikuti oleh kenaikan temperaturnya, sehingga untuk dapat menambah jumlah (volume) udara yang masuk, dilakukan penurunan temperature udara. Penurunan temperature akan diikuti oleh turunya tekanan, sehingga kompresor dapat menambah jumlah udara yang masuk kedalam silinder

Agustinus Made (2011) merancang kompresor sentrifugal pada Turbocharger motor bensin 1500 cc untuk menaikkan daya maksimal mesin sebesar 25%. Hasil yang diperoleh tekanan udara dapat ditingkatkan sebesar 0,382 atm dengan putaran Turbocharger 50000 rpm.

Ibrahim Santoso (2006) melakukan perancangan turbin gas dan blower pada Turbocharger untuk motor bensin kelas sedan 1500 cc. Hasil perhitungan diperoleh peningkatan daya efektif mesin mencapai 42% dan mengurangi konsumsi bahan bakar spesifik 6%.

Dari keempat penelitian yang telah dilakukan tersebut, penulis ingin melakukan analisis termodinamika pemakaian Turbocharger pada mesin bensin Toyota Camry 2494 cc tipe IL-4 untuk mendapatkan unjuk kerja termodinamika mesin standar dan mesin dengan pemakaian Turbocharger berupa kalor yang disuplai ke dalam silinder mesin, kerja yang dihasilkan, kalor yang dibuang,

efisiensi termal, siklus, tekanan efektif rata-rata, daya indikator, daya poros, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi termal, efisiensi mekanis, efisiensi volumetrik, serta perbandingan untuk kerja.Keuntungannya karena kerja Turbocharger lebih efektif dalam menyediakan udara yang diperlukan untuk proses pembakaran.Udara yang biasanya dihisap karena proses kevakuman mesin, tetapi dengan Turbocharger justru udara dimampatkan untuk diteruskan ke dalam ruang pembakaran.

1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas,yang menjadi rumusan masalah dalam tugas akhir ini yaitu :

- a. Bagaimanakah siklus termodinamika mesin yang terjadi ?
- b. Bagaimanakah perbedaan mesin standard dan mesin dengan menggunakan turbocharger ?
- c. Bagaimanakah sistem turbocharger pada Toyota camry 2494 cc ?

1.3. Ruang Lingkup

Sesuai perumusan masalah di atas, cakupan kajian teoritis ini dilakukan dengan batasan sebagai berikut:

- a. Analisa dan perhitungan menggunakan teori termodinamika dengan asumsi keadaan stedi, adiabatik (tidak terpengaruh dari luar sistem) dan proses yang reversibel (dapat kembali ke kondisi awal).
- b. Jenis fluida yang mengalir dalam Turbocharger adalah udara yang dianggap sebagai gas ideal.
- c. Tidak melakukan perhitungan dimensi Turbocharger secara detail dan tidak melakukan analisa material untuk konstruksi Turbocharger.

1.4. Tujuan

Tujuan analisa pemakaianTurbocharger ini sebagai berikut:

- a. Menganalisis siklus termodinamika mesin standar dan mesin dengan pemakaian Turbocharger berupa kalor yang disuplai ke dalam silinder mesin, kerja yang dihasilkan, kalor yang dibuang, dan efisiensi termal siklus.
- b. Menganalisis unjuk kerja mesin standar dan mesin dengan pemakaian Turbocharger berupa tekanan efektif rata-rata, daya indikator, daya poros,

putaran, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi termal, efisiensi mekanis, efisiensi volumetrik, serta perbandingan untuk kerja.

- c. Mengembangkan sistem Turbocharger pada Toyota Camry 2494 cc .

1.5. Manfaat

Manfaat dari analisa pemakaian Turbocharger ini sebagai berikut :

- a. Menghasilkan informasi ilmiah dalam penerapan Turbocharger pada mesin bensin skala kecil.
- b. Sebagai pengembangan teknologi di bidang otomotif.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Prinsip Kerja Motor Bakar Bensin

Apabila meninjau mesin apa saja, pada umumnya adalah suatu pesawat yang dapat merubah bentuk energi tertentu menjadi kerja mekanik, misalnya, mesin listrik, merupakan mesin yang kerja mekaniknya diperoleh dari sumber listrik. Sedangkan mesin gas atau mesin bensin adalah mesin yang kerja mekaniknya diperoleh dari sumber pembakaran gas atau bensin. Mesin bensin dikategorikan sebagai mesin kalor. Yang dimaksud dengan mesin kalor disini adalah mesin yang menggunakan sumber energi termal untuk menghasilkan kerja mekanik, atau mesin yang dapat merubah energi termal menjadi kerja mekanik.

Jika ditinjau dari cara memperoleh sumber energi termal, jenis mesin kalor dapat dibagi menjadi dua bagian, yaitu mesin pembakaran luar (*external combustion engine*) dan mesin pembakaran dalam (*internal combustion engine*). Yang dimaksud dengan mesin pembakaran luar adalah mesin dimana proses pembakaran terjadi di luar mesin, energi termal dari hasil pembakaran dipindahkan ke fluida kerja mesin melalui beberapa dinding pemisah, contohnya adalah mesin uap. Sedangkan yang dimaksud dengan mesin pembakaran dalam, adalah mesin dimana proses pembakaran berlangsung didalam mesin itu sendiri, sehingga gas pembakaran yang terjadi sekaligus berfungsi sebagai fluida kerja. Mesin pembakaran dalam ini umumnya dikenal dengan sebutan motor bakar, contoh dari mesin kalor pembakaran dalam ini adalah motor bakar torak dan sistem turbin gas. Selanjutnya jenis motor bakar torak itu sendiri terdiri dari dua bagian utama yaitu, mesin bensin atau motor bensin dikenal dengan mesin Otto atau mesin *Beau Des Rochas*, dan motor *Diesel*. Perbedaan pokok antara kedua mesin ini adalah pada sistem penyalannya. Pada mesin bensin penyalan bahan bakar dilakukan oleh percikan bunga api listrik dari antara kedua elektroda busi. Oleh sebab itu mesin bensin dikenal juga dengan sebutan *Spark Ignition Engine*. Didalam mesin diesel, penyalan bahan bakar terjadi dengan sendirinya, oleh karena itu bahan bakar disemprotkan ke dalam ruang bakar yang berisi udara yang bertekanan dan bersuhu tinggi. Bahan bakar itu terbakar dengan sendirinya oleh udara yang mengandung O₂ bersuhu melampaui suhu titik nyala (*flash point*) dari

bahan bakar. Mesin diesel ini dikenal juga dengan sebutan *Compression Ignition Engine*.

Motor bakar bensin bekerja dengan gerakan torak bolak balik (bergerak naik turun pada motor tegak). Motor bakar bensin bekerja menurut prinsip 4 langkah dan 2 langkah. Yang dimaksud dengan istilah langkah adalah pergerakan torak dari satu titik mati atas ke titik mati bawah. Definisi dari keempat langkah tersebut adalah sebagai berikut:

1. Langkah hisap

Pada langkah hisap torak bergerak ke bawah, katup masuk membuka, katup buang tertutup, terjadilah kevakuman pada waktu torak bergerak ke bawah, campuran bahan bakar udara mengalir ke dalam silinder melalui lubang katup masuk, campuran bahan bakar udara datang dari karburator (Gambar 2.1a).

2. Langkah kompresi

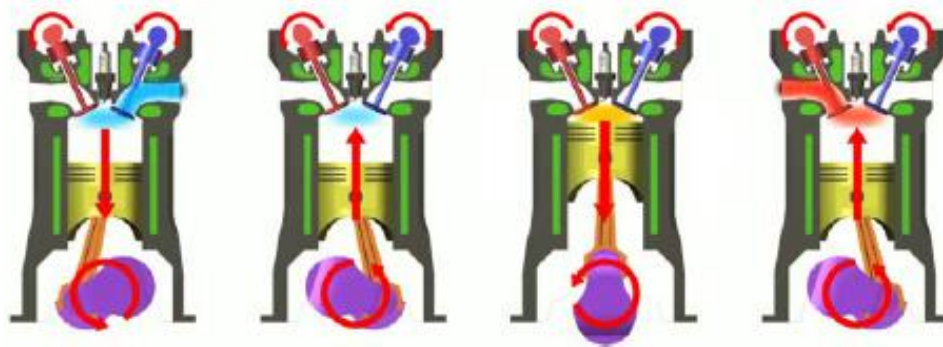
Setelah mencapai titik mati bawah, torak bergerak kembali menuju titik mati atas, sembari saat itu katup hisap dan katup buang dalam keadaan tertutup. Dengan demikian campuran bahan bakar dan udara yang berada di dalam silinder tadi ditekan dan dimampatkan oleh torak yang bergerak ke titik mati atas. Akibatnya, tekanan dan suhu dalam silinder naik sehingga sangat mudah bagi bahan bakar untuk terbakar (gambar 2.1b).

3. Langkah kerja

Pada saat torak hampir mencapai titik mati atas, campuran bahan bakar dan udara dinyalakan, maka terjadilah ledakan atau proses pembakaran yang mengakibatkan suhu dan tekanan naik dengan cepat. Di lain pihak torak tetap meneruskan perjalanannya menuju titik mati atas, ini berarti ruang bakar atau silinder semakin menyempit sehingga suhu dan tekanan gas di dalam silinder semakin bertambah tinggi lagi. Akhirnya torak mencapai posisi titik mati atas, dan pada kondisi ini gas pembakaran mampu untuk mendorong torak kembali dari posisi titik mati atas ke posisi titik mati bawah dengan tetap katup hisap dan katup buang dalam tertutup. Pada langkah ini volume gas pembakaran di dalam silinder bertambah besar oleh karena itu tekanannya turun (gambar 2.1c).

4. Langkah buang

Kemudian pada saat torak mencapai posisi titik mati bawah, katup buang terbuka dan katup hisap tetap tertutup. Torak kembali ke titik mati atas dan mendesak gas pembakaran keluar silinder melalui saluran katup buang (Gambar 2.1d).



a. Langkah hisap b. Langkah kompresi c. Langkah kerja d. Langkah buang

Gambar 2.1. Langkah kerja motor bakar bensin 4 langkah

2.2. Siklus Otto

Siklus ini dikemukakan oleh Nikolaus A. Otto setelah berhasil membangun sebuah mesin empat langkah pada tahun 1876 di Jerman menggunakan siklus yang diajukan oleh Frenchman Beau de Rochas pada tahun 1862. Siklus Otto adalah siklus ideal untuk mesin torak dengan pengapian nyala bunga api. Pada mesin pembakaran dengan sistem pengapian-nyala ini, campuran bahan bakar dan udara dibakar dengan menggunakan percikan bunga api dari busi. Piston bergerak dalam empat langkah (disebut juga mesin dua siklus) dalam silinder, sedangkan poros engkol berputar dua kali untuk setiap siklus termodinamika. Mesin seperti ini disebut mesin pembakaran internal empat langkah. Siklus Otto merupakan siklus termodinamika yang paling banyak digunakan dalam kehidupan manusia. Mobil dan sepeda motor berbahan bakar bensin (*Petrol Fuel*) adalah contoh penerapan dari sebuah siklus Otto.

Mesin bensin dibagi menjadi dua, yaitu mesin dua tak dan mesin empat tak. Mesin dua tak adalah mesin yang memerlukan dua kali gerakan piston naik turun untuk sekali pembakaran (agar diperoleh tenaga). Mesin tersebut banyak digunakan pada motor-motor kecil. Mesin dua tak menghasilkan asap sebagai sisa pembakaran dari oli pelumas. Mesin empat tak memerlukan empat kali

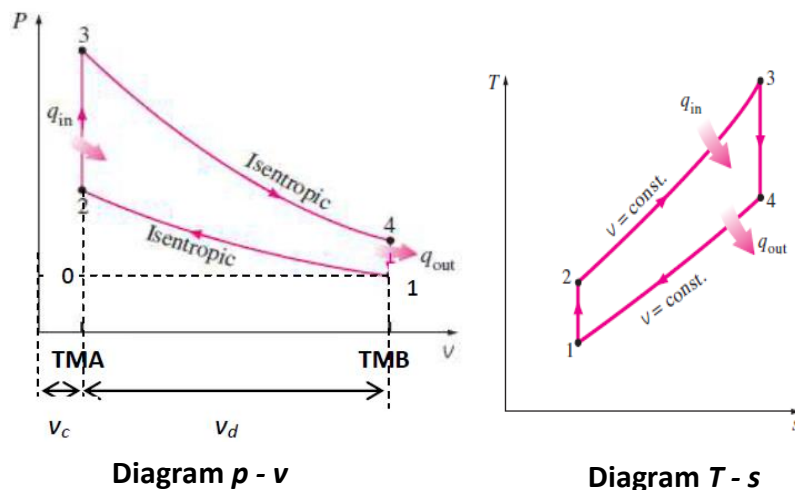
gerakan piston untuk sekali pembakaran. Pada motor-motor besar biasa menggunakan mesin empat tak. Akan tetapi, sekarang banyak motor-motor kecil bermesin empat tak. Mesin jenis ini sedikit menghasilkan sisa pembakaran karena bahan bakarnya hanya bensin murni.

Siklus otto dibagi menjadi dua yaitu siklus otto udara standar (siklus volume konstan) dan siklus otto aktual dengan penjelsan sebagai berikut:

2.2.1 Siklus otto udara standar (siklus volume konstan)

Siklus otto udara standar diperlihatkan oleh diagram $p - v$ dan $T - s$ pada gambar 2.2. Proses yang terjadi sebenarnya berbeda dengan proses ideal. Beberapa idealisasi pada siklus ideal antara lain:

- Fluida kerja dalam silinder adalah udara, dianggap gas ideal dengan konstanta kalor yang konstan.
- Proses kompresi dan ekspansi berlangsung secara isentropik.
- Proses pembakaran dianggap sebagai proses pemanasan fluida kerja.
- Pada akhir proses ekspansi, yaitu pada saat torak mencapai Titik Mati Bawah, fluida kerja didinginkan sehingga tekanan dan temperatur turun mencapai tekanan dan temperatur atmosfer.
- Tekanan fluida kerja di dalam silinder selama langkah buang dan langkah hisap adalah konstan dan sama dengan tekanan atmosfer.



