

MOTOR BAKAR DIESEL PENGGERAK KENDARAAN MINI BUS KAPASITAS 14 ORANG PENUMPANG

TUGAS SARJANA

Diajukan Untuk Melengkapi Tugas-tugas
Dan Syarat-syarat Untuk Mencapai
Gelar Sarjana Teknik

Oleh :

M U L I A
NPM : 998130013



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2004

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 5/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

MOTOR BAKAR DIESEL PENGGERAK KENDARAAN MINI BUS KAPASITAS 14 ORANG PENUMPANG

TUGAS SARJANA

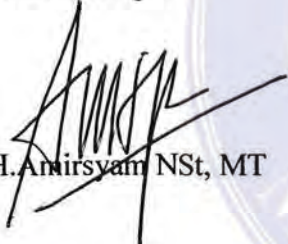
Oleh :


M U L I A
NPM : 998130013

Komisi Pembimbing :

Pembimbing I

Pembimbing II



Ir. H. Amirsyam NSt, MT

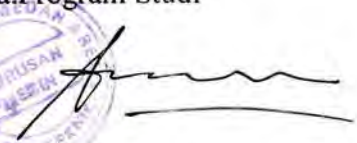

Ir. Chairuddin

Mengetahui :

Dekan,

Ka. Program Studi


Drs. Dadan Ramdan, M.Eng. MSc.


Ir. Darianto, MSc

Tanggal Lulus :

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 5/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah
3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area

Access From (repository.uma.ac.id)5/1/24



UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

Jalan Kolam No. 1 Medan Estate Telp 7357771, 7366878 Medan – 20223

Agenda No : 443/FTJM/TM/2003

Diterima Tgl : 1 Maret 2003

Paraf :

Nama : Mulia
No. Stambuk : 998130013
Mata Kuliah : Motor Bakar
Spesifikasi : Rancangan Motor Bakar Penggerak Kendaraan Mini Bus dengan Kapasitas - 8 orang, Kecepatan Maximum 120 Km/Jam.
Data Lain Diambil Dari Survei dan Studi Literatur meliputi :
1. Perhitungan Termodinamika
2. Pemilihan Jenis Motor Bakar
3. Pemilihan Bahan dan Kekuatan
4. Gambar Teknik

Diberikan Tanggal : 1 Maret 2003

Selesai Tanggal : 6 Agustus 2003

Ka. Program Studi,

(Ir. Dariantio, Msc)

Medan,

Dosen Pembimbing,

(Ir. Amirsyam Nasution, MT)

UNIVERSITAS MEDAN AREA

© Hak Cipta Di Lindungi Undang-Undang

Document Accepted 5/1/24

1. Dilarang Mengutip sebagian atau seluruh dokumen ini tanpa mencantumkan sumber
2. Pengutipan hanya untuk keperluan pendidikan, penelitian dan penulisan karya ilmiah

3. Dilarang memperbanyak sebagian atau seluruh karya ini dalam bentuk apapun tanpa izin Universitas Medan Area
Access From (repository.uma.ac.id)5/1/24

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR.....	i
DAFTAR ISI.....	iii
BAB I PENDAHULUAN	1
I.1 Latar Belakang.....	1
I.2. Pembatasan Masalah	2
I.3. Tujuan Perencanaan	2
I.4. Metodologi Riset.....	2
I.5. Sistematika Penulisan	3
I.6. Pembahasan Masalah.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	7
II.1 Klasifikasi dan Ketentuan teknis.....	5
II.2. Pemilihan Siklus Kerja.....	7
II.3. Pemilihan Jumlah Silinder	10
II.4. Penentuan Daya Motor.....	10
II.5. Pemilihan Putaran Motor	15
BAB III PERHITUNGAN THERMODINAMIKA.....	24
III.1. Proses Pembakaran	24
III.2. Denotasi Pada Motor Diesel	25
III.3. Siklus Teoritis Pada Motor Diesel	26
III.4. Jenis Bahan Bakar Untuk Motor Diesel.....	28
III.5. Udara.....	28
III.6. Perbandingan Bahan Bakar dengan Udara.....	28
III.7. Perbandingan Kompresi	30
III.8. Perhitungan Thermodinamika.....	30
III.9. Langkah Kompresi Isentropis	31
III.10. Langkah Pada Proses Pembakaran adiabatik	32
III.11. Langkah Ekspansi Isentropis	35

	III.12. Langkah Idealisasi atau Langkah Kerja Khayal.....	35
	III.13. Efisiensi Tehermis Ideal.....	37
	III.14. Tekanan Efectif Rata-rata	38
	III.15. Perbandingan Bahan Bakar Spesifik Fuel Consumption ..	39
	III.16. Tabel Thermodinamika Untuk Perbandingan Compresi	39
BAB IV	UKURAN UTAMA MOTOR BAKAR.....	43
	IV.1. Volume Langkah.....	43
	IV.2. Diameter Silinder	44
	IV.3. Pemilihan Bahan ruang.....	45
	IV.4. Faktor Brixs (faktor of Aqularity).....	45
	IV.5. Diangaram P - V	46
BAB V	TORAK DAN PERLENGKAPANNYA	50
	V.1. Torak (piston).....	50
	V.2. Pin Piston	58
	V.3. Ring Piston	62
	V.4. Berat Piston Dan Perlengkapannya.....	66
	V.5. Connecting Rod.....	68
BAB VI	DINAMIKA BAGIAN BERGERAK.....	78
	VI.1. Gaya Inesia.....	78
BAB VII	POROS ENKOL DAN FLY WHEEL	86
	VII.1. Poros Engkol (Crank Shaft).....	86
	VII.2. Roda Gaya (Fly Wheel)	96
BAB VIII	BANTALAN DAN BAUT PENGKAT BANTALAN	104
	VIII.1. Bantalan	104
	VIII.2. Bahan Bantalan	105
	VIII.3. Baut Bengikat Bantalan	106
BAB IX	CRANK,CASE, SILINDER, BLOCK SILINDER.....	109
	IX.1. Crank Case	109
	IX.2. Silinder Liner	109
	IX.3. Kepala Silinder.....	110

IX.4.	Tebal Silinder Liner	111
IX.5.	Baut Pengikat Kepala Silinder	112
IX.6.	Ruang Bakar	113
BAB X	KATUB DAN MEKANISME PENGGERAK KATUB	115
X.1.	Pengatur katub	115
X.2.	Poros cam (Cam Shaft)	120
BAB XI	PELUMASAN DAN PENDINGINAN	134
XI.1.	Pengatur Katub	134
XI.2.	Pendinginan	141
BAB XII	KESIMPILAN	144
LITERATUR	146
LAMPIRAN	146



BAB I PENDAHULUAN

I.1. LATAR BELAKANG.

Sama-sama kita ketahui bahwa sangat penting alat pengangkutan ataupun transportasi, mengingat karena berkembangnya kemajuan teknologi dewasa ini yang mana alat transportasi pun turut mengalami kemajuan, yang mana pada zaman sebelum ini transportasi yang digunakan adalah dengan tenaga manusia ataupun dengan tenaga hewan peliharaan, yang mana disini akan memakan waktu yang lama untuk mencapai tujuan tertentu dan beban yang dapat dibawa relatif kecil sehingga aktifitas jaman seperti ini tidak efektif untuk sesuatu aktifitas tertentu, namun pada zaman sekarang ini dengan seiring kemajuan, aktifitas manusia pada khususnya dan masyarakat pada umumnya akan lebih efektif dan juga efisien, hal ini tampak jelas pada kehidupan perekonomian.

Berbagai macam bentuk transformasi yang sama-sama kita manfaatkan kita rasakan keberadaannya, sehingga volume beban yang diangkat lebih besar dan jangkauan waktunya pun lebih singkat dan sangat membantu / mempermudah aktifitas kita dalam sehari-hari, juga halnya dalam keberadaan kendaraan pribadi tidak kalah pentingnya disini kita bicarakan kendaraan Mini bus karena ini dapat dimanfaatkan setiap anggota keluarga yang berkepentingan tanpa terpengaruh dengan gejolak yang terjadi pada saat-saat tertentu dikala angkutan umum dipengaruhi oleh gejolak, misalnya aksi mogok penumpang angkutan.

Lebih lanjut dikatakan bahwa adanya keaneka ragaman tersebut secara garis besar disebabkan oleh hal sebagai berikut.

- A. Adanya perbedaan tingkat sosial ekonomi anggota masyarakat untuk menumpang jenis alat angkutan.
- B. Adanya perbedaan dari alat transportasi itu sendiri,
 - pengangkutan anggota keluarga jarak jauh
 - pengangkutan antar kota
 - pengangkutan dalam kota
- C. Rasa kenyamanan maksimal yang diinginkan dalam kendaraan tersebut.

- D) Adanya peraturan-peraturan atau ketentuan dari pemerintah pada jumlah kendaraan pribadi ini. Dan lain-lain

Bagi seorang perencana kendaraan faktor tadi sangat perlu diperhitungkan sebelumnya, sebab itu semua mempunyai kaitan langsung terhadap masalah perencanaan setiap konstruksi kendaraan.

Dan adanya beberapa faktor yang sering berkaitan dengan perencanaan Motor Bakar seperti jalan raya yang sangat mempengaruhi untuk perencanaan sebuah Motor Bakar.

I.2. PEMBATASAN MASALAH

pada penulisan ini yang akan dibahas adalah bagian-bagian atau komponen-komponen yang penting menyangkut penggerak pada motor bakar Diesel seperti Piston, Poros engkol, Block silinder, Kepala silinder, Poros dan mekanisme katub. Untuk komponen yang dipilih dari perencanaan ini dapat disesuaikan menurut petunjuk dari perencanaan dan buku literatur.

I.3. TUJUAN PERENCANAAN

Tujuan perencanaan konstruksi dari sebuah penggerak kendaraan jenis minibus ini adalah sebagai berikut :

1. Agar dapat lebih jauh mengenal sistem penggerak pada suatu kendaraan.
2. Juga memahami sistem pembakaran suatu bahan bakar.
3. Mengetahui proses yang terjadi pada tiap kondisi kerja.
4. Memberi kesempatan untuk lebih spesifik memahami permasalahan yang terkait dengan permesinan dibidang outomotive.
5. Memberi kesempatan kepada mahasiswa untuk lebih jauh mengikuti perkembangan teknologi yang berhubungan dengan permesinan kendaraan khususnya.

I.4. METODOLOGI PENELITIAN

Berikut ini akan dipaparkan tentang metodologi untuk menunjang selesainya tugas akhir ini yang mana metode ini juga senada dengan pendapat J. suprpto. ME yaitu riset dapat dibagi menjadi :

1. Menurut alasan
 - ↳ Riset dasar bertujuan untuk mengembangkan ilmu
 - ↳ Riset terpakai bertujuan untuk mencapai kesimpulan untuk digunakan
2. Menurut tempat melakukan
 - ↳ Riset perpustakaan

- ↳ Riset lapangan
 - ↳ Riset laboratorium
3. Menurut Vibrasi yang dimiliki oleh variabel
- ↳ Eksperimental yaitu vibrasi yang dimiliki oleh variabel ditentukan oleh sipeneliti
 - ↳ Eksposfakto yaitu vibrasi yang dimiliki oleh variabel diperoleh tanpa campur tangan sipeneliti.

Bila dilihat dari pembagian diatas maka jenis riset yang dilakukan adalah jika ditinjau menurut alasan termasuk jenis riset terpakai dan jika menurut tempat termasuk riset lapangan dan riset perpustakaan, adapun tempat melakukan riset adalah, **PT. SUMATERA BERLIAN MOTORS**

I.5. SISTEMATIKA PENULISAN

Sistematika penulisan pada perencanaan ini menguraikan latar belakang perencanaan, masalah dan tujuan penulisan dan batasan penulisan serta sistematika penulisan, adapun sistematikanya adalah :

- BAB I : Berisi tentang latar belakang penulisan, tujuan dan metodologi riset
- BAB II : Berisi pemilihah siklus kerja, jumlah silinder, menentukan daya motor dan putaran
- BAB III : Berisi tentang proses pembakaran, jenis bahan bakar, udara, perbandingan kompresi, perhitungan termodinamika, langkah-langkah kompresi dan ekspansi.
- BAB IV : Berisi tentang volume langkah, diameter silinder, faktor brixs
- BAB V : Berisi tentang Piston, Pin piston, Ring piston dan berat piston
- BAB VI : Berisi tentang Dinamika bagian bergerak
- BAB VII : Berisi tentang Poros engkol dan roda gigi (fly Wheel)
- BAB IX : Berisi tentang Crank case, Silinder dan Block silinder
- BAB X : Berisi tentang Pe ngatur katub poros Cam
- BAB XI : Berisi tentang pe umasan dan pendinginan
- BAB XII : Kesimpulan

LITERATUR

LAMPIRAN

I.6. PEMBAHASAN MASALAH.

Dalam hal menentukan pemilihan spesifikasi, bentuk dan jenis kendaraan penumpang dengan kapasitas 8 orang, perlu diperhatikan beberapa persyaratan umum kendaraan penumpang jenis minibus adalah sebagai berikut :

- A. Mobil penumpang jenis mini bus direncanakan untuk kepentingan pribadi, harus memiliki ruang penumpang yang nyaman dan ketika didalamnya agar dapat duduk dengan tenang dan nyaman selaman dalam perjalanan, getaran mesin dan hentakan terhadap kondisi jalan diusahakan sekecil mungkin.
- B. Walaupun kendaraan ini digunakan khusus digunakan untuk kendaraan pribadi, namun harus diperkirakan bahwa total beban setirp orang akan membawa sejumlah barang sekitar 120 Kg , hal ini agar penambahan barang-barang tidak membuat ruangan akan semakin tidak nyaman karena barang-barang yang dibawa, maka dibuat tempat penyusunan barang.
- C. Bobot kendaraan harus disesuaikan dengan kecepatan maximum, agar dalam kecepatan maximum kendaraan tidak merasa terbebani dan juga tidak terlalu ringan sehingga tidak akan mengakibatkan kendaraan terasa melayang saat melaju dalam kecepatan maximum, maka berat kendaraan kosong diambil adalah **12540 KG**
- D. Kendaraan harus mempunyai fleksibilitas yang baik agar mudah dikendalikan dalam pengoperasiannya.
- E. Ukuran kendaraan harus sesuai dengan kondisi persyaratan, sesuai dengan ketentuan dan peraturan yang berlaku bagi pemakai jalan.
- F. Memiliki sumber daya motor penggerak yang cukup, sehingga mampu untuk mengangkut penumpang dan barang beban maximum.
- G. Kendaraan sedapat mungkin memiliki bentuk dan desain yang terbaik, sehingga dapat memberi suatu nilai tambah bagi penumpang yang menaikinya dan bentuk body diupayakan selegan mungkin.
- H. Kendaraan harus diupayakan dapat melintasi jalan aspal dan tidak aspal (permukaan tidak rata).

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

II.1. KLASIFIKASI DAN KETENTUAN TEKNIS

Motor Bakar adalah sesuatu pesawat pembangkit tenaga yang dapat merubah energi (kalor) menjadi Mekanik (gerak). Energi panas tersebut diperoleh dari energi pembakaran bahan bakar didalam pesawat itu sendiri jenis Motor Bakar ini sering juga disebut mesin kalor pembakaran dalam Internal (International Combustion Engine).

Secara umum motor bakar dapat diklasifikasikan, dalam hal ini penulis hanya pembahasan pada motor bakar torak.

Klasifikasi motor bakar secara umum yaitu :

- A. Klasifikasi berdasarkan jenis bahan bakar yang digunakan.
 1. Motor bakar orto, dengan bahan bakar bensin.
 2. Motor bakar diesel, dengan bahan bakar solar.
- B. Klasifikasi berdasarkan ruang bakar.
 1. Motor bakar dengan pembakaran langsung (tanpa ruang bakar bantu).
 2. Motor bakar dengan ruang bakar bantu.
- C. Klasifikasi berdasarkan langkah.
 1. Motor bakar 4 langkah,
Untuk menghasilkan satu kali usaha diperlukan 4 kali langkah torak atau dua kali langkah putaran poros engkol.
 2. Motor bakar 2 langkah,
Untuk menghasilkan satu kali usaha diperlukan 2 kali langkah torak atau satu kali langkah putaran poros engkol.
- D. Klasifikasi berdasarkan sistem pengapian (Ignition System).
 1. Dengan percikan bunga api dari busi (Spark Ignition System).
 2. Dengan pengapian sendiri (Compression Ignition System).
- E. Klasifikasi berdasarkan sistem pendingin (Cooling System).

1. Sirkulasi tertutup dengan menggunakan radiator dengan media pendingin air.
2. Sirkulasi terbuka dengan menggunakan menara pendingin dengan menggunakan media pendingin air.
3. Pendingin langsung dengan udara

Adapun keuntungan dan kerugian dari motor bakar diesel adalah sebagai berikut :

Keuntungan Motor Bakar Diesel

- a) Harga bahan bakar relatif murah dan dapat digunakan untuk daya yang besar.
- b) Pemakaian bahan bakar spesifikasinya rendah dan mampu dioperasikan dengan jangka waktu yang lama serta tidak memerlukan Ignition System.

Kerugian Motor Bakar Diesel.

- a) Getaran mesin cukup tinggi dan konstruksi cukup rumit.
- b) Putaran motor terbatas dan memerlukan alat Injection System.

Data-data perbandingan.

Sebagai perbandingan untuk melanjutkan perencanaan ini, maka berikut ini juga dilampirkan data-data merk mobil, yaitu :

COLT DIESEL 100 PS

Type Mesin	= Segaris (In Line)
Jumlah Silinder	= 4
Isi Silinder	= 3298 cc
Panjang x Lebar x Tinggi	= 5.880 x 1970 x 2055 mm
Daya Maximum	= 100 / 3500 PS / rpm
Momen Torsi Maximum	= 24,0 Kg.m / 2200 rpm

COLT DIESEL 120 PS

Type Mesin	= Segaris (In Line)
Jumlah Silinder	= 4
Isi Silinder	= 3907 cc
Panjang x Lebar x Tinggi	= 5.885 x 1995 x 2170 mm
Daya Maximum	= 120 PS / 3200 rpm
Momen Torsi Maximum	= 28,0 Kg.m / 1800 rpm

T 120 SS

Type Mesin	= Segaris (In Line)
Jumlah Silinder	= 4
Isi Silinder	= 1343 cc
Panjang x Lebar x Tinggi	= 3720 x 1560 x 1835 mm
Daya Maximum	= 78 PS / 6000 rpm
Momen Torsi Maximum	= 10,9 Kg.m / 3500 rpm

L 300 DIESEL

Type Mesin	= Segaris
Jumlah Silinder	= 4
Isi Silinder	= 2477 cc
Panjang x Lebar x Tinggi	= 4315 x 1880 x 1970 mm
Daya Maximum	= 72 PS / 4200 rpm
Momen Torsi Maximum	= 14,3 Kg.m / 2200 rpm

II.2. PEMILIHAN SIKLUS KERJA

Setiap motor bakar penggerak dalam pengoperasian untuk menghasilkan sebuah tenaga selalu bekerja dalam siklus, begitu juga dengan motor bakar Diesel.

Sistem siklus kerja dalam motor bakar yaitu :

A. Siklus motor 4 langkah.

1. Untuk tiap proses dibutuhkan 4 langkah torak dalam 2 putaran poros engkol, atau salah satu langkah kerja pada 2 putaran poros engkol
2. Tersedianya satu langkah penuh untuk pemasukan dan pengeluaran.

3. Pembakaran yang terjadi lebih sempurna dan motor bakar bekerja lebih hemat pemakaian bahan bakar.

B. Siklus motor 2 langkah.

1. Pada setiap proses kerja diperlukan dua langkah torak dalam satu putaran poros engkol, atau satu langkah kerja untuk satu putaran poros engkol.
2. Kurang sempurnanya pembakaran karena tidak adanya langkah khusus untuk proses pembakaran, dalam proses pembakaran sisa pembakaran tidak habis terbakar saat pembakaran berikutnya.
3. Untuk putaran dan ukuran motor yang sama motor 2 langkah melakukan pembakaran lebih cepat, karena suhu torak dan dinding silinder lebih tinggi dari motor 4 langkah.
4. Pemakaian bahan bakar lebih besar dari motor 4 langkah, karena ketika proses pembakaran selalu membawa gas sisa pembuangan, disebabkan proses pemasukan dan pembilasan berlangsung hampir bersamaan waktunya.

Berdasarkan analisa siklus kerja pada motor bakar maka lebih cenderung untuk memilih motor bakar 4 langkah, secara khusus kepentingan angkutan yang direncanakan memilih siklus 4 langkah untuk minibus yang akan direncanakan sehingga memberikan keuntungan sebagai berikut.

- A. Penghematan bahan bakar ini bisa terjadi sebelum pembakaran berlangsung untuk seterusnya tidak ada bahan bakar yang terikat saat gas pembuangan sisa pembakaran.
- B. Temperatur kerja relatif rendah dibanding motor 2 langkah, ini artinya mesin tidak mudah panas, juga dengan sistem pendinginannya yang lebih menguntungkan.
- C. Dengan ukuran yang sama maka efisiensi motor 4 langkah lebih tinggi dibanding motor 2 langkah, karena motor 4 langkah yang dikompresikan menjadi tenaga lebih besar.
- D. Karena adanya langkah khusus untuk pembuangan sisi pembakaran, maka tidak dibutuhkan Scavening pump (pompa erlas).

Walaupun untuk motor bakar 4 langkah adanya katub-katub dan mekanisme katub, namun manfaat yang dihasilkan masalah tersebut akan diabaikan.

Proses kerja motor bakar 4 langkah adalah :

A. Langkah Hisap (Suction Stroke)

Pada langkah hisap, katub hisap terbuka sedangkan katub buang dalam tertutup, melalui katup hisap udara murni dihisap kedalam silinder, pada langkah ini titik mati atas (TMA) ketitik mati bawah (TMB).

B. Langkah kompresi (Compression stroke)

Pada langkah ini katub hisap dan katub buang dalam keadaan sama-sama tertutup. Torak bergerak dari TMB ke TMA, udara murni yang dihisap kedalam silinder dimanfaatkan dengan tekanan $35 - 40 \text{ Kg/cm}^2$ sehingga suhu kompetisi lebih tinggi dari suhu nyala bahan bakar.

C. Langkah Expansi (Expansion stroke).

Langkah ini terjadi ketika torak mencapai titik mati atas, dalam hal ini terjadi baik itu katub hisap dan katub buang tertutup, bahan bakar yang berupa kabut diseprotkan kedalam silinder, dimana bahan bakar akan terbakar dengan sendirinya, akibat tekanan udara murni yang telah diseprotkan pada langkah kompresi. Akibat dari pembakaran bahan bakar tersebut tekanan akan naik, sementara torak akan menuju TMA sehingga volume ruang bakar akan semakin kecil, dengan sendirinya tekanan akan naik dan lebih tinggi, akhirnya torak torak sampai di TMA kemudian didorong kembalike TMB oleh gas hasil pembakaran tersebut, dan inilah yang disebut langkah kerja.

