

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Tugas Akhir ini adalah hasil karya saya sendiri,
dan semua sumber baik yang dikutip maupun
yang dirujuk telah saya nyatakan benar

Nama : Fredy Artana

NIM : 21050114060059

Tanda Tangan :

Tanggal :

HALAMAN PENGESAHAN

Tugas Akhir ini diajukan oleh :

Nama : Fredy Artana
NIM : 21050114060059
Program Studi : Diploma III Teknik Mesin
Judul Tugas Akhir : “Rekalkulasi Daya dan Sistem Pendinginan Pada Motor Diesel 4 Tak Multi Silinder Mitsubishi L300 2477cc”

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Tim Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Ahli Madya pada Program Studi Diploma III Teknik Mesin Sekolah Vokasi Universitas Diponegoro.

TIM PENGUJI

Ttd.

Pembimbing : Drs. Juli Mrihardjono, MT (.....)
Penguji 1 : Drs. Juli Mrihardjono, MT (.....)
Penguji 2 : Drs. Sutrisno, MT (.....)
Penguji 3 : Drs. Indartono M.Par, Msi (.....)

Semarang, Juli 2018

Ketua PSD III Teknik Mesin

Sekolah Vokasi Universitas Diponegoro

Drs. Ireng Sigit Atmanto, M.Kes

NIP. 196204211986031002

HALAMAN PERSETUJUAN LAPORAN TUGAS AKHIR

Dengan ini menerangkan bahwa Laporan Tugas Akhir dengan judul :
“REKALKULASI DAYA DAN SISTEM PENDINGINAN PADA MOTOR
DIESEL 4 TAK MULTI SILINDER MITSUBISHI L300 2477cc”
yang telah disusun oleh :

Nama : Fredy Artana
NIM : 21050114060059
Program Studi : Diploma III Teknik Mesin
Perguruan Tinggi : Universitas Diponegoro

Telah disetujui dan disahkan di Semarang pada :

Hari :
Tanggal :

Semarang, Juli 2018

Ketua PSD III Teknik Mesin
Sekolah Vokasi Universitas Diponegoro

Dosen Pembimbing

Drs. Ireng Sigit Atmanto, M.Kes
NIP. 196204211986031002

Drs. Juli Mrihardjono, MT
NIP. 196007271986031004

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI

TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai civitas akademika Universitas Diponegoro, saya yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama : Fredy Artana
NIM : 21050114060059
Jurusan/Program Studi : Teknik Mesin/Diploma III
Fakultas : Teknik
Jenis Karya : Tugas Akhir

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Diponegoro **Hak Bebas Royalti Non-eksklusif** (*None-exclusive Royalty Free Right*) atas karya ilmiah saya yang berjudul : “*Rekalkulasi Daya Dan Sistem Pendinginan Pada Motor Diesel 4 Tak Multi Silinder Mitsubishi L300 2477cc*” beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti / Non-eksklusif ini Universitas Diponegoro berhak menyimpan, mengalih media / formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*data base*), merawat dan mempublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis / pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Semarang

Pada Tanggal : 30 Juli 2018

Yang Menyatakan

Fredy Artana

NIM. 21050114060059

MOTTO DAN PERSEMBAHAN

Motto:

- Agama tanpa ilmu adalah buta. Ilmu tanpa agama adalah lumpuh (Albert Einstein)
- Yang menentukan masa depan adalah pilihan anda, bukan kesempatan (Jean Nidetek)
- Seseorang yang berhasil adalah orang yang dapat meletakkan dasar yang kuat dengan batu bata yang orang lain lempar kepadanya (David Bronthly)

Persembahan:

Laporan ini dipersembahkan kepada:

1. Allah SWT yang selalu memberikan rahmat dan hidayahNya.
2. Nabi Muhammad SAW serta pengikutnya atas sauri teladannya.
3. Bapak dan Ibu tercinta yang selalu menyayangi, memberikan doa restu serta dukungannya selama ini.
4. Drs. Juli Mrihardjono, MT selaku Dosen pembimbing yang telah memberikan masukan - masukan yang sangat berguna serta ucapan terima kasih atas kesabarannya dalam membimbing kelompok Tugas Akhir kami sampai selesai.
5. Seluruh Staff PSD III Teknik Mesin Universitas Diponegoro Semarang yang telah membantu dan memberikan pembelajaran.
6. Teman-teman sekelompok, terimakasih atas kekompakannya serta sumbangan pemikiran dalam menyelesaikan Tugas Akhir kami.

KATA PENGANTAR

Puji Syukur kehadirat Allah SWT atas segala rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan Tugas Akhir yang berjudul “*Rekalkulasi Daya Dan Sistem Pendinginan Pada Motor Diesel 4 Tak Multi Silinder Mitsubishi L300 2477cc*” ini dengan baik dan lancar. Laporan Tugas Akhir ini disusun dan diajukan sebagai salah satu syarat untuk menyelesaikan studi di Program Studi Diploma III Teknik Mesin Departemen Teknologi Industri Sekolah Vokasi Universitas Diponegoro.

Penulis banyak mendapat saran, bimbingan, serta bantuan dari berbagai pihak selama menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih khususnya kepada:

1. Prof. Budiyono, M.Si selaku Dekan Sekolah Vokasi Universitas Diponegoro Semarang.
2. Drs. Ireng Sigit A, M.Kes selaku Ketua Program Studi Diploma III Teknik Mesin Departemen Teknologi Industri Sekolah Vokasi Universitas Diponegoro
3. Drs. Juli Mrihardjono, MT Selaku Dosen Pembimbing kami yang telah banyak memberikan arahan dan dorongan kepada kami atas terselesainya tugas akhir ini.
4. Drs. Ireng Sigit A, M.Kes dan Alaya Fadlu H.M., ST, M.Eng, selaku dosen wali angkatan 2014.

5. Bapak dan Ibu Dosen Tim Penguji Tugas Akhir.
6. Seluruh staf pengajar pada Program Studi Diploma III Teknik Mesin Universitas Diponegoro Semarang telah banyak memberikan arahan.
7. Bapak, Ibu, Kakak dan Adikku yang telah memberikan dukungan moril dan materil sehingga penyusun dapat menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini dengan baik. Teman-teman PSD III Teknik Mesin terutama angkatan 2014, juga kakak dan adik angkatan yang turut membantu jalannya penyusunan laporan Tugas Akhir ini.
8. Seluruh pihak yang telah membantu dalam penyusunan laporan Tugas Akhir ini hingga selesai, yang tidak dapat kami sebutkan satu persatu

Penulis menyadari bahwa laporan ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu penulis sangat menghargai kritik dan saran yang membangun untuk kesempurnaan dari laporan ini.

Akhirnya penulis berharap laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan para pembaca.

Semarang, 30 September 2017

Fredy Artana

NIM 21050114060059

ABSTRAKSI

REKALKULASI MESIN DIESEL MITSUBISHI 4 SILINDER

Penulisan ini bertujuan untuk melakukan Perhitungan Ulang (Rekalkulasi) mesin Diesel 4 tak multi silinder. Mesin yang digunakan memiliki spesifikasi mesin Mitsubishi L300 Diesel 4 tak multi silinder dengan tahun pembuatan 1995, mesin diesel yang digunakan ini berpendingin air, dengan mekanisme katup SOHC, isi silinder 2477cc, ukuran Bore x Stroke adalah 91.1 x 95.0 , perbandingan kompresi 20:1, memiliki daya mesin sebesar 72 PS/4200 rpm dan besarnya arus yang dibutuhkan motor stater untuk memutar engkol 46 ampere. Laporan ini mencangkup hasil pengukuran-pengukuran komponen mesin diesel L300 antara lain, kepala silinder, blok silinder, silinder liner, torak, batang torak, ring kompresi, ring oli, poros engkol, poros nok, katup, dan rocker arm. Dari pengukuran tersebut dapat disimpulkan bahwa beberapa komponen masih layak untuk dipakai tetapi ada sebagian yang harus diganti, karena sudah tidak memenuhi standar kelayakan. Rekalkulasi dilakukan dengan cara memasukkan data-data hasil pengukuran untuk menentukan daya motor, efisiensi, kebutuhan air pendingin. Dari hasil rekalkulasi yang dilakukan diperoleh hasil, Daya efektif 71,53 Hp. Kebutuhan air pendingin 6 liter dan daya pompa air pendingin 0,14 Hp.

Kata kunci : mesin diesel, rekalkulasi, daya dan kebutuhan air pendingin.

ABSTRACT

RECALCULATION OF MITSUBISHI 4 CYLINDER DIESEL

The writing is aims to perform calculation (Recalculation) Diesel engine 4 stroke multi cylinder. The machines that are used have the engine specifications of Mitsubishi L300 Diesel 4 stroke multi cylinder with years of manufacture 1995, diesel engine used is water-cooled, SOHC valve mechanism, with the volume of the cylinder size 2477cc, Bore x Stroke was 91.1 x 95.0, compression ratio 20:1 ,have the engine power of 72PS/4200 rpm and the amount of current that the start motorcycle needs to rotate the crank 46 ampere. The report includes the results of measurements of L300 diesel engine components among others, cylinder head, cylinder blok, cylinder liner, piston, connecting rod, compression ring, oil ring, cranckshaft, camshaft, valves, valve spring and rocker arm. From these measurements, it can be concluded that some components are still worthy to wear but there are some components should be replaced, because it does not meet the eligibility standarts. Recalculation is ^{done} by entering the measurement data to determine motor power, efficiency, cooling water requirement. From result of recalculation done obtained result, effective power 71,53 Hp. Cooling water needs 6 liters and cooling water pump 0,14 Hp.

Key words: diesel engine, recalculation, power and cooling system.

DAFTAR ISI

MOTTO DAN PERSEMBAHAN	i
KATA PENGANTAR.....	vi
ABSTRAKSI.....	viii
ABSTRACT	ix
DAFTAR ISI.....	x
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xiv
DAFTAR NOTASI	xv
BAB I	
PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.1.1. Latar Belakang Masalah	1
1.2 Alasan Pemilihan Judul	2
1.3 Tujuan Tugas Akhir.....	3
1.4 Manfaat Tugas Akhir.....	3
1.4.1 Manfaat tugas akhir bagi mahasiswa	3
1.4.2 Manfaat tugas akhir untuk penunjang proses belajar mengajar.....	4
1.5 Pembatasan Masalah.....	4
1.6 Sistematika Laporan	4
BAB II	
DASAR TEORI.....	6
2.1 Tinjauan Umum.....	6
2.1.1 Motor Bakar	6
2.1.2 Motor Diesel	6
2.2 Prinsip Kerja.....	7
2.2.1 Prinsip Kerja Motor Diesel 4 Langkah	7
2.2.2 Diagram P-V Teoritis Motor Diesel 4 Langkah	9
2.2.3 Diagram P-V Sebenarnya Motor Diesel 4 Langkah	10
2.3. Klasifikasi Motor Diesel.....	11
2.3.1 Klasifikasi Motor Diesel Menurut Ruang Bakar	11

2.4. Keuntungan dan Kerugian	14
2.4.1 Keuntungan Motor Diesel	14
2.4.2 Kerugian Motor Diesel	14
2.5. Dasar Perhitungan Thermodinamika	15
2.5.1 Siklus Thermodinamika	15
2.5.2. Efisiensi Motor	24
2.5.3. Daya Motor	27
2.5.4. Kebutuhan Bahan Bakar	29
2.5.5. Kebutuhan Air Pendingin	30

BAB III

PEMBONGKARAN, PENGUKURAN DAN PERAKITAN SERTA SISTEM PENUNJANG MESIN	31
3.1 Pembongkaran Mesin	31
3.2 Pengukuran Bagian – Bagian Mesin	32
3.2.1 Torak	32
3.2.2 <i>Ring</i> Torak	34
3.2.3 Pena Torak	37
3.2.4 Connecting Rod	38
3.2.5 Katup	39
3.2.6 Pegas Katup	41
3.2.7 Silinder Liner	43
3.2.8 Poros Engkol	44
3.3 Pemasangan / Perakitan Mesin	46
3.4 Sistem Penunjang Mesin	47
3.5 Evaluasi komponen-komponen	51

BAB IV

REKALKULASI MESIN DIESEL 4 TAK MULTI SILINDER DAN SISTEM PENDINGINAN	53
4.1 Kajian Teori	53
4.1.1 Rekalkulasi	53
4.1.2 Mesin Diesel	53
4.2.1 Spesifikasi Mitsubishi 4D56	54
4.2.2 Data-Data Teoritis	55
4.3 Perhitungan	57

4.3.1 Perhitungan Thermodinamika.....	57
4.3.2 Daya Motor	70
4.3.3 Kebutuhan Bahan Bakar	71
4.4 Sistem Pendingin	72
4.4.1 Macam-Macam Pendinginan	72
4.4.2 Keuntungan dan Kerugian Sistem Pendinginan Udara dan Sistem Pendinginan Air	75
4.4.3 Komponen-Komponen Sistem Pendinginan Air Sirkulasi Paksa.....	77
4.4.5 Perhitungan Pada Sistem Air Pendinginan	80
4.4.7 Panas yang dihilangkan Radiator	84
4.4.8 Kipas Pendingin	87
BAB V	
PENUTUP	89
5.1. Kesimpulan.....	89
5.2. Saran	89
DAFTAR PUSTAKA	90

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Prinsip kerja motor diesel 4 langkah	8
Gambar 2.2 Diagram P-V teoritis motor diesel 4 langkah	9
Gambar 2.3 Diagram P-V sebenarnya motor diesel 4 langkah	10
Gambar 2.4 Ruang bakar tipe langsung	12
Gambar 2.5 Ruang bakar kamar depan	13
Gambar 2.6 Ruang bakar kamar pusat	14
Gambar 2.7 Siklus aktual motor diesel	15
Gambar 3.1 Torak	33
Gambar 3.2 Ring Kompresi	35
Gambar 3.3 Ring Oli	35
Gambar 3.4 Pena Torak.....	37
Gambar 3.5 Connecting Rod.....	39
Gambar 3.6 Katup	40
Gambar 3.7 Pegas Katup.....	42
Gambar 3.8 Silinder Liner.....	43
Gambar 3.9 Poros Engkol	45
Gambar 4.1 Sistem Pendingin Air.....	75
Gambar 4.2 Radiator	78
Gambar 4.3 Pompa Air.....	78
Gambar 4.4 Tutup Radiator.....	79
Gambar 4.5 Kipas Radiator	80
Gambar 4.6 Penampang Radiator.....	82

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Data hasil pengukuran pada torak (mm)	34
Tabel 3.2 Data hasil pengukuran pada ring torak (mm).....	36
Tabel 3.3 Data hasil pengukuran pada pena torak (mm).....	38
Tabel 3.4 Data hasil pengukuran pada connecting rod (mm)	39
Tabel 3.5 Data hasil pengukuran pada katup (mm)	41
Tabel 3.6 Data hasil pengukuran pada pegas katup masuk (mm).....	42
Tabel 3.7 Data hasil pengukuran pada pegas katup keluar (mm)	42
Tabel 3.8 Data hasil pengukuran pada blok silinder (mm)	43
Tabel 3.9 Data hasil pengukuran pada crank journal (mm)	46
Tabel 3.10 Data hasil pengukuran pada crank pin (mm)	46
Tabel 4.1 Spesifikasi Kendaraan.....	54

DAFTAR NOTASI

Simbol	Keterangan	Halaman
T_{α}	Temperatur awal kompresi ($^{\circ}K$)	16
η_{ch}	Efisiensi pemasukan	16
P_c	Tekanan akhir kompresi (Kg/cm^2)	17
T_c	Temperatur akhir kompresi ($^{\circ}K$)	18
L'_0	Kebutuhan udara teoritis (mole)	18
μ_0	Koefisien pembakaran	19
μ	Koefisien pembakaran molekul	19
ξ_z	Koefisien perbandingan panas	20
P_z	Tekanan akhir pembakaran (Kg/cm^2)	20
λ	Perbandingan tekanan dalam silinder selama pembakaran	21
ρ	Perbandingan ekspansi pendahuluan	21
δ	Perbandingan kompresi selanjutnya	22
P_b	Tekanan gas pada akhir ekspansi (Kg/cm^2)	22
T_b	Temperatur pada akhir ekspansi ($^{\circ}K$)	22
P_{it}	Tekanan rata-rata indikator teoritis (Kg/cm^2)	23
P_i	Tekanan rata-rata indikator sebenarnya (Kg/cm^2)	23
P_e	Tekanan efektif rata-rata (Kg/cm^2)	23
η_t	Efisiensi thermal Efisiensi thermal	24
η_i	Efisiensi thermal indicator	24
η_b	Efisiensi thermal efektif	25
η_m	Efisiensi mekanik	25
η_{ch}	Efisiensi volumetric	26
T_b	Torsi mesin (Nm)	27
V_d	Volume langkah (cm^3)	27
N_i	Daya indikator (HP)	27

N_e	Daya efektif (HP)	28
F_i	Pemakaian bahan bakar indikator (Kg/HP-jam)	28
F_e	Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (Kg/HP-jam)	29
Q_{cool}	Panas yang ditimbulkan (Kcal/jam)	29
\dot{m}	Kapasitas air pendinginan (Kg/jam)	30

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

1.1.1. Latar Belakang Masalah

Perkembangan ilmu dan teknologi, seiring dengan perkembangan dan kemajuan dibidang industri terutama dalam bidang permesinan, berbagai alat diciptakan untuk mempermudah dan menambah kenyamanan manusia dalam mencukupi kebutuhannya. Salah satunya adalah otomotif, dimana dalam penggunaannya diperlukan pengetahuan tentang mesin tersebut dengan baik agar selama pengoperasian mesin dapat berjalan seefektif dan seefisien mungkin.