Gambar 2.2. Diagram $p - v$ dan Diagram $T - s$ Siklus Otto

Proses siklusnya sebagai berikut:

- a. Proses 0 – 1 (langkah hisap) yaitu menghisap udara pada tekanan konstan, katup masuk terbuka dan katup buang tertutup. Campuran bahan bakar udara mengalir ke dalam silinder melalui lubang katup masuk.

$$p_o = p_1$$

- b. Proses 1 – 2 (kompresi isentropik) yaitu semua katup tertutup. Campuran bahan bakar dan udara yang berada di dalam silinder tadi ditekan dan dimampatkan oleh torak yang bergerak ke titik mati atas (TMA). Akibatnya, tekanan dan suhu dalam silinder naik menjadi p_2 dan T_2 .

$$p_1 V_1 = m_m R T_1 \text{ atau } p_1 = p_u R T_1$$

$$V_1 = V_d + V_c$$

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_d}{V_c}$$

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

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

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

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c}, \text{ untuk } V_c = V_2$$

$$V_d = \frac{\pi}{4} D^2 L$$

Keterangan:

p_1 = Tekanan pada titik 1 (kPa)

p_2 = Tekanan pada titik 2 (kPa)

T_1 = Temperatur spesifik pada titik 1 (K)

T_2 = Temperatur spesifik pada titik 2 (K)

V_1 = Volume udara pada titik 1 (m^3)

$V_2 = V_c$ = Volume udara pada titik 2 atau *clearance volume* (m^3)

V_d = *Displacement volume* atau volume langkah torak (m^3)

W_{1-2} = Kerja pada langkah 1-2 (kJ)

m_m = Massa campuran gas di dalam silinder (kg)

- r_c = Rasio kompresi
 $k = c_p / c_v$ = Rasio kalor spesifik, diambil 1,4
 D = Diameter silinder atau *Bore* (m)
 L = Panjang langkah atau *Stroke* (m)

c. Proses 2 – 3, proses penambahan kalor pada volume konstan.

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

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$V_2 = V_3$$

Keterangan:

- C_v = Panas jenis gas pada volume konstan (kJ/kg K)
 p_3 = Tekanan pada titik 3 (kPa)
 Q_{in} = Kalor yang masuk (kJ)
 m_f = Massa bahan bakar (kg)
 Q_{HV} = Nilai kalori bahan bakar (kJ/kg)
 η_c = Efisiensi pembakaran (%)
 T_3 = Temperatur pada titik 3 (K)

d. Proses 3-4, proses ekspansi isentropik

$$\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k = \left(\frac{1}{r_c} \right)^k$$

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

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

Keterangan:

- P_4 = Tekanan pada titik 4 (kPa)
 V_3 = Volume pada titik 3 (m³)
 V_4 = Volume pada titik 4 (m³)
 T_4 = Temperatur pada titik 4 (K)
 W_{3-4} = Kerja pada langkah 3-4 (kJ)

e. Proses 4 – 1, proses pembuangan kalor pada volume konstan.

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

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

$$V_4 = V_1$$

$$W_{net} = W_{1-2} + W_{3-4}$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}}$$

Keterangan:

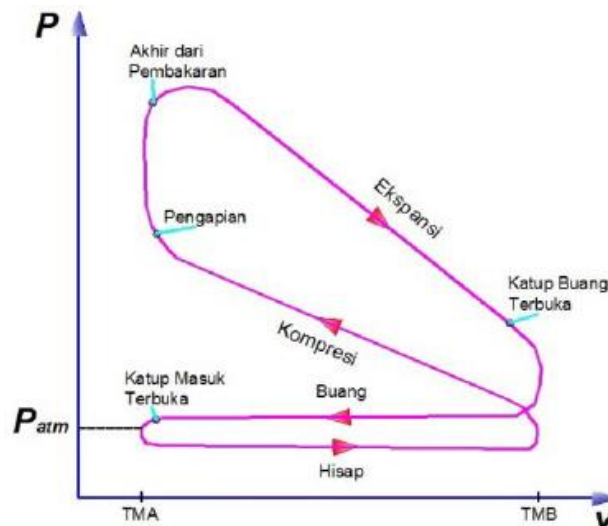
Q_{out} = Kalor yang dibuang (kJ)

W_{3-4} = Kerja pada langkah 3-4 (kJ)

η_{th} = Efisiensi thermal siklus (%)

2.2.2. Siklus Otto Aktual

Siklus Otto aktual diperlihatkan pada gambar 2.3. Fluida kerjanya adalah campuran bahan bakar – udara, jadi ada proses pembakaran untuk sumber panas. Pada langkah hisap, tekanannya lebih rendah dibandingkan dengan langkah buang. Proses pembakaran dimulai dari penyalaan busi (ignition) sampai akhir pembakaran. Proses kompresi dan ekspansi tidak adiabatik, karena terdapat kerugian panas yang keluar ruang bakar.

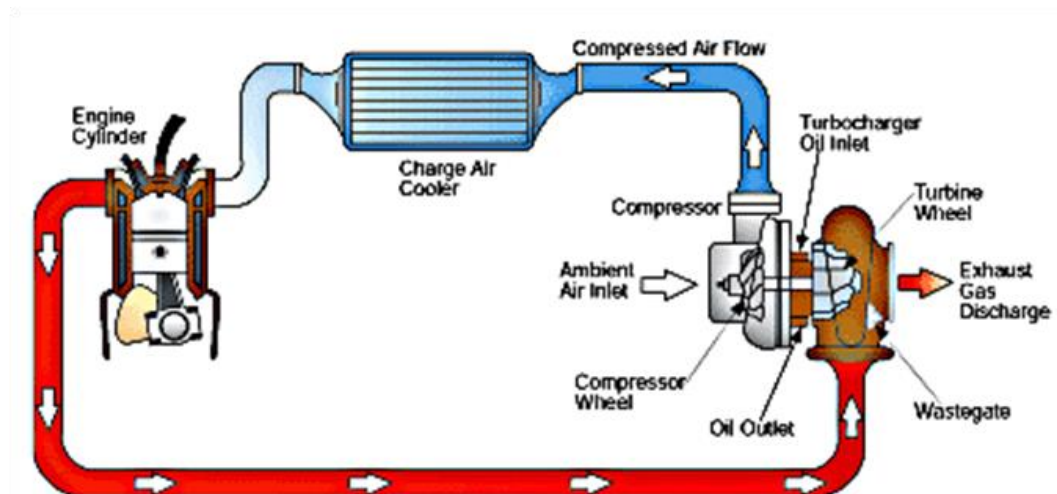


Gambar 2.3. Diagram $p - v$ Siklus Otto actual

2.3. Turbocharger

Pada prinsipnya supercarjer dan turbocharger mempunyai tujuan yang sama, yaitu memperbesar jumlah udara yang masuk ke dalam silinder. Hal ini bertujuan meningkatkan daya motor tanpa memperbesar kapasitas motor tersebut. Ada perbedaan dalam proses kerja antara supercharger dan turbocharger, yaitu pada penggerak impeler turbin dimana pada supercharger impeler turbin digerakkan oleh gerakan mekanik yang ditransfer dari putaran poros engkol, sedangkan pada turbocharger memanfaatkan gas buang sebagai penggerak impeler turbin. Skema instalasi turbocharger sederhana terlihat pada gambar 2.4.

Sebuah motor bensin empat langkah yang bekerja dengan turbocharger tekanan isapnya lebih tinggi dari tekanan atmosfer sekitarnya. Hal ini diperoleh dengan jalan memaksa udara atmosfer masuk kedalam silinder selama langkah isap. Dengan cara mendinginkan udara bertekanan sebelum masuk kedalam silinder turbocharger dengan *intercooler* diharapkan bisa memperoleh tekanan efektif rata-rata yang lebih besar dengan mengurangi turunnya kerapatan udara akibat temperatur yang tinggi. Sehingga akan dihasilkan daya yang lebih besar dengan ukuran mesin yang sama.



Gambar 2.4. Skema instalasi sederhana turbocharger

Tujuan utama penggunaan *turbocharger* adalah untuk memperbesar daya motor, turbo sudah bekerja pada putaran rendah. Boleh dikatakan bahwa mesin dengan *turbocharger* dapat bekerja lebih efisien, apabila mesin harus bekerja pada ketinggian lebih dari 1500 meter diatas permukaan laut, turbocharger

mempunyai arti penting dalam usaha mengatasi kerugian daya yang disebabkan oleh berkurangnya kepadatan udara atmosfer di tempat tersebut.

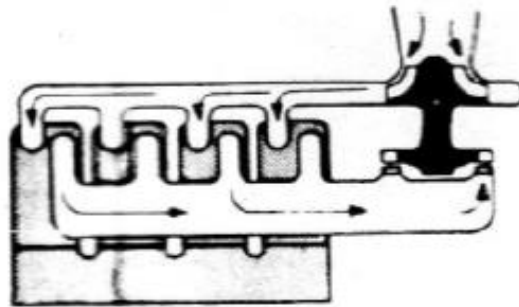
2.3.1. Klasifikasi Turbocharger

Dalam prakteknya ada tiga metode pengoperasian *turbocharger* yang dipergunakan untuk memanfaatkan energi yang berguna pada gas buang, yaitu:

a. Turbocharger sistem tekanan konstan (*constant pressure system*)

Pada sistem turbocharger tekanan konstan ini adalah bertujuan untuk menjaga atau memelihara agar tekanan buang pada motor bakar dalam keadaan konstan dan tekanan yang dihasilkan lebih tinggi dari pada tekanan atmosfer sehingga turbin turbocharger dapat beroperasi secara maksimum.

Tujuan pembuatan saluran gas buang yang besar dan lebar adalah untuk meyerap tekanan yang tidak konstan dan oleh karenanya energi kinetik di dalam saluran gas buang harus dihilangkan. Gambar 2.5 merupakan gambar *Turbocharger* tekanan konstan.



Gambar 2.5.Turbocharger sistem tekanan konstan(*constant pressure system*)

Keuntungan memakai *turbocharger* pada metode tekanan konstan adalah

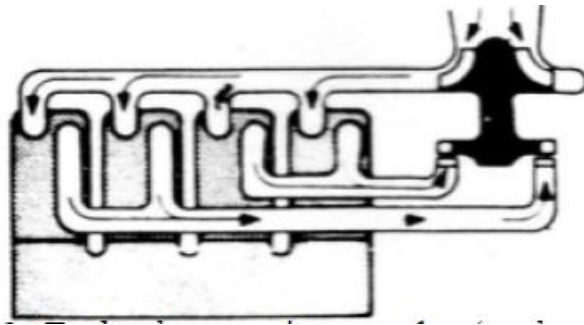
1. Fluktuasi pada turbin tidak ada.
2. Sangat efisien dan konsumsi bahan bakar yang ekonomis pada perbandingan tekanan kompresor dan turbin yang tinggi.
3. Kecepatan mesin tidak terbatas oleh gelombang tekanan pada saluran gas buang.
4. Penentuan titik operasional dari turbin dapat lebih mudah.

Kerugian memakai *turbocharger* pada metode tekanan konstan adalah

1. Tidak seluruh energi gas buang dapat digunakan untuk menggerakkan turbin.
2. Ada sebagian energi yang hilang pada *common large chamber*
3. Membutuhkan saluran gas yang besar.
4. Kurang responsif pada beban.

b. Turbocharger sistem pulsa (*pulse system*)

Turbocharger sistem pulsa (gambar 2.6) bertujuan untuk menggunakan energi kinetik didalam proses pembuangan (*blowdown*) untuk menggerakkan turbin *turbocharger*, yang secara idealnya tidak ada terjadi peningkatan tekanan gas buang.



Gambar 2.6. Turbocharger sistem pulsa (*pulse system*)

Untuk mencapai tujuan tersebut saluran buang yang segaris haruslah lebih kecil, dan dikelompokkan untuk menerima gas buang dari silinder yang mana mengalir pada waktu yang berbeda. Perubahan kecepatan dan tekanan stagnasi dari pada turbin adalah tidak kondusif untuk turbin yang berefisiensi tinggi. Pada *turbocharger* dengan sistem pulsa ini, gas buang langsung dialirkan kedalam turbin.

Keuntungan memakai *turbocharger* dengan system pulsa ini adalah

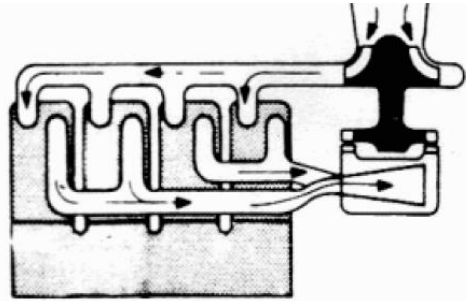
1. Sebagian besar energi kimia gas buang dapat digunakan langsung.
2. Menghasilkan percepatan putaran mesin yang responsive terhadap pembebeanan tiba-tiba.
3. Dapat memakai saluran gas buang yang lebih pendek dan diameter yang lebih kecil.

Kerugiannya memakai *turbocharger* dengan system pulsa ini adalah

1. Pemanfaatan energi gas buang tidak efektif untuk turbin dengan perbandingan tekanan yang lebih tinggi.
2. Fluktuasi tekanan yang lebih besar untuk jumlah silinder yang lebih sedikit.

c. Turbocharger sistem converter- pulsa (*pulse-converter system*)

Pada *turbochargers* sistem converter pulsa ini bertujuan untuk mengubah energi kinetik didalam proses pembuangan menjadi peningkatan tekanan pada turbin dengan membuat satu atau lebih diffuser. Turbocharger system converter-pulsa ditunjukkan pada gambar 2.7.



Gambar 2.7. Turbocharger sistem converter- pulsa (*pulse-converter system*)

Secara umum, mesin-mesin diesel skala besar biasanya menggunakan turbocharger sistem pulsa, sedangkan untuk mesin-mesin otomotif menggunakan turbocharger tekanan konstan.

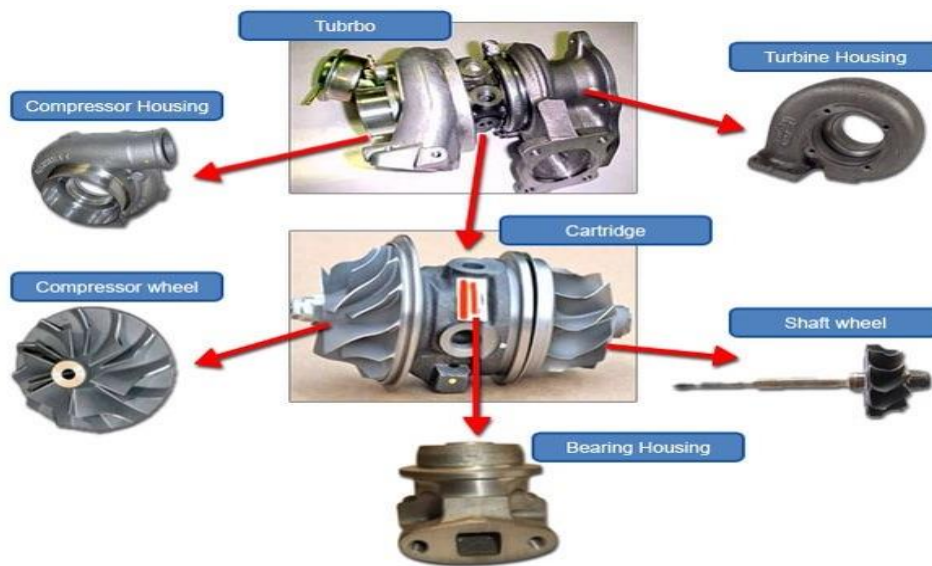
2.3.2. Komponen Turbocharger

Turbocharger tersusun atas beberapa komponen utama yakni turbin, kompresor, dan sistem *shaft*. Namun selain itu, sebuah sistem turbocharger juga dilengkapi dengan berbagai komponen pendukung (gambar 2.8).

