

GASOLINE ENGINE FOR VEHICLE

TUGAS AKHIR

Nomor Soal : 280 / FT. USD / TM / Oktober / 2002

Untuk memenuhi sebagian persyaratan
mencapai derajat Sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin



Diajukan oleh :

YASOKHI GEA

NIM : 985214093

NIRM : 980051123109130093

Kepada

**FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA
2003**

TUGAS AKHIR

Nomor Soal : 280 / FT. USD / TM / Oktober / 2002

GASOLINE ENGINE FOR VEHICLE

Yang dipersiapkan dan disusun oleh:

YASOKHI GEA

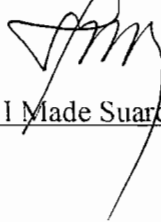
NIM : 985214093

NIRM : 980051123109130093

Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji
pada tanggal: 20 September 2003

Susunan Dewan Penguji

Pembimbing Utama



Dr. Ir. I Made Suardjaja, M.Sc.

Anggota Dewan Penguji

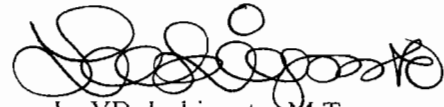


Ir. FA. Rusdi Sambada, M.T.

Pembimbing Kedua



Yosef Agung Cahyanta, S.T., MT.



Ir. YB. Lukiyanto, M.T.



Ir. FX. Agus Unggul Santoso

Tugas Akhir ini telah diterima sebagai salah satu persyaratan
Untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

Yogyakarta, 26 / September / 2003

Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Dekan.




H. Greg Harjanto.

PERNYATAAN

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam Tugas Akhir tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan disuatu Perguruan Tinggi, dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, 22 September 2003

Penulis,



Yasokhi Gea
NIM : 985214093



TUGAS AKHIR PROGRAM S-1 JURUSAN TEKNIK MESIN

Nomor : 280 / FT_USD / TM / Oktober / 2002

Diberikan kepada :
Nama Mahasiswa : Yasokhi Gea
Nomor Mahasiswa : 985214093
NIRM : 980051123109130093
Jurusan : TEKNIK MESIN
Fakultas : TEKNIK
Mata kuliah : Motor Thermis
Judul / naskah soal :

Rencanakan Mesin Bensin untuk penggerak kendaraan dengan kapasitas 8 penumpang daya maksimum 86 PS / 6000 rpm dengan torsi maksimum 120 N-m / 4400 rpm. Perencanaan dilengkapi dengan gambar yang jelas.

Tanggal dimulai : 26 Oktober 2002

Dosen Pembimbing Kedua

(Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.)

Yogyakarta, 24 Oktober 2002
Dosen Pembimbing Utama

(Dr. Ir. I Made Suardjaja, M. Sc)

Tugas akhir ini penulis persembahkan untuk

Tuhanku Yesus Kristus
yang mengasihiku.

Ayah dan ibuku tercinta
yang membesarkanku, menuntun, membimbing, dan
memberikan cinta kasih yang tak mungkin kubalas dengan
apapun yang ada di dunia.

Kakak-kakakku tersayang
yang selalu memberikan dukungan
moril dan materil kepada penulis selama ini.

Almamaterku Universitas Sanata Dharma

MOTTO

ヘマヤマ

Tangan yang lamban membuat miskin, tetapi tangan orang rajin
menjadikan kaya

Berpikir sebelum berbuat.

Santai tapi sungguh- sungguh.

Pelan tapi pasti.

Kesombongan adalah awal kehancuran.

Kegagalan adalah keberhasilan yang tertunda.

Sebelum menasehati orang lain kontropeksilah dahulu dirimu sendiri.

Sesungguhnya, takut akan TUHAN, itulah hikmat, dan menjauhi kejahatan
itulah akal budi."

Takut akan TUHAN adalah permulaan pengetahuan, tetapi orang bodoh
menghina hikmat dan didikan.

INTISARI

Salah satu jenis penggerak mula yang banyak dipakai hingga saat ini adalah mesin kalor, yaitu mesin yang menggunakan energi termal untuk melakukan kerja mekanik, energi itu sendiri diperoleh dengan proses pembakaran antara bahan bakar dengan oksigen dari udara. Mesin ini sering kita jumpai dalam kehidupan sehari yang digunakan sebagai alat transportasi maupun industri.

Dalam rancangan ini penulis merencanakan sebuah mesin bensin yang menghasilkan energi mekanik untuk digunakan sebagai penggerak kendaraan keluarga yang dapat menampung 8 orang penumpang. Mesin bensin yang direncanakan adalah merupakan mesin bensin jenis:

- 4 langkah
- 4 silinder in-line vertikal
- Ruang bakar terbuka setengah bola
- 4 katup tiap silinder, DOHC
- Perbandingan kompresi 9 : 1
- Penyaluran bahan bakar sistem EFI
- Sistem pendinginan air
- Bahan bakar bensin premium
- Daya maksimum 86 PS/ 6000 rpm
- Torsi maksimum 120 N-m/ 4400.

Hasil perhitungan ini bukan merupakan acuan pembandingan untuk menyatakan baik atau buruknya mesin bensin yang ada dipasaran, namun semata-mata merupakan pembelajaran akan perencanaan sebuah mesin bensin bagi penulis sendiri, bagi para pembaca, maupun bagi perencana mesin bensin.

ABSTRACT

One of type of beginning activator which is a lot of weared till in this time is calor machine, that is machine using thermal energi to do the mechanic job. Energy itself obtained with the combustion process between fuel with oxygen from the air. This machine often we meet in life one day which is used as a transportation appliance and also industrial.

In this device writer plan a gasoline engine yielding energi mechanic to be used as activator of family wagon which can accomodate 8 passenger people. Gasoline engine planned represent the gasoline engine type:

- 4 cycle engine
- 4 cylinder of in-line vertical
- Space burn opened hemispherical
- 4 spillway every cylinder, DOHC
- Comparison compression 9 : 1
- EFI system channeling fuel
- Water cooling system
- Premium Gasoline
- Maximum energy 86 PS / 6000 rpm
- Maximum Torsi 120 N-M/ 4400.

Result of this calculation non representing comparator reference to express the goodness or obsolence gasoline engine that exist in marketing, but solely represent the planning study will a gasoline engine for writer itself, to all reader, and also for gasoline engine planner.

KATA PENGANTAR

Tak berkesudahan Kasih setia Tuhan dan anugerahNya yang selalu mengalir sehingga saya selaku penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik dan dengan waktu sebagai mestinya.

Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus dipenuhi oleh mahasiswa jurusan Teknik Mesin di Universitas Sanata Dharma Yogyakarta, untuk memperoleh gelar sarjana teknik (S.T).

Tersusunnya tugas akhir ini tidak lepas dari partisipasi dan bantuan semua pihak, pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih banyak kepada yang terhormat :

1. Bapak Ir. Greg Harjanto, selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
2. Bapak Dr. Ir. I Made Suardjaja, M.Sc, selaku dosen pembimbing Utama.
3. Bapak Yosef Agung Cahyanta S.T., M.T. selaku dosen pembimbing Kedua.
4. Para dosen Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma Yogyakarta yang telah memberikan perkuliahan, pengajaran yang baik kepada penulis.
5. Karyawan sekretariat , Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma, perpustakaan Paingan Universitas Sanata Dharma dan perpustakaan Universitas Gadjah Mada Yogyakarta
6. Bapak dan Mama, Kel. Kakak A/I Rintis Gea, Kel. Kakak A/I. Tisi Harefa, Kel. Kakak A/I. Berkat Laowō, Kel. Kakak A/I. Cozzy Larosa, Ga'a Lawe (tante Sa'a), Ga'a Gati, Ga'a April serta semua saudara-saudari ku yang tidak

bisa saya sebutkan satu persatu yang telah memberikan dukungan doa dan biaya.

7. Teman-teman penulis: Eko, John, Mb' Lisa, Mb' Nelvi atas bantuannya, dukungan doa dan canda tawa kepada penulis serta teman-teman yang lain.
8. Motor Supra biruku dan komputerku Pentium 233 MMX, yang selalu setia membantu aku.
9. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu, yang telah memberikan bantuan kepada penulis selama ini.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih banyak kekurangan, maka setiap saran dan kritik yang membangun dari pembaca sangat diharapkan demi kesempurnaan Tugas Akhir ini.

Yogyakarta, September 2003

Penyusun,



Yasokhi Gea
NIM: 985214093.



DAFTAR ISI

	Hal.
HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	ii
HALAMAN PERNYATAAN	iii
HALAMAN SOAL TUGAS AKHIR	iv
HALAMAN PERSEMBAHAN	v
HALAMAN MOTTO	vi
INTISARI.....	vii
ABSTRACT	viii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR TABEL	xxiii
BAB I. PENDAHULUAN	1
1.1. Latar belakang	1
1.2. Memilih motor bensin sebagai penggerak	2
1.3. Motor bensin yang dirancang	2
1.4. Parameter dari motor bakar bensin	3
1.5. Sistematika perancangan	4
1.6. Pembatasan masalah	5
1.7. Perhitungan daya mesin	5
1.7.1. Pada tanjakan maksimum.....	6

	1.7.1. Pada kecepatan tinggi.....	7
	1.8. Pemilihan bentuk ruang bakar dan posisi katup pada kepala silinder	9
BAB II.	DASAR TEORI MOTOR BAKAR	12
	2.1. Pengertian motor bakar	12
	2.2. Klasifikasi motor bakar torak.....	12
	2.3. Klasifikasi motor bensin	13
	2.4. Prinsip kerja motor bensin 4-langkah	14
	2.4.1. Langkah pengisian	14
	2.4.2. Langkah kompresi	14
	2.4.3. Langkah ekspansi (kerja)	15
	2.4.4. Langkah buang	15
	2.5. Bahan bakar	17
BAB III.	ANALISA THERMODINAMIKA	20
	3.1. Siklus thermodinamika motor bensin	20
	3.1.1. Perbandingan kompresi (<i>compression ratio</i>)	23
	3.1.2. Perbandingan bahan bakar dengan udara (<i>air fuel ratio</i>)	24
	3.1.3. Fraksi gas buang	27
	3.2. Data-data untuk analisis	27
	3.3. Perhitungan thermodinamika	28
	3.3.1. Langkah 1-2; kompresi	29
	3.3.2. Langkah 2-3; Pembakaran pada volume tetap	31
	3.3.3. Langkah 3-4; ekspansi (kerja)	32

3.3.4. Langkah 4-5; pengeluaran gas hasil pembakaran	33
3.3.5. Langkah 6-1; pemasukan gas segar (gas baru)	34
3.3.6. Kerja yang dilakukan	35
3.3.7. Efisiensi volumetrik	36
3.3.8. Tekanan indikator mesin (mep)	36
3.3.9. Efisiensi mekanis	37
3.3.10. Konsumsi bahan bakar spesifik (sfc)	38
3.3.11. Efisiensi indikator mesin	39
3.3.12. Efisiensi indikator efektif	39
3.4. Volume langkah torak (<i>displacement volume</i>)	39
3.4.1. Perbandingan crank-length dan connecting rod	41
3.4.2. Kecepatan piston rata-rata yang direncanakan (V_p)	42
BAB IV. PERENCANAAN MEKANISME MESIN.....	43
4.1. Perencanaan piston	43
4.1.1. Ukuran piston	43
4.1.2. Ukuran pena piston	49
4.1.3. Ring piston	54
4.1.4. Berat piston dan pena piston	58
4.1.5. Batang penghubung	60
4.1.5.1. Ujung batang penghubung (<i>small ends</i>)	60
4.1.5.2. Ukuran tengah batang penghubung	66
4.1.5.3. Pangkal batang penghubung (<i>big ends</i>)	70
4.1.5.4. Pangkal batang penghubung/ kap	75

4.1.5.5. Bahan batang penghubung	77
4.1.5.6. Baut pengikat kap	77
4.2. Perencanaan silinder	78
4.2.1. Silinder liner	78
4.2.2. Kepala silinder	81
4.2.2.1. Baut pengikat kepala silinder.....	83
4.3. Perencanaan poros engkol	85
4.3.1. Ukuran poros engkol dan pena engkol	86
4.3.2. Gaya pada poros engkol	89
4.3.2.1. Gaya akibat gaya inersia	91
4.3.3. Pencyimbang poros engkol	102
4.3.4. Tutup penahan bantalan main journal poros engkol	104
4.3.4.1. Perencanaan baut penahan bantalan main journal	105
4.3.5. Pemeriksaan diameter poros engkol terhadap momen lengkung dan momen puntir	107
4.3.6. Pemeriksaan poros engkol terhadap puntiran	107
4.3.7. Pemeriksaan poros engkol terhadap lenturan	108
4.3.8. Pemeriksaan poros engko terhadap putaran kritis	109
4.3.9. Pemilihan bahan poros engkol	109
4.4. Perencanaan roda gila	110
4.4.1. Pengertian roda gila	110
4.4.2. Ukuran roda gila	111

4.4.3. Perencanaan roda gigi penghubung	113
4.5. Perencanaan katup dan mekanisme katup	115
4.5.1. Perhitungan katup	116
4.5.1.1. Perhitungan katup hisap	116
4.5.1.2. Perhitungan katup buang	119
4.5.2. Pegas katup	123
4.5.3. Sudut pembukaan dan penutupan katup.....	131
4.5.4. Cam shaft dan cam	132
4.5.4.1. Cam hisap	132
4.5.4.2. Cam buang	136
4.6. Perencanaan transmisi sabuk gilir poros engkol dan poro cam	138
4.6.1. Kegunaan sabuk gilir	138
4.6.2. Perancangan sabuk gilir	139
4.6.3. Perencanaan pasak	145
4.7. Perencanaan ruang bakar	147
4.7.1. Merancang ruang bakar	147
4.7.2. Menentukan penempatan busi	149
4.7.3. Dimensi ruang bakar	150
BAB V. KELENGKAPAN MESIN.....	152
5.1. Sistem pelumasan	152
5.1.1. Sirkulasi minyak pelumas	152
5.1.2. Kelonggaran bantalan	155
5.1.3. Pompa minyak pelumas	157

5.1.4. Oil seal dan O-ring	160
5.1.5. Saringan oli	161
5.1.6. Sistem pengatur tekanan oli	162
5.1.7. Bak oli (oil pan)	163
5.1.8. Oli mesin	164
5.2. Sistem pendinginan	167
5.2.1. Keseimbangan kalor	168
5.2.2. Radiator	170
5.2.3. Pompa air (water pump)	175
5.2.4. Kipas angin (cooling fan)	180
5.2.5. Tangki cadangan (reservoir tank).....	181
5.2.6. Thermostat.....	180
5.3. Sistem penyaluran campuran bahan bakar dengan udara	182
5.3.1. Macam-macam sistem EFI	184
5.3.2. Susunan dasar sistem EFI	185
5.3.2.1. Sistem bahan bakar	186
5.3.2.2. Sistem induksi udara	186
5.3.2.3. Sistem pengontrol elektronik	187
5.3.3. Tangki bahan bakar (fuel tank)	189
5.3.4. Saringan bahan bakar (fuel filter)	190
5.3.5. Pompa bahan bakar tipe listrik	191
5.3.6. Saringan udara (air filter)	192
5.3.7. Intake manifold	193

5.4. Sistem pengapian	194
5.4.1. Baterai	194
5.4.2. Ignition coil	196
5.4.3. Distributor	197
5.4.4. Kabel tegangan tinggi	199
5.4.5. Busi	200
5.4.5.1. Nilai panas busi	202
5.5. Sistem starter mesin	203
5.6. Sistem pengisian baterai	205
5.6.1. Regulator	206
5.6.2. Alternator	206
5.7. Sistem pembuangan gas bekas pembakaran	207
5.7.1. Exhaust manifold	207
5.7.2. Pipa buang	208
5.7.3. Catalytic konverter	208
5.7.4. Muffler	209
 BAB VI. MENJALANKAN, MERAWAT DAN Mencari sumber	
KERUSAKAN MESIN	210
6.1. Menjalankan mesin baru	210
6.2. Kerusakan dan perbaikannya	211
 BAB VII. KESIMPULAN DAN PENUTUP	217
7.1. Kesimpulan	217
7.2. Penutup	218

DAFTAR PUSTAKA 219

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

	Hal.
Gambar 1.1. Karakteristik mesin bensin pada katup gas terbuka penuh ($r_v = 9,0$).....	3
Gambar 1.2. Tinjauan gaya-gaya pada kendaraan dengan tanjakkan maksimum	6
Gambar 1.3. Tinjauan gaya-gaya pada kendaraan dengan kecepatan tinggi....	8
Gambar 1.4. Macam-macam bentuk ruang bakar	10
Gambar 2.1. Prinsip kerja motor bensin 4-langkah	14
Gambar 2.2. Hubungan antara diagram pengatur katup dengan grafik tekanan vs volume konstan untuk motor bensin 4-langkah	16
Gambar 2.3. Kurva kebutuhan angka oktan dengan perbandingan kompresi .	19
Gambar 3.1. Diagram P vs V dari siklus udara konstan.....	21
Gambar 3.2. Perbandingan kompresi dan angka oktan	24
Gambar 3.3. Unthrottle Otto engine	29
Gambar 3.4. Compression chart for a rich fuel-air mixture, 85 % theoretical air	30
Gambar 3.5. Diagram putar poros engkol	42
Gambar 4.1. Dimensi piston	49
Gambar 4.2. Ujung batang penghubung	61
Gambar 4.3. Penampang melintang profil 1	67
Gambar 4.4. Pangkal batang penghubung	70
Gambar 4.5. Silinder liner	81
Gambar 4.6. Dimensi poros engkol	86

Gambar 4.7. Firing order pada mesin bensin 4 silinder	88
Gambar 4.8. Gaya-gaya pada poros engkol	89
Gambar 4.8a. Gaya inersia pada poros engkol	91
Gambar 4.9. Diagram tegangan penampang melintang pipi engkol	98
Gambar 4.10. Penentuan tempat bobot penyeimbang	102
Gambar 4.11. Dimensi bobot penyeimbang	104
Gambar 4.12. Dimensi penahan bantalan main journal	106
Gambar 4.13. Dimensi katup	123
Gambar 4.14. Dudukan pegas katup pada kepala silinder	131
Gambar 4.15. Valve timing diagram	131
Gambar 4.16. Dimensi cam	133
Gambar 4.17. Perubahan tekanan di dalam silinder	159
Gambar 4.18. Kedudukan katup pada ruang bakar	151
Gambar 5.1. Sirkulasi minyak pelumas	153
Gambar 5.2. Diagram aliran oli pada sistem pelumasan tekanan penuh	154
Gambar 5.3. Pompa minyak model trochoid	158
Gambar 5.4. (a) Saringan oli tipe elemen kristal	162
(b) Sirkuit pelumasan	162
Gambar 5.5. Pengatur tekanan oli	163
Gambar 5.6. Bak oli (oil pan)	163
Gambar 5.7. Sirkulasi pendinginan air	167
Gambar 5.8. (a) Radiator	171
(b) Inti radiator	171

Gambar 5.9. Pompa air sentrifugal	180
Gambar 5.10. Thermostat	182
Gambar 5.11. Sistem bahan bakar (sistem EFI)	183
Gambar 5.12. Sistem L-EFI (airflow control type)	184
Gambar 5.13. Sistem bahan bakar	186
Gambar 5.14. Sistem induksi udara	187
Gambar 5.15. Sistem pengontrol elektronik	188
Gambar 5.16. Tangki bahan bakar	190
Gambar 5.17. Saringan bahan bakar	191
Gambar 5.18. Pompa bahan bakar	192
Gambar 5.19. Saringan udara	193
Gambar 5.20. Intake manifold	193
Gambar 5.21. Rangkaian sistem pengapian baterai	194
Gambar 5.22. Baterai	195
Gambar 5.23. Ignition coil	196
Gambar 5.24. Distributor (bagian pemutus arus)	197
Gambar 5.25. Bagian distributor	198
Gambar 5.26. Governor advencer	198
Gambar 5.27. Bagian vakum advencer	199
Gambar 5.28. Konstruksi busi	200
Gambar 5.29. Busi dingin dan busi panas	203
Gambar 5.30. Sistem start	204
Gambar 5.31. Cara kerja motor starter	205

Gambar 5.32. Rangkaian sistem pengisian	206
Gambar 5.33. Alternator	207
Gambar 5.34. Exhaust manifold	208
Gambar 5.35. Pipa buang	208
Gambar 5.36. Catalytic converter	209
Gambar 5.37. Muffler	209
Gambar I.1. Combustion chart for air-fuel mixture, 85 % air	I-1

DAFTAR TABEL

	Hal.
Tabel 3.1. Composition chart, dengan variasi jumlah udara dan bahan bakar	26
Tabel 4.1. Ukuran parameter untuk merancang piston	44
Tabel 4.2. Ukuran parameter untuk merancang pena piston	49
Tabel 4.3. Ukuran parameter untuk merancang ring piston	55
Tabel 4.4. Ukuran relatif pena engkol dan poros utama	85
Tabel 5.1. Klasifikasi oli mesin untuk mesin bensin	166
Tabel L.1. Other hydrocarbon families and their properties	L-2
Tabel L.2. Spesifikasi bahan bakar minyak jenis bensin premium	L-3
Tabel L.3. Gasoline karakteristik	L-4
Tabel L.4. Gaya-gaya pada poros engkol akibat tekanan pembakaran	L-6
Tabel L.5. Gaya inersia untuk order pertama dan order dua	L-8
Tabel L.6. Gaya pada poros engkol akibat gaya inersia	L-10
Tabel L.7. Gaya-gaya total pada poros engkol	L-12

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar belakang

Dalam rangka alih teknologi yang digalakan oleh bangsa kita dalam rangka menyambut era globalisasi, maka merasa wajib bagi kita untuk ikut serta memberikan sumbangan, baik tenaga maupun pikiran. Sesuai dengan kemampuan yang ada pada diri kita yang dilandasi dengan bidang ilmu pengetahuan. Aspek yang hendak diulas berkaitan dengan Tugas Akhir ini untuk menempuh derajat sarjana adalah mengambil spesifikasi pada bidang motor bakar sebagai propulsi kendaraan khususnya mesin bensin sebagai penggerak kendaraan penumpang.

Teknologi memegang peranan penting dan menentukan dalam usaha melancarkan lajunya roda pembangunan nasional. Peningkatan pembangunan sekaligus dapat memperluas kesempatan kerja dan meningkatkan pendapatan nasional. Perkembangan teknologi dalam bidang otomotif atau permesinan dewasa ini banyak diterapkan temuan-temuan baru sebagai suatu tahapan rekayasa untuk mencapai otomatisasi sesuai dengan tuntutan zaman. Misalnya, dalam bidang transportasi baik darat, laut maupun udara manusia menerapkan mesin sebagai sarana pendukung yang sangat menguntungkan. Menyoroti kendaraan sebagai alat transportasi penumpang atau barang, maka pada Tugas Akhir ini dirancang mesin transportasi darat dengan menggunakan mesin bensin sebagai penggerak mula. Penggunaannya sebagai angkutan penumpang atau anggota keluarga yang memiliki body minibus.

1.2. Memilih motor bensin sebagai penggerak

Motor bensin dipilih sebagai penggerak karena memenuhi beberapa kriteria sebagai berikut :

1. Mesinnya ringan.
2. Cocok untuk kendaraan yang kecil sehingga tidak membutuhkan tempat yang besar untuk penempatan mesin.
3. Mudah dalam pemeliharannya.
4. Aman terhadap lingkungan (gas hasil pembakaran)

1.3. Motor bensin yang dirancang

Motor bensin yang dirancang diharapkan dapat dioperasikan di berbagai kondisi medan yang tergantung pada perubahan body dan chassisnya. Dimana dapat beroperasi di daerah pedesaan yang bermedan agak berat, sekaligus diperkotaan.

Motor bensin yang dirancang disini memiliki karakteristik umum sebagai berikut :

1. Jenis kendaraan : Mobil penumpang (8 orang penumpang).
2. Tipe mesin : Motor bensin 4-langkah, 4 silinder segaris.
3. Daya maksimum : 86 PS / 6000 rpm.
4. Torsi maksimum : 120 N-m / 4000 rpm.
5. Suplai campuran bahan bakar dengan udara dengan menggunakan sistem EFI (electronic fuel injection).
6. Sistem penyalan baterai konvensional, *Firing Order* (FO): 1-3-4-2.
7. Sistem pendinginan air tipe tertutup (*close type*).

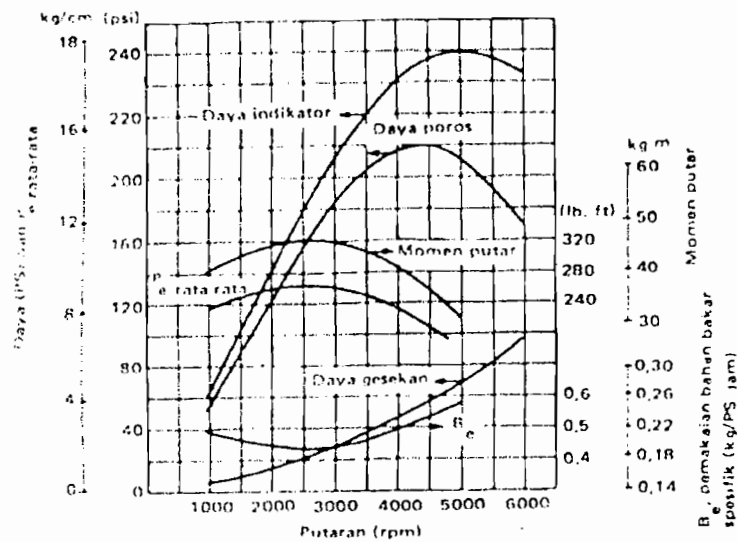
8. Sistem pelumasan mesin dengan penekanan penuh (*full pressure system*).