Untuk dapat mengoptimalkan dalam artian seefektif dan seefisien mungkin, maka diperlukan suatu pemeriksaan dan kalkulasi. Pemeriksaan dan kalkulasi meliputi : bagian – bagian mesin secara menyeluruh tentang kondisi, fungsi, dan kualitas dari bagian – bagian tersebut. Dari pemeriksaan dan kalkulasi bagian – bagian mesin tersebut dapat diketahui apakah kondisi, fungsi, dan kualitas mesin masih relevan atau tidak dengan perkembangan teknologi industri otomotif saat ini.

Ditinjau dari cara memperoleh tenaga panas, mesin kalor dapat dibedakan menjadi dua yaitu mesin dengan pembakaran dalam dan mesin dengan pembakaran luar. Mesin pembakaran dalam adalah mesin yang melakukan proses pembakaran bahan bakar didalam mesin tersebut dan gas pembakaran yang terjadi sebagai fluida kerja. Mesin pembakaran dalam

umumnya disebut motor bakar. Jadi, motor bakar adalah mesin kalor yang menggunakan gas panas hasil pembakaran bahan bakar didalam mesin untuk melakukan kerja mekanis. Sedangkan mesin pembakaran luar adalah mesin dimana proses pembakaran bahan bakar terjadi diluar mesin dan energi panas dari gas pembakaran dipindahkan ke fluida mesin melalui beberapa dinding pemisah, misalnya ketel uap.

Motor diesel merupakan mesin pembakaran dalam (*internal combustion engine*) dimana dari hasil pembakaran bahan bakar didalam silinder diubah menjadi kerja mekanik. Untuk mengetahui kinerja motor diesel maka dibutuhkan pengetahuan secara praktis tentang konstruksi mesin sebagai dasar untuk kemampuan mesin.

1.2 Alasan Pemilihan Judul

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini mengambil judul “ Rekalkulasi Daya dan Sistem Pendinginan Pada Motor Diesel 4 Tak Multi Silinder Mitsubishi L300 2477cc“ yang mencakup tentang :

1. Agar dapat mengembangkan dan menerapkan ilmu yang telah didapat selama bangku kuliah.
2. Agar dapat mengetahui data teknis dari hasil analisa dan uji coba yang telah dilakukan serta untuk mengetahui kinerja mesin.
3. Agar Tugas Akhir ini dapat bermanfaat sebagai sarana bahan penunjang Praktikum Motor Bakar di Program Studi Diploma III Teknik Mesin Departemen Teknologi Industri Sekolah Vokasi Universitas Diponegoro.

1.3 Tujuan Tugas Akhir

Tujuan yang ingin dicapai dalam pelaksanaan dan penyusunan laporan tugas akhir ini adalah :

1. Untuk menganalisa kinerja motor diesel 4 tak multi silinder Mitsubishi L300 2477cc sebagai alat peraga pada Labolatorium Motor Bakar.
2. Untuk menguji kelayakan mesin yang akan dijadikan alat peraga.
3. Mengetahui sistem pendinginan pada motor diesel 4 tak multi silinder Mitsubishi L300 2477cc.

1.4 Manfaat Tugas Akhir

Penulisan naskah laporan tugas akhir ini bermanfaat baik bagi mahasiswa yang melaksanakan tugas akhir, adik - adik kelas serta untuk menunjang proses kegiatan belajar mengajar pada mata kuliah praktek motor bakar.

1.4.1 Manfaat tugas akhir bagi mahasiswa

- a. Mengetahui dan mengenal bagian mesin serta masalah - masalah yang sering timbul pada mesin khususnya diesel 4 tak multi silinder Mitsubishi L300 2477cc dan penyelesaiannya.
- b. Menambah pengalaman dan melaksanakan overhaul dan juga menambah wawasan tentang cara - cara melaksanakan overhaul.
- c. Mengetahui, menemukan, dan memahami masalah - masalah yang sering terjadi pada motor bakar khususnya pada mesin diesel 4 tak multi silinder Mitsubishi L300 2477cc.
- d. Mampu menerapkan ilmu yang telah didapatkan pada bangku perkuliahan kedalam praktek yang sebenarnya.

1.4.2 Manfaat tugas akhir untuk penunjang proses belajar mengajar

Manfaat tugas akhir untuk penunjang proses belajar mengajar adalah karena dalam proses belajar mengajar terutama pada mata kuliah motor bakar harus ditunjang dengan perlengkapan praktek agar mahasiswa mampu menguasai dan menerapkan materi yang telah diajarkan dalam perkuliahan, untuk itu manfaat tugas akhir ini adalah sebagai peraga untuk melaksanakan praktek mata kuliah motor bakar.

1.5 Pembatasan Masalah

Untuk dapat menghasilkan karakteristik mesin yang diinginkan, dalam instalasi pengujian harus dapat memberikan variasi kondisi kerja pada mesin yang diuji. Oleh karena itu, penyusunan laporan Tugas Akhir dengan judul “Rekalkulasi Daya dan Sistem Pendinginan Pada Motor Diesel 4 Tak Multi Silinder Mitsubishi L300 2477cc” mempunyai batasan masalah sebagai berikut :

1. Objek yang dipilih adalah mesin diesel multsilinder Misubishi L300.
2. Dalam penyusunan laporan tugas akhir ini pembahasan ditekankan pada perhitungan daya motor dan kinerja penunjang mesin.

1.6 Sistematika Laporan

BAB I PENDAHULUAN

Dalam bab ini berisi tentang latar belakang, alasan pemilihan judul, tujuan tugas akhir, manfaat tugas akhir, pembatasan masalah dan sisematika laporan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini menjelaskan pengertian umum, prinsip kerja, klasifikasi motor diesel, keuntungan dan kerugian motor diesel serta dasar perhitungan thermodinamika.

BAB III EVALUASI KOMPONEN MESIN

Dalam bab ini meliputi pembongkaran mesin, pengukuran bagian-bagian komponen mesin (pengukuran diameter piston, pengukuran ring piston, pengukuran connecting rod, pengukuran pin piston, pengukuran katup hisap dan buang, pengukuran pegas katup, pengukuran silinder liner, pengukuran poros engkol), pemasangan/perakitan kembali mesin dan evaluasi sistem penunjang mesin (sistem bahan bakar, sistem pelumasan, sistem pendinginan, sistem pengapian dan sistem stater)

BAB IV PERHITUNGAN DAYA MOTOR DIESEL DAN SISTEM PENDINGINAN

Pada bab ini berisi perhitungan daya motor dan kebutuhan bahan bakar pada mesin diesel Mitsubishi L300 serta sistem pendinginan.

BAB V PENUTUP

Bab ini berisi tentang kesimpulan dan saran, hal ini untuk menegaskan kembali atas keseluruhan dari laporan tugas akhir.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Umum

2.1.1 Motor Bakar

Motor bakar adalah pesawat tenaga yang menghasilkan tenaga dari proses pembakaran yang terjadi di dalam silinder. Dalam bagian ini terjadi proses pengubahan suatu energi panas yang diubah menjadi energi mekanik atau disebut juga dengan *mechanical energy*.

Ditinjau dari cara memperoleh tenaga panas, mesin kalor dapat dibedakan menjadi dua yaitu mesin pembakaran dalam dan mesin pembakaran luar. Mesin pembakaran dalam adalah mesin yang melakukan proses pembakaran bahan bakar di dalam silinder dan gas pembakaran yang terjadi berfungsi sebagai fluida kerja. Mesin pembakaran dalam umumnya disebut motor bakar. Jadi motor bakar adalah mesin kalor yang menggunakan gas panas hasil pembakaran bahan bakar di dalam silinder untuk melakukan kerja mekanis. Mesin pembakaran luar adalah mesin di mana proses pembakaran bahan bakarnya terjadi di luar silinder dan energi panas dari gas pembakaran dipindahkan ke fluida mesin melalui beberapa dinding pemisah, contohnya ketel uap.

2.1.2 Motor Diesel

Mesin diesel adalah sebuah mesin dimana bahan bakar dinyalakan oleh suhu tinggi dari gas yang dikompresikan. Mesin diesel ditemukan tahun 1892 oleh Rudolf Diesel, yang dipatenkan pada 23 februari 1893.

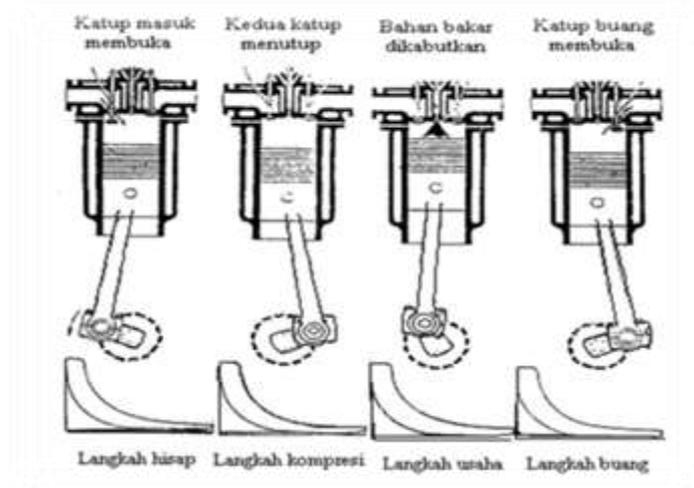
2.2 Prinsip Kerja

Pada dasarnya prinsip kerja mesin diesel adalah merubah energi panas menjadi energi mekanis. Energi panas didapatkan melalui proses pembakaran dari bahan bakar (solar) dan oksidiser (udara) di dalam silinder (ruang bakar). Pada mesin diesel, terdapat ruangan yang dirancang khusus agar di ruangan itu dapat terjadi peningkatan suhu sehingga mencapai titik nyala yang sanggup membakar bahan bakar. Ruangan ini dimampatkan sehingga memiliki tekanan dan suhu yang cukup tinggi.

Cara kerja mesin diesel secara sederhana adalah pada motor diesel yang dihisap oleh torak dan dimasukkan kedalam ruang bakar hanya udara melalui katup masuk yang selanjutnya udara tersebut dikompresikan sampai mencapai suhu dan tekanan yang tinggi. Beberapa saat sebelum torak mencapai Titik Mati Atas (TMA) bahan bakar solar diinjeksikan kedalam ruang bakar. Dengan suhu dan tekanan udara dalam silinder yang cukup tinggi maka partikel-partikel bahan bakar akan menyala dengan sendirinya dan menghasilkan ledakan yang mendorong piston untuk melakukan kerja. Agar bahan bakar solar dapat terbakar sendiri, maka diperlukan rasio kompresi 15-22 dan suhu udara kompresi kira-kira 600°c.

2.2.1 Prinsip Kerja Motor Diesel 4 Langkah

Siklus 4 langkah pada dasarnya adalah piston melakukan 4 kali langkah dan cranckshaft melakukan 2 kali putar untuk menghasilkan satu kali tenaga atau satu kali pembakaran. Untuk lebih jelasnya, gambar berikut adalah prinsip kerja motor diesel 4 langkah.



Gambar 2.1 Prinsip kerja motor diesel 4 langkah

1. Langkah Hisap

Pada langkah hisap, udara dihisap masuk ke dalam silinder. Piston bergerak kebawah dari TMA menuju TMB. Katup hisap terbuka dan memungkinkan udara segar masuk ke dalam silinder. Sedangkan katup buang menutup selama melakukan langkah hisap.

2. Langkah Kompresi

Pada langkah kompresi, piston bergerak dari TMB menuju TMA. Pada saat ini kedua katup hisap dan buang tertutup. Udara yang dihisap masuk kemudian dikompresikan pada 8° - 12° sebelum piston mencapai titik TMA bahan bakar dikabutkan maka terjadi pembakaran

3. Langkah Kerja

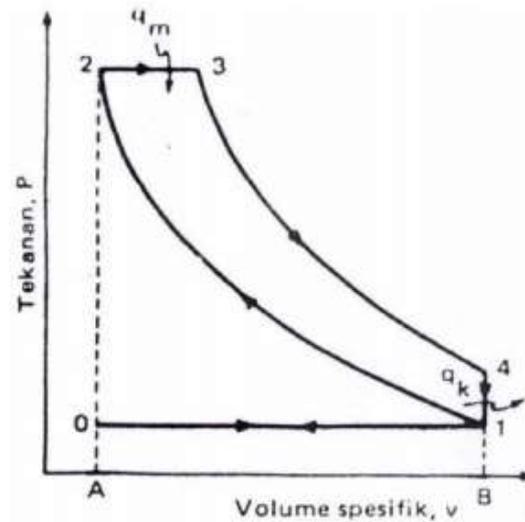
Energi pembakaran mengembang dengan cepat sehingga piston terdorong kebawah. Gaya yang mendorong piston kebawah diteruskan oleh connecting rod dan poros engkol dirubah menjadi gerak putar untuk memberi tenaga pada mesin. Pada langkah ini kedua katup hisap dan buang tertutup.

4. Langkah Buang

Pada saat piston menuju TMB, katup buang terbuka katup hisap tertutup dan gas sisa hasil pembakaran dikeluarkan melalui katup buang pada saat piston bergerak ke atas lagi.

2.2.2 Diagram P-V Teoritis Motor Diesel 4 Langkah

Pada saat proses kerja motor berlangsung akan terjadi perubahan tekanan, temperatur dan volume yang ada di dalam silinder. Perubahan-perubahan tersebut dapat digambarkan dalam diagram P-V sebagai berikut :



Gambar 2.2 Diagram P-V teoritis motor diesel 4 langkah

Keterangan :

0-1 = Langkah hisap

1-2 = Langkah kompresi

2-3 = Pembakaran

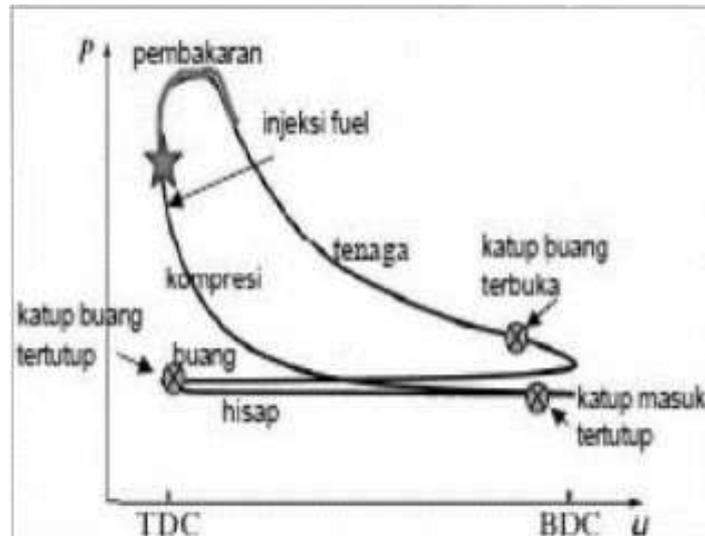
3-4 = Langkah ekspansi

4-1 = Pembuangan

1-0 = Langkah buang

2.2.3 Diagram P-V Sebenarnya Motor Diesel 4 Langkah

Proses ini sering disebut dengan proses otto yaitu proses yang sering terjadi dalam motor diesel 4 langkah dimana proses pembakarannya menggunakan *nozzle* dan proses pembakaran terjadi dengan volume tetap.



Gambar 2.3 Diagram P-V sebenarnya motor diesel 4 langkah

Keterangan :

0-1 = Langkah hisap

1-2 = Langkah kompresi

2-3 = Pembakaran

3-4 = Langkah ekspansi

4-1 = Pembuangan

1-0 = Langkah buang

1. Langkah hisap (0-1)

Pada waktu piston bergerak ke kanan udara masuk kedalam silinder. Karena piston dalam keadaan bergerak maka tekanannya turun sehingga lebih kecil dari pada tekanan udara luar, begitu juga suhunya. Garis langkah hisap dapat dilihat pada diagram di atas. Penurunan tekanan ini bergantung pada kecepatan aliran. Pada motor yang tidak menggunakan supercharge tekanan terletak antara 0,85-0,9 atm terhadap tekanan udara luar.

2. Langkah kompresi (1-2)

Dalam proses ini kompresi sebenarnya berjalan adiabatik.

3. Pembakaran (2-3)

Pembakaran terjadi pada volume tetap sehingga suhu naik.

4. Langkah ekspansi (3-4)

Pada langkah ini terjadi proses adiabatik karena cepatnya gerak torak sehingga dianggap tidak ada panas yang keluar maupun masuk.

5. Pembuangan (4-1)

Terjadi proses isokhorik yaitu panas keluar dari katup pembuangan.