D. Langkah Buang (Exhaust stroke).

Ketika torak akan mencapai TMA maka katub buang akan terbuka, dan katub hisap akan tertutup dan pada saat itu pula torak akan menekan gas sisa pembakara keluar melalui katub buang. Pada saat katub buang ini akan terjadi overlapping dimana karub masuk dan buang akan terbuka, hal ini terjadi sampai awal langkah hisap dengan tujuan agargas bbekas sisa pembakaran dapat keluar bersih melaluai silinder kemudian pada langkah siklus berikutnya udara yang ada dalam silinder adalah udara murni.

II.3. PEMILIHAN JUMLAH SILINDER

Untuk pemilihan jumlah silinder yang akan direncanakan perlu dipertimbangkan beberapa faktor :

1. Semakin banyak jumlah silinder yang dapat terisi, yang lebih teratur dan beban pada poros engkol akan lebih merata. Konstruksi motor akan lebih seimbang dan getaran mesin akan lebih halus.
2. Dengan jumlah silinder yang lebih banyak pada kondisi mesin / material yang sama akan membuat volume/berat mesin bertambah.
3. Jumlah silinder yang lebih banyak akan membuat ukuran Fly wheel relatif lebih kecil.

Dengan demikian sebagai langkah akhir dari pemilihan jumlah silinder harus lebih diperhatikan beberapa parameter lain dari pada motor yaitu total displacement volume (V_{disp} total) dari motor untuk daya dan putaran yang direncanakan.

Maka dalam perancangan ini ditetapkan jumlah silinder (Z) sebanyak 4 buah dengan susunan segaris (In Line) dengan cara Single Acting.

II.4. PENENTUAN DAYA MOTOR

Faktor-faktor yang harus dipertimbangkan dalam penentuan daya motor yang digunakan untuk mobil ini pada pengoperasiannya adalah

1. Rolling Resistance (Tahanan Gelinding).
2. Air Resistance (Tahanan Udara).
3. Transmission Resistance (Tahanan Transmisi).
4. Grade Resistance (Tahanan Tanjakan).
5. Acceleration Resistance (Tahanan Percepatan).

Setiap faktor di atas mempengaruhi mobil dalam gerakan selama beroperasi. Sebab itu untuk menjamin kebutuhan tenaga mobil yang akan disediakan, justru dalam menentukan daya akan diuraikan satu persatu.

II.4.1. Rolling Resistance (Tahanan Gelinding).

Adalah hambatan atau tekanan yang terjadi pada mobil akibat kontak antara badan permukaan jalan ketika mobil dalam keadaan berjalan, dan ini dapat terjadi karena beberapa hal :

1. Kerja beban yang bekerja pada ban yang menyebabkan melendutnya ban .
2. Masuknya ban atau roda ke atas permukaan jalan.
3. Kerja karena adanya slip.

Slip yang hilang untuk mengatasi Rolling Resistance ini dapat dihitung melalui rumus sebagai berikut :

$$N_1 = V_{\max} \cdot C_r \cdot W \cdot 1/270 \text{ HP} \dots\dots\dots (1)$$

Dimana : V_{\max} = kecepatan max = 120 Km/jam (direncanakan)

$$= 33,33 \dots\dots\dots (2)$$

C_r = Coefficient rilling resistance = 0,035

W = Massa total (setelah dipenuhi beban)

$$= 3640 \text{ Kg}$$

◆ Massa mobil kosong = 2540 Kg

◆ Massa total penumpang a) 70 Kg (14 . 70) = 980 Kg

◆ Massa total beban yang dibawa penumpang = 120 Kg

Jumlah = 3640 Kg

Maka daya untuk mengatasi Rolling Resistance adalah :

$$N_1 = 120 \cdot 0,035 \cdot 3640 (1/270)$$

$$= 56,6 \text{ HP}$$

II.4.2. Air Resistance (Tahanan Udara).

Adalah tahanan/hambatan yang dialami mobil ketika berjalan akibat terpaan angin yang berlawanan arah dan ini terjadi pada beban mobil. Besarnya daya tahan yang hilang akibat effect aerodinamik, fluida dapat dihitung melalui rumus sebagai berikut :

$$R_a = \rho/2 \cdot C_a \cdot A \cdot V_r^2 \text{ (Kg)} \dots\dots\dots (3)$$

Dimana : ρ = Rapat jenis udara = 0.125 Kg det/meter

$$C_a = \text{Coefficient of air resistance} = 0.3 \dots\dots\dots (4)$$

A = Luas proyeksi badan mobil yang tertekan terpaan angin

Lebar mobil (a) = 1880 mm

Tinggi mobil (b) = 1970 mm

Luas proyeksi (A) = 30352.50 mm = 3.035 m²

V_r = kecepatan udara relatif terhadap mobil

= V_{max} - V_{udara rata-rata}

dimana V_{udara rata-rata} 10-12 Kg/jam..... (5)

direncanakan 12 Kg/jam

= 120 - (-12) = 132 Kg/jam = 36.67 m/menit

Maka tahanan udara adalah :

R_a = 0,125/2 . 0,3 . 3,035 . (36.67)² = 76,52 Kg

Dengan demikian daya yang diperlukan untuk tahanan udara adalah :

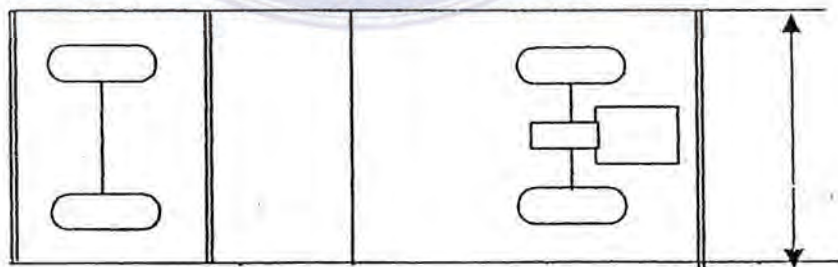
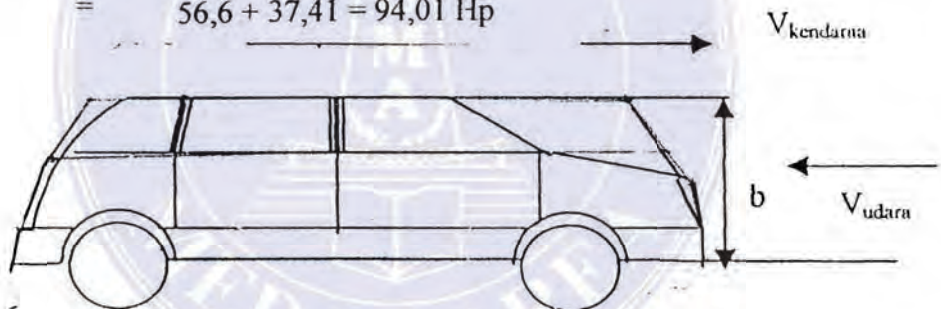
N_a = R_a . V_r . (1/270) HP

= 76,52 . 132 . (1/270) . = 37,41 HP

sehingga daya yang dipoerlukan untuk mengatasi rilling resistance dan aerodsynamik

adalah : N = N₁ + N_a

= 56,6 + 37,41 = 94,01 Hp



II.4.3. Transmission Resistance.

Adalah besarnya tekanan atau daya yang hilang pada sistem transmisi. Besarnya kehilangan daya adalah 10 % dari daya N_1 maka :

$$\begin{aligned} N_{tr} &= 10 \% \cdot 60,94 \\ &= 7,163 \text{ HP.} \end{aligned}$$

Maka keseluruhan total daya yang diperlukan :

$$\begin{aligned} N_{total} &= (N_1) + N_a + N_{tr} \\ &= 34,22 + 37,41 + 7,163 = 78,793 \text{ Hp.} \end{aligned}$$

Berdasarkan pertimbangan bahwa motor ini dipakai untuk menggerakkan kendaraan yang mana akan terjadi overload ,dan kerugian mekanik didalam engine tersebut, maka untuk membentuk daya rencana (daya indikator) maka harus diuperchitungkan adanya efisiensi mekanis yang besarnya.

$$(0,7 \text{ s/d } 0,9) \dots\dots\dots (6)$$

Dalam rancangan ini dipilih $\eta = 0,9$

$$\text{Maka } N_i = \frac{N_{tot}}{0,9} = \frac{78,793}{0,9} = 87,548 \text{ Hp.}$$

Sehingga ditetapkan daya $N_i = 83 \text{ Hp}$

II.4.4 Grade Resistance.

Adalah hambatan yang dialami mobil ketika berada ditanjakan jalan juga fungsinya sebagai kontrol daya dan menghinung kecepatan pada tanjakan.

Hal-hal yang mempengaruhi tahanan pada tanjakan adalah :

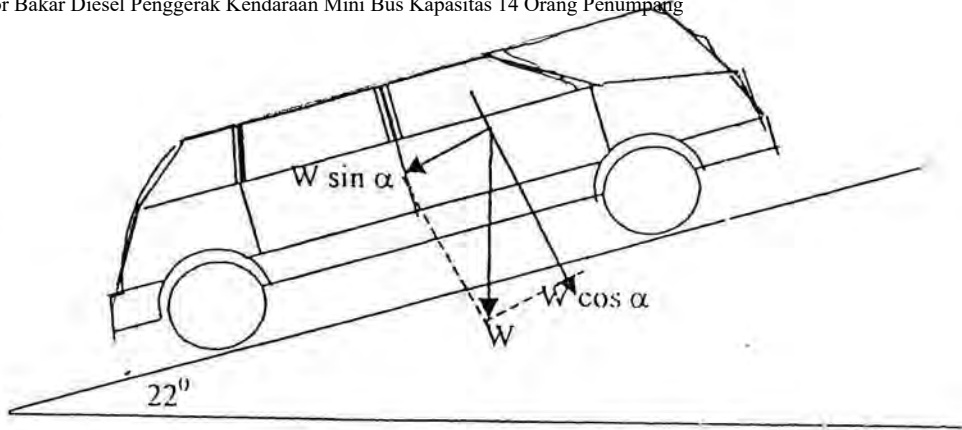
- Rolling resistance pada tanjakan
- Berat kendaraan ,penumpang dan barang pada bidang jalan yang bertanjakan

Untuk itu diperlukan sudut tanjakan maks yang terdapat di Indonesia adalah sebesar < 20 (Sumber dari Dept.P U).

Analisa gaya tersebut dapat dilihat pada gambar berikut :

Analisa gambar gaya-gaya pada grade resistance.

⁽⁵⁾ Ibid hal. 18



Dimana : S = Berat kendaraan terhadap bidang miring jalan (tanjakan)

$$= W \cdot \cos \theta$$

$$= 3640 \cdot \cos 22 = 3374,9 \text{ Kg}$$

S_{rs} = Rolling Resistance

$$= S \cdot C_r$$

$$= 3374,9 \cdot 0,035 = 118,1 \text{ Kg}$$

S_o = Gaya untuk melawan kendaraan

$$= W \cdot \sin \theta$$

$$= 3640 \cdot \sin 22 = 1363,5 \text{ Kg}$$

maka gaya tahanan total adalah :

$$S_{tot} = S_{rs} + S_o$$

$$= 118,1 \text{ Kg} + 1363,5 \text{ Kg} = 1481,6 \text{ Kg}$$

Maka selanjutnya untuk kecepatan mobil pada tanjakan dapat ditentukan melalui

rumus : $N_i = \frac{F \cdot V}{75}$

dimana : $F = S_{tot} = \text{Kg}$

maka $V_{tingkatan} = \frac{75 \cdot N_i}{F}$

$$= \frac{75 \cdot 83}{1481,6} \frac{\text{Kg m/dt}}{\text{Kg}} = 4,2 \text{ m/dt} = 15,120 \text{ Km/jam}$$

Kecepatan ini adalah kecepatan maximal pada tanjakan yang diluar pada Speed I dari mobil.

II.4.5. Acceralation (percepatan).

0 Km/jam \longrightarrow 60 Km/jam = 16,6 m/dt dicapai dalam 20 dt
maka percepatan kendaraan adalah :

$$V_t = a \cdot t \rightarrow 16,6 \text{ m} \cdot \text{dt} = a \cdot 20 \rightarrow a = \frac{16,6}{20} = 0,83 \text{ m/dt}$$

Gaya dorong kendaraan : $F = W \cdot a$
 $= 3640 \cdot 0,83 \text{ Newton} = 3021,2 \text{ Newton}$

Kecepatan rata-rata selama adanya percepatan :

$$V_{\text{rata-rata}} = \frac{16,6 \cdot 0}{2} = 8,3 \text{ m/dt}$$

Jadi rata-rata yang diperlukan kendaraan selama adanya percepatan adalah :

$$N = \frac{F \cdot V}{75} = \frac{1826 \text{ N} \cdot 8,3 \text{ m/dt}}{75} = 202,077 \text{ N m/dt}$$

II.5. PEMILIHAN PUTARAN MOTOR

Untuk menentukan putaran motor perlu diperhatikan beberapa faktor diantaranya :

1. Ukuran ban
2. Kecepatan maximal dari mobil
3. Tingkat Transmisi dan reduksi

II.5.1. Ukuran Ban

Untuk kendaraan ini ukuran ban yang dipakai adalah type : 195/65R-15

195 mm = 7,677 inc = Lebar ban

15 inc = Diameter dalam ban

65 mm = 2,559 inc = Menunjukkan tinggi ban dari tanah sampai pelak

R = Radial

Maka diameter luar ban dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{Diameter luar ban} &= 2 \cdot 7,677'' + 15'' \\ &= 30,354 \text{ inc} \\ &= \frac{30,354 \cdot 2,54}{1000} = 0,771 \text{ m} \end{aligned}$$

Harga reduksi akhir atau $I_{\text{diff}} = 3,928 \text{ L } 300 \text{ Diesel}$

gear ratio pada speed V adalah = 0,831

kecepatan maximal mobil (V_{max}) = 120 Km/jam (direncanakan)

dari data diatas maka putaran pada roda mobil yang direncanakan. Adalah :

$$n_{roda} = \frac{V_{max}}{\pi \cdot Db} = (\text{rpm})$$

$$= \frac{120000}{3,14 \cdot (0,771) \cdot 60} = 826,125 \text{ rpm}$$

untuk menentukan putaran motor penggerak pada gear V diketahui dari hubungan sebagai berikut :

$$n_5 = I_{tot} \cdot N_{ban}$$

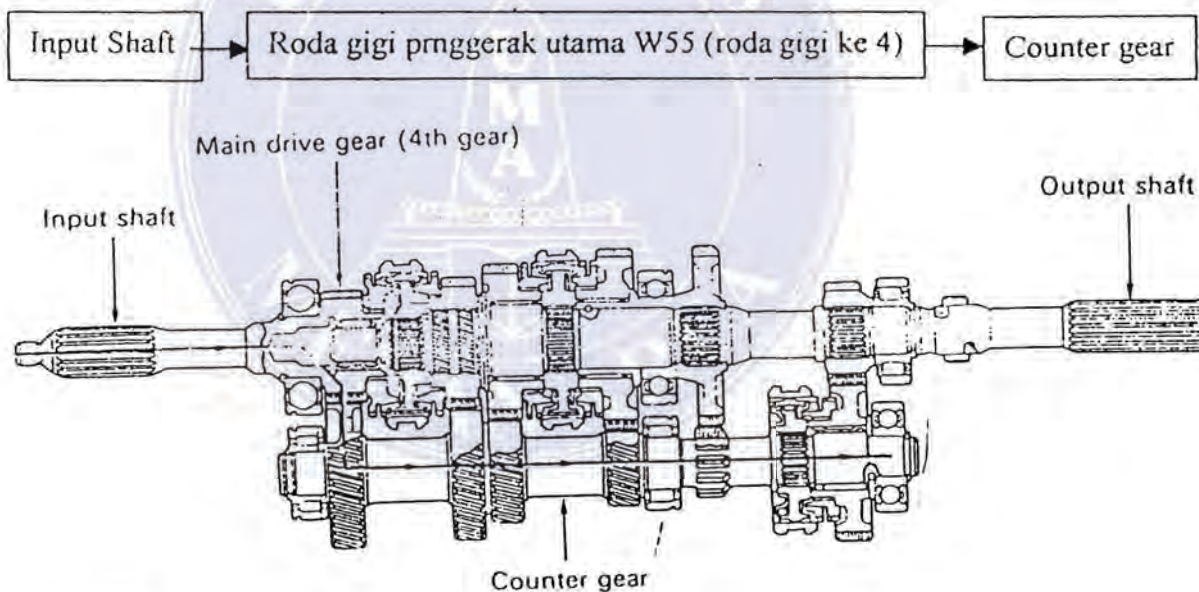
dimana $I_{tot} = I_5 \cdot I_{diff}$

$$= (0,851) \cdot 3,928 = 3,343$$

maka $n_5 = 3,343 \cdot 826,125 = 2761,511$

$$\approx 2800 \text{ rpm (direncanakan)}$$

Netral



SPEED I

$$N_1 = \frac{V_1}{\pi \cdot D b}$$

Dimana : n_1 = Putaran roda gigi I

V_1 = Kecepatan max pada roda gigi I = 40 Km/jam (direncanakan)

D_b = Diameter luar ban

$$\text{Maka } n_1 \approx \frac{40.000}{3.14 \cdot (0.771) \cdot 60} = 275.375 \text{ rpm}$$

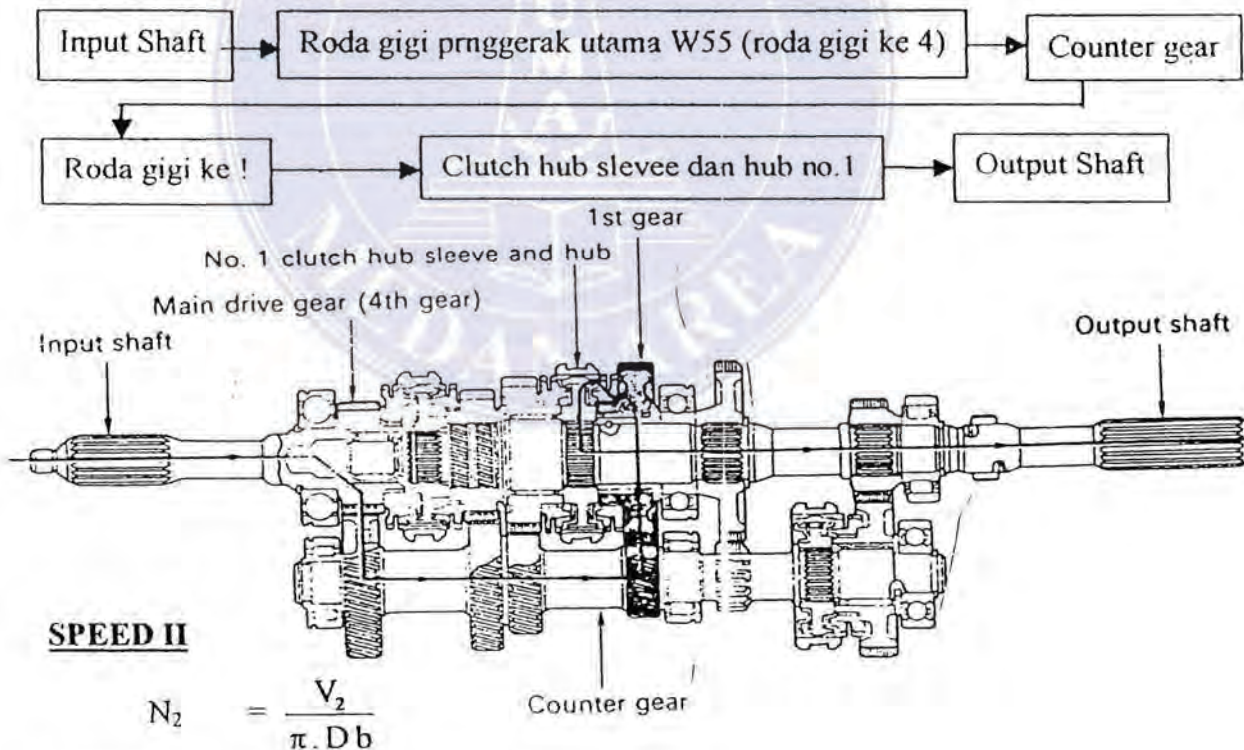
Sehingga putaran yang harus direduksi atau diturunkan pada final drive reduktion gear perbandingan adalah :

$$I_1 = \frac{I_{tot}}{I_{diff}}$$

$$\begin{aligned} \text{Sedangkan : } I_{tot} &= \frac{n_{motor}}{n_1} \\ &= \frac{2800}{275.375} = 10,168 \end{aligned}$$

$$\text{maka } I_1 = \frac{10.168}{3.928} = 2.589$$

perpindahan roda gigi ke 1



$$N_2 = \frac{V_2}{\pi \cdot D_b}$$

Dimana : n_2 = Putaran roda gigi II

V_1 = Kecepatan max pada roda gigi II = 60 Km/jam (direncanakan)

D_b = Diameter luar ban

$$\text{Maka } n_2 = \frac{60.000}{3.14 \cdot (0.771) \cdot 60} = 413.063 \text{ rpm}$$

Sedangkan :

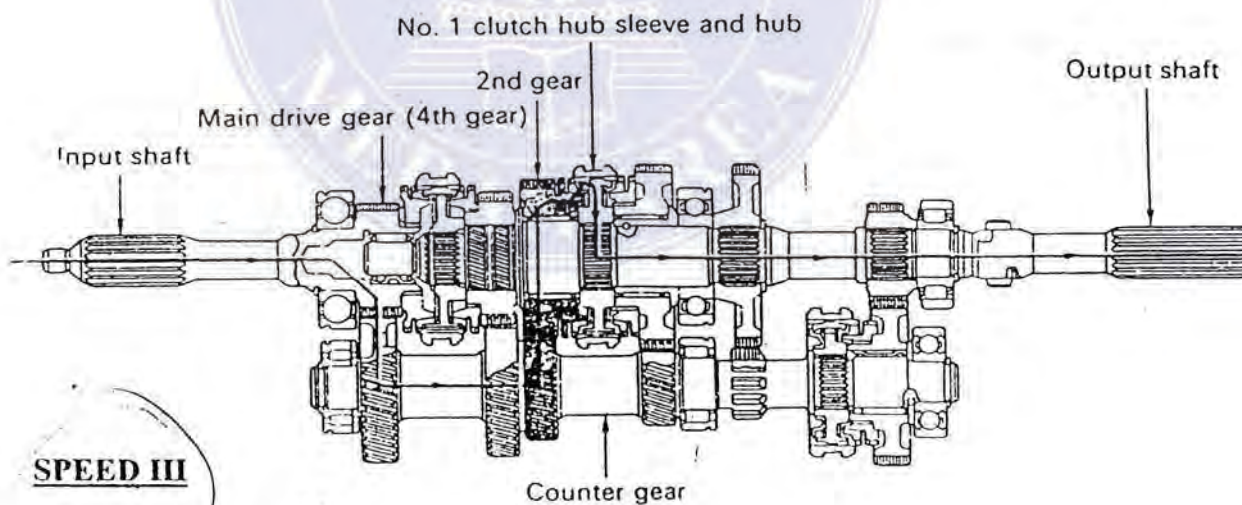
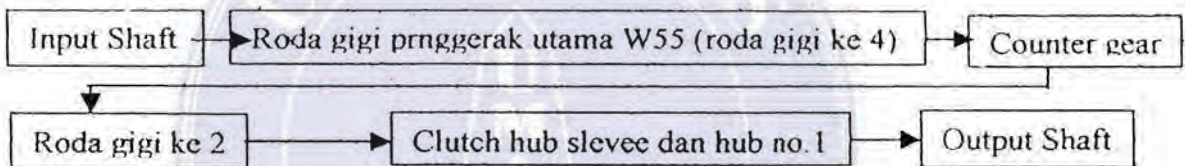
$$I_2 = \frac{I_{tot}}{I_{diff}}$$

$$\text{Sedangkan : } I_{tot} = \frac{n_{motor}}{n_2}$$

$$= \frac{2800}{413,063} = 6,779$$

$$\text{maka } I_2 = \frac{6,779}{3.928} = 1,726$$

perpindahan roda gigi ke 2



SPEED III

$$N_3 = \frac{V_3}{\pi \cdot D_b}$$

Dimana : n_3 = Putaran roda gigi III

V_3 = Kecepatan max pada roda gigi III = 80 Km/jam (direncanakan)