1. Turbin

Turbin adalah sebuah komponen mekanik yang berfungsi untuk mengkonversikan energi panas fluida yang melewatinya menjadi energi mekanis putaran poros turbin. Setiap turbin selalu melibatkan fluida yang mengandung energi panas yang mengalir melewati sudu-sudu turbin. Setiap sudu turbin berdesain membentuk nozzle-nozzle sehingga disaat fluida melewatinya, fluida

akan tereksansi diikuti dengan perubahan energi panas menjadi mekanis (Gambar 2.9).

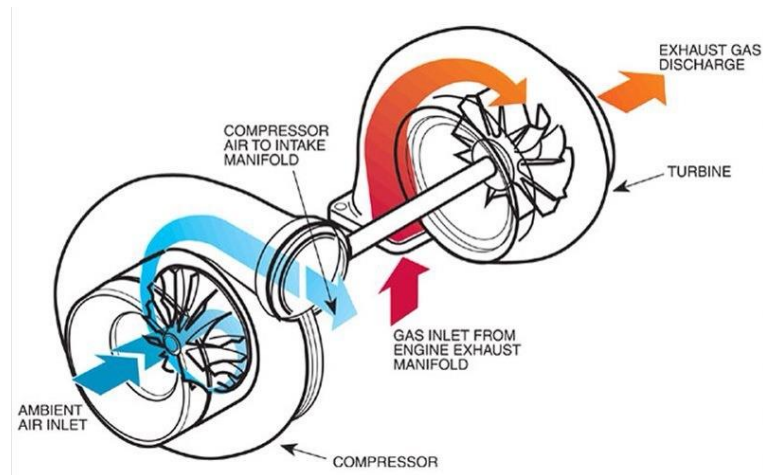


Gambar 2.8. Komponen turbocharger



Gambar 2.9. Roda turbin turbocharger

Fluida yang dikonversikan energi panasnya menjadi tenaga putaran poros pada sistem *turbocharger* tentu saja adalah udara gas buang dari hasil pembakaran motor bakar. Gas buang ini masih menyimpan cadangan energi berbentuk panas dan tekanan yang masih cukup bermanfaat (gambar 2.10).

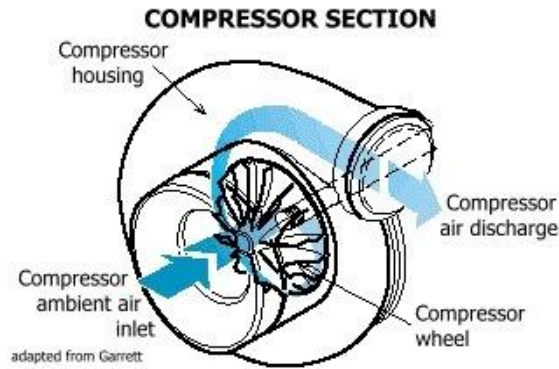


Gambar 2.10. Aliran fluida pada *turbocharger*

Turbin pada *turbocharger* tersusun atas rotor dan *casing*. Turbin ini biasa bertipe sentrifugal dengan *casing* berbentuk *volute* mirip seperti *casing* pompa sentrifugal. Gas buang masuk melalui sisi *casing*, mengalir mengikuti bentuk “keong” dan masuk ke sudu melalui tepi rotor. Selanjutnya gas buang mengalir mengikuti bentuk sudu turbin sekaligus mengalami proses penyerapan energi panas dan tekanan menjadi putaran sudu, dan berakhir ke sisi tengah rotor untuk keluar ke sisi *exhaust*.

2. Kompresor

Kompresor pada *turbocharger*, berfungsi untuk mengubah energi mekanis putaran poros *turbocharger* menjadi energi kinetik aliran udara. Kompresor berada pada satu poros dengan turbin, sehingga pada saat gas buang mesin mulai memutar turbin, kompresor juga akan ikut berputar dengan kecepatan putaran yang sama. Energi mekanis yang dihasilkan turbin akan langsung digunakan sebagai tenaga penggerak kompresor (gambar 2.11).

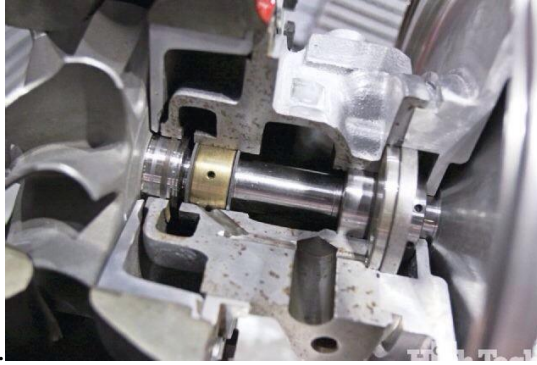


Gambar 2.11. Kompresor pada *Turbocharger*

Kompresor *turbocharger* bertipe sentrifugal dan tersusun atas dua bagian utama yakni sudu-sudu rotor dan *casing*. Pada saat impeller rotor kompresor mulai berputar dengan kecepatan tinggi, udara atmosfer akan mulai terhisap dan masuk ke kompresor melalui sisi inlet. Udara ini akan diakselerasi oleh impeller secara radial menjauhi poros kompresor. Pada saat udara terakselerasi hingga ke *casing* kompresor yang juga berfungsi sebagai diffuser, kecepatan aliran udara akan turun dan tekanan statiknya akan meningkat. Peningkatan tekanan udara ini akan diikuti dengan kenaikan temperatur juga.

3. *Center Housing & Rotating Assembly*(CHRA)

Masing-masing turbin dan kompresor pada *turbocharger* tersusun atas bagian rotor dan rumah *casing*. Keduanya berada pada satu poros yang ditopang oleh sebuah sistem *bearing* (bantalan) di tengah-tengah antara turbin dan kompresor. Untuk kebutuhan *assembly*, *casing* turbin dan kompresor disatukan oleh sebuah sistem bernama *Center Housing & Rotating Assembly* (CHRA). Karena sistem *bearing* juga terletak pada CHRA, maka sistem lubrikasi *turbocharge* juga berpusat pada CHRA. Putaran poros *turbocharger* dapat mencapai 100.000 rpm (gambar 2.12).

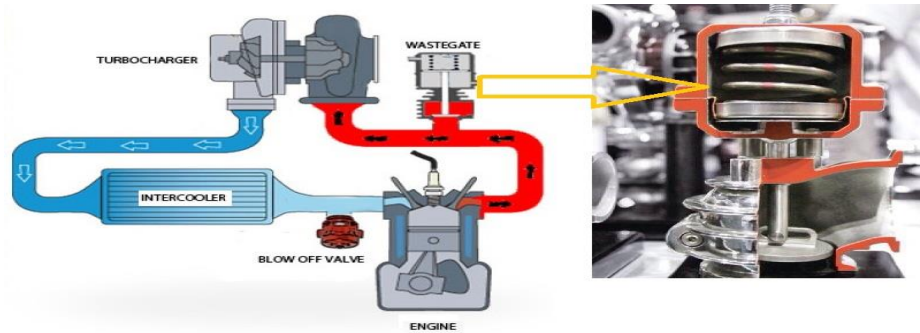


Gambar 2.12 Sistem *Center Housing & Rotating Assembly*

Dengan putaran secepat itu, dibutuhkan *bearing* dengan kualitas baik. *Thrust bearing* tradisional dari *turbocharge* biasanya terbuat dari perunggu. Pada perkembangan selanjutnya *bearing* modern *turbocharger* adalah berupa *ball bearing* dengan bahan keramik. Penggunaan *ball bearing* lebih banyak dipilih karena *lifetime turbocharger* menjadi lebih baik.

4. *Wastegates*

Sebuah mesin kendaraan bermotor selalu bekerja pada rentang rpm putaran mesin yang bervariasi. Berbagai variasi rpm tersebut tentu saja menghasilkan jumlah gas buang yang bervariasi pula. Semakin tinggi putaran mesin, akan semakin banyak kuantitas gas buang dan temperatur gas buang pun juga semakin tinggi. Jika semua gas buang mesin masuk ke turbin *turbocharger*, dapat kita bayangkan putaran *turbocharger* pasti menjadi tidak terkontrol. Pada kondisi ini jika mesin kendaraan terlalu lama pada putaran tinggi, maka hal ini dapat menyebabkan *overheating* pada turbin dan kompresor bahkan hingga mencapai titik lebur komponen-komponen *turbocharger*. Bahkan pada keadaan ekstrim, kondisi ini dapat langsung merusak piston motor bakar dengan meninggalkan lubang meleleh pada piston tersebut (gambar 2.13).



Gambar 2.13. *Wastegates* pada *Turbocharger*

Wastegates digunakan untuk mengatasi kondisi di atas. Komponen ini berfungsi sebagai *bypass valve* untuk membuang gas buang motor bakar pada kondisi tertentu untuk tidak masuk ke dalam turbin *turbocharger* melainkan langsung menuju *exhaust*. Pada kondisi mesin stabil, *wastegates* akan menutup. Sedangkan pada saat proses akselerasi, dimana tekanan gas buang meningkat, *wastegates* akan membuka sehingga putaran turbin *turbocharger* tidak mengalami sentakan yang berlebihan. *Wastegates* bekerja berdasarkan pegas-pegas keong yang dapat diatur ketegangannya, sehingga mekanik dapat mengatur ketegangannya untuk mendapatkan kinerja terbaik dari *turbocharger*.

5. *Blow-Off Valve*

Blow-off valve sejatinya adalah *pressure relief valve* yang berfungsi untuk membuang udara terkompresi ke atmosfer pada saat tekanan udara keluar kompresor *turbocharger* terlalu besar (gambar 2.14). Pada saat sopir sebuah mobil ber-*turbocharger* mengurangi tekanan pedal akselerasi, katup *intake manifold* akan menutup sehingga udara bertekanan dari *turbocharger* tidak dapat masuk ke ruang bakar. Jika *turbocharger* tidak dilengkapi dengan *blow-off valve*, maka tekanan udara terkompresi akan terus naik, dimungkinkan akan bocor keluar, merusak bagian-bagian *intake manifold*, atau bahkan dapat menyebabkan *surgings/stall* pada *turbocharger*. Tentu saja hal ini dapat merusak berbagai komponen mesin.



Gambar 2.14. *Blow-Off Valve*

Blow-off valve memiliki konstruksi yang mirip dengan *wastegates*. Pada saat mesin berakselerasi maupun beroperasi stasioner, katup ini akan menutup. Ia akan membuka pada saat mesin mengurangi kecepatan putarannya, sehingga tekanan udara yang berlebih cukup kuat untuk mendorong pegas *blow-off valve* ini.

6. Saluran Pipa

Penggunaan *turbocharger* tidak dapat dipisahkan dengan saluran pipa yang menghubungkan berbagai komponen mesin. Saluran pipa *turbocharger* dapat dikelompokkan menjadi dua bagian, yakni saluran panas dan saluran dingin. Pipa saluran panas mengalirkan gas buang dari ruang bakar ke sisi inlet turbin *turbocharger*, serta membuang gas buang keluaran turbin menuju sistem exhaust (knalpot). Sedangkan pipa saluran dingin mengalirkan udara atmosfer masuk ke kompresor, udara bertekanan dari outlet kompresor ke *intercooler*, serta mengalirkan udara dingin bertekanan dari *intercooler* ke *intake manifold* motor bakar. Dikarenakan perbedaan tipe fluida yang melewati kedua saluran tersebut, tentu saja karakteristik material yang digunakan oleh keduanya juga berbeda. Sisi gas buang harus menggunakan material yang tahan terhadap temperatur, tekanan tinggi, *backpressure*, dan tegangan (*stress*). Sedangkan sisi udara terkompresi digunakan material yang kuat untuk tekanan tinggi (gambar 2.15).



Gambar 2.15. Saluran Pipa Turbocharger

2.3.3. Model Turbocharger untuk motor bakar bensin

Terdapat empat model turbocharger yang sering diaplikasikan pada motor bakar bensin yaitu

1. Turbocharger Garrett

Turbocharger produksi perusahaan garrett yang populer digunakan yaitu model GT1544 seperti pada Gambar 2.16. Turbocharger ini dapat bekerja pada batasan daya mesin 100 HP sampai 150 HP dan diaplikasikan untuk mesin dengan kapasitas 1000 cc sampai 1600 cc. Diameter roda kompresor untuk inlet 32,9 mm dan outlet 43,9 mm, sedangkan diameter roda turbin 42,2 mm. Putaran turbin dan kompresor berkisar antara 90000 rpm sampai dengan 210000 rpm.



Gambar 2.16. Turbocharger Garrett GT1544

2. Turbocharger Mitsubishi

Model TD04 merupakan model turbocharger produksi mitsubishi yang populer digunakan untuk mesin bensin kelas sedan (gambar 2.17). Diameter roda kompresor untuk *inlet* 40.56mm dan *outlet* 55.98mm, sedangkan diameter

turbin 41.18mm. Putaran maksimum 190,000 rpm dan bekerja pada mesin dengan daya sampai 150 HP.



Gambar 2.17. Turbocharger Mitsubishi TD04

3. Turbocharger SJ44 Series

Turbocharger ini cocok untuk mesin berkapasitas 1500 cc sampai 2000 cc dengan daya mesin 27kW sampai 56kW. Memiliki diameter roda kompresor inlet 34mm dan outlet 44mm serta diameter turbin 42mm. Beroperasi pada putaran maksimum 220000 rpm dengan rasio tekanan 2,5. Model turbocharger ini diperlihatkan pada Gambar 2.18 berikut.