6. Langkah buang (1-0)

Sisa gas pembakaran didesak keluar oleh torak. Karena kecepatan gerak torak terjadilah kenaikan tekanan sedikit diatas 1 atm.

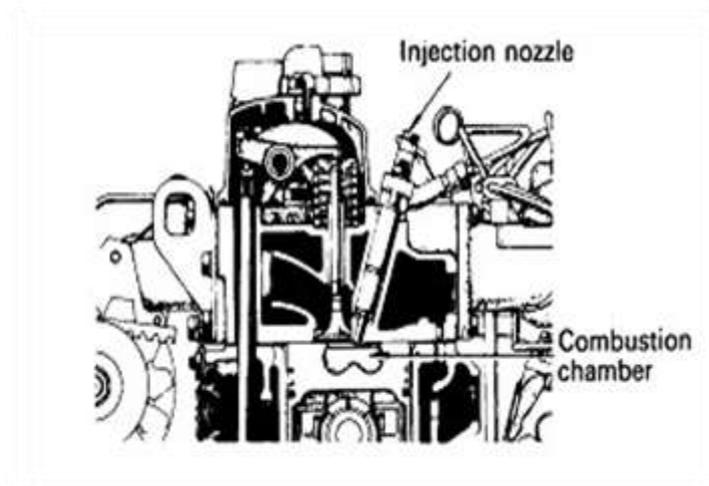
2.3. Klasifikasi Motor Diesel

2.3.1 Klasifikasi Motor Diesel Menurut Ruang Bakar

Pada umumnya ada 2 macam ruang bakar motor diesel yaitu: ruang bakar injeksi langsung (*direct injection combustion chamber*) dan ruang bakar tidak langsung (*in-direct injection combustion chamber*).

1. Ruang bakar injeksi langsung (*direct injection combustion chamber*)

Jenis ruang bakar injeksi langsung adalah mesin yang lebih efisien dan lebih ekonomis dari pada mesin yang menggunakan ruang bakar tidak langsung (*pre-chamber*), oleh karena itu mesin diesel injeksi langsung lebih banyak digunakan untuk kendaraan komersial dan truk, selain itu dapat menghasilkan suara dengan tingkat kebisingan yang lebih rendah.



Gambar 2.4 Ruang bakar tipe langsung

Injection nozzle menyemprotkan bahan bakar langsung ke ruang bakar utama (*main combustion*) yang terdapat diantara silinder head dan piston. Ruang yang ada pada bagian atas piston merupakan salah satu bentuk yang dirancang untuk meningkatkan efisiensi pembakaran.

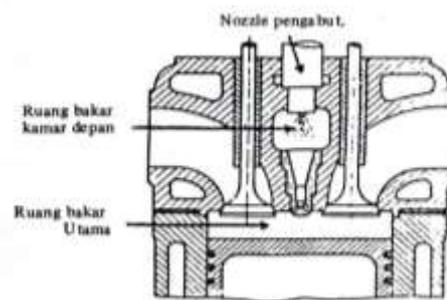
2. Ruang bakar tidak langsung (*in-direct injection combustion chamber*)

Pada ruang bakar injeksi tidak langsung tampak bahwa bahan bakar diinjeksikan oleh pengabut (*nozzle*) tidak secara langsung pada ruang bakar utama (*combustion chamber*), namun diinjeksikan dalam ruang pembakaran

awal (*pre-chamber*). Dalam pemakaian ruang pembakaran awal ini terdapat beberapa jenis diantaranya adalah :

a. Ruang bakar kamar depan

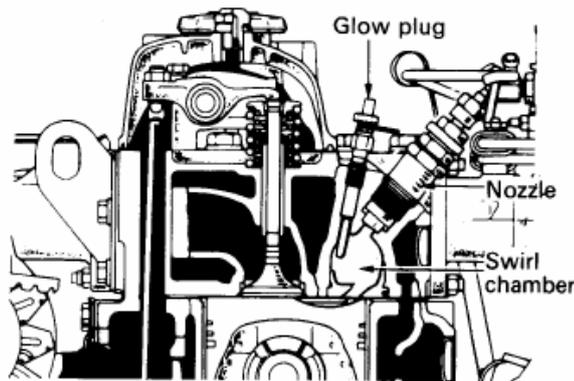
Seperti terlihat pada gambar berikut, bahan bakar disemprotkan oleh injection nozzle ke kamar depan (*precombustion chamber*). Sebagaimana akan terbakar ditempat dan sisa bahan bakar yang tidak terbakar ditekan melalui saluran kecil antara ruang bakar kamar depan dan ruang bakar kamar utama dan selanjutnya terurai menjadi partikel yang halus dan terbakar habis diruang bakar utama (*main combustion*).



Gambar 2.5 Ruang bakar kamar depan

b. Ruang bakar kamar pusar (*swirl chamber*)

Seperti terlihat pada gambar berikut, kamar pusar (*swirl chamber*) mempunyai banyak bentuk spherical. Udara yang dikompresikan oleh piston memasuki kamar pusar dan membentuk aliran turbulen ditempat bahan bakar yang diinjeksikan. Tetapi sebagian bahan bakar yang belum terbakar akan mengalir ke ruang bakar utama melalui saluran transfer untuk menyelesaikan pembakaran.



Gambar 2.6 Ruang bakar kamar pusar

2.4. Keuntungan dan Kerugian

2.4.1 Keuntungan Motor Diesel

1. Mesin diesel mempunyai efisiensi panas yang lebih besar, sehingga kebutuhan bahan bakarnya lebih ekonomis.
2. Mesin diesel lebih tahan lama dan tidak memerlukan *electric igniter*, sehingga kemungkinan kesulitan dalam perawatannya lebih kecil.
3. Momen pada mesin diesel tidak berubah pada jenjang kecepatan yang berubah-ubah, sehingga lebih fleksibel dan mudah dioperasikan.
4. Pada mesin diesel rasio tekanan bahan bakar tidak dibatasi, karena yang dikompresikan hanyalah udara.
5. Semakin tinggi kompresi mesin diesel maka akan semakin besar tenaga yang dihasilkan dan sistem kerjanya semakin efisien.

2.4.2 Kerugian Motor Diesel

1. Tekanan pembakaran maksimum hampir dua kali dari mesin bensin sehingga motor diesel menghasilkan suara dan getaran yang lebih besar.
2. Tekanan pembakaran pada mesin diesel sangat tinggi sehingga membutuhkan konstruksi dari bahan yang sangat kuat, jadi jika

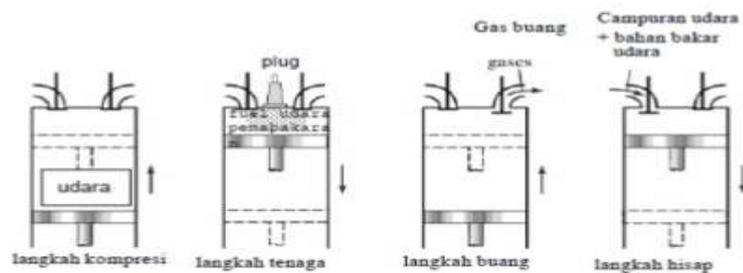
dibandingkan dengan motor bensin dengan daya yang sama motor diesel lebih mahal harganya.

3. Pada mesin diesel memerlukan sistem injeksi bahan bakar yang sangat presisi.
4. Karena mempunyai perbandingan kompresi yang sangat tinggi dan menghasilkan gaya yang lebih besar, maka motor diesel memerlukan alat pemutar seperti motor stater dan baterai yang berkapasitas besar.
5. Untuk akselerasi mesin diesel lebih lambat.

2.5. Dasar Perhitungan Thermodinamika

2.5.1 Siklus Thermodinamika

Siklus aktual pada mesin dengan pembakaran di dalam (*internal combustion engine*) dihitung dengan maksud untuk menentukan parameter dasar thermodinamika suatu siklus kerja yang ditunjukkan dengan tekanan yang konstan dan konsumsi bahan bakar spesifik. Untuk siklus aktual dari motor diesel sendiri ditunjukkan pada gambar berikut



Gambar 2.7 Siklus aktual motor diesel

Dari gambar sebelumnya dapat diketahui perhitungan dasar thermodinamika dalam siklus aktual motor diesel sebagai berikut :

1. Keadaan langkah hisap

Keadaan dimana piston bergerak dari titik mati atas ke titik mati bawah dan mendorong udara pembakaran

a. Temperatur awal kompresi (T_α)

Temperatur awal kompresi adalah temperatur campuran bahan bakar yang berada dalam silinder saat piston melakukan langkah kompresi.

$$T_\alpha = \frac{T_0 + \Delta T_w + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \dots\dots\dots 1$$

Dimana :

T_α = Temperatur awal kompresi ($^\circ K$)

T_0 = Temperatur udara luar ($^\circ K$)

T_r = Temperatur gas bekas ($^\circ K$)

γ_r = Koefesien gas bekas

ΔT_w = Kenaikan udara karena menerima suhu dari dinding ($^\circ K$)

b. Efisiensi pemasukan (*Charge Efficiency*)

Efisiensi pemasukan adalah perbandingan jumlah pemasukan udara segar sebenarnya yang dikompresikan didalam silinder mesin yang sedang bekerja dan jumlah volume langkah pada tekanan dan temperatur udara luar (P_0 dan T_0).

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon \cdot P_\alpha \cdot T_0}{(\varepsilon - 1) \cdot P_0 (T_0 + \Delta T_w + \gamma_r \cdot T_r)} \dots\dots\dots 2$$

Dimana :

η_{ch} = Efisiensi pemasukan

ε = Perbandingan kompresi

¹ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, hal 29

² Ibid, hal 31

P_0 = Tekanan udara luar (Kg/ cm^2)

P_α = Tekanan awal kompresi (Kg/ cm^2)

T_α = Temperatur awal kompresi ($^\circ\text{K}$)

T_0 = Temperatur udara luar ($^\circ\text{K}$)

T_r = Temperatur gas bekas ($^\circ\text{K}$)

γ_r = Koefisien gas bekas

ΔT_w = Kenaikan udara karena menerima suhu dari dinding ($^\circ\text{K}$)

2. Keadaan langkah kompresi

Keadaan dimana tekanan dan temperatur udara pembakaran sangat tinggi dan merupakan awal proses pembakaran bahan bakar.

a. Tekanan akhir kompresi

Tekanan akhir kompresi adalah tekanan campuran bahan bakar dalam silinder pada akhir langkah kompresi.

$$P_c = P_\alpha \cdot \varepsilon^{n_1} \dots\dots\dots^3$$

Dimana :

P_c = Tekanan akhir kompresi (Kg/ cm^2)

P_α = Tekanan awal kompresi (Kg/ cm^2)

ε = Perbandingan kompresi

n_1 = Koefisien polytropik

b. Temperatur akhir kompresi

Temperatur akhir kompresi adalah temperatur campuran bahan bakar dalam silinder pada akhir langkah kompresi.

³ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, hal 32

$$T_c = T_\alpha \cdot \varepsilon^{(n_1-1)} \dots\dots\dots 4$$

Dimana :

T_c = Temperatur akhir kompresi (°K)

T_α = Temperatur awal kompresi (°K)

ε = Perbandingan kompresi

n_1 = Koefesien polytropik

3. Keadaan langkah pembakaran

Pada keadaan ini proses dimana pembakaran terus berlangsung pada volume tetap.

a. Nilai kalor pembakaran bahan bakar (Q_i)

Nilai kalor pembakaran bahan bakar adalah jumlah panas yang mampu dihasilkan dalam pembakaran 1 Kg bahan bakar. Untuk nilai kalor bahan bakar motor diesel pada umumnya tidak jauh menyimpang dari 10.100 Kcal/Kg.

b. Kebutuhan udara teoritis

Kebutuhan udara teoritis adalah kebutuhan udara yang diperlukan untuk membakar bahan bakar jika jumlah oksigen di udara sebesar 21%.

$$L'_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{c}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \dots\dots\dots 5$$

Dimana :

L'_0 = Kebutuhan udara teoritis (mole)

⁴ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, hal 32

⁵ Ibid, hal 37

γ_r = Koefisien gas buang

e. Temperatur pembakaran pada volume tetap

Temperatur pembakaran pada volume tetap adalah temperatur hasil gas pembakaran campuran bahan bakar untuk motor diesel.

$$\frac{\xi_z \cdot Q_i}{\alpha \cdot L'_0 (1 + \gamma_r)} + (mC_v)_{mix} \cdot T_c = \mu (mC_v)_g \cdot T_z \dots \dots \dots \quad 8$$

ξ_z = Heat utilization coefficient (koefisien perbandingan panas)

Q_i = Nilai pembakaran bahan bakar (Kcal/Kg)

α = Koefisien kelebihan udara

L'_0 = Kebutuhan udara teoritis (mole)

γ_r = Koefisien gas buang

T_c = Temperatur akhir kompresi (°K)

μ = Koefisien pembakaran molekul

T_z = Temperatur pembakaran pada volume tetap (°K)

$(mC_v)_{mix}$ = Kapasitas udara panas volume tetap (Kcal/mol°C)

$(mC_v)_g$ = Kapasitas udara panas dari gas (Kcal/mol°C)

f. Tekanan akhir pembakaran

$$P_z = \mu \left(\frac{T_z}{T_c} \right) P_c \dots \dots \dots \quad 9$$

Dimana :

P_z = Tekanan akhir pembakaran (Kg/cm²)

μ = Koefisien pembakaran molekul

T_c = Temperatur akhir kompresi (°K)

T_z = Temperatur pembakaran pada volume tetap (°K)

⁸ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, hal 46

⁹ Ibid, hal 50

g. Perbandingan tekanan dalam silinder selama pembakaran

Perbandingan tekanan dalam silinder selama pembakaran adalah rasio yang menunjukkan perbandingan tekanan akhir pembakaran dengan tekanan awal pembakaran

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} \dots\dots\dots 10$$

Dimana :

λ = Perbandingan tekanan dalam silinder selama pembakaran

P_z = Tekanan akhir pembakaran (Kg/cm^2)

P_c = Tekanan akhir kompresi atau tekanan awal pembakaran (Kg/cm^2)

4. Keadaan langkah buang

Keadaan ini merupakan keadaan selama proses pembuangan gas hasil pembakaran.

a. Perbandingan ekspansi pendahuluan

Perbandingan ekspansi pendahuluan adalah rasio yang menunjukkan perubahan yang terjadi pada gas hasil pembakaran campuran bahan bakar pada awal langkah kompresi.

$$\rho = \frac{\mu.T_z}{\lambda.T_c} \dots\dots\dots 11$$

Dimana :

ρ = Perbandingan ekspansi pendahuluan

μ = Koefisien pembakaran molekul

λ = Perbandingan tekanan dalam silinder selama pembakaran

T_c = Temperatur akhir kompresi ($^{\circ}\text{K}$)

¹⁰ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, hal 14

¹¹ Ibid, hal 50

T_z = Temperatur pembakaran pada volume tetap ($^{\circ}\text{K}$)

b. Perbandingan kompresi selanjutnya

Perbandingan kompresi disini adalah rasio yang menunjukkan perubahan pada gas hasil pembakaran selama langkah ekspansi.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \dots\dots\dots 12$$

Dimana :

δ = Perbandingan kompresi selanjutnya

ε = Perbandingan kompresi

ρ = Perbandingan ekspansi pendahuluan

c. Tekanan gas pada akhir ekspansi

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \dots\dots\dots 13$$

Dimana :

P_b = Tekanan gas pada akhir ekspansi (Kg/cm^2)

P_z = Tekanan akhir pembakaran (Kg/cm^2)

δ = Perbandingan kompresi selanjutnya

n_2 = Ekspansi polystropik

d. Temperatur akhir ekspansi

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \dots\dots\dots 14$$

T_b = Temperatur pada akhir ekspansi ($^{\circ}\text{K}$)

¹² Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, hal 14

¹³ Ibid, hal 52

¹⁴ Ibid, hal 52

φ = Faktor koreksi

g. Tekanan efektif rata-rata

Tekanan efektif rata-rata adalah besarnya tekanan rata-rata efektif yang bekerja pada permukaan piston.

$$P_e = \eta_m \cdot P_i \dots\dots\dots 17$$

Dimana :

P_e = Tekanan efektif rata-rata (Kg/cm^2)

P_i = Tekanan rata-rata indikator sebenarnya (Kg/cm^2)

η_m = Efisiensi mekanik

2.5.2. Efisiensi Motor

Efisiensi mesin menggambarkan tingkat efektifitas mesin dalam bekerja. Konsep efisiensi menjelaskan tentang perbandingan antara energi yang berguna dengan energi yang masuk secara alamiah yang tidak pernah mencapai 100%. Pada motor bakar ada beberapa definisi dari efisiensi yang menggambarkan kondisi efektifitas mesin saat bekerja.