D_b = Diameter luar ban

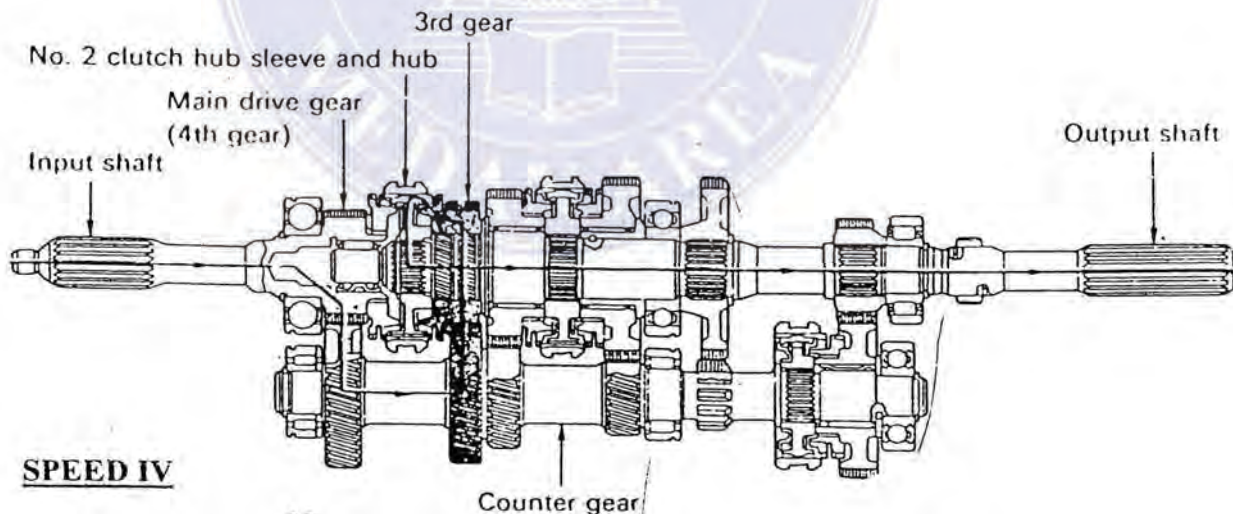
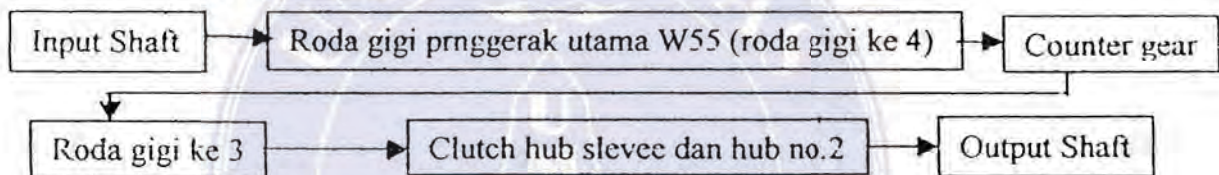
$$\text{Maka } n_3 = \frac{80.000}{3.14 \cdot (0.771) \cdot 60} = 550,750 \text{ rpm}$$

$$I_3 = \frac{I_{tot}}{I_{diff}}$$

$$\text{Sedangkan : } I_{tot} = \frac{n_{motor}}{n_1} = \frac{2800}{550,750} = 5,084$$

$$\text{maka } I_3 = \frac{5,084}{3,928} = 1,294$$

perpindaha roda gigi ke 3



SPEED IV

$$N_4 = \frac{V_4}{\pi \cdot D_b}$$

Dimana : n_4 = Putaran roda gigi IV

V_4 = Kecepatan max pada roda gigi IV = 100 Km/jam (direncanakan)

D_b = Diameter luar ban

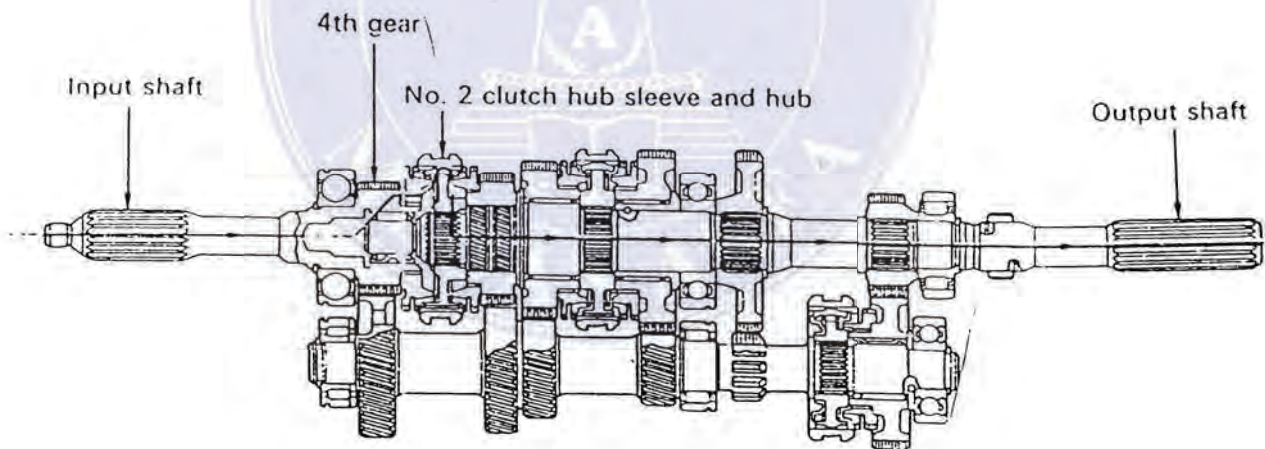
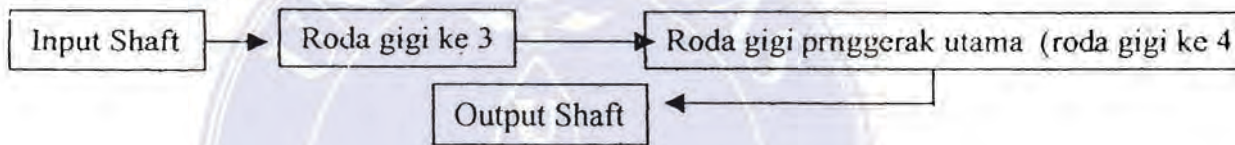
$$\text{Maka } n_4 = \frac{100.000}{3.14 \cdot (0.771) \cdot 60} = 688,438 \text{ rpm}$$

$$I_4 = \frac{I_{tot}}{I_{diff}}$$

$$\begin{aligned} \text{Sedangkan : } I_{tot} &= \frac{n_{motor}}{n_4} \\ &= \frac{2800}{688,438} = 4,067 \end{aligned}$$

$$\text{maka } I_4 = \frac{4,067}{3,928} = 1,035$$

perpindaha roda gigi ke 4



SPEED V

$$N_5 = \frac{V_4}{\pi \cdot D_b}$$

Dimana : n_5 = Putaran roda gigi V

V_5 = Kecepatan max pada roda gigi $V = 120$ Km/jam (direncanakan)

D_b = Diameter luar ban

Maka $n_5 = \frac{120.000}{3.14 \cdot (0.771) \cdot 60} = 826.125$ rpm

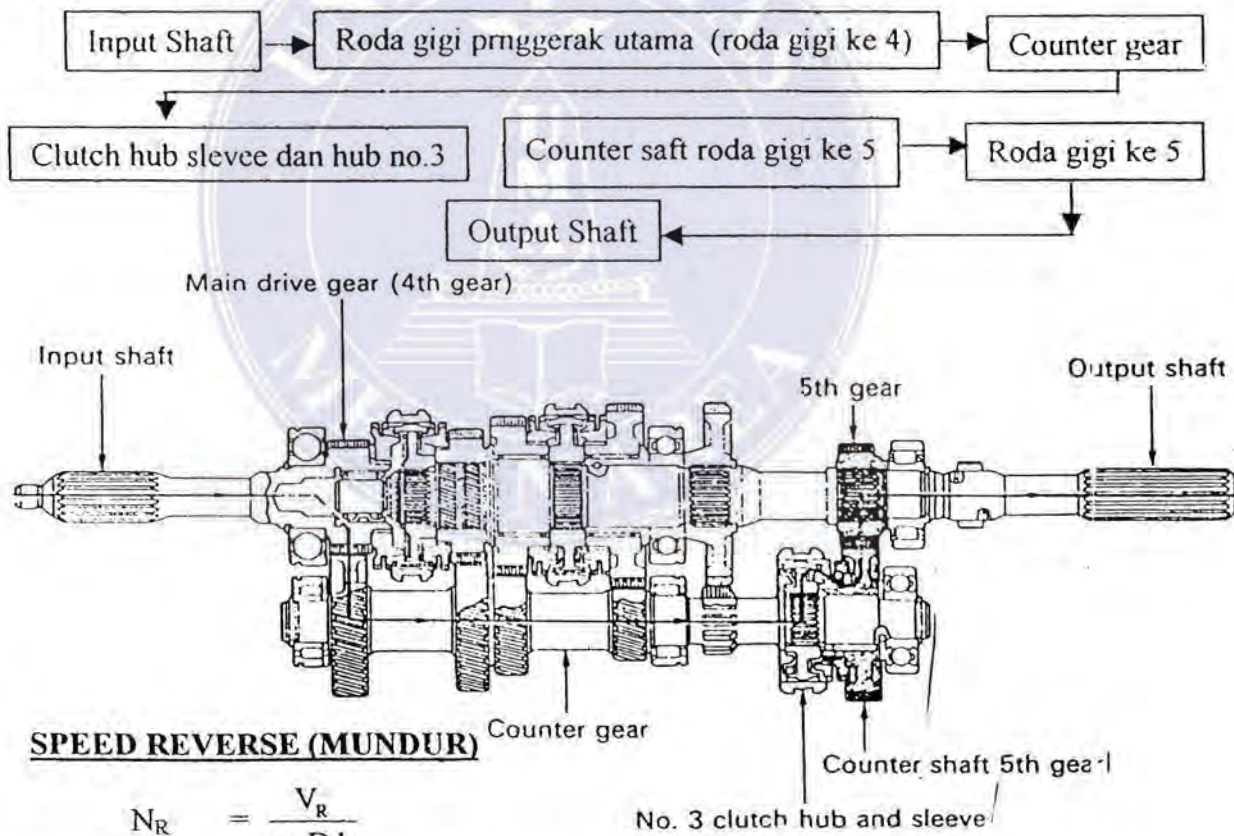
$$I_5 = \frac{I_{tot}}{I_{diff}}$$

Sedangkan : $I_{tot} = \frac{n_{motor}}{n_5}$

$$= \frac{2800}{826,125} = 3,389$$

maka $I_5 = \frac{3,389}{3.928} = 0,863$

perpindahan roda gigi ke 5



$$N_R = \frac{V_R}{\pi \cdot D_b}$$

Dimana : n_1 = Putaran roda pada gigi reverse

V_r = Kecepatan max pada roda gigi reverse = 30 Km/jam (direncanakan)

D_b = Diameter luar ban

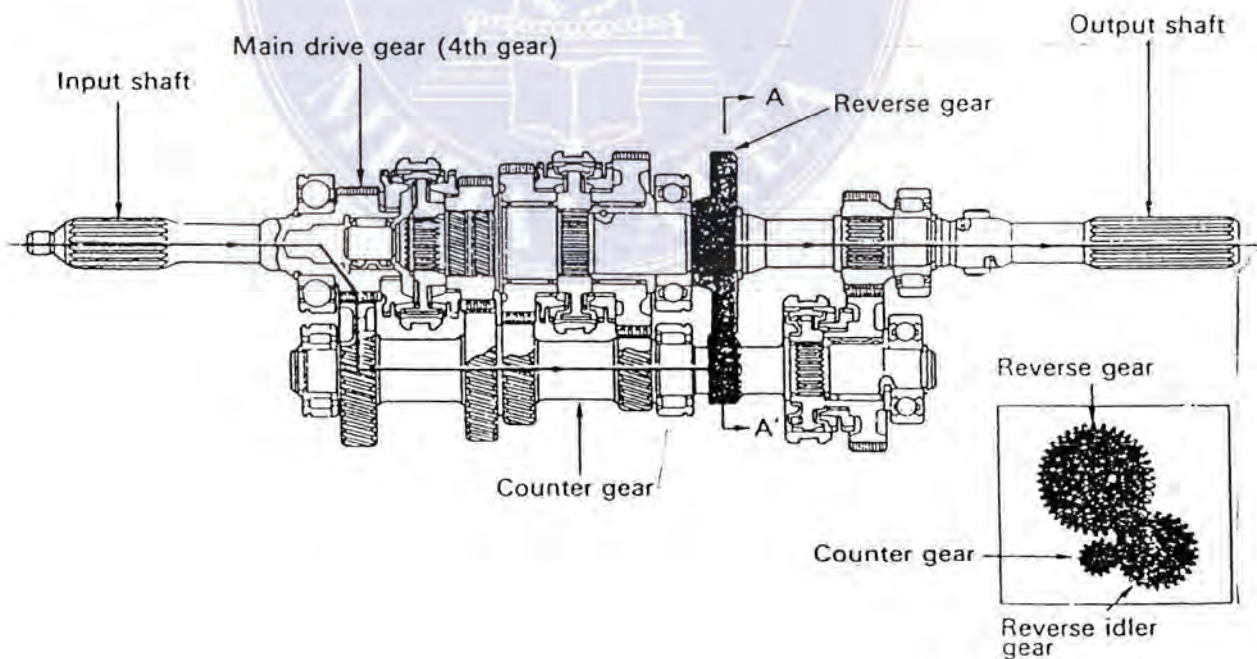
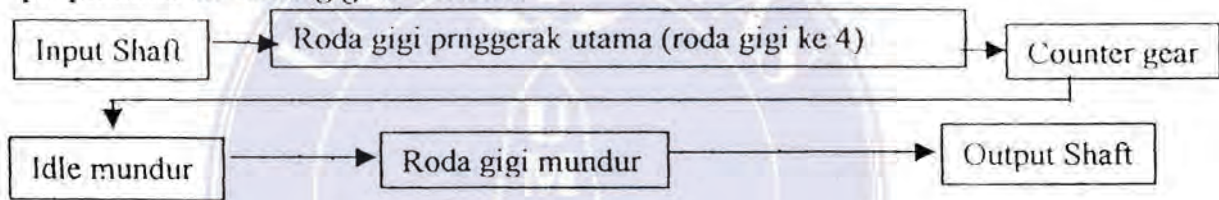
$$\text{Maka } n_r = \frac{30.000}{3.14 \cdot (0.771) \cdot 60} = 206.531 \text{ rpm}$$

$$I_r = \frac{I_{tot}}{I_{diff}}$$

$$\begin{aligned} \text{Sedangkan : } I_{tot} &= \frac{n_{motor}}{n_r} \\ &= \frac{2800}{206,531} = 13,557 \end{aligned}$$

$$\text{maka } I_r = \frac{13,557}{3.928} = 3,451$$

perpindaha ke roda gigi ke mundur



Untuk menganalisa kontrol putaran pada setiap speed kecepatan maka kita dapat membuatnya dalam sebuah tabel sebagai berikut :

TABEL

SPEED	Kecepatan Km/Jam	Putaran Roda Pada Tiap Kecepatan rpm	Final Drive
1	40	275.375	2.589
2	60	413.663	1.726
3	80	550.750	1.294
4	100	688.438	1.035
5	120	826.125	0.863
R	30	206.531	3.451

II.5. KESIMPULAN

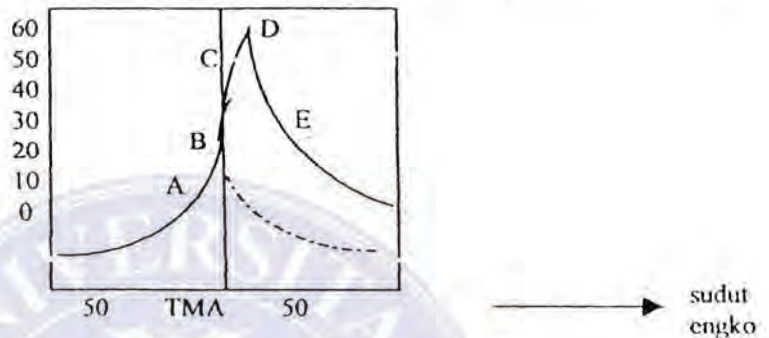
Melalui pertimbangan yang telah dipaparkan selanjutnya maka motor bakar untuk penggerak minibus dengan kapasitas 10 orang ini dapat disimpulkan sebagai berikut :

- Daya motor = 72 PS
- Putaran = 2800 rpm
- Jumlah Silinder = 4 silinder
- Kecepatan max = 5 speed, 1 mundur*
- System pembakaran = Siklus Diesel 4 langkah

BAB III PERHITUNGAN THERMODINAMIKA

III.1. PROSES PEMBAKARAN

Pada proses pembakaran pada mesin diesel yang diterangkan pada gambar dibawah ini, menunjukkan antara tekanan dan waktu. Proses pembakaran ini dibagi beberapa tahap :



1. Tahap ini dinamakan pembakaran tertunda/persiapan pembakaran (A-B) karena pada tahap ini penginjeksian bahan bakar bercampur dengan udara yang berada dalam silinder agar mudah terbakar, dan perubahan posisi poros engkol akan menambah tekanan.
2. Tahap kedua adalah tahap pembakaran cepat (B-C) pembakaran merata saat akhir tahap pertama dan terjadi di beberapa bagian dalam silinder, nyala api merambat dengan cepat sehingga seperti campuran akan terbakar sekaligus, dan ini akan mengakibatkan tekanan dalam silinder akan naik sehingga tahap ini disebut juga pembakaran letub.
3. Tahap ketiga adalah pembakaran terkendali (C-D) karena nyala api dalam silinder, maka bahan bakar yang diinjeksikan langsung terbakar. Pembakaran ini dapat dikendalikan dari jumlah bahan bakar yang diinjeksikan, dan tahap ini disebut juga tahap terkontrol.
4. Tahap keempat adalah tahap pembakaran lajud (D-E), pada titik D berakhir/penginjeksian bahan bakar berakhir, namun bahan bakar belum

terbakar keseluruhan, jadi walaupun injeksi berakhir tetapi pembakaran masih tetap berlangsung.

III.2. ~~DENOTASI~~ PADA MOTOR DIESEL.

Ketika ignition delay (waktu pembakaran tertunda) terlalu panjang atau kenaikan dalam silinder semakin tinggi yang disebabkan oleh penguapan yang terlalu banyak, dan ini dapat menimbulkan suara dan getaran, dan ini disebut *diesel knock* (*denotasi*), dan untuk mencegahnya perlu dengan kenaikan tekanan yang tiba-tiba, yaitu membuat campuran yang mudah terbakar pada temperatur rendah guna mempersingkatsaat pembakaran tertunda atau mengurangi jumlah bahan bakar yang diinjeksikanselama waktu pembakaran tertunda.

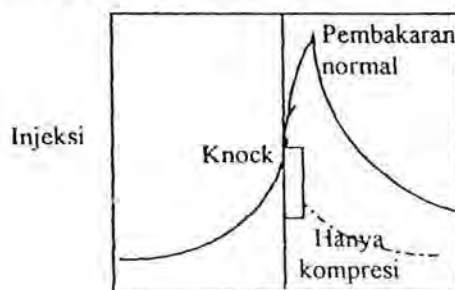
Cara mengatasi denotasi :

1. Memakai bahan bakar dengan angka etana yang tinggi.
2. Menaikan temperatur udara dan tekanan pada saat awal injeksi.
3. Mengurangi jumlah injeksi pada awal injeksi.
4. Menaikkan temperatur pada ruang bakar, khususnya pada ruang daerah injeksi.

Beberapa hal yang harus ditentukan agar tidak terjadi denotasi pada motordiesel.

1. Perbandingan kompresi ditinggikan.
2. Temperatur udara masuk ditinggikan.
3. Temperatur silinder ditinggikan.
4. Waktu pembakaran tertentu diperpendek.

Denotasi pada motor Diesel disebabkan oleh kenaikan tekanan yang berlebihan akibat oleh pembakaran yang berlebihan, untuk lebih jelas dapat dilihat gambar denotasi pada motor diesel :



III.3. SIKLUS TEORITIS MOTOR BAKAR DIESEL

Dengan sulitnya menganalisa termodinamika dalam motor bakar kita lakukan pengandaian, semakin ideal suatu situasi maka semakin mudah untuk menganalisa berdasarkan teori, agar lebih mudah menganalisanya maka dianggap siklus udara sebagai siklus ideal. Pada siklus ideal kita harus beranggapan bahwa :

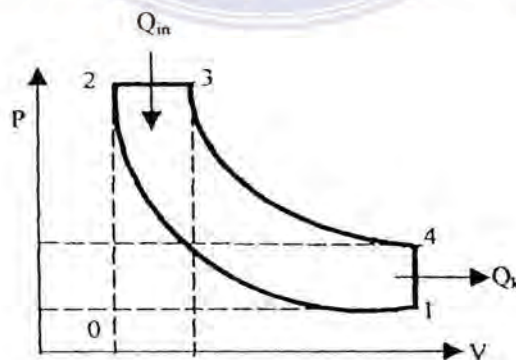
1. Sifat-sifat fisis dari medium kerja tetap selama proses berlangsung.
2. Proses pemampatan dan proses pemuaian yang terjadi dalam silinder adalah adiabatik, artinya tidak ada pembakaran panas antara silinder dan gas.
3. Jumlah zat kerja atau gas selama proses berlangsung tetap.

