

**RANCANGAN TURBOCHARGER MOTOR DIESEL
DENGAN DAYA 131 HP DAN PUTARAN
4000 RPM**

TUGAS AKHIR

*Diajukan Untuk Memenuhi Persyaratan
Ujian Sarjana*

Oleh :

IMAN FACHRUDI
NIM : 02.813.0033



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
JURUSAN TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2007**

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 6/9/23

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
 2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
 3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
- Access From (repository.uma.ac.id)6/9/23

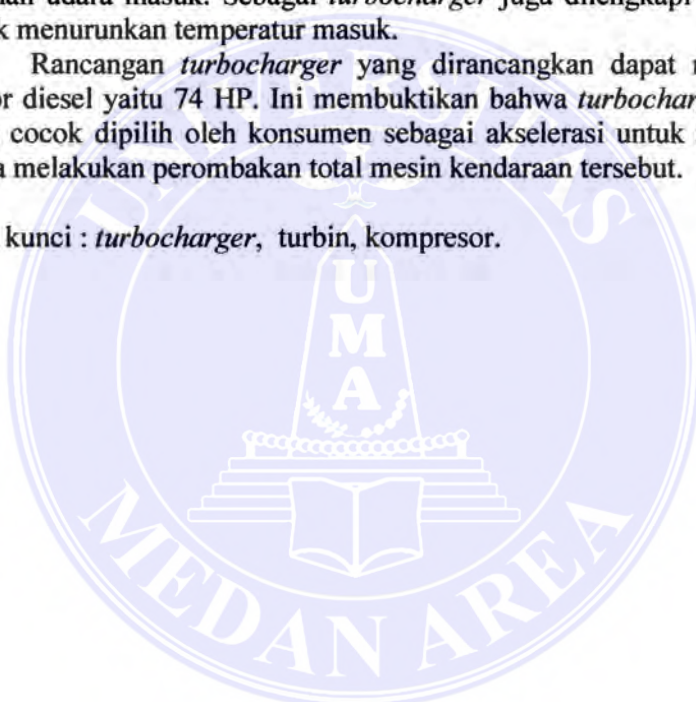
RINGKASAN

Banyaknya konsumen yang mengharapkan daya dari kendaraannya meningkat dengan memasang satu perangkat pada kendaraannya. Diharapkan dengan memasang perangkat tersebut, daya dari motor akan meningkat dan juga akselerasinya. Perangkat yang dipakai dalam hal ini adalah *turbocharger*.

Turbocharger pada dasarnya adalah pompa udara yang didesain untuk menggunakan energi bahan bakar dalam gas buang yang tidak terpakai. Gas buang tersebut menggerakkan turbin yang menjadi satu dengan kompresor melalui poros utama. Kompresor digerakkan pada kecepatan tinggi mendorong udara bertekanan masuk kedalam selinder – selinder. Karena *turbocharger* menggunakan energi terbuang dari gas buang, maka *output* mesin dapat bertambah dengan sedikit tenaga yang hilang. *Turbocharger* dilengkapi *waste gate* untuk mengontrol tekanan udara masuk. Sebagai *turbocharger* juga dilengkapi dengan *intercooler* untuk menurunkan temperatur masuk.

Rancangan *turbocharger* yang dirancangan dapat meningkatkan daya motor diesel yaitu 74 HP. Ini membuktikan bahwa *turbocharger* merupakan alat yang cocok dipilih oleh konsumen sebagai akselerasi untuk meningkatkan daya tanpa melakukan perombakan total mesin kendaraan tersebut.

Kata kunci : *turbocharger*, turbin, kompresor.



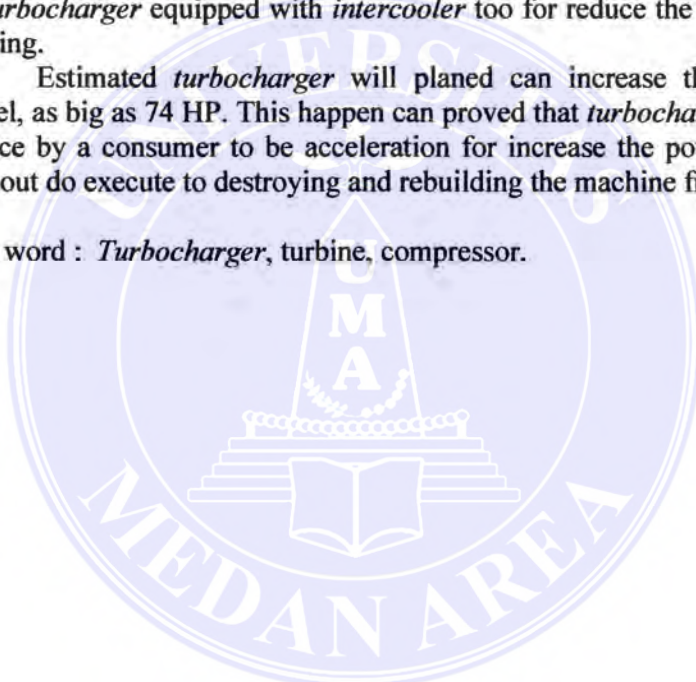
ABSTRACT

There are so many consumer who expected the power from they vehicle can increase with installation one pcs sets of equipment only in they vehicle. Hopeable with installed the sets of equipment, power from the vehicle will be increase and the acceleration too. In this case name of the equipment will installed at the vehicle is *Turbocharger*.

Turbocharger is a air pump who design for using fuel energy in exhaust gas was not used. The exhaust gas will actuated turbine to be one with compressor by leading axis. The compressor will driven by high speed to encourage the air in to cylinder's. Caused *turbocharger* using the castaway energy from exhaust gas, so the output machine can increase with a lost small power. *Turbocharger* can used in diesel machine without do execute to change the machine. *Turbocharger* equipped with the *waste gate* for controlling air pressure was coming. A portion of *turbocharger* equipped with *intercooler* too for reduce the air temperature was coming.

Estimated *turbocharger* will planed can increase the power of motor diesel, as big as 74 HP. This happen can proved that *turbocharger* is a really good choice by a consumer to be acceleration for increase the power of motor diesel without do execute to destroying and rebuilding the machine from the vehicle.

Key word : *Turbocharger*, turbine, compressor.



DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR.....	i
DAFTAR ISI.....	iv
DAFTAR TABEL.....	vi
DAFTAR GAMBAR.....	vii
DAFTAR NOTASI.....	ix
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Tujuan Perencanaan.....	2
1.3 Perumusan Masalah.....	2
1.4 Metodologi.....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	4
2.1 Prinsip Kerja <i>Turbocharger</i>	4
2.2 Termodinamika Dan Mekanika Fluida.....	7
2.3 Klasifikasi kompresor.....	15
BAB III SPESIFIKASI TEKNIS PERENCANAAN DAN	
ANALISIS TERMODINAMIKA.....	24
3.1 Spesifikasi Teknis Perencanaan.....	24
3.2 Analisa Termodinamika Pada Motor Bakar.....	25
3.3 Perbandingan Campuran Udara Dan Bahan Bakar.....	28
3.4 Laju Aliran Massa Gas Dan Udara.....	30
3.5 Spesifikasi <i>Turbocharger</i>	32

BAB IV PERENCANAAN KOMPRESOR.....	35
4.1 Kompresor.....	35
4.2 <i>Impeller</i>	38
4.3 <i>Difuser</i>	46
4.4 <i>Volute</i>	49
4.5 Perencanaan Poros	52
4.6 Perencanaan Bantalan.....	55
4.7 Sistem Pelumasan Bantalan.....	60
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	62
6.1 Saran.....	62
6.2 Kesimpulan.....	63

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN



BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Satu jenis kendaraan yang diproduksi massal dipasarkan ke konsumen dengan berbagai kemampuan, diharapkan bisa memenuhi kebutuhan konsumen. Terhadap variasi kebutuhan yang diminta konsumen yang tidak bisa dipenuhi oleh kendaraan standar. Bila *segmen* pasar yang meminta kebutuhan itu cukup secara ekonomi, maka produsen produsen perlu memenuhi permintaan tersebut. Oleh karena itu, untuk memenuhi permintaan itu dengan biaya produksi minimal, produsen kendaraan bisa melakukan beberapa variasi kecil (fitur tambahan) tanpa harus merombak total kendaraan tersebut. Banyak konsumen yang mengharapkan daya dari kendaraanya meningkat dengan memasang satu perangkat pada kendaraanya. Diharapkan dengan memasang perangkat tersebut, daya dari motor akan meningkat dan juga akselerasinya. Perangkat yang dipakai dalam hal ini adalah turbocharger.