1. Efisiensi thermal

Efisiensi thermal adalah perbandingan antara energi yang berguna dengan energi yang masuk.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \dots\dots\dots 18$$

Dimana :

η_t = Efisiensi thermal

¹⁷ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, hal 61

¹⁸ Ibid, hal 16

ε = Perbandingan kompresi

k = Adiabatik eksponen

2. Efisiensi thermal indikator

Efisiensi thermal indikator adalah efisiensi thermal dari siklus aktual diagram indikator.

$$\eta_i = \frac{632}{F_i \cdot Q_i} \dots\dots\dots 19$$

Dimana :

η_i = Efisiensi thermal indikator

F_i = Pemakaian bahan bakar indikator (Kg/HP-jam)

Q_i = Nilai pembakaran bahan bakar (Kcal/Kg)

3. Efisiensi thermal efektif

Efisiensi thermal efektif adalah perbandingan daya efektif dengan kalor yang masuk.

$$\eta_b = \frac{632}{F \cdot Q_i} \dots\dots\dots 20$$

Dimana :

η_b = Efisiensi thermal efektif

F = Pemakaian bahan bakar indikator (Kg/HP-jam)

Q_i = Nilai pembakaran bahan bakar (Kcal/Kg)

4. Efisiensi mekanik

Efisiensi mekanik adalah perbandingan antara daya efektif dengan daya indikator.

¹⁹ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, hal 62

²⁰ Ibid, hal 62

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \dots\dots\dots 21$$

Dimana :

η_m = Efisiensi mekanik

N_e = Daya efektif (HP)

N_i = Daya indikator (HP)

5. Efisiensi volumetrik

Efisiensi volumetrik adalah perbandingan jumlah pemasukan udara segar sebenarnya yang dikompresikan didalam silinder mesin yang sedang bekerja dan jumlah volume langkah pada tekanan dan temperatur udara luar.

$$\eta_{ch} = \frac{\epsilon \cdot P_a \cdot T_0}{(\epsilon - 1) \cdot P_0 (T_0 + \Delta T_w + \gamma_r \cdot T_r)} \dots\dots\dots 22$$

Dimana :

η_{ch} = Efisiensi volumetrik

ϵ = Perbandingan kompresi

P_0 = Tekanan udara luar (Kg/ cm²)

P_α = Tekanan awal kompresi (Kg/ cm²)

T_α = Temperatur awal kompresi (°K)

T_0 = Temperatur udara luar (°K)

T_r = Temperatur gas bekas (°K)

γ_r = Koefisien gas bekas

ΔT_w = Kenaikan udara karena menerima suhu dari dinding (°K)

²¹ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, hal 60

²² Ibid, hal 31

2.5.3. Daya Motor

Daya motor adalah salah satu parameter dalam menentukan kinerja dari suatu motor tersebut. Untuk itu, ada beberapa hal yang harus diperhatikan dalam menentukan suatu daya motor itu sendiri.

1. Torsi

Torsi adalah besaran turunan yang biasa digunakan untuk menghitung energi yang dihasilkan dari benda yang berputar pada porosnya. Torsi juga dapat diperoleh dari perhitungan daya indikator dan putaran mesin yang terjadi.

$$T_b = 716,2 \frac{N_e}{n} \dots\dots\dots^{23}$$

Dimana :

T_b = Torsi mesin (Nm)

N_e = Daya efektif (HP)

n = Putaran motor (rpm)

2. Volume langkah

Volume langkah adalah besarnya ruang yang ditempuh oleh piston selama melakukan langkah kerja.

$$V_d = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \dots\dots\dots^{24}$$

Dimana :

V_d = Volume langkah (cm^3)

D = Diameter silinder (cm)

L = Panjang langkah piston (cm)

²³ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, hal 99

²⁴ Ibid, hal 22

3. Daya indikator

Daya indikator adalah daya motor yang bersifat teoritis, yang belum dipengaruhi oleh kerugian-kerugian dalam mesin.

$$N_i = \frac{10^4 \cdot P_i \cdot V_d \cdot n \cdot i \cdot a}{60.75.2} \dots\dots\dots 25$$

Dimana :

N_i = Daya indikator (HP)

V_d = Volume langkah (cm^3)

P_i = Tekanan rata-rata indikator sebenarnya (Kg/cm^2)

n = Putaran motor (rpm)

i = Jumlah silinder

a = Jumlah langkah kerja (motor 4 tak = 2 dan motor 2 tak = 1)

4. Daya efektif

Daya efektif atau daya usaha adalah daya yang berguna sebagai penggerak atau daya poros.

$$N_e = N_i \cdot \eta_m \dots\dots\dots 26$$

Dimana :

N_e = Daya efektif (HP)

N_i = Daya indikator (HP)

η_m = Efisiensi mekanik

²⁵ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, hal 58

²⁶ Ibid, hal 62

2.5.4. Kebutuhan Bahan Bakar

Dalam melakukan kerjanya, motor memerlukan bahan bakar yang harus dikonsumsi selama mesin dalam keadaan hidup. Parameter dalam perhitungan kebutuhan bahan bakar motor adalah sebagai berikut :

1. Pemakaian bahan bakar indikator

Pemakaian bahan bakar indikator adalah jumlah bahan bakar yang diperlukan untuk menghasilkan tekanan indikator.

$$F_i = \frac{318,4 \cdot \eta_{ch} \cdot P_0}{P_i \cdot \alpha \cdot L'_0 \cdot T_0} \dots\dots\dots 27$$

Dimana :

F_i = Pemakaian bahan bakar indikator (Kg/HP-jam)

η_{ch} = Efisiensi volumetrik

P_0 = Tekanan udara luar (Kg/ cm^2)

P_i = Tekanan rata-rata indikator sebenarnya (Kg/ cm^2)

α = Koefisien kelebihan udara

L'_0 = Kebutuhan udara teoritis (mole)

T_0 = Temperatur udara luar ($^{\circ}K$)

2. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif adalah jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan kerja efektif.

$$F_e = \frac{F_i}{\eta_m} \dots\dots\dots 28$$

²⁷ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, hal 64

²⁸ Ibid, hal 63

Dimana :

F_e = Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (Kg/HP-jam)

F_i = Pemakaian bahan bakar indikator (Kg/HP-jam)

η_m = Efisiensi mekanik

2.5.5. Kebutuhan Air Pendingin

Selama bekerja mesin menghasilkan panas yang sangat tinggi, untuk itu dalam mesin dibutuhkan pendinginan yang cukup agar mesin tetap bekerja secara maksimal.

1. Panas yang ditimbulkan

$$Q_{cool} = 0,3 \cdot F_e \cdot Q_i \cdot N_e \dots\dots\dots 29$$

Dimana :

Q_{cool} = Panas yang ditimbulkan (Kcal/jam)

F_e = Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (Kg/HP-jam)

Q_i = Nilai pembakaran bahan bakar (Kcal/Kg)

N_e = Daya efektif (HP)

2. Kapasitas air pendinginan

$$\dot{m} = \frac{Q_{cool}}{K_u} \dots\dots\dots 30$$

Dimana :

\dot{m} = Kapasitas air pendinginan (Kg/jam)

Q_{cool} = Panas yang ditimbulkan (Kcal/jam)

K_u = Kalor uap (Kcal/Kg)

²⁹ N. Petrovsky, Prof. D. Sc. Marine Internal Combustion Engines, hal 482

³⁰ Kamajaya, Drs. Lingsih, S, Ir. Fisika, Ganeca Exact, Bandung, hal 154

BAB III

PEMBONGKARAN, PENGUKURAN DAN PERAKITAN SERTA SISTEM PENUNJANG MESIN

3.1 Pembongkaran Mesin

Pembongkaran mesin dilakukan untuk melakukan pengukuran adapun tahapannya adalah membongkar mesin dengan tujuan agar kita dapat mengukur dan mengevaluasi komponen – komponen utama mesin. Selain itu juga kita dapat menentukan komponen – komponen mana yang perlu diganti dan komponen – komponen mana yang masih dapat digunakan agar mesin dapat bekerja optimal. Di sisi lain tahap ini juga bermanfaat untuk pengetahuan tentang dunia otomotif, yaitu kita dapat mengetahui dan melihat komponen – komponen mesin secara langsung.

Pada tahap pembongkaran ini kita perlu memperhatikan posisi komponen agar pada saat pemasangan kembali tidak mengalami kekeliruan. Dibawah ini adalah urutan pembongkaran Motor Diesel 4 langkah 4 silinder Mitsubishi L 300 2477cc secara umum :

1. Melepas bosh pump dan perlengkapan.
2. Melepas *intake manifold* dan *exhaust manifold*.
3. Melepas tutup silinder *head*.
4. Melepas silinder *head*.
5. Melepas batang *rocker arm* beserta *rocker armnya*.
6. Melepas pegas dan katup dengan *valve spring*
7. Melepas motor starter.

8. Melepas karter.
9. Melepas pompa bahan bakar.
10. Melepas saringan oli.
11. Melepas pompa oli.
12. Melepas *big end cup*
13. Melepas torak dan connecting rod dari silindernya.
14. Melepas cincin – cincin torak.
15. Melepas pena torak
16. Melepas poros engkol.

3.2 Pengukuran Bagian – Bagian Mesin

3.2.1 Torak

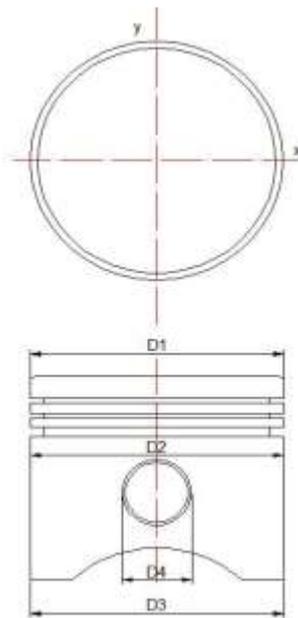
1. Fungsi torak
 - a. Mengisap dan mengkompresikan gas bahan bakar dan udara serta menekan gas sisa pembakaran keluar dari ruang bakar.
 - b. Merubah tenaga panas hasil proses pembakaran menjadi tenaga mekanis.
 - c. Menyekat hubungan antara ruang di atas torak dan di bawah torak.
2. Syarat torak
 - a. Tahan terhadap panas tinggi.
 - b. Bobotnya harus ringan dan tahan terhadap gesekan.
 - c. Sebagai penghantar panas yang baik.

3. Metode pengukuran dan spesifikasi alat ukur

Pada pengukuran ini dilakukan pengukuran diameter torak untuk mengetahui besarnya keausan. Selain itu juga dilakukan pengukuran tinggi torak.

Alat yang digunakan pada pengukuran ini adalah *micrometer* dan *bore gauge* yaitu untuk mengukur diameter torak dan tinggi torak.

4. Gambar komponen dan cara pengukuran.



Gambar 3.1 Torak

5. Hasil / data pengukuran

Tabel 3.1 Data hasil pengukuran pada torak (mm)

Silinder	D1		D2		D3		D4
	X	Y	X	Y	X	Y	
1	91,10	91,10	91,10	91,10	91,10	91,10	29
2	91,10	91,10	91,10	91,10	91,10	91,10	29
3	91,10	91,10	91,10	91,10	91,10	91,10	29
4	91,10	91,10	91,10	91,10	91,10	91,10	29

3.2.2 Ring Torak

1. Fungsi *ring* torak

- a. Sebagai seal perapat guna menjaga agar gas tidak keluar selama langkah kerja.
- b. Untuk mengikis minyak pelumas dari dinding silinder.
- c. Mencegah masuknya minyak pelumas ke ruang bakar.

2. Syarat *ring* torak

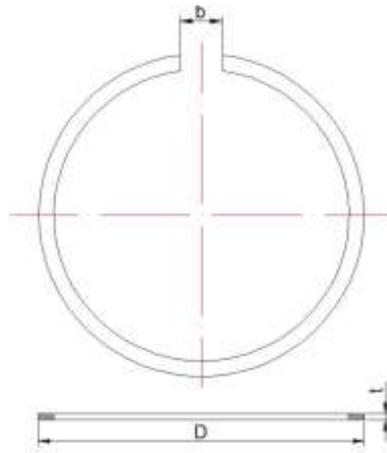
- a. Mempunyai daya lentur yang baik.
- b. Tidak mudah memuai.
- c. Tahan terhadap gesekan.

3. Metode pengukuran dan spesifikasi alat ukur

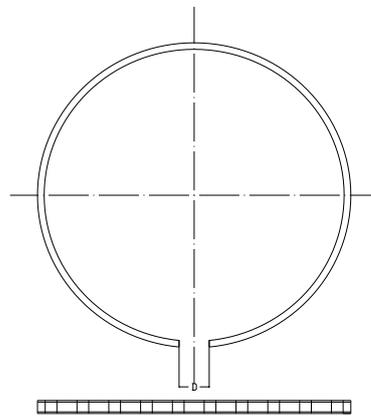
Pengukuran *ring* torak dilakukan pada saat *ring* dalam keadaan bebas, artinya ring belum terpasang pada torak. Selain dilakukan

pengukuran celah ring torak, juga dilakukan pengukuran tebal, dan diameter ring torak.

Alat yang digunakan adalah *thickness gauge* yaitu untuk mengukur celah ring torak, dan jangka sorong untuk mengukur tebal dari ring torak.



Gambar 3.2 Ring Kompresi



Gambar 3.3 Ring Oli

4. Hasil / data pengukuran

Tabel 3.2 Data hasil pengukuran pada ring torak (mm)

Silinder	T	D	B
1			
Ring Oli	3	93,6	9
Ring Kompresi I	2.25	95,03	11
Ring Kompresi II	2	95,3	14,25
2			
Ring Oli	3	93,6	9
Ring Kompresi I	2.25	95,03	11
Ring Kompresi II	2	95,3	14,25
3			
Ring Oli	3	93,6	9
Ring Kompresi I	2.25	95,03	11
Ring Kompresi II	2	95,3	14,25
4			
Ring Oli	3	93,6	9
Ring Kompresi I	2.25	95,03	11
Ring Kompresi II	2	95,3	14,25

Keterangan :

B = Celah dari ring torak

T = Tebal dari ring torak

D = Diameter ring torak

3.2.3 Pena Torak

1. Fungsi pena torak

Pena torak menghubungkan torak dengan *small end* pada *connecting rod*. Torak dan *connecting rod* dihubungkan dengan cara tertentu agar hubungan antara keduanya kuat.

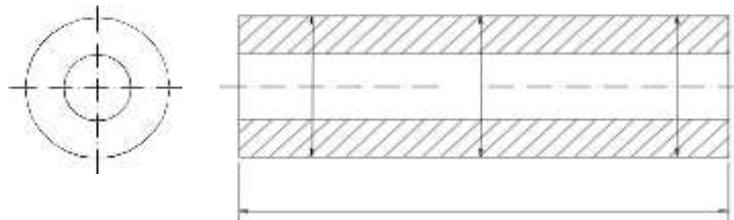
2. Syarat pena torak

- a. Tahan terhadap panas.
- b. Mempunyai angka muai yang kecil.
- c. Bahan terbuat dari besi tuang yang dikeraskan.

3. Metode pengukuran dan spesifikasi alat ukur

Pengukuran pena torak dilakukan pada diameter luar dari pena torak. Alat yang digunakan untuk pengukuran adalah jangka sorong.

4. Gambar komponen dan cara pengukuran



Gambar 3.4 Pena Torak

5. Hasil / data pengukuran

Tabel 3.3 Data hasil pengukuran pada pena torak (mm)

Silinder	D 1		D 2		D 3		L
	X	Y	X	Y	X	Y	
1	29	29	29	29	29	29	75
2	29	29	29	29	29	29	75
3	29	29	29	29	29	29	75
4	29	29	29	29	29	29	75

3.2.4 Connecting Rod

1. Fungsi *connecting rod*

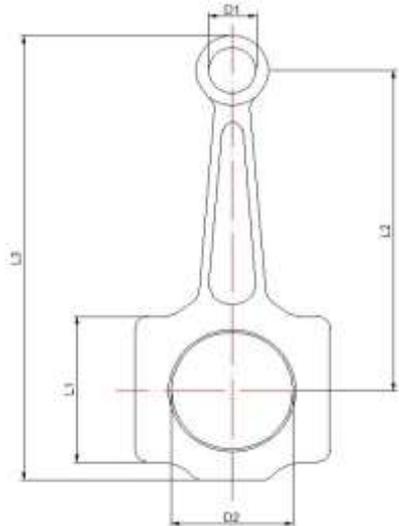
- a. Untuk menghubungkan torak ke poros engkol.
- b. Untuk merubah gerak naik turun torak menjadi gerak putar pada poros engkol.

2. Syarat *connecting rod*

- a. Mempunyai tegangan lentur yang tinggi.
- b. Kuat dan kaku.
- c. Terbuat dari baja khusus.
- d. Pengerjaan dituang.

3. Metode pengukuran dan spesifikasi alat ukur

Pengukuran pada *connecting rod* dilakukan untuk mengetahui besarnya keausan yang terjadi pada diameter *small end* dan *big end*. Alat ukur yang digunakan untuk pengukuran diatas adalah jangka sorong (*vernier caliper*).