1.4. Parameter dari motor bakar bensin

Beberapa dasar hubungan geometrik dan parameter umum yang digunakan untuk menunjukkan karakteristik mesin bensin, adalah :

Perbandingan kompresi (r_v)	8 – 11
Indicated mean efektif pressure (imep)	(0,9 – 1,6) MPa
Brake mean efektif pressure (bmep),	(850 – 1050) KPa
Brake specific fuel consumption (bsfc),	(0,27 – 0,325) kg/kWh
Stroke bore ratio (ld/D)	0,8 – 1,1
Kecepatan torak rata-rata (V_p),	(12 – 15) m/det
Air fuel ratio (AFR)	$12 \leq AFR \leq 18$

Prestasi dari mesin bensin diperlihatkan pada Gambar 1.1. dengan beberapa macam putaran mesin.



Gambar 1.1. Karakteristik mesin bensin pada katup gas terbuka penuh ($r_v = 9$)

Sumber : Wiranto A., 1988. "Motor Bakar Torak".
Bandung: Penerbit ITB Bandung; hal. 39.

1.5. Sistematika perancangan

1. Menghitung kebutuhan udara teoritis tiap 1 kg bahan bakar berdasarkan komposisi bahan bakar (C_8H_{18} – *Iso Oktane*).
2. Menghitung kebutuhan udara nyata tiap 1 kg bahan bakar, dengan *excess air* (udara lebih) yang telah ditentukan.
3. Menghitung jumlah *fresh mixture* (campuran segar) yang masuk ke mesin.
4. Menghitung jumlah komponen produk pembakaran..
5. Menghitung parameter proses pemasukan, dengan beberapa asumsi tentang suhu preheating, suhu gas sisa, tekanan gas sisa.
6. Menghitung parameter proses penekanan, dengan asumsi koefisien politropis ($n_1 = 1,34$).
7. Menghitung parameter saat akhir proses pembakaran, dengan rumus-
rumus termodinamika.
8. Menghitung parameter proses ekspansi dengan mengasumsi koefisien politropis ($n_2 = 1,24$).
9. Menghitung tekanan rata-rata indikator sesuai dengan rumus untuk *dual cycle*, kemudian dikoreksi dengan faktor koreksinya.
10. Menghitung berbagai parameter penting mesin diantaranya: imep, bmep, efisiensi mekanis, bsfc, efisiensi indikator, konsumsi bahan bakar dan ukuran silinder dengan terlebih dulu mengasumsi *stroke bore ratio*.
11. Merencanakan elemen-elemen motor bakar torak.

1.6. Pembatasan masalah

Yang perlu dibahas dalam perencanaan motor bensin ini adalah:

1. Analisa thermodinamika motor bensin
2. Perencanaan komponen-komponen motor bakar:
 - a. Torak dan bagian-bagiannya
 - b. Connecting rod (batang penghubung)
 - c. Poros engkol (*crank shaft*) (roda gaya, sabuk gilir)
 - d. Ruang bakar (katup isap, katup buang, pegas katup, poros nok (*cam shaft*)).
 - e. Kelengkapan mesin: istem pendinginan, sistem pelumasan, sistem pengapian.

Sedangkan untuk komponen-komponen yang lain seperti : baut, mur, ring, gasket (seal), bantalan, dan komponen-komponen lainnya yang berhubungan dengan motor bakar dapat digunakan sesuai dengan standard (ISO).

Perencanaan motor bakar ini juga dilengkapi dengan gambar konstruksi sesuai dengan perhitungan perencanaan serta gambar bagian-bagiannya. Untuk data-data diambil dari pengamatan, survey dan dari buku-buku acuan (pustaka).

Pembahasan yang dilakukan pada perencanaan ini dibatasi hanya pada mesinnya saja, tidak mencakup semua bagian-bagian kendaraan.

1.7. Perhitungan Daya Mesin

Untuk mendapatkan daya mesin kendaraan yang direncanakan dengan merujuk pada daftar spesifikasi dari mobil Toyota. Maka dapat diketahui :

- Panjang keseluruhan = 3835 mm.
- Lebar keseluruhan = 2560 mm.
- Tinggi keseluruhan = 1860 mm.

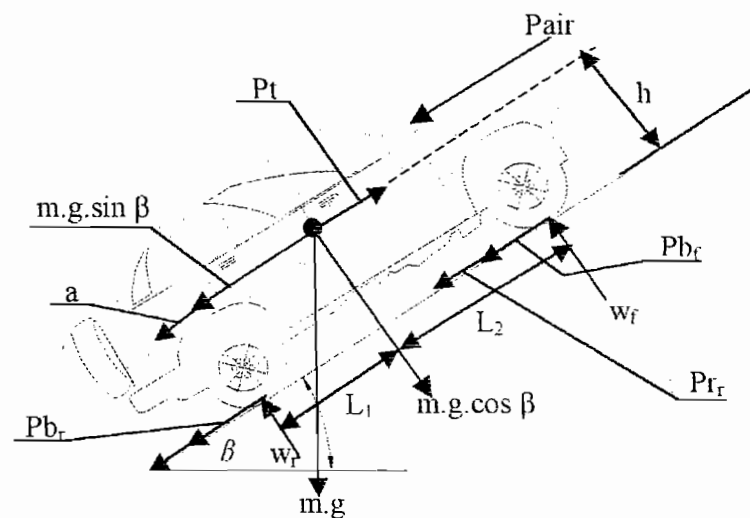
- Jarak sumbu roda depan dan belakang = 2080 mm.
- Berat kendaraan dalam keadaan kosong = 850 kg.

Berat keseluruhan kendaraan adalah :

8 orang penumpang x 65 kg	= 520 kg
Barang-barang	= 250 kg
Berat kendaraan	= 1000 kg +
Berat total (m)	= 1620 kg.

1.7.1. Perhitungan daya mesin pada tanjakan maksimum

Pada Gambar 1.2. diperlihatkan posisi kendaraan dengan sudut tanjakan maksimum ($\beta = 45^\circ$) dengan kecepatan rendah pada gigi I.



Gambar 1.2. Tinjauan gaya-gaya pada kendaraan dengan tanjakan maksimum.

Persamaan untuk gaya-gaya yang setimbang dari gambar di atas adalah :

$$Pt \geq Pb + Pr + Pg + Pair$$

Keterangan :

- P_t = gaya traksi/ gaya dorong kendaraan.
- P_r = $(f \times m \times g \times \cos \beta)$ gaya hambatan gulung.
- P_g = $(m \times g \times \sin \beta)$ gaya karena massa kendaraan.
- P_{air} = $(\frac{1}{2} \times \rho \times C_D \times A \times V^2)$ gaya hambatan udara.
- P_b = $(\varphi \times w)$ gaya pengereman roda.

Karena kendaraan berjalan pada tanjakan maksimum ($\beta = 45^\circ$) dengan kecepatan rendah pada gigi I, maka persamaannya menjadi :

$$P_t \geq P_g + P_r$$

$$P_t \geq (1620 \times 9,81 \times \sin 45) + (0,012 \times 1620 \times \cos 45)$$

$$P_t \geq 11251,391 \text{ N}$$

$$P_t = 11252 \text{ N.}$$

Untuk menghitung tenaga tersebut maka terlebih dahulu mengasumsikan kecepatan kendaraan sebesar $V = 10 \text{ km/jam} = 2,778 \text{ m/dtk.}$

Maka tenaga atau daya yang dibutuhkan adalah :

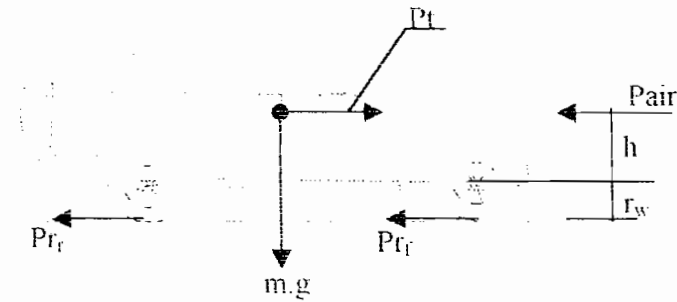
$$\begin{aligned} P &= \frac{P_t \times V}{1000} \quad (\text{kW}) \\ &= \frac{11252 \times 2,778}{1000} \\ &= 31,258 \text{ kW} = 42,5 \text{ PS.} \end{aligned}$$

Untuk mengimbangi agar kendaraan tidak mundur maka diperlukan gaya pengereman masing-masing pada roda depan dan belakang $P_b = P_{b_f} + P_{b_r}$.

1.7.2. Perhitungan daya kendaraan pada kecepatan tinggi

Semakin tinggi kecepatan kendaraan maka semakin besar hambatan udara yang dialami dan semakin besar pula daya yang dibutuhkan.

Perhitungan daya mesin dilakukan pada waktu kendaraan bergerak dengan kecepatan tinggi di jalan mendatar, dengan mengasumsikan kecepatan kendaraan sekitar 150 km/jam – 41,669 m/dt.



Gambar 1.3. Tinjauan gaya-gaya pada kendaraan dengan kecepatan tinggi.

Persamaan untuk gaya traksinya untuk Gambar 1.3. adalah:

$$Pt \geq Pair + Pr$$

1.7.1.1. Gaya hambatan udara

$$\begin{aligned} Pair &= \frac{1}{2} \times \rho \times C_D \times A \times V^2 \\ &= \frac{1}{2} \times 1,2 \times 0,6 \times (0,75 \times 1,5 \times 1,86) \times 41,669^2 \\ &= 1307,833 \text{ N.} \end{aligned}$$

maka besarnya daya mesin yang dibutuhkan karena hambatan udara, adalah:

$$\begin{aligned} Na &= \frac{Pair \times V}{1000} \quad (\text{kW}) \\ &= \frac{1307,833 \text{ N} \times 41,669 \text{ m/det}}{1000} \\ &= 54,493 \text{ kW} = 74,110 \text{ PS.} \end{aligned}$$

1.7.1.2. Gaya hambatan menggulung

$$Pr = f \times m \times g$$

$$= 0,012 \times 1620 \times 9,81$$

$$= 190,706 \text{ N}$$

maka daya yang dibutuhkan karena hambatan gulung, adalah:

$$\begin{aligned} N_r &= \frac{Pr \times V}{1000} \\ &= \frac{190,706 \times 41,667}{1000} \\ &= 7,946 \text{ kW} = 10,807 \text{ PS.} \end{aligned}$$

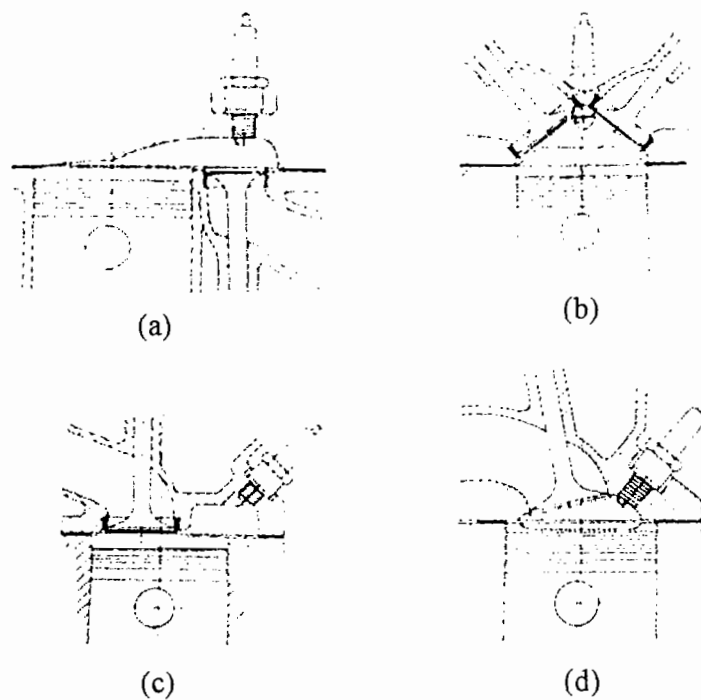
daya traksi yang dibutuhkan karena kendaraan bergerak dengan kecepatan tinggi, adalah:

$$\begin{aligned} N_t &= N_a + N_r \\ &= 74,119 + 10,807 \\ &= 84,926 \text{ PS.} \end{aligned}$$

1.8. Pemilihan bentuk ruang bakar dan posisi katup pada kepala silinder

Bentuk ruang bakar dirancang sedemikian rupa untuk menghindari keadaan yang mengakibatkan gas campuran bahan bakar dengan udara terbakar sendiri di dalam silinder. Yang perlu diperhatikan dalam mendesain ruang bakar, adalah :

- a. Letak busi.
- b. Saluran pembuangan.
- c. Pendinginan dari gas yang belum terbakar.
- d. Perputaran dari campuran bahan bakar dengan udara.



Gambar 1.4. Macam-macam bentuk ruang pembakaran

Sumber : Arends BPM & Berenschot H., 1994. *Motor Bensin*.
Jakarta, Anggota IKAPI: Erlangga: hal. 66 – 68.

Keterangan dari Gambar 1.4. :

(a) Ruang pembakaran dengan katup sisi, Gambar 1.4.(a).

Ruang bakar ini konstruksi kepala silinder dan pelayanan katup cukup sederhana, namun untuk pembakaran tidak kompak karena sebagian besar berada disamping silinder.

(b) Ruang bakar setengah bulat, Gambar 1.4.(b).

Bentuk ruang bakar ini dapat dipasangkan katup yang cukup besar, ruang pemampatannya sangat kompak dan berada sentral diatas piston. Oleh karena piston jauh memasuki ruang bakar, terjadilah daerah pendingin secara otomatis. Pelaksanaan kepala silinder bentuk ini mahal karena letak katupnya menyudut antara yang satu dengan yang lain.

(c) Ruang bakar yang letaknya tidak pada sentral piston, Gambar 1.4.(c).

Katup isi yang ditempatkan agak kebawah dapat dibuat lebih besar, sedangkan katup buangnya dipasang disamping busi pada ruang bakar. Kelemahan konstruksi ini panjangnya jalan yang harus ditempuh oleh api dan kurang sempurnanya pendinginan busi.

(d) Ruang bakar diatas kepala piston, Gambar 1.4.(d).

Kepala silinder dibuat datar, karena ruang bakarnya berada pada kepala piston.

Dari beberapa bentuk ruang bakar ini, maka dipilih ruang bakar yang berbentuk setengah bulat. Dimana resiko terbakar sendirinya campuran bahan bakar dengan udara yang belum terbakar dapat dicegah, karena busi dipasang berdekatan dengan katup buang dan saluran buang dibuat sependek mungkin, sehingga campuran bahan bakar dengan udara yang belum terbakar suhunya tidak meningkat.

BAB II

DASAR TEORI MOTOR BAKAR

2.1. Pengertian motor bakar

Motor bakar adalah merupakan bagian dari mesin kalor, yaitu mesin yang menggunakan energi termal untuk menghasilkan energi mekanik. Energi itu sendiri diperoleh dengan proses pembakaran bahan bakar dengan udara. Ditinjau dari cara memperoleh energi termal ini, mesin kalor dibagi menjadi dua golongan, yaitu mesin pembakaran luar dan mesin pembakaran dalam.

Golongan dari mesin pembakaran luar adalah mesin uap. Energi yang ditimbulkan selama pembakaran bahan bakar dengan udara diteruskan lebih dahulu ke uap dan melalui uap itulah kerja dilakukan dalam mesin. Mesin pembakaran dalam dikenal dengan nama motor bakar. Dalam kelompok ini terdapat motor bakar torak, sistem turbin gas, dan propulsi pancar gas dimana proses pembakaran berlangsung di dalam motor bakar itu sendiri sehingga gas pembakaran yang terjadi sekaligus sebagai fluida kerja.

2.2. Klasifikasi motor bakar torak

Pada motor bakar torak tidak terdapat proses perpindahan kalor dari gas pembakaran ke fluida kerja. Karena itu jumlah komponen motor bakar torak lebih sedikit dari pada komponen mesin uap dan juga lebih sederhana, lebih kompak, lebih ringan, dan lebih efisien sehingga penggunaan motor bakar torak dibidang transportasi sangat menguntungkan.

Motor bakar torak terbagi menjadi dua jenis utama yaitu:

1. Motor bensin (Otto).
2. Motor diesel (Diesel).

Perbedaan yang utama terletak pada sistem penyalanya dan bahan bakar yang digunakan. Bahan bakar pada motor bensin dinyalakan oleh loncatan api listrik diantara kedua elektroda busi, karena itu motor bensin dinamai *Spark Ignition Engines*. Motor Diesel atau juga disebut *Compression Ignition Engines*, penyalan terjadi karena bahan bakar disemprotkan ke dalam silinder berisi udara yang bertemperatur dan bertekanan tinggi, sehingga bahan bakar terbakar sendiri oleh udara. Energi *spark* yang dibutuhkan untuk penyalan campuran bahan bakar dengan udara pada mesin bensin adalah sekitar 25 – 40 mJ.

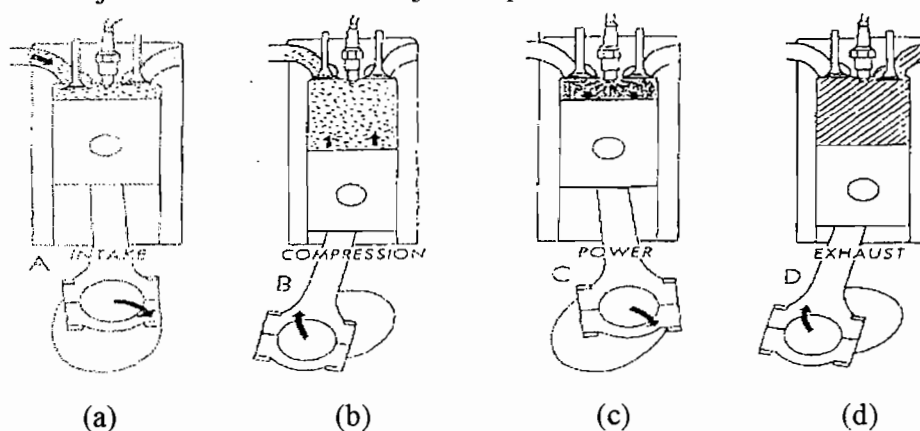
2.3 Klasifikasi motor bensin

Motor bensin yang menggerakkan mobil penumpang, sepeda motor dan jenis kendaraan lainnya juga dibedakan dalam dua kelompok, yaitu :

1. Motor bensin 4-langkah, yaitu mesin bensin yang melakukan empat langkah, yaitu langkah isap, langkah kompresi, langkah kerja dan langkah buang (satu siklus kerja memerlukan 4-langkah piston atau 2 kali putaran poros engkol). Di dalam satu siklus itu piston bergerak sepanjang TMA-TMB-TMA-TMB-TMA.
2. Motor bensin 2-langkah, yaitu mesin bensin yang melengkapi siklusnya cukup dengan gerakan piston sepanjang TMA-TMB-TMA (satu siklus kerja memerlukan 2 kali langkah piston atau satu kali putaran poros engkol).

2.4. Prinsip kerja motor bensin 4-langkah

Kerja dari motor bensin ditunjukkan pada Gambar 2.1. di bawah ini



Gambar 2.1. Prinsip kerja motor bensin 4-langkah.

Sumber : I Made Suardjaja., Dr., Ir., M.Sc., 2002. Diktat Kuliah Motor Termis.

2.4.1. Langkah pengisian

Langkah pengisian (Gambar 2.1.(a)) adalah langkah pengisapan campuran bahan bakar dengan udara segar. Posisi piston bergerak dari TMA (titik mati atas) menuju TMB (titik mati bawah).

1. Katup hisap terbuka dan katup buang menutup.
2. Campuran bahan bakar dengan udara dihisap masuk ke dalam silinder. Walaupun katup buang telah dianggap tertutup, namun katup buang ini masih terbuka sedikit dan tertutupnya sekitar 10° sudut engkol setelah TMA. Kemungkinan dalam hal ini ada gas buang yang ikut terhisap.

2.4.2. Langkah kompresi

Langkah kompresi (Gambar 2.1.(b)). adalah langkah dimana gas campuran bahan bakar dengan udara dimampatkan di dalam ruang bakar. Proses yang terjadi, adalah:

1. Piston bergerak dari TMB menuju TMA.
2. Katup isap dan katup buang tertutup, namun katup isap ini masih terbuka sedikit, dan tertutup sekitar 45° sudut engkol setelah TMB.
3. Volume campuran bahan bakar dengan udara menjadi kecil dan karena itu tekanan dan temperaturnya naik hingga campuran itu mudah sekali terbakar.
4. Pembakaran campuran bahan bakar dengan udara yang dimampatkan tersebut terjadi pada waktu piston akan mencapai 10° sudut engkol sebelum TMA dan busi memberikan percikan api, kemudian terjadi penyalaan campuran bahan bakar dengan udara keseluruhan bagian ruang bakar (pembakaran), sehingga tekanan dan temperatur di dalam ruang bakar semakin tinggi.

2.4.3. Langkah Ekspansi (kerja)

Langkah ekspansi (Gambar 2.1.(c)) disebut langkah kerja, dimana langkah ini terjadi karena tekanan pembakaran. Proses pada langkah ini, adalah:

1. Piston bergerak dari TMA menuju TMB.
2. Kedua katup masuk dan buang masih dalam keadaan tertutup.
3. Piston bergerak ke bawah yang diakibatkan oleh gaya dorong dari pembakaran campuran bahan bakar dengan udara. Volume gas pembakaran di dalam silinder bertambah besar dan karena itu tekanannya menurun.

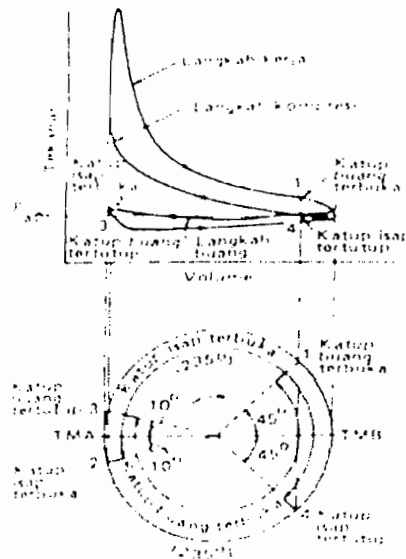
2.4.4. Langkah buang

Langkah buang (Gambar 2.1.(d)). terjadi setelah langkah kerja. Piston bergerak dari TMB menuju TMA, katup buang terbuka sedangkan katup hisap tertutup. Piston mendesak gas pembakaran keluar dari dalam silinder melalui saluran buang.

Setelah langkah buang selesai siklus dimulai lagi dari langkah hisap dan seterusnya. Suatu siklus dikatakan lengkap apabila langkah itu terlaksana.

Pembakaran campuran bahan bakar dengan udara dimulai beberapa derajat sudut engkol sebelum piston mencapai TMA dan berakhir beberapa derajat sudut engkol setelah TMA, piston bergerak menuju TMB. Ini dilakukan karena proses pembakaran memerlukan waktu, jadi pembakaran tidak berlangsung sekaligus pada volume dan tekanan yang konstan.

Keterangan dari keempat proses tersebut ditunjukkan pada diagram pengatur katup seperti terlihat pada Gambar 2.2.



Gambar 2.2. Hubungan antara diagram pengatur katup dengan grafik tekanan vs volume untuk motor bensin 4-langkah.

Sumber : Wiranto A, Prof., Ir., MSME., 1988. *Pengerak Mula Motor Bakar Torak.* Bandung: ITB Bandung., hal. 31.

2.5. Bahan bakar (*Fuel*)

Bahan bakar yang tersedia untuk digunakan sebagai fluida kerja pada mesin atau pesawat pembangkit tenaga dapat diklasifikasikan dalam tiga kelompok besar, yakni berwujud gas, cair dan padat.

Bahan bakar yang akan digunakan dalam rancangan ini berupa cairan (*liquid*). Bahan bakar tersebut harus memenuhi sifat-sifat sebagai berikut:

1. Mempunyai nilai kalor yang tinggi.
2. Mempunyai kemampuan menguap pada temperatur rendah.
3. Dapat memberikan pembakaran secara normal pada saat yang tepat.
4. Bahan bakar dan hasil pembakarannya tidak beracun dan membahayakan kesehatan.

Yang perlu diperhatikan pada bahan bakar tersebut diatas, adalah:

1. Titik embun (*dew point*)

Bila titik embun bahan bakar terlalu tinggi maka tetesan-tetesannya akan masuk ke ruang silinder dan mengakibatkan campuran pada ruang silinder kurang homogen. Kondisi ini mengakibatkan proses pembakaran kurang baik.

2. Titik nyala (*ignition point*)

Dimana campuran bahan bakar dengan udara akan terbakar sendiri dalam ruang bakar karena suhu yang tinggi. Temperatur nyala dari bahan bakar bensin akan terbakar dengan sendirinya adalah 837 °F.