Turbocharger adalah suatu komponen yang dipasang pada kendaraan bermotor yang bertujuan untuk meningkatkan daya dari motor dengan melakukan penambahan rapat massa udara, yang lebih banyak dibandingkan dengan pengisian biasa. Dengan penambahan turbocharger, akan membuat campuran udara dengan bahan bakar semakin sempurna sehingga pembakaran akan lebih sempurna. *Turbocharger* terdiri dari sebuah turbin dan kompresor. *Turbocharger* digerakkan oleh tekanan gas buang, yang pada umumnya tekanan gas buang dan panas dari gas buang itu tidak bermanfaat atau langsung dibuang begitu saja.

Untuk itu disini akan dirancang *turbocharger* yang pada dasarnya adalah pompa udara yang didesain untuk menggunakan energi bahan bakar gas buang yang tidak terpakai.

1.2. Tujuan Perancangan

Perancangan ini dimaksudkan untuk merancang sebuah *turbocharger* yang dapat meningkatkan daya pada motor diesel.

1.3. Batasan Masalah

Perancangan dan analisis yang dibahas pada tulisan ini dibatasi pada beberapa hal berikut ini :

1. Analisis awal mesin (motor bakar) dilakukan dengan analisis termodinamika dasar.
2. Spesifikasi turbocharger.
3. Bagian yang dibahas lebih dalam adalah ukuran – ukuran utama kompresor sedangkan aspek lainnya seperti ekonomi tidak dibahas.
4. Gambar penampang (gambar teknik) turbocharger.

1.4. Metodologi

Pada tulisan ini *turbocharger* yang dirancang untuk memenuhi kebutuhan tersebut dengan melakukan :

1. Survei lapangan berupa peninjauan langsung ke lokasi
2. Analisis termodinamika pada siklus mesin standar
3. Spesifikasi turbocharger
4. Perhitungan ukuran utama kompresor

5. Perancangan pada tulisan ini dikerjakan melalui studi literatur berupa studi kepustakaan dan kajian dari buku – buku dan tulisan – tulisan yang terkait
6. Diskusi, berupa tanya jawab dengan dosen pembimbing dan dosen pembanding setelah seminar dilaksanakan.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

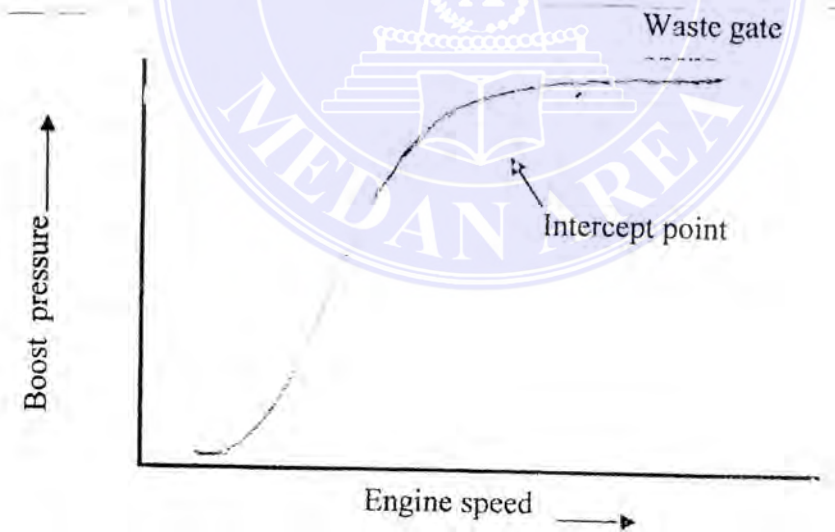
2.1. Prinsip Kerja *Turbocharger*

Turbocharger menjadi alternatif terbaik untuk meningkatkan daya kuda yang bisa dihasilkan mesin. Selain itu, ukuran yang kompak dan proses pemasangannya yang sederhana, membuat *tubocharger* lebih populer. Perangkat ini banyak digunakan pada mesin diesel.

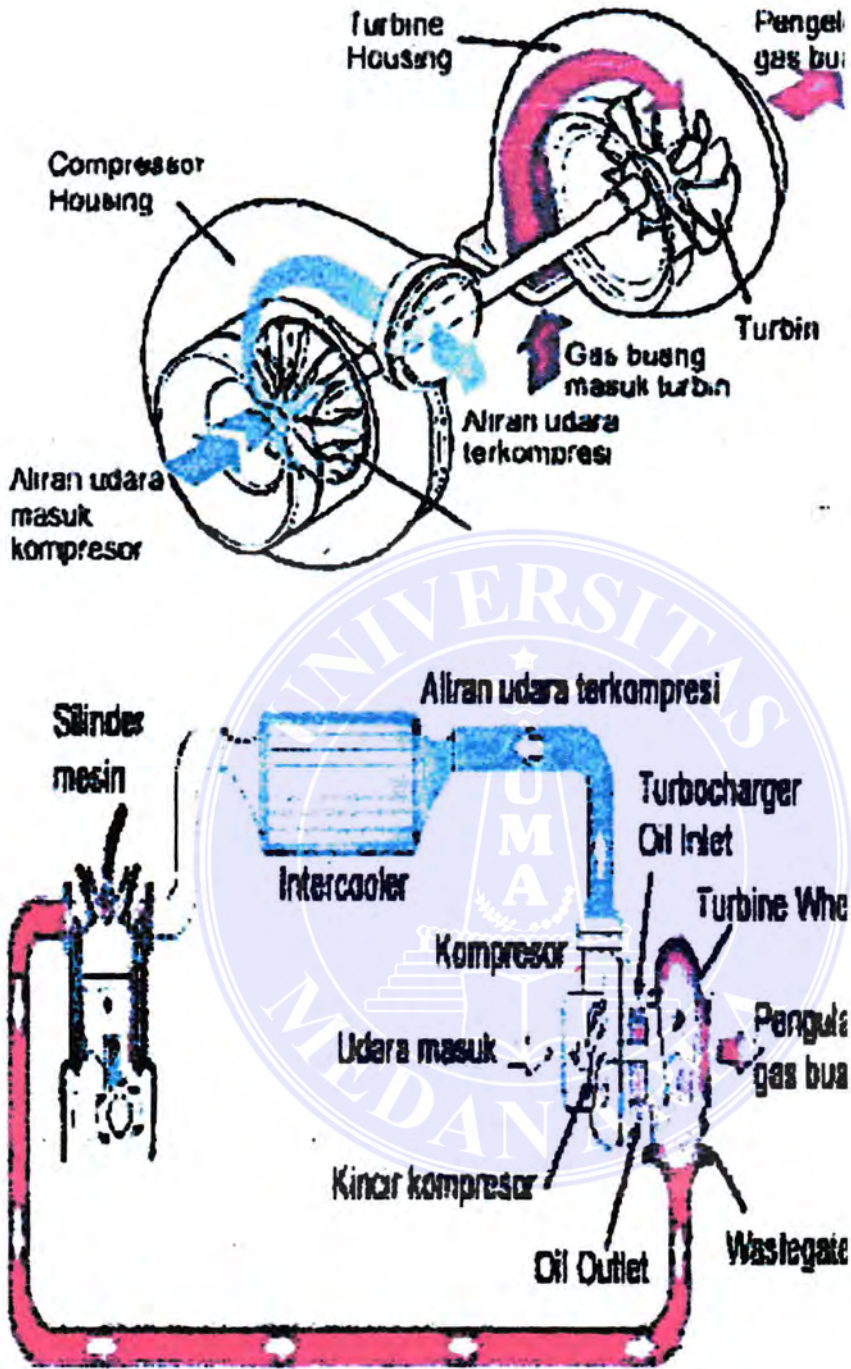
Prinsip kerja motor turbo ini yaitu udara dikompresikan oleh sebuah kompresor yang digerakkan oleh gas buang yang keluar dari exhaust manifold. Kompresor mengompresikan udara ke mesin untuk meningkatkan jumlah molekul oksigen yang masuk ke silinder. Banyaknya molekul oksigen yang masuk akan mendorong tambahan pasokan BBM (bahan bakar minyak). Dengan demikian, lebih banyak BBM yang dibakar menyebabkan daya yang diproduksi meningkat.