Gambar 2.18. Turbocharger SJ44 Series

4. Turbocharger Toyota

Model CT-9 merupakan model turbocharger toyota yang familiar untuk mesin bensin, turbo ini pernah dipakai pada mesin toyota Starlet dengan kapasitas 1300 cc dan daya 133HP. CT-9 Turbocharger, aslinya merupakan bawaan dari mesin Toyota 4EFTE (Starlet GT), namun karena ukurannya yang kecil, maka turbocharger jenis ini banyak diaplikasikan untuk mobil mobil lain untuk mendongkrakperformanya. Termasuk entry level turbo, karena minim perawatan dan daya yang dihasilkan tidak sampai memerlukan banyak rubahan internal mesin, sehingga masih dapat untuk digunakan sehari hari. CT-9 ini memiliki diameter roda kompresor inlet 34mm dan outlet 48mm serta diameter turbin 46mm. Model turbocharger ini diperlihatkan pada Gambar 2.19 berikut.



Gambar 2.19. Turbocharger Toyota model CT9

5. Turbocharger Toyota Camry 2494cc Model CT-20

Diproduksi oleh Hitachi turbo CT-20 telah digunakan pada sejumlah mesin turbocharger pabrik, yang paling terkenal adalah Toyota Supra, Celica dan MR2 bermesin tengah. Ditepi luar kisaran rpm, turbo ini mampu mendukung lebih dari 300 tenaga kuda pada mobil turbo tunggal dan sekitar 600 tenaga kuda pada supra twin-turbo, berikut spesifikasi turbo CT-20.

1. Spesifikasi Sisi Turbin

ID inlet perumahan dengan kandungan nikel yang tinggi dari nikel CT20 – diameter dalam – adalah 36 mm dan ID outlet adalah 50,1 mm. turbin keramik memiliki 10 bilah dan mengendarai poros 10 mm. diameter saluran keluar adalah 48 mm dan diameter saluran masuknya adalah 59,8 mm. CT20 memiliki rasio aspek housing turbin pada CT20 standar adalah 47,8 mm, tetapi CT-20A – yang merupakan turbo supras – memiliki

diameter luar outlet knalpot adalah 56,3 mm untuk keduanya menggunakan flens inlet gaya T4

2. Spesifikasi Kompresor

ID inlet rumah kompresor CT20 adalah 49,8 mm. diameter inlet kompresor roda aluminum berbilah sepuluh berbilah “kembar lima bilah” – investasi adalah 37 mm dan diameter outletnya adalah 62 mm. rumah kompresor memiliki A / R 0,36.

3. Spesifikasi Bantalan

Bantalan utama perunggu turbo memiliki enam lubang meminyaki per sisi dan lebar 8,96 mm. diameter luar bantalan 15,9 mm dan diameter dalam 10,05 mm.

4. Spesifikasi Wastegate

CT20 standar menggunakan wastegate dengan ID 26 mm, tetapi mampu memanfaatkan wastegate 28 mm aftermarket, musim semi actuator stock diatur pada 10 pound. Untuk meningkatkan dorongan. Turbo CT-20A belakang tidak menggunakan katup buang internal untuk membantu memudahkan transisi dari turbo primer.



Gambar 2.20. Turbocharger Toyota model CT20

2.3.4. Keuntungan penggunaan Turbocharger

Peraturan mengenai emisigas buang yang semakin ketat di seluruh dunia menantang produsen otomotif untuk membuat mesin yang dapat memenuhi kebutuhan lingkungan. Tiga keuntungan dari penggunaan turbocharger yaitu:

1. Aman dan responsif

Sebuah mesin turbocharger dapat menghasilkan daya 7 kali lebih besar dari mesin standar (tanpa turbocharger) dalam kapasitas mesin yang sama. Sangat realistis untuk melipatgandakan kemampuan mesin melalui turbocharger yang mampu membuat kendaraan lebih responsive dan lebih aman untuk dikendarai.

2. Ekonomis

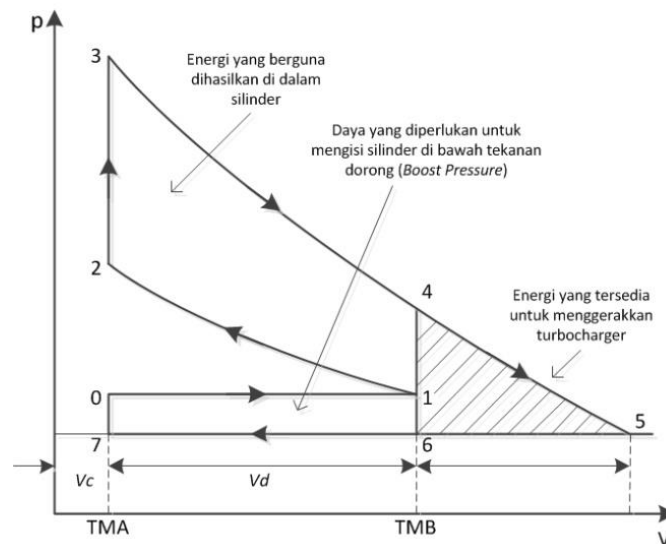
Turbocharger mendaur ulang energi yg dihasilkan oleh mesin, mengubah lebih dari energy bahan bakar yang dikonsumsi menjadi tenaga dengan menghasilkan panas yang lebih sedikit emisi dan gesekan. Sehingga memberikan penghematan biaya bahan bakar yang signifikan dibandingkan mesin standar.

3. Ramah lingkungan

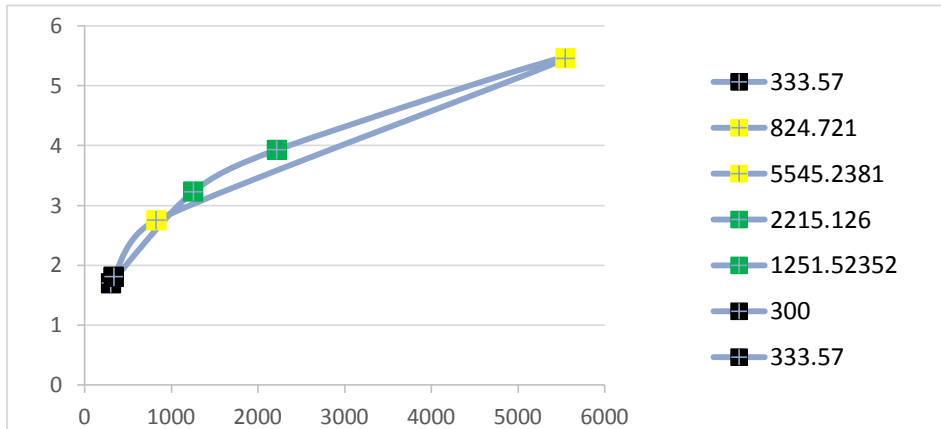
Turbocharger mengirimkan lebih banyak udara ke dalam ruang bakar sehingga pembakaran berlangsung lebih mudah dan lebih bersih. Emisi NOx dan CO2 mampu lebih rendah 50% daripada mesin-mesin konvensional.

2.3.5. Siklus Otto dengan Turbocharger

Siklus Otto udara standar dengan penggunaan turbocharger diperlihatkan dengan diagram $p - V$ pada Gambar 2.20 berikut.



Gambar 2.21. Diagram $p - V$ siklus Otto ideal menggunakan turbocharger



Gambar 2.22.Diagram T-s Siklus Otto Ideal Menggunakan Turbocharger

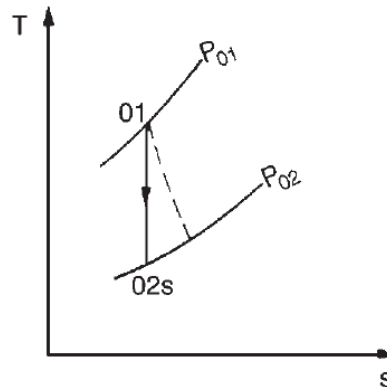
Energi ideal yang dapat digunakan untuk menggerakkan turbocharger berasal dari energi gas buang yang digambarkan dalam area 4-5-6 pada Gambar 2.20 dan selanjutnya diekspansi hingga tekanan atmosfer ($p_6 = p_{atm}$). Area 6-7-0-1 menggambarkan jumlah energi yang dibutuhkan untuk mengisi silinder. Dengan kata lain bahwa area 4-5-6 merupakan tugas turbin untuk menggerakkan kompresor dan area 6-7-0-1 merupakan tugas kompresor untuk menyediakan kebutuhan silinder. Area 1-2-3-4 proses siklusnya sama dengan siklus Otto udara standar pada subbab 2.2.1. Langkah untuk menganalisa penggunaan turbocharger antara lain:

1. Temperatur gas buang yang masuk ke turbin turbocharger untuk aplikasi mesin bensin berkisar antara 550-855 °C, sedangkan temperatur gas buang maksimum masuk turbin mencapai 1050°C (1323K) untuk mesin modern.
2. Temperatur gas masuk turbin diantara 500K sampai 1300K dengan tekanan masuk antara 68 kPa sampai 101 kPa untuk peningkatan daya 37 % dari stock.
3. Tekanan gas keluar turbin sama dengan tekanan udara atmosfer.
4. Tekanan dan temperatur udara masuk kompresor adalah standar atmosfer.
5. Tekanan udara yang disuplai kompresor ke dalam silinder (tekanan udara keluar kompresor) untuk penggunaan turbocharger tanpa pendinginan udara yaitu berkisar antara 1,2 sampai 1,5 atm.

Setelah ditetapkan parameter untuk kondisi turbocharger selanjutnya dilakukan analisa termodinamika pada turbin dan kompresor turbocharger sebagai berikut.

a. Analisa Termodinamika pada Turbin Turbocharger

Proses termodinamika yang berlangsung pada turbin ditunjukkan dengan diagram $T-s$ pada Gambar 2.21 dimana proses adiabatik ideal berubah menjadi kondisi stagnasi.



Gambar 2.23. Diagram $T-s$ untuk turbin

Temperatur gas keluar turbin pada kondisi isentropik T_{02s} dapat diperoleh dengan persamaan 2.21 berikut

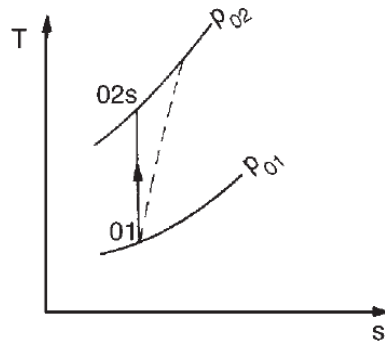
$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.21)$$

Temperatur gas keluar turbin pada kondisi stagnasi T_{02} dapat diperoleh dengan persamaan 2.22 berikut

$$\eta_T = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{01} - T_{02s}} \quad (2.22)$$

b. Analisa Termodinamika pada Kompresor Turbocharger

Proses termodinamika yang berlangsung pada kompresor ditunjukkan dengan diagram $T-s$ pada Gambar 2.22 dimana keadaan udara masuk stagnasi ditunjukkan pada titik 01, sedangkan keadaan udara keluar kompresor kondisi stagnasi pada titik 02, dan titik 02s menunjukkan kondisi pada keadaan isentropik.



Gambar 2.24. Diagram T - s untuk kompresor

Temperatur udara keluar kompresor pada kondisi isentropik T_{02s} dapat diperoleh dengan persamaan 2.23 berikut

$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.23)$$

Temperatur udara keluar kompresor pada kondisi stagnasi T_{02} dapat diperoleh dengan persamaan 2.24 berikut

$$\eta_c = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (2.24)$$

2.3.6. Daya dan putaran Turbocharger

Turbin digerakkan oleh gas buang dari motor bakar yang mengkopel langsung kompresor, sehingga daya yang diperlukan untuk memutar kompresor adalah daya yang dihasilkan turbin.

$$W_{Turbin} = W_{Kompresor} \quad (2.25)$$

$$\dot{m}_{ex}(h_{01} - h_{02}) = \dot{m}_{u,c}(h_{02} - h_{01}) \quad (2.26)$$

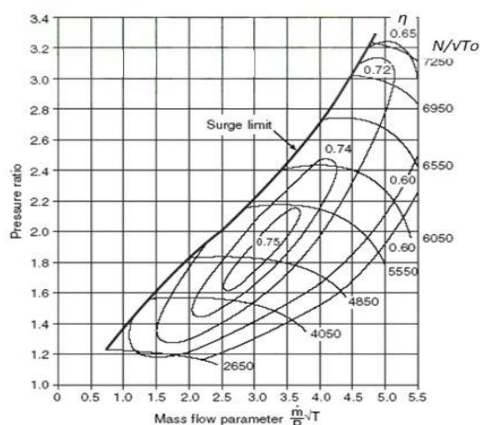
h_{01} merupakan harga entalpi pada T_{01} dan h_{02} merupakan harga entalpi pada T_{02} pada masing-masing turbin dan kompresor.

Laju aliran udara melalui kompresor dengan persamaan 2.27

$$\dot{m}_u = \frac{\eta_v \times \rho_u \times V_d \times N \times z}{n} \quad (2.27)$$

Untuk z adalah jumlah silinder mesin.

Putaran turbocharger ditentukan dengan grafik karakteristik kompresor Gambar 2.23 berikut ini.



Gambar 2.25. Grafik karakteristik kompresor sentrifugal

4 Parameter Performansi Motor Bakar Bensin

1. Tekanan efektif rata-rata (mep)

Selama siklus berlangsung, temperatur dan tekanannya selalu berubah-ubah. Oleh karena itu sebaiknya dicari harga tekanan tertentu (konstan) yang apabila mendorong torak sepanjang langkahnya dapat menghasilkan kerja persiklus yang sama dengan siklus yang dianalisis. Tekanan tersebut dinamai tekanan efektif rata-rata (mep) yang diperoleh menggunakan persamaan 2.28.

$$mep = \frac{W_{net}}{V_d} \quad (2.28)$$

Keterangan:

mep = Tekanan efektif rata-rata (kPa)

2. Daya Indikator (P_i)

Merupakan daya yang dihasilkan dalam silinder motor bakar sehingga merupakan basis perhitungan atau penentuan efisiensi pembakaran atau besarnya laju panas akibat pembakaran di dalam silinder dengan bentuk persamaan 2.29.

$$P_i = \frac{W_{net} \times N}{n} \quad (2.29)$$

Keterangan:

P_i = Daya indikator (kW)

N = Putaran mesin (revolution per minutes/rpm)

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

3. Daya Poros (P_s)

Daya yang dihasilkan suatu mesin pada poros keluarannya disebut sebagai daya poros (atau biasa dikenal dengan *brake horse power*) yang dihitung berdasarkan persamaan 2.30.

$$P_s = \frac{2\pi \times N \times T}{60 \times 1000} \quad (2.30)$$

Keterangan:

P_s = Daya poros (kW)

T = Torsi yang dihasilkan (Nm)

Seperti yang telah diketahui, dari sejumlah gaya yang dihasilkan mesin, maka sebagian darinya dipakai untuk mengatasi gesekan/friksi antara bagian-bagianmesin yang bergerak, sebagian lagi dipakai untuk mengisap udara dan bahan bakar serta mengeluarkannya dalam bentuk gas buang.