3. Konsentrasi kadar belerang

Ikatan belerang dalam bensin akan terbakar menjadi gas dioksida belerang. Bila dioksida belerang tersebut bersenyawa dengan air (H_2O) akan

membentuk asam sulfat (H_2SO_4) sehingga menimbulkan karat pada bagian saluran buang, disebabkan karena bagian ini bersinggungan dengan udara luar yang suhunya lebih rendah. Oleh karena itu suhu harus cukup tinggi agar pembentukan asam sulfat di dalam saluran buang dapat dihindari, demikian pula diusahakan pemakaian bahan bakar dengan kandungan atau kadar belerang yang serendah mungkin.

4. Kualitas knocking

Bensin sedapat mungkin bebas knocking yaitu pembakaran yang tidak normal karena bagian campuran bahan bakar dengan udara terjauh dari busi menyala sendiri tanpa menunggu rambatan api, karena bisa berakibat:

- a. Menurunkan daya mesin.
- b. Meningkatkan panas mesin.
- c. Merusak mesin (piston, kepala silinder bisa pecah).

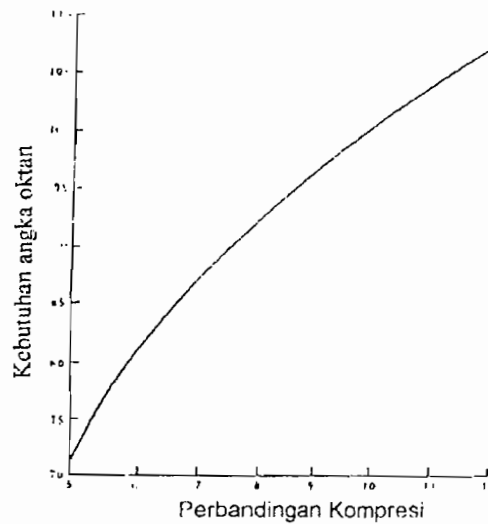
Ada dua sebab utama timbulnya knocking yaitu: pertama yang disebabkan oleh penyalaan dini campuran bahan bakar dengan udara, dan kedua angka oktan (*octane number*) bensin yang terlalu rendah untuk melayani mesin.

Pada detonasi karena terlalu rendahnya angka oktan bahan bakar bensin ditimbulkan karena disaat campuran bahan bakar dengan udara dinyalakan oleh busi, tidak beberapa lama kemudian timbul pula penyalaan di lokasi titik yang terjauh dalam ruang bakar, karena suhu tinggi tersebut.

Angka oktan adalah kesamaan prosentase volume *iso-octane* dari campuran *iso-octane* (dengan angka 100,0) dengan normal *heptane* (dengan

angka 0,0) yang memberikan kecenderungan terjadinya detonasi yang sama jika campuran itu digunakan sebagai bahan bakar.

Nama produk bahan bakar tersebut adalah C_8H_{18} (*Iso-Octane*), berat molekulnya 114. Kebutuhan angka oktan bensin semakin besar dengan semakin besarnya perbandingan kompresi ditunjukkan pada Gambar.2.3. dibawah ini. Angka oktan bensin bisa dinaikkan dengan menambahkan campuran TEL (*tetra ethyl lead*).



Gambar 2.3. Kurva kebutuhan angka oktan dengan perbandingan kompresi.

Sumber: Anton L. Wartawan; 1997., *Bahan Bakar Bensin Otomotif*.
Jakarta. Universitas Trisakti.. hal. 57.

BAB III

ANALISA THERMODINAMIKA

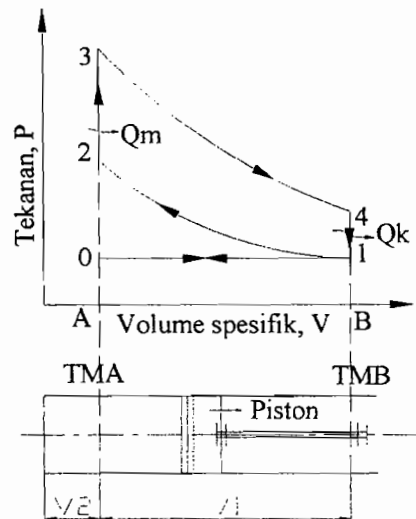
3.1. Siklus thermodynamika motor bensin

Proses thermodynamika dan kimia yang terjadi di dalam motor bensin dianalisa dengan menggunakan siklus udara sebagai siklus yang ideal, dimana udara dipakai sebagai fluida kerja dalam sebuah sistem tertutup. Tentu saja keadaan ideal ini jauh menyimpang dari keadaan sesungguhnya, tetapi masih cukup baik untuk memprediksi pengaruh suatu variabel mesin terhadap parameter yang akan ditinjau. Parameter yang penting yang akan ditinjau ialah efisiensi termal dan tekanan efektif rata-rata. Pada mesin yang ideal proses pembakaran yang menghasilkan gas bertekanan dan bertemperatur tinggi dimisalkan sebagai proses pemasukan panas (kalor) ke dalam fluida kerja di dalam silinder.

Analisa pendekatan dengan siklus ideal didasarkan atas asumsi-asumsi sebagai berikut:

- a. Fluida kerja dianggap gas ideal.
- b. Panas jenis (C_p) konstan.
- c. Proses kompresi dan ekspansi dianggap isentropis.
- d. Massa fluida kerja dianggap konstan selama siklus.
- e. Panas masuk dan keluar berlangsung secara konduksi.
- f. Kerugian-kerugian mekanis diabaikan.

Penjelasan keadaan ini ditunjukkan pada Gambar 3.1. dengan sebuah diagram P vs V sebagai siklus udara volume-konstan atau dikenal dengan nama “Siklus Otto”.



Gambar. 3.1. Diagram P vs V dan T vs S dari siklus udara-konstan.

Sumber : Wiranto A., 1988. *Pengerak Mula Motor Bakar*.

Bandung : ITB Bandung., hal. 15.

Keterangan mengenai proses siklusnya adalah sebagai berikut:

- (0 – 1) langkah hisap merupakan proses tekanan-konstan.
- (1 – 2) langkah kompresi ialah proses isentropik.
- (2 – 3) proses pembakaran pada volume-konstan dianggap sebagai proses pemasukan kalor pada volume-konstan.
- (3 – 4) langkah kerja ialah proses isentropik.
- (4 – 1) proses pembuangan dianggap sebagai proses pengeluaran kalor pada volume-konstan.
- (1 – 0) langkah buang ialah proses tekanan-konstan.

Siklus dianggap “tertutup”, artinya siklus ini berlangsung dengan fluida kerja yang sama atau campuran bahan bakar dengan udara yang berada di dalam silinder pada titik 1 dapat dikeluarkan dari dalam silinder pada waktu langkah buang, tetapi pada langkah hisap berikutnya akan masuk sejumlah fluida kerja yang sama.

Siklus Otto ini berlaku persamaan :

$$Q_{in} = Q_{23} = C_v \times (T_3 - T_2)$$

$$Q_{out} = -Q_{41} = C_v \times (T_4 - T_1)$$

Besarnya efisiensi thermal adalah :

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \\ &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \times (T_4 / T_1 - 1)}{T_2 \times (T_3 / T_2 - 1)} \end{aligned}$$

Hubungan antara suhu dengan volume, adalah :

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

Dimana (k) udara = 1,4 ; $k = \frac{C_p}{C_v}$

$$\text{Maka ; } \eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}}$$

Dari persamaan ini terlihat bahwa efisiensi termal mesin semakin besar dengan semakin besarnya perbandingan kompresi keadaan ini ditunjukkan pada Gambar 3.2. Perbandingan kompresi motor bensin dibatasi antara 8 – 11, karena

apabila perbandingan kompresi terlalu kecil maka mesin akan cenderung boros dan sebaliknya kecenderungan knocking mesin semakin besar.

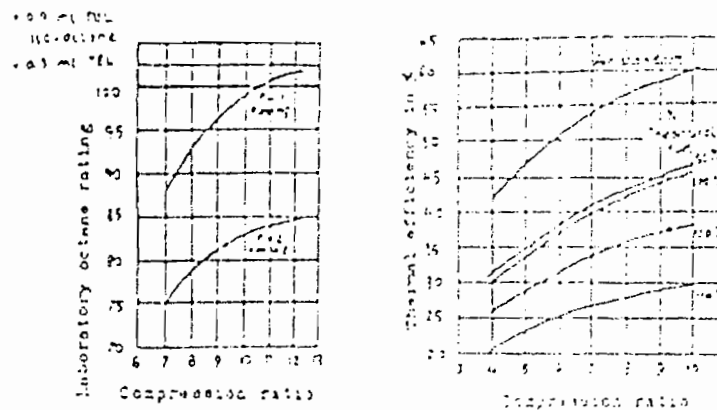
3.1.1. Perbandingan kompresi (*compression ratio*)

Besarnya perbandingan kompresi adalah merupakan perbandingan volume silinder V_s ditambah volume ruang bakar V_b dibagi dengan volume ruang bakar V_b , diberi simbol dengan " r_v ".

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_s + V_b}{V_b}$$

Angka perbandingan kompresi sangat mempengaruhi terhadap rendemen thermal suatu mesin. Efisiensi thermal bisa dicapai cukup tinggi dengan cara menaikkan perbandingan kompresi. Namun tidak bisa dilakukan begitu saja tanpa mempertimbangkan faktor-faktor yang berkaitan sekaligus mempengaruhi, misalnya terhadap penggunaan bahan bakar, kondisi kerja dari mesin, bentuk ruang bakarnya dan pengaruh *knocking*.

Pada perencanaan ini perbandingan kompresi ditentukan sebesar $r_v = 9$, seperti terlihat pada Gambar 3.2. dengan angka oktan yang sesuai. Pemilihan ini didasari atas parameter motor bakar bensin dan penggunaan bahan bakar jenis *gasoline grad premium*.



Gambar 3.2. Perbandingan kompresi dan angka oktan.

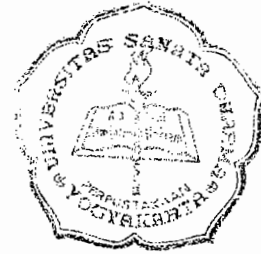
Sumber : Edward F. Obert., 1968. *Internal Combustion Engines and Air Pollution*.
New York, San Francisco, London : Harper & Row. Publishers: hal. 311.

3.1.2. Perbandingan bahan bakar dengan udara (*air fuel ratio*)

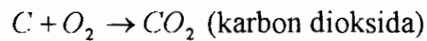
Proses pembakaran di dalam silinder motor bensin diperlukan udara segar O_2 yang diambil dari udara luar dan bahan bakar. Di dalam motor bensin diharapkan udara dan bahan bakar itu sudah bercampur dengan baik sebelum dinyalakan oleh busi, dengan perbandingan campuran yang cukup sesuai dengan beban yang dialami oleh mesin. Keadaan campuran udara dengan bahan bakar yang masuk ke dalam silinder itu dikatakan campuran kaya (*rich*) atau miskin (*lean*).

Jumlah campuran bahan bakar dengan udara yang masuk ke dalam silinder pada waktu yang sama dinamakan perbandingan udara bahan bakar ($AFR = air\ fuel\ ratio$). Selama motor bekerja nilai AFR harus dapat diubah-ubah menurut keperluan kerjanya, ini dapat dilakukan di dalam sistem EFI.

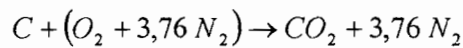
Kebutuhan udara teoritis tiap 1 kg bahan bakar dapat dicari dengan persamaan reaksi sebagai berikut:



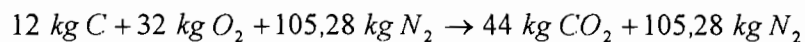
Pembakaran karbon dengan oksigen:



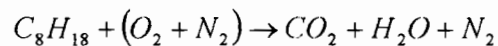
Pada saat oksigen diambil dari udara kering, 3,76 molekul nitrogen akan ikut terkandung pada tiap-tiap molekul oksigen, sehingga persamaannya:



dengan mengalikan tiap suku terhadap berat molekulnya akan didapat:



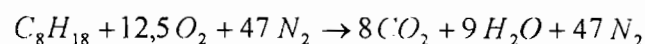
dijabarkan terhadap pembakaran 1 kg bahan bakar (iso-oktane: C_8H_{18}) dengan udara teoritis = 100 %.



dicari kesetimbangan kimia antara aksi dan hasil reaksi:

- kesetimbangan Karbon ($C_{mixture} = C_{product}$), $C_8 \Rightarrow 8CO_2$
- kesetimbangan Hidrogen ($H_{mixture} = H_{product}$), $H_{18} \Rightarrow 9H_2O$
- kesetimbangan Oksigen ($O_{mixture} = O_{product}$), $8CO_2 \rightarrow 9H_2O \Rightarrow 12,5O_2$
- kesetimbangan Nitrogen ($O_2 + 3,76N_2$), $12,5 \times (3,76)N_2 \Rightarrow 47N_2$

kesetimbangan pembakaran menyeluruh adalah:



Maka dari persamaan kesetimbangan bahan bakar dengan udara maka diperoleh:

- Kebutuhan udara teoritis¹

$$AF = \frac{\text{massa udara}}{\text{massa bahan bakar}}$$

¹ Edward F. Obert., 1968. *Internal Combustion Engines and Air Pollution*. New York. San Francisco. London : Harper & Row, Publishers: hal. 48.

$$\begin{aligned}
 &= \frac{(12,5 + 47) \times 28,96}{(8 \times 12) + (1 \times 18)} \\
 &= 15,115 \cdot \frac{\text{kg udara}}{\text{kg bahan bakar}} \\
 FA &= \frac{\text{massa bahan bakar}}{\text{massa udara}} \\
 &= \frac{1}{15,115} \cdot \frac{\text{kg bahan bakar}}{\text{kg udara}} \\
 &= 0,066 \cdot \frac{\text{kg bahan bakar}}{\text{kg udara}}
 \end{aligned}$$

Untuk data perhitungan selanjutnya dengan mengasumsikan persen udara lebih (*excess air* 25 %) atau (125 % udara untuk campuran miskin dan 85 % untuk campuran kaya) dituliskan pada Tabel 3.1. dibawah ini.

Tabel 3.1. *Composition chart*, dengan variasi jumlah udara dengan bahan bakar.

Sumber : Edward F. Obert., 1968. *Internal Combustion Engines and Air Pollution*. New York, San Francisco, London: Harper & Row. Publishers; hal. 193.

	Fraction Theoretical Fuel (Φ)	Percent Theoretical air	Mass (lb)	Ratio		Moles of unburned Mixture (n)
				FA	AF	
Lean	0,8	125	1,0530	0,0530	18,9	$0,0350 + 0,002f$
Corect	1,0	100	1,0662	0,0662	15,1	$0,0351 + 0,002f$
rich	1,2	85	1,0782	0,0782	12,8	$0,0354 + 0,004f$

Dengan mengetahui FAR pada kondisi tersebut, bila variasi FAR nya berada dibawah angka 0,0662 maka campuran tersebut adalah miskin, dan sebaliknya bila nilai FAR nya lebih besar dari 0,0662 maka campuran tersebut dinamakan kaya. Agar campuran dapat terbakar, maka nilai AFR harus berada pada daerah tertentu, yaitu antara 12,8 – 18,9.

3.1.3. Fraksi gas buang (*residual gas* = f)

Gas buang yang keluar dari ruang bakar banyak mengandung sisa karbon serta unsur lainnya. Untuk mendapatkan perbandingan yang baik perlu diperhatikan faktor *residual gas* buang. Pada perencanaan ini angka tersebut ditetapkan sesuai dengan kondisi operasi yang berlangsung, untuk motor 4 langkah besarnya nilai $f = 0,03 - 0,04^2$. Yang diambil untuk perhitungan ini adalah $f = 0,035$.

Secara teoritis angka f ditentukan dengan persamaan sebagai berikut :

Fraksi gas³ buang,

$$f = \frac{m_e}{m_m} = \frac{V_2}{V_4}$$

dengan : m_e = berat gas buang.

m_m = berat campuran (gas segar + residual gas buang) dan dianggap konstan untuk setiap proses.

3.2. Data-data untuk analisis

1. Bahan bakar bensin (*Iso oktane*), dengan 85 % udara teoritis, untuk campuran kaya (*rich mixture*).
2. Perbandingan kompresi dipilih sebesar 9 dengan alasan-alasan:
 - Efisiensi thermis bisa dicapai cukup tinggi dengan perbandingan kompresi yang besar.

² Petrovsky, 1986., *Marine Internal Combustion Engines*..Moscow, Mir Publisher, hal. 29

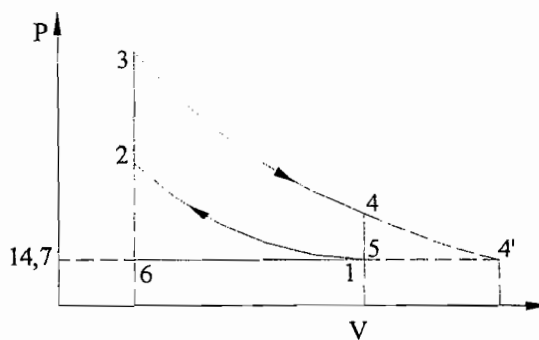
³ Edward F. Obert, 1968, hal. 209

- Masih berada dalam batas yang cukup baik terhadap gejala knocking untuk karakteristik bahan bakar tersebut diatas.
3. Perbandingan bahan bakar dengan udara ($FAR = \text{Fuel air ratio}$) ditentukan dari *rich mixture*-nya mengingat untuk penggunaan mesin pada kondisi beban penuh (maksimal) sehingga mendapatkan daya yang besar.
 4. Kondisi suplay gas baru
Taksiran suplay gas baru sebelum masuk ke dalam silinder ditentukan berdasarkan kondisi atmosfer dimana motor itu beroperasi, yakni meliputi :
 - Tekanan awal $P_1 = 1 \text{ atm} = 14,7 \text{ Psia}$.
 - Temperatur awal berdasarkan temperatur kamar di sekitar ruang mesin (*engine compartment*), yaitu sebesar $T_0 = 32^\circ \text{ C} = 305^\circ \text{ K} = 549^\circ \text{ R}$.
 - Temperatur campuran bahan bakar dengan udara perhitungan saat mesin sudah bekerja $T_1 = 60^\circ \text{ C} = 333^\circ \text{ K} = 600^\circ \text{ R}$.

3.3. Perhitungan thermodinamika

Untuk memudahkan perhitungan siklus thermodinamika-nya maka perhitungan merujuk pada Gambar 3.3. yang mendekati siklus yang sebenarnya.

Untuk data perhitungan Gambar 3.3. tersebut telah ditentukan terlebih dahulu. Kemudian diadakan perhitungan untuk tiap langkah dalam satu siklusnya.



Gambar 3.3. Unthrottle Otto engine.

Sumber : Edward F, Obert., 1968. *Internal Combustion Engines and Air Pollution*.
New York, San Francisco. London : Harper & Row, Publishers; hal. 208

3.3.1. Langkah 1-2; kompresi

V_1^4 ditentukan dengan menggunakan persamaan gas ideal:

$$V_1 = \frac{n \cdot Ru \cdot T_1}{P_1}$$

dengan : Ru = konstanta gas universal

$$= 1545 \text{ ft.lb/mol.}^\circ\text{R} = 1,99 \text{ kalori.gram mol.}^\circ\text{K.}$$

n = jumlah mol campuran (gas segar + residual gas buang).

Dari Tabel 3.1, untuk campuran kaya berada pada 85 % udara, maka jumlah mol ⁵campuran sebelum pembakaran terjadi, adalah:

$$\begin{aligned} n &= 0,0354 + 0,004 \times f \\ &= 0,0354 + 0,004 \times 0,035 \\ &= 0,0355 \end{aligned}$$

Jadi besarnya V_1 adalah:

$$V_1 = \frac{n \times Ru \times T_1}{P_1}$$

⁴ Ibid hal. 76

⁵ Ibid hal. 193

$$= \frac{0,0355 \text{ mol} \times 1545 \text{ ft.lb} / \text{mol} \cdot ^\circ\text{R} \times 600 ^\circ\text{R}}{14,7 \text{ Psia} \times 144}$$

$$= 15,564 \text{ ft}^3 = 0,442 \text{ m}^3$$

Kondisi di titik 2 merupakan daerah berakhirnya langkah kompresi berlangsung secara adiabatik reversibel (isentropik).

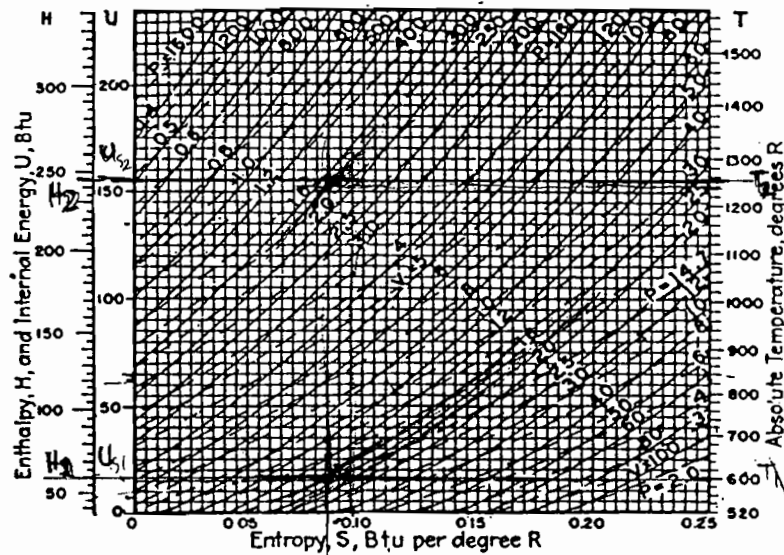
Volume akhir kompresi V_2 pada entropi konstan diperoleh:

$$\frac{V_1}{V_2} = r \rightarrow V_2 = \frac{V_1}{r}$$

$$= \frac{15,564}{9}$$

$$= 1,729 \text{ ft}^3 = 0,049 \text{ m}^3$$

Dengan menghubungkan titik temperatur T_1 , V_1 dan V_2 pada Gambar 3.4 *compression chart* dibawah ini, maka diperoleh:



Gambar 3.4. Compression chart for a rich fuel-air mixture, 85 % theoretical air

Sumber : V.L.Maleev., 1945. *Internal Combustion Engines Theory and design*.
Hollywood, California: McGraw-Hill Internasional Book Company; hal. 95

- a. Entropy $S_{12} = 0,083 \text{ BTU/}^\circ\text{R}$.
- b. Enthalpy $H_1 = 59 \text{ BTU} = 14,868 \text{ kcal}$.
 $H_2 = 245 \text{ BTU} = 61,74 \text{ kcal}$.
- c. Internal energi $U_1 = 16 \text{ BTU} = 4,032 \text{ kcal}$.
 $U_2 = 154 \text{ BTU} = 38,808 \text{ kcal}$.
 $T_2 = 1240 \text{ }^\circ\text{R}$.

Berdasarkan pada residual gas yang ditentukan sebesar $f = 0,035$ maka besarnya tekanan P_2 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$\begin{aligned}
 P_2 &= \frac{n \cdot R_o \cdot T_2}{V_2} \\
 &= \frac{0,0355 \text{ mol} \times 1545 \text{ ft.lb} / \text{mol} \cdot ^\circ\text{R} \times 1240 \text{ }^\circ\text{R}}{1,729 \text{ ft}^3 \times 144} \\
 &= 273,162 \text{ Psi} = 19,206 \text{ kg/cm}^2.
 \end{aligned}$$

Proses kompresi ini berlangsung secara adiabatik reversibel (politropis), dimana diidealisasikan bahwa tidak ada panas yang masuk maupun keluar dari sistem (ruang pembakaran), sehingga $Q = 0$ dan S (entropy) dianggap konstan.

3.3.2. Langkah 2-3; Pembakaran pada volume tetap

Energi pembakaran U_3 yang timbul diperhitungkan untuk kondisi campuran kaya, dimana residual gas buang mengandung CO_2 , H_2O , CO , H_2 , HC , NO_x dan N_2 .

$$\begin{aligned}
 U_c &= (1 - f) \times 1529 + (330 \times f)^6 \\
 &= 1529 \times (1 - 0,035) + (330 \times 0,035)
 \end{aligned}$$

⁶ Ibid. hal. 203

$$= 1487,035 \text{ BTU} = 374,733 \text{ kcal.}$$

maka :

$$\begin{aligned} U_3 &= U_c + U_{s_2}^7 \\ &= 1487,035 + 154 \\ &= 1641,035 \text{ BTU} = 413,541 \text{ kcal.} \end{aligned}$$

mengingat pembakaran berlangsung pada volume konstan, maka:

$$\begin{aligned} V_2 &= V_3 = 1,729 \text{ ft}^3 \\ &= 0,049 \text{ m}^3. \end{aligned}$$

Proses pemasukan kalor pada volume konstan segera setelah posisi piston akan mencapai TMA, karena posisi piston berada di TMA pada saat berlangsung pembakaran maka energi termal hasil pembakaran melakukan kerja untuk mendorong piston dari TMA ke TMB.