Udara yang dikompresi, suhunya naik. Ketika suhu naik, udara akan memuai lagi. Akibatnya, meskipun tekanan udara yang masuk ke ruang bakar tinggi, tapi jumlah molekul udara yang dibutuhkan untuk pembakaran menjadi berkurang. Oleh karena itu, maka ditambahkan perangkat *intercooler* yang berfungsi menurunkan suhu udara kompresi. Penggunaan turbocharger juga dapat menimbulkan kerugian pada mesin pemasangan turbin membuat aliran gas buang menjadi tidak lancar. Mesin juga harus mengeluarkan tenaga ekstra untuk melawan tekanan balik dari gas buang.

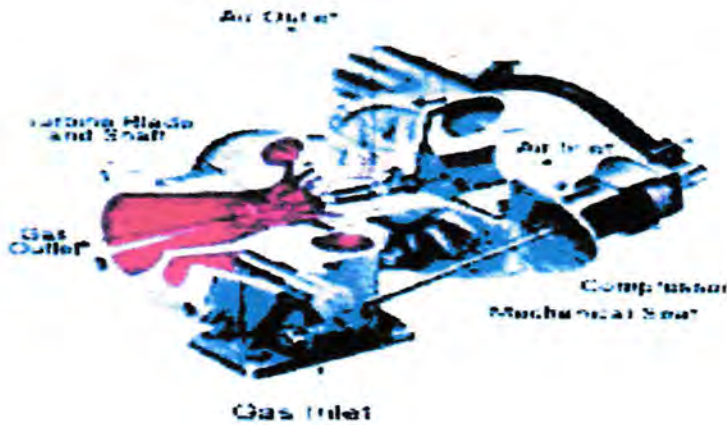
Turbocharger dapat beroperasi apabila tekanan dorong gas buang melebihi dari 13,7 kPa. *Turbocharger* menghasilkan output yang tinggi dengan adanya daya tekan dari aliran yang masuk kedalam selinder – selinder, tetapi bila tekanan dorong terlalu tinggi maka eksplosif yang menimbulkan oleh pembakaran dari campuran udara bahan bakar akan menjadi sangat besar dan mesin tidak menahan tekanan tersebut. Oleh karena itu tekanan tersebut dikontrol oleh *waste gate*. Selama dorongan tekanan didalam *intake manifold* dibawah 66,9 kPa *waste gate* tetap menutup, tetapi apabila tekanan dorong mencapai atau lebih dari 66,9 kPa *waste gate* terbuka sehingga sebagian gas bekas dialihkan dari turbin. Dengan demikian kecepatan turbin dijaga pada tingkat optimal untuk mencegah naiknya tekanan dorong yang berlebihan. Hubungan antara kecepatan mesin dan tekanan dorong saat pedal akselerasi ditekan sepenuhnya, seperti terlihat pada gambar 2.1.



Grafik 2.1 Grafik hubungan kecepatan mesin dan tekanan dorong



Gambar 2.2. Sistem aliran fluida pada turbocharger sebuah mesin

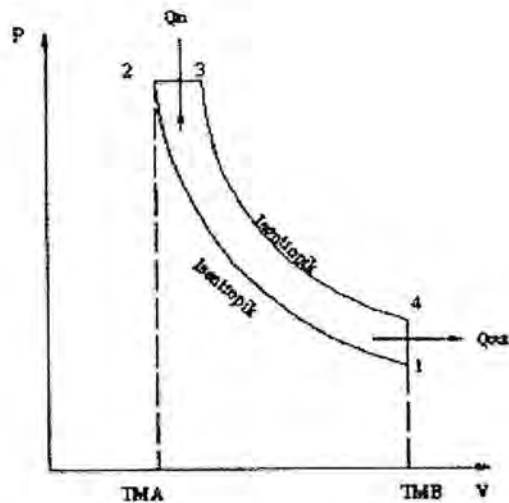


Gambar 2.3. Bagian – bagian utama sebuah *turbocharger*

2.2. Termodinamika pada motor bakar dan *turbocharger*

Pembangkit tenaga yang paling banyak penggunaannya adalah mesin termal dan mesin hidro. Pada kedua mesin, terutama pada mesin termal, analisis dan perancangannya menggunakan teori – teori termodinamika dan mekanika fluida yang mempunyai kaitan timbal balik yang sama – sama mengkaji fluida (gas) sebagai objek utama kajian.

Mobil ini menggunakan mesin motor bakar diesel sebagai pembangkit tenaga penggerak. Motor bakar menggunakan udara sebagai fluida kerja yang memperoleh sumber energi dari panas pembakaran bahan bakar. Motor bakar melakukan siklus langkah mekanis yang berulang.



Gambar 2.4 Diagram tekanan volume spesifik dari siklus tekanan konstan

Gambar 2.4 menunjukkan diagram siklus dengan pemasukan kalor pada tekanan konstan yang diterapkan pada motor diesel. Rudolph Diesel memakai udara tekan konstan untuk menyemprotkan bahan bakar, dimana tekanan pembakaran maksimumnya sama dengan tekanan udara tersebut. Siklus udara tekanan konstan itu juga dinamai “siklus diesel”.

Dalam termodinamika siklus mekanis ini didekati (disedehanakan) dengan siklus termodinamika gas tertutup dengan proses – proses gas ideal yang lebih mudah dianalisis, meskipun pada hakekatnya siklus termodinamika ini sangat berbeda dari siklus mekanisnya.

Siklus Diesel terdiri dari :

1. Kompresi secara isentropik
2. Pemberian panas pada tekanan konstan
3. Ekspansi secara isentropik
4. Pembuangan panas pada volume konstan

Pada lit.2 hal.55 dengan menganggap udara sebagai gas ideal udara memenuhi persamaan keadaan ditulis sebagai berikut :

$$PV = \frac{P}{\rho} = RT \quad (2.1)$$

Dimana :

P = Tekanan (P_a)

V = Volume jenis (m^3/kg)

ρ = Kerapatan (kg/m^3)

T = Suhu (K)

R = Konstanta gas ($J/kg.K$)

Pada lit.2 hal.283 proses *isentropik* gas ideal memenuhi persamaan – persamaan berikut :

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \quad (2.2)$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{k-1/k} \quad (2.3)$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \quad (2.4)$$

$$C_p T_{01} = C_p T_1 + \frac{C_1^2}{2} \quad (2.5)$$

Dimana :

P = Tekanan (P_a)

V = Volume jenis (m^3/kg)

T = Suhu (K)

C_p = Panas jenis pada tekanan konstan ($J/kg.K$)

C = Kecepatan fluida (m/s)

$01,1$ = Kondisi stagnan 1, kondisi 1

Pada lit.2 hal. 383 proses pemberian panas pada tekanan konstan memenuhi persamaan :

$$Q = C_p (T_3 - T_2) \quad (2.6)$$

Dimana :

Q = Panas yang diberikan (J/kg)

T = Suhu (K)

C_p = Panas jenis pada tekanan konstan (j/kg.K)

Pada lit.2 hal.9 *effisiensi thermal* Diesel adalah :

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{r^{k-1}} \right) \left(\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right) \quad (2.7)$$

Dimana :

k = Eksponen *adiabatik*

η_{th} = *Effisiensi thermal*

r_c = Cutoff ratio

r = Rasio kompresi

Pada lit.2 hal. 375 kerja yang diperoleh pada siklus diesel adalah :

$$W_{cycle} = \eta_{th} \times Q_{in} \quad (2.8)$$

Dimana :

η_{th} = Effisiensi thermal

W_{cycle} = Kerja netto siklus (J/kg)

Q_{in} = Panas yang diberikan (J/kg)

Sebelum sampai ke poros engkol, kerja siklus gas harus berkurang untuk mengatasi gesekan pada komponen – komponen mesin. Pada lit.4 hal.33 kerja poros yang bisa diperoleh dan kerja siklus gas diperhitungkan dalam efisiensi mekanis mesin adalah :

$$\eta_{th} = \frac{W_{brake}}{W_{cycle}} \quad (2.9)$$

Dimana :