4. Konsumsi bahan bakar spesifik (sfc)

Konsumsi bahan bakar didefenisikan sebagai jumlah bahan bakar yang dikonsumsi persatuan unit daya yang dihasilkan perjam operasi. Secara tidak langsung konsumsi bahan bakar spesifik merupakan indikasi efisiensi mesin dalam menghasilkan daya dari pembakaran bahan bakar yang dihitung dengan persamaan 2.31.

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P_s} \quad (2.31)$$

Keterangan:

sfc = Konsumsi bahan bakar spesifik (gr/kWh)

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

5. Efisiensi Termal

Efisiensi termal suatu mesin didefenisikan sebagai perbandingan antara energi keluaran dengan energi kimia yang masuk yang dikandung bahan bakar dalam bentuk bahan bakaryang dihisap ke dalam ruang bakar. Efisiensi termal merupakan parameter untuk mengukur efisiensi bahan bakar yang diberikan dengan persamaan 2.32.

$$\eta_{th} = \frac{P_i}{\dot{m}_f \times LHV_{BB}} \times 100\% \quad (2.32)$$

Keterangan:

η_{th} = Efisiensi termal (%)

LHV_{BB} = *Low heating value* atau nilai kalor bawah bahan bakar (kJ/kg)

6. Efisiensi Mekanis

Besarnya kerugian daya diperhitungkan dalam efisiensi mekanis yang dirumuskan pada persamaan 2.33.

$$\eta_m = \frac{P_s}{P_i} \times 100\% \quad (2.33)$$

Keterangan :

η_m = Efisiensi mekanis (%)

7. Efisiensi Volumetrik

Efisiensi ini didefinisikan sebagai perbandingan antara massa udara yang masuk karena dihisap torak pada langkah hisap dan massa udara pada tekanan dan temperatur atmosfer yang dapat dihisap masuk kedalam volume langkah torak yang sama dengan bentuk persamaan 2.34.

$$\eta_v = \frac{m_u}{\rho_u \times v_d} \times 100\% \quad (2.34)$$

Keterangan :

η_v = Efisiensi volumetrik (%)

m_u = Massa udara yang masuk (kg)

ρ_u = Kerapatan udara yang masuk (kg/m³)

BAB 3 METODOLOGI

3.1. Tempat dan Waktu

3.1.1. Tempat

Pengambilan data dilakukan di Laboratorium Prestasi Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.



Gambar 3.1 Pengambilan data di Laboratorium Prestasi Mesin UMSU

3.1.2. Waktu

Analisis ini dikerjakan selama 6 (enam) bulan dimulai sejak persetujuan pengajuan judul skripsi, konsultasi dengan dosen pembimbing, pengambilan data, perhitungan analisis, penulisan laporan skripsi sampai dinyatakan selesai dan disetujui untuk diseminarkan.

Tabel 3.1 Jadwal dan kegiatan saat melakukan penelitian

No	Kegiatan	Tahun 2020			Tahun 2021		
		Oktober	November	Desember	Januari	Februari	Maret
1	Study literatur	■	■	■			
2	Pemilihan Jenis Mesin		■	■	■		
3	Analisa Termodinamika			■	■	■	
4	Evaluasi data penelitian				■	■	■
5	Seminar Hasil					■	■
6	Penyelesaian Tugas akhir						■

3.2. Data Awal Penelitian

Analisis ini menggunakan data spesifikasi teknis mesin mobil Toyota Camry (gambar 3.1) dengan spesifikasi sebagai berikut:

- | | |
|----------------------------------|--|
| 1. Tipe mesin | : 2 AR-FE IL-4 DOHC- VVT-i,
Berpendingin air, 4 langkah |
| 2. Kapasitas silinder | : 2494 cc (cm ³) |
| 3. Jumlah silinder | : 4 Buah segaris |
| 4. Jumlah Katup | : 16 Buah |
| 5. Diameter x langkah | : 90 mm X 98 mm |
| 6. Tenaga maksimum | : 183 PS @6000 rpm atau 99,96 kW
@6000 rpm |
| 7. Torsi maksimum | : 23,9 kgf.m @4100 rpm |
| 8. Sistem bahan bakar | : <i>Variable valve Timing intelligent</i>
(VVTI) |
| 9. Bahan bakar | : Bensin tanpa timbal |
| 10. Rasio kompresi | : 9,8 : 1 |
| 11. Rasio udara bahan bakar | : 12 : 1 |
| 12. Kapasitas tangki bahan bakar | : 60 Liter |



Gambar 3.2. Foto assembling dari mesin IL-4 DOHC VVT-i

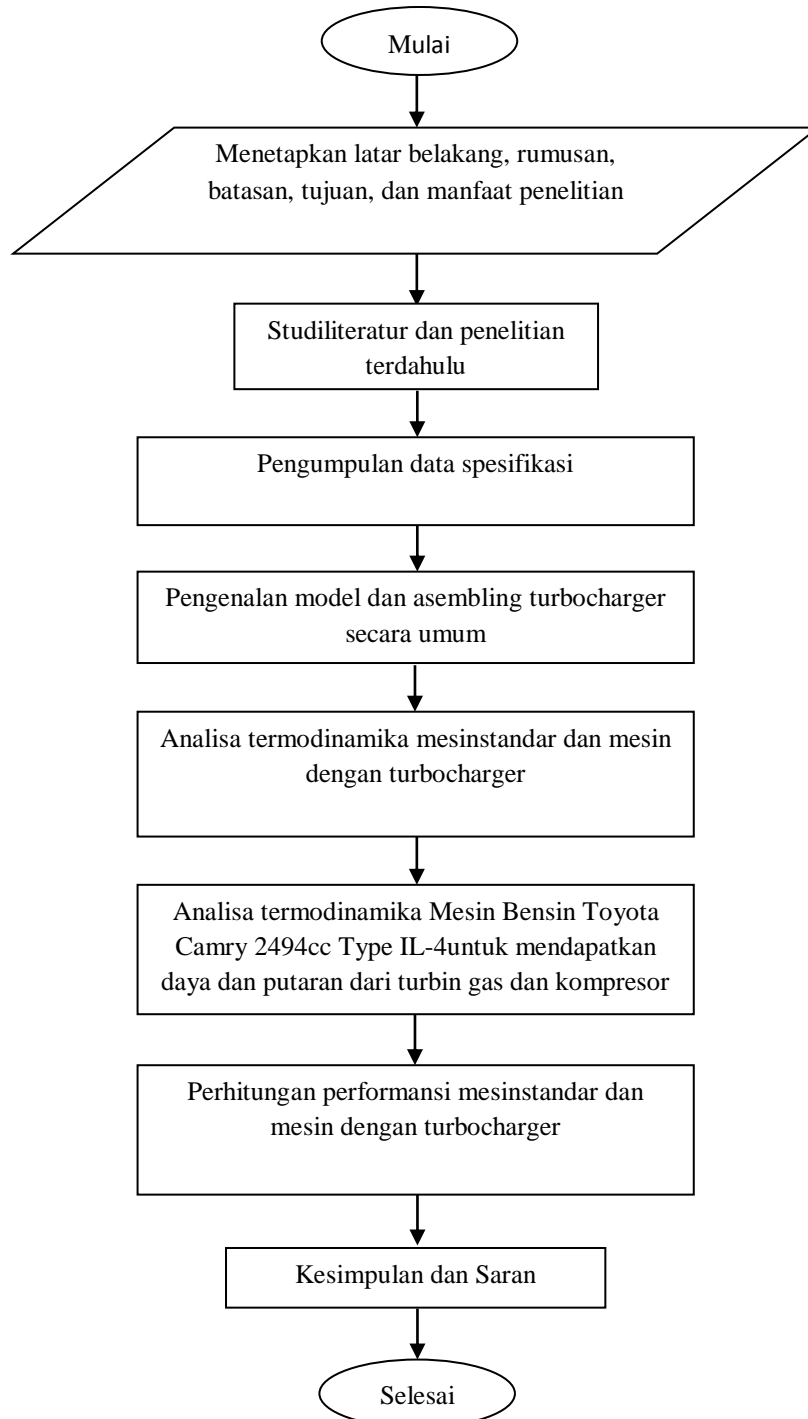
Berdasarkan model-model Turbocharger yang telah dijelaskan pada Bab 2, maka dalam analisis ini model Turbocharger yang cocok untuk diaplikasikan pada mesin Toyota Camry yaitu Turbocharger Toyota Model CT-20 yang merupakan model Turbocharger Toyota yang familiar untuk mesin bensin, CT20 memiliki rasio aspek housing turbin pada CT20 standar adalah 47,8 mm, tetapi CT-20A – yang merupakan turbo supras – memiliki diameter luar outlet knalpot adalah 56,3 mm untuk keduanya menggunakan flens inlet gaya T4. Model Turbocharger ini diperlihatkan pada Gambar 3.2 berikut.



Gambar 3.3. Turbocharger Toyota model CT20

3.3. Diagram alir analisis

Secara garis besar penulisan analisis teoritis ini dilaksanakan berurutan dan sistematis dengan diagram alir yang ditunjukkan pada Gambar 3.4 berikut.



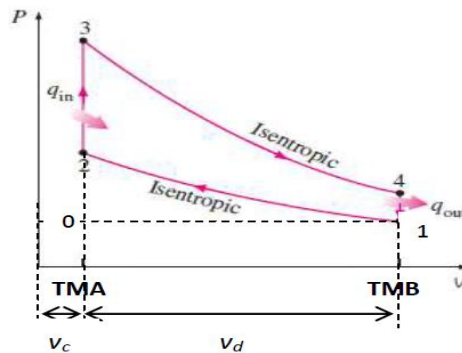
Gambar 3.4. Diagram alir pelaksanaan penelitian

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisa Termodinamika Motor Bakar Bensin

1.1 Tanpa penggunaan Turbocharger

Analisa termodinamika pada siklus Otto udara standar yang diperlihatkan dengan diagram $p - V$ pada Gambar 4.1 berikut.



Gambar 4.1. Diagram $p - V$

Urutan proses siklusnya sebagai berikut:

1. Proses 0 – 1 (Langkah hisap)

Tekanan konstan, katup buang tertutup sedangkan katup masuk terbuka. Udara dianggap sebagai gas ideal. Udara dihisap masuk ke silinder dengan tekanan 1 atm atau 101,325 kPa pada temperatur 27°C atau 300K, maka ditetapkan:

$$p_0 = p_1 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 300 \text{ K}$$

$$\text{Diameter Bore (D)} = 90 \text{ mm} = 0,09 \text{ m}$$

$$\text{Panjang Stroke (L)} = 98 \text{ mm} = 0,098 \text{ m}$$

Sifat fisik udara sebagai gas ideal mengacu pada Tabel A-2 Lampiran untuk temperatur 300 K diperoleh nilai:

$$R = 0,2870 \text{ kJ / kg.k}$$

$$C_p = 1,005 \text{ kJ / Kg.K}$$

$$C_v = 0,718 \text{ kJ / Kg.K}$$

Selanjutnya menentukan volume langkah torak atau *displacement volume* (v_d) dengan menggunakan kapasitas total 4 silinder mesin yaitu 2494 cc (cm^3), sehingga volume langkah untuk satu silinder adalah:

$$V_d = \frac{2494}{4} = 623,5 \text{ cc} = 0,0006235 \text{ m}^3$$

Kemudian menentukan volume sisa ($v_{c \text{ atau } v_2}$) menggunakan persamaan 2.8 dengan rasio kompresi 9,8 : 1 dan volume langkah $0,0006235 \text{ m}^3$. Maka diperoleh volume sisa sebagai berikut:

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c}$$

$$9,8 = \frac{0,0006235 + V_c}{V_c}$$

$$9,8 = 1 + \frac{0,0006235}{V_c}$$

$$V_c = 7,085227 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Volume pada titik 1 (V_1) diperoleh dengan persamaan 2.3

$$V_1 = V_c + V_d$$

$$= (7,085227 \times 10^{-5}) + (6,235 \times 10^{-4})$$

$$= 6,944 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Selanjutnya dengan tekanan udara titik 1 (p_1) 101,325 kPa dan temperatur titik 1 (T_1) 300 K, massa campuran bahan bakar dan udara dapat diperoleh dengan persamaan 2.2 berikut ini:

$$P_1 V_1 = m_m R T_1$$

$$m_m = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{101,325 \times (6,944 \times 10^{-4})}{0,2870 \times 300} = 0,0008172 \text{ kg}$$

Sejumlah udara dihisap masuk ke dalam silinder dengan perbandingan 12:1 terhadap bahan bakar pada tekanan konstan (sesuai spesifikasi mesin). Hal ini berarti untuk 1 kg bahan bakar diperlukan 12kg udara dengan massa campuran (m_m) sebesar 0,0008172 serta diasumsikan residu gas *exhaust* (m_{ex}) 4% tertinggal dari siklus sebelumnya yaitu 4% dari 1 kg bahan bakar sebesar 0,04 kg, maka besarnya massa udara, massa bahan bakar, dan massa gas *exhaust* adalah

$$m_u = \left(\frac{12}{13}\right) \times 0,96 \times 0,0008172 = 0,0007242 \text{ kg}$$

$$m_f = \left(\frac{1}{13}\right) \times 0,96 \times 0,0008172 = 0,00006035 \text{ kg}$$

$$m_{ex} = 0,04 \times 0,0008172 = 0,000032688 \text{ kg}$$

Densitas udara masuk mesin dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.2 berikut ini

$$P_1 = \rho_u R T_1$$

$$\rho_u = \frac{P_1}{R T_1} = \frac{101,325}{0,2870 \times 300} = 1,1768 \text{ kg} / \text{m}^3$$

2. Proses 1 – 2 (Langkah kompresi isentropik)

Langkah kompresi isentropik, semua katup tertutup. Torak bergerak dari titik mati bawah (TMB) ke titik mati atas (TMA). Campuran bahan bakar dan udara yang berada di dalam silinder ditekan dan dimampatkan oleh torak yang bergerak ke TMA sehingga temperatur dan tekanan dalam silinder akan naik. Temperatur dan tekanan pada titik 2 (T_2 dan p_2) dapat ditentukan dengan persamaan 2.5 dan 2.6