Dengan menggunakan *combustion chart* (lampiran, Gambar L.1), U_3 dan V_3 dihubungkan pada 85% udara teoritis, maka diperoleh:

$$\begin{aligned} P_3 &= 1250 \text{ Psi} = 87,888 \text{ kg/cm}^2. & T_3 &= 5100 \text{ }^\circ\text{R.} \\ S_3 &= 0,548 \text{ BTU/}^\circ\text{R.} \end{aligned}$$

3.3.3. Langkah 3 - 4; Ekspansi (kerja)

Langkah ekspansi berlangsung secara isentropik, pada langkah ini tidak ada panas yang masuk maupun yang keluar dari sistem.

$$\begin{aligned} \text{Pada kondisi titik 4, } V_4 &= V_1 = 15,564 \text{ ft}^3 = 0,442 \text{ m}^3. \\ S_4 &= S_3 = 0,548 \text{ BTU/}^\circ\text{R.} \end{aligned}$$

⁷ Ibid, hal. 203

Untuk mendapatkan P_4 , U_4 , H_4 dan T_4 dengan menghubungkan S_4 dan V_4 pada *combustion chart* (lampiran, Gambar L.1):

$$\begin{aligned} U_4 &= 960 \text{ BTU} = 241,92 \text{ kcal.} & T_4 &= 3100 \text{ }^\circ\text{R.} \\ P_4 &= 84 \text{ Psi} = 5,906 \text{ kg/cm}^2. & H_4 &= 900 \text{ BTU} = 226,8 \text{ kcal.} \end{aligned}$$

3.3.4. langkah 4 – 5; Pengeluaran gas hasil pembakaran

Pada langkah ini kondisi di dalam silinder sama dengan tekanan atmosfer, karena keadaan di dalam silinder bersinggungan langsung dengan udara luar. Sehingga pada titik 5 dianggap sama dengan tekanan pada titik 4' dan entropi pada titik tersebut juga sama dengan keadaan pada titik 4.

Maka:

$$\begin{aligned} P_5 &= P_4' = 14,7 \text{ Psi} = 1,034 \text{ kg/cm}^2. \\ S_5 &= S_4' = S_4 = 0,548 \text{ BTU/}^\circ\text{R.} \end{aligned}$$

Dari data tersebut selanjutnya dapat ditentukan besarnya U_4' , T_4' dan V_4' dengan menggunakan diagram *combustion chart* (lampiran, Gambar L.1) maka U_{s4}' dan H_{s4}' dapat diketahui.

$$\begin{aligned} U_4' &= 690 \text{ BTU.} & U_{s4}' &= 400 \text{ BTU.} & V_4 &= 58 \text{ ft}^3. \\ T_4' &= 2180 \text{ }^\circ\text{R.} & H_{s4}' &= 570 \text{ BTU.} \end{aligned}$$

Angka tersebut ditentukan pada berat campuran sebesar 1,0782 lb terhadap hasil *product combustion*. Karena gas buang keluar melalui *exhaust*, maka energi pada titik 5, adalah:

$$\frac{V_4}{V_4'} \times U_4' = \frac{15,564}{58} \times (-690) = -185,158 \text{ BTU} = -46,66 \text{ kcal}^8$$

$$\frac{V_4}{V_4'} \times U_{S_4}' = \frac{15,564}{58} \times 400 = 107,338 \text{ BTU} = 27,49 \text{ kcal}$$

$$\frac{V_4}{V_4'} \times H_{S_4}' = \frac{15,564}{58} \times 570 = 152,957 \text{ BTU} = 3,545 \text{ kcal}$$

$$U_5 = 75,137 \text{ BTU} = 18,935 \text{ kcal.}$$

Langkah buang nyata pada keadaan 5-6 dimana gas pembakaran didorong keluar sehingga volume sisa V_2 sebesar $1,729 \text{ ft}^3$.

Maka fraksi residual gas buang, adalah :

$$f = \frac{M_e}{M_m} = \frac{V_2}{V_4'} = \frac{1,729}{58} = 0,030.$$

Sehingga angka pengembalian yang ditentukan semula terdapat presentase kesalahan sebesar:

$$\frac{0,035 - 0,03}{0,035} \times 100\% = 14\%.$$

Ternyata kesalahan cukup kecil sehingga dapat dikatakan aman dan dapat dipergunakan untuk analisa atau perhitungan selanjutnya.

3.3.5. Langkah 6 – 1; Pemasukan gas segar (gas baru)

Campuran bahan bakar dengan udara baru yang didatangkan melewati saluran masuk (*intake manifold*), dalam keadaan mesin bekerja. Dalam kondisi seperti ini fraksi gas ($1-f$) diindikasikan dan dicampur pada tekanan konstan

⁸ Ibid hal. 209

dengan angka residual gas untuk mengadakan analisa, enthalpy dan residualnya ditentukan pada keadaan campuran di titik 1.

Enthalpy gas masuk diperhitungkan pada keadaan temperatur di sekitar mesin (*engine compartement*) sebesar 90 °F (550 °R = 32 °C) didapat enthalpy campuran masuk sebesar $Hs_4 = 45$ BTU (11,34 kcal).

$$\begin{aligned}
 h_m &= f \times h_e + (1-f) \times h_a^9 \\
 Hs_1 &= f \times Hs_4' + (1-f) \times Hs_4 \\
 &= (0,032 \times 570) + (1-0,032) \times 45 \\
 &= 60 \text{ BTU} \\
 &= 15,12 \text{ kcal.}
 \end{aligned}$$

Pada *compression chart* (lampiran, Gambar L.1) jika $Hs_1 = 60$ BTU akan didapat temperatur $T = 600$ °R (330 °K). Dari angka yang ditentukan dari perhitungan awal sebesar $T_1 = 600$ °R (330 °K) tidak ada selisih artinya didapat suatu nilai yang tepat.

3.3.6. Kerja yang dilakukan

Kerja ini dianggap adiabatik yang mana proses yang berlangsung tanpa penukaran panas, maka $\Delta Q = 0$, sehingga proses tersebut menjadi $0 = \Delta U + \Delta W$. Maka dari keterangan tersebut persamaan untuk kerja yang dilakukan berdasarkan pada analisa pada siklus otto¹⁰ menjadi:

$$\begin{aligned}
 W &= (U_3 - U_4) - (U_2 - U_1) \\
 &= (1641,035 - 960) - (154 - 16)
 \end{aligned}$$

⁹ Ibid hal. 209

¹⁰ Ibid hal. 188

$$= 543,035 \text{ BTU} = 136,845 \text{ kcal.}$$

3.3.7. Efisiensi volumetrik

Efisiensi volumetrik¹¹ dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$\eta_v = \frac{M_a}{M_t}$$

dengan: M_a = berat aktual udara yang diserap pada waktu langkah masuk.

M_t = berat teoritis udara, ditentukan berdasarkan *displacement volume* dengan keadaan udara atmosfer. (berat jenis udara $1,2 \text{ kg/m}^3 = 0,0751 \text{ lb/ft}^3$).

$$= \rho \times V_1 = 0,063 \times 15,564 = 1,169 \text{ lb} = 0,53 \text{ kg.}$$

Berat udara nyata yang dimasukkan atau dihisap diidentikkan dengan $(1-f)$, didasarkan pada 1 lb bahan bakar maka:

$$\text{jadi: } \eta_v = \frac{(1-f)}{m_t} = \frac{1-0,03}{1,169} = 0,83 = 83 \%$$

3.3.8. Tekanan indikator mesin (mep)¹²

$$\begin{aligned} \text{mep} &= \frac{W \times 778}{144 \times (V_1 - V_2)} \\ &= \frac{543,035 \times 778}{144 \times (15,564 - 1,729)} \\ &= 212,063 \text{ Psi} = 14,91 \text{ kg/cm}^2 = 1,462 \text{ Mpa.} \end{aligned}$$

- tekanan indikator rata-rata aktual¹³ adalah:

¹¹ Ibid hal. 48

¹² Ibid hal. 168

$$\begin{aligned} \text{imep} &= \text{mep} \times \phi_i \\ &= 212,063 \times 0,97 \\ &= 205,701 \text{ Psi} = 14,463 \text{ kg/cm}^2 = 1,419 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

ϕ_i = faktor koreksi dimana adanya rugi panas dan efek gas = 0,97¹⁴

3.3.9. Efisiensi mekanis

Tekanan silinder rata-rata efektif bmep diperhitungkan berdasarkan tekanan indikatornya rata-rata dan berkurang karena rugi-rugi mekanis yang disebabkan oleh gesekan antara: piston dengan dinding silinder, crankshaft dengan bantalan, poros cam dan katup dengan guide, serta aksesoris lainnya.

Untuk mengetahui tekanan mekanis P_{mech} , terlebih dahulu kecepatan piston rata-rata diasumsikan sebesar $V_p = 14,3$ m/s. Kecepatan piston rata-rata dibatasi antara 12 – 15 m/s, karena pertimbangan:

- Hambatan aliran campuran bahan bakar dengan udara ke dalam silinder.
- Tegangan pada batang torak (*moving part*) karena gaya inersia.

- maka tekanan mekanis¹⁵ adalah:

$$\begin{aligned} P_{\text{mech}} &= 0,05 + 0,0155 \times V_p \\ &= 0,05 + 0,0155 \times 14,4 \\ &= 0,273 \text{ Mpa} = 2,786 \text{ kg/cm}^3 = 39,585 \text{ Psi.} \end{aligned}$$

- tekanan silinder efektif rata-rata¹⁶ (bmep):

$$\text{bmep} = \text{imep} - P_{\text{mech}}$$

¹³ Khovakh M. 1979; "Motor Vehicle Engines", Moscow., Mir Publishers: hal. 164.

¹⁴ Ibid, hal. 164

¹⁵ Ibid, hal. 203.

¹⁶ Ibid, hal. 170.

$$= 205,701 - 39,585$$

$$= 166,116 \text{ Psi.}$$

- maka efisiensi mekanis ¹⁷ adalah:

$$\eta_m = \frac{bmep}{imep}$$

$$= \frac{166,116}{205,701} = 0,808 = 80,8 \%$$

3.3.10. Konsumsi bahan bakar spesifik (sfc)

Berat atau bahan bakar yang dibutuhkan (dikonsumsi) untuk panas pembakaran yang cara perhitungannya menurut persamaan:

- the specific indicated fuel consumption ¹⁸ (isfc):

$$isfc = 3600 \times \frac{\eta_v \times \rho}{imep \times \alpha \times AF}$$

$$= 3600 \times \frac{0,83 \times 1,2}{1,419 \times 0,85 \times 12,8}$$

$$= 232,247 \text{ g/kW.h.}$$

dengan: α = faktor kekurangan udara pada daya maksimum 0,85 – 0,9.¹⁹

AF = perbandingan udara bahan bakar pada campuran *rich*.

- the specific effective (brake) fuel consumption ²⁰ (bsfc):

$$bsfc = \frac{isfc}{\eta_m} = \frac{232,247}{0,808} = 287,434 \text{ g/kW.h.}$$

¹⁷ Ibid. hal. 171.

¹⁸ Ibid. hal. 168.

¹⁹ Ibid. hal. 52.

²⁰ Ibid. hal. 172.

3.3.11. Efisiensi indikator mesin

Energi yang dihasilkan mesin dapat ditentukan berdasarkan panas bahan bakar dari jumlah bahan bakar yang dibakar untuk menghasilkan kerja, sehingga

- efisiensi indikator ²¹dapat dituliskan menjadi:

$$\eta_i = \frac{W}{Q_p \times F} \times 100\%$$

dengan Q_p = nilai kalor bawah bahan bakar = 19605 BTU/lb.

F = berat bahan bakar yang dimasukkan untuk tiap langkah kerja

$$= (1-f) \times 0,0782^{22}$$

$$= 0,0759 \text{ lb} = 0,0344 \text{ kg.}$$

- maka efisiensi indikator mesin adalah:

$$\eta_i = \frac{543,035}{19605 \times 0,0759} \times 100\% = 37,5\%.$$

3.3.12. Efisiensi indikator efektif ²³ (η_{te})

$$\eta_b = \eta_i \times \eta_m$$

$$= 0,375 \times 0,817$$

$$= 0,306 = 30,6\%.$$

Konsumsi bahan bakar per jam, adalah:

$$bsfc \times N_b \times 10^{-3} = 287,434 \text{ g/kW.h} \times 63,253 \text{ kW} \times 10^{-3} = 18,181 \text{ kg/h.}$$

3.4. Volume langkah torak (*displacement volume* = V_d)

²¹ Edward F. Obert. 1968. hal. 209.

²² Ibid hal. 193

²³ Khovakh M. 1979. hal. 172.

Volume langkah torak untuk konstruksi mesin diperhitungkan berdasarkan persamaan:

$$bmep = \frac{60 \times Nb \times a}{Vd \times N} \text{ (kPa)}^{24}$$

dengan: $bmep$ = tekanan silinder efektif rata-rata = 166,116 Psi
 = 11,680 kg/cm² = 1145,434 kPa.

Nb = 86 PS = 84,822 hp = 63,253 kW.

N = putaran poros engkol (= 6000 rpm).

a = jumlah siklus yang terjadi untuk setiap langkah kerja = 2, untuk motor 4-langkah).

Vd = volume langkah torak, m³.

Jadi: $Vd = \frac{60 \times 63,253 \times 2}{1145,434 \times 6000} = 1,104437 \times 10^{-3} \text{ m}^3 = 1104,437 \text{ cm}^3$.

Volume langkah torak yang diperhitungkan ini adalah volume untuk keseluruhan silinder (*bore*) dan panjang langkah torak (*stroke*).

- maka diameter silinder:

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

dengan: D = diameter silinder.

S = panjang langkah torak.

Z = jumlah silinder (= 4 silinder yang direncanakan).

Nilai D dan Id sesuai dengan perbandingan S/D sebesar antara 0,9-1,9²⁵.

Dalam perencanaan ini diambil *stroke bore ratio* sebesar 1,05 dengan alasan

²⁴ Petunjuk Praktikum, 2002, Motor Bakar.

²⁵ Maleev V.L., Dr., A.M. 1945, hal. 310.

kecepatan torak diperbesar untuk mendapatkan putaran mesin yang tinggi. Maka dengan mensubstitusikan besarnya *ratio* S/D kedalam persamaan untuk V_d diatas, maka akan diperoleh:

$$\frac{S}{D} = 1,05 \Rightarrow S = 1,029 \times D$$

$$\begin{aligned} \text{jadi: } V_d &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times (1,029 \times D) \times 4 \\ &= 3,232 \times D^3. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{maka: } D &= \sqrt[3]{\frac{V_d}{3,232}} \\ D &= \sqrt[3]{\frac{1104,437}{3,232}} = 6,991 \text{ cm} = 70 \text{ mm}. \end{aligned}$$

$$\text{sehingga: } S = 70 \times 1,029 = 72 \text{ mm}.$$

- volume langkah torak tiap silinder yang direncanakan adalah:

$$V_d = \frac{\pi}{4} \times 7^2 \times 7,2 = 277,088 \text{ cm}^3.$$

3.4.1. Perbandingan crank-length dan connecting rod

Perbandingan panjang engkol (*connecting-rod*) dan radius engkol r_e . Mekanisme gerak piston ditunjukkan pada Gambar 3.5. Persamaan yang digunakan untuk menghitung perbandingan panjang engkol dan radius engkol, adalah:

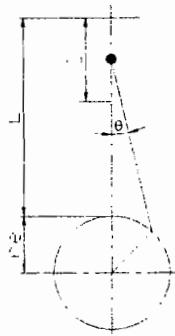
$$\frac{L}{R} = \lambda$$

dengan: R = radius engkol
= $\frac{1}{2}$ x langkah S

$$= \frac{1}{2} \times 72 \text{ mm}$$

$$= 36 \text{ mm.}$$

L = panjang penghubung



Gambar 3.5. Diagram putar engkol dan gerak torak.

Diagram harga pada $\lambda = 3 - 4$ ²⁶, maka harga dari pada L dapat dicari dengan persamaan:

$$L = 36 \times 4 = 144 \text{ mm.}$$

3.4.2. Kecepatan torak rata-rata yang²⁷ direncanakan (V_p)

$$\begin{aligned} V_p &= \frac{2 \times S \times N}{60 \times 1000} \\ &= \frac{2 \times 72 \times 6000}{60 \times 1000} = 14,3 \text{ m/dt.} \end{aligned}$$

Dengan demikian kecepatan torak rata-rata menurut perhitungan memenuhi syarat.

Kecepatan piston (V_{ps} , m/dt) pada suatu posisi engkol dengan sudut θ ²⁸

$$\frac{V_{ps}}{V_p} = \frac{\pi}{2} \times \sin \theta \times \left[1 + \frac{\cos \theta}{\sqrt{R^2 - \sin^2 \theta}} \right]$$

²⁶ I Made Suardjaja, Dr. Ir., M.Sc., 2002, Catatan Motor Thermis

²⁷ Ibid

²⁸ Ibid

BAB IV

PERENCANAAN MEKANISME MESIN

4.1. Perencanaan piston

Piston merupakan bagian pokok dari sebuah mesin. Karena piston mengubah tekanan gas pembakaran menjadi gerak mekanis. Hasil pembakaran campuran bahan bakar dengan udara yang bertekanan tinggi di dalam ruang bakar akan menekan piston kemudian gaya yang diterima piston akan diteruskan oleh batang penghubung ke poros engkol menjadi gerak translasi yang selanjutnya putaran tersebut dipergunakan sebagai daya penggerak mesin.

Dalam perencanaan piston dengan menggunakan ruang bakar terbuka setengah bola biasanya meliputi: kepala piston, body piston, pena piston dan ring piston.

4.1.1. Ukuran piston

Perencanaan ukuran piston harus disesuaikan dengan besarnya silinder bore, dengan toleransi yang telah ditentukan. Hal tersebut dimaksudkan untuk mengurangi kebocoran gas yang berakibat kerugian daya maupun untuk mengurangi gesekan antara piston, ring piston dengan dinding silinder.

Ukuran-ukuran dimensi piston mengacu pada tabel 4.1.

- Gaya¹ yang bekerja pada kepala piston akibat hasil pembakaran

¹ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 369

$$\begin{aligned}
 F_{cg} &= P_z \times \pi \times \frac{D^2}{8} \\
 &= 87,888 \times \pi \times \frac{7^2}{8} \\
 &= 1691,163 \text{ kg.}
 \end{aligned}$$

Tabel 4.1. Ukuran parameter untuk merancang piston.

Sumber: Khovakh M. "Motor Vehicle Engines",
Mir Publishers, Moscow, 1979, hal. 439.

Parameters	Carburettor engines	Diesel engines	
		3.000 rpm	4.200 rpm
Height $\frac{H}{D}$	0,90-1,30 (1,15)	1,16-1,54 (1,31)	1,16-1,22
Height of top land $\frac{h}{D}$	0,06-0,09 (0,07)	0,14-0,20	0,104-0,13
Crown tickness $\frac{h_{cr}}{D}$:			
Cast piston	0,07-0,08	0,15-0,20	
Die-forged piston	0,05-0,07	0,12-0,15	0,13-0,18
Height of first land $\frac{h_1}{D}$	0,03-0,05	0,04-0,06 (0,058)	0,04-0,05
Distance between piston lower edge and pin axis $\frac{H_1}{H}$	0,41-0,0-64 (0,52)	0,38-0,50 (0,44)	0,53
Height of skirt $\frac{H_2}{H}$	0,68-0,74 (0,72)	0,62-0,70 (0,66)	0,68
Pin external diameter $\frac{d_{ex}}{D}$	0,24-0,28 (0,26)	0,34-0,38 (0,36)	0,30-0,32
Distance between bosses for full floating pins $\frac{b_h}{D}$		(0,40)	0,32-0,34
Constructional mass, kg/m ²		260-300	160-190

Note: The mean value of the parameter is indicated in parentheses.

- Tebal² kepala piston

$$h_{cr} = 0,43 \times D \times \sqrt{\frac{P_z}{S}}$$

dengan : D = diameter piston.

P_z = tekanan maksimum hasil pembakaran.

S = tegangan lengkung bahan aluminium alloy **AlSi12CuNi** 800 kg/cm².

Maka :

$$\begin{aligned} h_{cr} &= 0,43 \times 70 \times \sqrt{\frac{87,888}{800}} \\ &= 1,262 \text{ cm.} \end{aligned}$$

- Tinggi kepala piston

$$\begin{aligned} H &= (0,90-1,30) \times D \\ &= 1,029 \times 70 \\ &= 72 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Tinggi dari ring pertama dengan bagian atas piston

$$\begin{aligned} h &= (0,06-0,09) \times D \\ &= 0,72 \times 70 \\ &= 5 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Jarak antara ring pertama dengan ring kedua untuk ring kompresi

$$\begin{aligned} h_1 &= (0,03-0,05) \times D \\ &= 0,05 \times 70 \end{aligned}$$

² Maleev V.L, M.E, Dr., A.M. "Internal-Combustion Engines", Edisi-2, McGraw-Hill International Book Company, Hollywood California, 1945, hal. 499

$$= 3,5 \text{ mm.}$$

- Lebar antara tumpuan pin terhadap batang penghubung

$$b_b = 0,40 \times D$$

$$= 0,4 \times 70$$

$$= 28 \text{ mm.}$$

- Tinggi antara dasar piston dengan titik tengah pena piston

$$H_1 = (0,41-0,61) \times H$$

$$= 0,571 \times 77$$

$$= 40 \text{ mm.}$$

- Jarak antara ring pelumas dengan bagian bawah kepala piston

$$H_2 = (0,68-0,74) \times H$$

$$= 0,72 \times 77$$

$$= 55,44 \text{ mm.}$$

- Diameter dudukan pena piston

$$d_{ex} = (0,24-0,28) \times D$$

$$= 0,28 \times 70$$

$$= 20 \text{ mm.}$$

- Momen³ bengkok terhadap beban kerja dan tekanan pembakaran

$$M_b = \frac{D^3}{24} \times P_z$$

³ Ibid, hal. 369

$$= \frac{7^3}{24} \times 87,888$$

$$= 1256,066 \text{ kg.cm.}$$

- Tegangan⁴ bengkok yang terjadi untuk bahan piston

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{M_b}{D \times \frac{h_{cr}^2}{6}} = \frac{6 \times M_b}{D \times h_{cr}^2}$$

$$\sigma_b = \frac{6 \times 1256,066}{7 \times 1,262^2}$$

$$= 676 \text{ kg/cm}^2.$$

Maka bahan⁵ yang digunakan adalah alumunium alloy **AlSi12CuNi** dengan $\sigma_b = 800$ kg/cm² dan mempunyai sifat-sifat yang menguntungkan dibandingkan dengan cast iron dan steel.

- Tegangan⁶ tarik yang terjadi

Tegangan tarik pada silinder pada sisi luar oleh tekanan yang terjadi pada sisi dalam.

$$\sigma_c = \alpha_{cp} \times \frac{q_{p \max} \times h_{cr}}{2} \times \frac{E}{1-m}$$

dengan :

α_{cp} = koefisien ekspansi⁷ linier alumunium alloy sebesar $(20-21) \cdot 10^{-8} \text{ m.h}^\circ\text{C/kcal}$.

E = modulus⁸ elastisitas $6,3 \cdot 10^7 \text{ kg/m}^2$.

⁴ Ibid, hal. 370

⁵ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 370

⁶ Ibid, hal. 368

⁷ Ibid, hal. 36

⁸ Shukl Dell schgae and Roy A. Ludberg, "Material Properties", Ram Negar, New Delhi, hal 84.

m = poisson⁹ ratio 0,32-0,36 ; diambil 0,35.

q_{pmax} = jumlah panas yang mengalir di atas piston.

$$q_{pmax} = \frac{Q_{tot}}{\frac{1}{4} \times \pi \times D^2}$$

dengan : Q_{tot} = panas pembakaran 198021,392 kcal/h untuk 4 silinder.

$$= \frac{198021,392}{4}$$

$$= 49505,348 \text{ kcal/h.}$$

sehingga :

$$q_{pmax} = \frac{49505,348}{\frac{1}{4} \times \pi \times 7^2}$$

$$= 1286,371 \text{ kcal/jam.cm}^2.$$

maka :

$$\sigma_c = 21.10^{-8} \times \frac{(1286,371.10^2) \times (1,262.10^{-3})}{2} \times \frac{(6,3.10^7)}{1-0,35}$$

$$= 1652,122 \text{ kg/cm}^2.$$

- Tegangan¹⁰ permukaan

$$\sigma_{sum} = \sigma_b + \sigma_c$$

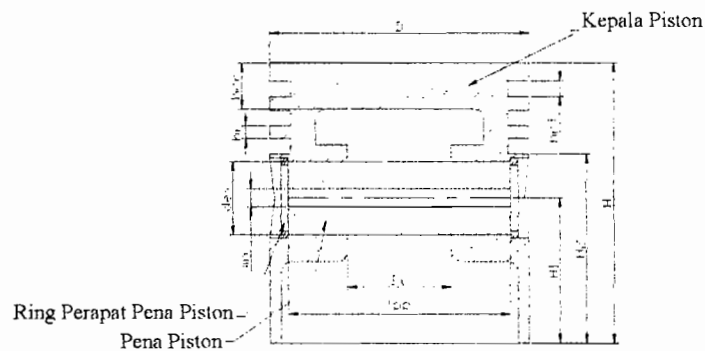
$$= 676 + 1652,122$$

$$= 2328,122 \text{ kg/cm}^2.$$

Desain dan ukuran dimensi piston ditunjukkan pada Gambar 4.1.

⁹ R.S. Khurmi, I.K. Gupta, "Machine Design", Edisi ke-2, New Delhi, 1980. hal. 96

¹⁰ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 371



Gambar 4.1. Dimensi Piston.

4.1.2. Ukuran Pena piston

Diameter luar pena piston berhubungan dengan diameter kedudukan atau pasangannya dan tidak terjadi kelonggaran, maka diberikan toleransi untuk pasangan tersebut.