Dengan menganggap hal tersebut diatas, sehingga kita dapat melakukan perhitungan termodinamika yang terjadi dalam motor bakar, dan dapat menganalisa transmisi energi pada proses yang ada pada silinder. Tujuan lain dari perhitungan termodinamika ini adalah agar mengetahui :

1. Kondisi kerja temperatur, volume jenis dan tekanan pada tiap proses.
2. Proses yang terjadi pada tiap kondisi kerja.
3. Efisiensi, Tekanan efektif rata-rata dan lain-lain.

Dengan mengetahui hal diatas, maka ukuran utama dari motor bakar dapat kita rencanakan. Pada motor Diesel terdapat dua siklus areal yang digunakan untuk proses termodinamika yang terdapat pada motor bakar, yaitu :

III.3.1. Siklus tekanan Konstan (constan pressure cycle)



Keterangan gambar :

0 – 1 Langkah hisap pada tekanan konstan

1 – 2 Langkah kompresi proses isentropik

2 – 3 proses pembakaran pada tekanan konstan dianggap proses pemasukan kalor.

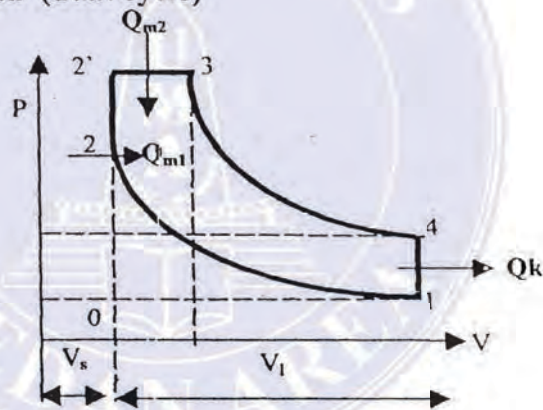
3 – 4 Langkah kerja proses isentropik.

4 – 1 proses pembuangan.

1 – 0 Langkah buang pada tekanan konstan

pada siklus udara pemasukan kalor atau tekanan konstan, proses pembakarannya dianggap berlangsung pada tekanan konstan. bahan bakar disemprotkan ketika piston mendekati TMA, dimana pengembangan antara pembakaran dengan volume dengan cara penambahan sesuai gerak piston bergerak ke TMB

III.3.2. Siklus Gabungan (dual cycle)



Keterangan gambar :

0 – 1 Langkah hisap pada tekanan konstan

1 – 2 Langkah kompresi proses isentropik

2 – 2' proses pembakaran pada tekanan konstan pada volume konstan.

2' - 3 proses pembakaran tekanan konstan.

3 – 4 Langkah kerja/langkah Expansipada proses isentropik adiabatik.

4 – 1 langkah buang tekanan konstan.

Q_{m1} = Panas masuk pada saat pembakaran pada volume konstan

Q_{m2} = Panas masuk pada saat pembakaran pada tekanan konstan

V_s = volume sisa

V_l = volume langkah

Pada siklus gabungan (dual cycle) proses pembakaran berlangsung lebih lama jika dibanding siklus volume konstan/tekanan konstan. Jika pembakaran lebih lama maka efisiensi pembakaran lebih baik. Dalam rancangan ini digunakan siklus gabungan.

III.4. JENIS – JENIS BAHAN BAKAR UNTUK MOTOR DIESEL

Motor diesel membutuhkan bahan bakar yang butiran – butiran bahan bakar lebih halus saat pengabutan. Bidang kontak antara bahan dan udara lebih besar, sehingga pembakaran berlangsung dengan cepat dan bahan bakar dapat terbakar dengan sempurna. maka disini bahan bakar yang dipilih adalah solar (Hexadecadine) ($C_{16}H_{30}$) sifat – sifat bahan bakar ini adalah :

- Centana number = 50
- Spesifik gravity = 0,87
- Boiling porn = 500° F
- HHV = 19500 btu/lb = 10842 kkal/kg
- LHV = 18225 btu/lb = 10133,1 kkal/kg

III.5. UDARA

Bila proses pembakaran sempurna antara bahan bakar dengan udara, semua karbon dan hidrogen dari bahan bakar yang teroksidasi dengan oksigen membentuk CO dan H_2O . Dalam proses pembakaran ini bahan bakar dengan udara habis terbakar disebut campuran *Stociometri*, udara yang dibutuhkan dalam proses pembakaran sempurna dalam keadaan *Stociometri* disebut 100 % udara teoritis untuk analisa, kompresi udara terdiri dari : $O_2 = 21 \%$

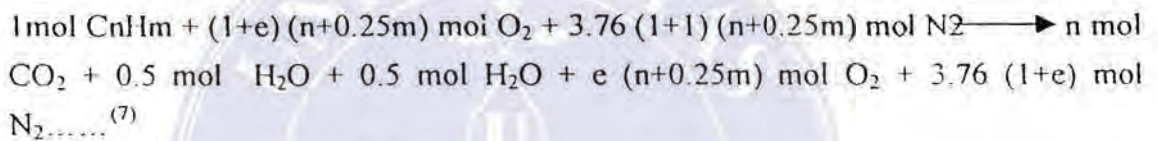
$$N_2 = 79 \%$$

III.6. PERBANDINGAN BAHAN BAKAR

Khususnya pada motor Diesel perbandingan antara bahan bakar dengan udara adalah 0.02 – 0.05. Bila perbandingan lebih dari batas maximal yang ditentukan maka pembakaran tidak sempurna, atau tidak semua bahan bakar yang

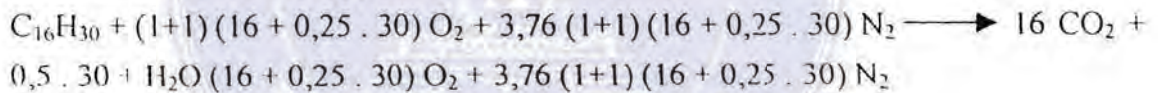
terinjeksi terbakar, sehingga ini adalah suatu kerugian. Untuk menghindari terjadinya ini maka kita menggunakan udara berlebih (excess air) dari teoritis yang dibutuhkan, sehingga bahan bakar yang terinjeksi habis terbakar. Excess ini dipakai pada kondisi pembebanan, makin kecil pembebanan persentase excess air yang digunakan semakin besar, demikian sebaliknya. Untuk beban penuh (full load) motor beroperasi dengan excess air 125 – 150 % dan untuk beban yang kecil dengan excess air 300 – 400 %. Maka dengan pertimbangan motor Diesel hanya beroperasi $\pm 70\%$ dari kapasitas maksimal, dan perbandingan udara yang berlebihan pun akan menurunkan efisiensi termalnya untuk ini excess air yang dipergunakan adalah 100 % atau digunakan 200 % udara teoritis.

Maka bahan bakar dengan udara perbandingannya adalah (F/A) sehingga diperoleh berdasarkan reaksi pembakaran yang terjadi. Reaksi pembakaran yang terjadi atau reaksi kimia bahan bakar dengan udara adalah :

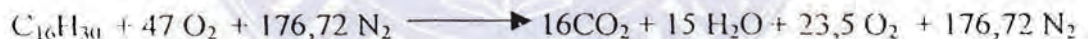


dimana : e = Excess air = 100%

untuk bahan bakar $C_{16}H_{30}$ persamaan pembakaran menjadi :



atau



dimana : Berat atom (BA) : C = 12

H = 1

O = 16

N = 14

maka : 1 mol $C_{16}H_{30}$ = 12 . 16 + 1 . 30 = 222 gr . mol
 47 mol O_2 = 47 . 16 . 2 = 1504 gr . mol
 176,72 mol N_2 = 176,72 . 14 . 2 = 4948 gr . mol

⁽⁷⁾ VL Mallev Internal Combustion Engine hal . 73

perbandingan bahan bakar dengan udara adalah :

$$\begin{aligned}
 F/A &= \frac{\text{Berat atom } C_{16}H_{30}}{\text{Berat } O_2 + \text{Berat } N_2} \\
 &= \frac{222}{1504 + 4948} = 0,0344
 \end{aligned}$$

III.7. PERBANDINGAN KOMPRESI

Perbandingan kompresi pada motor bakar terutama pada sifat-sifat bahan bakar yang digunakan, perbandingan yang tinggi akibatnya tekanan dan temperatur juga tinggi. Tapi pada perbandingan kompresi ini ada beberapa batas yang harus diperhatikan :

Adapun batas – batas tersebut adalah :

1. Kemampuan material ruang bakar terhadap tekanan serta temperatur yang tinggi
2. Putaran motor bakar

Jadi perbandingan kompresi harus disesuaikan pada daya tahan material yang akan menerima tekanan dan temperatur tinggi. perbandingan kompresi menentukan besarnya tekanan piston dalam gerak langkahnya.

Adapun besarnya kompresi ratio untuk motor Diesel yang selalu digunakan adalah antara 12 – 25 (8)

III.8. PERHITUNGAN THERMODINAMIKA

Gas sisa pembakaran dilingkungan kerja engine dan gesekan aluran udara juga bagian-bagian/mesin yang temperatur tinggi, maka ketika memasuki silinder dianggap temperatur udara naik 40°F , maka temperatur udara pada awal kompresi, dapat dihitung sebesar $T_1 = 80 + 40 = 120^\circ\text{F}$, maka udara yang masuk kedalam silinder diidealisasikan sebagai gas ideal, sehingga pada udara berlaku gas ideal :

$$P \cdot v = R \cdot T \text{ atau } P_1 \cdot v_1 = R_1 \cdot T_1 \dots\dots\dots (9)$$

Dimana : $P_1 = P_0 = 14,7 \text{ Psia (tekanan)}$

⁽⁸⁾ Ir. W. Aris muhandar. Motor Bakar torak penerbit ITB bandung hal. 36

⁽⁹⁾ Ibid. hal. 17

$$= 14,7 \cdot 144 \text{ PsFt} = 2116,8 \text{ Fs Ft}$$

$$v_1 = \text{Spesifikasi volume/volume jenis}$$

$$R_1 = \text{Konstanta gas untuk udara} = 53,34 \text{ Ft} \cdot \text{lb/lb.ud}$$

$$T_1 = \text{Temperatur absolute} = 120 + 460 = 580 \text{ }^\circ\text{R}$$

Maka :

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{P_1} = \frac{53,34 \cdot 580}{2116,8} = 14,60 \text{ cu. Ft/lbm. Ud}$$

Untuk temperatur gas $T_1 = 580 \text{ }^\circ\text{R}$ sehingga diperoleh dari tabel gas sebagai berikut :

$$h_1 = 138,7 \text{ Btu/lb}$$

$$U_1 = 98,9 \text{ Btu/lb}$$

$$Pr_1 = 1,78 \text{ lb/ft}^2$$

$$Vr_1 = 120,7 \text{ Ft}^3$$

III.9. LANGKAH KOMPRESI ISENTROPIS (1 – 2)

Udara masuk kedalam silinder saat langkah isap (1-2) digunakan piston saat gerakan dari TMB ke TMA, dan ini dianggap isentropis.

Isentropis (reversible adiabatik proses) = gas pada silinder menolak dan mengeluarkan panas, saat ini silinder diisolasi. Ketika dalam perhitungan ini perbandingan kompresi dimisalkan untuk $(r) = 22,2$ sehingga dapat dihitung sebagai berikut :

Dari hubungan : $\frac{vr_1}{vr_2} = \frac{v_1}{v_2} = \text{dan} \frac{Pr_2}{Pr_1} = \frac{P_2}{P_1}$

Maka : $v_2 = \frac{v_1}{r} = \frac{14,60}{22,2} = 0,6576 \text{ cu. Ft/lb. mass. Ud}$

$$vr_2 = \frac{vr_1}{r} = \frac{120,7}{22,2} = 5,4369 \text{ m}^3$$

- dimana : v_2 = volume jenis pada titik 2
 vr_2 = Relative Volume pada titik 2
 r = Compression ratio = 22,2

Untuk $vr_2 = 5,4369$ maka berdasarkan tabel gas diperoleh harga sebagai berikut :

$$T_2 = 1844,5 \text{ }^\circ\text{R (Temperatur absolute Rankine)}$$

$$U_2 = 337.69 \text{ Btu/lb . mass. ud (specifik Internal engine pada titik 2)}$$

$$h_2 = 464.89 \text{ Btu/lb . mass. ud (specifik enthalpi engine pada titik 2)}$$

$$Pr_2 = 125.7 \text{ (tekanan relatif pada titik 2)}$$

maka didapat :

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{Pr_2}{Pr_1} = 14,7 \cdot \frac{125,7}{1,78} = 1038,1 \text{ Psia (tek. absolute pada titik2)}$$

III.10. LANGKAH PADA PROSES PEMBAKARAN (2 – 2' - 3)

Ketika langkah kompresi, yang mana terjadinya suatu proses pembakaran pada volume konstan, dan yang lainnya pada tekanan konstan. sehingga dalam proses ini dianggap secara isaplumi (volume konstan dan dilanjutkan pada isobar (tekanan konstan) karena pada kondisi (2-2'-3) sukar ditentukan / diperhitungkan beberapa persen bahan bakar yang habis pada masing – masing proses.

Maka akan direncanakan bahan bakar habis terbakar pada titik 3 atau terjadinya kesetimbangan kimia, sehingga tekanan pembakaran harus dibatasi, dan harus dibawa ketekanan maksimum ini dilakukan penggabungan kekuatan bahan/material yang dipakai pada motor bakar Diesel selanjutnya ada direncanakan tekanan maximal (P_{max}) (P_3 adalah 1000 Psia), dari tekanan maximal pembakaran pada motor Diesel = 70 – 90 Kg/cm³ atau 995,4 – 1279,8 Psia sedangkan untuk mengetahui kondisi pada titik 3 dapat diperoleh persamaan energi untuk persamaan Steady Flow (aliran laminar/aliran mrata), yaitu jika berat fluida masuk pada sistem persatuan waktu, sama dengan berat fluida keluar dari sistem persatuan waktu, persatuan energi pada kondisi ini ditentukan dari persamaan Steady Flow :

$$U_2 + P_2v_2/J + EP_2 + Ek + Q - W/J = U_3 + P_3V_3/J + Ek_3 + EP_3$$

Dimana : U_2 = Total Internal persatuam Massa (Btu/lb. m)

$P.v/J$ = Flow Work/Kerja aliran (Btu/lb. m)

Ek = Energi kinetik (tenaga gerak) (Btu/lb. m)

Ep = Energi potensial (tenaga tempat) (Btu/lb. m)

W/J = Kerja yang dilakukan oleh sistem. (Btu/lb. m)

J = Equivalen energi (joule koefisien) = 778,16 lbft. Lb/Btu

Dalam persamaan ini dipakai idealisasi sebagai berikut :

Dalam persamaan ini dipakai idealisasi sebagai berikut :

- dianggap konstan) Selisih energi kinetik $E_{k2} = E_{k3}$ sehingga dengan demikian $E_k = E_{k2} - E_{k3} = 0$ (dianggap konstan)
- Selisih energi potensial $E_{P2} = E_{P3}$ sehingga dengan demikian $E_P = E_{P2} - E_{P3} = 0$ (dianggap konstan)
- Selisih kerja aliran/Flow Work (dianggap konstan)
- Pembakaran Adiabatik $Q = 0$
- Sehingga persamaan untuk persamaan kalor adalah

$$U_3 = U_2 - W/J \dots\dots\dots(1)$$

Dimana : W_{2-3}/J

Sehingga : $U_3 = (U_{s2} + U_{bb})$

Atau : $U_3 + P_3V_3/J = U_{s2} + U_{bb}$

kerja yang dilakukan oleh gas(2)

dimana : U_{s2} = Energi dari udara + Energi dalam bahan bakar

$$= U_{s2} + U_{bb} \dots\dots\dots(3)$$

atau U_{s2} = Energi dalam aliran udara

U_{bb} = Energi dalam bahan bakar

$$h_3 = U_{s2} + P_3V_3/J = \text{Entalpy pada akhir pembakaran} \dots\dots(4)$$

Kemudian bila kita substitusikan harga U_3 dari pers (1), ke pers (2) maka untuk persamaan selanjutnya adalah :

$$\begin{aligned} h_3 &= U_{s2} + U_{bb} + P_3V_3/J + P_3V_2/J + P_3V_3/J \\ &= U_{s2} + U_{bb} + P_3V_2/J \end{aligned}$$

jadi : $h_3 = U_{s2} + U_{bb} + P_3V_2/J$ btu/bb product campuran

dimana :

U_{s2} = Sensible Internal energi pada udara = Energi dalam aliran udara titik 2

U_{bb} = Energi dalam bahan bakar

Besaran – besaran pada titik 3 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan ini, pemakaian bahan bakar dengan udara Yng digunakan untuk proses pembakaran :

$F/A = 0,0344$, artinya untuk pembakaran 0,0344 lb bahan bakar dibutuhkan 1 lb udara, sehingga 1 lb gas gas hasil campuran (campuran bahan bakar + udara) tersebut adalah membutuhkan sebagai berikut :

$$\text{Berat udara (Mu)} = \frac{1}{1 + 0,0344} \text{ lb} = \pm 0,9668 \text{ lb}$$

$$\text{Berat bahan bakar (M_{bb})} = (1 - 0,9668) \text{ lb} = \pm 0,0332 \text{ lb}$$

Maka dapat ditentukan :

$$U_{s2} = Mu \cdot U_2 = 0,9668 \cdot 337,69 \text{ Btu/lb. Camp} = \pm 326,47 \text{ Btu/lb.camp}$$

$$U_{bb} = M_{bb} \cdot \text{LHV} = 0,0332 \cdot 18225 \text{ Btu/lb. Camp} = 605,07 \text{ Btu/lb.camp}$$

Enthalpy pada titik 3 adalah :

$$h_3 = U_3 + U_{s2} + \frac{P_3 V_3}{J}$$

dimana : $P_3 = P_{\text{maks}} = 1000 \text{ Psia}$ (direncanakan)

$$\text{maka : } h_3 = 326,47 + 605,07 + \frac{1000 \cdot 0,6576 \cdot 144 \cdot 0,9668}{778,16} = 1045,190 \text{ Btu/lb}$$

perbandingan berat antara unsur H dan C dari molekul $C_{16}H_{30}$ adalah sebagai berikut $H/C = \frac{30 \cdot 1}{16 \cdot 12} = 0,15625$

maka pada tabel udara akan didapat berat molekul hasil pembakaran = 29.028 dan konstanta hasil pembakaran (R_{g3}) = 53.235 ft lb/Lbm °R

$$\text{maka } h_3 = 1049.190 \cdot 29.028 \text{ Btu/lb/mol product} = 1267,357 \text{ KJ/Kg}$$

dari tabel udara adalah :

$$T_3 = 3757,8 \text{ }^\circ\text{R (Temperatur absolute Rankine)}$$

$$U_3 = 757,894 \text{ Btu/lb . mass. Ud}$$

$$Pr_3 = 2474,06 \text{ Btu/lb . mass. ud}$$

$$Vr_3 = 0,5523 \text{ cu . ft/lb. Ud}$$

$$V_3 = \frac{R_{g3} \cdot T_3}{P_3} = \frac{53,235 \cdot 3757,8}{14,7 \cdot 1000} = 1,389$$

Sedangkan pada bagian sebelumnya menghasilkan bahwa untuk satu lb gas hasil pembakaran dan pencampuran bahan bakar + udara, dan membutuhkan berat udara (μ_u) = 0,9668 lb

$$\text{Maka untuk sejumlah volume } (V_3) = \frac{1,389}{0,9668} = 1,4369 \text{ cu.ft}$$

$$\text{Maka } V_3 = 1,4369 \text{ cu.ft/lb.ud}$$

III.11. LANGKAH EKSPANSI ISENTROPIS (3 – 4)

Pada langkah ekspansi ini, gas hasil pembakaran mendorong piston melakukan kerja dari TMA ke TMB, dan ini dianggap berlangsung secara isentropis (proses reversible adiabatik), sehingga berlaku hubungan sebagai berikut :

$$\frac{v_4}{v_3} = \frac{v_{r4}}{v_{r3}} \text{ dan } \frac{P_4}{P_3} = \frac{Pr_4}{Pr_3}$$

$$\text{dimana : } v_4 = v_1 = 14,6 \text{ cu.ft/lb.ud}$$

$$\text{maka : } v_{r4} = \frac{v_4}{v_3} \cdot v_{r3} = \frac{0552 \cdot 14.6}{1.389} = 5.8053 \text{ cu.ft/lb.ud}$$

sehingga berdasarkan tabel udara dapatlah sebagai berikut :

$$T_4 = 1805 \text{ }^\circ\text{R (Temperatur absolute Rankine)}$$

$$U_4 = 327,3 \text{ Btu/lb . mass. Ud}$$

$$Pr_4 = 115,3 \text{ Btu/lb . mass. ud}$$

$$P_4 = \frac{Pr_4}{Pr_3} \cdot P_3 = \frac{115,3 \cdot 1000}{2474,06} = \pm 46.60 \text{ Psia} = 3.276230 \text{ Kg/cm}^2$$

III.12. LANGKAH IDEALISASI ATAU LANGKAH KERJA KHAYAL (4-1)

Langkah ini merupakan lanjutan dari proses isentropis (3-4) yang merupakan usaha semu, dimana tekanan gas akhir sisa pembakaran diidealisasikan sama dengan tekanan udara, langkah ini juga untuk pemeriksaan harga sisa pembakaran. Tekanan pada titik 5 sama dengan Atm (atmosphere) dan proses ini dianggap isentropis, sehingga : $Pr = P_1 = 14,7 \text{ Psia}$

Pada langkah ini juga berlaku hubungan sebagai berikut :

$$\frac{Pr_5}{Pr_4} = \frac{P_5}{P_4} \text{ dan } \frac{V_5}{V_4} = \frac{Vr_5}{Vr_4}$$

sehingga :

$$Pr_5 = \frac{P_5}{P_4} \cdot P_3 = \frac{14,7 \cdot 115,3}{46,60} = 36,371$$

Maka : $T_5 = 1340 \text{ }^\circ\text{R}$ (Temperatur absolute Rankine)

$$U_5 = 235,4 \text{ Btu/lb} \cdot \text{mass. Ud}$$

$$h_5 = 327,3 \text{ Btu/lb} \cdot \text{mass. ud}$$

$$V_5 = \frac{Vr_5}{Vr_4} \cdot V_4 = \frac{13,67 \cdot 14,6}{5,8053} = \pm 34,379 \text{ cu. ft/lb. ud}$$

III.12.1. Perbandingan fraksi campuran gas pembakaran terhadap udara.