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 (r_c)^{k-1} \\ &= 300(9,8)^{1,4-1} \\ &= 747,5008K \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_2 &= P_1 (r_c)^k \\ &= 101,325(9,8)^{1,4} \\ &= 2474,190kPa \end{aligned}$$

$$V_2 = V_c = 5,68 \times 10^{-5} m^3$$

Selanjutnya kerja siklus 1 – 2 didapat dengan persamaan 2.7 berikut

$$\begin{aligned} W_{1-2} &= \frac{m_m R (T_2 - T_1)}{1 - k} \\ W_{1-2} &= \frac{0,0008172 \times 0,2870 \times (747,5008 - 300)}{1 - 1,4} = (-0,2624)kJ \end{aligned}$$

3. Proses 2 – 3 (Penambahan kalor pada volume konstan)

Bahan bakar yang digunakan adalah bensin tanpa timbal jenis Pertamina dengan nilai kalori bahan bakar 46000kJ/kg dan diasumsikan terjadi pembakaran sempurna $\eta_c = 1$, maka besar kalor yang masuk dapat dicari dengan persamaan 2.10

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = 0,00006035 \times 46000 \times 1 = 2,7761 kJ$$

$$Q_{in} = m_m c_v (T_3 - T_2)$$

$$T_3 = \left(\frac{Q_{in}}{m_m c_v} \right) + T_2 = \left(\frac{2,7761}{0,0008172 \times 0,718} \right) + 747,5008$$

$$= 5478,6502$$

Dari diagram $p - V$ siklus Otto ideal dapat dilihat bahwa V_3 sama dengan V_2

$$V_3 = V_2 = 5,68 \times 10^{-5} m^3$$

Tekanan p_3 diperoleh melalui persamaan 2.11

$$P_3 = \left(\frac{T_3}{T_2} \right) P_2 = \left(\frac{5478,6502}{747,5008} \right) 2474,190 = 18134,0561 kPa$$

4. Proses 3 – 4 (Langkah ekspansi isentropik)

Setelah torak mencapai titik mati bawah (TMB) sejumlah kalor dikeluarkan dari dalam silinder sehingga tekanan dan temperatur gasakan turun menjadi p_4 dan T_4 yang diperoleh dengan persamaan 2.13 dan 2.14 sebagai berikut

$$P_4 = P_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^k = 18134,0561 \times \left(\frac{1}{9,8} \right)^{1,4} = 742,6402 kPa$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^{k-1} = 5478,0561 \times \left(\frac{1}{9,8} \right)^{1,4-1} = 2198,5485 K$$

Dari diagram $p - V$ siklus Otto ideal dapat dilihat bahwa V_4 sama dengan V_1

$$V_4 = V_1 = 5,56 \times 10^{-4} m^3$$

Selanjutnya kerja siklus 3 – 4 didapat dengan persamaan 2.15 berikut ini.

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

$$W_{3-4} = \frac{0,0008172 \times 0,2870 \times (2198,5485 - 5478,0561)}{1 - 1,4} = 1,9229 \text{ kJ}$$

5. Proses 4 – 1 (Pembuangan kalor pada volume konstan)

Kalor yang dibuang dihitung dengan persamaan 2.16

$$\begin{aligned} Q_{out} &= m_m c_v (T_4 - T_1) \\ &= 0,0008172 \times 0,718 \times (2198,5485 - 300) \\ &= 1,11397 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Kerja bersih siklus yang dihasilkan ditentukan dengan persamaan 2.19

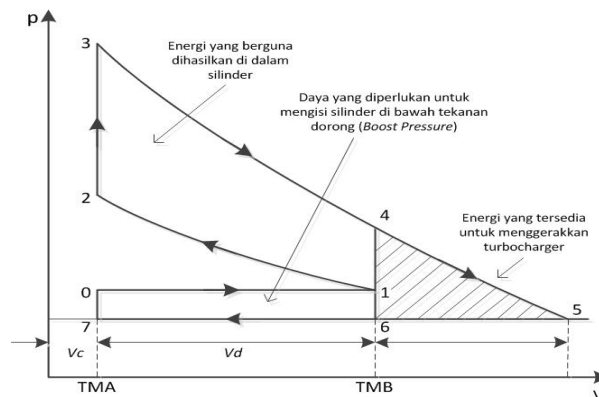
$$\begin{aligned} W_{net} &= W_{1-2} + W_{3-4} \\ &= (-0,2624) + 1,9229 \\ &= 1,6605 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Efisiensi termal siklus diperoleh dengan persamaan 2.20 yaitu

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{1,6605}{2,7761} = 0,5981 (59,81\%)$$

1.2 Dengan penggunaan Turbocharger

Analisa termodinamika pada siklus Otto udara standar dengan penggunaan turbocharger diperlihatkan dengan diagram $p - V$ pada Gambar 4.2 berikut.



Gambar 4.2. Diagram $p - V$ siklus Otto ideal menggunakan turbocharger

Energi ideal yang dapat digunakan untuk menggerakkan turbocharger berasal dari energi gas buang yang digambarkan dalam area 4-5-6 pada Gambar 4.2 dan selanjutnya diekspansi hingga tekanan atmosfer ($p_6 = p_{am}$). Area 6-7-0-1 menggambarkan jumlah energi yang dibutuhkan untuk mengisi silinder. Dengan kata lain bahwa area 4-5-6 merupakan tugas turbin untuk menggerakkan kompresor dan area 6-7-0-1 merupakan tugas kompresor untuk menyediakan kebutuhan silinder. Dari hasil analisa sebelumnya telah diperoleh nilai-nilai untuk kondisi titik 1,2,3, dan 4 yang diberikan pada Tabel 4.1 berikut.

Tabel 4.1. Parameter untuk kondisi tiap titik siklus Otto udara standar

Kondisi titik 1 (Hisap)	Kondisi titik 2 (Kompresi)	Kondisi titik 3 (Usaha)	Kondisi titik 4 (Buang)
$P_1 = 101,325 \text{ kPa}$	$P_2 = 2474,190 \text{ kPa}$	$P_3 = 18134,0561 \text{ kPa}$	$P_4 = 742,6402 \text{ kPa}$
$T_1 = 300 \text{ K} (27^\circ \text{ C})$	$T_2 = 747,5008 \text{ K}$	$T_3 = 5478,6502 \text{ K}$	$T_4 = 2198,55 \text{ K}$
$V_1 = 0,0006944 \text{ m}^3$	$V_2 = 0,0000568 \text{ m}^3$	$V_3 = 0,0000568 \text{ m}^3$	$V_4 = 0,000556 \text{ m}^3$

Parameter nilai yang ditetapkan untuk menganalisa penggunaan turbocharger antara lain:

1. Temperatur gas buang yang masuk ke turbin turbocharger untuk aplikasi mesin bensin berkisar antara $550-855^\circ\text{C}$, sedangkan temperatur gas buang maksimum masuk turbin mencapai 1050°C (1323K) untuk mesin modern. Temperatur gas masuk turbin diantara 500K sampai 1300K dengan tekanan sampai 300 kPa . Dalam kajian ini diambil nilai

temperatur gas buang masuk turbin $T_{T,in} = 1300 K$ ($1027^\circ C$) dengan melihat nilai temperatur T_4 . Gas buang diasumsikan mengalami ekspansi pada saluran pipa menuju roda turbin turbocharger.

2. Tekanan gas buang masuk turbin diperoleh dengan hubungan berikut:

$$\frac{T_{T,in}}{T_4} = \left(\frac{P_{T,in}}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$P_{T,in} = \left(\sqrt{\frac{k-1}{k} \frac{T_{T,in}}{T_4}} \right) P_4 = \left(\sqrt{\frac{1,4-1}{1,4} \frac{1300}{2198,5485}} \right) \times 742,6402$$

$$P_{T,in} = P_5 = 639,1173 kPa$$

3. Tekanan gas keluar turbin sama dengan tekanan udara atmosfer yaitu

$$P_{T,out} = P_6 = 101,325 kPa$$

4. Tekanan dan temperatur udara masuk kompresor yaitu

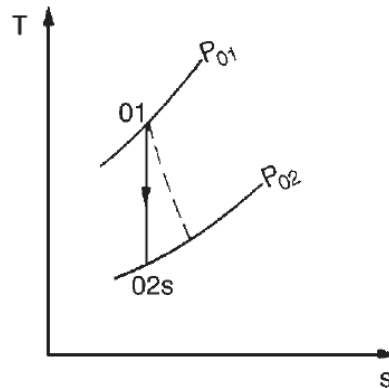
$$P_{c,in} = P_0 = 101,325 kPa \text{ dan } T_{c,in} = T_0 = 300 K (27^\circ C).$$

5. Tekanan udara yang disuplai kompresor ke dalam silinder (tekanan udara keluar kompresor) untuk penggunaan turbocharger tanpa pendinginan udara yaitu berkisar antara 1,2 sampai 1,5 atm. Dalam kajian ini diambil tekanan udara yang disuplai $P_{c,out} = P_7 = 1,35 atm = 136,788 kPa$.

Setelah ditetapkan parameter untuk kondisi turbocharger selanjutnya dilakukan analisa termodinamika pada turbin dan kompresor turbocharger sebagai berikut.

1.2.1 Analisa Termodinamika pada Turbin Turbocharger

Proses termodinamika yang berlangsung pada turbin ditunjukkan dengan diagram $T-s$ pada gambar 4.3 dimana proses adiabatik ideal berubah menjadi kondisi stagnasi.



Gambar 4.3. Diagram $T-s$ untuk turbin

Untuk $T_{01} = T_{T,in} = 1300K$ diperoleh harga entalpi $h_{01} = 1395,97kJ/kg$ menggunakan Tabel A-21 Lampiran. Selanjutnya $P_{01} = P_{T,in} = 120,088kPa$ dan $P_{02} = P_{T,out} = 101,325kPa$. Temperatur gas keluar turbin pada kondisi isentropik T_{02s} dapat diperoleh dengan persamaan 2.21 berikut

$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{02s} = T_{01} \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 1300 \times \left(\frac{101,325}{120,088} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 1238,4044K$$

Diambil efisiensi isentropik turbin 80%, sehingga temperatur gas keluar turbin pada kondisi stagnasi T_{02} dapat diperoleh dengan persamaan 2.22 berikut

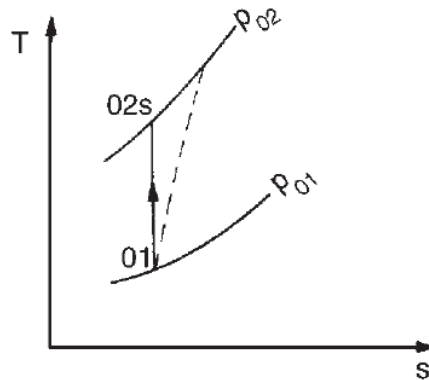
$$\eta_T = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{01} - T_{02s}}$$

$$\begin{aligned}
T_{02} &= T_{01} - \eta_T (T_{01} - T_{02s}) \\
&= 1300 - 0,8 (1300 - 1238,4044) \\
&= 1251,52352K
\end{aligned}$$

Dengan menggunakan Tabel A-21 Lampiran diperoleh harga entalpi $h_{02} = 1337,108kJ/kg$.

1.2.2 Analisa Termodinamika pada Kompresor Turbocharger

Proses termodinamika yang berlangsung pada kompresor ditunjukkan dengan diagram $T-s$ pada Gambar 4.4 dimana keadaan udara masuk stagnasi ditunjukkan pada titik 01, sedangkan keadaan udara keluar kompresor kondisi stagnasi pada titik 02, dan titik 02s menunjukkan kondisi pada keadaan isentropik.



Gambar 4.4. Diagram $T-s$ untuk kompresor

Untuk $T_{01} = T_1 = 300K$ diperoleh harga entalpi $h_{01} = 300,19kJ/kg$ menggunakan Tabel A-21 Lampiran. Selanjutnya $P_{01} = P_1 = 101,325kPa$ dan $P_{02} = P_{c,out} = 136,788kPa$ Temperatur udara keluar kompresor pada kondisi isentropik T_{02s} dapat diperoleh dengan persamaan 2.23 berikut

$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{02s} = T_{01} \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 300 \times \left(\frac{136,788}{101,325} \right)^{1,4} = 326,857K$$

Diambil efisiensi isentropik kompresor 80%, sehingga temperatur udara keluar kompresor pada kondisi stagnasi T_{02} diperoleh dengan persamaan 2.24 berikut

$$\eta_c = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}}$$

$$T_{02} = T_{01} + \frac{(T_{02s} - T_{01})}{\eta_c} = 300 + (326,857 - 300)/0,8 = 333,57K$$

Dengan menggunakan Tabel A-21 Lampiran diperoleh harga entalpi $h_{02} = 333,94kJ/kg$. Dengan demikian hasil analisa termodinamika pada kondisi kerja turbin dan kompresor turbocharger dapat dilihat pada Tabel 4.2.