Ukuran-ukuran dimensi piston mengacu pada tabel 4.2.

Tabel 4.2. Ukuran parameter untuk merancang pena piston.

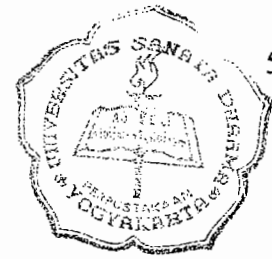
Sumber: Khovakh M. "Motor Vehicle Engines",
Mir Publishers, Moscow, 1979, hal. 459

Parameters	Carburettors engines	Diesel engines
$\frac{d_{ex}}{D}$	0,24-0,28 (0,26)	0,34-0,38 (0,36)
$\frac{d_{in}}{d_{ex}}$	0,164-0,172 (0,168)	0,52-0,58 (0,56)
$\frac{l_{pp}}{D}$	(0,85)	(0,85)
Note: The mean values of the parameters are given in parentheses		

- Panjang pena piston

$$L_{pp} = 0,80 \times D$$

$$= 0,857 \times 70$$



$$= 60 \text{ mm.}$$

- Diameter dalam pena piston

$$\begin{aligned}d_{in} &= (0,25-0,29) \times d_{ex} \\ &= 0,25 \times 20 \\ &= 5 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Gaya¹¹ yang bekerja pada pena piston.

$$F_{zpena} = P_z \times A_p$$

dengan : $A_p = \text{Luas}^{12}$ pena piston yang mengalami pembebanan

$$= \frac{1}{2} \times \pi \times d_{ex} \times b_b$$

$$= \frac{1}{2} \times \pi \times 2 \times 2,8$$

$$= 8,796 \text{ cm}^2.$$

sehingga :

$$\begin{aligned}F_{zpena} &= 87,888 \times 8,796 \\ &= 773,063 \text{ kg.}\end{aligned}$$

- Momen¹³ bending maximum

$$\begin{aligned}M_{\max} &= \frac{F_{zpena}}{2} \left(\frac{L_{pp}}{2} - \frac{b_b}{4} \right) \\ &= \frac{773,063}{2} \times \left(\frac{6}{2} - \frac{2,8}{4} \right)\end{aligned}$$

¹¹ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 372

¹² Ibid, hal. 372

¹³ Ibid, hal. 372

$$= 889,022 \text{ kg.cm.}$$

- Modulus¹⁴ penampang pena piston

$$W_s = \frac{\pi}{32} \left[\frac{dex^4 - din^4}{dex} \right]$$

$$= \frac{\pi}{32} \times \left[\frac{2^4 - 0,5^4}{2} \right]$$

$$= 0,782 \text{ cm}^3.$$

- Tegangan¹⁵ bengkok (σ_b)

$$\sigma_b = \frac{M_{\max}}{W_s}$$

$$= \frac{889,022}{0,782}$$

$$= 1086,878 \text{ kg/cm}^2.$$

Dari perhitungan diatas dapat dipilih bahan pena piston yang direncanakan terbuat dari baja karbon **S30C** dengan tegangan¹⁶ bengkok ijin $\sigma_b = 1200 \text{ kg/cm}^2$.

- Tegangan¹⁷ geser

$$\sigma_{sf} = \frac{F_{zpena}}{W_s}$$

dengan : $f = \text{luas}^{18}$ potongan pena piston

¹⁴ Ibid, hal. 372

¹⁵ Ibid, hal. 372

¹⁶ Ibid, hal. 372

¹⁷ Ibid, hal. 372

¹⁸ Op, cit, Khovakh, M. hal 461

$$= \frac{\pi}{4} \times (D_{ex} - D_{in})^2$$

$$= \frac{\pi}{4} \times (2 - 0,5)^2$$

$$= 1,767 \text{ cm}^2.$$

sehingga :

$$\sigma_{sf} = \frac{773,063}{2 \times 1,767}$$

$$= 218,732 \text{ kg/cm}^2.$$

- Tekanan¹⁹ bidang yang terjadi (T_{ex})

$$T_{ex} = \frac{I'_{zpena}}{L_{pp} \cdot d_{ex}} \times (0,91 \times f_1 - f_2) \times Qf$$

dengan : $Q_f = \text{faktor}^{20} \text{ koreksi } 1,5-15 \times \left(\frac{d_{in}}{d_{ex}} - 0,4 \right)^3$

$$= 10 \times \left(\frac{0,5}{2} - 0,4 \right)^3$$

$$= 0,034.$$

$$f_1 = \frac{\left(2 + \frac{din}{dex}\right) \left(1 + \frac{din}{dex}\right)}{\left(1 - \frac{din}{dex}\right)^2}$$

¹⁹ Ibid, hal. 461

²⁰ Ibid, hal. 461

$$= \frac{\left(2 + \frac{0,5}{2}\right) \times \left(1 + \frac{0,5}{2}\right)}{\left(1 - \frac{0,5}{2}\right)^2} - 16.$$

$$f_2 = \frac{1}{1 - \frac{d_{in}}{d_{ex}}}$$

$$= \frac{1}{1 - \frac{0,5}{2}} = 2.$$

sehingga :

$$T_{ex} = \frac{773,063}{6 \times 2} (0,91 \times 16 - 2) \times 0,034$$

$$= 27,511 \text{ kg/cm}^2.$$

- Batas²¹ perubahan bentuk diameter

Perubahan diameter luar pena piston tidak boleh melebihi 0,07 mm, dapat dicek dengan rumus di bawah ini.

$$\Delta d = \frac{0,03 \times F_{pema}}{E \times (B_b - 2 \times a)} \left[\frac{1 + \frac{d_{in}}{d_{ex}}}{1 - \frac{d_{in}}{d_{ex}}} \right]^2 \times 1,5 \times \left(\frac{d_{in}}{d_{ex}} - 0,4 \right)^3$$

dengan :

E = Modulus²² elastisitas bahan (2-2,2).10⁶ kg/cm² ; diambil 2,1.10⁶ kg/cm².

2a = l_{pp}-b_b

²¹ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 373

²² Op, cit, Khovakh, M. hal. 461

$$= 6-2,8$$

$$= 3,2 \text{ cm.}$$

sehingga :

$$\Delta d = \frac{0,03 \times 773,063}{2,1 \cdot 10^6 \times (2,8 - 3,2)} \times \left[\frac{1 + \frac{0,5}{2}}{1 - \frac{0,5}{2}} \right]^2 \times 1,5 \times \left(\frac{0,5}{2} - 0,4 \right)^3$$

$$= 2,807 \cdot 10^{-4} \text{ mm.}$$

Jadi pena piston tersebut dapat digunakan.

4.1.3. Ring piston

Udara yang dikompresikan oleh piston di dalam silinder tidak boleh bocor. Untuk itu diperlukan penyekat agar kompresi tidak keluar ke bawah piston. Komponen yang berfungsi untuk mencegah kebocoran tersebut yaitu ring piston. Selain itu ring piston juga berfungsi untuk menghindari keausan pada piston, dan sebagai penerus panas dari piston ke silinder. Direncanakan menggunakan dua ring kompresi dan satu ring pelumas.

Ukuran-ukuran dimensi piston mengacu pada tabel 4.3.

Tabel 4.3. Ukuran parameter untuk merancang ring piston
 Sumber: Khovakh M. "Motor Vehicle Engines",
 Mir Publishers, Moscow, 1979, hal. 454.

Rings	D/t	b, mm	S/t
Compression	20-25	1,5-6,5 *	3,2-4,0
Oil-control	23-26		

* The upper limit is for diesel engines. Rigid rings with a small D/t ratio have poor adaptability to liner deformations

- Ukuran²³ ring pelumas (tinggi ring pelumas)

$$h_r = \frac{D}{(23 - 26)}$$

$$= \frac{70}{23}$$

$$= 3,043 \text{ mm.}$$

- Ukuran²⁴ tinggi ring kompresi

$$\frac{D}{h_k} = (20 - 25)$$

sehingga :

$$h_k = \frac{70}{20}$$

$$= 3,5 \text{ mm.}$$

- Lebar²⁵ ring piston

²³ Ibid, hal. 454

²⁴ Ibid, hal. 454

²⁵ Ibid, hal. 454

$$\frac{b}{h_k} = (1,5 - 6,5)$$

$$\begin{aligned} b &= 1,5 \times 3,5 \\ &= 5,25 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Tebal²⁶ ring piston

$$\begin{aligned} h_{rt} &= (0,6-1,0) \times b \\ &= 0,8 \times 5,25 \\ &= 4,2 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Jarak²⁷ ujung ring piston

$$\begin{aligned} S_r &= (3,2-4,0) \times h_k \\ &= 3,2 \times 3,5 \\ &= 11,2 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Jarak²⁸ masing-masing ring piston

$$\begin{aligned} h_r &= (0,03-0,05) \times D \\ &= 0,05 \times 70 \\ &= 3,5 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Momen²⁹ bengkok yang terjadi pada ring piston

$$M_b = \frac{D^2}{2} \times b \times P_{sp}$$

dengan:

²⁶ Op. cit., N. Petrovsky, hal. 374

²⁷ Op. cit., Khovakh M. hal . 454

²⁸ Ibid, hal. 454

²⁹ Op. cit., N. Petrovsky, hal. 374

P_{sp} = Tekanan³⁰ spesifik ring piston pada dinding liner : 0,45-0,7 kg/cm²
 untuk ring kompresi, diambil 0,6.

sehingga :

$$M_b = \frac{7^2}{2} \times 0,525 \times 0,6$$

$$= 7,718 \text{ kg/cm}^2.$$

- Tegangan³¹ bengkok yang terjadi

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{b^2 \times b \times P_{sp} \times 6}{2 \times b \times h_r^2} = 3 \times P_{sp} \times \frac{D^2}{h_r^2}$$

$$= 3 \times 0,6 \times \frac{7^2}{0,42^2}$$

$$= 500 \text{ kg/cm}^2.$$

Dari perhitungan diatas dapat diambil bahan ring piston adalah besi tuang kelabu **FC25** dengan tegangan bengkok sebesar 900 kg/cm².

- Jarak³² antara kedua ujung ring piston setelah dimasukkan kedalam piston adalah:

$$\Delta r = \Delta r' + (\alpha_r \cdot t_r - \alpha_1 \cdot t_1)$$

dengan :

$\Delta r'$ = jarak dua ujung ring piston minimum yang diperbolehkan : 0,06-0,1 mm.

α_r = koefisiensi ekspansi ring untuk cast iron : $11,1 \cdot 10^{-3} \text{ mm/}^\circ\text{C}$.

t_r = temperatur ring : 200°C.

³⁰ Ibid, hal. 454

³¹ Ibid, hal. 373

³² Op. cit., M. Khovakh, hal. 457

t^1 = temperatur liner : 140°C.

sehingga :

$$\begin{aligned}\Delta r &= 0,07 + (11,1 \cdot 10^{-3} \cdot 200 - 11,1 \cdot 10^{-3} \cdot 140) \\ &= 0,736 \text{ mm.}\end{aligned}$$

Jadi jarak antara kedua ujung ring piston adalah 0,736 mm.

4.1.4. Berat piston dan pena piston

Dalam perhitungan berat piston dan pena piston untuk mempermudah perhitungan maka berat dihitung secara pendekatan.

- Berat Piston

$$\begin{aligned}W_p &= W_{\text{crown}} + W_{\text{skirt}} \\ &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times \gamma \times h_{cr} + \frac{\pi}{4} \times (D^2 - D_1^2) \times (H - t_1) \times \gamma\end{aligned}$$

dengan : h_{cr} = tebal kepala piston = 12,62 mm.

t_1 = tebal dinding piston.

$$t_1 = 0,18 + 0,03 \times D + b_d$$

dengan :

b_d = kedalaman³³ alur gelang.

$$\begin{aligned}b_d &= 0,76 + \frac{1}{64} \\ &= 0,222 \text{ inchi.}\end{aligned}$$

³³ Maleev VL, "Internal Combustion Engine", Edisi ke-1, Mc. Graw-Hill, Tokyo, 1973, hal.501

$$= 5,647 \text{ mm.}$$

sehingga :

$$t_1 = 0,18 + 0,03 \times \frac{7}{2,54} + 0,222$$

$$= 0,485 \text{ inchi.}$$

$$= 1,231 \text{ cm.}$$

D_1 = diameter rongga dalam piston

$$D_1 = D - 2 \times t_1$$

$$= 7 - 2 \times 1,231$$

$$= 4,538 \text{ cm.}$$

γ = berat jenis aluminium alloy $2,7 \cdot 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$.

H = Panjang piston secara keseluruhan = 7,7 cm.

maka :

$$W_p = \frac{\pi}{4} \times 7^2 \times 2,7 \cdot 10^{-3} \times 1,262 + \frac{\pi}{4} \times (7^2 - 4,538^2) \times (7,7 - 1,231) \times 2,7 \cdot 10^{-3}$$

$$= 1,690 \text{ kg.}$$

- Berat pena piston

$$W_{\text{pena}} = V \times \gamma$$

dengan : V = volume pena piston

$$= \pi \times (d_{\text{es}}^2 - d_{\text{in}}^2) \times l_{\text{pp}}$$

$$= \pi \times (2^2 - 0,5^2) \times 6$$

$$= 70,686 \text{ cm}^3.$$

γ = berat jenis³⁴ untuk pena piston dari baja karbon $2,7 \cdot 10^{-3}$ kg/cm³.

sehingga :

$$\begin{aligned} W_{\text{pena}} &= 70,686 \times 2,7 \cdot 10^{-3} \\ &= 0,191 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Berat total piston dan pena piston

$$\begin{aligned} W_{\text{total}} &= 1,690 + 0,191 \\ &= 1,881 \text{ kg.} \end{aligned}$$

sehingga berat total dari piston dan pena piston adalah 1,881 kg.

4.1.5. Batang penghubung

Batang penghubung berfungsi untuk menghubungkan piston dengan poros engkol, tangkai piston dibuat dengan bentuk I. Batang penghubung secara berulang-ulang bekerja dan dengan penuh kekuatan menerima beban gaya tekanan gas dari piston, oleh karena itu batang penghubung ini dibuat dari baja spesial. Bagian batang penghubung yang berhubungan dengan pena piston disebut ujung kecil (*small end*) dan bagian yang berhubungan dengan pena engkol disebut ujung besar (*big end*). Pada batang penghubung dibuatkan lubang oli pelumas yang membuka bila piston berada di TMA.

4.1.5.1. Ujung batang penghubung (*small ends*)

Diameter pena piston $d_{\text{ex}} = 20$ mm.

³⁴ Holowenko, AR., "Dinamika Permesinan", Edisi ke-1, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1993, hal. 287

- Kelonggaran³⁵ diameter bantalan dengan pena piston

$$\begin{aligned}\Delta d_s &= (0,0004-0,0015) \times d_{ex} \\ &= 0,0015 \times 20 \\ &= 0,03 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Diameter³⁶ dalam bantalan

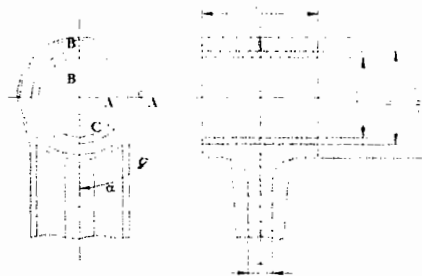
$$\begin{aligned}d_{is} &= d_{ex} + 2 \times \Delta d_s \\ &= 20 + 2 \times 0,03 \\ &= 20,06 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Tebal³⁷ bantalan

$$\begin{aligned}t_s &= (0,08-0,085) \times d_{ex} \\ &= 0,085 \times 20 \\ &= 1,7 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Diameter luar bantalan

$$\begin{aligned}d_{os} &= d_{ex} + 2 \times t_s \\ &= 20 + 2 \times 1,72 \\ &= 23,4 \text{ mm.}\end{aligned}$$



Gambar 4.2. Ujung batang penghubung.

³⁵ Op, cit, Khovakh, hal. 467

³⁶ Ibid, hal. 467

³⁷ Ibid, hal. 467

- Diameter³⁸ luar small ends

$$\begin{aligned}d_{es} &= (1,2-1,3) \times d_{os} \\ &= 1,3 \times 23,4 \\ &= 30,42 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Lebar³⁹ batang penghubung

$$\begin{aligned}L_s &= 0,95 \times b_b \\ &= 0,95 \times 28 \\ &= 26,6 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Diameter⁴⁰ aliran oli

$$\begin{aligned}d_o &= (0,01-0,02) \times d_{es} \\ &= 0,02 \times 30,42 \\ &= 0,608 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Gaya⁴¹ yang bekerja pada batang penghubung

$$\begin{aligned}F_s &= (10 - 15) \times \frac{\pi}{4} \times D^2 \\ &= 12,5 \times \frac{\pi}{4} \times 7^2 \\ &= 481,056 \text{ kg.}\end{aligned}$$

Pada potongan B-B seperti Gambar.4.2.

- Tegangan⁴² lentur maksimum

³⁸ Ibid, hal. 467

³⁹ Ibid, hal. 467

⁴⁰ Ibid, hal. 467

⁴¹ Op, cit, Petrovsky, hal. 381

$$\sigma_b = \frac{F_s \times r_o}{8 \times W}$$

dengan : r_o = radius rata-rata small ends

$$\begin{aligned} &= \frac{d_{es} + d_{os}}{4} \\ &= \frac{30,42 + 23,4}{4} \\ &= 13,455 \text{ mm.} \end{aligned}$$

W = Modulus penampang bahan

$$\begin{aligned} &= \frac{b \times h^2}{6} = \frac{L_s \times (d_{es} - d_{os})^2}{6 \times 2} \\ &= \frac{2,66 \times (3,042 - 2,34)^2}{6 \times 2} \\ &= 0,109 \text{ cm}^3. \end{aligned}$$

sehingga besar tegangan lentur maksimum

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{481,056 \times 1,3455}{8 \times 0,109} \\ &= 742,272 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Pada penampang A-A seperti pada Gambar 4.2.

Terjadi tegangan⁴³ tarik dan tegangan lentur

$$\sigma_{\text{sum}} = \sigma_t + \sigma_b$$

$$\sigma_t = \frac{F_s}{2 \times a}$$

⁴² Ibid, hal. 382

⁴³ Ibid, hal. 382

dengan : a = luas penampang yang bekerja pada ujung batang penghubung

$$\begin{aligned} a &= L_s \times \frac{(d_{es} - d_{os})}{2} \\ &= 2,66 \times \frac{3,042 - 2,34}{2} \\ &= 0,934 \text{ cm}^2. \\ \sigma_t &= \frac{481,056}{2 \times 0,934} \\ &= 257,525 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

sehingga besarnya σ_{sum} :

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{sum}} &= 257,525 + 742,272 \\ &= 999,597 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Pada potongan C-C seperti pada Gambar 4.2. Potongan C-C membentuk sudut $\alpha = 45^\circ$ terhadap garis sumbu pusat batang penghubung sehingga :

- Tegangan⁴⁴ tarik

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{F_s \times \sin \alpha}{2 \times a} \\ &= \frac{481,056 \times \sin 45}{2 \times 0,934} \\ &= 182,097 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

- Tegangan⁴⁵ geser

⁴⁴ Ibid, hal. 382

⁴⁵ Ibid, hal. 382

$$\begin{aligned}\sigma_{sh} &= \frac{F_s \times \cos \alpha}{2 \times a} \\ &= \frac{481,056 \times \cos 45}{2 \times 0,934} \\ &= 182,097 \text{ kg/cm}^2.\end{aligned}$$

- Tegangan⁴⁶ lentur

$$\sigma_b = \frac{F_s \times L}{2 \times W}$$

dengan : $L = r_o - r_o \times \cos \alpha$

$$\begin{aligned}&= 13,455 - 13,455 \times \cos 45 \\ &= 0,394 \text{ cm}.\end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{481,056 \times 2,1}{2 \times 0,109} \\ &= 869,431 \text{ kg/cm}^2.\end{aligned}$$

- Tegangan⁴⁷ gabungan

$$\begin{aligned}\sigma_{comb} &= \sqrt{(\sigma_t + \sigma_b)^2 + 4 \times (\sigma_{sh})^2} \\ &= \sqrt{(182,097 + 869,431)^2 + 4 \times 182,097^2} \\ &= 1112,811 \text{ kg/cm}^2.\end{aligned}$$

⁴⁶ Ibid, hal. 382

⁴⁷ Ibid, hal. 382

4.1.5.2. Ukuran tengah batang penghubung

Jarak sumbu batang penghubung

$$L_r = 4 \times R$$

dengan: $R = \text{jari-jari engkol}$

$$= \frac{1}{2} \times S$$

$$= \frac{1}{2} \times 72$$

$$= 36 \text{ mm.}$$

$$L_R = 4 \times 36$$

$$= 144 \text{ mm.}$$

- Lebar⁴⁸ tangkai batang penghubung (b)

$$\frac{H}{b} = (1,4 - 1,8)$$

kedalaman tangkai H direncanakan 35 mm

$$b = \frac{35}{1,522}$$

$$= 23 \text{ mm.}$$

- Tebal⁴⁹ batang penghubung (t)

$$H = 6 \times t$$

$$t = \frac{H}{6} = \frac{35}{6}$$

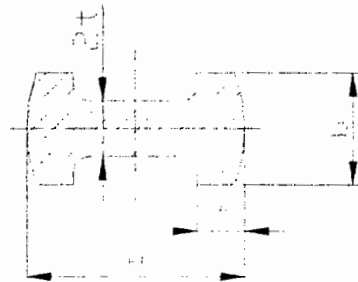
$$= 5,833 \text{ mm} \approx 6 \text{ mm.}$$

⁴⁸ Op, cit, Khovakh, M. hal. 468

⁴⁹ Ibid, hal. 469

- Tebal batang utama

$$\begin{aligned}(b-2t) &= 2 \times t \\ &= 2 \times 6 \\ &= 12 \text{ mm.}\end{aligned}$$



Gambar 4.3. Penampang melintang profil I.

- Gaya⁵⁰ inersia pada sumbu silinder akibat massa reciprocating

$$F_j = \frac{W_p}{g} \times R \times \omega^2 \times (\cos \theta + \lambda \times \cos 2\theta)$$

dengan :

W_p = massa⁵¹ piston dan batang penghubung yang bekerja pada sumbu pena

piston

$$\begin{aligned}&= W_{\text{pis}} + W_{\text{cr}} \\ &= 1,881 + 0,12 \\ &= 2,001 \text{ kg.}\end{aligned}$$

ω = kecepatan sudut

$$= \frac{2 \times \pi \times n}{60} = \frac{2 \times \pi \times 6000}{60}$$

⁵⁰ Op, cit, Perovsky, hal. 243

⁵¹ Ibid, hal. 295

$$= 628,319 \text{ rad/dt.}$$

$$g = \text{percepatan gravitasi} = 9,81 \text{ m/dt}^2.$$

$$\lambda = 0,277.$$

Harga $\max \cos 2\theta = 1$, pada saat 0° dan 180° sehingga :

$$F_j = \frac{2,001}{9,81} \times 0,036 \times 628,319^2 (\cos 0 + 0,277 \times \cos 0)$$

$$= 3701,961 \text{ kg.}$$

- Tegangan⁵² kompresi pada tangkai

$$\sigma_c = \frac{F_{sum}}{A_I}$$

dengan : F_{sum} = Gaya tekan gas max dikurangi gaya inersia

$$F_{sum} = F_j$$

$$= 3701,961 \text{ kg.}$$

A_I = luas penampang melintang profil I

$$= 2 \cdot b \cdot t + (H - 2 \cdot t) \times 2 \cdot t$$

$$= 2 \times 0,6 \times 2,3 + (35 \times 2 \times 0,6) \times 2 \times 0,6$$

$$= 43,33 \text{ cm}^2.$$

sehingga :

$$\sigma_c = \frac{3701,961}{43,32}$$

$$= 85,456 \text{ kg/cm}^2.$$

⁵² Ibid, hal. 380

Tegangan kompresi yang diijinkan untuk alloy steel (baja tempa nikel khrom molibdden) **SFNCM 70S**.

$$\sigma_c = 1800 \text{ kg/cm}^2.$$

Jadi connecting rod aman terhadap tegangan kompresi.

- Momen⁵³ bending maximum yang terjadi

$$M_{\max} = \left[\frac{n}{1800} \right]^2 \times \gamma \times R \times A \times (L_r)^2$$

dengan : n = putaran poros engkol 6000 rpm.

γ = berat jenis bahan = $7,8 \cdot 10^{-3} \text{ kg/cm}^2$.

R = jari-jari engkol = 3,6 cm.

A_I = luas penampang melintang profil I = $43,32 \text{ cm}^2$.