$$F = \frac{V_1 \cdot 1}{V_5 \cdot r} = \frac{V_1 \cdot V_2}{V_5 \cdot V_1} = \frac{0,6576}{34,379} = 0,02$$

$$F = 0,02 \cdot 100 \% = 2 \%$$

Proses gas asap $F = 0,02$ harga ini adalah sisa gas asap dalam silinder pada setiap 1 product batas harga (F) yang diijinkan (0,02-0,03).....⁽¹⁰⁾
cu. ft/lb.ud

III.12.2. Kerja siklus

Untuk proses thermodinamika ada 3 macam yaitu :

A. Kerja Ideal

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

$$\text{Dimana : } W_{1-2} = U_1 - U_2$$

$$= 98,9 - 337,69 = - 238,79 \text{ Btu/lb}$$

dalam hal ini tanda minus (-) menyatakan sistem dikenai kerja

$$\begin{aligned} W_{2-3} &= \frac{P_3 (V_1 - V_2)}{J} \\ &= \frac{1000 (1.389 - 0,6576) \cdot 144}{778,16} = 135,34697 \text{ Btu/lb} = 75,25 \text{ Kkal/Kg} \end{aligned}$$

$$W_{3-4} = U_3 - U_4$$

⁽¹⁰⁾ N. Perrovky op. Cit hal 67

$$757,894 - 327,3 = 430,594 \text{ Btu/lb} = 239,41 \text{ Kkal/Kg}$$

maka $W_{4-1} = 0$ (pemasukan kalor pada volume konstan)

jadi

$$\begin{aligned} W_{id} &= -238,79 + 135,34697 + 430,594 + 0 \\ &= 327,15097 \text{ Btu/lb} = 181,8959 \text{ Kkal/Kg} \end{aligned}$$

B. Kerja Indikasi (Wind)

Bila keadaan kerja sesuai dengan keadaan sebenarnya yang terjadi didalam silinder perecyclus maka kerja indikasi dapat dicapai maka :

$$W_{ind} = W_{id} \cdot Fd$$

Dimana : $Fd =$ Faktor diagram

Untuk motor Diesel 4 langkah, $Fd = 0,80 - 0,90$ dalam perencanaan ini dipilih $\eta_{mek} = 0,80$ (11)

$$\begin{aligned} \text{Maka : } W_{ind} &= 327,15097 \cdot 0,80 = 261,72 \text{ Btu/lb} \\ &= 261,72 \cdot 778,16 = 203660,639 \text{ ft/lb mol} \end{aligned}$$

C. Kerja Effectif (W_{eff})

Kerja efectif disebut juga kerja poros engkol dan dalam hal ini dinotasikan sebagai berikut : $W_{eff} = W_{ind} \cdot \eta_{mek}$ (12)

Dimana : $\eta_{mek} =$ Efisiensi Mekanik (0,7 – 0,9) (13)
 $= 0,80$ (direncanakan)

$$\text{maka : } W_{eff} = 261,72 \cdot 0,80 = 209,376 \text{ btu/lb} = 116,413 \text{ Kkal/Kg}$$

III.13. EI ISIENSI THERMIS IDEAL ($\eta_{mek} \cdot id$)

Efisiensi thermis ideal adalah perbandingan kerja ideal dengan pemakaian energi panas bahan bakar perecyclus yang dalam perencanaan ini dinotasikan sebagai

$$\text{berikut: } \eta_{th, id} = \frac{W_{id}}{Q_{bb}} \cdot 100 \%$$

Dimana : $Q_{bb} =$ pemakaian bahan bakar perecyclus
 $= (1 - F) \cdot (F/A) \cdot (LHV_{bb})$

(11) Ir.W.Arismunandar, Motor Bakar Torak. Hal 30

(12) Ibid hal. 27

(13) Ibid. hal 36

$$= (1 - 0,02) (0,0344) \cdot 18225 = 614,4012 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{maka : } \eta_{th \cdot id} = \frac{327,15097}{64,4012} \cdot 100 \% = 53,247 \%$$

III.13.1. Efisiensi Thermis indikator /indikasi ($\eta_{th \cdot id}$)

$$\begin{aligned} \eta_{th \cdot ind} &= \eta_{th \cdot id} \cdot \text{Faktor diagram (Fd)} \\ &= 53,247 \cdot 0,80 \% = 42,598 \%$$

III.13.2. Efisiensi Thermal efektif ($\eta_{th \cdot eff}$)

$$\begin{aligned} \eta_{th \cdot eff} &= \eta_{th \cdot id} \cdot \eta_{mek} \\ &= 42,598 \cdot 0,80 = 34,078 \%$$

III.13.3. Tekanan indikator (Pind)

$$\text{Pind} = \frac{W_{ind}}{v_d} \text{ (Psia)}$$

Dimana : v_d = displacement volume = perbedaan volume

$$= V_1 - V_2 = 14,6 - 0,6576 = 13,9424$$

$$1 \text{ Btu} = 778 \text{ ft}\cdot\text{lb}$$

$$\text{jadi : Pind} = \frac{261,72}{13,9424} \text{ Btu/lb} \cdot \text{Ud}$$

$$\text{Pind} = \frac{261,72 \cdot 778}{13,9424 \cdot 144} \frac{\text{ft}\cdot\text{lb}}{\text{ft}^3 / \text{lb}\cdot\text{ud}} = 101,4183 \text{ Psia}$$

III.14. Tekanan efektif rata-rata (Peff)

Indicated mean efektif pressure (Pi) adalah :

$$P_i = \text{Pind} \cdot F_d = 101,4183 \cdot 0,8 = 81,13464 \text{ Psia}$$

$$\text{Atau } P_i = \frac{81,13464 \cdot 1,0332}{14,7} \text{ Kg/cm}^2 = 5,7026 \text{ Kg/cm}^2$$

Broke mean Effectife presure (Peff) adalah dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{Peff} &= \text{Pind} \cdot \eta_{mek} \\ &= 81,13464 \cdot 0,8 \text{ Psia} = 64,908 \text{ Psia} \\ &= \frac{64,908 \cdot 1,0332}{14,7} \text{ Kg/cm}^2 = 4,562 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

III.15. PEMAKAIAN B.BAKAR SPECIFIK FUEL CONSUMTION (Bc = SFC)

Pemakaian bahan bakar ini adalah pemakaian bahan bakar untuk setiap daya kuda (HP) persamaan waktu, dan didalam perencanaan ini dinotasikan sebagai berikut ;

$$Bc(SFC) = \frac{K}{LHV \cdot \eta_{th, eff}} \left[\frac{lb_{bb} / jam}{HP} \right] \dots\dots\dots (14)$$

Dimana : K = konstanta equivalen (tetapan yang senilai)

$$= \frac{360 \cdot 550}{778} \left[\frac{Btu / hp}{jam} \right] = 2545 \left[\frac{Btu / hp}{jam} \right]$$

LHV = Qc = nilai kalor bahan terendah

$$= 18255 \text{ Btu} / lb_{bb}$$

$$\eta_{th, eff} = \text{Brake thermal efisiensi effectif} = 34,078 \% = 0,34078$$

$$\text{jadi : } Bc(SFC) = \frac{2545}{18255 \cdot 0,34078} \left[\frac{Btu / hp \cdot jam}{Btu / lb_{bb}} \right] = \pm 0,409 \text{ } lb_{bb} / jam$$

III.16. TABEL THERMODINAMIKA UNTUK PERBANDINGAN KOMPRESI

Untuk motor diesel, perbandingan kompresi yang yang digunakan berkisar ,
12 -- 25 (16)

Untuk putaran rendah dan ukuran yang mempergunakan perbandingan kompresi yang rendah dan sebaliknya untuk putaran tinggi. Pada motor Diesel yang direncanakan ini akan dicoba beberapa harga perbandingan kompresi yang lain, dan analog dengan cara perhitungan diatas dan harga-harga yang diperoleh, kemudian disusun dengan satu tabel yang urutannya sebagai berikut :

(14) Ibid , hal. 34

(16) Ibid hal 36

R. Belinda
literatur

Tabel

Hasil – hasil perhitungan Thermodinamika

Harga – harga dari besaran – besaran yang dihitung berdasarkan dengan besarnya Perbandingan kompresi

Besaran- besaran	Perbandingan kompresi				
	25	21	22,2	23	24
T ₁ (°R)	580	580	580	580	580
P ₁ (Psia)	14,7	14,7	14,7	14,7	14,7
V ₁ (Cft/lb.ud)	14,60	14,60	14.60	14.60	14.60
H ₁ (Btu/lb. Ud)	138.7	138.7	138.7	138.7	138.7
U ₁ (Btu/lb. Ud)	98.9	98.9	98.9	98.9	98.9
Vr ₁ ft ³	120.7	120.7	120.7	120.7	120.7
Pr ₁ lb/ft ²	1.78	1.78	1.78	1.78	1.78
T ₂ (°R)	1780	1810	1844.5	1866	1892
P ₂ (Psia)	900,994	964,5	1038.1	1087,73	1150,597
V ₂ (Cft/lb.ud)	0,73	0,695	0.6576	0,635	0,608
H ₂ (Btu/lb. Ud)	444,3	452,65	464.89	467,78	475,072
U ₂ (Btu/lb. Ud)	322.2	328,5	337.69	339,85	345,288
Vr ₂ ft ³	6,035	5,748	5.4369	5,248	5,029
Pr ₂ lb/ft ²	109,1	116,79	125.7	131,712	139,324
T ₃ (°R)	3760	3760	3757.8	3760	3760
P ₃ (Psia)	1000	1000	1000	1000	1000
V ₃ (Cft/lb.ud)	1,323	1,323	1.389	1,323	1,323
H ₃ (Btu/lb. Ud)	1047,17	1047	1015.44	1047,247	1047,666
U ₃ (Btu/lb. Ud)	798,4	758,4	757.894	758,4	758,4
Vr ₃ ft ³	0,551	0,551	0.55223	0,551	0,551
Pr ₃ lb/ft ²	3325	3325	2474.06	3325	3325
T ₄ (°R)	1776	1776	1805	1776	1776
P ₄ (Psia)	32,52	32,52	46.60	32,52	32,52
V ₄ (Cft/lb.ud)	14,6	14,6	14.6	14,6	14,6
H ₄ (Btu/lb. Ud)	443,226	443,226	451.1465	443,226	443,226
U ₄ (Btu/lb. Ud)	321,4	321,4	327.3	321,4	321,3
Vr ₄ ft ³	6,081	6,081	5.8053	6,081	6,081
Pr ₄ lb/ft ²	108,16	108,16	115.3	108,16	108,16
T ₅ (°R)	1448	1448,6	1340	1448	1448
P ₅ (Psia)	14.70	14.70	14.70	14.70	14.70
V ₅ (Cft/lb.ud)	26,36	26,362	34.379	26,3621	26,36211
H ₅ (Btu/lb. Ud)	355,6	355,6	327.3	355,6	355,6
U ₅ (Btu/lb. Ud)	256	256,33	235.4	256,3	256
Vr ₅ ft ³	10,98	10,985	1367	10,984	10,9
Pr ₅ lb/ft ²	48,878	48,878	36.371	48,878	48,878
Pind Pr ₅	48,878	48,878	36.371	48,878	48,878
Vp ₄	10,98	10,985	13.67	10,984	10,9
F (persentase)	0,027	0,0263	0.02	0,024	0,023

Wid (Btu/lb. Ud)	338,435	338,615	327.15097	327,151	337,931
Wind(Btu/lb. Ud)	270,748	270,892	261.72	261,72	270,345
Weff(Btu/lb. Ud)	216,599	216,714	209.376	209,376	216,276
Ltid (%)	55,479	55,469	53.247	53,247	55,171
Lhind (%)	44,383	44,375	42.598	42,598	44,136
Lheff (%)	35,506	35,5	34.078	34,087	35,309
Pind (psia)	105,486	105,277	101.4183	101,418	104,411
Peff (psia)	67,511	67,377	64.908	67,035	66,822
Bc (lb _m /hr/hp)	0,393	0,393	0.409	0,394	0,395

Pemilihan perbandingan kompresi

Yang harus kita lakukan dari sebuah motor bakar antara lain sebagai berikut :

- Menghasilkan suatu kerja yang besar
- Mempunyai Efisiensi yang tinggi
- Pemakaian bahan bakar yang irit.

Dan untuk mendapatkan seperti diatas ini dapat diperoleh dengan memilih perbandingan kompresi yang tinggi, langkah kompresi. Dengan adanya temperatur yang tinggi maka akan memerlukan siklus air yang lebih besar sehingga diperlukan daya yang lebih besar guna melayani kerja pompa air pendingin tersebut kemudian jika dilihat dari segi konstruksi, maka kita harus mempertimbangkan sebagai berikut.

1. Untuk volume learance pada diameter pistonyang sama dengan perbandingan kompresiyang tinggi akan menyebabkan volume langkah yang besar, sehingga ukuran-ukuran motor akan lebih besar.
2. Untuk bahan konstruksi yang sama dengan perbandingan kompresi yang tinggi akan mengakibatkan perlunya dibuat dinding silinder yang tebal, karena tekanan pada akhir kompresi (P_2) makin besar.
3. Dengan tingginya temperatur akibat naiknya perbandingan kompresi kekuatan bahan konstrusi akan lebih rendah massa pakainya, apabila menggunakan sistem pendingin yang sama.

Maka untuk

- Temperatur akhir dari proses kompresi (T_2).
- Temperatur maksimal pada akhir proses pembakaran (T_3)
- Tekanan efektif rata-rata (P_{eff})

- Pemakaian bahan bakar spesifik (Be.SFC)
- Kerja efektif (W_{eff})
- Efisiensi termis (L_{eff})

Sehingga untuk beberapa perbandingan compresi yaitu dengan kompresi ratio (r) = 20, 21, 22,2, 23, 24 sebagai dasar-dasar utama guna pertimbangan-pertimbangan pemilikan perbandingan kompresi dalam perencanaan ini.

R	T ₂ (°R)	T ₃ (°R)	p _{eff} (psia)	Be(lb _{bb} /hr.hp)	w _{eff} (btu/id.ud)	$\eta_{th_{eff}}$
20	1780	3760	67,511	0,393	216,599	0,35506
21	1810	3760	67,377	0,393	216,714	0,555
22,2	1844,5	3757,8	64,908	0,409	209,376	0,34078
23	1866	3760	67,305	0,394	216,546	0,35389
24	1892	3760	66,822	0,395	216,276	0,35309

Kesimpulan :

Dari tabel diatas dapat dilihat dengan adanya perbandingan compresi maka temp pada akhir kompresi (T₂) juga semakin tinggi sehingga terjamin terbakarnya bahan bakar tanpa nyala api.sementara itu temperatur maksimal mempengaruhi kekuatan bahan yang dipergunakan untuk konstruksi motor bakar tersebut:

- Tekanan efektif (P_{eff}) tambah besar
- Pemakaian bahan bakar spesifik (Be atau SFC) makin berkurang.
- Kerja efektif bertambah besar, artinya ini juga menggunakan gas pembakaran bertambah,demikian juga fraksi gas asap akan berkurang.

Maka dari analisa terdahulu kita dapat menarik kesimpulan bahwa,bila perbandingan kompresi yang tinggi maka konstruksi harus semakin kokoh,ini tentu diluar dari bahan-bahan logam yang lebih mahal harganya.

Selanjutnya agar hasil produksi dapat dijangkau oleh kemampuan para konsumenpada umumnya, maka dalam perencanaan ini dipilih bahan logam dari jenis harganya tidak terlalu mahal/sederhana guna pembuatan konstruksi mesin (motor Diesel)

Tersebut.dari pertimbangan-pertimbangan diatas, maka dalam perencanaan ini ditentukan untuk perbandingan kompresi motor Diesel adalah $r=22,2$.

BAB IV UKURAN UTAMA MOTOR BAKAR

IV.1. VOLUME LANGKAH

Dari harga-harga yang dihitung sebelumnya, maka ukuran-ukuran utama motor bakar dapat diperhitungkan, dan data motor bakar yang direncanakan sebagai berikut :

Daya motor (Ne)	= 72 PS
Putaran motor (n)	= 2800 rpm
Siklus kerja	= 4 langkah
Jumlah Silinder	= 4 cylinder
Tekanan efektif rata-rata (Pe)	= 4,562
Perbandingan kompresi	= 21 : 1

Besarnya volume displasement dapat dihitung dengan :

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

dimana : Vd = Volume per silinder

D = Diameter silinder (9,11)

S = Panjang langkah piston (9,5)

π = 3,14

$$Vd = \frac{3,14}{4} \times (9,11)^2 \times 9,5 \text{ cc}$$

$$= 618,9 \text{ cc}$$

$$Vdt = Vd \cdot 4$$

$$= 2475,7 \text{ cc}$$

Volume clearance (volume ruang bakar)

Perbandingan kompresi

$$R = \frac{\text{Volume langkah} + \text{Volume clearance}}{\text{Volume clearance}}$$

$$R = \frac{V_i + V_c}{V_c} = \frac{V_t}{V_c} + 1$$

atau $\frac{V_t}{V_c} = 4(r - 1)$

$$V_c = \frac{V_t}{4(r - 1)} = \frac{1461,9997}{4(22,2 - 1)} = 17,241 \text{ cm}^3$$

IV.2. DIAMETER SILINDER

$$V_d = \pi/4 D^2 \cdot S$$

Dimana : S = Panjang langkah

D = Diameter Silinder

Sehingga $V_d = \pi/4 \cdot D^2 \cdot S$

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

$$= \frac{2475,7}{3,14 \cdot 9,5}$$

$$D^2 = 82,99 \text{ Cm}$$

$$D = 9,11$$

$$= 91,1 \text{ mm}$$

Kecepatan piston rata-rata

$$C_m = \frac{2 \cdot S_n}{60} \text{ (m/dt)}$$

$$= \frac{2 \cdot 2800 \cdot 0,14277}{60} = 13,325 \text{ m/dt}$$

Piston rata-rata dalam mesin bervariasi 650 – 3600 atau 3,3 – 183..... (18)

IV.3. PEMILIHAN RUANG BAKAR

Pembakaran yang sempurna dan menyederhanakan sistem bahan bakar maka konstruksi ruang bakar juga harus disempurnakan.

1. Ruang bakar muka
2. Ruang bakar pusat
3. Ruang bakar air cell
4. Ruang bakar langsung
5. Dan lain-lain

Pada perencanaan ini ruang yang dipakai adalah ruang bakar pusat lebih cocok untuk motor Diesel. Untuk ruang bakar dan membuat aliran turbulensi, bahan bakar diinjeksikan kedalam udara turbulensi dan terbakar dalam ruang bakar pusat.

Namun bahan bakar yang belum terbakar masuk kedalam ruang bakar dapat menghasilkan putaran tinggi karena turbulensi yang baik pada saat kompresi.

IV.4. FAKTOR BRIX (FAKTOR OF AQUALARITY)

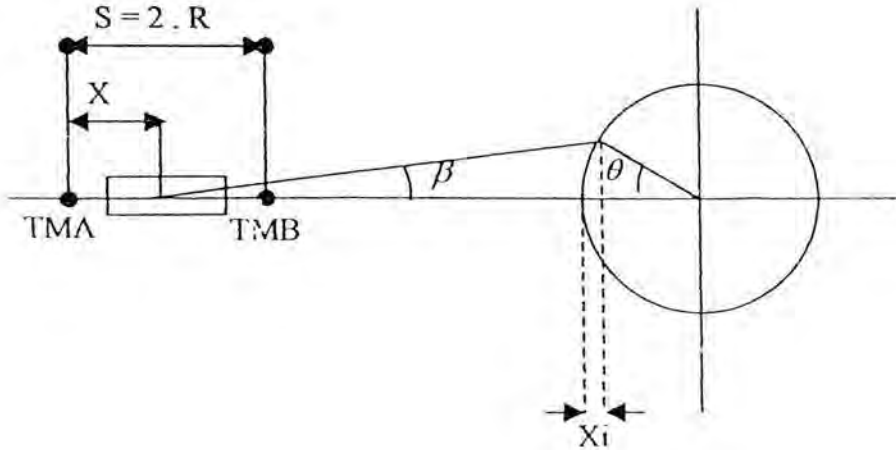
Ketika terjadi perubahan gerak translasi piston menjadi gerak rotasi pada poros engkol, maka terjadi perbedaan antara jarak perpindahan piston, perbedaan maximal yang terjadi itu disebut dengan faktor Brix untuk $\theta = 90^\circ$ terjadi faktor minimum yang besarnya adalah :

$$X = \frac{R^2}{2 \cdot L}$$

Dimana : R = jari-jari poros engkol
 = $\frac{1}{2} \cdot S$
 = $\frac{1}{2} \cdot 14,277 \text{ cm} = 7,139 \text{ cm}$

L = panjang conekting Road
 = $(3,5 - 5) \cdot R$
 = $4 \cdot R$ (direncanakan)
 = $4 \cdot 7,139 \text{ cm} = 28,556 \text{ cm}$

maka X = $\frac{7,139}{2 \cdot 28,556} = 0,8724 \text{ cm}$



Gambar 4.1. sistem perpindahan pada piston

Dan harga faktor briks maximal pada $\alpha = 90^\circ$ maka

$$\begin{aligned} X_i &= R - \cos \alpha \\ &= 7,139 - \cos 90 \\ &= 7,139 - 1 = 6,139 \end{aligned}$$

IV.5. DIAGRAM P – V

Setelah diketahui pada bagian terdahulu, bahwa proses ekspansi langsung secara isentropik, dimana berlaku hubungan sebagai berikut :

$$P \cdot V^k = \text{constant (c)}$$

Dimana : P = tekanan

V = spesifik volume (volume jenis)

K = exponen (pangkat) isentropis

Pada proses compresi (untuk range = daerah $V_1 - V_2$) adalah sebagai berikut :

$$P_1 \cdot V_1^k = P_2 \cdot V_2^k \text{ atau } \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k$$

$$\text{Maka : } V_1 = 14,6$$

$$P_1 = 14,70$$

$$V_2 = 0,6576$$

$$R = 22,2 \text{ (ditentukan dalam perencanaan ini)}$$

Maka besarnya *exponen isentropis (k)* dapat dihitung secara matematis :

$$\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{14,6}{0,6576}\right)^k = \frac{1038,1}{14,7}$$

$$(22,2)^k = 70,619$$

$$\log (22,2)^k = \log 70,619 \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k$$

$$k \log (22,2)^k = \log 70,619 \quad \text{atau}$$

$$k = \frac{\log 70,619}{\log 22,2} = \frac{1,8489}{1,3164} = \pm 1,3732$$

sedangkan untuk proses ekspansi (pada range $V_3 - V_4$), juga berlaku hubungan sebagai berikut :

$$P_3 \cdot V_3^k = P_4 \cdot V_4^k \quad \text{atau} \quad \frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k$$