Gambar 3.5 Connecting Rod

4. Hasil / data pengukuran

Tabel 3.4 Data hasil pengukuran pada connecting rod (mm)

Silinder	1	2	3	4
D1	29,25	29,25	29,25	29,25
D2	54,8	54,8	54,8	54,8
L1	55,8	55,8	55,8	55,8
L2	157,8	157,8	157,8	157,8
L3	219,4	219,4	219,4	219,4

3.2.5 Katup

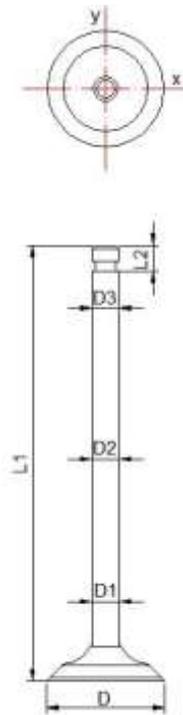
1. Fungsi katup

- a. Katup isap adalah katup yang berfungsi untuk membuka dan menutup saluran isap yang akan digunakan untuk memasukkan campuran bahan bakar dan udara kedalam ruang silinder.

b. Katup buang adalah katup yang berfungsi untuk membuka dan menutup saluran buang yang akan digunakan untuk membuang gas bekas hasil pembakaran dari dalam silinder.

2. Metode pengukuran dan spesifikasi alat ukur

Pengukuran katup dilakukan pada bagian diameter batang katup, panjang katup dan kepala katup. Alat ukur yang digunakan adalah jangka sorong.



Gambar 3.6 Katup

Tabel 3.5 Data hasil pengukuran pada katup (mm)

Silinder		1		2		3		4	
Katup		IN	EX	IN	EX	IN	EX	IN	EX
D1	X	8	8	8	8	8	8	8	8
	Y	8	8	8	8	8	8	8	8
D2	X	8	8	8	8	8	8	8	8
	Y	8	8	8	8	8	8	8	8
D3	X	8	8	8	8	8	8	8	8
	Y	8	8	8	8	8	8	8	8
D		40	34	40	34	40	34	40	34
L1		134,25	134,25	134,25	134,25	134,25	134,25	134,25	134,25
L2		6,46	6,46	6,46	6,46	6,46	6,46	6,46	6,46

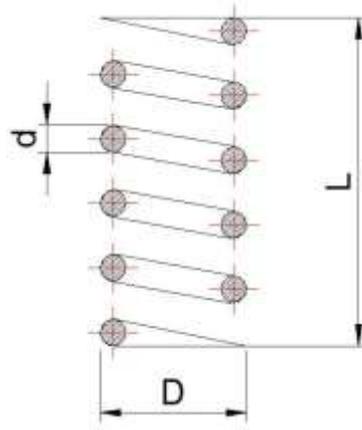
3.2.6 Pegas Katup

1. Fungsi pegas katup

Pegas katup berfungsi untuk mengembalikan katup setelah katup ditekan oleh nok sehingga saluran masuk atau saluran keluar dapat menutup kembali.

2. Metode pengukuran dan spesifikasi alat ukur

Pengukuran pegas katup dilakukan pada saat pegas katup berada pada kondisi bebas. Bagian – bagian yang diukur adalah seperti diameter pegas, tebal dari pegas tersebut, dan tinggi pegas itu sendiri. Alat ukur yang digunakan adalah jangka sorong, dan *feeler*.



Gambar 3.7 Pegas Katup

3. Hasil/data pengukuran katup masuk (in)

Tabel 3.6 Data hasil pengukuran pada pegas katup masuk (mm)

Silinder	D	D	L
1	32,5	4	48,5
2	32,5	4	48,5
3	32,5	4	48,5
4	32,5	4	48,5

4. Pegas katup keluar (out)

Tabel 3.7 Data hasil pengukuran pada pegas katup keluar (mm)

Silinder	D	D	L
1	32,5	4	48,51
2	32,5	4	48,51
3	32,5	4	48,51
4	32,5	4	48,51

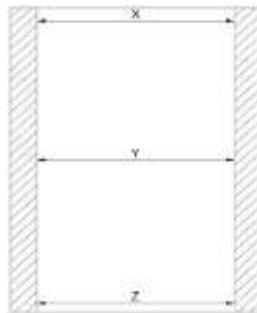
3.2.7 Silinder Liner

1. Fungsi silinder liner

Silinder liner berfungsi sebagai bantalan torak di dalam blok silinder.

2. Syarat silinder *liner*

- a. Tahan terhadap panas, gesekan dan hentakan.
- b. Berfungsi sebagai penghantar panas yang baik
- c. Terbuat dari besi tuang



Gambar 3.8 Silinder Liner

3. Hasil / data pengukuran

Tabel 3.8 Data hasil pengukuran pada blok silinder (mm)

Posisi	Silinder 1	Silinder 2	Silinder 3	Silinder 4
X	91,13	91,13	91,13	91,13
Y	91,13	91,13	91,13	91,13
Z	91,13	91,13	91,13	91,13

3.2.8 Poros Engkol

1. Fungsi poros engkol

Poros engkol berfungsi untuk merubah gerak lurus torak menjadi gerak putar yang akan diteruskan ke *fly wheel*.

Pada poros engkol terdapat beberapa kelengkapan diantaranya adalah :

a. *Crank Pin*

Crank pin merupakan bagian poros engkol yang berhubungan dengan batang piston. Pada *crank pin* terdapat bantalan untuk mencegah keausan yang lebih sering disebut dengan metal jalan.

b. *Crank Journal*

Crank journal merupakan bagian poros engkol yang berputar pada dudukannya. Pada *crank journal* terdapat bantalan untuk mencegah keausan yang lebih sering disebut dengan metal duduk.

c. *Front Side*

Front side merupakan ujung depan poros engkol yang digunakan sebagai tempat kedudukan roda gigi timing.

d. *Back Side*

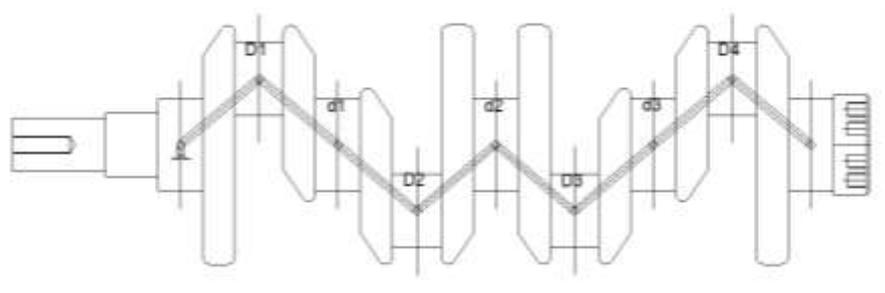
Bagian ini merupakan ujung belakang dari poros engkol yang berfungsi sebagai tempat pemasangan roda penerus / *fly wheel*.

2. Syarat poros engkol

- a. Harus mampu menahan beban yang besar / beban yang di tumpu.
- b. Karena gerakannya berputar maka poros engkol harus tahan terhadap puntiran.
- c. Terbuat dari baja tempa.

3. Metode pengukuran dan spesifikasi alat ukur

Pada pengukuran poros engkol kita menggunakan jangka sorong untuk mengukur diameter dan panjang dari tiap bagian poros engkol.



Gambar 3.9 Poros Engkol

4. Hasil / data pengukuran

a. Crank Journal

Tabel 3.9 Data hasil pengukuran pada crank journal (mm)

Silinder	D1		D2		D2	
	X	Y	X	Y	X	Y
1	65,40	65,40	65,40	65,40	65,40	65,40
2	65,40	65,40	65,40	65,40	65,40	65,40
3	65,40	65,40	65,40	65,40	65,40	65,40
4	65,40	65,40	65,40	65,40	65,40	65,40
5	65,40	65,40	65,40	65,40	65,40	65,40

b. Crank Pin

Tabel 3.10 Data hasil pengukuran pada crank pin (mm)

Silinder	D1		D2		D2	
	X	Y	X	Y	X	Y
1	52,45	52,45	52,45	52,45	52,45	52,45
2	52,45	52,45	52,45	52,45	52,45	52,45
3	52,45	52,45	52,45	52,45	52,45	52,45
4	52,45	52,45	52,45	52,45	52,45	52,45

3.3 Pemasangan / Perakitan Mesin

Pemasangan/perakitan mesin merupakan kebalikan dari proses pembongkaran, karena pada proses ini komponen – komponen yang dibongkar

terakhir maka akan dipasang terlebih dahulu, ini dikarenakan letaknya didalam mesin.

Setelah bagian – bagian utama terpasang kita harus dapat menentukan dan mengepaskan titik – titik pada roda gigi timing maupun pada *fly wheel* agar sesuai dengan langkah torak dan gerakan katup yang nantinya akan mempengaruhi mesin pada waktu dihidupkan.

3.4 Sistem Penunjang Mesin

Sistem penunjang pada mesin diesel terdiri atas beberapa bagian yang mempunyai beberapa fungsi dan saling menunjang satu dengan yang lainnya. Adapun sistem penunjang yang dimaksud adalah :

1. Sistem Bahan Bakar

Sistem bahan bakar adalah suatu sistem yang mendukung unjuk kerja suatu engine. Gangguan yang terdapat pada system bahan bakar akan secara langsung berdampak pada unjuk kerja engine. Secara umum dapat di katakan fungsi sistem bahan bakar adalah untuk menyuplai/memenuhi kebutuhan bahan bakar engine dalam kondisi siap.

Secara khusus, fungsi sistem bahan bakar adalah :

- a. Sebagai penyuplai bahan bakar.
- b. Membersihkan bahan bakar dari kotoran-kotoran (kontaminasi) dan air (uap air).
- c. Merubah bahan bakar cair menjadi bahan bakar gas (pencampuran bahan bakar cair dengan udara).

d. Mengatur suplai bahan bakar sesuai dengan kebutuhan engine (sesuai perubahan beban dan putaran)

2. Sistem Pelumasan

Sistem pelumasan berfungsi untuk mensirkulasikan oli pelumas agar melumasi, membantu mendinginkan, merapatkan, mengeluarkan kotoran dan mencegah karat pada bagian-bagian mesin. Sistem pelumasan juga menjamin oli terhindar dari kotoran, karena sistem pelumasan dilengkapi dengan filter oli. Bagian yang perlu dilumasi yaitu logam – logam yang bekerja saling bergesekan didalam mesin.

3. Sistem Pendinginan

Sistem pendingin (cooling system) pada mobil berfungsi untuk mendinginkan mesin, mencegah panas yang berlebihan (over heating), dan juga menjaga agar mesin pada temperatur kerja.

Komponen system pendinginan air yaitu :

a. Radiator

Radiator berfungsi sebagai penampungan dan sebagai tempat untuk panas dari sebagai tempat untuk panas dan air pendingin dari silinder blok. Pada Motor Diesel 4 langkah 4 silinder Mitsubishi L 300 2477cc digunakan radiator. Jenis aliran vertical dan kondisi radiator pada mesin ini masih dalam keadaan baik.

b. Pompa Air

Pompa air berfungsi untuk menampung air pendingin dari radiator ke blok silinder untuk menyerap panas motor. Pada Motor Diesel 4 langkah multi silinder Mitsubishi L 300 2477cc menggunakan pompa sentrifugal yang dipasang pada blok silinder, sedang gerak putar diperoleh dari poros engkol melalui tali kipas (V-belt). Kondisi dari pompa air masih dalam keadaan baik dan masih dapat digunakan.

c. Thermostat

Thermostat berfungsi sebagai pengontrol air pendinginan.

d. Kipas

Kipas berfungsi untuk menyempurnakan sistem pendingin air radiator dengan mempercepat aliran udara saat motor dalam keadaan hidup.

4. Sistem Start

Starting pada mesin diesel digunakan sebagai pegerak mula sebelum terjadinya pembakaran. Sistem starting untuk menggerakan awal putaran mesin melalui roda penerus (fly wheel) dan poros engkol (crank shaft). Sistem starter ini digerakan dengan mengalirkan energy listrik yang diperoleh dari baterai.

Komponen – komponennya terdiri dari :

a. Baterai

b. Kunci kontak

- c. Relay (jika diperlukan)
- d. Motor starter (Dinamo Starter)

5. Sistem Pengisian

Sistem pengisian berfungsi untuk mensuplai energy listrik ke baterai. Baterai mensuplai kebutuhan listrik untuk motor starter dan system pengisian pada saat “start”, tetapi setelah mesin hidup, alternator akan mensuplai seluruh kebutuhan listrik kendaraan serta mengisi kembali (mengganti) arus baterai yang terpakai pada saat start. Prinsip kerja alternator merubah energi mekanik menjadi energi listrik.

6. Sistem Pengabutan

Diesel menggunakan sistem pengapian otomatis, yakni otomatis melakukan pembakaran ketika ada suplai solar saat akhir langkah kompresi. sistem pengapian dan sistem bahan bakar pada mesin diesel terletak menjadi satu. Hal itu dikarenakan untuk melakukan pembakaran, juga dipicu oleh solar yang keluar ke ruang bakar. Sehingga sistem bahan bakar diesel merupakan pangkal pengatur pengapian diesel. Secara umum, pembakaran pada mesin diesel terjadi ketika akhir langkah kompresi solar mengabut melalui injektor langsung ke ruang bakar. Sehingga tingginya suhu akan membakar kabutan solar yang berimbas pada ekspansi yang cukup kuat. Cara kerjanya, ketika mesin distart maka terdapat aliran solar dari tanki ke pompa injeksi. Didalam pompa injeksi, terdapat plunger dan plunger barel yang mengatur volume solar yang nantinya keluar melalui injektor. Saat timing pengapian tercapai, plunger akan mendorong solar secara tiba-tiba. Sehingga solar tersebut keluar melalui

injektor yang memiliki lubang cukup kecil. Lubang yang kecil inilah yang membuat solar bisa mengabut.

3.5 Evaluasi komponen-komponen

Evaluasi yang dimaksudkan disini adalah melihat serta menganalisa keadaan komponen-komponen pada motor diesel Mitsubishi L 300 ini masih layak dipakai atau sudah harus diganti dengan komponen yang baru. Evaluasi di sini dititikberatkan pada komponen-komponen yang saling bergesekan, karena komponen yang saling bergesekan lebih cepat aus/rusak di banding komponen yang lain.

Ada beberapa komponen yang harus diperbaiki atau diganti untuk mendapatkan hasil yang maksimal selama melakukan tugas akhir, yaitu diantaranya :

1. Penggantian gasket

Penggantian gasket disini karena gasket yang lama sudah tidak layak pakai, sehingga mengharuskan untuk melakukan penggantian agar menghasilkan kinerja mesin yang maksimal.

2. Perbaikan nozzle

Perbaikan nozzle disini dilakukan untuk memaksimalkan pengabutan bahan bakar.

3. Perbaikan dinamo stater

Perbaikan dilakukan karena kinerja dari dinamo stater kurang baik, sehingga dilakukan perbaikan.

4. Penggantian timing belt

Penggantian timing belt dilakukan karena timing belt yang lama sudah tidak layak pakai.

5. Perbaikan dinamo ampere

Perbaikan dinamo ampere disini dilakukan agar dapat digunakan dengan baik.

BAB IV

REKALKULASI MESIN DIESEL 4 TAK MULTI SILINDER DAN SISTEM PENDINGINAN

4.1 Kajian Teori

4.1.1 Rekalkulasi

Rekalkulasi adalah perhitungan kembali suatu komponen dimana dilakukan untuk mengetahui besaran yang terdapat pada komponen untuk dibandingkan dengan keadaan semula/secara teoritis.

Perhitungan kembali yang dilakukan disini adalah untuk mengetahui kinerja mesin tersebut apakah masih layak digunakan atau sudah tidak layak digunakan.

4.1.2 Mesin Diesel

Mesin diesel adalah motor bakar torak yang proses penyalaanya bukan menggunakan loncatan bunga api melainkan ketika torak hampir mencapai titik mati atas (TMA) bahan bakar disemprotkan kedalam ruang bakar melalui nozel, karena suhu dan tekanan udara di dalam ruang bakar yang tinggi maka partikel-partikel bahan bakar solar akan terbakar sehingga terjadilah pembakaran. Syarat ini dapat terpenuhi apabila perbandingan kompresi yang digunakan cukup tinggi , yaitu berkisar 16-25. (Arismunandar. W, 1998).

Pengertian motor bakar adalah suatu mesin kalor dimana tenaga/energi dari hasil pembakaran bahan bakar di dalam silinder akan diubah menjadi energi mekanik.