Sehingga :

$$\begin{aligned} M_{\max} &= \left[\frac{6000}{1800} \right]^2 \times 7,8 \cdot 10^{-3} \times 3,6 \times 43,32 \times 14,4^2 \\ &= 6291,394 \text{ kg.cm}^2. \end{aligned}$$

- Tegangan⁵⁴ bending pada tangkai

$$\sigma_b = \frac{M_{\max}}{W}$$

dengan : W = modulus profil I

$$= A \times L_r$$

$$= 43,32 \times 14,4 = 622,364 \text{ cm}^3.$$

⁵³ Ibid, hal. 380

⁵⁴ Ibid, hal. 381

sehingga :

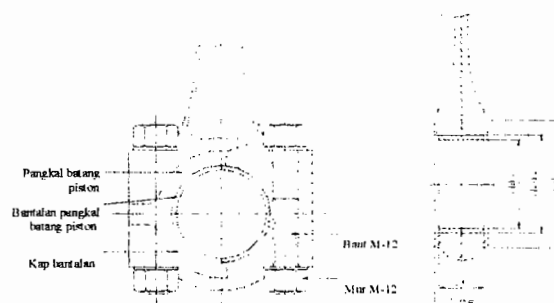
$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{6291,394}{622,368} \\ &= 10,109 \text{ kg/cm}^2.\end{aligned}$$

- Tegangan⁵⁵ total pada tangkai

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{sum}} &= \sigma_c + \sigma_b \\ &= 85,456 + 10,109 \\ &= 95,565 \text{ kg/cm}^2.\end{aligned}$$

4.1.5.3. Pangkal batang penghubung (*big ends*)

Gambar 4.4. Bagian ujung merupakan kesatuan dari batang penghubung yang berhubungan dengan poros engkol, pada ujung besar ini dibagi atas dua bagian diantaranya adalah: bagian yang menyatu dengan tangkai batang penghubung dan pasangannya yang terlepas disebut dengan kap. Dalam hal pemasangannya memerlukan dua buah baut kap. Kap ini terbuat dari bahan yang sama dengan bahan batang penghubung.



Gambar 4.4. Pangkal batang penghubung.

⁵⁵ Ibid, hal. 381

- Kelonggaran⁵⁶ antara bantalan dengan engkol

$$\begin{aligned}\Delta c_p &= (0,0005-0,001) \times d_{pe} \\ &= 0,001 \times 42 \\ &= 0,042 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Tebal bantalan

$$\begin{aligned}t_d &= (0,03-0,05) \times d_{pe} \\ &= 0,05 \times 42 \\ &= 2,1 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Diameter dalam bantalan

$$\begin{aligned}d_{ib} &= d_{pe} + 2 \times \Delta c_p \\ &= 42 + 2 \times 0,042 \\ &= 42,084 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Diameter⁵⁷ luar bantalan

$$\begin{aligned}d_{ob} &= d_{ib} + 2 \times t_d \\ &= 42,084 + 2 \times 2,1 \\ &= 46,284 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Diameter⁵⁸ luar big ends batang pisau

$$\begin{aligned}d_{cb} &= (1,2-1,3) \times d_{ob} \\ &= 1,3 \times 46,284 \\ &= 60,169 \text{ mm.}\end{aligned}$$

⁵⁶ Op, cit, Khovakh, M. hal. 470

⁵⁷ Ibid, hal. 470

⁵⁸ Ibid, hal. 467

- Lebar⁵⁹ pangkal batang pisau

$$\begin{aligned} L_b &= (0,20-0,50) \times d_{pe} \\ &= 0,5 \times 42 \\ &= 21 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Volume small ends

$$\begin{aligned} V_{se} &= \frac{1}{4} \times \pi \times (d_{es}^2 - d_{is}^2) \times L_s \\ &= \frac{1}{4} \times \pi \times (30,42^2 - 20,06^2) \times 26,6 \\ &= 10,926 \text{ cm}^3. \end{aligned}$$

- Volume tangkai

$$V_s = A \times \left[L_r - \frac{(d_{eb} - d_{es})}{2} \right]$$

dengan : A = Luas penampang melintang profil I

$$= 2 \cdot b \cdot t + (H - 2 \cdot t) \times 2 \cdot t$$

$$= 43,32 \text{ cm}^2.$$

sehingga :

$$\begin{aligned} V_s &= 43,32 \times \left[14,4 - \frac{6,0169 - 3,042}{2} \right] \\ &= 559,372 \text{ cm}^3. \end{aligned}$$

- Volume big ends batang pisau

⁵⁹ Op, cit, Sularso, hal. 535

$$\begin{aligned}
 V_{he} &= \frac{1}{4} \times \pi \times (d_{eb}^2 - d_{ib}^2) \times L_h \\
 &= \frac{1}{4} \times \pi \times (6,0169^2 - 4,2084^2) \times 2,1 \\
 &= 30,284 \text{ cm}^3.
 \end{aligned}$$

- Volume total batang penghubung

$$\begin{aligned}
 V_{cr} &= V_{se} + V_s + V_{be} \\
 &= 10,926 + 559,608 + 30,284 \\
 &= 600,818 \text{ cm}^3.
 \end{aligned}$$

- Berat batang penghubung

$$\begin{aligned}
 w_{cr} &= V_{cr} \times \gamma \\
 &= 600,818 \times 7,8 \cdot 10^{-3} \\
 &= 4,686 \text{ kg}.
 \end{aligned}$$

- Berat⁶⁰ batang penghubung yang bergerak translasi

$$\begin{aligned}
 w_{cr1} &= (0,2-0,3) \times w_{cr} \\
 &= 0,2 \times 4,686 \\
 &= 1,406 \text{ kg}.
 \end{aligned}$$

- Berat⁶¹ batang penghubung yang bergerak rotasi

$$\begin{aligned}
 w_{cr2} &= (0,7-0,8) \times w_{cr} \\
 &= 0,7 \times 4,686 \\
 &= 3,28 \text{ kg}.
 \end{aligned}$$

⁶⁰ Op, cit, Khovakh, M. hal 568

⁶¹ Ibid, hal. 568

sehingga berat⁶² piston dan connecting rod yang bergerak translasi :

$$\begin{aligned} W_{\text{crrec}} &= W_p + W_{\text{cr1}} \\ &= 1,881 + 1,406 \\ &= 3,287 \text{ kg.} \end{aligned}$$

- Berat⁶³ yang bergerak rotasi dikurangi berat big ends (W_{errot})

$$\begin{aligned} W_{\text{errot}} &= W_{\text{cr}} - W_{\text{bc}} \\ &= 4,686 - (V_{\text{be}} \times 7,8 \cdot 10^{-3}) \\ &= 4,686 - (30,284 \times 7,8 \cdot 10^{-3}) \\ &= 4,450 \text{ kg.} \end{aligned}$$

- Gaya⁶⁴ inersia total yang bergerak translasi dan rotasi

$$\begin{aligned} F_{\text{sum}} &= \frac{W_{\text{crrec}}}{g} \times R \times \omega^2 \times (1 + \lambda) + \frac{W_{\text{errot}}}{g} \times R \times \omega^2 \\ &= \frac{3,287}{9,81} \times 0,036 \times 628,319^2 \times (1 + 0,277) + \frac{4,45}{9,81} \times 0,036 \times 628,319^2 \\ &= 12528,077 \text{ kg.} \end{aligned}$$

- Momen⁶⁵ Bending

$$\begin{aligned} Mb &= \frac{F_{\text{sum}} \times d_{\text{eb}}}{4} \\ &= \frac{12528,077 \times 6,0169}{4} \\ &= 18845,047 \text{ kg.cm.} \end{aligned}$$

⁶² Op, cit, Petrovsky, N. hal. 295

⁶³ Ibid, hal. 384

⁶⁴ Ibid, hal. 384

⁶⁵ Ibid, hal. 384

- Modulus penampang bahan

$$\begin{aligned} W &= L_b \times (d_{eb}-d_{ob})^2 \\ &= 2,1 \times (6,0169-4,62)^2 \\ &= 4,098 \text{ cm}^3. \end{aligned}$$

- Modulus⁶⁶ bending yang terjadi

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{Mb}{W} \\ &= \frac{18845,047}{4,098} \\ &= 4598,829 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

4.1.5.4. Pangkal batang penghubung/ kap

Ukuran big ends antara pisau dan garpu dibuat sama :

- Δc_p = kelonggaran bantalan = 0,042 mm.
- t_d = tebal bantalan = 2,1 mm.
- d_{ib} = diameter dalam bantalan = 42,084 mm.
- d_{ob} = diameter luar bantalan = 46,284 mm.

- Momen⁶⁷ bending

$$Mb = \frac{F_{zgas}}{2} \times \left(\frac{b}{2} + \frac{t}{3} \right) - \frac{F_{gp}}{2} \times \frac{b}{2}$$

⁶⁶ Ibid, hal. 384

⁶⁷ R.S Khurmi, Gupta, J.K., "Machine Design", Edisi ke-3, Ram Nagar, New Delhi, 1982, hal. 557

$$\begin{aligned}
 &= \frac{5}{24} \times F_{gh} \times b \\
 &= \frac{5}{24} \times 3382,327 \times 23 \\
 &= 16206,984 \text{ kg.cm.}
 \end{aligned}$$

- Modulus⁶⁸ section penampang garpu

$$\begin{aligned}
 W &= \frac{1}{6} \times t \times b^2 \\
 &= \frac{1}{6} \times t \times (3t)^2 = 1,5 \times t^3
 \end{aligned}$$

Tegangan⁶⁹ tarik yang diijinkan untuk bahan alloy steel (baja tempa nikel khrom molibdden) **SFNCM 70S** $\sigma_t = 7000 - 8500 \text{ kg/cm}^2$.

- Tegangan⁷⁰ tarik

$$\begin{aligned}
 \sigma_t &= \frac{Mb}{W} \\
 7000 &= \frac{16206,984}{1,5 \times t_g^3}
 \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned}
 \text{lebar batang garpu } t_g &= \sqrt[3]{\frac{16206,984}{1,5 \times 7000}} \\
 &= 2,29 \text{ cm} \\
 &= 23 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

⁶⁸ Ibid, hal. 564

⁶⁹ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 385

⁷⁰ Op, cit, R.S. Khurmi, hal. 556

4.1.5.5. Bahan batang penghubung

Bahan yang dipakai adalah bahan baja tempa nikel khrom molibden standar **JIS S 3222 SFNCM 70S**,

- dengan : - kekuatan tarik 70 kg/mm^2 .
- tegangan lengkung 50 kg/mm^2 .
- kekerasan (HB) = 201.

Perancangan ini dapat dikatakan aman mengingat tegangan lengkung yang diperoleh dari perhitungan lebih kecil dari tegangan lengkung ijin bahan.

4.1.5.6. Baut pengikat kap

Pada big ends garpu diperlukan 2 pasang baut-mur pengikat. Baut direncanakan dari bahan **SNC3 JIS G 4102** yang mempunyai sifat⁷¹ mekanis :

- Tegangan tarik $\sigma_t = 95 \text{ kg/mm}^2$.
- Tegangan lentur $\sigma_b = 80 \text{ kg/mm}^2$.
- Tegangan⁷² tarik

$$\sigma_t = \frac{F_b}{i \times \frac{\pi \times d^2}{4}}$$

dengan :

$F_b = \text{Gaya}^{73}$ pengerasan oleh baut big ends connecting rod selama mesin beroperasi.

⁷¹ Op, cit, Sularso, hal. 331

⁷² Op, cit, Petrovsky, hal. 385

$$= (1,35-1,5) \times F_{\text{sum}}$$

$$F_b = 1,35 \times 12528,077$$

$$= 16912,904 \text{ kg.}$$

sehingga diameter baut

$$d = \sqrt{\frac{4 \times F_b}{\sigma_t \times i \times \pi}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \times 16912,904}{9500 \times 2 \times \pi}}$$

$$= 1,133 \text{ cm.}$$

Digunakan baut⁷⁴ M 12 JIS B0205 dengan :

- diameter luar (d) = 12 mm.
- diameter efektif (d₂) = 10,863 mm.
- diameter dalam (d₁) = 10,106 mm.
- jarak bagi (p) = 1,75 mm.
- Tinggi kaitan (H₁) = 0,947 mm.

4.2. Perencanaan silinder

4.2.1. Silinder liner

Silinder liner yang dipilih yaitu silinder liner basah dimana silinder bagian luar langsung berhubungan dengan air untuk media pendingin. Silinder liner mengalami gaya akibat tekanan gas, beban panas yang menyebabkan adanya

⁷³ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 385

⁷⁴ Op, cit, Sularso, hal. 290

perbedaan temperatur antara permukaan dalam dan luar dari liner, gaya gesek dari piston yang bergerak bolak-balik, kemudian menerima gaya normal dari pengerasan baut pengikat dari kepala silinder. Dalam pemilihan silinder liner harus diperhatikan antara lain kekuatan, ketahanan terhadap keausan, tahan terhadap suhu yang tinggi, tahan terhadap kejutan mekanis dan tidak korosi.

- Tebal⁷⁵ dinding silinder

$$\begin{aligned} b_{cyl} &= \frac{D}{15} \\ &= \frac{70}{15} \\ &= 4,667 \text{ mm} \approx 5 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Tegangan⁷⁶ tarik maksimum (σ_{tcyl}) pada permukaan dalam liner

$$\sigma_{tcyl} = \frac{R_e^2 + R_i^2}{R_e^2 - R_i^2} \times P_z$$

dengan : R_i = jari-jari dalam silinder

$$= \frac{70}{2}$$

$$= 35 \text{ mm.}$$

R_e = jari-jari luar silinder

$$= R_i + b_{cyl}$$

$$= 35+5$$

⁷⁵ Op. cit., Maleev, V.L. hal. 410

⁷⁶ Ibid, hal. 391

$$= 40 \text{ mm.}$$

- Tinggi silinder liner⁷⁷ yang direncanakan

$$\begin{aligned} H_{\text{cyl}} &= (1,2-2,5) \times D \\ &= 1,3 \times 70 \\ &= 147,1 \text{ mm.} \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{cyl}} &= \frac{4^2 + 3,5^2}{4^2 - 3,5^2} \times 87,888 \\ &= 662,090 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

- Tegangan⁷⁸ tarik minimum pada permukaan silinder (σ_{tmin})

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{tmin}} &= \frac{2 \times R_i^2}{R_e^2 - R_i^2} \times P_z \\ &= \frac{2 \times 3,5^2}{4^2 - 3,5^2} \times 87,888 \\ &= 574,202 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

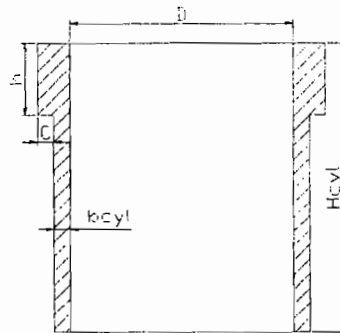
Sehingga bahan⁷⁹ silinder liner terbuat dari baja paduan **30CrNiMo8** dimana mempunyai tegangan tarik $\sigma_t = 700 \text{ kg/cm}^2$. Jadi σ_{cyl} dan $\sigma_{\text{tmin}} < \sigma_t$ yang diijinkan.

Konstruksi dari silinder liner diperlihatkan pada Gambar 4.5.

⁷⁷ Op. cit., Khovakh, M. hal.425

⁷⁸ Ibid, hal. 391

⁷⁹ Op.cit., Petrovsky, N. hal. 392



Gambar 4.5. Silinder liner.

4.2.2. Kepala silinder

Silinder head mendapatkan tekanan dari gaya tekan gas pembakaran (P_z) dan oleh gaya pengencang dari baut kepala silinder. Selain itu dasar kepala silinder disalah satu sisinya terkena panas dari gas pembakaran dan pada sisi dalam mendapatkan suhu yang rendah dari pendingin.

- Tebal⁸⁰ pelat kepala silinder (t_h)

$$\begin{aligned} t_h &= 0,09 \times D \\ &= 0,09 \times 70 \\ &= 6,3 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Diameter⁸¹ saluran pendingin air pada silinder

$$\begin{aligned} t_{wj} &= 2,2 + (0,03 \times D) \\ &= 2,2 + (0,03 \times 70) \\ &= 4,3 \text{ mm.} \end{aligned}$$

⁸⁰ Op. cit., Khovakh, M. hal. 419

⁸¹ Ibid, hal. 419

- Tebal⁸² tabung ruang klep dan saluran (t_1)

$$\begin{aligned} t_1 &= (0,04-0,06) \times D \\ &= 0,05 \times 70 \\ &= 3,5 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Tebal⁸³ dinding luar silinder (t_2)

$$\begin{aligned} t_2 &= (0,05-0,06) \times D \\ &= 0,06 \times 70 \\ &= 4,2 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Tinggi⁸⁴ kepala Silinder (H_h)

$$\begin{aligned} H_h &= (0,85-1,7) \times D \\ &= 1,68 \times 70 \\ &= 118 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Tegangan⁸⁵ kepala silinder (S_d)

$$S_d = \left[\frac{c \times d}{th} \right]^2 \times P_z$$

dengan :

c = konstanta 0,31.

$$\begin{aligned} S_d &= \left[\frac{0,31 \times 7}{0,63} \right]^2 \times 87,888 \\ &= 1042,721 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

⁸² Ibid, hal. 425

⁸³ Ibid, hal. 425

⁸⁴ Ibid, hal. 425

⁸⁵ Op. cit., Maleev, V.L. hal. 415

Bahan⁸⁶ Silinder head terbuat dari aluminium alloy **AlMg3** dengan :

- Tegangan tarik $\sigma_t = 2581 \text{ kg/cm}^2$.
- Berat Jenis = $2,7 \cdot 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$.

4.2.2.1. Baut pengikat kepala silinder

Baut pengikat pada kepala silinder berjumlah 16 buah supaya baut mampu menahan gaya gas yang bekerja di dalam ruang bakar pada daerah silinder yang paling kritis yaitu di bagian tengah.

- Gaya⁸⁷ tekan gas akibat pembakaran bahan bakar

$$\begin{aligned} F_{zgas} &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times P_z \\ &= \frac{\pi}{4} \times 70^2 \times 87,888 \\ &= 3382,327 \text{ kg.} \end{aligned}$$

- Gaya⁸⁸ yang bekerja pada baut (F_d)

$$\begin{aligned} F_d &= (1,25-1,5) \times F_{zgas} \\ &= 1,5 \times 3382,327 \\ &= 5073,491 \text{ kg.} \end{aligned}$$

- Tekanan⁸⁹ spesifik yang diperbolehkan $q_{sh} = 1000 \text{ kg/cm}^2$.

⁸⁶ Sunarto, N., Hendrasin, M. , "Motor Bakar", Edisi-ke-1, Pradnya Paramitha, Jakarta, 1981, hal. 52

⁸⁷ Op. cit., Petrovsky, N. hal. 392

⁸⁸ Ibid, hal. 392

⁸⁹ Ibid, hal. 392

$$q_{sh} = \frac{F_d}{\pi \times D \times C}$$

dengan : C = panjang pengait silinder liner 0,5 cm.

maka tekanan spesifik yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned} q_{sh} &= \frac{5073,491}{\pi \times 7 \times 0,5} \\ &= 461,412 \text{ kg/cm}^2 < 1000 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

- Gaya F_d menyebabkan tegangan tarik pada baut silinder head sehingga dapat dicari diameter baut yang dibutuhkan. Jadi bahan⁹⁰ yang digunakan adalah cast iron FC20 dengan tegangan tarik yang diijinkan 500 kg/cm².

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{F_d}{i \times 0,785 \times d^2} \\ d &= \sqrt{\frac{F_d}{i \times 0,785 \times \sigma_t}} \\ &= \sqrt{\frac{5073,491}{16 \times 0,785 \times 500}} \\ &= 0,899 \text{ cm} = 8,99 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Dengan demikian baut yang di gunakan menurut standar JIS B0205 M10 dengan:

- diameter luar (d) = 10 mm.
- diameter efektif (d_{ef}) = 9,026 mm.
- diameter dalam (d_r) = 8,376 mm.
- jarak bagi (p) = 1,5 mm.

⁹⁰ Ibid, hal. 392

- Tinggi kaitan (h_{kt}) = 0,812 mm.

4.3. Perencanaan poros engkol

Poros engkol adalah merupakan bagian yang penting untuk mengubah gerak putar menjadi bolak-balik. Batang penghubung dipasang pada pena engkol yang letaknya eksentrik terhadap sumbu putar.

Dalam perencanaan poros engkol untuk motor bensin model *in line* meliputi: perhitungan dari panjang pena engkol dan diameter *main jurnal* (poros utama). Poros utama berfungsi sebagai penyangga poros engkol dimana penyangga utama ini didukung oleh blok silinder dan tutup bantalan utama. Beban yang bekerja dalam poros engkol ini adalah beban centrifugal, beban terhadap bengkok dan beban puntir. beban tersebut terjadi akibat gaya gas yang bekerja pada kepala piston.

Ukuran parameter poros engkol mengacu pada Tabel 4.4.

Tabel 4.4. Ukuran relatif pena engkol dan poros utama
Sumber: Khovakh M. "Motor Vehicle Engines",
Mir Publishers, Moscow, 1979, hal. 487.

Engine	d_{cp}/D	l_{cp}/d_{cp}	d_{mj}/D	t_{mj}/d_{mj}
Carburettor:				
In line	0,55-0,68	0,45-0,62	0,60-0,70	0,45-0,60
V-type with side-by-side arrangement of connecting rods	0,55-0,65	0,80-1,00	-	-
Diesel	0,56-0,72	0,50-0,65	0,70-0,80	0,40-0,60

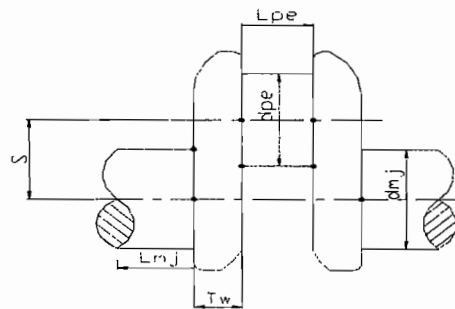
4.3.1. Ukuran poros engkol dan pena engkol

- Diameter⁹¹ pena engkol

$$\begin{aligned} d_{pe} &= (0,55-0,68) \times D \\ &= 0,60 \times 70 \\ &= 42 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Panjang⁹² pena engkol

$$\begin{aligned} L_{pe} &= (0,45-0,62) \times d_{pe} \\ &= 0,602 \times 42 \\ &= 25,3 \text{ mm.} \end{aligned}$$



Gambar 4.6. Dimensi Poros Engkol.

- Diameter⁹³ lengan engkol

$$\begin{aligned} d_{mj} &= (0,60-0,70) \times D \\ &= 0,643 \times 70 \\ &= 45 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Panjang⁹⁴ lengan engkol

⁹¹ Op, cit, Khovakh, M. hal. 469

⁹² Ibid, hal. 487

⁹³ Ibid, hal. 487

$$\begin{aligned} L_{mj} &= (0,40-0,85) \times d_{mj} \\ &= 0,809 \times 45 \\ &= 36,4 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Tebal⁹⁵ pipi engkol

$$\begin{aligned} T_w &= (0,20-0,24) \times D \\ &= 0,24 \times 70 \\ &= 16,8 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Lebar⁹⁶ pipi engkol

$$\begin{aligned} b &= (1,0-1,25) \times D \\ &= 1,0 \times 70 \\ &= 70 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Jarak⁹⁷ dari sumbu pena engkol ke poros engkol (L)

$$L = 0,5 \times S$$

dengan : $S = \text{langkah piston} = 72 \text{ mm.}$

sehingga :

$$\begin{aligned} R &= 0,5 \times 72 \\ &= 36 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Panjang⁹⁸ antara sumbu jurnal (L_x)

⁹⁴ Ibid, hal. 487

⁹⁵ Ibid, hal. 488

⁹⁶ Ibid, hal. 488

⁹⁷ Ibid, hal. 488

⁹⁸ Ibid, hal. 487

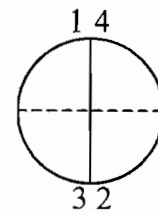
$$\begin{aligned}
 L_x &= L_{pe} + 2 \times T_w + 2 \times \frac{L_{mj}}{2} \\
 &= 25,3 + 2 \times 16,8 + 2 \times \frac{36,4}{2} \\
 &= 95,3 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Dalam mesin jenis in line pena engkol memiliki satu silinder. Untuk memastikan putaran yang seragam dalam silinder mesin maka impuls daya harus berjarak sama. Pertimbangan ini, bersamaan dengan persyaratan keseimbangan, menentukan pengaturan konvensional dari ayunan poros engkol dan urutan pengapian (Firing Order/ FO = 1-3-4-2) seperti ditunjukkan dalam Gambar 4.7.

- Selisih sudut poros engkol

$$\begin{aligned}
 \text{Selisih sudut} &= \frac{\text{jumlah derajat satu kali kerja mesin}}{\text{jumlah silinder}} \\
 &= \frac{720^\circ}{4} = 180^\circ.
 \end{aligned}$$

No. Sil	Kompresi	Expansi	Exhaust	Intake
1	*****	#####	εεεεε	ЖЖЖЖЖ
2	#####	εεεεε	ЖЖЖЖЖ	*****
3	ЖЖЖЖЖ	*****	#####	εεεεε
4	εεεεε	ЖЖЖЖЖ	*****	#####



Gambar 4.7. Firing order pada mesin bensin 4 silinder.

Keterangan Gambar 4.7. :

***** = sedang berlangsungnya langkah kompresi

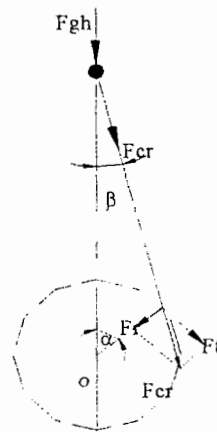
= sedang berlangsungnya langkah ekspansi

εεεε = sedang berlangsungnya pembuangan gas bekas pembakaran

жжжж = sedang berlangsungnya pemasukan campuran bahan bakar dengan udara

4.3.2. Gaya pada poros engkol

Gaya yang terjadi pada poros engkol yaitu gaya resultan yang terjadi antara kedua reaksi dari batang penghubung menuju titik pusat pada poros engkol akibat tekanan gas pembakaran dapat diuraikan seperti pada Gambar 4.8.