Dimana : $V_3 = 1,389$ cu. Ft/lb. ud

$$P_3 = 1000 \text{ Psia}$$

$$V_4 = 14,6 \text{ cu. Ft/lb. Ud}$$

$$P_4 = 46,60 \text{ Psia}$$

$$\text{Maka : } \frac{1000}{46,60} = \left(\frac{14,6}{1,389}\right)^k \quad \text{atau}$$

$$\text{Log} \left(\frac{1000}{46,60}\right) = \log \left(\frac{14,6}{1,389}\right)^k \quad \text{atau}$$

$$K (\log 14,60 - \log 1,389) = \log 1000 - \log 49,730$$

$$K (1,1644 - 0,1427) = 3 - 1,6966$$

$$K (1,0217) = 1,3034$$

$$K = \frac{1,3034}{1,0217} = \pm 1,2757$$

Melukis hubungan antara tekanan didalam silinder dengan volume silinder tiap piston selama satu silinder juga pada setiap posisi diagram ini dapat hubungan

antara tekanan dengan kedudukan poros engkol . Dalam gambar diagram ini dipakai 2 cara yaitu :

- Cara analisis
- Cara grafis

Dalam perencanaan ini, diagram tersebut digambarkan dengan cara analisis contoh-contoh perhitungan sebagai berikut pada proses kompresi (range $V_1 - V_2$) adalah

$$V_1 = 14,6 \quad \text{Cu ft/lb .ud}$$

$$V_2 = 12 \quad \text{Cu ft/lb .ud}$$

$$P_1 = 14,70 \quad \text{psia}$$

$$K = 1,3732$$

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

$$P_2 = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \cdot P_1 = \left(\frac{14,6}{12} \right)^{1,3732} \cdot 14,17 \quad \text{atau}$$

$$\begin{aligned} \text{Log } P_2 &= 1,3732 (\text{log } 14,6 - \text{log } 12) + \text{log } 14,7 \\ &= 1,3732 (1,1644 - 1,0792) + 1,1673 \\ &= 1,284297 \end{aligned}$$

pada proses ekspansi (range $V_3 - V_4$) adalah :

$$V_4 = 14,6 \quad \text{Cu ft/lb .ud}$$

$$V_3 = 12 \quad \text{Cu ft/lb .ud}$$

$$P_4 = 14,70 \quad \text{psia}$$

$$K = 1,2757$$

$$P_3 V_3^k = P_4 V_4^k \quad \text{atau} \quad \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^k$$

$$P_3 = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^k \cdot P_4 = \left(\frac{14,6}{12} \right)^{1,2757} \cdot 46,60 \quad \text{atau}$$

$$\begin{aligned} \text{Log } P_3 &= 1,2757 (\text{log } 14,6 - \text{log } 12) + \text{log } 46,60 \\ &= 1,2757 (1,1644 - 1,0792) + 1,6684 = 1,7771 \\ &= \pm 59,8535 \end{aligned}$$

dengan cara perhitungan seperti diatas tersebut yaitu dengan cara memilih sembarang harga V_2 (pada proses kompresi) dan V_3 (pada proses ekspansi) beraturan, maka dapatlah dibuat suatu tabel sebagai berikut :

TABEL
Hubungan tekanan vs volume spesifik

Proses kompresi dengan $K = 1,3761$		Proses ekspansi dengan $K = 1,2757$	
$V_1 = 14,60$	$P_1 = 14,70$	$V_4 = 14,60$	$P_4 = 46,60$
12	19,2441	12	59,8535
10	24,7475	10	75,5285
8	33,6425	8	100,4012
6	49,9824	6	144,9184
4	87,3245	4	243,0877
2	226,6645	2	588,5544
1	558,3433	1	1424,9873
$V_2 = 0,6576$	$P_2 = 1038,1$	$V_3 = 1,389$	$P_3 = 1000$

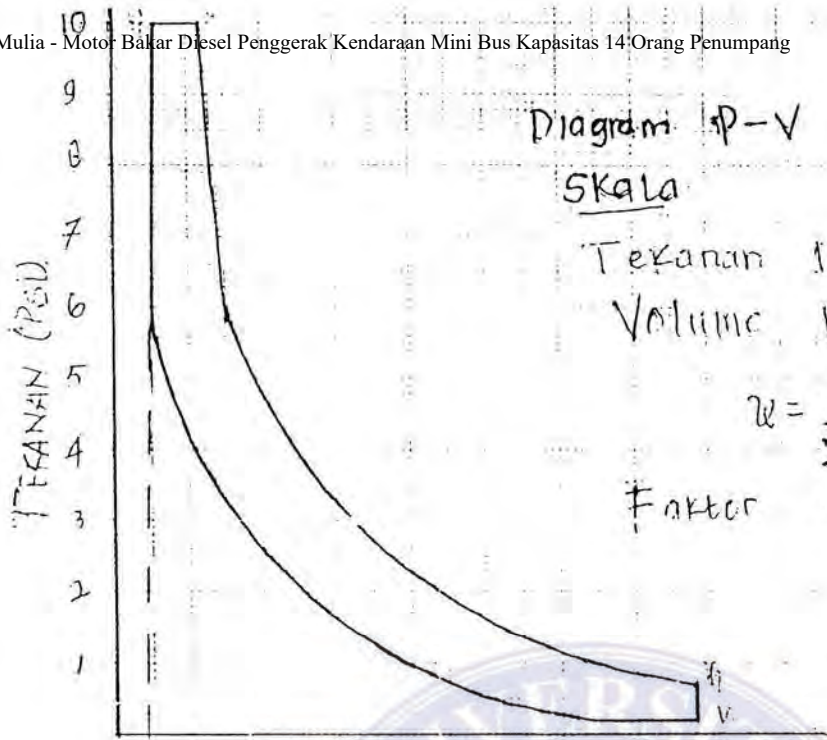


Diagram P-V

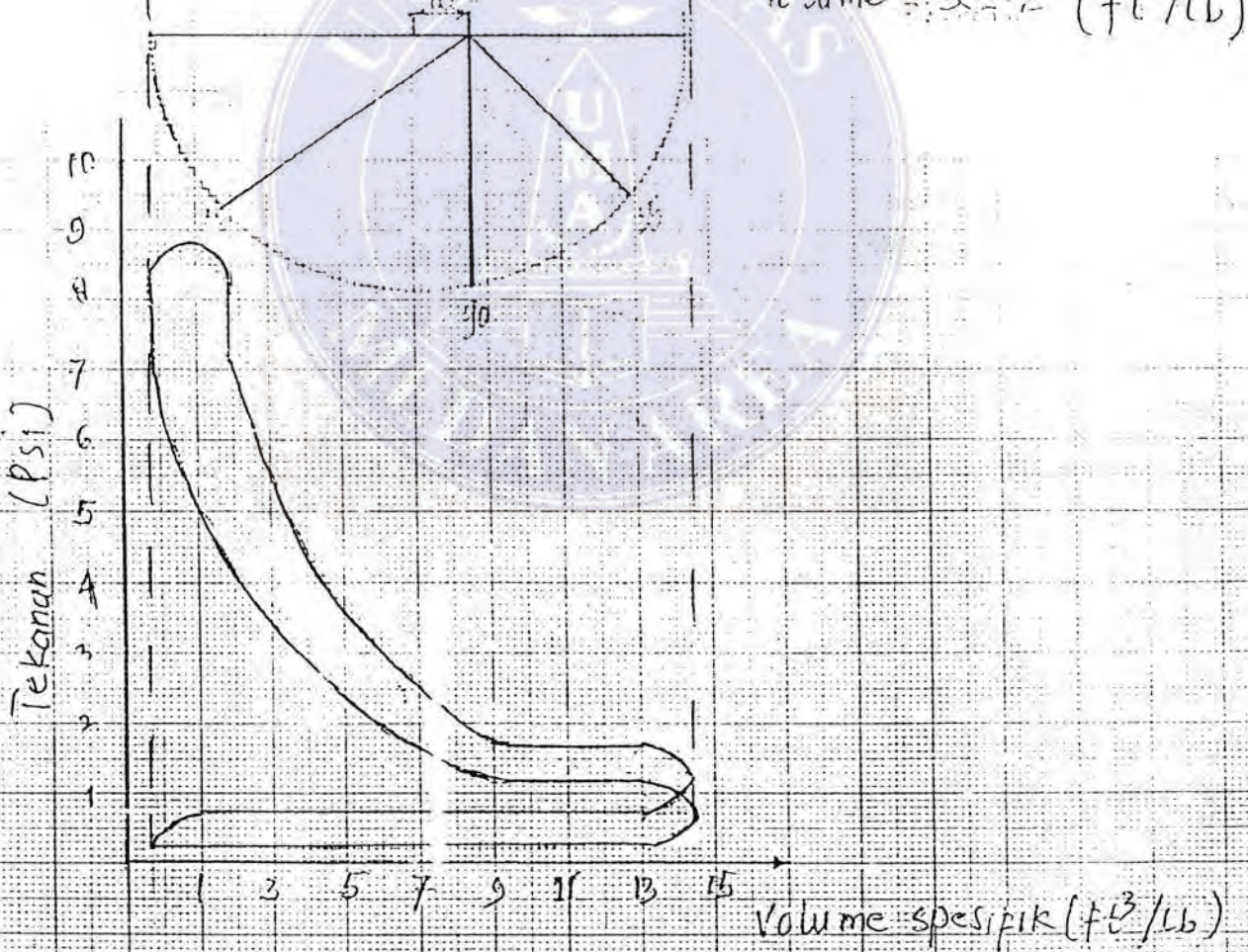
SKALA

Tekanan 1 cm = 100 Psi

Volume 1 cm = 2 ft³/Lb

$$r = \frac{R^2}{ZL} = 0,87 \text{ cm}$$

Faktor diagram = 0,9



BAB V

TORAK DAN PERLENGKAPANNYA

V.1. TORAK (PISTON)

Torak adalah bagian utama dari motor bakar yang bergerak translasi untuk memindahkan gaya tekan akibat dari poros pembakaran yang terjadi dalam silinder keporos engkol dengan perantaraan batang penggerak. Torak bekerja pada kondisi tekan dan temperatur yang tinggi agar torak benantiasa beroperasi dengan baik, maka material torak harus memiliki sifat-sifat :

1. Tahan terhadap temperatur tinggi.
2. Mempunyai koefien pemuaian yang rendah
3. Mempunyai sifat penghantar panas yang baik diterima lebih mudah dialirkan
4. Ringan sehingga gerakannya lincah
5. Cukup kuat menerima tegangan yang timbul dalam silinder
6. Dan lain-lain

apabila ditinjau dari segi kegunaannya motor bakar, bahan piston dibagi atas

1. Cast iron digunakan untuk motor ukuran besar, dengan putaran rendah.
 - Konduktifitas thermalnya lebih rendah dari aluminium alloy
 - Bobot lebih berat dibandingkan da i aluminium alloy
 - Angka pemuaian rendah
 - Tahan terhadap temperatur
2. Aliminium alloy
 - Digunakan untuk motor bakar putaran tinggi
 - Tahan terhadap korosi dan keausan
 - Lebih ringan dari Cast iron
 - Konduktifitas thermalnya lebih bail
 - Angka pemuaian lebih besar
 - Tahan terhadap tekanan dan temperatur

Untuk perencanaan ini dipilih bahan torak aluminium alloy, dengan pertimbangan :

1. Untuk menghindarkan gaya inersia yang besar, karena motor bakar yang direncanakan adalah motor bakar putaran tinggi.
2. lebih ringan sehingga gerakannya lincah.

Dalam hal ini bahan piston aluminium alloy (SA1E 321) dengan komposisi sebagai berikut :

$$\text{Cu} = (0,5 - 1,5) \%$$

$$\text{Ni} = (2,0 - 3,0) \%$$

$$\text{Si} = (11 - 13) \%$$

$$\text{Mg} = (0,7 - 1,3) \%$$

$$\text{Mn} = (0,1) \%$$

$$\text{Zn} = (0,1) \%$$

sisa Al

$$\text{Ti} = (0,2) \%$$

$$\text{Fe} = (1,3) \%$$

$$\text{Tensile strenght } (\sigma_b) = 47000 \text{ Psi}$$

$$\text{Yield strenght } (Y_s) = 43000 \text{ Psi}$$

$$\text{safty faktor } (S_f) = 5 \dots\dots\dots (20)$$

maka tegangan tarik izin adalah :

$$I = \frac{\sigma_s}{S_f} = \frac{47000}{5} = 9400 \text{ Psi} = 660,9 \text{ Kg / cm}^2 .$$

V.1.1. Ukuran-ukuran Torak

1. Clearence Piston

Sebelumnya harus dipertimbangkan dahulu clearence (jarak toleransi antara piston dengan dinding silinder). Karena sewaktu bekerja akibat panas yang tinggi , piston akan memuai dengan sendirinya maka akan terjadi pertambahan diameter

Apabila hal ini tidak diperhitungkan ,maka gerak turun naik piston pada silinder akan berat ,akibat adanya gesekan antara piston dengan tabung silinder. Adapun pertambahan diameter tersebut adalah :

Ukuran kepala piston

$$AD_1 = 0,01 \cdot D \dots\dots\dots (21)$$

$$= 0,01 \cdot 11,4215 \text{ cm}$$

$$= 0,114215 \text{ cm} = 1,14215 \text{ mm}$$

$$AD_2 = 0,0018 \div 0,0025 \cdot D \dots\dots\dots (22)$$

$$0,0020 \text{ (direncanakan)}$$

$$= 0,0020 \cdot 11,4215$$

$$= 0,022843 \text{ cm} = 0,22843 \text{ mm}$$

Maka sesuai dengan toleransi diatas untuk ukuran Ø silinder 114,215 mm ukuran piston yang direncanakan.

$$\text{Ø Kepala Piston} = 114,215 - 1,14215 \text{ mm} = 113,073 \text{ mm}$$

$$\text{Ø Bagian bawah} = 114,215 - 0,22843 \text{ mm} = 113,987 \text{ mm}$$

2. Tebal Kepala Piston

$$t_1 = 0,43 \cdot d \cdot \sqrt{P/S} \dots\dots\dots (23)$$

dimana : D = Diameter Piston bagian atas = 113,073 mm

P = Tekanan gas maksimum = 1000 Psia = 70,31 Kg/cm²

S = Allowable stress (tegangan yang diizinkan) = 660,9 Kg/cm²

$$\text{maka } t_1 = 0,43 \cdot 11,3073 \cdot \sqrt{\frac{70,31}{660,9}}$$

$$= 1,586 \text{ cm} = 15,86 \text{ mm}$$

Jadi tebal kepala piston yang direncanakan masih dalam batas tebal yang diijinkan (t = 1,13 – 0,16) . D (24)

Untuk perbandingan pengambilan tebal kepala piston yang dapat dilihat pada tabel berikut ini :

(20) Earl . R . Parker, Material hand book hal. 71 & 85.
 (21) Petrowsky .N . Marine. Internal Combustion Engine hal. 371
 (22) Ibid . hal . 371
 (23) VL.Mallev.Internal Combustion Engine hal. 499
 (24) Ibid .hal.499

Tipe Mesin	Bahan Piston	4 Langkah	2 Langkah
Compression-ignition oil Engines	Cast Iron	$(0,11 \div 0,13) \cdot D$	$(0,16 \div 0,18) \cdot D$
Compression - ignition oil Engines	Aluminium	$(0,13 \div 0,16) \cdot D$	$(0,17 \div 0,20) \cdot D$
Spark - ignition oil Engines	Cast Iron	$(0,12 \div 0,14) \cdot D$	$(0,20 \div 0,23) \cdot D$

3. Tebal dinding bagian atas

$$t_1 = 0,18 + 0,03 \cdot D \cdot b \dots\dots\dots(25)$$

dimana : D = Diameter piston = 11,3073 cm = 4,452 Inc

b = Lebar ring piston

$$= t + l/64$$

$$= t + (0,029 - 0,033) \text{ cm}$$

$$= 0,31 \text{ cm (direncanakan)}$$

$$= 0,122 \text{ Inc}$$

maka b = 0,122 + 0,0156

$$= 0,1376 \text{ Inc}$$

sehingga t₂ = 0,18 + (0,03 + 4,452) + 0,1376

$$= 0,451 \text{ Inc} = 11,459 \text{ mm}$$

maka diameter dalam piston bagian atas adalah :

$$D_1 = D - 2 \cdot t_2$$

$$= 113,073 - 2 \cdot 11,459 = 90,155 \text{ mm}$$

4. Tebal dinding bagian bawah

$$t_3 = (0,25 - 0,35) \cdot t_2 \dots\dots\dots(26)$$

$$= 0,30 \text{ (di rencanakan)}$$

$$= 0,3 \cdot 11,459 = 3,438 \text{ mm}$$

5. Diameter bawah bagian dalam adalah :

$$D_2 = D_1 - 2 \cdot t_3$$

(25) VL. Mallev Internal Combustion Engine hal. 501

(26) Ibid. hal . 501

$$= 113,073 - 2 \cdot 3,438 = 106,197 \text{ mm}$$

6. Panjang Piston

$$\begin{aligned} l &= (1,0 - 1,1) \cdot D \dots\dots\dots(27) \\ &= 1,1 \text{ (direncanakan)} \\ &= 1,1 \cdot 113,073 = 124,380 \text{ mm} \end{aligned}$$

7. Ukuran alur ring Piston

$$\begin{aligned} t_r &= (0,6 - 1,0) \cdot b \\ &= 0,8 \text{ (direncanakan)} \\ &= b = \text{lebar ring piston} = 0,1376 \text{ Inc} \end{aligned}$$

$$\text{maka } t_r = 0,8 \cdot 0,1376 = 0,11 \text{ Inc} = 2,76 \text{ mm}$$

8. Jarak ring Piston pertama (Compression Ring)

$$\begin{aligned} L_c &= (0,1 - 0,18) \cdot D \dots\dots\dots(28) \\ &= 0,15 \text{ (direncanakan)} \\ &= 0,15 \cdot 113,073 = 16,961 \text{ mm} \end{aligned}$$

9. Jarak pen Piston ke kepala Piston

$$\begin{aligned} L_{en} &= (0,55 - 0,85) \cdot D \dots\dots\dots(29) \\ &= 0,76 \text{ (direncanakan)} \\ &= 0,76 \cdot 113,073 = 85,935 \text{ mm} \end{aligned}$$

10. Dalam alur ring Piston

$$\begin{aligned} X &= 0,066 \cdot D^{0,775} \dots\dots\dots(30) \\ &= 0,066 \cdot (113,073)^{0,775} = 2,5757 \text{ mm} \end{aligned}$$

11. Jarak masing-masing ring Piston

$$\begin{aligned} S &= 0,08 D \dots\dots\dots(31) \\ &= 0,08 \cdot 113,073 = 9,046 \text{ mm} \end{aligned}$$

12. Diameterudukan pen Piston

$$d_o = 0,35 \cdot D \dots\dots\dots(32)$$

(27) Heldt . P.M.High Speed Engine 6th Edition Company Publisher, Philadelphia

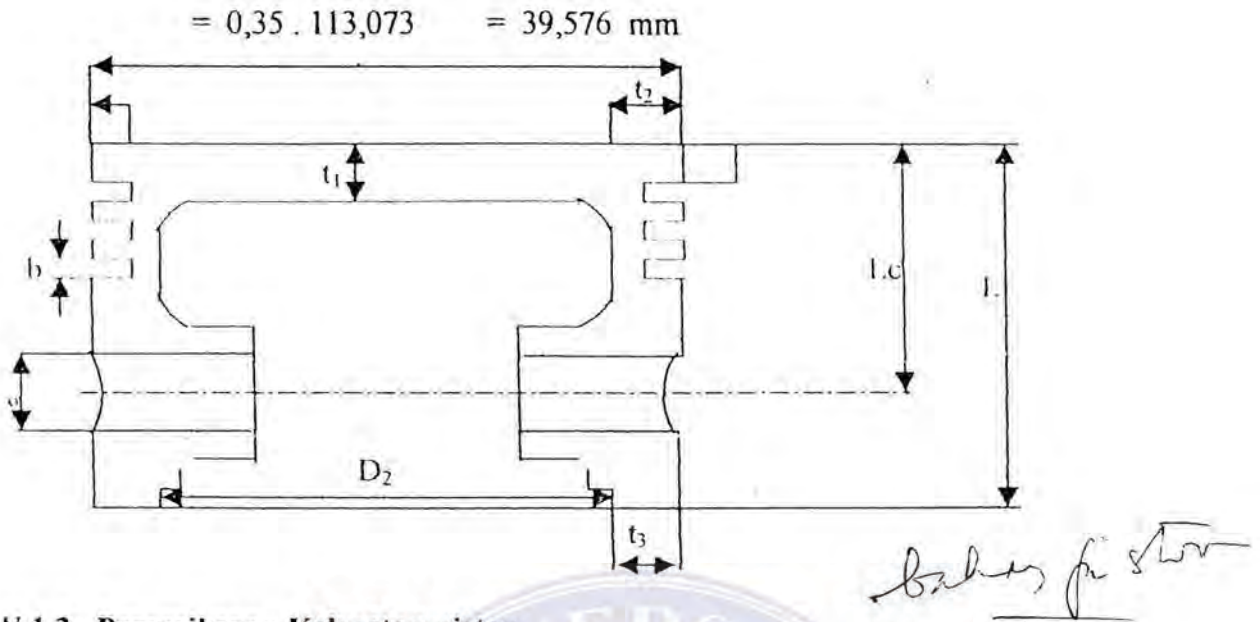
(28) Petrovsky, N. Marie Internal Combustion Engine, mir. Publisher Moscow , hal. 373

(29) Ibid. hal. 373

(30) Heldt . P.M.High Speed Engine 6th Edition Company Publisher, Philadelphia

(31) Ibid. hal. 201

(32) Ibid. hal. 201



V.1.2. Pemeriksaan Kekuatan piston

Untuk mengetahui bahwa apakah ukuran-ukuran piston yang direncanakan tahan terhadap tegangan akibat tekanan maksimal dan akibat temperatur kerja. Pemeriksaan tersebut dilakukan pada bagian dari piston yang paling banyak mendapat perlakuan tekanan gas dan temperatur kerja yaitu piston dan dinding piston.