η_{th} = Effisiensi thermal

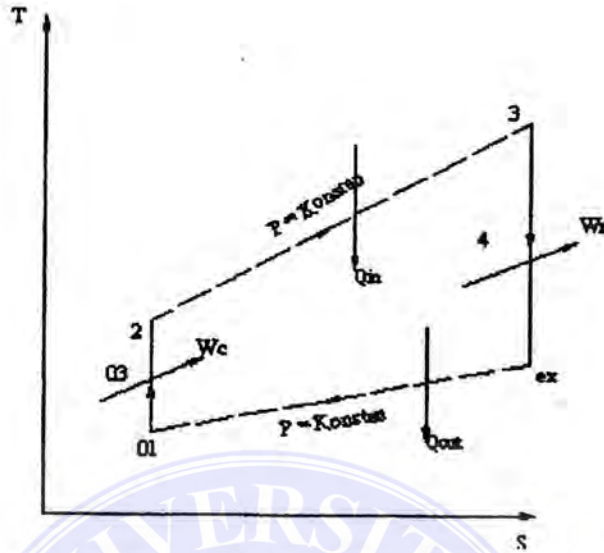
W_{cycle} = Kerja netto siklus (J/kg)

W_{brake} = Kerja yang mencapai poros engkol (J/kg)

Dalam kerja ini daya yang dihasilkan tergantung pada rasio kompresi, jumlah panas netto yang diberikan, dan jumlah aliran massa udara. Dalam rancangan ini peningkatan daya tanpa perombakan mesin standar yang paling mudah dilakukan adalah dengan peningkatan aliran massa udara. Hal ini bisa dicapai dengan penambahan *turbocharger* yang berfungsi mengisap udara lebih banyak dan memampatkannya, sehingga udara yang dihisap mesin kerapatannya semakin tinggi.

Komponen utama turbocharger adalah kompresor yang menghisap dan memampatkan udara, dan turbin yang menggerakkan kompresor dengan memanfaatkan energi sisa gas buang mesin. Proses ideal termodinamika yang terjadi pada kompresor adalah kompresi secara *isentropik*, dalam hal ini kerja diberikan pada fluida. Sedangkan yang terjadi pada turbin adalah ekspansi secara *isentropik*, dan sebaiknya dalam hal ini fluida menghasilkan kerja.

Diagram T – s ideal sebuah turbocharger pada mesin diesel dapat dilihat pada Gambar 2.5.

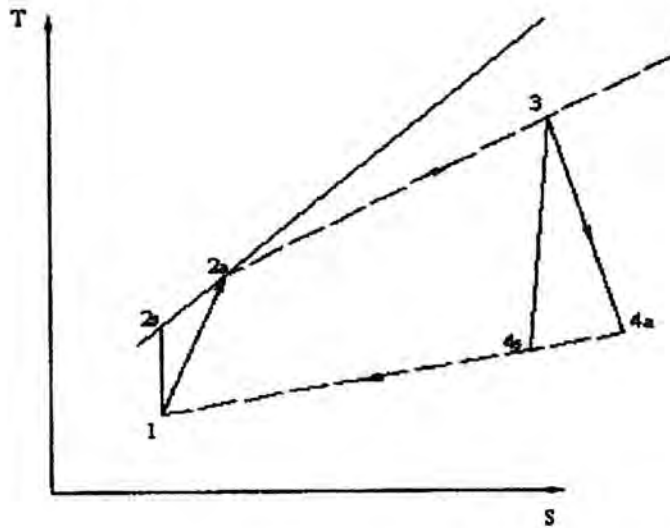


Gambar 2.5 Diagram T-s ideal siklus diesel dengan turbocharger

Proses – proses yang terjadi pada *turbocharger* adalah :

- 01 – 03 = Kompresi secara *isentropik* pada kompresor
- 03 – 2 = Kompresi secara *isentropik* pada mesin
- 2 – 3 = Pemberian panas pada tekanan konstan
- 3 – 4 = Ekspansi secara *isentropik*
- 4 – ex = Ekspansi *isentropik* pada turbin
- Ex – 01 = Pembuangan panas pada tekanan konstan

Terdapat kerugian akibat gesekan pada proses ini. Sehingga pada kompresor, kerja aktual yang harus diberikan pada fluida lebih besar dan kerja idealnya. Sedangkan pada turbin, kerja aktual yang dihasilkan fluida lebih kecil dan kerja ideal seperti pada gambar 2.6. Hal ini diperhitungkan dengan *effisiensi isentropik* yang dapat dilihat pada lit.2 hal .401.



Gambar 2.6 Diagram T-s siklus turbin gas aktual dan ideal

$$\eta_c = \frac{W_s}{W_a} = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_{2a} - T_1)} \quad (2.10)$$

$$\eta_t = \frac{W_a}{W_s} = \frac{(T_3 - T_{4a})}{(T_3 - T_{4s})} \quad (2.11)$$

Dimana :

η_t = *Effisiensi isentropik turbin*

η_c = *Effisiensi isentropik kompresor*

T = Suhu (K)

s = Kondisi ideal (isentropik)

a = Kondisi aktual

Pada lit. 3 hal. 33 Daya turbin N_t dan Daya kompresor N_c adalah :

$$N_t = m_g C_p (T_4 - T_{ex}) \eta_t \quad (2.12)$$

Dimana :

N_t = Daya turbin (watt)

T_4 = Temperatur udara (K)

T_{ex} = Temperatur gas keluar kompresor (K)

η_c = *Effisiensi isentropik* kompresor

m_g = Laju aliran massa

$$N_c = m_a C_p (T_{03} - T_{01}) \eta_c \quad (2.13)$$

Dimana :

N_c = Daya kompresor (watt)

T_{03} = Temperatur daya masuk kompresor (K)

T_{01} = Temperatur gas keluar kompresor

η_c = *Effisiensi isentropik* kompresor

m_a = Laju aliran massa udara (Kg/s)

Pada lit.3 hal. 113 untuk rasio kompresor adalah setelah mempehitungkan kerugian, disubstitusikan persamaan (2.3) dan (2.4) ke persamaan (2.13) diperoleh :

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[\eta_c \times \left(\frac{T_{03}}{T_{01}} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.14)$$

Dimana :

N_c = Daya kompresor (watt)

T_{03} = Temperatur udara masuk kompresor (K)

T_{01} = Temperatur gas keluar kompresor (K)

η_c = *Effisiensi isentropik* kompresor

P_{03} = Tekanan udara masuk kompresor (Pa)

P_{01} = Eksponen *adiabatic*

2.3 Klasifikasi Kompresor

Berdasarkan pemanpatannya, kompresor terbagi atas :

2.3.1 Kompresor tipe dan positif *displacement*

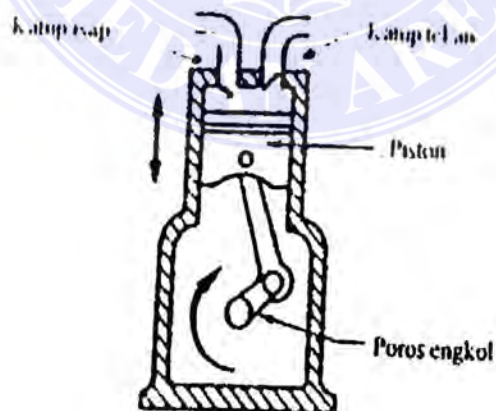
Kompresor tipe positif *displacement* menaikkan tekanan dengan memperkecil atau memampatkan volume gas yang dihisap ke dalam silinder atau stator oleh torak atau sudu.

Kompresor tipe positif *displacement* ini dibagi lagi menjadi dua jenis yaitu :

1. Tipe *reciprocating* (bolak – balik)

Kompresor ini menggunakan torak dan katup – katup. Bila torak bergerak keatas, maka tekanan di dalam selinder akan menjadi lebih kecil dari tekanan atmosfer, sehingga udara akan masuk melalui katup isap. Bila torak bergerak kebawah, maka katup isap akan tertutup, dan udara di dalam silinder akan naik tekanannya. Udara tekan yang menyimpan energi ini disimpan dalam tangki untuk kemudian di salurkan ke tempat lain. Kompresi torak dapat dilihat pada Gambar

2.7.