Tabel 4.2. Hasil analisa termodinamika turbocharger

Turbin	Kompresor
Tekanan gas masuk turbin	Tekanan udara masuk kompresor
$P_{T,in} = P_{01} = 120,088kPa$	$P_{c,in} = P_{01} = 101,325kPa$
Temperatur gas masuk turbin	Temperatur udara masuk kompresor
$T_{T,in} = T_{01} = 1300K$	$T_{c,in} = T_{01} = 300K$
Entalpi gas masuk turbin	Entalpi udara masuk kompresor
$h_{01} = 1395,97kJ/kg$	$h_{01} = 300,19kJ/kg$

Tekanan gas keluar turbin

$$P_{T,out} = P_{02} = 101,325kPa$$

Temperatur gas keluar turbin

$$T_{T,out} = T_{02} = 1251,52352K$$

Entalpi gas keluar turbin

$$h_{02} = 1337,108kJ / kg$$

Tekanan udara keluar kompresor (suplai)

$$P_{c,out} = P_{02} = 136,788kPa$$

Temperatur udara keluar kompresor
(suplai)

$$T_{c,out} = T_{02} = 333,57K$$

Entalpi udara keluar kompresor

$$h_{02} = 333,94kJ / kg$$

Berdasarkan diagram p - V pada Gambar 4.2 ditetapkan bahwa kondisi titik 1 merupakan pemasukan udara hasil turbocharger pada langkah hisap silinder dengan harga tekanan $P_1 = P_{c,out} = P_{02} = 136,788kPa$ dan temperatur $T_1 = T_{c,out} = T_{02} = 333,57K$ Selanjutnya volume pada titik 1 dan 2 diambil dari Tabel 4.1 yaitu $V_1 = 0,0006944m^3$ dan $V_2 = 0,0000568m^3$. Sifat fisik udara sebagai gas ideal pada temperatur yang bervariasi mengacu pada Tabel A-2 Lampiran untuk temperatur 333,57 K diperoleh nilai:

$$C_p = 1,0070142kJ / kg.K$$

$$C_v = 0,7200142kJ / kg.K$$

$$k = 1,3986$$

$$R = 0,280 kJ/kg.K$$

Massa campuran bahan bakar dan udara dapat diperoleh dengan persamaan 2.2 berikut ini:

$$P_1 V_1 = m_m RT_1$$

$$m_m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{101,325 \times 0,0006944}{0,287 \times 333,57} = 0,000735 \text{ kg}$$

Sejumlah udara dihisap masuk ke dalam silinder dengan perbandingan 12:1 terhadap bahan bakar pada tekanan konstan (sesuai spesifikasi mesin). Hal ini berarti untuk 1 kg bahan bakar diperlukan 12kg udara dengan massa campuran (m_m) sebesar 0,000735 serta diasumsikan residu gas *exhaust* (m_{ex}) 4% tertinggal dari siklus sebelumnya [7] yaitu 4% dari 1 kg bahan bakar sebesar 0,04 kg, maka besarnya massa udara, massa bahan bakar, dan massa gas *exhaust* adalah

$$m_u = \left(\frac{12}{13}\right) \times 0,96 \times 0,000735 = 0,0006513 \text{ kg}$$

$$m_f = \left(\frac{1}{13}\right) \times 0,96 \times 0,000735 = 0,00005428 \text{ kg}$$

$$m_{ex} = 0,04 \times 0,000735 = 0,0000294 \text{ kg}$$

Densitas udara masuk mesin dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.2 berikut ini

$$P_1 = \rho_u RT_1$$

$$\rho_u = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{101,325}{0,2870 \times 333,57} = 1,085 \text{ kg/m}^3$$

Temperatur dan tekanan pada kondisi titik 2 dapat ditentukan dengan persamaan 2.5 dan 2.6 berikut

$$\begin{aligned}
 T_2 &= T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \\
 &= 333,57 \times \left(\frac{0,000556}{0,0000568} \right)^{1,3986-1} \\
 &= 824,721 \text{ K}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_2 &= P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \\
 &= 101,325 \times \left(\frac{0,000556}{0,0000568} \right)^{1,3986} \\
 &= 2462,3321 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

Selanjutnya kerja siklus 1 – 2 didapat dengan persamaan 2.7 berikut

$$W_{1-2} = \frac{m_m R (T_2 - T_1)}{1 - k} = \frac{0,000735 \times 0,287 \times (824,721 - 333,57)}{1 - 1,3986} = (-0,2599) \text{ kJ}$$

Bahan bakar yang digunakan adalah bensin tanpa timbal jenis Pertamina dengan nilai kalori bahan bakar 46000 kJ/kg [5] dan diasumsikan terjadi pembakaran sempurna $\eta_c = 1$, maka besar kalor yang masuk dapat dicari dengan persamaan 2.10

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = 0,00005428 \times 46000 \times 1 = 2,49688 \text{ kJ}$$

$$Q_{in} = m_m c_v (T_3 - T_2)$$

$$\begin{aligned}
 T_3 &= \left(\frac{Q_{in}}{m_m c_v} \right) + T_2 = \left(\frac{2,49688}{0,000735 \times 0,7200142} \right) + 828,115 \\
 &= 5546,2381 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Volume pada titik 3 diambil dari Tabel 4.1 yaitu $V_3 = 0,0000568m^3$

Tekanan p_3 diperoleh melalui persamaan 2.11

$$P_3 = \left(\frac{T_3}{T_2}\right)P_2 = \left(\frac{5546,2381}{824,721}\right)2462,3321 = 16.559,15165 \text{ kPa}$$

Tekanan dan temperatur pada titik 4 diperoleh dengan persamaan 2.13 dan 2.14

$$P_4 = P_3 \left(\frac{1}{rc}\right)^k = 16.559,15165 \times \left(\frac{1}{10}\right)^{1,3986} = 661,36 \text{ kPa}$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{rc}\right)^{k-1} = 5546,2381 \times \left(\frac{1}{10}\right)^{1,3986-1} = 2215,1264 \text{ K}$$

Volume pada titik 4 diambil dari Tabel 4.1 yaitu $V_4 = 0,000555m^3$.

Selanjutnya kerja siklus 3 – 4 didapat dengan persamaan 2.15 berikut ini.

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

$$W_{3-4} = \frac{0,000735 \times 0,287 \times (2215,1264 - 5546,2381)}{1 - 1,3986}$$

$$= 1,7629 \text{ kJ}$$

Kalor yang dibuang dihitung dengan persamaan 2.16

$$Q_{out} = m_m c_v (T_4 - T_1)$$

$$= 0,000735 \times 0,7200142 \times (2215,1264 - 333,57) = 0,9957 \text{ kJ}$$

Kerja bersih siklus yang dihasilkan ditentukan dengan persamaan 2.19

$$W_{nett} = W_{1-2} + W_{3-4}$$

$$= (-0,2599) + 1,7629$$

$$= 1,503 \text{ kJ}$$

Efisiensi termal siklus diperoleh dengan persamaan 2.20 yaitu

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{1,503}{2,49688} = 0,6020(60,20\%)$$

Peningkatan daya bersih W_{net} dengan penggunaan turbocharger dibandingkan tanpa penggunaan turbocharger adalah

$$\frac{1,6605kJ - 1,503kJ}{1,503kJ} \times 100\% = 10,45\%$$

Parameter untuk kondisi tiap titik dari siklus Otto udara standar dengan turbocharger dirangkumkan pada Tabel 4.3 berikut ini.

Tabel 4.3. Kondisi tiap titik siklus Otto udara standar dengan turbocharger

Kondisi titik 1	Kondisi titik 2	Kondisi titik 3	Kondisi titik 4	Kondisi titik 5	Kondisi titik 6	Kondisi titik 7
$P_1=101,325 \text{ kPa}$	$P_2=2462,33 \text{ kPa}$	$P_3=16.559,15 \text{ kPa}$	$P_4=661,36 \text{ kPa}$	$P_5=639,1173 \text{ kPa}$	$P_6=101,33 \text{ kPa}$	$P_7=136,79 \text{ kPa}$
$T_1=333,57 \text{ K}$	$T_2=824,721 \text{ K}$	$T_3=5545,2381 \text{ K}$	$T_4=2215,126 \text{ K}$	$T_5=1251,52352 \text{ K}$	$T_6=300 \text{ K}$	$T_7=333,57 \text{ K}$
$V_1=0,0006944 \text{ m}^3$	$V_2=0,0000568 \text{ m}^3$	$V_3=0,0000568 \text{ m}^3$	$V_4=0,000556 \text{ m}^3$	$V_5=0,000556 \text{ m}^3$	$V_6=0,000556 \text{ m}^3$	$V_7=0,0000568 \text{ m}^3$

4.2 Performansi Motor Bakar Bensin

2.1. Performansi tanpa penggunaan Turbocharger

2.1.1 Tekanan efektif rata-rata (mep)

Tekanan efektif rata-rata (mep) diperoleh menggunakan persamaan 2.28, untuk nilai $W_{net} = 1,6605 kJ$ dan volume langkah torak

$$V_d = 0,0006235 m^3.$$

$$mep = \frac{W_{net}}{V_d} = \frac{1,6605}{0,0006235} = 2663,19166 kPa$$

2.1.2 Daya Indikator (P_i)

Besarnya harga daya Indikator (P_i) diperoleh menggunakan persamaan 2.29. Diambil putaran mesin $N = 6000$ rpm dan nilai $n = 2$.

$$P_i = \frac{W_{net} \times N}{n} = \frac{1,6605 \times \frac{6000}{60}}{2} = 83,025 kW$$

Untuk 4 silinder diperoleh daya indikator $P_i = 4 \times 83,025 kW = 332,1 kW$

2.1.3 Daya poros

Daya poros atau biasa dikenal dengan *brake horse power* dihitung berdasarkan persamaan 2.30. Nilai torsi pada putaran 4100 rpm adalah 23,9 kgf.m (23,9N-m) sesuai data spesifikasi mesin pada Bab 3.

$$P_s = \frac{2\pi \times N \times T}{60 \times 1000} = \frac{2\pi \times 4100 \times 23,9}{60 \times 1000} = 10,2563 kW$$

2.1.4 Konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*)

Konsumsi bahan bakar didefinisikan sebagai jumlah bahan bakar yang dikonsumsi persatuan unit daya yang dihasilkan perjam operasi yang dihitung dengan persamaan 2.31. Untuk putaran mesin $N=6000\text{rpm}$, $m_f = 0,00006035\text{ kg}$ jumlah silinder $z=4$, dan $n=2$.

$$\begin{aligned} sfc &= \frac{\dot{m}_f}{P_s} = \frac{m_f \times N \times z \times \frac{1}{n}}{P_s} = \frac{0,00006035 \times \left(\frac{6000}{60}\right) \times 4 \times \frac{1}{2}}{P_s} \\ &= \frac{0,01207}{10,2563} = 0,0011768377 \frac{\text{kg}}{\text{kW}} \cdot \text{s} = 4236,61554 \text{ gram} / \text{kW} \cdot \text{jam} \end{aligned}$$

2.1.5 Efisiensi Mekanis

Efisiensi mekanis yang dirumuskan pada persamaan 2.33

$$\eta_m = \frac{P_s}{P_i} \times 100\% = \frac{10,2563}{83,025} \times 100\% = 12,35\%$$

2.1.6 Efisiensi Volumetrik

Efisiensi volumetrik diperoleh dengan menggunakan persamaan

2.34, untuk nilai $m_u = 0,0007424\text{ kg}$ dan $\rho_u = 1,1768 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

$$\eta_v = \frac{m_u}{\rho_u \times V_d} = \frac{0,0007424}{1,1768 \times 0,0006235} = 1,0118 (101,18\%)$$

2.2 Performansi dengan penggunaan Turbocharger

2.2.1 Tekanan efektif rata-rata (*mep*)

Tekanan efektif rata-rata (*mep*) diperoleh menggunakan persamaan

2.28, untuk nilai $W_{net} = 1,503\text{ kJ}$ dan volume langkah torak $V_d = 0,0006235\text{ m}^3$.

$$mep = \frac{W_{net}}{V_d} = \frac{1,503}{0,0006235} = 2410,5854kPa$$

2.2.2 Daya Indikator (P_i)

Besarnya harga daya Indikator (P_i) diperoleh menggunakan persamaan 2.29. Diambil putaran mesin $N = 6000$ rpm dan nilai $n = 2$.

$$P_i = \frac{W_{net} \times N}{n} = \frac{1,503 \times \frac{6000}{60}}{2} = 75,15kW$$

Untuk 4 silinder diperoleh daya indicator $P_i = 4 \times 75,15kW = 300,6kW$

2.2.3 Daya poros

Daya poros atau biasa dikenal dengan *brake horse power* dihitung berdasarkan persamaan 2.30. Nilai torsi pada putaran 4100 rpm adalah 23,9kgf.m (23,9N-m) sesuai data spesifikasi mesin pada Bab 3.

2.2.4 Konsumsi bahan bakar spesifik (sfc)

Konsumsi bahan bakar didefinisikan sebagai jumlah bahan bakar yang dikonsumsi persatuan unit daya yang dihasilkan perjam operasi yang dihitung dengan persamaan 2.31. Untuk putaran mesin $N=6000$ rpm, $m_f = 0,00005428$ kg, jumlah silinder $z=4$, dan $n=2$.

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P_s} = \frac{m_f \times N \times z \times \frac{1}{n}}{P_s} = \frac{0,00005428 \times \left(\frac{6000}{60}\right) \times 4 \times \frac{1}{2}}{10,2563}$$

$$= \frac{0,010856}{10,2563} = 0,00105847138 \frac{kg}{kW} \cdot s = 3810,49697 \text{ gram} / kW.jam$$

2.2.5 Efisiensi Mekanis

Efisiensi mekanis yang dirumuskan pada persamaan 2.33

$$\eta_m = \frac{P_s}{P_i} \times 100\% = \frac{10,2563}{75,15} \times 100\% = 13,6477\%$$

2.2.6 Efisiensi Volumetrik

Efisiensi Volumetrik diperoleh dengan menggunakan persamaan

2.34, untuk nilai $m_u = 0,0006513 \text{ kg}$ dan $\rho_u = 1,085 \text{ kg/m}^3$.

$$\eta_v = \frac{m_u}{\rho_u \times V_d} = \frac{0,0006513}{1,085 \times 0,0006235} = 0,9628(96,28\%)$$

2.3 Perbandingan Performansi Bahan Bakar Tanpa Turbocharger Dan Performansi Bahan Bakar Dengan Turbocharger

Table 4.4 Perbandingan Performansi Bahan Bakar

Keterangan	Tanpa Turbo Changer	Dengan Turbo Changer
Tekanan efektif rata-rata (<i>mep</i>)	2663,19167	2410,5854 <i>kPa</i>
Daya Indikator (P_i)	$P_i = 83,025 \text{ kW}$	$P_i = 75,15 \text{ kW}$
	Untuk 4 silinder diperoleh daya indikator $P_i = 332,1 \text{ kW}$	Untuk 4 silinder diperoleh daya indikator $P_i = 300,6 \text{ kW}$

Daya poros	$P_s = 10,2563 \text{ kW}$	$P_s = 10,2563 \text{ kW}$
Konsumsi bahan bakar spesifik (<i>sfc</i>)	$sfc = 4236,61554 \text{ gram} / \text{kW.jam}$	$sfc = 3810,49697 \text{ gram} / \text{kW.jam}$
Efisiensi Mekanis	$\eta_m = 12,35\%$	$\eta_m = 13,6477\%$
Efisiensi Volumetrik	$\eta_v = 1,0118 (101,18\%)$	$\eta_v = 0,9628 (96,28\%)$

4.3. Daya dan putaran Turbocharger

3.1 Perhitungan daya Turbin dan Kompresor Turbocharger

Turbin digerakkan oleh gas buang dari motor bakar yang mengkopel langsung kompresor, sehingga daya yang diperlukan untuk memutar kompresor adalah daya yang dihasilkan turbin.

$$W_{Turbin} = W_{Kompresor}$$

$$\dot{m}_{ex} (h_{01} - h_{02}) = \dot{m}_{u,c} (h_{02} - h_{01})$$

Terlebih dahulu menentukan laju aliran udara melalui kompresor dengan persamaan. Efisiensi volumetrik dengan penggunaan turbocharger $\eta_v = 0,9628$ dan putaran mesin diambil 6000 rpm sesuai data spesifikasi mesin pada Bab 3.

$$\dot{m}_{u,c} = \frac{\eta_v \times \rho_u \times V_d \times N}{n}$$

$$= \frac{0,9628 \times 1,085 \times 0,0006235 \times \frac{6000}{60}}{2} = 0,033 \text{ kg/s}$$