1. Pemeriksaan tegangan akibat tekanan gas pembakaran.

$$\sigma_g = \frac{0,1 \cdot P \cdot D^2}{(t_1)^2} \dots \dots \dots (33)$$

dimana : P = Tekanan gas maksimal = 1000 psia = 70,31 Kg/cm²

D = Diameter Piston bagian atas = 11,3073

t₁ = Tebal kepala piston = 1,586 cm

maka :

$$\sigma_g = \frac{0,1 \cdot 70,31 \cdot (11,3073)^2}{(1,586)^2} = 357,379 \text{ Kg/cm}$$

⁽³³⁾ Ibid hal. 201

Tegangan yang timbul akibat kerja (thermal Stress)

$$\sigma_{th} = \frac{E \cdot \alpha \cdot (T_1 - T_2)}{2} \quad (34)$$

dimana : E = Modulus Elastic bahan torak
 = (5,0 – 6,0) 10⁶ Psia

α = Koefisien ekspansi
 = (12 – 12,5) 10⁻⁶ Inc/°F
 = 12 . 10⁻⁶ Inc/°F (direncanakan)

T₁ = Temperatur tengah Piston

T₂ = Temperatur pinggir atas kepala piston

berdasarkan perbedaan temperatur dapat dihitung dari hubungan sebagai berikut :

$$T_1 - T_2 = \frac{H}{12,66 \cdot C \cdot t_1}$$

Dalam hal ini H = Panas yang diterima piston (Btu/jam)

= K . LHV . be . Ne

dimana : K = konstanta (0,05 – 0,1) (35)
 = 0,05 (direncanakan)

LHV = Nilai kalor bakar untuk C₁₆H₃₀
 = 18225 Btu/lb

be = Pembakaran bahan bakar spesifik Efektif
 = 0,409 Lbm/jam . Hp

Ne = 83 Hp

maka : H = K . LHV . be . Ne

= 0,05 . 18225 . 0,409 . 83

= 30934,204 Btu/jam (untuk 4 piston)

maka untuk setiap piston

$$H = \frac{30934,204}{4} = 7733,551 \text{ Btu/jam}$$

⁽³⁴⁾ L.C. Ligthy Internal Combustion Engine, Mc. Graw Hill. Book Company Inc. Tokyo 1951. hal.542

⁽³⁵⁾ Petrovsky, N. Marie Internal Combustion Engine, mir. Publisher Moscow

$$C = \text{Konduktifitas panas bahan}$$

$$= 96,6 \text{ btu/lb} \cdot \text{ht} \cdot ^\circ\text{F} = 8,05 \text{ Btu/inc} \cdot \text{ht} \cdot ^\circ\text{F}$$

$$t_1 = 15,86 \text{ mm} = 0,624 \text{ inc}$$

sehingga thermal stress yang timbul adalah :

$$\sigma_{th} = \frac{(5 \cdot 10^9) \cdot (12 \cdot 10^{-6}) \cdot 121,529}{2}$$

$$3645,87 \text{ Psia} = 256,244 \text{ Kg/cm}^2$$

Dari hasil perhitungan dapat disimpulkan bahwa tegangan total yang terjadi pada piston lebih kecil dari pada tegangan yang diizinkan, yaitu :

$$256,244 \text{ Kg/cm}^2 < 660,9 \text{ Kg/cm}^2$$

maka konstruksi piston aman terhadap tegangan yang timbul didalam ruang bakar akibat tekanan gas hasil pembakaran dan temperatur kerja.

V.1.3. Dinding Piston

Piston mentransmisikan daya akibat tekanan gas hasil pembakaran kompresi melalui connecting road, akibat gerak rotasi pada poros engkol dan translasi pada piston. Oleh karena itu akan terjadi tekanan pada bidang antara sisi piston dan silinder. Besarnya tekanan yang terjadi adalah :

$$p = \frac{P_{max}}{A} \dots\dots\dots (36)$$

Dimana : $P_{max} = 0,1 \cdot P_g \longrightarrow P_g = \text{Gaya akibat tekanan gas maximal}$

$$= \pi/4 \cdot D^2 \cdot P_3$$

$$= \pi/4 \cdot (11,3073)^2 \cdot 70.31$$

$$= 7056,748 \text{ Kg}$$

maka $P_{max} = 0,1 \cdot 7056,748 \text{ Kg}$

$$= 705,6748 \text{ Kg}$$

⁽³⁶⁾ Ibid. Hal. 368

1a : A = Proyeksi permukaan bidang yang bergerak

$$= D \cdot L \longrightarrow D = 11,3073 \text{ cm}$$

L = Panjang piston

$$= 12,438 \text{ cm}$$

$$\text{Luas } A = 11,3073 \text{ cm} \cdot 12,438 \text{ cm}$$

$$= 140,640 \text{ cm}^2$$

1a tekanan yang dialami dinding piston adalah

$$P = \frac{705,6748}{140,640} = 5,018 \text{ Kg/cm}^2$$

1b Tekanan motor Diesel putaran tinggi harga maximum yang diharapkan adalah

$$7 \text{ kg/cm}^2 \dots\dots\dots (37)$$

1c Tahanan dinding piston aman terhadap gaya yang bekerja.

2. PIN PISTON

Berfungsi untuk menghubungkan piston dengan Connecting road. Melalui connecting road gerakan piston diteruskan ke poros engkol. Maka dari itu pin piston akan menahan gaya tekanan maksimal yang terjadi dalam silinder.

Pin piston harus kuat karena akan mengalami tekanan maximal akibat gas pembakaran. Maka direncanakan pin piston terbuat dari Alloy Steel SAE 1340 dengan komposisi sebagai berikut :

$$C = 0,38 \longrightarrow 0,43 \text{ \%}$$

$$Mn = 1,6 \longrightarrow 1,9 \text{ \%}$$

$$S = 0,040 \text{ \%}$$

$$Si = 0,20 \longrightarrow 0,35 \text{ \%}$$

2a Dengan ketentuan :

$$\text{➤ Tensile Strength} = 115000 \text{ Psi}$$

$$\text{➤ Safety faktor} = 4$$

$$\text{➤ Tegangan tarik izin} = \frac{115000}{4} = 28750 \text{ Psi} = 2021,12 \text{ Kg/cm}^2$$

⁷⁾ Ibid. Hal. 368

V.2.1. Ukuran Pin Piston

1. Panjang pin piston

$$L_{pp} = 0,8 \cdot D \quad (38)$$

$$= 0,8 \cdot 113,073 = 96,111 \text{ mm}$$

2. Diameter pin piston

$$D_{pp} = 0,3 \cdot D \quad (39)$$

$$= 0,3 \cdot 113,073 = 33,922 \text{ mm}$$

3. Jarak tumpuan tempat pemasangan Connecting Road

$$L_p = 0,45 \cdot D \quad (40)$$

$$= 0,45 \cdot 113,073 = 50,883 \text{ mm}$$

4. Diameter dalam pin piston

$$D_{dp} = (0,52 \text{ ----- } 0,58) \cdot D_{pp} \quad (41)$$

$$= 0,58 \text{ (direncanakan)}$$

$$= 0,58 \cdot 33,922 = 19,675 \text{ mm}$$

5. Panjang tumpuan pin piston

$$L_{tp} = \frac{L_{pp} \cdot L_p}{2}$$

$$= \frac{96,111 - 50,883}{2} = 22,614 \text{ mm}$$

V.2.2. Pemeriksaan kekuatan pin piston

Besarnya gaya yang dialami pin piston terjadi pada saat tekanan gas pembakaran maximal yaitu :

$$F_{\max} = P_{\max} \cdot A$$

Dimana : $P_{\max} = \text{Tekanan pembakaran maximum (pada } P_3)$

$$= 1000 \text{ Psia}$$

$$= 70,31 \text{ Kg/cm}^2$$

$$A = \text{Luas penampang piston}$$

⁽³⁸⁾ A.R. Holowenko . Dinamika Permesinan, erlangga jakarta 1985 Hal. 478

⁽³⁹⁾ Heldt.P.M. High Speed Combustion Engine Hal. 32

⁽⁴⁰⁾ L.C.Lienty internal Combustion Engine Hal. 547

⁽⁴¹⁾ Heidt.P.M. High Speed Combustion Engine Hal. 32

$$\begin{aligned}
 &= \pi/4 \cdot D^2 \\
 &= \pi/4 \cdot (11,3073)^2 \\
 &= 10036,620 \text{ mm}^2 = 100,36620 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

pemeriksaan kekuatan pin piston terhadap tegangan lengkung. Tegangan lengkung yang terjadi pada pin piston adalah :

$$\sigma_i = \frac{Mb}{Wb} \dots\dots\dots (42)$$

dimana : Mb = Momen Lengkung

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{2} F (1/2 L_2 - 1/2 L_p) \dots\dots\dots (43) \\
 &= \frac{1}{2} 7056,748 (1/2 L_2 - 1/2 L_p)
 \end{aligned}$$

L_p = Jarak titik pusat L_{pp} (panjang piston). Dengan titik tumpuan tempat pemasangan pin piston

$$\begin{aligned}
 &= L_p + \frac{L_{pp} - L_p}{2} \\
 &= 50,883 + \frac{96,111 - 50,883}{2} \\
 &= 73,497 \text{ mm} = 7,3497 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Mb &= \frac{1}{2} 7056,748 (1/2 \cdot 7,3497 - 1/2 \cdot 5,0883) \\
 &= 3989,532 \text{ kg/cm}
 \end{aligned}$$

Wb = Momen perlawanan

$$\begin{aligned}
 &= \pi/32 \cdot \left(\frac{D_{pp}^4 - D_{dp}^4}{D_{dp}} \right) \\
 &= \pi/32 \cdot \left(\frac{(3,3922)^4 - (1,9675)^4}{3,3922} \right) = 3,397 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

$$\text{maka } \sigma_i = \frac{3989,532}{3,397} = 1174,428 \text{ kg/cm}^2$$

⁽⁴²⁾ Timmoshenko, Young Element of Strength Material, D. Vanostad Company Inc new York 1962 hal. 140

⁽⁴³⁾ Ibid. Hal 140

Ternyata pada pin piston tegangan lengkung yang terjadi masih dibawah tegangan lengkung yang diizinkan :

$$1174,428 \text{ Kg/cm}^2 < 2021,12 \text{ Kg/cm}^2$$

dengan demikian maka konstruksi piston aman terhadap tegangan lengkung yang terjadi

1. Pemeriksaan tegangan lengkung

Tekanan bidang yang terjadi antara piston dengan pene piston :

$$q_c = \frac{F_{max}}{2 \cdot D_{pp} \cdot L_{tp}}$$

dimana : q_c = Tekanan bidang yang terjadi (kg/cm²)

D_{pp} = Diameter pin piston = 3,3922 cm

L_{tp} = Panjang pin piston = 2,2614 cm

F_{max} = gaya yang diterima pin piston akibat tekanan gas maksimal
= 7056,748 kg

Maka tekanan bidang yang terjadi adalah :

$$q_c = \frac{7056,748}{2 \cdot 3,3922 \cdot 2,2614} = 459,955 \text{ Kg/cm}^2$$

Untuk bahan yang terlemah dari Alloy Steel tekanan bidang yang diizinkan adalah : $q_c = 650 \text{ Kg/cm}^2$ (44)

Maka pin piston tahan terhadap tekanan bidang, karena tekanan bidang yang terjadi lebih kecil dari yang diizinkan :

2. Pemeriksaan terhadap tekanan geser

$$\tau_g = \frac{F_{max}}{2 \cdot \Lambda} \tag{45}$$

dimana : Λ = Luas penampang pene piston

$$= \pi/4 (D_{pp}^2 - D_{dp}^2)$$

$$= \pi/4 ((3,3922)^2 - (1,9675)^2) = 5,994 \text{ cm}^2$$

⁽⁴⁴⁾ Ibid

⁽⁴⁵⁾ Ibid

$$\text{maka : } \tau_g = \frac{7056,748}{2.5,994} = 619,078 \text{ Kg/cm}^2$$

tegangan geser yang terjadi jauh lebih kecil dari tegangan izin bahan, yaitu :

$$619,078 \text{ Kg/cm}^2 < 2021,12 \text{ Kg/cm}^2$$

maka perencanaan ini konstruksi aman terhadap tegangan geser yang terjadi.

V.3. RING PISTON

Umumnya motor bakar menggunakan 2 jenis ring piston yaitu

1. Ring kompresi, berguna untuk merapatkan ring piston dengan silinder agar tidak terjadi kebocoran pada saat kompresi dan kebocoran gas hasil pembakaran agar tidak masuk kedalam silinder.
2. Ring minyak (oil ring), berfungsi untuk mengontrol pelumasan dinding silinder dengan piston agar tercapai pelumasan yang baik

V.3.1. Bahan ring piston

Sesuai dengan fungsi ring piston maka bahan –bahan yang digunakan material ring piston harus mempunyai syarat-syarat sebagai berikut :

1. Tahan terhadap temperatur tinggi
2. Tahan terhadap keausan dengan gesekan
3. Mempunyai sifat pegas yang baik
4. Dan lain-lain

Berdasarkan kriteria diatas maka diambil bahan materialnya adalah Gray Cast Iron SAE 1330 dengan komposisi sebagai berikut :

$$C = (0,27 \longrightarrow 0,33) \%$$

$$Mn = (1,4 \longrightarrow 2,05) \%$$

$$Si = (0,2 \longrightarrow 0,35) \%$$

$$S = (0,08 \longrightarrow 0,17) \%$$

$$\text{Tensile Stegth } (\tau_s) = 150000 \text{ Psi}$$

$$\text{Yield Stegth } (\tau_y) = 138000 \text{ Psi}$$

$$\text{Safety Faktor } (Sf) = 6$$

$$\text{Maka tegangan izin ring piston} = \frac{138000}{6} = 23000 \text{ Psi} = 1616,9 \text{ Kg/cm}^2$$

V.3.2. Ukuran – ukuran ring piston

1. Lebar ring piston

$$b = (0,029 \div 0,031) \cdot D \dots\dots\dots (46)$$

0,031 (direncanakan)

$$0,031 \cdot 113,073 = 3,505 \text{ mm}$$

2. Tebal ring piston

$$h = (0,6 \div 1,0) \cdot b \dots\dots\dots (47)$$

= 0,9 (direncanakan)

$$= 0,9 \cdot 3,505 = 3,155 \text{ mm}$$

3. Jarak kedua ring dalam keadaan bebas.

$$C = (3,5 \div 4) \cdot b \dots\dots\dots (48)$$

$$= 3,9 \cdot 3,505 = 13,671 \text{ mm}$$

4. Jarak kedua ring dalam keadaan terpasang.

$$Ca = (0,002 \div 0,004) \cdot D \dots\dots\dots (49)$$

= 0,004 (direncanakan)

$$= 0,004 \cdot 113,073 = 0,452 \text{ mm}$$

V.3.3. Pemeriksaan Kekuatan Ring Piston

Disini dilakukan terhadap tegangan lengkung. Besarnya momen lengkung yang terjadi pada ring piston adalah :

$$Mb = \frac{(Ds)^2}{2} \cdot b \cdot Psp \dots\dots\dots (50)$$

dimana : Psp = Tekanan Spesifik permukaan ring terhadap dinding silinder.
 = (3,5 ÷ 6). Psi (51)

Ds = Diameter dinding silinder

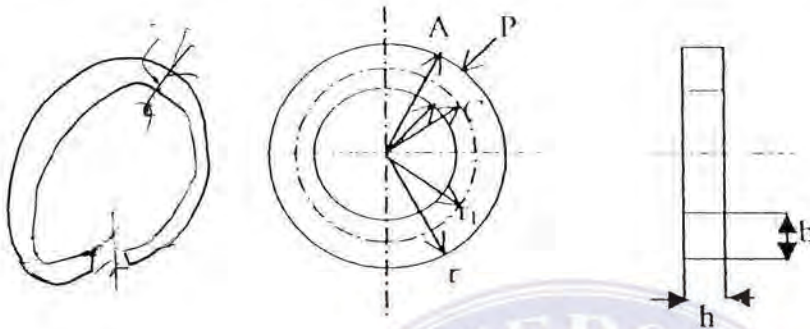
(46) Pe roscky.N. Marie Internal Combustion Engine. hal.373
 (47) Ib; 1
 (48) Vl. Mallev Internal Combustion Engine hal. 506
 (49) Ibid
 (50) Petrosky.N.Marie Internal Combustion Engine hal.375
 (51) VL. Mallev Internal Combustion Engine hal. 506

$$= 114,215 \text{ mm} = 11,4215 \text{ cm}$$

b = Lebar Ring Piston

$$= 3,505 \text{ mm} = 0,3505 \text{ cm}$$

$$\text{maka } Mb = \frac{(11,4215)^2}{2} \cdot 0,3505 \cdot 0,3515 = 8,036 \text{ Kg/cm}$$



Gbr : V.3.3. Ring Terak Oli

1. Momen perlawanan lengkung yang terjadi pada ring piston adalah :

$$\begin{aligned} Mb &= \frac{b \cdot h^2}{6} \\ &= \frac{0,3505 \cdot (0,3155)^2}{6} = 0,0058 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

2. Tegangan lengkung yang timbul adalah :

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{Mb}{Wb} \\ &= \frac{8,036}{0,0058} = 1385,517 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

dari pembuktian diatas dapat disimpulkan bahwa ring piston dapat menerima tegangan lengkung. Karena tegangan lengkung yang terjadi dibawah tegangan lengkung yang diijinkan yaitu : $1385,517 \text{ Kg/cm}^2 < 1616,9 \text{ Kg/cm}^2$

3. Tegangan sewaktu pemasangan ukuran ring sebelum pemasangan adalah :

$$r_{1a} = \frac{E \cdot b \cdot V_b}{E \cdot b \cdot -2 \cdot s \cdot V_b} \dots\dots\dots (52)$$

- maka :
- r_b = Jari-jari sumbu netral setelah pemasangan
 - = $\frac{1}{2} (D - b)$
 - = $\frac{1}{2} (114,215 - 3,505) = 55,355 \text{ mm} = 5,5355 \text{ cm}$
 - E = Modulus elastisitas bahan
 - = $17 \cdot 10^6 \text{ psi} = 1195270 \text{ Kg/cm}^2$
 - S = tegangan penampang ring Piston
 - = $1385,517 \text{ Kg/cm}^2$
 - b = Lebar ring piston
 - = $0,3505 \text{ cm}$

sehingga :

$$r_{1a} = \frac{1195270 \cdot 0,3505 \cdot 5,5355}{1195270 \cdot 0,3505 - 2 \cdot 1385,517 \cdot 5,5355}$$

$$= 5,7459 \text{ cm} = 57,459 \text{ mm}$$

4. Tegangan yang terjadi pada waktu pemasangan adalah :

$$S_a = \frac{1}{2} E \cdot b \cdot (1/r_a - 1/r_c) \dots\dots\dots (53)$$

- dimana :
- r_c = $\frac{1}{2} (D + b)$
 - = $\frac{1}{2} (114,215 + 3,505) = 5,886 \text{ cm}$

maka

$$S_a = \frac{1}{2} (1195270) \cdot 0,3505 (1/5,7459 - 1/5,886)$$

$$= 867,728 \text{ kg/cm}^2$$

dari hasil analisa dapat kita lihat bahwa tegangan yang terjadi lebih kecil dibanding dengan tegangan yang diijinkan, yaitu :

$$867,728 \text{ Kg/cm}^2 < 1616,9 \text{ Kg/cm}^2$$

maka ring piston aman terhadap tegangan waktu pemasangan

5. Jumlah ring piston

$$h = \frac{D}{10 \cdot I} \dots\dots\dots (54)$$

$$I = \frac{D}{10 \cdot h}$$

⁽⁵²⁾ L.C.Licnty internal Combuston Engine Hal. 549

⁽⁵³⁾ L.C.Licnty internal Combuston Engine Hal. 549

⁽⁵⁴⁾ L.C.Licnty internal Combuston Engine Hal. 506

$$\begin{aligned} \text{Dimana : } D &= \text{Diameter silinder} = 114,215 \text{ mm} \\ h &= \text{Tebal ring piston} = 3,155 \text{ mm} \\ \text{maka : } l &= \frac{114,215}{10 \cdot 3,155} = 3,6 = 4 \text{ (direncanakan)} \end{aligned}$$

Sehingga untuk motor bakar ini direncanakan memakai 4 buah ring piston, yaitu 2 buah ring kompresi dan 2 buah ring oli.

6. Celah ring

Saat pengoperasian cincin (ring) piston mengalami pertambahan panjang atau pemuaian akibat temperatur yang tinggi dalam silinder. Temperatur cincin piston adalah dari 150 ~ 200 °F lebih tinggi temperatur dinding silinder (55)

Apabila temperatur cincin (ring) piston ditetapkan 200 °F diatas temperatur dinding silinder, dan bahan mempunyai koefisien muai panjang yaitu = $6 \cdot 10^{-6} \text{ Inc/}^{\circ}\text{F}$ maka besar pemuaian = 0,004 Inc/inbore. maka dalam hal ini :

$$\Delta L = 0,004 \cdot D \dots\dots\dots (56)$$

dimana : $D = \text{Diameter silinder} = 114,215 \text{ mm} = 4,497 \text{ Inc}$

$$\begin{aligned} \text{maka : } \Delta L &= 0,004 \cdot 4,497 \\ &= 0,017988 \text{ Inc} = 0,4569 \text{ mm} \end{aligned}$$

sehingga besar celah ring dalam keadaan kerja adalah :

$$\begin{aligned} C_b &= C_a + \Delta L \\ &= 0,452 \text{ mm} + 0,4569 \text{ mm} = 0,9089 \text{ mm} \end{aligned}$$

celah ring dalam keadaan bebas adalah :

$$C = 13,671 \text{ mm}$$

V.4. BERAT PISTON DAN PERLENGKAPANNYA

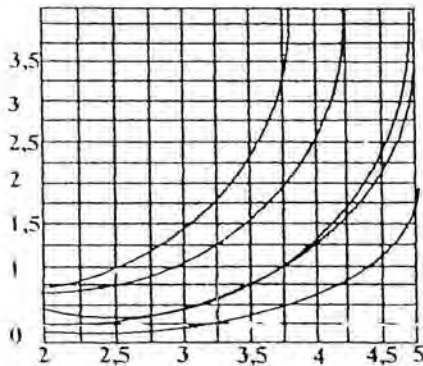
Untuk mengetahui berat piston dapat digunakan dengan 2 (dua) cara yaitu :

1. dengan menggunakan pendekatan Grafik.
2. Dengan mengalikan antara volume total piston dengan berat jenis piston, dimana sebelumnya piston tersebut dibagi dalam beberapa bagian lalu dijumlahkan.

(55) L.C.Lienty internal Combustion Engine Hal. 556

(56) Ibid, hal. 550

pada perancangan ini untuk melindungi berat piston menggunakan pendekatan Grafik seperti pada tabel berikut.