Gambar 4.8. Gaya-gaya pada poros engkol.

Keterangan:

- Gaya⁹⁹ yang bekerja pada kepala silinder (F_{gh})

$$F_{gh} = P_z \times A$$

dengan : A = luas penampang piston

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

⁹⁹ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 243

$$= \frac{\pi}{4} \times 7^2$$

$$= 38,485 \text{ cm}^2.$$

$$F_{gh} = 87,888 \times 38,485$$

$$= 3382,370 \text{ kg.}$$

- Gaya yang bekerja pada batang penghubung

$$F_{cr} = \frac{F_{gh}}{\cos \beta}$$

- Gaya tangensial

$$F_t = F_{cr} \times \sin (\alpha + \beta)$$

- Gaya radial

$$F_r = F_{cr} \times \cos (\alpha + \beta)$$

- Sudut¹⁰⁰ yang dibentuk oleh batang penghubung pada sumbu silinder (β)

$$\sin \beta_1 = \lambda_1 \times \sin \gamma_1$$

dengan :

λ_1 = perbandingan panjang engkol terhadap batang penghubung $\lambda_1 = 0,277$.

α = sudut yang dibentuk oleh engkol terhadap sumbu silinder.

Perhitungan dimulai pada saat sudut yang dibentuk oleh engkol terhadap sumbu silinder $\alpha = 0^\circ$ sampai 360° , dengan α diambil setiap kenaikan 5° pada putaran poros engkol.

Untuk perhitungannya dapat dilihat pada Tabel L.4.

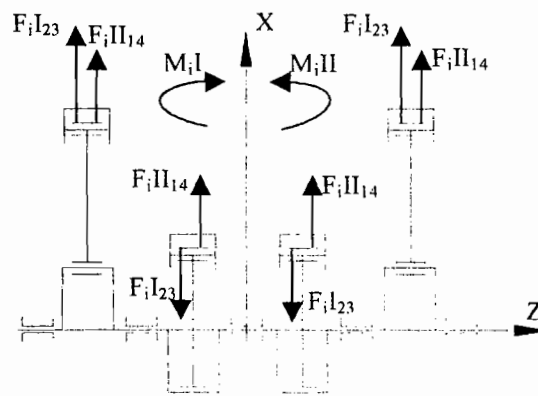
¹⁰⁰ Stolk, J., "ELEMEN MESIN", Edisi-ke-21, Erlangga, Jakarta, 1994, hal. 493

Dari perhitungan dalam Tabel L.4. diperoleh gaya-gaya maksimum, adalah:

- F_{cr} maksimum = 3516,415 kg pada $\alpha = 90^\circ$.
- F_t maksimum = 3507,102 kg pada $\alpha = 75^\circ$.
- F_r maksimum = 3382,370 kg pada $\alpha = 0^\circ$.

4.3.2.1. Gaya akibat gaya inersia

Gaya inersia ini timbul karena adanya massa yang ikut berputar seperti diperlihatkan pada Gambar 4.8a. Besarnya gaya inersia dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:



Gambar 4.8a Gaya inersia poros engkol model in-line.

- Gaya¹⁰¹ inersia pada order pertama untuk silinder satu dan empat ($F_{iI_{14}}$)

$$F_{iI_{14}} = W_p \times R \times \omega^2 \times \cos \alpha$$

dengan : W_p = massa yang ikut berputar = 4,45 kg.

ω = kecepatan sudut

¹⁰¹ Op, cit, Khovakh, M. hal. 383

$$= \frac{2 \times \pi \times n}{60} = \frac{2 \times \pi \times 6000}{60}$$

$$= 628,319 \text{ rad/dt.}$$

$$\lambda = 0,277.$$

- Gaya¹⁰² inersia pada order pertama untuk silinder dua dan tiga ($F_{iI_{23}}$)

$$F_{iI_{23}} = W_p \times R \times \omega^2 \times \cos(180+\alpha)$$

- Resultan¹⁰³ gaya inersia pada order pertama $R_{iI} = 0$

- Momen¹⁰⁴ gaya inersia untuk order pertama $M_{iI} = 0$.

- Gaya¹⁰⁵ inersia pada order kedua, untuk silinder satu dan empat ($F_{iII_{14}}$)

$$F_{iII_{14}} = \lambda_1 \times W_p \times R \times \omega^2 \times \cos 2.\alpha$$

- Gaya¹⁰⁶ inersia pada order kedua, untuk silinder dua dan tiga ($F_{iII_{23}}$)

$$F_{iII_{23}} = \lambda_1 \times W_p \times R \times \omega^2 \times \cos 2.(180+\alpha)$$

- Resultan¹⁰⁷ gaya inersia pada order kedua

$$R_{iII} = 4 \times \lambda_1 \times W_p \times R \times \omega^2 \times \cos 2.\alpha$$

- Momen¹⁰⁸ gaya inersia untuk order kedua $M_{iII} = 0$.

Perhitungan dimulai pada saat sudut yang dibentuk oleh engkol terhadap sumbu silinder $\alpha = 0^\circ$ sampai 360° , dengan α diambil setiap kenaikan 5° pada putaran poros engkol.

¹⁰² Ibid, hal. 383

¹⁰³ Ibid, hal. 383

¹⁰⁴ Ibid, hal. 383

¹⁰⁵ Ibid, hal. 383

¹⁰⁶ Ibid, hal. 384

¹⁰⁷ Ibid, hal. 384

¹⁰⁸ Ibid, hal. 384

Untuk perhitungannya dapat dilihat pada Tabel L.5.

Dari perhitungan dalam Tabel L.5. diperoleh gaya-gaya maksimum, adalah:

- Gaya inersia maksimum = 7149,217 kg pada $\alpha = 0^\circ, 180^\circ, 360^\circ$

Dalam Tabel L.6. diperoleh gaya maksimum, adalah:

- Ft maksimum = 7149,217 kg pada $\alpha = 90^\circ, 270^\circ$.
- Fr maksimum = 7149,217 kg pada $\alpha = 0^\circ, 180^\circ, 360^\circ$.

Dari perhitungan gaya-gaya yang terdapat dalam Tabel L.4 dan Tabel L.6. kemudian dijumlahkan, sehingga didapat gaya-gaya total maksimum seperti dalam Tabel L.7.

- Ft total maksimum = 3766,847 kg pada $\alpha = 90^\circ, 270^\circ$.
- Fr total maksimum = 10531,587 kg pada $\alpha = 0^\circ, 180^\circ, 360^\circ$.

- Momen puntir¹⁰⁹ yang terjadi

$$\begin{aligned} T_{\max} &= Ft \times R \\ &= 3766,847 \times 3,6 \\ &= 13560,649 \text{ kg.cm.} \end{aligned}$$

Tegangan pada lengan engkol/ journal

Pada lengan engkol terjadi momen bengkok akibat gaya tangensial dan radial.

- Momen¹¹⁰ bengkok akibat gaya tangensial total maksimum

$$\begin{aligned} Mb_1 &= \frac{F_t \times L_{mj}}{4} \\ &= \frac{3766,847 \times 3,64}{4} \end{aligned}$$

¹⁰⁹ Ibid, hal. 247

¹¹⁰ Ibid, hal. 300

$$= 3427,831 \text{ kg.cm.}$$

- Momen¹¹¹ bengkok akibat gaya radial total maksimum

$$\begin{aligned} Mb_2 &= \frac{F_r \times L_{mj}}{4} \\ &= \frac{10531,587 \times 3,64}{4} \\ &= 9583,744 \text{ kg.cm.} \end{aligned}$$

- Resultan¹¹² momen bengkok pada lengan engkol

$$\begin{aligned} Mb &= \sqrt{Mb_1^2 + Mb_2^2} \\ &= \sqrt{3427,831^2 + 9583,744^2} \\ &= 10178,319 \text{ kg.cm.} \end{aligned}$$

- Tegangan¹¹³ bengkok pada lengan engkol

$$\sigma_b = \frac{Mb}{W}$$

dengan : $W = \text{modulus section}$

$$\begin{aligned} &= \frac{\pi}{32} \times d_{mj}^3 \\ &= \frac{\pi}{32} \times 4,5^3 \\ &= 8,946 \text{ cm}^3. \end{aligned}$$

sehingga :

¹¹¹ Ibid, hal. 301

¹¹² Ibid, hal. 301

¹¹³ Ibid, hal. 304

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{10178,319}{8,946} \\ &= 1137,751 \text{ kg/cm}^2.\end{aligned}$$

- Tegangan¹¹⁴ torsi yang terjadi pada lengan engkol

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{T_{\max}}{2 \times W} \\ &= \frac{13560,649}{2 \times 8,946} \\ &= 757,917 \text{ kg/cm}^2.\end{aligned}$$

- Tegangan¹¹⁵ kombinasi pada lengan engkol

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{com}} &= \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \times \tau^2} \\ &= \sqrt{1137,751^2 + 4 \times 757,917^2} \\ &= 1895,318 \text{ kg/cm}^2.\end{aligned}$$

- Tegangan pada pipi engkol

Pipi engkol mengalami beban lentur, puntir dan tekan

- Momen¹¹⁶ lentur akibat gaya radial

$$\begin{aligned}Mb &= \frac{F_r \times L_x}{4} \\ &= \frac{10531,587 \times 9,53}{4} \\ &= 13222,795 \text{ kg.cm.}\end{aligned}$$

¹¹⁴ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 301

¹¹⁵ Ibid, hal. 301

¹¹⁶ Ibid, hal. 301

- Torsi¹¹⁷ akibat gaya tangensial pada pipi engkol

$$\begin{aligned} T &= \frac{F_t \times L_x}{4} \\ &= \frac{3766,847 \times 9,53}{4} \\ &= 8038,005 \text{ kg.cm.} \end{aligned}$$

- Tegangan¹¹⁸ akibat Mb pada pipi engkol

$$\sigma_1 = \frac{Mb}{W_{\min}}$$

dengan :

$$\begin{aligned} W_{\min} &= \frac{b \times T_r^2}{6} \\ &= \frac{7 \times 1,68^2}{6} \\ &= 3,293 \text{ cm}^3. \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{13222,795}{3,293} \\ &= 4015,425 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

- Tegangan¹¹⁹ akibat T_{\max} pada pipi engkol

$$\sigma_2 = \frac{T_{\max}}{W_{\max}}$$

¹¹⁷ Ibid, hal. 301

¹¹⁸ Ibid, hal. 302

¹¹⁹ Ibid, hal. 302

dengan :

$$W_{\max} = \frac{1}{6} \times T_w \times b^2$$

$$= \frac{1}{6} \times 1,68 \times 7^2$$

$$= 13,720 \text{ cm}^3.$$

sehingga :

$$\sigma_2 = \frac{13560,649}{13,720}$$

$$= 988,385 \text{ kg/cm}^2.$$

- Gaya¹²⁰ tekan pipi engkol

$$F_c = \frac{F_r}{2}$$

$$= \frac{10531,587}{2}$$

$$= 5265,794 \text{ kg}.$$

- Tegangan¹²¹ komposisi akibat tekanan F_c

$$\sigma_c = \frac{F_c}{b \times T_w}$$

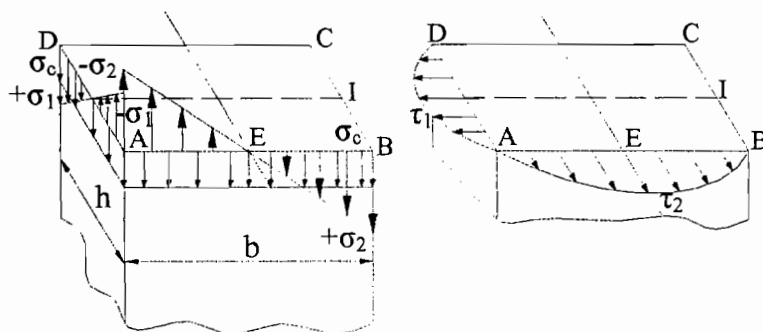
$$= \frac{5265,794}{7 \times 1,68}$$

$$= 447,772 \text{ kg/cm}^2.$$

¹²⁰ Ibid, hal. 302

¹²¹ Ibid, hal. 302

Penampang melintang pipi engkol diperhitungkan dengan menganggap bahwa penampang berupa segi empat seperti diperlihatkan pada Gambar 4.9.



Gambar 4.9. Diagram Tegangan penampang melintang pipi engkol.

- Tegangan¹²² yang terjadi pada pipi engkol

$$\text{Titik A} = -\sigma_1 - \sigma_2 + \sigma_c$$

$$= -4015,425 - 988,385 + 447,772$$

$$= -4556,038 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Titik B} = -\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_c$$

$$= -4015,425 + 988,385 + 447,772$$

$$= -2942,078 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Titik C} = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_c$$

$$= 4015,425 + 988,385 + 477,772$$

$$= 5088,772 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Titik D} = \sigma_1 - \sigma_2 + \sigma_c$$

$$= 4015,425 - 988,385 + 447,772$$

¹²² Ibid, hal. 302

$$= 3467,492 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Titik E} = -\sigma_1 + \sigma_c$$

$$= -4015,425 + 447,772$$

$$= -3752,718 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Titik I} = \sigma_2 + \sigma_c$$

$$= 988,385 + 447,772$$

$$= 1073,347 \text{ kg/cm}^2.$$

- Tegangan pada pena engkol

Momen¹²³ lentur akibat gaya radial pada pena engkol

$$\begin{aligned} Mb_1 &= \frac{F_r}{2} \times \frac{L_{pe}}{2} \\ &= \frac{10531,587}{2} \times \frac{2,53}{2} \\ &= 6661,229 \text{ kg.cm.} \end{aligned}$$

- Momen¹²⁴ lentur akibat gaya tangensial

$$\begin{aligned} Mb_2 &= \frac{F_t}{2} \times \frac{L_{pe}}{2} \\ &= \frac{3766,847}{2} \times \frac{2,53}{2} \\ &= 2347,548 \text{ kg.cm.} \end{aligned}$$

- Resultan¹²⁵ Momen lentur pada pena engkol

¹²³ Ibid, hal. 304

¹²⁴ Ibid, hal. 304



$$\begin{aligned} Mb_r &= \sqrt{Mb_1^2 + Mb_2^2} \\ &= \sqrt{6661,229^2 + 2347,548^2} \\ &= 7062,787 \text{ kg.cm.} \end{aligned}$$

- Tegangan¹²⁶ lentur pada pena engkol

$$\sigma_b = \frac{Mb_r}{W}$$

dengan :

$$\begin{aligned} W &= \frac{\pi}{32} \times d_{pe}^3 \\ &= \frac{\pi}{32} \times 4,2^3 \\ &= 7,274 \text{ cm}^3. \end{aligned}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{7062,787}{7,274} \\ &= 970,963 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

- Momen¹²⁷ puntir akibat gaya tangensial pada pena engkol

$$T = \frac{F_t}{2} \times r$$

dengan : r = jari-jari silinder

$$= \frac{D}{2} = \frac{7}{2}$$

¹²⁵ Ibid, hal. 304

¹²⁶ Ibid, hal. 304

¹²⁷ Ibid, hal. 304

$$= 3,5 \text{ cm.}$$

sehingga :

$$T = \frac{3766,847}{2} \times 3,5$$

$$= 6573,135 \text{ kg.cm.}$$

- Tegangan¹²⁸ torsi pada pena engkol

$$\tau_{sum} = \frac{T}{2 \times W}$$

$$= \frac{6573,135}{2 \times 7,274}$$

$$= 451,824 \text{ kg/cm}^2.$$

- Tegangan¹²⁹ kombinasi pada pena engkol

$$\tau_{com} = \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \times (\tau_{sum})^2}$$

$$= \sqrt{970,963^2 + 4 \times 451,824^2}$$

$$= 1096,629 \text{ kg/cm}^2.$$

Untuk mengatasi adanya konsentrasi tegangan akibat perubahan diameter pada poros engkol maka pada bagian poros engkol yang mengalami perubahan diameter dibuatkan filet dengan rumus dibawah ini:

$$r_{ip} = \frac{d_{mj}}{30}$$

¹²⁸ Ibid, hal. 304

¹²⁹ Ibid, hal. 304

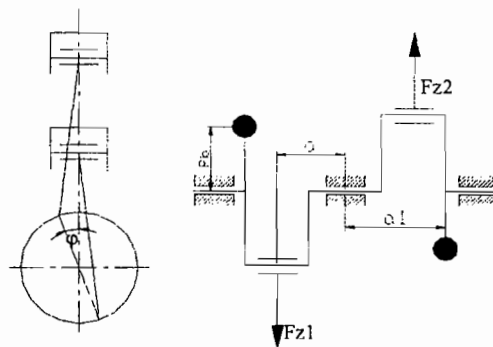
$$= \frac{45}{30} = 1,5 \text{ mm.}$$

4.3.3. Penyeimbang poros engkol

Setiap komponen mempunyai massa. Gaya inersia dari massa tersebut mempengaruhi besarnya momen putar reaksi. Apabila dua atau lebih silinder disusun dalam arah sumbu-z, maka momen putar pada sumbu-z akan menyebabkan landasan mesin tersebut bergetar sehingga mempercepat kerusakan mesin dan mengurangi kenyamanan. Untuk mengurangi atau memperkecil getaran tersebut maka diperlukan bobot penyeimbang yang dipasang pada poros engkol, sehingga:

- Getaran yang timbul pada mesin menjadi selaras.
- Mengurangi beban bantalan jurnal poros engkol.
- Membuat poros engkol menjadi seimbang baik statis maupun dinamis.

Pada Gambar 4.10. di bawah ini diperlihatkan gaya-gaya yang diimbangi.



Gambar 4.10. Penentuan tempat bobot penyeimbang.

- Berat¹³⁰ penyeimbang yang dibutuhkan adalah berat komponen yang berotasi dan setengah berat komponen yang bergerak translasi.

$$\begin{aligned} W_b &= W_{\text{errot}} + \frac{1}{2} W_{\text{errec}} \\ &= 4,450 + 0,5 \times 3,287 \\ &= 6,094 \text{ kg.} \end{aligned}$$

- Volume setengah lingkaran dikalikan dengan berat jenis bahannya maka dapat dicari jari-jari luar bobot penyeimbang

$$\begin{aligned} W_b &= \frac{1}{2} \times \pi \times r^2 \times T_w \times \gamma \\ r &= \sqrt{\frac{W_b \times 2}{\pi \times T_w \times \gamma}} \\ &= \sqrt{\frac{6,094 \times 2}{\pi \times 1,68 \times 7,8 \cdot 10^{-3}}} \\ &= 17,206 \text{ cm} = 6,774 \text{ in.} \end{aligned}$$

- Penambahan¹³¹ bobot imbang tersebut dengan syarat

$$R_b \times W_b \times a_1 = R \times W_{\text{tot}} \times a$$

maka jari-jari bobot imbang adalah

$$\begin{aligned} R_b &= \frac{W_{\text{tot}} \times R \times a}{W_b \times a_1} \\ &= \frac{7,737 \times 3,6 \times 4,28}{6,094 \times 4,855} \\ &= 4,029 \text{ cm.} \end{aligned}$$

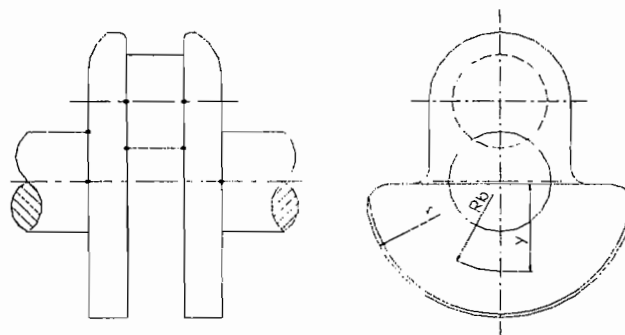
¹³⁰ Op, cit, Lichty, hal. 506

¹³¹ Wiranto A., "Motor diesel putaran tinggi", Cetakaan ke-8, PT Pradnya paramita, 1997, Jakarta, hal. 50

- Jarak¹³² titik berat setengah lingkaran pada sumbu jari-jari luar bobot penyeimbang

$$\begin{aligned} Y &= \frac{3}{4} \times (\frac{r}{\pi}) \\ &= \frac{3}{4} \times (6,774/\pi) \\ &= 1,617 \text{ in} = 4,108 \text{ cm.} \end{aligned}$$

Dimensi bobot penyeimbang yang dipasangkan pada poros engkol ditunjukkan pada Gambar 4.11. dibawah ini.



Gambar 4.11. Dimensi bobot penyeimbang.

4.3.4. Tutup penahan bantalan main journal poros engkol

Tutup penahan main journal ini harus dilengkapi dengan busing yang diikat dengan baut pada blok mesin (blok silinder). Oleh sebab itu bahan dari pada tutup penahan dan busingnya harus benar-benar kuat menahan gaya-gaya yang timbul antara lain: gaya akibat berat poros engkol, berat roda gila, berat piston dan batang penghubung, gaya akibat tekanan pembakaran dan gaya tangensial. Pada Gambar 4.12. diperlihatkan dimensi dari penahan bantalan main journal.

- Total Berat atau gaya yang di derita oleh penahan bantalan main journal sebesar

¹³² Op, cit, Beer Johnston, hal. 617

$$R_{bmj} = 12528,077 \text{ kg.}$$

- Modulus penampang bahan penampang X-X

$$\begin{aligned} W_{bmj} &= L_{bmj} \times (d_{ebmj} - d_{ibmj})^2 \\ &= 2,7 \times (9,0 - 4,92)^2 \\ &= 44,945 \text{ cm}^3. \end{aligned}$$

- Modulus¹³³ bending yang terjadi

$$\begin{aligned} \sigma_{bmj} &= \frac{Mb}{W_{bmj}} = \frac{R_{bmj}}{2 \times W_{bmj}} \times \left(\frac{l_{hc}}{2} - \frac{l_{bmj}}{4} \right) \\ &= \frac{12528,077}{2 \times 44,945} \times \left(\frac{3,375}{2} - \frac{2,7}{4} \right) \\ &= 141,113 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Dengan demikian bahan yang digunakan adalah baja konstruksi **SFNCM75S** dengan tegangan lengkung sebesar 200 kg/cm^2 .

4.3.4.1. Perencanaan baut penahan bantalan main journal

- Gaya¹³⁴ yang diderita baut pengikat

$$\begin{aligned} F_{pt} &= (1,25 - 1,50) \times R_{bmj} \\ &= 1,4 \times 12528,077 \\ &= 17539,308 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Bahan¹³⁵ untuk baut dipilih bahan dengan kekuatan tarik $\sigma_{tk} 80 \text{ kg/mm}^2$ dengan lambang **JIS B 1051**.

¹³³ Op, cit, Petrovsky N., hal. 404

¹³⁴ Ibid, hal. 405

- Diameter¹³⁶ baut pengikat bantalan main journal

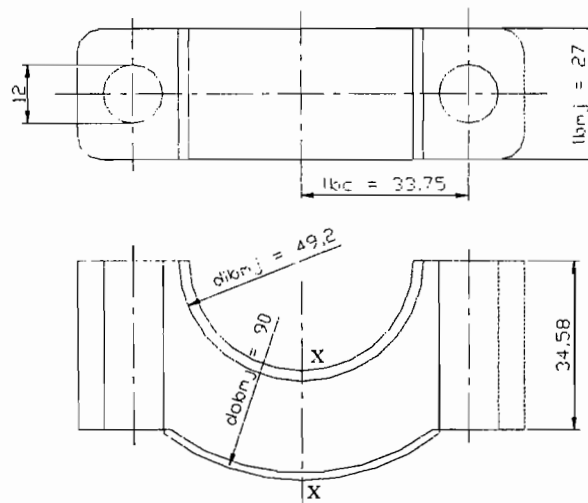
$$d_{bmj} = \sqrt{\frac{F_{pt} \times 4}{2 \times \sigma_{ik} \times \pi}}$$

$$= \sqrt{\frac{17539,308 \times 4}{2 \times 80 \times \pi}}$$

$$= 11,814 \text{ mm.}$$

Maka baut yang digunakan adalah M 12.

- diameter luar = 12 mm.
- diameter efektif = 10,863 mm.
- diameter dalam = 10,106 mm.
- jarak bagi = 1,75 mm.
- tinggi kaitan = 0,947 mm.



Gambar 4.12. Dimensi penahan bantalan main journal.

¹³⁵ Op, cit, Sularso, hal. 293

¹³⁶ Op, cit, Petrovsky N., hal. 405

4.3.5. Pemeriksaan diameter poros engkol terhadap momen lengkung dan momen puntir

$$ds \geq \left[\frac{5,1}{Sd} \times \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]^{1/3}$$

dengan: Sd = tegangan bahan poros yang diijinkan 5300 kg/cm^2 .

angka keamanan diambil 1,5. maka $Sd = 3533,333 \text{ kg/cm}^2$.

K_m = faktor koreksi karena tumbukan = 2.

K_t = faktor koreksi karena puntiran = 1,5.

M = momen lengkung maksimum = $10178,319 \text{ kg.cm}$.

T = momen puntir maksimum = $13560,649 \text{ kg.cm}$.

Sehingga diperoleh:

$$ds \geq \left[\frac{5,1}{3533,333} \times \sqrt{(2 \times 10178,319)^2 + (1,5 \times 13561,649)^2} \right]^{1/3}$$

$ds \geq 34,63 \text{ mm}$, diameter poros memenuhi syarat.