Untuk 4 silinder laju aliran udara melalui kompresor menjadi

$$\dot{m}_{u,c} = 4 \times 0,033 \text{ kg/s} = 0,130 \text{ kg/s}, \text{ maka diperoleh daya turbin dan kompresor}$$

sebesar

$$\dot{m}_{ex}(h_{01} - h_{02}) = \dot{m}_{u,c}(h_{02} - h_{01})$$

$$\dot{m}_{ex}(1395,97 - 1337,108) = 0,130(333,94 - 300,19)$$

$$\dot{m}_{ex}(58,862) = 4,3875 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{ex} = 0,07454 \text{ kg/s}$$

Laju aliran gas buang melalui turbin sebesar $\dot{m}_{ex} = 0,07454 \text{ kg/s}$

a. Daya yang dihasilkan turbin :

$$W_{Turbin} = \dot{m}_{ex}(h_{01} - h_{02})$$

$$= 0,07454(1395,97 - 1337,108)$$

$$= 4,38767 \text{ kW}$$

b. Daya untuk memutar turbin :

$$W_{Kompresor} = \dot{m}_{u,c}(h_{02} - h_{01})$$

$$= 0,130(333,94 - 300,19)$$

$$= 4,3875 \text{ kW}$$

3.2 Putaran Turbocharger

Turbin dan kompresor dihubungkan dengan satu poros sehingga putaran dan daya turbin dengan kompresor adalah sama. Dengan grafik karakteristik kompresor Gambar 4.5 dapat ditentukan putaran turbin dan kompresor pada saat putaran mesin 6000 rpm. Data yang telah diperoleh yaitu:

- a. Tekanan udara masuk kompresor $P_{c,in} = P_{01} = 101,325kPa$
- b. Tekanan udara keluar kompresor (suplai) $P_{c,out} = P_{02} = 136,788kPa$
- c. Temperatur udara masuk kompresor $T_{c,in} = T_{01} = 300K$
- d. Laju aliran udara melalui kompresor $\dot{m}_{u,c} = 0,130kg/s$

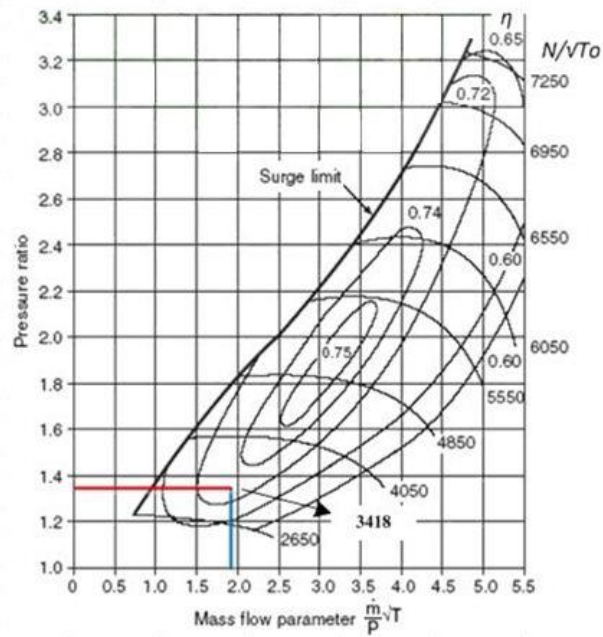
Komponen karakteristik kompresor:

- a. *Corrected mass flow rate*

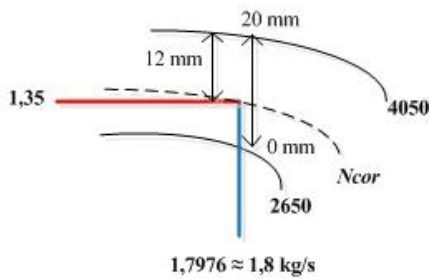
$$\dot{m}_{cor} = \frac{\dot{m}_{u,c} \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} = \frac{0,130 \sqrt{300}}{1,01325} = 2,222 \text{ kg/s}$$

- b. *Pressure ratio*

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \frac{136,788kPa}{101,325kPa} = 1,35$$



Gambar 4.5. Grafik karakteristik kompresor sentrifugal



$$\frac{20 - 12}{20 - 0} = \frac{\log 4050 - \log N_{cor}}{\log 4050 - \log 2650}$$

$$0,4 = \frac{\log 4050 - \log N_{cor}}{0,1842}$$

$$\log N_{cor} = \log 4050 - (0,4 \times 0,1842) = 3,5337$$

$$\log N_{cor} = 3418$$

c. *Corrected speed*

$$N_{cor} = \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$$

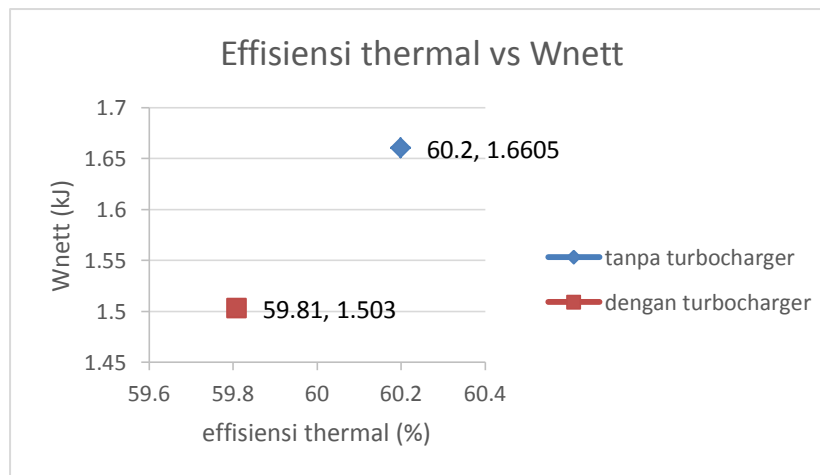
$$N = N_{cor} \times \sqrt{T_{01}} = 3417,99 \times \sqrt{300} = 59201,4966 \text{ rpm}$$

Sehingga diperoleh putaran turbin dan kompresor turbocharger sebesar 59201,4966 rpm, dibulatkan menjadi 59200 rpm dengan efisiensi turbocharger pembacaan grafik sebesar 73%.

4.4. Hasil performansi mesin tanpa Turbochager dengan menggunakan Turbochager

4.1 effisiensi thermal dengan Wnett

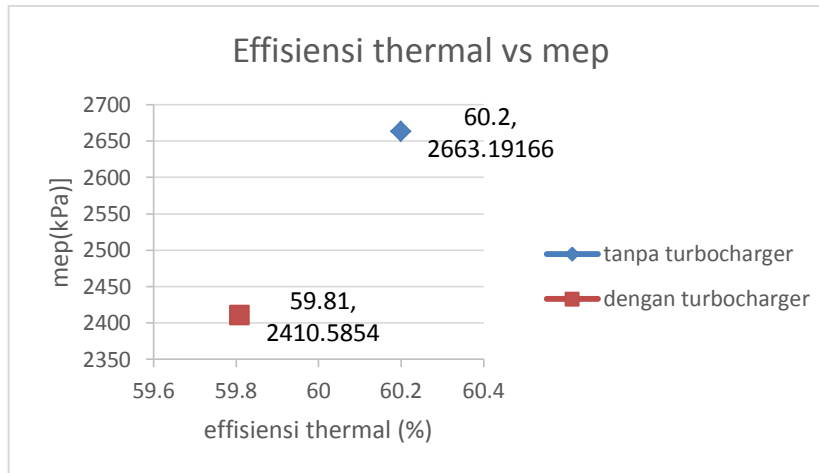
Dari hasil analisis performansi mesin tanpa turbocharger dan dengan turbocharger dapat di plot dalam bentuk grafik pada gambar 4.6.grafik menunjukkan bahwa dengan menggunakan turbocharger effisiensi thermal dengan Wneet mengalami peningkatan.



Gambar 4.6 Effisiensi thermal vs Wneet

4.2 Effisiensi thermal dengan mep

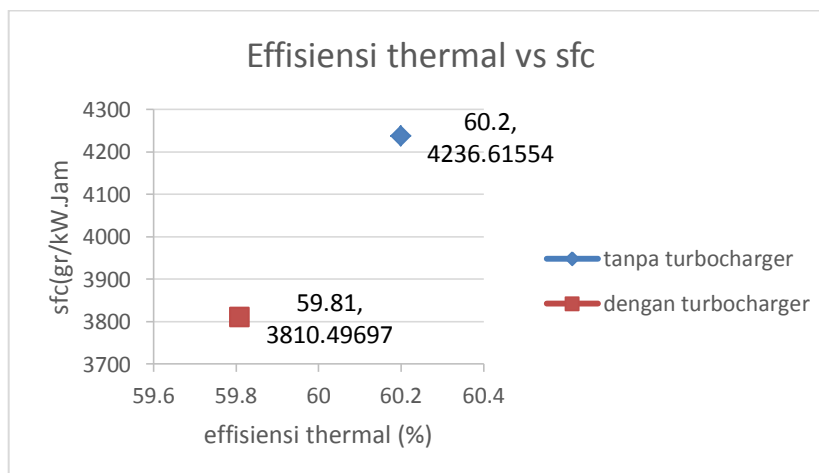
Dari hasil analisis performansi mesin tanpa turbocharger dan dengan turbocharger dapat di plot dalam bentuk grafik pada gambar 4.7.garfik menunjukkan bahwa dengan menggunakan turbocharger effisiensi thermal dengan mep mengalami peningkatan.



Gambar 4.7 Effisiensi thermal vs mep

4.3 Effisiensi thermal dengan sfc

Dari hasil analisis perfomansi mesin tanpa turbocharger dan dengan turbocharger dapat di plot dalam bentuk grafik pada gambar 4.8.grafik menunjukkan bahwa dengan menggunakan turbocharger effisiensi thermal dengan mep mengalami peningkatan.



Gambar 4.8. Effisiensi thermal vs sfc

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisa termodinamika dan perhitungan performansi mesin bensin Toyota Camry2494cc tipe IL-4 diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Hasil analisa termodinamika motor bakar bensin tanpa penggunaan turbocharger diperoleh nilai kalor yang disuplai ke dalam silinder mesin Q_{in} sebesar 2,7761 kJ, kalor yang dibuang Q_{out} sebesar 1,11397 kJ, kerja bersih siklus yang dihasilkan W_{nett} sebesar 1,6605 kJ, dan efisiensi termal siklus sebesar 59,81%. Sedangkan hasil analisa termodinamika motor bakar bensin dengan penggunaan turbocharger diperoleh nilai kalor yang disuplai ke dalam silinder mesin Q_{in} sebesar 2,49688 kJ, kalor yang dibuang Q_{out} sebesar 0,9957 kJ, kerja bersih siklus yang dihasilkan W_{nett} sebesar 1,503 kJ, dan efisiensi termal siklus sebesar 60,20%. Dalam hal ini daya bersih W_{nett} dengan penggunaan turbocharger meningkat sebanyak 10,45% dibandingkan tanpa penggunaan turbocharger.
2. Hasil perhitungan performansi motor bakar bensin tanpa penggunaan turbocharger diperoleh tekanan efektif rata-rata mep sebesar 2663,19166 kPa, daya indikator P_i pada putaran 4100 rpm sebesar 332,1 kW, daya poros P_s pada putaran 4100 rpm sebesar 10,2563 kW, konsumsi bahan bakar spesifik sfc pada putaran 4100 rpm sebesar 4236,61554 gram/kW.jam, efisiensi mekanis η_m sebesar 12,35%, dan efisiensi volumetrik η_v sebesar 101,18%. Sedangkan hasil perhitungan performansi motor bakar bensin dengan penggunaan turbocharger diperoleh tekanan efektif rata-rata mep sebesar 2410,5854 kPa, daya indikator P_i pada putaran 4100 rpm sebesar 300,6 kW, daya poros P_s pada putaran 4100 rpm sebesar 10,2563 kW, konsumsi bahan bakar spesifik sfc pada putaran 4100 rpm sebesar 3810,49697 gram/kW.jam, efisiensi mekanis η_m sebesar 13,6477% dan efisiensi volumetrik η_v sebesar 96,28%.

3. Daya yang diperlukan untuk memutar kompresor adalah daya yang dihasilkan oleh turbin, sehingga diperoleh W_{Turbin} sama dengan $W_{Kompresor}$ sebesar $4,3875kW$ dengan laju aliran gas buang masuk turbin \dot{m}_{ex} sebesar $0,07454 \frac{kg}{s}$ dan laju aliran udara melalui kompresor $\dot{m}_{u,c}$ sebesar $0,130kg/s$. Putaran turbocharger yang diperoleh menggunakan grafik karakteristik kompresor sentrifugal adalah 59200 rpm pada saat putaran mesin bensin 6000 rpm serta efisiensi turbocharger 73%.

5.2. Saran

Untuk kelanjutan kajian teoritis ini kedepannya, perlu kiranya untuk dilakukan perhitungan dimensi turbocharger berdasarkan hasil analisa termodinamika pada kajian ini serta melakukan uji eksperimen dengan mengaplikasikan turbocharger langsung pada mesin bensin dengan dilengkapi alat ukur untuk dapat mengetahui performansinya secara aktual.

DAFTAR PUSTAKA

- Aghaali, H (2012). *On-Engine Turbocharger Performance Considering Heat Transfer*. Licentiate Thesis, Department of Machine Design, Royal Institute of Technology.
- Agustinus, (2011). Perancangan Kompresor Sentrifugal pada Turbocharger Motor Bensin 1500 cc untuk Meningkatkan Daya Maksimal sebesar 25%. Jurusan Teknik Mesin, ITS, Surabaya.
- Cengel, Y. A. & Boles, M. A. (2006). *Thermodynamis: An Engineering Approach*. 4th ed. McGraw-Hill, New York.
- Kusmawadi, A (2008). Kajian studi pengaruh penggunaan turbocarjer dengan interkuler terhadap performansi motor bakar diesel 130 PS penggerak kendaraan truk. DTM, FT-USU, Medan.
- Maulana, F., (2009). Kajian Performansi Mesin Non Stationer (Mobile) Berteknologi VVT-i dan Non VVT-i. Departemen Teknik Mesin, USU, Medan.
- Pulkrabek, W. W., (2005). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Prentice Hall, New Jersey.
- Rajput, R. K (2005). *A Textbook of Internal Combustion Engine*. First Edition. Laxmi Publication, New Delhi, India.
- Santoso, I (2006). Perancangan Turbin Gas dan Blower pada Turbocharger untuk Motor Bensin 1500 cc. Universitas Muhammadiyah Malang.