Gambar 2.7 Kompresor torak

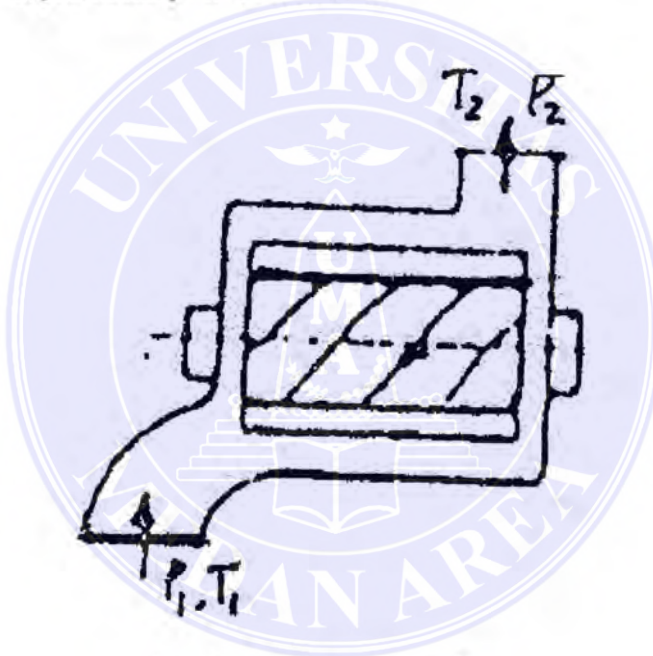
2. Jenis putar

Kompresor jenis putar dibagi lagi menjadi beberapa bagian yaitu :

a. Kompresor Ulir

Kompresor ini terdiri dari dua buah rotor berbentuk sekrup, dimana yang satu mempunyai permukaan yang cekung. Pasangan rotor ini tidak saling bersinggungan dan berputar berlawanan arah.

Rotor – rotor ini dikurung dalam sebuah rumah. Bila rotor dan dinding rumah akan bergerak dalam arah aksial hingga udara akan dimampatkan. Kompresor ulir dapat dilihat pada Gambar 2.8.

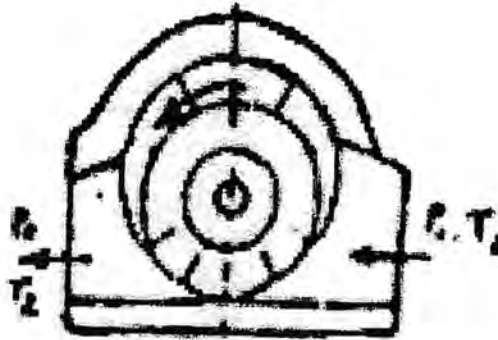


Gambar 2.8 Kompresor ulir

b. Kompresor sudu lancar

kompresor ini mempunyai rotor yang dipasangkan *eksentrik* di dalam rumah yang berbentuk silinder. Pada rotor terdapat parit yang dipasang sudu – sudu. Ruangannya antara rotor dan rumah dibagi – bagi oleh sudu. Jika rotor berputar, volume ruangannya yang dibatasi oleh sudu mula – mula membesar hingga udara

dikompresikan kemudian keluar melalui lubang keluar. Kompresor sudu lancar dapat dilihat pada Gambar 2.9



Gambar 2.9 Kompresor sudu lancar

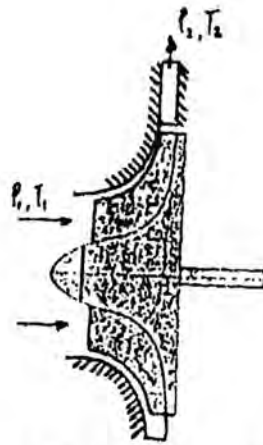
2.3.2. Kompresor dinamik

Kompresor dinamik menaikkan dan kecepatan gas dengan gaya *sentrifugal* yang ditimbulkan oleh *impeler*, atau dengan gaya angkat yang ditimbulkan oleh sudu. Untuk instalasi turbin gas kompresor yang sering digunakan adalah kompresor dinamik.

Dari konstruksinya kompresor dinamik dinamik menjadi dua yaitu :

1. Kompresor aliran radial

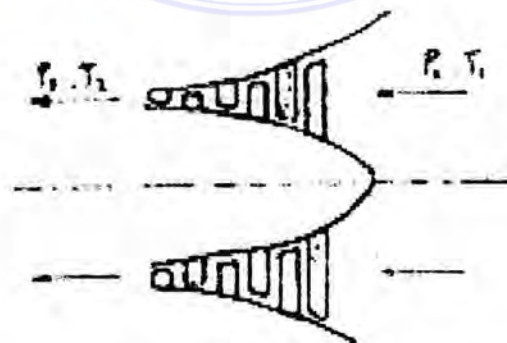
Kompresor aliran radial mempunyai bentuk dan cara kerja yang sangat mirip sekali dengan pompa *sentrifugal*. Pada kompresor ini, fluida pada pusat atau tengah – tengah kompresor, dan diputar secara radial kearah luar oleh gaya *sentrifugal*. Komponen yang berputar diikuti oleh pemancar atau *diffuser* yang mungkin memerlukan sudu tetap, atau bisa juga tidak. Kompresor radial dapat dilihat pada Gambar 2.10.



Gambar 2.10 Kompresor aliran radial

2. Kompresor aliran aksial

Pada kompresor aksial fluida kerja dipercepat oleh sudu/*blade* rotor lalu diperlambat dengan adanya lengkungan pada sudu rotor dikonveksikan menjadi tekanan statik, kemudian fluida kerja dibelokkan oleh *stator* untuk mengalami proses percepatan dan perlambatan serta kenaikan tekanan pada rotor tingkat selanjutnya. Proses perlambatan yang diikuti dengan naiknya tekanan disebut proses *difusi*. Proses tersebut diulang sebanyak jumlah tingkat yang terdiri dari rotor dan stator dibutuhkan untuk memenuhi perbandingan tekanan yang diperlukan. Pada kompresor ini aliran fluida adalah sejajar dengan sumbu putar rotor. Kompresor aliran aksial ini dapat dilihat pada Gambar 2.11.



Gambar 2.11 Kompresi aliran aksial

Kompresor aliran radial dan kompresor aliran aksial mempunyai kelebihan masing – masing.

Kelebihan dari kompresor aliran radial antara lain :

- Perbandingan tekanan yang lebih tinggi untuk tiap tingkat.
- Kontruksi yang lebih sederhana.
- Pengaruh terhadap penurunan *peforma* karena menempelnya debu lebih kecil.
- Ukuran yang lebih pendek untuk perbandingan tekanan yang sama.
- Lebih mudah untuk dipasang pendingin atau alat pengukur kalor.
- Jangkauan *stabilitas* yang lebih lebar pada putaran yang sama.

Sedangkan kelebihan kompresor aliran aksial antara lain :

- Arah aliran pada saluran sesuai untuk banyak tingkat.
- Dapat menggunakan penelitian percobaan *cascade* untuk mengembangkan kompresor.
- Effisiensi yang lebih tinggi untuk perbandingan tekanan yang tinggi.

Pada lit.3 hal. 267 fluida mengalir melalui *impeler* dengan laju aliran massa udara sebesar :

$$\dot{m} = \rho \times A \times C \quad (2.15)$$

Dimana :

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

ρ = Kerapatan (kg/m³)

A = Luas penampang tegak lurus yang di lalui fluida (m²)

C = Kecepatan fluida yang tegak lurus dengan A (m/s)

Putaran impeler memberikan kecepatan tinggi pada udara, pada saat inilah udara memperoleh energi (kerja). Selanjutnya udara diperlambat (difusi) pada difuser yang mengakibatkan peningkatan tekanan, pada udara tidak lagi memperoleh energi (kerja).