Maka grafik

Telah diketahui bahwa diameter piston pada perancangan ini (D) = 113,073 mm = 4,452 inc, maka dari tabel dapat diketahui berat piston yang berdiameter 4,452 inc dan bahan piston dari Copper Aluminium Alloy adalah :

$$W_p = 1,35 \text{ lb} = 0,62 \text{ Kg}$$

1. Berat pin Piston

$$W_{pp} = \pi/4 (d_o^2 - d_p^2) \cdot L_{pp} \cdot \gamma$$

Dimana : γ = berat jenis bahan piston = 0,0078 Kg/cm³

$$\begin{aligned} \text{Maka : } W_{pp} &= \pi/4 ((3,9576)^2 - (3,3922)^2) \cdot 9,6111 \cdot 0,0078 \\ &= 0,245 \text{ Kg} \end{aligned}$$

2. Berat pin Piston (ring kompresi)

$$\begin{aligned} W_{rk} &= 2 \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot h \cdot \gamma \\ &= 2 \cdot 3,14 \cdot 11,4251 \cdot 0,3505 \cdot 0,3155 \cdot 0,0078 \\ &= 0,06187 \text{ Kg} \end{aligned}$$

3. Berat pin Piston (ring oil)

$$\begin{aligned} W_{rb} &= 2 \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot h \cdot \gamma \\ &= 2 \cdot 3,14 \cdot 11,4251 \cdot 0,3505 \cdot 0,3155 \cdot 0,0078 \\ &= 0,06187 \text{ Kg} \end{aligned}$$

4. Berat total dan perlengkapannya

$$W_{tot} = W_p + W_{pp} + W_{rk} + W_{ro}$$

$$= 0,62 + 0,245 + 0,06187 + 0,06187$$

$$= 0,9887 \quad \text{Kg}$$

V.5. CONNECTING ROD

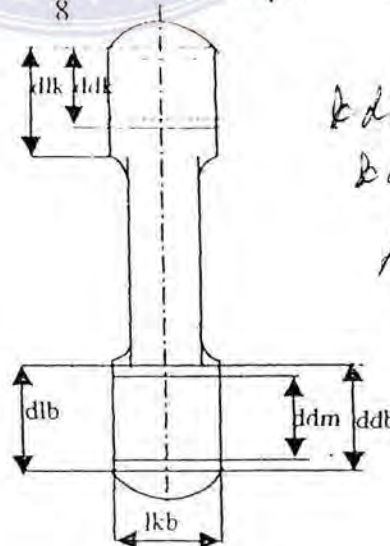
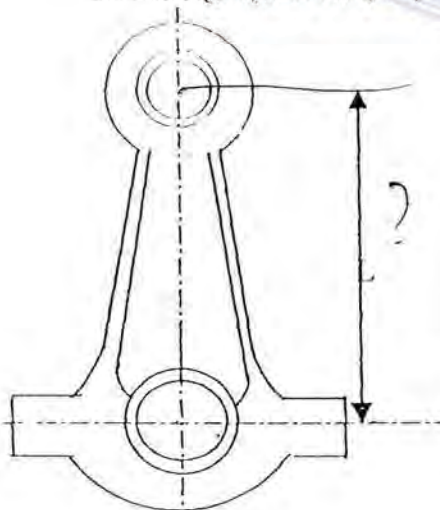
Fungsi dari Connecting rod adalah penghubung antara piston dan poros engkol. Meneruskan gaya-gaya yang terjadi dalam silinder mengubah gerak translasi pada piston yang diakibatkan oleh tekanan hasil pembakaran menjadi gerak rotasi pada poros engkol dan sebaliknya.

V.5.1. Bahan Connecting Rod

Untuk connecting rod harus dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tinggi dan tahan terhadap tegangan tekan yang besar dan diusahakan bobot seringan mungkin, untuk itu dipilih bahan Connecting Rod dari Low Alloy Steel SAE 1340 dengan komposisi sebagai berikut :

C	= 0,43	%
Mn	= 1,9	%
Si	= 0,35	%
P	= 0,04	%
S	= 0,04	%
Tensile Strength	= 180000	psi
Yield Strength	= 166000	psi

Maka tegangan izin (σ) = $\frac{180000}{8} = 22500 \text{ psi} = 1582,65 \text{ Kg/cm}^2$



Handwritten notes:
 $l_{db} =$
 $l_{dk} =$
 $l_{dk} =$
 $l_{dk} =$

V.5.2. Ukuran – ukuran Connecting Rod

$$\text{Perbandingan } L/R = (3,75 \text{ --- } 5) \dots\dots\dots (57)$$

Dimana : L = Panjang Connecting Rod

R = Jari – jari Connecting Rod

$$S/R = \frac{14,277}{2} = 7,1385 \text{ cm} = 71,385 \text{ mm}$$

maka L = 4 . R
 = 4 . 71,385 = 285,54 mm

1. Ukuran beberapa Connecting Rod kecil

a. Tebal lapisan metal

$$\begin{aligned} Tm_1 &= (0,080 - 0,085) . do \\ &= 0,083 \text{ (direncanakan)} \\ &= do = \text{diameter dudukan pin piston} = 39,576 \text{ mm} \\ &= 0,083 . 39,576 \\ &= 0,3283 \text{ cm} = 3,283 \text{ mm} \end{aligned}$$

b) Diameter dalam kepala kecil

$$\begin{aligned} Ddk &= do + 2 (Tm_1) \\ &= 39,576 + 2 . (3,283) \text{ mm} = 46,142 \text{ mm} \end{aligned}$$

c) Diameter luar kepala kecil

$$\begin{aligned} Dlk &= (1,2 - 1,3) . ddk \\ &= 1,3 \text{ (direncanakan)} \\ &= 1,3 . 46,142 = 59,9846 \text{ mm} \end{aligned}$$

d) Lebar kepala kecil

$$\begin{aligned} Lkk &= 0,36 . D \\ &= D = \text{diameter piston} = 113,073 \text{ mm} \\ &= 0,36 . 113,073 = 40,706 \text{ mm} \end{aligned}$$

e) Volume bagian kepala kecil

(57) VI. Malle Internal Combustion Engine hal. 437

$$\begin{aligned}
 V_{lk} &= \pi/4 ((dlk)^2 - (ddk)^2) \cdot L_{kk} \\
 &= \pi/4 ((59,7846)^2 - (46,142)^2) \cdot 40,706 \\
 &= 46177,484 \text{ mm}^3
 \end{aligned}$$

2. Ukuran beberapa Connecting Rod yang besar

a. Diameter bagian metal

$$\begin{aligned}
 D_{dm} &= (0,50 - 0,65) \cdot D \dots\dots\dots (58) \\
 &= 0,65 \text{ (direncanakan)} \\
 &= 0,65 \cdot 113,073 = 73,4975 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

b. Tebal lapisan metal

$$\begin{aligned}
 T_{lm} &= (0,03 - 0,05) \cdot D \dots\dots\dots (59) \\
 &= 0,05 \cdot 113,073 = 5,654 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

c. Diameter dalam kepala besar

$$\begin{aligned}
 D_{db} &= d_{dm} + 2 \cdot (T_{lm}) \\
 &= 73,4975 + 2 \cdot (5,654) = 84,806 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

d. Diameter luar kepala besar

$$\begin{aligned}
 D_{lb} &= (1,2 - 1,3) \cdot d_{db} \\
 &= 1,3 \text{ (direncanakan)} \\
 &= 1,3 \cdot 84,806 = 110,2472 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

e. Lebar bagian kepala besar

$$\begin{aligned}
 L_{kb} &= (0,40 - 0,60) \cdot D \dots\dots\dots (60) \\
 &= 0,59 \text{ (direncanakan)} \\
 &= 0,59 \cdot 113,073 = 66,713 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

f. Volume bagian kepala besar

$$\begin{aligned}
 V_{kb} &= \pi/4 ((d_{lb})^2 - (d_{db})^2) \cdot L_{kb} \\
 &= \pi/4 ((110,2474)^2 - (84,806)^2) \cdot 66,713 \\
 &= 259878,7677 \text{ mm}^3
 \end{aligned}$$

3. Ukuran penampang batang Connecting Rod

⁽⁵⁸⁾ Heldt.P.M. High Speed Combustion Engne Hal. 246

⁽⁵⁹⁾ M. kovakh, Motor. Vehicle Engine hal.489

⁽⁶⁰⁾ I. C I Lenty internal Combustion Engine Hal. 553

a. Lebar profil

$$b = (0,23 \text{ -- } 0,30) \cdot D \dots\dots\dots (61)$$

$$0,3 \text{ (direncanakan)}$$

$$0,3 \cdot 113,073 = 33,9219 \text{ mm}$$

b. Tinggi profil

$$h_1 = \frac{b}{0,6 \rightarrow 0,7}$$

$$= \frac{33,9219}{0,6 \rightarrow 0,7} = 56,537 \rightarrow 48,4599 \text{ mm}$$

$$= 50 \text{ mm (direncanakan)}$$

$$h_2 = h_1 - 2 \cdot t$$

dimana : $t_1 = 1/6 (h_1)$

$$= 1/6 \cdot 50 = 8,333 \text{ mm}$$

maka : $h_2 = 50 - 2 \cdot (8,333)$

$$33,334 \text{ mm}$$

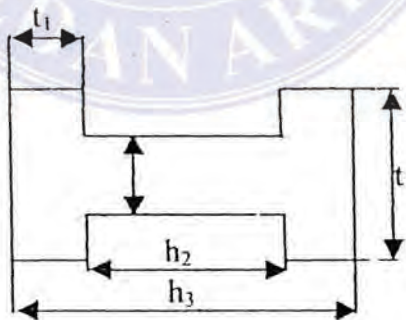
c. Tebal profil

$$t = 0,09 \cdot D$$

dimana : D = diameter piston

$$t = 0,09 \cdot 113,073 = 10,177 \text{ mm}$$

Penampang profil



V.5.3. Berat Conekting Road

Dengan cara pendekatan dapat ditentukan berat Conekting road seperti dibawah ini dari perhitungan sebelumnya maka dapat diperoleh sebagai berikut

ukuran kepala kecil Conekting

$$\begin{aligned} ddk &= 46,147 \text{ mm} \\ dlk &= 59,9846 \text{ mm} \\ lkk &= 40,706 \text{ mm} \end{aligned}$$

ukuran kepala besar Conekting road

$$\begin{aligned} ddb &= 84,806 \text{ mm} \\ dlb &= 110,2474 \text{ mm} \\ lkb &= 66,713 \text{ mm} \end{aligned}$$

ukuran batang Conekting road

$$\begin{aligned} b &= 33,9219 \text{ mm} \\ h_1 &= 50 \text{ mm} \\ t_1 &= 8,333 \text{ mm} \\ t &= 10,177 \text{ mm} \\ h_2 &= 33,334 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{maka diperoleh } h_{1a} &= (1,2 : 1,25) h_1 \\ &= 1,2 \text{ (direncanakan)} \\ &= 1,2 \cdot 50 = 60 \text{ mm} \\ h_{2a} &= h_{1a} - 2 \cdot t_1 \\ &= 60 - 2 \cdot (8,333) = 43,334 \text{ mm} \end{aligned}$$

1. Pnjang lengan

$$\begin{aligned} La &= L - \frac{dlk - dlb}{2} \\ &= 285,54 - \frac{59,9846 + 110,2472}{2} \\ &= 200,424 \text{ gram} \end{aligned}$$

⁽¹⁾ Ibid. hal. 554

2. Berat kepala kecil Conekting road

$$\begin{aligned} W_1 &= \pi/4 ((dlk)^2 - (ddk)^2) \cdot Lkk \cdot \rho \\ &= \pi/4 ((5,99846)^2 - (4,6142)^2) \cdot 4,0706 \cdot 7,8 \\ &= 366,1547 \text{ gram} \end{aligned}$$

3. Berat kepala besar Conekting road

$$\begin{aligned} W_2 &= \pi/4 ((dlb)^2 - (ddb)^2) \cdot Lkb \cdot \rho \\ &= \pi/4 ((11,02472)^2 - (8,4806)^2) \cdot 6,6713 \cdot 7,8 \\ &= 2027,0544 \text{ gram} \end{aligned}$$

4. Berat batang Conekting road

$$\begin{aligned} W_3 &= (2 \cdot b \cdot t_1) + \frac{1}{2} (h_2 + h_{2a} \cdot t) \cdot La \cdot \rho \\ &= (2 \cdot 3,39219 \cdot 0,8333) + \frac{1}{2} (3,3334 + 4,3334 \cdot 1,0177) \cdot 20,0424 \cdot 7,8 \\ &= 615,5388 \text{ gram} \end{aligned}$$

5. Berat dudukan baut Conekting road

Diperkirakan berat dudukan baut $\pm 25\%$ dari berat kepala besar conekting road maka :

$$\begin{aligned} W_4 &= 0,25 \cdot W_3 \\ &= 0,25 \cdot 615,5388 = 153,885 \text{ gram} \end{aligned}$$

6. Berat total Conekting road

$$\begin{aligned} W_{et} &= W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \\ &= 366,1547 + 2027,0544 + 615,5388 + 153,885 \\ &= 3162,632607 \text{ gram} \end{aligned}$$

7. Berat bantalan pena piston

$$\begin{aligned} W_{bp} &= \pi/4 ((dlk)^2 - (ddk)^2) \cdot b \cdot \rho \\ &= \pi/4 ((5,99846)^2 - (4,6142)^2) \cdot 3,39219 \cdot 7,8 \\ &= 305,1314 \text{ gram} \end{aligned}$$

8. Berat bantalan pene engkol

$$\begin{aligned} W_{be} &= \pi/4 ((ddk)^2 - (ddm)^2) \cdot b \cdot \rho \\ &= \pi/4 ((8,4806)^2 - (7,34975)^2) \cdot 3,39219 \cdot 7,8 \\ &= 371,8262 \text{ gram} \end{aligned}$$

Maka berat conektong road beseta berat bantalan pene piston dan bantalan pena engkol adalah :

$$\begin{aligned}
 W_{tot} &= W_{cr} + W_{bp} + W_{be} \\
 &= 3162,6326 + 305,1314 + 371,8262 \\
 &= 3839,5902 \text{ gram} = 3,8395902 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

V.5.4. pemneriksaan kekuatan batang gerak

1. Pemarksaan tegangan tekanan

Terjadinya tegangan pada bagian batang penggerak, tekanan telah dapat kita ketahui yaitu :

$$\sigma_p = \frac{F}{A_{cr}}$$

dimana :

$$\begin{aligned}
 F &= \text{Gaya akibat tekanan gas pembakaran} \\
 &= 7056,748 \text{ Kg} \\
 &= \text{Luas penampang terkecil atau penampang kritis} \\
 &= (2 \cdot b \cdot t_1) + (h_2 \cdot t) \\
 &= (2 \cdot 3,39219 \cdot 0,8333) + (3,3334 \cdot 1,0177) = 9,0458 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

maka

$$\sigma_p = \frac{7056,748}{9,0458} = 780,1132 \text{ Kg/cm}^2$$

Sehingga kontrusi mampu menerima tegangan kompresi akibat tekanan gas hasil pembakaran, karena tegangan yang terjadi lebih kecil dari tegangan yang diijinkan , yaitu : $780,1132 \text{ Kg/cm}^2 < 1582,65 \text{ Kg/cm}^2$

2. Pemeriksaan kekuatan akibat tekanan

tekanan tekuk ini terjadi akibat adanya tegangan akibat koimpresi. Tekanan tekukan (buckling) terjadi pada batang yang berengsel ujungnya. Tegangan tekukan dapat dihitung menurut rankine yaitu :

$$\sigma_{buck} = \frac{F}{acr} \cdot \left(1 + \frac{k \cdot L^2}{\rho^2} \right) \dots\dots\dots (62)$$

⁽⁶²⁾ L. C. Lienty internal Combustion Engine Hal. 552

Dimana : $F = \text{Gaya akibat tekanan gas hasil pembakaran}$
 $= 7056,748 \text{ kg}$

$A_{cr} = \text{Luas penampang atau penampang kritis}$
 $= 9,0458 \text{ cm}^2$

$K = \text{Konstanta untuk batang penggerak engsel}$
 $= 1,6 \cdot 10^{-4} \dots\dots\dots (65)$

$L = \text{Panjang batang Conekting Road}$
 $= 205,54 \text{ mm} = 28,554 \text{ cm}$

$\rho^2 = \frac{b \cdot h_1^2 - (b-t) \cdot (h_1 - 2t)^2}{12 \cdot (b \cdot h_1) - (b-t)(h_1 - 2t)} \dots\dots\dots (64)$

$= \frac{3,39219 \cdot (5)^2 - (3,39219 - 1,0177) \cdot (5 - 2 \cdot 1,0177)^2}{12 \cdot (3,39219 \cdot 5) - (3,39219 - 1,0177) \cdot (5 - 2 \cdot 1,0177)}$

$= 1,8245 \text{ cm}$

$\rho = 1,3505 \text{ cm}$

maka $\sigma_{tarik} = \frac{7056,748}{9,0458} \left(1 + \frac{1,6 \cdot 10^{-4} \cdot (28,554)^2}{1,8245} \right)$
 $= 781,1139 \text{ kg/cm}^2$

Pada lengan connecting road ada kemungkinan 2 arah tekukan yang terjadi yaitu :

- Kearah sumbu x ($L = L_{cr}$)
- Kearah sumbu y ($L = \frac{1}{2} L_{cr}$)

Momen Inersia terhadap Sumbu x

$I_x = \frac{h_1 \cdot b^3 - (h_1 - 2 \cdot t_1) \cdot (b - t)^3}{12}$
 $= \frac{5(3,39219)^3 - (5 - 2 \cdot 0,8333)(3,39219 - 1,0177)^3}{12}$
 $= 12,5451 \text{ cm}^3$

⁽⁶³⁾ L.C.Lienty internal Combustion Engine Hal. 552

⁽⁶⁴⁾ Ibid . Hal. 552

Momen Inersia terhadap Sumbu y

$$\begin{aligned}
 I_y &= \frac{h_1^3 \cdot b - (b-t)(h_1 - 2 \cdot t_1)^3}{12} \\
 &= \frac{3,39219(5)^3 - (3,39219 - 1,0177)(5 - 2 \cdot 0,8333)^3}{12} \\
 &= 28,0062 \text{ cm}^3
 \end{aligned}$$

Ternyata $I_x > I_y$ dengan demikian tekukan cenderung terjadi terhadap sumbu x. Keamanan connecting road terhadap tekukan dapat diperiksa pada beban kritis dengan menggunakan rumus :

$$Pcr = (3350 - 6,2 Lcr/\rho) \cdot Acr \tag{65}$$

Dimana : $Lcr =$ panjang connecting Road
 $= 285,54 \text{ mm} = 28,554 \text{ cm}$

$Acr =$ Luas penampang Kritis
 $= 9,0458 \text{ cm}^2$

$\rho^2 =$ Jari-jari Gyration
 $= \frac{Lcr}{Acr} = \frac{12,5451}{9,0458} = 1,3868$

$\rho = 1,1776$

maka $Pcr = \left(3350 - 6,2 \frac{28,554}{1,1776} \right) 9,0458$
 $= 28943,5273 \text{ Kg}$

Faktor keamanan atau faktor koreksi yang terjadi

$$\begin{aligned}
 Fc &= \frac{Pcr}{F} \\
 &= \frac{28943,5273}{7056,748} = 4,1015
 \end{aligned}$$

⁽⁶⁵⁾ Petrovsky. N. Marie Combustion Engine. ha l. 380

3. Pemeriksaan terhadap tegangan Whipping

Akibat dari gerak translasi dan rotasi dari batang penggerak, maka akan timbul gaya inersia. Gaya inersia ini mempunyai 2 komponen yaitu longitudinal atau searah sumbu batang, dan komponen transversal atau melintang sumbu batang. Komponen transversal ini jika dibagi dengan section modulus dari profil akan menimbulkan tegangan yang disebut dengan tegangan Whipping, besarnya tegangan whipping adalah :

$$\tau_w = \frac{2 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 \cdot R \cdot \rho \cdot Lcr \cdot Acr}{Z} \quad (66)$$

dimana :
 n = Putaran Motor bakar = 2800 rpm
 R = Jari-jari engkol = 7,1385 cm
 ρ = Berat jenis material = 0,0078 Kg/cm
 Lcr = Panjang connecting Road = 28,554 cm
 Acr = Luas Penampang Kritis = 9,0458 cm
 Z = Modulus of section (momen perlawanan)

$$= \frac{I_y}{0,5 \cdot h_i}$$

$$= \frac{28,0062}{0,5 \cdot 5} = 11,2025 \text{ cm}^3$$

maka : $\tau_w = \frac{2 \cdot 10^{-6} (2800)^2 \cdot 7,1385 \cdot 0,0078 \cdot 28,554 \cdot 9,0458}{11,2025}$
 $= 20,1301 \text{ Kg/cm}^2$

Tegangan total yang terjadi pada Connecting road adalah :

$$\tau_{tot} = \tau_{buck} + \tau_w$$

$$= 781,1139 + 20,1301 = 801,244 \text{ kg/cm}^2$$

Ternyata tegangan ijin pada bahan adalah 1582,65 Kg/cm², sedangkan tegangan yang terjadi pada bahan adalah : 801,244 kg/cm², ternyata tegangan yang terjadi lebih kecil dari tegangan yang diijinkan, dengan demikian konstruksi connecting road aman terhadap tegangan yang terjadi, (801,244 Kg/cm² 1582,65 Kg/cm²)

⁽⁶⁶⁾ Petrovsky N. Marie Combustion Engine. hal. 553

BAB XII

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perencanaan dan perhitungan yang telah dilakukan untuk motor bakar penggerak kendaraan minibus, maka diambil kesimpulan sebagai berikut :

A. Spesifikasi Motor Bakar

1. Type mesin penggerak = Diesel 4 langkah
2. Putaran mesin = 2800
3. Daya rencana = 72 PS
4. Siclus kerja = Diesel Sycle
5. Pemakaian bahan bakar spesifik = 0,1858 Kg/Hp Jam
6. Perbandingan kompresi = 21
7. Kecepatan maximum = 120 Km/jam
8. Transmisi = 5 speed maju 1 speed mundur

B. Dimensi Bagian Utama Motor Bakar

1. Diameter piston = 91,05 mm
2. Langkah piston = 95,0 mm
3. Volume langkah total = 2477 cc
4. Diameter poros utama = 66 mm
5. Diameter pena piston = 289 mm
6. Panjang connecting rod = 158,05 mm
7. Tinggi katub = 69,5 mm
8. Diameter katub (out let) = 55,8685 mm
9. Type ruang bakar = pusar
10. System pendingin = air dan udara
11. Pompa pendingin = Centryfugal
12. Daya pompa pendingin = 0,2125 Hp

13. Debit pompa pendingin	= 0,5579	kg/dt
14. Pompa pelumas	= Roda gigi	
15. Daya pompa pelumas	= 0,833	Hp
16. Kapasitas pompa	= 3000	kg/jam



LITERATUR

1. V.L. Mallev ; **Internal Combustion Engine**
2. Wiranti A.munandar ; **Motor Bakar torak**, penerbit ITB Bandung 1998
3. Hadi Suganda ; **Mekanika auto Mobil**, HMM series ITB Bandung 1998
4. Petrovsky N. Marie ; **Internal Combustion Engine**, Mir. Publisher Moscow
5. Wiranti A.munandar ; **Motor Bakar mula**
6. L.C. Lichty ; **Internal Combustion Engine**, Mc. Graw Hill Book company Inc Tokyo 1951
7. Earl R. parker , **Material Data Book**
8. Heldt. P. M ; **High Speed Combustion Engine**, 6th Edition Chilton Company Publisher, Philadelphia.
9. A.R. hallwerko ; **Dinamika Permesinan**, Erlangga, Jakarta 1985
10. Thimosheko Young ; **Element of Stength Material**, D. Vanestrاد company Inc. New York, 1962.
11. M. Kovakh ; **Motor Vibicle engine**, Mir. Publisher Moscow 1971
12. Wiranti A.munandar ; **Motor Bakar Putaran Tinggi**
13. Silarso ; **Elemen Mesin.**