4.2 Perolehan Data

4.2.1 Spesifikasi Mitsubishi 4D56

Tabel 4.1 Spesifikasi Kendaraan

Bagian	Spesifikasi	Keterangan
ENGINE	Type	4 langkah, diesel engine
	Jumlah dan Susunan silinder	4, Sebria Vertikal
	Mekanisme Valve	OHC, dan digerakkan oleh belt
	Isi Silinder	2.477 cc
	Diameter Silinder x Langkah	91,10 mm X 95,00 mm
	Perbandingan kompresi	20:1
	Injection timing pada pergerakan plunger 1 mm	$7^{\circ} ATDC$
	Putaran Idle	$750 \pm 50 rpm$
	Injection Order	1 – 3 – 4 – 2
	Jumlah Oli Mesin	5,9 liter (termasuk oli filter 0,6 liter dan oli cooler 0,3 liter)
	Silinder Linier	Dry Type
	Maximum Output DIN (Ps/rpm)	72/4200
	Maximum Tourque DIN (Kgm/rpm)	15/2000

4.2.2 Data-Data Teoritis

1. Temperatur udara luar (T_0)

Dengan memperhitungkan temperature udara sekitar, diambil :

$$T_0 = 27^\circ C = 300^\circ K$$

2. Tekanan udara luar (P_0)

Tekanan udara luar sebesar $P_0 = 76 \text{ cmHg} = 1 \text{ atm} = 1,033 \text{ kg/cm}^2$

3. Tekanan udara diakhir langkah hisap (P_a)

Tekanan udara pada akhir langkah isap pada mesin diesel ini adalah

$$0,90 \text{ atm} (0,929 \text{ kg/cm}^2)$$

$$P_a = 0,85 - 0,92 \text{ atm} \dots\dots\dots 31$$

4. Kenaikan temperature di dalam silinder akibat suhu luar (Δt_w)

Kenaikan temperature di dalam silinder akibat suhu luar pada mesin diesel ini adalah : $20^\circ C (293^\circ K)$

$$\text{Harga } \Delta t_w \text{ berkisar antara } 10^\circ K - 20^\circ K \dots\dots\dots 32$$

5. Temperatur gas buang (T_r)

Untuk mesin diesel ini temperature gas buangnya adalah $900^\circ K$

$$T_r = 800 - 1000^\circ K \dots\dots\dots 33$$

³¹ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, Hal 27

³² Ibid, Hal 81

³³ Ibid, Hal 32

6. Nilai kalor pembakaran bahan bakar (Q_i)

Jumlah panas yang mampu dihasilkan pada pembakaran 1 kg bahan bakar.

Untuk solar nilai $Q_i = 10.100 \text{ kkal/kg}$

7. Koefisien kelebihan udara (α)

Untuk mesin diesel koefisien kelebihan udara yang diambil adalah 1,7

$$\alpha = 1,3 - 1,7 \dots\dots\dots 34$$

8. Efisiensi mekanis (η_m)

Untuk mesin diesel 4 langkah efisiensi mekanis yang diambil adalah sebesar 0,83.

$$\eta_m = 0,78 - 0,83 \dots\dots\dots 35$$

9. Koefisien penggunaan panas hasil pembakaran (ε_z)

Pada mesin diesel nilai koefisien penggunaan panas hasil pembakaran adalah 0,75.

$$\varepsilon_z = 0,65 - 0,85 \dots\dots\dots 36$$

10. Koefisien gas buang (γ_r)

Rasio yang menunjukkan perbandingan antara jumlah mol gas buang dengan jumlah mol bahan bakar yang disemprotkan ke dalam silinder. Harga γ_r adalah 0,04

³⁴ Khovakh. M, Motor Vehicle Engines, Mir Publishers. Moscow, Hal 52

³⁵ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, Hal 8

³⁶ Ibid, hal 44

$$\gamma_r = 0,03 - 0,04 \dots\dots\dots 37$$

11. Eksponen politropis kompresi (n_1)

Nilai n_1 untuk perhitungan ini diambil $n_1 = 1,39$

$$n_1 = 1,34 - 1,39 \dots\dots\dots 38$$

12. Eksponen politropis ekspansi (n_2)

Nilai n_2 untuk perhitungan ini diambil $n_2 = 1,18$

$$n_2 = 1,15 - 1,30 \dots\dots\dots 39$$

4.3 Perhitungan

4.3.1 Perhitungan Thermodinamika

1. Volume langkah

Volume langkah adalah besarnya ruang yang ditempuh oleh piston selama melakukan langkah kerja. Diketahui bahwa diameter piston sebesar ($D = 9,11$ cm) langkah piston ($L = 9,5$ cm) dan jumlah silinder ($Z = 4$ silinder).

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

$$V_d = \frac{3,14 \times 9,11^2 \times 9,50}{4}$$

$$V_d = \frac{2475,654}{4}$$

³⁷ Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow, hal , Hal 29

³⁸ Ibid , Hal 52

³⁹ Ibid , Hal 52

$$V_d = 618,914 \text{ cc}$$

Untuk volume silinder seluruhnya adalah :

$$\begin{aligned} V_d \times \text{jumlah silinder} &= 618,914 \times 4 \\ &= 2475,654 \text{ cc} \end{aligned}$$

2. Volume Ruang Bakar

Volume ruang bakar adalah volume ruang bakar dari silinder head dan volume dari gasket.

$$V_c = V_{csh} + V_{cgs}$$

a. Volume ruang bakar silinder head (V_{csh})

Volume ruang bakar silinder head didapat dari hasil pengukuran secara manual, yaitu sebesar $V_{csh} = 26,00 \text{ cc}$

b. Volume ruang bakar gasket (V_{cgs})

Diketahui dari hasil pengukuran bahwa tebal gasket 1 mm (0,1 cm) dan diameter piston 91,10 mm (9,11 cm).

$$V_{cgs} = \frac{\pi D^2 t}{4}$$

$$V_{cgs} = \frac{3,15 \times 9,11^2 \times 0,1}{4}$$

$$V_{cgs} = 26,059$$

$$V_{cgs} = 6,514 \text{ cc}$$

Jadi dapat diperoleh bahwa nilai volume ruang bakar (V_c) adalah

$$V_c = V_{csh} + V_{cgs}$$

$$V_c = 26,00 + 6,514$$

$$V_c = 32,514 \text{ cc}$$

3. Perbandingan Kompresi (ε)

Adalah perbandingan antara volume total silinder dengan volume ruang bakar

$$\varepsilon = (V_d + V_c)/V_c$$

$$\varepsilon = \frac{618,914 + 32,514}{32,514}$$

$$\varepsilon = \frac{651,428}{32,514}$$

$$\varepsilon = 20,035$$

4. Langkah hisap

Keadaan dimana piston bergerak dari titik mati atas ke titik mati bawah dan mendorong udara pembakaran.

a. Temperature awal kompresi (T_a)

Temperature awal kompresi adalah temperature campuran bahan bakar yang berada dalam silinder saat piston melakukan langkah kompresi.

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T_w + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = \frac{300 + 293 + 0,04 \times 900}{1 + 0,04}$$

$$T_a = 604,807^\circ K$$

b. Efisiensi pemasukan (η_{ch})

Efisien pemasukan adalah perbandingan jumlah pemasukan udara segar sebenarnya yang dikompresikan di dalam silinder mesin yang sedang bekerja dan jumlah volume langkah pada tekanan dan temperature udara luar (P_o dan T_o)

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon \cdot P_a \cdot T_o}{(\varepsilon - 1) \cdot P_o (T_o + \Delta T_w + \gamma_r \cdot T_r)}$$

$$\eta_{ch} = \frac{20,035 \times 0,929 \times 300}{(20,035 - 1) \cdot 1,033(300 + 293 + 0,04 \times 900)}$$

$$\eta_{ch} = \frac{5583,754}{12368,124}$$

$$\eta_{ch} = 0,451$$

5. Langkah kompresi

Keadaan dimana tekanan dan temperature udara pembakaran sangat tinggi dan merupakan awal proses pembakaran bahan bakar.

a. Tekanan akhir kompresi (P_c)

Tekanan akhir kompresi adalah tekanan campuran bahan bakar dalam silinder pada akhir langkah kompresi. Dimana tekanan awal kompresi didapat dari pengamatan sebesar :

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n1}$$

$$P_c = 0,929 \times 20,035^{1.39}$$

$$P_c = 59,91 \frac{kg}{cm^2}$$

b. Temperature akhir kompresi (T_c)

Temperature akhir kompresi adalah temperatur campuran bahan bakar dalam silinder pada akhir langkah kompresi.

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$$

$$T_c = 604,807 \times 20,035^{1,39-1}$$

$$T_c = 604,807 \times 20,035^{0,39}$$

$$T_c = 604,807 \times 3,218 = 1946,268^{\circ}K$$

6. Pembakaran

Pada keadaan ini proses dimana pembakaran terus berlangsung pada volume tetap.

a. Kebutuhan udara teoritis (L'_0)

Kebutuhan udara teoritis adalah kebutuhan udara yang diperlukan untuk membakar bahan bakar jika jumlah oksigen di udara sebesar 21 %, dimana nilai C = 85 % H = 14 % dan O = 1 %

$$L'_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{c}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)$$

$$L'_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,85}{12} + \frac{0,14}{4} - \frac{0,01}{32} \right)$$

$$L'_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,85 + 0,42}{12} - \frac{0,01}{32} \right)$$

$$L'_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{1,27}{12} - \frac{0,01}{32} \right)$$

$$L'_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{10,16}{96} - \frac{0,03}{96} \right)$$

$$L'_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{10,13}{96} \right)$$

$$L'_0 = 0,502 \text{ mole}$$

b. Kebutuhan udara sesungguhnya (L_0)

Kebutuhan udara sesungguhnya adalah jumlah udara sesungguhnya yang diperlukan pada proses pembakaran.

$$L_0 = \alpha \cdot L'_0$$

$$L_0 = 1,7 \times 0,502$$

$$L_0 = 0,853 \text{ mole}$$

c. Koefisien pembakaran

Koefisien pembakaran adalah koefisien yang menunjukkan perubahan molekul yang terjadi selama proses pembakaran bahan bakar.

$$\mu_0 = \frac{M_g}{\alpha \cdot L'_0}$$

Dimana mencari nilai jumlah molekul yang terbakar (M_g) adalah :

$$M_g = \frac{c}{12} + \frac{h}{12} + \alpha L'_0 - 0,21 L'_0$$

$$M_g = \frac{0,85}{12} + \frac{0,14}{12} + 1,7 \times 0,502 - 0,21 \times 0,502$$

$$M_g = \frac{0,84}{12} + 0,85 - 0,105$$

$$M_g = \frac{0,84}{12} + 0,745$$

$$M_g = \frac{0,84 + 8,94}{12}$$

$$M_g = 0,748 \text{ mole}$$

Maka dapat diperoleh nilai koefisien pembakarannya adalah :

$$\mu_0 = \frac{M_g}{\alpha \cdot L'_0}$$

$$\mu_0 = \frac{0,748}{1,7.0,502}$$

$$\mu_0 = \frac{0,815}{0,853}$$

$$\mu_0 = 0,96$$

d. Koefisien pembakaran molekul

Koefisien pembakaran molekul adalah koefisien yang menunjukkan perubahan molekul yang terjadi sebelum dan sesudah pembakaran.

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\mu = \frac{0,96 + 0,04}{1 + 0,04}$$

$$\mu = \frac{1}{1,04}$$

$$\mu = 0,96$$

e. Temperature akhir pembakaran

Temperatur pembakaran pada volume tetap adalah temperature hasil gas pembakaran campuran bahan bakar untuk motor diesel.

$$\frac{(\delta_z \cdot Q_i)}{\alpha \cdot L'_0 (1 + \gamma_r)} + (mc_v)_{mix} \cdot T_c = \mu (mc_v)_g \cdot T_z$$

$(mc_v)_{udara}$ = kapasitas panas molar dari gas buang (kkal/mol per^oK)

$$(mc_v)_g = A_g + B_g + T_z$$

Dengan

$$A_g = VCO_2 \cdot ACO_2 + VH_2O \cdot AH_2O + VN_2 + VO_2 \cdot AO_2$$

$$B_g = VCO_2 \cdot BCO_2 + VH_2O \cdot BH_2O + VN_2 \cdot BN_2 + VO_2 \cdot BO_2$$

Kapasitas gas tiap hasil pembakaran

1) Karbon dioksida (CO_2)

$$MC_v = A + B \cdot T_z = 7,82 + 125 \times 10^{-5} \times T_z$$

(Kkal/mol°C)

2) Uap air (H_2O)

$$MC_v = A + B \cdot T_z = 5,79 + 112 \times 10^{-5} \times T_z$$

(Kkal/mol°C)

3) Nitrogen (N_2) oksigen O_2 , Udara

$$MC_v = A + B \cdot T_z = 4,62 + 53 \times 10^{-5} \times T_z$$

(Kkal/mol°C)

Volume relative tiap gas hasil pembakaran (v)

$$vCO_2 = \frac{MCO_2}{M_g} = \frac{0,071}{0,748} = 0,09$$

$$1) vH_2O = \frac{MH_2O}{M_g} = \frac{0,07}{0,748} = 0,09$$

$$2) vN_2 = \frac{MN_2}{M_g} = \frac{0,67}{0,748} = 0,82$$

$$3) vO = \frac{MO_2}{M_g} = \frac{0,074}{0,728} = 0,09$$

$$A_g = VCO_2 \cdot ACO_2 + VH_2O \cdot AH_2O + VN_2 + VO_2 \cdot AO_2$$

$$A_g = 0,09 \times 7,82 + 0,09 \times 5,79 + 0,82 \times 4,62 + 0,09 \times 4,62$$

$$A_g = 0,7038 + 0,5211 + 3,7884 + 0,4158$$

$$A_g = 5,4291$$

$$B_g = VCO_2 \cdot BCO_2 + VH_2O \cdot BH_2O + VN_2 \cdot BN_2 + VO_2 \cdot BO_2$$

$$B_g = 0,09(125 \times 10^{-5}) + 0,09(112 \times 10^{-5}) + 0,82(53 \times 10^{-5}) \\ + 0,09 \times (53 \times 10^{-3})$$

$$B_g = 0,0006956 = 69,56 \times 10^{-5}$$

$$(mc_v)_g = A_g + B_g \times T_z$$

$$(mc_v)_g = 5,4291 + 0,0006956 \times T_z$$

$$(mc_v)_{udara} = 4,62 + 5,3 \times 10^{-5} \times T_c$$

$$(mc_v)_{udara} = 4,62 + 5,3 \times 10^{-5} \times 1946,268$$

$$(mc_v)_{udara} = 4,72 \text{ kkal/mol}^\circ\text{C}$$

$$\text{Jadi} \quad \frac{\delta_z \cdot Q_1}{\alpha \cdot L''_o (1 + \gamma_r)} + (mc_v)_{udara} T_c = \mu (mc_v)_g \cdot T_z$$

$$\frac{0,75 \times 10100}{1,70,502(1 + 0,04)} + 4,72 \times 1946,268 = 0,96(5,4291 + 0,0006956 \times T_z)T_z$$

$$\frac{7575}{0,853(1,04)} + 9186,384 = 0,96(5,4291 + 0,0006956 \times T_z)T_z$$

$$8540,022 + 9186,384 = 0,96(5,4291 + 0,0006956 \times T_z)T_z$$

$$16447,5088 = 0,96(5,4291 + 0,0006956 \times T_z)T_z$$

$$\frac{16447,5088}{0,96} = (5,4291 + 0,0006956 \times T_z)T_z$$

$$27051,823 = 5,4291 T_z + 0,0006956 T_z^2$$

$$0,0006956 T_z^2 + 5,4291 T_z - 27051,823 = 0$$

$$T_z = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2 \cdot a}$$

$$T_z = \frac{-5,4291 \pm \sqrt{5,4291^2 - 4 \times 0,0006956(-27051,823)}}{2 \times 0,0006956}$$

$$T_z = \frac{-5,4291 \pm \sqrt{29,475 + 75,268}}{0,0014}$$

Nilai T_z diambil yang positif, sehingga :

$$T_z = \frac{-5,4291 \pm \sqrt{104,743}}{0,0014}$$

$$T_z = \frac{-5,4291 \pm 10,234}{0,0014}$$

$$T_z = \frac{4,8049}{0,0014}$$

$$T_z = 3432,07^\circ K$$

f. Tekanan akhir pembakaran

$$P_z = \mu \left(\frac{T_z}{T_c} \right) P_c$$

$$P_z = 0,96 \left(\frac{3432,07}{1946,268} \right) 59,91$$

$$P_z = \frac{125014,110}{1946,268}$$

$$P_z = 75,11 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

- g. Perbandingan tekanan dalam silinder selama pembakaran

Perbandingan tekanan dalam silinder selama pembakaran adalah rasio yang menunjukkan perbandingan tekanan akhir pembakaran dengan tekanan awal pembakaran.

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$$

$$\lambda = \frac{75,11}{59,91}$$

$$\lambda = 1,25$$

7. Langkah Ekspansi

Keadaan ini merupakan keadaan selama proses pembuangan gas hasil pembakaran.

- a. Perbandingan ekspansi pendahuluan

Perbandingan ekspansi pendahuluan adalah rasio yang menunjukkan perubahan yang terjadi pada gas hasil pembakaran campuran bahan bakar pada awal langkah kompresi.