Kecepatan sewaktu melewati *impeller* merupakan resultan (faktorial) dari kecepatan putaran (tangensial) *impeller* dan kecepatan relatif fluida terhadap *impeller*. Segitiga kecepataannya dapat dilihat pada Gambar 2.12 dengan ini bisa dituliskan sebagai berikut :

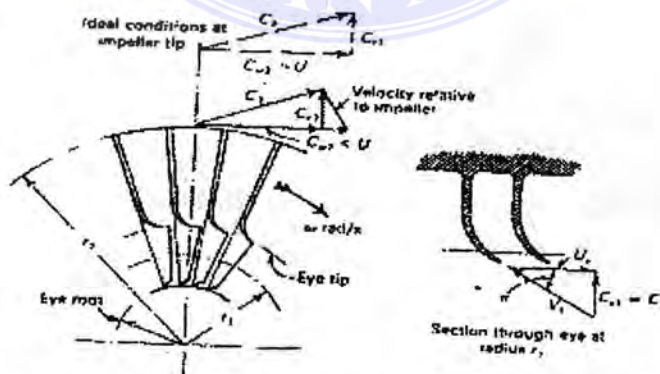
$$C = U + V \quad (2.16)$$

$$C = C_r + C_w \quad (2.17)$$

$$V = V_r + V_w \quad (2.18)$$

Dimana :

- C = Kecepatan fluida (m/s)
 U = Kecepatan putaran tinggi (tangensial) *impeller* (m/s)
 V = Kecepatan relatif fluida terhadap *impeller* (m/s)
 r = Komponen radial
 w = Komponen tangensial



Gambar 2.12 Diagram kecepatan fluida pada impeller

Saat melewati ujung *impeler*, fluida mengalami slip yang terjadi akibat inersia fluida yang terperangkap diantara sudu cenderung diam dan sulit bergerak dengan *impeler*, sehingga kecepatan tangensial fluida akan lebih rendah dari pada kecepatan ujung *impeler*. Pada lit 3 hal. 113 torsi teoritis yang harus diberikan oleh *impeler*. Sama dengan laju perubahan momentum angular yang dialami fluida, dan kerja yang diberikan pada fluida tiap unit laju aliran massa fluida adalah :

$$W = T \times \omega$$

$$W = C_{w2} \times r_2 \times \omega$$

$$W = C_{w2} \times U$$

$$W = \sigma \times U^2 \quad (2.19)$$

Dimana :

C_{w2} = Kecepatan tangensial fluida (m/s)

U = Kecepatan putaran (tangensial) *impeller* (m/s)

r_2 = Radius ujung *impeller*

ω = Kecepatan *angular*

σ = Faktoer slip = C_{w2}/U

Pada lit 3 hal. 112 sudu yang semakin banyak akan mengurangi slip, dan berdasarkan eksperimen *Stanitz faktor* slip ini bisa didekati sebagai :

$$\sigma = 1 - \left(0,63 \frac{\pi}{N_{\text{vanes}}} \right) \quad (2.20)$$

Dimana :

σ = Faktor slip = C_{w2}/U

N_{vanes} = Jumlah sudu

Dengan melihat lit 3 hal.113 dapat memperhitungkan gesekan *casting* dengan udara dan kerugian lainnya yang diperhitungkan dengan faktor kerja *input* ψ maka kerja aktual yang diberikan pada fluida lebih tinggi dari kerja teoritis, menjadi :

$$w = \psi \times \sigma \times U^2 \quad (2.21)$$

Dimana :

$$\sigma = \text{faktor slip} = C_{w2}/U$$

$$U = \text{Kecepatan putaran (tangensial) } \textit{impeller} \text{ (m/s)}$$

$$w = \text{kerja pada fluida}$$

$$\psi = \text{Faktor kerja } \textit{input} \text{ (1,035 – 1,04)}$$

Kerja yang diberikan oleh *impeller* akan sama dengan peningkatan *entalpi* fluida (stagnan) setelah melawati *impeller*, dan hal ini bisa dituliskan dengan :

$$C_p (T_{03} - T_{01}) = \psi \times \sigma \times U^2 \quad (2.22)$$

Dimana :

$$\sigma = \text{Faktor slip} = C_{w2}/U$$

$$U = \text{kecepatan putaran (tangensial) } \textit{impeller} \text{ (m/s)}$$

$$w = \text{Kerja pada fluida}$$

$$\psi = \text{faktor kerja } \textit{input} \text{ (1,035 – 1,04)}$$

$$C_p = \text{Panas jenis pada tekanan konstan (J/kg.K)}$$

$$03-01 = \text{Kondisi masuk dan keluar } \textit{impeller} \text{ (stagnan)}$$

Sehingga dengan melihat lit. 3 hal.113 sekarang *rasio* tekanan fluida (stagnan) bisa dituliskan dengan :

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left(\frac{T_{03}}{T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = (1 + \eta_c + T_{03} + T_{01})^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[1 + \eta_c \frac{\psi \times \sigma \times U^2}{C_p \times T_{03}} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.23)$$

Dimana :

- σ = Faktor slip = C_{w2}/U
- U = Kerja putaran (tangensial) *impeller* (m/s)
- w = Kerja pada fluida
- ψ = Faktor kerja *input* (1,035 – 1,04)
- C_p = Panas jenis pada tekanan konstan (J/kg.K)
- $03 - 01$ = Kondisi masuk dan keluar *impeller* (stagnan)
- k = Eksponen *adiabatik*
- η_c = Effisiensi *isentropik* kompresor
- s = Kondisi ideal *isentropic*

BAB III

SPESIFIKASI TEKNIS PERENCAAN DAN ANALISA TERMODINAMIKA

3.1. Spesifikasi Teknis Perencanaan

Spesifikasi memulai perencanaan mengenai hal – hal yang *spesifik* khususnya pada instalasi *turbocharger* maka perlu kiranya untuk menganalisis sistem secara keseluruhan dengan analisa termodinamika guna mendapatkan suatu kondisi awal perencanaan.

Spesifikasi teknis perencanaan yang ditetapkan sesuai dengan data *referensi* dari buku yang disesuaikan dengan data hasil *survey* studi pada sebuah bengkel mobil.

Dalam perencanaan ini mesin yang belum ditambahkan *turbocharger* ini dinamakan mesin standar. Mesin ini adalah jenis mesin Diesel.

Tabel 3.1. Spesifikasi teknis mesin standar adalah sebagai berikut :

Spesifikasi	Mesin Standar
Silinder	6
V_{dis} (CC)	4164
$D \times s$	94mm × 100mm
R	22,7
$N_{(rated)}$	97,7 kW
Speed _(rated)	900 rpm
Fuel	Solar (cetane – 45)

3.2. Analisa Termodinamika pada Motor Bakar

Analisa termodinamika pada motor bakar dimaksudkan untuk menentukan kondisi udara keluar selinder yang kemudian masuk ke turbin untuk menggerakkan *impeller* turbin dan selanjutnya menggerakkan kompresor.

Sifat – sifat udara yang dipakai :

$$R = 287 \text{ J/kg. K}$$

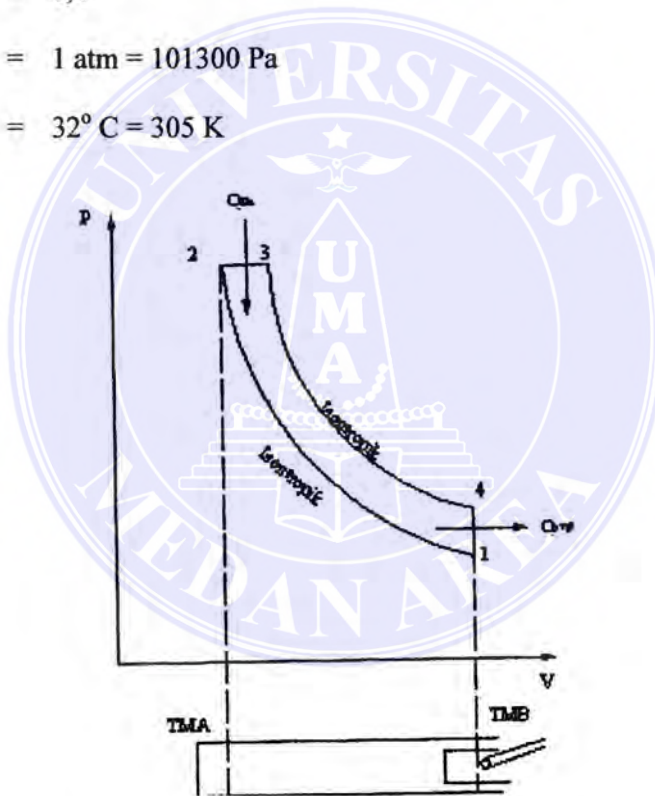
$$C_p = 1,005 \text{ kJ/kg. K}$$

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

$$k = 1,4$$

$$P_{\text{atm}} = 1 \text{ atm} = 101300 \text{ Pa}$$

$$T_{\text{atm}} = 32^\circ \text{ C} = 305 \text{ K}$$



Gambar 3.1 Siklus P – V siklus Diesel ideal

Dengan asumsi efisiensi $\eta_m = 0,8$

Effisiensi Thermal Siklus dapat dihitung dengan menggunakan persamaan lit. 1

hal .9

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] \quad (3.1)$$

$$r_c = \text{cutoff ratio} = 2$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{2^{(1,4-1)}} \left[\frac{2^{1,4} - 1}{1,4(2 - 1)} \right]$$

$$\eta_{th} = 0,28 \times 100 \%$$

$$\eta_{th} = 28 \%$$

Volume titik mati bawah (V_{TMB}) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan lit. 1 hal. 9.