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}$$

$$\rho = \frac{0,96 \times 3432,07}{1,25 \times 1946,268}$$

$$\rho = 1,354$$

b. Perbandingan ekspansi selanjutnya

Perbandingan ekspansi disini adalah rasio yang menunjukkan perubahan pada gas hasil pembakaran selama langkah ekspansi.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = \frac{20,035}{1,354}$$

$$\delta = 14,796$$

c. Tekanan gas pada akhir ekspansi

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_b = \frac{75,11}{14,796^{1,18}}$$

$$P_b = \frac{75,11}{24,030}$$

$$P_b = 3,125 \text{ kg/cm}^2$$

d. Temperature akhir ekspansi

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_b = \frac{3432,07}{14,796^{1,18-1}}$$

$$T_b = 2228,47^\circ K$$

e. Tekanan rata-rata indikator teoritis

Besarnya rata-rata tekanan yang dihasilkan oleh pembakaran bahan bakar yang bekerja pada piston.

$$P_{it} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \lambda \left(\frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) \left[\frac{1}{n_2 - 1} \right] - \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \frac{1}{n_1 - 1} \right\}$$

$$P_{it} = \frac{59,91}{19,035} \left\{ 1,25 \left(\frac{1}{14,796^{1,18-1}} \right) \left[\frac{1}{1,18-1} \right] - \left(1 - \frac{1}{20,035^{1,39-1}} \right) \frac{1}{1,39-1} \right\}$$

$$P_{it} = 3,147 \{ [1,25(0,615)(5,55)] - 1,759 \}$$

$$P_{it} = 3,147 \{ 4,266 - 1,759 \}$$

$$P_{it} = 7,85 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

f. Tekanan rata-rata indikator sebenarnya

Tekanan rata-rata indikator sebenarnya adalah besar tekanan rata-rata yang dihasilkan dari pembakaran campuran bahan bakar.

Besarnya φ berkisar 0,95 – 0,97

Dalam perhitungan ini, diambil besar $\varphi = 0,95$

$$P_i = P_{it} \cdot \varphi$$

$$P_i = 7,85 \times 0,95$$

$$P_i = 7,46 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

g. Tekanan efektif rata-rata

Tekanan efektif rata-rata adalah besarnya tekanan rata-rata efektif yang bekerja pada permukaan piston.

$$P_e = \eta_m \cdot P_i$$

$$P_e = 0,83 \times 7,46$$

$$P_e = 6,191 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

4.3.2 Daya Motor

Daya motor adalah salah satu parameter dalam menentukan kinerja dari suatu motor tersebut. Untuk itu, ada beberapa hal yang harus diperhatikan dalam menentukan suatu daya motor itu sendiri.

1. Daya indikator

Daya indikator adalah daya motor yang bersifat teoritis, yang belum dipengaruhi oleh kerugian-kerugian dalam mesin. Diketahui putaran motor menurut spesifikasi sebesar 4200 rpm.

$$N_i = \frac{P_i \cdot \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L \cdot n \cdot Z \cdot a}{60 \cdot 75 \cdot 100}$$

$$N_i = \frac{7,46 \cdot \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot 9,11^2 \cdot 9,50 \cdot 4200 \cdot 4 \cdot \frac{1}{2}}{60 \cdot 75 \cdot 100}$$

$$N_i = \frac{310268807,5}{3600000}$$

$$N_i = 86,18 \text{ HP}$$

2. Daya efektif

Daya efektif atau daya usaha adalah daya yang berguna sebagai penggerak atau daya poros.

$$N_e = N_i \cdot \eta_m$$

$$N_e = 86,18 \times 0,83$$

$$N_e = 71,53 \text{ HP}$$

3. Torsi

Torsi adalah besaran turunan yang biasa digunakan untuk menghitung energi yang dihasilkan dari benda yang berputar pada porosnya. Torsi juga

dapat diperoleh dari perhitungan daya indikator dan putaran mesin yang terjadi.

$$T_i = 716,1 \frac{N_i}{n}$$

$$T_i = 716,2 \frac{86,18}{4200}$$

$$T_i = 716,2 \times 0,0205$$

$$T_i = 14,682 \text{ Nm}$$

4.3.3 Kebutuhan Bahan Bakar

Dalam melakukan kerjanya motor memerlukan bahan bakar yang harus dikonsumsi selama mesin dalam keadaan hidup. Parameter dalam perhitungan kebutuhan bahan bakar motor adalah sebagai berikut.

1. Pemakaian bahan bakar indikator

Pemakaian bahan bakar indikator adalah jumlah bahan bakar yang diperlukan untuk menghasilkan tekanan indikator.

$$F_i = \frac{318,4 \cdot \eta_{ch} \cdot P_o}{P_i \cdot \alpha \cdot L'_0 \cdot T_o} \dots\dots\dots$$

$$F_i = \frac{318,4 \cdot 0,451 \cdot 1,033}{7,46 \cdot 1,7 \cdot 0,502 \cdot 300}$$

$$F_i = \frac{148,33}{1909,9}$$

$$F_i = 0,07 \text{ Kg/HP jam}$$

2. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif adalah jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan kerja efektif.

$$F_e = \frac{F_i}{\eta_m}$$

$$F_e = \frac{0,07}{0,83}$$

$$F_e = 0,084 \text{ Kg/HP jam}$$

4.4 Sistem Pendinginan

Sistem pendingin adalah suatu rangkaian untuk menjaga agar tidak over heating sehingga mesin bekerja dengan optimal. Pada mesin diesel energi yang terkandung dalam bahan bakar diubah menjadi energi mekanik melalui proses pembakaran.

Pembakaran bahan bakar dalam silinder menghasilkan panas yang tinggi. Jika tidak dilakukan pendinginan maka temperatur setiap bagian, terutama bagian silinder akan naik. Keadaan tersebut akan mengakibatkan kerusakan dinding ruang bakar karena terjadinya tegangan thermal, kerusakan katup-katup, puncak torak, macetnya cincin torak dan menguapnya minyak pelumas sehingga cepat terjadi keausan pada torak dan dinding silinder.

Pendinginan merupakan suatu kerugian jika ditinjau dari segi pemanfaatan energi dan efisiensi panas, tetapi mesin harus didinginkan dengan baik untuk menjamin kerja mesin yang sebaik-baiknya. Secara langsung pendinginan dilakukan untuk mencegah terjadinya *overheating*.

4.4.1 Macam-Macam Pendinginan

1. Sistem Pendingin Udara

Mesin dengan pendingin udara adalah mesin secara langsung didinginkan oleh udara. Sistem pendingin udara dilakukan dengan mengalirkan udara

pendingin melalui permukaan dinding silinder. Untuk memenuhi persyaratan tersebut dinding silinder dan kepala silinder dilengkapi dengan sirip-sirip pendingin. Mesin dengan pendingin udara banyak digunakan untuk motor yang dayanya kecil. Mesin dengan silinder banyak kurang cocok menggunakan pendingin udara karena sirip-sirip pendingin yang disediakan banyak membutuhkan tempat dan efektivitas pendinginan silinder kurang baik.

2. Sistem Pendingin Air

Mesin dengan pendingin air sebenarnya merupakan pendinginan yang tidak langsung karena air sebagai fluida pendingin tersebut bertindak sebagai pendingin perantara. Sebenarnya mesin tersebut didinginkan oleh udara. Hal ini disebabkan panas yang diserap oleh air pendingin itu dipindahkan ke udara atmosfer. Akan tetapi mesin langsung berhubungan dengan air maka disebut pendinginan air.

Sistem pendinginan air dapat dibedakan menjadi dua macam yaitu :

1. Sistem pendingin air dengan sirkulasi alami

Pada sistem pendingin air dengan sistem sirkulasi alami, sirkulasi air terjadi karena perbedaan berat jenis air pendingin. Air panas berat jenisnya lebih kecil dan cenderung mengalir ke bagian atas, sedangkan air yang lebih dingin berat jenisnya lebih besar dan cenderung berada di bagian bawah. Sistem pendingin dengan sirkulasi alami ini hanya cocok untuk mesin-mesin stasioner yang dayanya kecil dengan tangki air pendingin yang terletak di bagian atas.

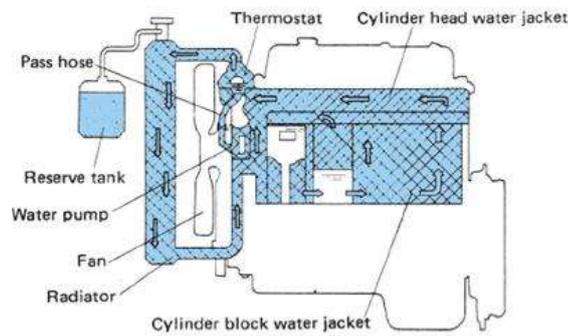
2. Sistem pendingin air dengan sirkulasi paksa

Pada sistem pendinginan air dengan sirkulasi paksa, sirkulasi air pendingin dilakukan oleh pompa air pendingin. Air pendingin yang panas itu keluar melalui mantel air dan masuk kedalam radiator, kemudian dialirkan kembali kedalam blok silinder. Aliran udara melalui radiator disebabkan oleh angin, kecepatan gerak kendaraan dan tali kipas. Dalam sistem pendinginan terdapat saluran untuk menghubungkan secara singkat (saluran *by pass*) termostat dan lubang hisap pompa air pendingin.

Pendinginan yang digunakan pada mesin Mitsubishi dengan menggunakan sistem pendingin air. Adapun cara kerjanya adalah sebagai berikut :

Apabila mesin hidup panas yang terjadi akan diserap oleh air pendingin yang berada di dalam mantel air sehingga temperatur air pendingin akan naik. Apabila temperatur air belum mencapai temperatur kerja termostat, katup termostat akan tertutup sehingga akan terjadi sirkulasi pendek, yaitu air pendingin tidak melewati radiator, melainkan lewat saluran *by pass* dan kembali ke mantel air lagi. Hal ini bertujuan agar temperatur kerja mesin tercapai.

Setelah mesin panas dan mencapai temperatur kerja, katup termostat terbuka sehingga terjadi sirkulasi panjang. Air pendingin panas yang mengalir ke radiator melalui termostat untuk didinginkan oleh udara yang dihasilkan dari kipas pendingin. Air yang sudah diturunkan temperaturnya di radiator dihisap oleh pompa air untuk disalurkan kembali ke mantel air. Sirkulasi ini berlangsung selama mesin bekerja.



Gambar 4.1 Sistem Pendingin Air

4.4.2 Keuntungan dan Kerugian Sistem Pendinginan Udara dan Sistem Pendinginan Air

Sistem Pendinginan Udara

Keuntungan Sistem Pendinginan Udara :

1. Mesin dengan pendinginan udara tidak memerlukan air sebagai fluida pendingin, karena itu tidak memerlukan pompa sirkulasi dan radiator.
2. Berat mesin dengan pendingin udara (untuk daya yang sama) biasanya lebih ringan.
3. Temperatur udara atmosfer yang melampaui 38°C sedangkan temperatur air pendingin yang keluar dari blok mesin biasanya berkisar antara 80°C - 90°C . Dengan demikian pada mesin dengan pendinginan udara terdapat perbedaan temperatur yang lebih besar antara udara atmosfer dengan dinding silinder sehingga proses pendinginan lebih efektif, terutama pada hari yang sangat panas.

4. Untuk mengatasi kerumitan proses pendinginan pada mesin dengan diameter silinder (misal >150 mm) biasanya digunakan sistem pendingin air.

Kerugian Sistem Pendinginan Udara :

1. Sistem pendingin udara hanya cocok untuk mesin kecil bersilinder satu atau dua saja.
2. Mesin lebih berisik karena udara tidak bisa meredam suara dan getaran.
3. Pada putaran kipas yang tinggi akan menghasilkan bunyi yang cukup mengganggu. Bunyi tersebut bisa berasal dari getaran kipas atau turbulensi angin.
4. Terjadinya penumpukan debu, terutama pada area yang dilewati oleh aliran angin yang cukup kencang. Lebih berbahaya lagi jika debu-debu tersebut mengandung unsur logam.

Sistem Pendinginan Air

Keuntungan Sistem Pendinginan Air :

1. Temperatur seluruh mesin lebih kecil sehingga kemungkinan distorsi kecil.
2. Ukuran kipas relatif lebih kecil sehingga tenaga yang diperlukan kecil.
3. Mantel air dan air dapat meredam getaran.
4. Kemungkinan overheating kecil walaupun dalam kerja yang berat.
5. Jarak antar silinder dapat diperdekat sehingga mesin lebih ringkas.

Kerugian Sistem Pendinginan Air :

1. Bobot mesin lebih berat (karena adanya air, radiator, dsb.)
2. Waktu pemanasan lebih lama.
3. Pada temperatur rendah diperlukan antifreeze.
4. Kemungkinan terjadinya kebocoran air sehingga mengakibatkan overheating.
5. Memerlukan kontrol yang lebih rutin.

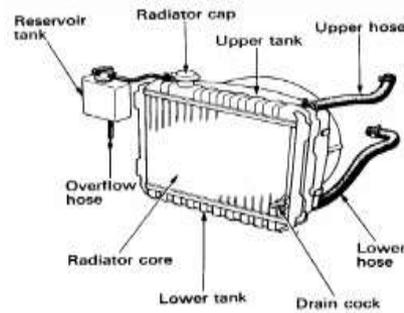
4.4.3 Komponen-Komponen Sistem Pendinginan Air Sirkulasi Paksa

1. Jaket (Mantel) Air

Mantel air adalah suatu ruangan yang mengelilingi silinder dan ruang bakar yang berisi air mengalir yang berguna mengambil panas dari logam atau metal di sekitarnya.

2. Radiator

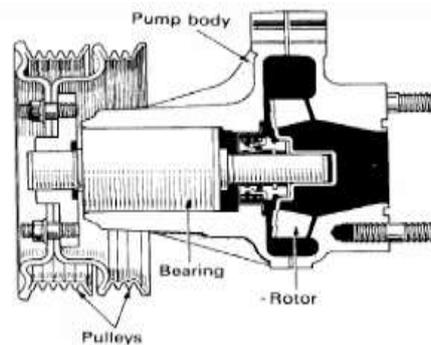
Radiator berfungsi untuk mendinginkan air pendingin yang panas setelah melewati mesin. Bagian-bagian pokok dari sebuah radiator adalah tangki bagian atas (upper water tank), tangki bagian bawah (lower water tank), dan inti radiator (radiator core). Air pendingin masuk ke upper water tank melewati radiator core untuk didinginkan kemudian menuju lower tank dan sirkulasi menuju mesin kembali dengan bantuan pompa air pendingin. Inti radiator terdiri dari pipa-pipa yang dapat dilalui air pendingin yang berfungsi untuk menyerap panas dari fluida pendingin. Ada dua jenis inti radiator yaitu jenis *plate (flat flin plat)* dan jenis lekukan (*curroged type*).



Gambar 4.2 Radiator

3. Pompa Air

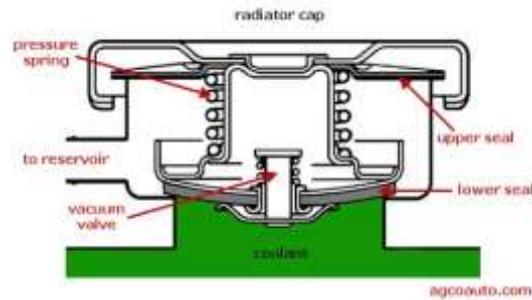
Pompa air berfungsi untuk memberikan tekanan pada air pendingin agar dapat mengalir dan bersirkulasi dalam sistem pendinginan. Jenis pompa yang digunakan adalah jenis pompa sentrifugal yang digerakkan oleh poros engkol melalui mekanisme belt.



Gambar 4.3 Pompa Air

4. Tutup Radiator

Fungsi tutup radiator adalah untuk menaikkan titik didih air pendingin dengan jalan menahan ekspansi dari air saat air menjadi panas sehingga tekanan air menjadi lebih tinggi dari tekanan udara luar.



Gambar 4.4 Tutup Radiator

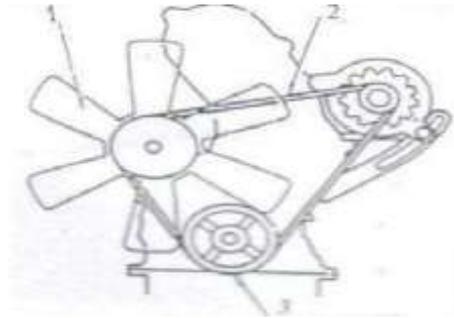
5. Termostat

Berfungsi untuk mempercepat tercapainya temperatur kerja mesin dan untuk mempertahankan temperatur kerja mesin. Termostat terletak pada saluran air yang keluar dari mesin ke radiator yang dimaksudkan agar lebih mudah untuk menutup saluran apabila mesin masih dalam keadaan dingin dan membuka pada saat mesin sudah panas.

Cara kerja termostat yaitu pada saat air pendingin suhunya masih rendah maka katup akan tertutup sehingga air pendingin bersirkulasi melalui saluran *by pass* dan kembali ke pompa air pada saat air pendingin mencapai suhu 80° - 90° . Pada saat menyerap panas dari mesin, maka termostat membuka sehingga menyalurkan air pendingin yang panas menuju radiator untuk didinginkan. Setelah melewati radiator maka air pendingin akan dipompakan kembali menuju mesin untuk proses pendinginan selanjutnya.

6. Kipas Radiator

Kipas radiator berfungsi untuk membantu percepatan proses pendinginan air pendingin di dalam radiator. Ada dua macam penggerak kipas radiator yaitu menggunakan mekanisme pully yang putarannya berasal dari poros engkol dengan menggunakan motor listrik yang digunakan dengan menggunakan thermo control switch.



Gambar 4.5 Kipas Radiator

7. Selang-selang Karet dan Klem Selang

Selang karet membuat hubungan yang fleksibel antara mesin dan radiator atau komponen lainnya.