$$V_{TMB} = \left(\frac{r}{r-1} \right) \times V_d \quad (3.2)$$

$$V_{TMB} = \left(\frac{22,7}{22,7-1} \right) \times 694$$

$$V_{TMB} = 725,98 \text{ cc}$$

$$V_{TMB} = 0,00073 \text{ m}^3$$

Volume Titik Mati Atas (V_{TMA})

$$V_{TMA} = \left(\frac{1}{r-1} \right) \times V_d$$

$$V_{TMA} = \left(\frac{1}{22,7-1} \right) \times 694$$

$$V_{TMA} = 31,98 \text{ cc}$$

$$V_{TMA} = 0,000032 \text{ m}^3$$

Dari Gambar 3.1. maka kondisi dari udara dapat ditentukan sebagai berikut :

1. Kondisi udara masuk selinder

$$P_1 = \text{tekanan atmosfer} = 101300 \text{ Pa}$$

$$\begin{aligned}
 T_1 &= \text{temperatur masuk} \\
 &= 32^\circ \text{ C} + 273 \\
 &= 305 \text{ K}
 \end{aligned}$$

2. Kondisi udara di akhir proses kompresi secara isentropik dapat dihitung dengan melihat lit. 2 hal. 283.

Temperatur udara kompresi (T_2)

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad (3.3)$$

$$T_2 = 305(22,7)^{1,4-1}$$

$$T_2 = 1063,43 \text{ K}$$

Tekanan udara kompresi (P_2)

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \quad (3.4)$$

$$P_2 = 101300(22,7)^{1,4}$$

$$P_2 = 8017623,26 \text{ Pa}$$

3. Kondisi udara di akhir proses pembakaran

Tempertur udara pembakaran T_3

$$\left(\frac{P_3 \times V_3}{T_3} \right) = \left(\frac{P_2 \times V_2}{T_2} \right) = R \quad (3.5)$$

$$\left(\frac{V_3}{V_2} \right) = \left(\frac{T_3}{T_2} \right) = r_c = 2$$

$$T_3 = 2 \times T_2$$

$$T_3 = 2 \times (1063,43)$$

$$T_3 = 2126,86 \text{ K}$$

Tekanan udara pada akhir pembakaran ($P = \text{konstan}$)

$$P_3 = P_2$$

$$P_3 = 8017623,26 \text{ Pa}$$

Volume pada akhir pembakaran

$$V_3 = 2 \times V_2$$

$$V_3 = 2 \times (31,98)$$

$$V_3 = 63,96 \text{ cc}$$

4. *Kondisi udara pada akhir ekspansi*

Temperatur udara akhir proses ekspansi T_4

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\kappa-1} \quad (3.6)$$

$$T_4 = 2126,86 \left(\frac{63,96}{725,98} \right)^{1,4-1}$$

$$T_4 = 804 \text{ K}$$

Tekanan udara akhir proses ekspansi P_4

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\kappa} \quad (3.7)$$

$$P_4 = 8017623,26 \left(\frac{63,96}{725,98} \right)^{1,4}$$

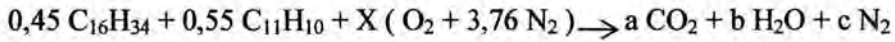
$$P_4 = 267314,7 \text{ Pa}$$

3.3. **Perbandingan Campuran Udara dan Bahan Bakar**

Reaksi pembakaran teoritis dimaksudkan untuk menentukan perbandingan bahan bakar dan udara (FAR)_{teor} atau sebaliknya untuk mendapatkan harga laju aliran massa gas. Menurut data yang diperoleh bahan bakar yang digunakan

adalah bahan bakar *solar cetane* – 45. komposisinya adalah 45 % ($C_{16}H_{34}$) dengan campuran 55 % α -*methylnapthalene* ($C_{11}H_{10}$)lit 8 hal 62.

Maka persamaan reaksi *stokiometri* pembakaran bahan bakar dengan udara adalah sebagai berikut :



a). Untuk Karbon (C) :

$$a = 0,45 (16) + 0,55 (11)$$

$$a = 13,25$$

b). Untuk Hidrogen (H_2) :

$$b = 0,45 (17) + 0,55 (5)$$

$$b = 10,4$$

c). Untuk Oksigen (O_2) :

$$X = a + \frac{1}{2}b$$

$$X = 13,25 + \frac{1}{2}10,2$$

$$X = 18,45$$

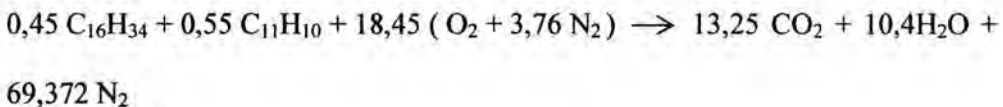
d). Untuk Nitrogen (N_2)

$$c = 3,76 X$$

$$c = 3,76 \times 18,45$$

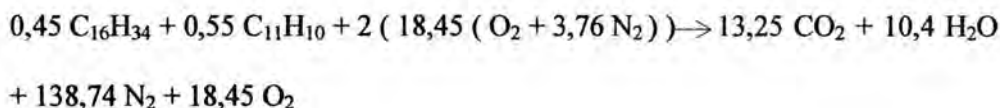
$$c = 69,372$$

Dengan demikian dapat dituliskan persamaan reaksi pembakaran tersebut sebagai berikut :



Excess air pada Diesel berkisar : 50 % - 300 %. Dalam perhitungan ini harga tersebut diasumsikan sebesar 100 %.

Maka persamaan reaksi pembakaran aktualnya adalah :



Maka (AFR)_{aktual} adalah sebagai berikut :

$$(AFR)_{aktual} = \frac{36,9(32 + 3,76 \times (28))}{0,45(226) + 0,55(142)}$$

$$(AFR)_{aktual} = 28,173 \text{ Kg}_{udara}/\text{kg}_{bahan bakar}$$

3.4. Laju Aliran Massa Gas dan Udara

Laju aliran massa gas m_g

$$W_{netto} = m_g \times \eta_{ih} \times \eta_m \times Q_{in} \quad (3.8)$$

$$W_{netto} = 0,370 \times 0,28 \times 0,88 \times 1069752,15$$

$$W_{netto} = 97527,16 \text{ m/s}$$

Dimana :

$$Q_{in} = C_p (T_3 - T_2)$$

Maka :

$$m_g = \frac{W_{netto}}{\eta_{ih} \times \eta_m \times C_p (T_3 - T_2)}$$

$$m_g = \frac{97527,16}{0,28 \times 0,88 \times 1005 \times (2128,86 - 1064,43)}$$

$$m_g = 0,370 \text{ Kg/s gas produk}$$

Sehingga diperoleh :

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$\rho = \frac{0,00084}{0,00073}$$

$$\rho = 1,15 \text{ Kg/m}^3$$

Laju aliran massa udara m_a

$$m_g = m_a + m_f$$

$$\frac{m_a}{m_f} = (AFR)_{akt}$$

$$\frac{m_a}{m_f} = 28,173 \text{ Kg}_{udara}/\text{kg}_{bahan bakar}$$

Maka dari persamaan diatas diperoleh :

$$m_g = m_a + \left(\frac{m_a}{28,173} \right)$$

$$m_g = m_a + \left(1 + \frac{1}{28,173} \right)$$

$$m_g = m_a \left(\frac{29,173}{28,173} \right)$$

$$\begin{aligned} m_a &= 0,168 \text{ kg/s udara} \\ &= 0,028 \text{ kg/cyl.s pada 4000 rpm} \\ &= 0,00084 \text{ kg/cyl.cyc} \end{aligned}$$

Sehingga diperoleh :

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$\rho = \frac{0,00084}{0,00073}$$

$$\rho = 1,15 \text{ Kg/m}^3$$

3.5 Spesifikasi Turbocharger

Dari perhitungan termodinamika motor bakar didapat :

Temperatur gas masuk turbin T_4	=	804 K
Tekanan gas masuk turbin P_4	=	267314,7 Pa
Tekanan gas keluar turbin P_{ex}	=	101300 Pa
Laju aliran massa gas m_g	=	0,370 kg/s gas produk

Rasio kompresi pada turbin

$$r_p = \frac{P_4}{P_{ex}}$$

$$r_p = \frac{267314,7}{101300}$$

$$r_p = 2,63$$

Dari tabel gas udara (lampiran 1) diperoleh :

$$P_{r4} = 48,96$$

Maka :

$$r_p = \frac{P_{r4}}{P_{ex}}$$

$$r_p = \frac{P_{r4}}{r_p}$$

$$P_{r_{eks}} = \frac{P_{r4}}{r_p}$$

$$P_{r_{eks}} = \frac{48,96}{2,63}$$

$$P_{r_{eks}} = 18,615$$

Maka dari tabel gas udara di dapat temperatur gas keluar turbin $T_{eks} = 621,7$ K

Sehingga siklus idealnya dapat dilihat pada 3.2.

Maka dari *spesifikasi* diatas dapat ditentukan putaran dan daya turbin yang akan dihasilkan yaitu :

Putaran turbin yang dihasilkan dapat dihitung dengan melihat lit. 3 hal. 302.

$$W_T = C_p (T_4 - T_{eks}) \eta_t = U^2 \quad (3.9)$$

Dimana :

U : kecepatan tangensial fluida pada ujung *impeller* turbin (m/s)

η_t : efisiensi turbin = 0,85

Maka :

$$U = [1005(804 - 621)(0,85)]^{0,5}$$

$$U = 395,7 \text{ m/s}$$

Kecepatan putar turbinnya adalah :

$$\omega = \frac{2 \times U}{D}$$

D = diameter ujung *impeller* turbin = 0,1 m

$$\omega = \frac{2(395,7)}{0,1}$$

$$\omega = 7914 \text{ rad/s} = 1260 \text{ rev/s} = 75611 \text{ rpm}$$

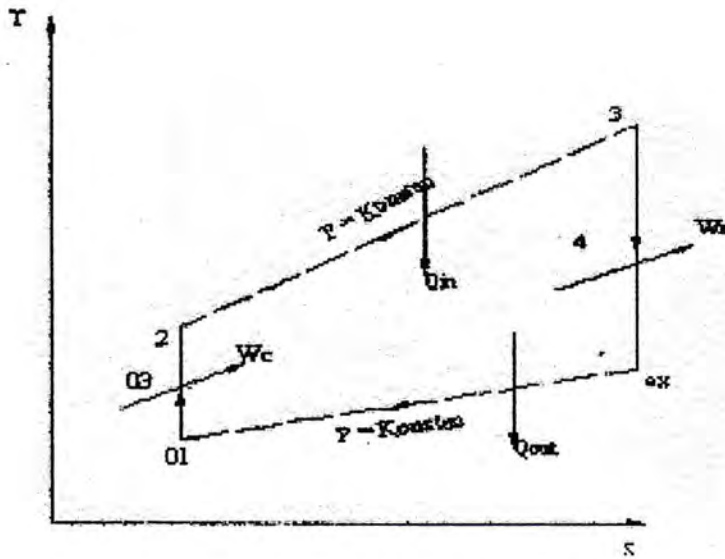
Daya yang dihasilkan turbin dapat dihitung dari persamaan (2.12) yaitu :

$$N_t = m_g C_p (T_4 - T_{eks}) \eta_t \quad (4.0)$$

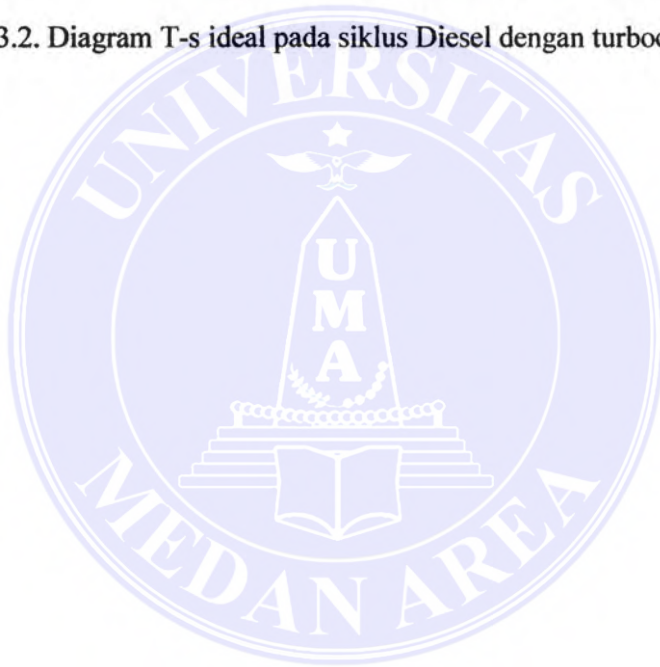
$$= 0,370 \cdot 0,24 (804 - 621,7) 0,85$$

$$= \frac{13.8.3600}{632}$$

$$= 74 \text{ HP}$$



Gambar 3.2. Diagram T-s ideal pada siklus Diesel dengan turbocharger



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan perhitungan dalam perencanaan kompresor radial ini, maka diperoleh suatu kesimpulan dari perencanaan ini adalah sebagai berikut :

1. Dengan penambahan turbocharger pada suatu mesin dapat meningkatkan daya mesin tanpa harus merombak mesin yang sudah.
2. Spesifikasi turbocharger adalah :

- a). Temperatur gas masuk turbin $T_4 = 804 \text{ K}$
- b). Tekanan gas masuk turbin $P_4 = 267314,7 \text{ Pa}$
- c). Tekanan gas keluar turbin $P_{ex} = 101300 \text{ Pa}$
- d). Laju aliran massa gas $m_g = 0,370 \text{ Kg/s gas produk}$
- e). Rasio tekanan pada turbin $= 2,63$
- f). Daya turbin $= 74 \text{ HP}$

3. Perencanaan Elemen Kompresor

- a). Kompresor Sentrifugal :

- | | |
|------------------------|---------------|
| Rasio kompresi | = 1,989 |
| Putaran operasi desain | = 75611 rpm |
| Tekanan operasi desain | = 201181,8 Pa |

- b). Impeller :

10 sudu radial

$D_{impeller}$	= 0,08 m	= 80 mm
----------------	----------	---------

D_{eyetip}	= 0,05 m	= 50 mm
--------------	----------	---------

$$D_{\text{eyeroot}} = 0,02 \text{ m} = 20 \text{ mm}$$

$$\text{Depth}_{\text{tip}} = 0,003 = 300 \text{ mm}$$

c). Difuser :

Tanpa sudu

$$D_{\text{difuser}} = 0,1 \text{ m} = 10 \text{ mm}$$

d). Volute :

Type = Cross Section

$$D_{\text{cross section outlet}} = 44 \text{ mm}$$

e). Poros :

Bahan = JIS G4103 dengan kode
SNCM 1

$$\text{Diameter poros} = 9 \text{ mm}$$

f). Bantalan :

Jenis bantalan : Bantalan luncur (journal bearing)

6.2 Saran

Setelah melakukan survey dan membandingkan hasil perhitungan maka penulis ingin memberi beberapa saran antara lain :

1. Mempertahankan dan meningkatkan kualitas turbocharger.
2. Memastikan turbocharger dalam keadaan baik sebelum melakukan pengoperasian.
3. Perawatan turbocharger harus dilakukan secara teratur.
4. Kepada dosen pembimbing tugas sarjana dalam membimbing harus lebih mendetail.

5. Kepada rekan mahasiswa agar dalam menyusun tugas sarjana dengan baik dan benar.



DAFTAR PUSTAKA

1. Arismunandar, W, 1975. "*Motor Diesel Putaran Tinggi*" Prayuda Paramita, Jakarta.
2. Cengel, Y. A, dan Boles, M. A, 1975. "*Thermodynamic An Engineering Approach*" Mc.Graw Hill, NY.
3. Cohen, H. and Roger, G. F. C, 1971. "*Gas Turbine Theory*" Longman Group Limited, London.
4. Shames, I. H, 1992. "*Mechanical of Fluida (3 rd edition)*" Mc. Graw Hill, NY.
5. Stone, R, 1999, "*Introduction to internal combustion Engines*" Palgrave Hamshire.
6. Sularso, Kiyatsu suga, 1978, "*Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*" Cetakan Pertama, Pradya Paramita, Jakarta.
7. Shigley, J. E, C. R Mischke, 1989, "*Mechanical Engineering Design*" 5th edition, Mc. Graw Hill Book Company, New York.
8. Maleev, V.L, 1945, "*Internal combustion Engines*" Mc. Graw Hill Book Company, Japan