8. Botol Pelimpah/Deservasi

Botol pelimpah dipasang dalam unit mesin di dekat radiator, dihubungkan ke radiator dialirkan oleh selang karet, sering disebut sistem pemulihan pendingin. Botol atau tabung biasanya terbungkus plastik dan mempunyai tanda “ADD & FULL”, untuk mengatasi kelebihan atau panas, seperti sistem pendinginan zat pendingin ditransfer kembali ke radiator melalui selang.

4.4.5 Perhitungan Pada Sistem Air Pendinginan

Panas yang diserap oleh air pendingin

$$Q_{cool} = 0,3F_e \cdot Q_i \cdot N_e \text{ kkal/jam} \dots\dots\dots^{40}$$

$$Q_{cool} = 0,3 \times 0,084 \times 10100 \times 71,53$$

$$Q_{cool} = 18205,81 \text{ kkal/jam}$$

⁴⁰ N. Petrovsky, Prof. D. Sc. Marine Internal Combustion Engines, hal 482

Kapasitas Pompa Air Pendingin

$$C = \frac{Q_{cool}}{\Delta t} \text{ [lt/jam]} \dots\dots\dots 41$$

Dimana :

Δt = Perbedaan temperatur untuk fresh water 10°C

Q_{cool} = Panas yang diserap oleh air pendingin

untuk air segar

$$C = \frac{18205,81}{10} \text{ lt/hr}$$

$$C = 1820,581 \text{ lt/hr}$$

Daya pompa yang dibutuhkan (N_p)

$$N_p = \frac{10 \cdot C \cdot P_{del}}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_{wp}} \dots\dots\dots 42$$

Dimana :

P_{del} = Tekanan air pendingin untuk silinder dan kepala silinder head

Nilai berkisar 1-2 atm. Diambil $P_{del} = 1,5 \text{ atm}$ 43

η_{wp} = Efisiensi pompa sentrifugal, nilai η_{wp} berkisar antara 0,5-0,7..... 44

⁴¹ N. Petrovsky, Prof. D. Sc. Marine Internal Combustion Engines, hal 482

⁴² Ibid , hal 482

⁴³ Ibid , hal 482

⁴⁴ Ibid , hal 482

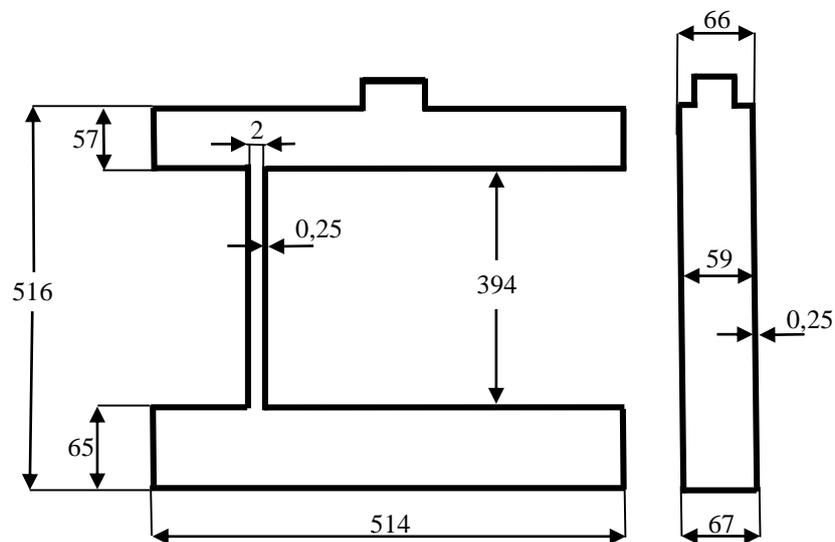
Jadi daya yang dibutuhkan oleh pompa :

$$N_p = \frac{10 \cdot 1820,581 \cdot 1,5}{3600 \cdot 75 \cdot 0,7}$$

$$N_p = \frac{27308,715}{189000}$$

$$N_p = 0,14 \text{ Hp}$$

Volume Air Radiator



Gambar 4.6 Penampang Radiator

Volume bagian atas dari radiator :

$$\begin{aligned} V_h &= (57 - 1) (514 - 2 \cdot 1) (66 - 2 \cdot 1) \\ &= 56 \cdot 512 \cdot 64 \\ &= 1835008 \text{ mm}^3 \\ &= 1835,008 \text{ cc} \end{aligned}$$

Volume dari tube radiator :

$$\begin{aligned} V_t &= (59 - 2 \cdot 0,25) (394) (2 - 2 \cdot 0,25) 59 \\ &= 58,5 \cdot 394 \cdot 1,5 \cdot 59 \\ &= 2039836,5 \text{ mm}^3 \\ &= 2039,8365 \text{ cc} \end{aligned}$$

Volume dari bagian bawah radiator :

$$\begin{aligned}
 V_l &= (514 - 2.1)(65 - 1)(67 - 2.1) \\
 &= 512 \cdot 64 \cdot 65 \\
 &= 2129920 \text{ mm}^3 \\
 &= 2129,920 \text{ cc}
 \end{aligned}$$

Volume total radiator :

$$\begin{aligned}
 V_{tot} &= V_h + V_t + V_l \\
 &= 1835,008 + 2039,8365 + 2129,920 \\
 &= 6004,7645 \text{ cc} \\
 &= 6,0047645 \text{ lt}
 \end{aligned}$$

Φ_{rad} adalah koefisien volumetrik kepadatan dari radiator untuk barisan sirip kembar dan pipa radiator adalah 1350 L/m (1350 per meter)

$$\Phi_{rad} = \frac{A_{tot}}{V_{rad}} \dots\dots\dots 45$$

$$A_{tot} = \Phi_{rad} \cdot V_{rad}$$

Dimana :

A_{tot} adalah permukaan yang menghilangkan panas dari radiator (m^2)

V_{rad} adalah volume radiator (m^3)

Maka :

$$\begin{aligned}
 A_{tot} &= \Phi_{rad} \cdot V_{rad} \\
 &= 1350 \text{ l/m} \cdot 2,0398365 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \\
 &= 2,753779275 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

⁴⁵ M. Khovakh, Motor Vehicle Engines, hal 569

4.4.7 Panas yang dihilangkan Radiator

$$Q_{rad} = Ch \cdot \Delta t_{w.a} \cdot A_{tot} \dots\dots\dots 76$$

Dimana :

$$\Delta t_{w.a} = t_{w.m} - t_{a.m}$$

Ch = Koefisien perpindahan panas total

$\Delta t_{w.a}$ = Penurunan temperatur udara

A_{tot} = Luas permukaan yang menghilangkan panas

Dimana :

$$\Delta t_{w.a} = t_{w.m} - t_{a.m} \dots\dots\dots 77$$

$$t_{w.m} = t_{w out} - \frac{\Delta t_w}{2} \dots\dots\dots 78$$

$$t_{a.m} = \frac{t_{a out} + t_{a in}}{2} \dots\dots\dots 79$$

Keterangan :

$$\begin{aligned} t_{w out} &= \text{Temperatur pada air dari saluran keluar radiator (90°- 95°C)} \\ &= 94^\circ\text{C} \dots\dots\dots 80 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta t_w &= \text{Penurunan temperatur air dalam radiator (7°- 8°C)} \\ &= 8^\circ\text{C} \dots\dots\dots 81 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_{w.m} &= \text{Temperatur air rata-rata di dalam radiator (86°- 91°C)} \dots\dots\dots 82 \\ &= t_{w out} - \frac{\Delta t_w}{2} \\ &= 94^\circ\text{C} - \frac{8^\circ\text{C}}{2} \\ &= 94^\circ\text{C} - 4^\circ\text{C} \\ &= 90^\circ\text{C} \end{aligned}$$

⁷⁶ M. Khovakh, Motor Vehicle Engines, hal 570

⁷⁷ Ibid , Hal 570

⁷⁸ Ibid , Hal 570

⁷⁹ Ibid , Hal 570

⁸⁰ Ibid , Hal 571

⁸¹ Ibid , Hal 571

⁸² Ibid , Hal 571

$$t_{a \text{ in}} = \text{Temperatur udara masuk kedalam radiator} \\ = t_{amb} + \Delta t_f \dots\dots\dots 83$$

Dimana :

$$\Delta t_f = \text{Kenaikan temperatur akibat oil cooler (3° - 5°C)} \dots\dots\dots 84$$

$$T_{amb} = \text{Temperatur lingkungan (40°C)} \dots\dots\dots 85$$

$$t_{a \text{ in}} = t_{amb} + \Delta t_f \\ = 40^\circ\text{C} + 4^\circ\text{C} \\ = 44^\circ\text{C}$$

$t_{a \text{ out}}$ = Temperatur udara keluar dari radiator

$$t_{a \text{ out}} = t_{a \text{ in}} + \frac{\Delta t_a}{2} \dots\dots\dots 86$$

$$\Delta t_a = \text{Selisih antara temperatur udara masuk dan keluar radiator} \\ = 20^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}$$

Maka :

$$t_{a \text{ out}} = t_{a \text{ in}} + \frac{\Delta t_a}{2} \\ = 44^\circ\text{C} + \frac{30^\circ\text{C}}{2} \\ = 59^\circ\text{C}$$

$$t_{a.m} = \frac{t_{a \text{ out}} + t_{a \text{ in}}}{2} \\ = \frac{59^\circ\text{C} + 44^\circ\text{C}}{2} \\ = 51,5^\circ\text{C}$$

Jadi penurunan temperatur adalah

$$\Delta t_{w.a} = t_{w.m} - t_{a.m} \\ = 90^\circ\text{C} - 51,5^\circ\text{C} \\ = 38,5^\circ\text{C}$$

⁸³ M. Khovakh, Motor Vehicle Engines, hal 571

⁸⁴ Ibid , Hal 571

⁸⁵ Ibid , Hal 571

⁸⁶ Ibid , Hal 571

- Koefisien perpindahan panas dari air pendingin ke dinding tabung pendingin (α_1) nilai α_1 berkisar antara 2500 - 5000 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ⁸⁷
Untuk perhitungan diambil $\alpha_1 = 4000 W/m^2 \text{ } ^\circ C$
- Koefisien perpindahan panas dari dinding tabung pendingin ke udara (α_2)
Nilai $\alpha_2 = 100 W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ⁸⁸
- Koefisien konduktivitas panas air tabung (λ)
Nilai λ adalah 330 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ⁸⁹
- Perbandingan permukaan kehilangan panas dengan total luas permukaan tabung (ξ) nilai ξ berkisar antara 7,5 – 10⁹⁰
Dalam perhitungan diambil $\xi = 8$
- Ketebalan dinding tabung (δ) dengan nilai = 0,25 mm

Koefisien perpindahan panas total (Ch)

$$Ch = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \xi + \frac{\delta}{\lambda} \xi + \frac{1}{\alpha_2}} \dots\dots\dots 91$$

$$Ch = \frac{1}{\frac{1}{4000} \cdot 8 + \frac{0,00025}{330} 8 + \frac{1}{100}}$$

$$Ch = \frac{1}{0,002+0,00000606+0,01}$$

$$Ch = \frac{1}{0,01200606}$$

$$Ch = 83,29 W/m^2 \text{ } ^\circ C$$

$$Ch = 71,616 Kkal/m^2 jam.^\circ C$$

Jadi besarnya Q_{rad} :

$$\begin{aligned} Q_{rad} &= Ch \cdot \Delta t_{w.a} \cdot A_{tot} \\ &= 71,616 \cdot 38,5 \cdot 2,753779275 \\ &= 7592,764277 Kkal/jam \end{aligned}$$

⁸⁷ M. Khovakh, Motor Vehicle Engines, hal 570

⁸⁸ Ibid , Hal 570

⁸⁹ Ibid , Hal 570

⁹⁰ Ibid , Hal 569

⁹¹ Ibid , Hal 670

4.4.8 Kipas Pendingin

Data Kipas :

Diameter total = 280 mm

Diameter hub = 60 mm

Diameter kipas = Diameter total – Diameter hub
 = 280 – 60
 = 220 mm

Volume udara yang dihembuskan = (V fan)

$$V_{fan} = A_{fan} \cdot V_{udara} \dots\dots\dots 92$$

A_{fan} = Luas permukaan kipas

$$A_{fan} = \frac{\pi}{4} D^2 \dots\dots\dots 93$$

$$= \frac{\pi}{4} (0,22)^2$$

$$= 0,037994 \text{ m}^2$$

$$V_{udara} = \text{kecepatan aliran udara (7 – 12 m/det)} \dots\dots\dots 94$$

Diambil $V_{udara} = 7 \text{ m/det}$

Maka $V_{fan} = A_{fan} \cdot V_{udara}$

$$= 0,037994 \text{ m}^2 \cdot 7 \text{ m/det}$$

$$= 0,265958 \text{ m}^3/\text{det}$$

Kecepatan keliling kipas (μ)

$$n_{fan} = \frac{60\mu}{\pi D} \dots\dots\dots 95$$

$$\mu = \frac{n_{fan} \cdot \pi D}{60}$$

$$\mu = \frac{6000,3,14,0,22}{60}$$

$$\mu = 69,08 \text{ m/det}$$

⁹² M. Khovakh, Motor Vehicle Engines, hal 574

⁹³ Ibid , Hal 574

⁹⁴ Ibid , Hal 568

⁹⁵ Ibid , Hal 575

Daya untuk menggerakkan kipas

$$N_{fan} = \frac{V_{fan} \cdot \Delta P_{path}}{\eta_{fan}} \dots\dots\dots 96$$

Dimana :

ΔP_{path} adalah hambatan aliran udara berdasarkan luasan dari kecepatan (600 – 1000 N/m²)

$$\Delta P_{path} = \left(\frac{\mu}{0,89 \cdot f_{bl}} \right)^2 \dots\dots\dots 97$$

Dimana :

f_{bl} = Faktor bentuk kipas (2,8 – 3,5), diambil 3,5 98

η_{fan} = Rendemen kipas (0,32 – 0,40) ; diambil 0,40 99

Maka besarnya ΔP_{path} :

$$\Delta P_{path} = \left(\frac{69,08}{0,89 \cdot 3,5} \right)^2 = 491,8 \text{ N/m}^2$$

Sedangkan ΔP_{path} yang diijinkan adalah 600 – 1000 N/m² 100

$$\begin{aligned} N_{fan} &= \frac{0,265958 \cdot 491,8}{0,40} \\ &= 326,99 \text{ Watt} \\ &= 0,43 \text{ Hp} \end{aligned}$$

⁹⁶ M. Khovakh, Motor Vehicle Engines, hal 575

⁹⁷ Ibid , Hal 575

⁹⁸ Ibid , Hal 575

⁹⁹ Ibid , Hal 575

¹⁰⁰ Ibid , Hal 575

BAB V

PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Dari rekalkulasi mesin diesel multisiylinder dengan mengambil objek motor diesel empat silinder Mitsubishi L300, maka dapat disimpulkan bahwa:

- a. Perhitungan daya motor diesel empat silinder Mitsubishi L300 diperoleh hasil yang tidak jauh berbeda dengan spesifikasi yang ada dikarenakan komponen-komponen yang masih berfungsi normal.
- b. Daya efektif sebesar 71,53 Hp. Hampir tidak terjadi penurunan tenaga karena piston yang digunakan masih standar pabrik.
- c. Volume total radiator 6 liter dan daya pompa air pendingin 0,14 Hp.

5.2. Saran

Agar pelaksanaan tugas akhir berjalan lebih baik, ada beberapa saran dari penulis sampaikan, yaitu :

- a. Pada saat tugas akhir seharusnya jurusan lebih memberi fasilitas kepada mahasiswa, contohnya peminjaman alat dan penggunaan mesin praktikum di lab.
- c. Fasilitas laboratorium perlu dilengkapi, agar pada saat mahasiswa mengerjakan tugas akhir kebutuhan alat tersedia.

DAFTAR PUSTAKA

- Daryanto, Drs., Contoh Perhitungan Perencanaan Motor Diesel 4 Langkah, hal. 81, Tarsito, Bandung.
- Heywod, John B., 1988, Internal Combustion Engine Fundamentals, hal. 493, McGraw -Hill, Singapore.
- M. Noor Hamim, Ridwan Arrossi., dkk, 2006, *Rekalkulasi Motor Diesel 4 Langkah 4 Silinder*, Diploma Tiga, Jurusan Teknik Mesin, Universitas Diponegoro.
- <http://blogmasdayat.blogspot.co.id/> diunduh 16 juli 2017
- <http://dunia-otomotifmobil.blogspot.co.id/> diunduh 16 juli 2017
- <http://putramultiteknikjaya.wordproses.com/> diunduh 17 juli 2017
- 2014/04/vbehaviorurldefaultvmlo.html <http://first-educations.blogspot.co.id> diunduh 01 September 2017
- <http://teknikkendaraanringan-otomotif.blogspot.co.id/> diunduh 2 oktober 2017
- Kamajaya, Drs. Lingsih, S, Ir., Fisika, hal 154, Ganeca Exact, Bandung
- Petrovsky. N, Marine International Combustion Engine, Mir Publisher, Moscow
- Rischa Kusuma Putra, Ade dkk, 2012, *Rekalkulasi Mesin Diesel Multi Silinder*, Diploma Tiga, Jurusan Teknik Mesin, Universitas Diponegoro, Semarang