4.3.6. Pemeriksaan poros engkol terhadap puntiran

Besarnya deformasi akibat puntiran pada poros dibatasi dengan besarnya defleksi puntiran sebesar $0,25^\circ$ sampai $0,3^\circ$ per meter panjang poros.

$$\theta = 584 \times \frac{T \times L}{G \times ds^4}$$

dengan : T = momen puntir $13561,649 \text{ kg.cm}$.

L = panjang poros $381,2 \text{ mm}$.

$$G = \text{modulus geser bahan} = 8300 \text{ kg/mm}^2.$$

Sehingga diperoleh:

$$\theta = 584 \times \frac{135616,49 \times 381,2}{8300 \times 45^4} = 0,26^\circ.$$

4.3.7. Pemeriksaan poros engkol terhadap lenturan

Poros yang ditumpu oleh bantalan yang mapan sendiri, maka lenturannya dapat dihitung dengan persamaan:

$$Y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{F \times l_1^2 \times l_2^2}{ds^4 \times l}$$

dengan : F = beban yang diterima poros 10531,587 kg

l_1 = jarak dari bantalan pertama ke titik pembebanan 47,65 mm

l_2 = jarak dari bantalan kedua ke titik pembebanan 47,65 mm

l = jarak antara bantalan utama = 95,3 mm

Lenturan pada poros engkol ini diijinkan pada harga maksimum sebesar 0,35 mm per meter panjang poros engkol.

Sehingga diperoleh:

$$Y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{10531,587 \times 47,65^2 \times 47,65^2}{45^4 \times 95,3} = 0,045 \text{ mm.}$$

Maka poros aman terhadap beban lentur.

dengan : F = beban yang diterima poros 10531,587 kg.

l_1 = jarak dari bantalan pertama ke titik pembebanan 47,65 mm.

l_2 = jarak dari bantalan kedua ke titik pembebanan 47,65 mm.

l = panjang poros 381,2 mm.

4.3.8. Pemeriksaan poros terhadap putaran kritis

Putaran kritis poros perlu diketahui pada daerah yang berbahaya atau tidak. Besarnya putaran yang terjadi tidak boleh lebih dari 80% putaran kritis. Putaran kritis dapat dihitung dengan persamaan:

$$N_1 = 52700 \times \frac{d_s^2 \times l}{l_1 \times l_2} \times \sqrt{\frac{l}{F \times l_1 \times l_2}}$$

dengan : F = beban yang diterima poros 10531,587 kg

l_1 = jarak dari bantalan pertama ke titik pembebanan 47,65 mm

l_2 = jarak dari bantalan kedua ke titik pembebanan 47,65 mm

l = panjang poros 381,2 mm

Karena terdapat empat beban yang dibebankan pada poros maka dapat dihitung:

$$\begin{aligned} N_1 &= l_1 \times l_2 \times \sqrt{F \times l_1 \times l_2} \times 4 = 47,65 \times 47,65 \times \sqrt{10531,587 \times 47,65 \times 47,65} \times 4 \\ &= 44411517,84 \end{aligned}$$

Sehingga diperoleh:

$$\begin{aligned} N_1 &= 52700 \times \frac{45^2 \times 381,2}{44411517,84} \times \sqrt{381,2} \\ &= 17884,194 \text{ rpm. "aman"}. \end{aligned}$$

4.3.9. Pemilihan bahan poros engkol

Bahan¹³⁷ poros engkol direncanakan terbuat dari baja tempa nikel molibden, **SFNCM 7SS-JIS S 3222** dengan sifat mekanis :

- Tegangan tarik = 9000 kg/cm².
- Tegangan lentur = 5300 kg/cm².
- Kekerasan = 217 (HB).

Tegangan yang terjadi pada poros engkol harus lebih kecil dari pada tegangan bahan yang diijinkan $\sigma_{com} < \sigma_{bahan}$.

Poros engkol biasanya dibuat dengan cara ditempa atau dituang dan akhirnya dikerjakan lebih lanjut untuk mendapatkan hasil berupa poros engkol yang benar-benar sesuai dengan yang diinginkan.

4.4. Perencanaan roda gila

4.4.1. Pengertian Roda Gila

Pemindahan tenaga putar dari poros engkol selain digunakan untuk tenaga putar juga diteruskan ke *fly wheel* (Roda Gila). Manfaat dari roda gila yang berputar oleh penerusan gaya dari poros engkol adalah untuk menstabilkan putaran poros engkol itu sendiri. Karena berat dari *fly wheel* dengan gaya inersianya mampu untuk memberikan putaran balik terhadap gerakan piston.

Besarnya energi yang tersimpan pada roda gila tergantung pada momen inersia roda, sehingga untuk mesin berkecepatan tinggi memerlukan roda gila yang lebih kecil jika dibandingkan dengan mesin kecepatan rendah.

¹³⁷ Ibid, hal. 338

4.4.2. Ukuran Roda Gila

- Diameter¹³⁸ roda gila

$$V_{rd} = \pi \times D_{rg} \times n$$

dengan : V_{rd} = putaran¹³⁹ roda gila untuk bahan **AISI 1020** mencapai 5000 m/dt.

n = putaran mesin yang direncanakan = 6000 rpm.

sehingga :

$$\begin{aligned} D_{rg} &= \frac{V_{rd}}{\pi \times n} \\ &= \frac{5000}{\pi \times 6000} \\ &= 0,265 \text{ m} = 26,5 \text{ cm.} \end{aligned}$$

- Energi¹⁴⁰ mekanik yang disimpan dalam roda gila

Banyaknya energi kinetik yang disimpan roda gila tergantung pada momen inersia roda dan kecepatan mesin.

$$E_{kin} = 33000 \times N_i \times \frac{D_e}{n}$$

dengan : D_e = angka keamanan putaran roda gila (1,4-1,5).

N_i = indicated horse power = 84,822 Hp.

sehingga :

$$E_{kin} = 33000 \times 84,822 \times \frac{1,5}{6000}$$

¹³⁸ Op, cit, Maleev, V.L. hal. 555

¹³⁹ Ibid, hal. 79

¹⁴⁰ Ibid, hal. 553

$$= 699,782 \text{ lb.ft.}$$

$$= 9681,337 \text{ kg.cm.}$$

- Berat roda gila

Berat¹⁴¹ roda gila direncanakan agar roda gila mampu berfungsi secara maksimum tanpa menjadi kendala kerja mesin.

$$w_{rg} = \frac{E_{kin} \times g}{v^2 \times s}$$

dengan: $s = \text{koefisien}^{142} \text{ kerugian putaran} = 1/m.$

$m = \text{koefisien kemantapan} = 50.$

$$W_{rg} = \frac{9681,337 \times 9,81}{\left[\frac{5000}{60} \right]^2 \times \frac{1}{50}}$$

$$= 6,838 \text{ kg.}$$

- Gaya sentrifugal yang dihasilkan pelek

Gaya¹⁴³ sentrifugal pada roda gila merupakan gaya yang dihasilkan oleh pelek

$$\begin{aligned} F_{st} &= 0,00000452 \times w_{rg} \times n^2 \\ &= 0,00000452 \times 6,838 \times 6000^2 \\ &= 1112,679 \text{ kg.} \end{aligned}$$

- Baut pada roda gila

Baut direncanakan berjumlah 4 buah sehingga gaya potong yang bekerja pada masing-masing baut sebesar $1112,679:4 = 278,170 \text{ kg.}$

¹⁴¹ Ibid, hal. 553

¹⁴² Ibid, hal. 554

¹⁴³ Ibid, hal. 557

- Diameter baut

Ukuran¹⁴⁴ diameter baut dipengaruhi oleh jenis bahan. Bahan¹⁴⁵ baut yang digunakan adalah besi cor **FC20** dengan kekuatan tarik minimum $\sigma_b = 22 \text{ kg/mm}$.

$$\begin{aligned} d &= \sqrt{\frac{4 \times w_{rg}}{\pi \times \sigma_b \times 0,64}} \\ &= \sqrt{\frac{2 \times w_{rg}}{\sigma_b}} \\ &= \sqrt{\frac{2 \times 1112,679}{22}} \\ &= 10,057 \text{ mm.} \end{aligned}$$

sehingga baut pada roda gila ini direncanakan berukuran M12.

4.4.3. Perencanaan roda gigi penghubung

Roda gila selain sebagai penyimpan energi kinetik juga digunakan sebagai penghubung starat mesin. Hal ini dimaksudkan untuk menghindari kesulitan pada saat menstart mesin karena motor tidak dapat berputar karena beban mesin yang akan diputar terlalu berat. Oleh karena itu dalam perencanaan roda gigi penghubung perbandingan putaran pada pinion dengan roda gila disesuaikan antara beban putaran mesin sebelum bekerja dengan daya motor listrik yang akan dipasang.

¹⁴⁴ Op, cit, Sularso. hal. 296

¹⁴⁵ Ibid, hal. 290

Selain itu juga diperlukan alat tambahan pada motor starter yaitu alat pelepas pinion roda gigi yang bekerja secara magnetis untuk menghubungkan roda gigi saat bekerja dan melepas hubungan tersebut pada saat mesin telah bekerja.

- Dimensi gigi pada roda gila

$$D_{rg} = \text{diameter roda gila } 26,5 \text{ cm.}$$

$$D_o = \text{direncanakan diameter jarak bagi } 266 \text{ mm.}$$

$$m = \text{Modul gigi yang direncanakan } 2.$$

- Jumlah¹⁴⁶ gigi pada roda gila

$$\begin{aligned} z &= \frac{D_o}{m} \\ &= \frac{266}{2} \\ &= 133 \text{ buah.} \end{aligned}$$

- Diameter¹⁴⁷ kepala roda gigi

$$\begin{aligned} d_p &= D_o + 2 \times m \\ &= 266 + 2 \times 2 \\ &= 270 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Diameter¹⁴⁸ kaki (kedalam alur roda gigi)

$$\begin{aligned} d_k &= d_o - 2 \times m \\ &= 266 - 2 \times 2 \end{aligned}$$

¹⁴⁶ Ibid, hal. 216

¹⁴⁷ Ibid, hal. 219

¹⁴⁸ Ibid, hal. 219

$$= 262 \text{ mm.}$$

- Jarak¹⁴⁹ antara gigi

$$\begin{aligned} t &= \pi \times m \\ &= \pi \times 2 \\ &= 6,283 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Tebal¹⁵⁰ gigi

$$\begin{aligned} b &= 9 \times m \\ &= 9 \times 2 \\ &= 18 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Kelonggaran puncak gigi

$$\begin{aligned} k_{pg} &= 0,25 \times 2 \\ &= 0,5 \text{ mm.} \end{aligned}$$

4.5. Perencanaan katup dan mekanisme penggerak katup

Istilah penggerak katup digunakan untuk menunjukkan kombinasi dari seluruh bagian yang mengendalikan pemasukkan campuran bahan bakar dengan udara dan pengeluaran gas buang dalam mesin 4 langkah. Sistem penggerak katup direncanakan terletak diatas blok silinder dimana katup hisap dan katup buang berdampingan sejajar diatas blok silinder dengan busi ditengahnya. Membuka dan menutupnya katup diatur oleh roda pada poros cam (*cam shaft*) yang dihubungkan dengan poros

¹⁴⁹ Ibid, hal. 219

¹⁵⁰ Ibid, hal. 219

engkol melalui transmisi sabuk gilir, dengan perbandingan putaran $i = 1:2$, maksudnya dalam satu kali putaran poros cam diperlukan dua kali putaran poros engkol.

4.5.1. Perhitungan katup

4.5.1.1 Perhitungan katup hisap

- Luas¹⁵¹ permukaan katup maksimum

$$a_{\max} = cm \times \frac{A}{W_m}$$

dengan :

A = luas penampang piston = $38,485 \text{ cm}^2$.

W_m = kecepatan¹⁵² rata-rata udara yang masuk melalui katup untuk engine high speed = 80-90 m/dt diambil 80 m/dt.

cm = kecepatan rata-rata piston = 14,3 m/dt.

sehingga :

$$\begin{aligned} a_{\max} &= 14,4 \times \frac{38,8485 \times 10^{-4}}{80} \\ &= 6,9272 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \\ &= 692,721 \text{ mm}^2. \end{aligned}$$

- Diameter¹⁵³ lubang masuk

¹⁵¹ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 414

¹⁵² Ibid, hal. 414

¹⁵³ Ibid, hal. 414

$$d_{in} = \sqrt{\frac{4 \times a_{max}}{\pi}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \times 6925,721}{\pi}}$$

$$= 29,698 \text{ mm.}$$

- Lebar¹⁵⁴ dudukan katup

$$b_k = (0,1-0,12) \times d_{in}$$

$$= 0,12 \times 29,698$$

$$= 3,564 \text{ mm.}$$

- Diameter¹⁵⁵ maksimum kepala katup

$$d_2 = (1,06-1,16) \times d_{in}$$

$$= 1,16 \times 29,698$$

$$= 34,450 \text{ mm.}$$

- Diameter¹⁵⁶ minimum kepala katup

$$d_1 = (0,95-1,00) \times d_{in}$$

$$= 0,95 \times 29,698$$

$$= 28,213 \text{ mm.}$$

- Diameter¹⁵⁷ tangkai katup (d_s)

$$d_s = (0,18-0,22) \times d_{in}$$

$$= 0,20 \times 29,698$$

¹⁵⁴ Op, cit, Khovakh, M. hal. 523

¹⁵⁵ Ibid, hal. 523

¹⁵⁶ Ibid, hal. 523

¹⁵⁷ Ibid, hal. 523

$$= 5,940 \text{ mm.}$$

- Diameter¹⁵⁸ luar dudukan katup (d_b)

$$d_b = (1,2-1,26) \times d_{in}$$

$$= 1,22 \times 29,698$$

$$= 36,232 \text{ mm.}$$

- Tinggi¹⁵⁹ angkat maksimum (h_{max})

$$h_{max} = \frac{d_{in}}{4 \times \cos \alpha}$$

dengan :

α = sudut kemiringan antara katup hisap dan katup buang direncanakan = 30° supaya mendapatkan pemasukan udara luar yang banyak untuk proses pembakaran.

sehingga :

$$h_{max} = \frac{29,698}{4 \times \cos 30^\circ}$$

$$= 10,5 \text{ mm.}$$

- Tebal¹⁶⁰ piringan katup (δ)

$$\delta = 0,5 \times d_{in} \times \sqrt{\frac{P_z}{\sigma_b}}$$

dengan : P_z = tekanan gas maksimum = $87,888 \text{ kg/cm}^2$.

σ_b = Tegangan¹⁶¹ lentur bahan, untuk baja karbon **S25C** = 2100 kg/cm^2 .

¹⁵⁸ Ibid, hal. 523

¹⁵⁹ Op, cit, Petrovsky, hal. 414

¹⁶⁰ Ibid, hal. 414

sehingga :

$$\begin{aligned}\delta &= 0,5 \times 2,9698 \times \sqrt{\frac{87,888}{2100}} \\ &= 3,04 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Tinggi¹⁶² bahu kepala katup

$$\begin{aligned}h_1 &= (0,025-0,045) \times d_{in} \\ &= 0,045 \times 29,698 \\ &= 1,336 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Tinggi total¹⁶³ atau tebal kepala katup

$$\begin{aligned}h_2 &= (0,10-0,13) \times d_{in} \\ &= 0,13 \times 29,698 \\ &= 3,861 \text{ mm.}\end{aligned}$$

4.5.1.2. Perhitungan katup buang

Luas¹⁶⁴ permukaan katup maksimum (a_{max})

$$a_{max} = cm \times \frac{A}{Wm}$$

dengan :

$$\begin{aligned}W_m &= \text{kecepatan}^{165} \text{ rata-rata udara yang keluar melalui katup untuk high speed} \\ &= 90-100 \text{ m/dt diambil } 90 \text{ m/dt.}\end{aligned}$$

¹⁶¹ Op, cit, Sularso, hal. 414

¹⁶² Ibid, hal. 523

¹⁶³ Ibid, hal. 523

¹⁶⁴ Op, cit, Pertovsky, N. hal. 414

¹⁶⁵ Ibid, hal. 414

$$a_{\max} = 14,4 \times \frac{3,8485 \times 10^{-3}}{90}$$

$$= 615,760 \text{ mm}^2.$$

- Diameter¹⁶⁶ lubang buang (d_{exs})

$$d_{\text{exs}} = \sqrt{\frac{4 \times a_{\max}}{\pi}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \times 615,760}{\pi}}$$

$$= 28 \text{ mm}.$$

- Lebar¹⁶⁷ dudukan katup

$$b_{\text{ke}} = (0,1-0,12) \times d_{\text{exs}}$$

$$= 0,12 \times 28$$

$$= 3,360 \text{ mm}.$$

- Diameter¹⁶⁸ luar kepala katup

$$d_{2e} = (1,06-1,16) \times d_{\text{exs}}$$

$$= 1,16 \times 28$$

$$= 32,480 \text{ mm}.$$

- Diameter¹⁶⁹ minimum kepala katup

$$d_{1e} = (0,95-1,00) \times d_{\text{exs}}$$

$$= 0,95 \times 28$$

¹⁶⁶ Ibid, hal. 414

¹⁶⁷ Op, cit, Khovakh, M. hal. 523

¹⁶⁸ Ibid, hal. 523

¹⁶⁹ Ibid, hal. 523

$$= 26,600 \text{ mm.}$$

- Diameter¹⁷⁰ luar dudukan katup

$$\begin{aligned} d_{be} &= (1,2-1,26) \times d_{exs} \\ &= 1,22 \times 28 \\ &= 34,160 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Diameter¹⁷¹ tangkai katup

$$\begin{aligned} d_{se} &= (0,18-0,22) \times d_{exs} \\ &= 0,2 \times 28 \\ &= 5,600 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Tinggi¹⁷² angkat maksimum

$$h_{\max} = \frac{d_{exs}}{4 \times \cos \alpha}$$

dengan :

α = sudut kemiringan antara katup direncanakan = 30° supaya kuat dalam menahan tekanan dan suhu panas dari gas pembuangan.

$$\begin{aligned} h_{\max} &= \frac{28}{4 \times \cos 30^\circ} \\ &= 9,899 \text{ mm diambil } 10 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Tebal¹⁷³ piringan katup

$$\delta = 0,5 \times d_{exs} \times \sqrt{\frac{P_z}{\sigma_b}}$$

¹⁷⁰ Ibid, hal. 523

¹⁷¹ Ibid, hal. 523

¹⁷² Ibid, hal. 523

¹⁷³ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 414

dengan : $P_z = \text{tekanan gas maksimum} = 87,888 \text{ kg/cm}^2$.

$\sigma_b = \text{Tegangan}^{174} \text{ lentur bahan untuk baja karbon S25C} = 2100 \text{ kg/cm}^2$.

$$\delta = 0,5 \times 2,8 \times \sqrt{\frac{87,888}{2100}}$$

$$= 2,864 \text{ mm.}$$

- Tinggi¹⁷⁵ dudukan katup

$$h_s = (0,18-0,25) \times d_{\text{exs}}$$

$$= 0,25 \times 28$$

$$= 7 \text{ mm.}$$

- Tinggi¹⁷⁶ bahu kepala katup

$$h_{1e} = (0,025-0,045) \times d_{\text{exs}}$$

$$= 0,045 \times 28$$

$$= 1,260 \text{ mm.}$$

- Tinggi total¹⁷⁷ atau tebal kepala katup

$$h_2 = (0,10-0,13) \times d_{\text{exs}}$$

$$= 0,13 \times 28$$

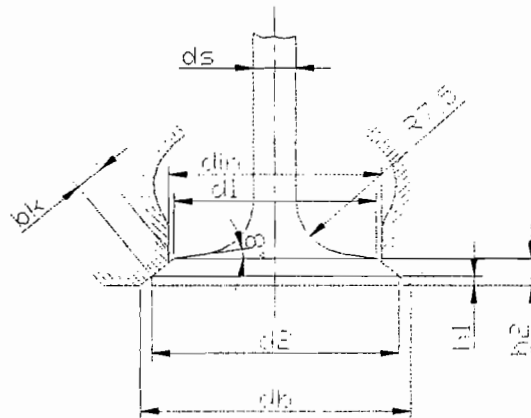
$$= 3,640 \text{ mm.}$$

¹⁷⁴ Op, cit, Sularso, hal. 338

¹⁷⁵ Op, cit, Khovakh, M. hal. 540

¹⁷⁶ Ibid, hal. 523

¹⁷⁷ Ibid, hal. 523



Gambar 4.13. Dimensi katup.

Gambar 4.13. Menunjukkan kontak antara muka sebuah katup dengan dudukannya.

Biasanya besar sudut dudukan katup adalah antara 30 – 45 derajat.

4.5.2. Pegas Katup

Pegas katup berfungsi untuk memberikan gaya yang cukup selama proses pengangkatan katup dan pengembalian kedudukan katup agar menutup kembali.

- Diameter¹⁷⁸ pegas

$$\begin{aligned} D_p &= (0,6-0,7) \times d_1 \\ &= 0,7 \times 32,965 \\ &= 23,076\text{mm.} \end{aligned}$$

- Diameter¹⁷⁹ kawat pegas (d_w)

$$c = \frac{ds}{d_w}$$

¹⁷⁸ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 421

¹⁷⁹ Ibid, hal. 421

dengan : $c =$ koefisien¹⁸⁰ perbandingan diameter pegas dengan kawat (8-10)

diambil $c = 8,5$.

$$d_w = \frac{D_p}{c}$$

$$= \frac{23,076}{8,5}$$

$$= 2,715 \text{ mm.}$$

Dalam keadaan katup tidak bekerja (tertutup rapat) maka pegas harus diberi beban awal untuk menjaga agar tidak terjadi kebocoran.

- Beban¹⁸¹ awal

$$F_{\min} = (0,5 - 0,8) \times \frac{\pi}{4} \times d_2^2 \text{ kg}$$

dengan : $d_2 =$ diameter luar katup masuk = 34,450 mm.

$d_{2e} =$ diameter luar katup buang = 32,480 mm.

sehingga :

beban awal untuk pegas katup masuk

$$F_{\min} = 0,5 \times \frac{\pi}{4} \times 3,4480^2$$

$$= 4,267 \text{ kg.}$$

beban awal untuk pegas katup buang

$$F_{\min} = 0,5 \times \frac{\pi}{4} \times 3,2480^2$$

¹⁸⁰ Ibid, hal. 423

¹⁸¹ Ibid, hal. 421



$$= 3,793 \text{ kg.}$$

- Lendutan¹⁸² mula-mula pada pegas (f_{\min})

$$f_{\min} = \frac{\pi \times D_s^2 \times i}{d_w \times G} \times \tau_{\min}$$

dengan :

$$\tau_{\min} = \frac{8 \times F_{\min} \times D_s \times k}{\pi \times d_w^4}$$

d_w = diameter kawat = 2,715 mm.

G = modulus geser bahan = 8.10^5 kg/cm^2 .

i = jumlah lilitan 8 buah (pengambilan).

k = konstanta¹⁸³ pegas

$$= \frac{4 \times c - 1}{4 \times c - 4} + \frac{0,615}{c}$$

$$= \frac{4 \times 8,5 - 1}{4 \times 8,5 - 4} + \frac{0,615}{8,5}$$

$$= 1,172 \text{ kg/cm}^2.$$

sehingga :

lendutan pegas mula-mula untuk katup masuk

$$f_{\min} = \frac{8 \times 8 \times 2,3076^3 \times 4,267 \times 1,172}{0,27154^5 \times 8.10^5} \text{ cm}$$

$$= 0,905 \text{ cm.}$$

Dengan rumus yang sama maka untuk katup buang

$$f_{\min} = 0,804 \text{ cm.}$$

¹⁸² Ibid, hal. 421

¹⁸³ Ibid, hal. 421

- Lendutan¹⁸⁴ maksimum dari pegas (f_{\max})

$$f_{\max} = f_{\min} + h_{\max}$$

sehingga untuk katup masuk

$$\begin{aligned} f_{\max} &= 0,905 + 1,05 \\ &= 1,955 \text{ cm.} \end{aligned}$$

untuk katup buang

$$\begin{aligned} f_{\max} &= 0,804 + 1,0 \\ &= 1,804 \text{ cm.} \end{aligned}$$

- Tegangan¹⁸⁵ pegas pada lendutan maksimum

$$\tau_{\max} = \frac{d_w \times G \times f_{\max}}{\pi \times D_s^2 \times i}$$

untuk katup masuk :

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{0,2715 \times 8.10^5 \times 1,955}{\pi \times 2,3076^2 \times 8} \\ &= 3172,822 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

untuk katup buang

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{0,2715 \times 8.10^5 \times 1,804}{\pi \times 2,3076^2 \times 8} \\ &= 2927,760 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

- Tegangan¹⁸⁶ puntir yang diijinkan untuk bahan

¹⁸⁴ Ibid, hal. 421

¹⁸⁵ Ibid, hal. 421

¹⁸⁶ Ibid, hal. 421

$$\tau = 3500 \text{ kg/cm}^2.$$

Jadi pegas aman terhadap tegangan puntir yang terjadi

- Panjang¹⁸⁷ pegas dalam keadaan bebas

$$H_o = (d_w + \Delta) \times i + f_{\max} + i' \times d_w$$

dengan : Δ = jarak¹⁸⁸ minimum antara dua lilitan pegas (0,2-0,55) mm diambil 0,47.

i' = jumlah lilitan yang tidak bekerja 2 lilitan.

sehingga :

untuk katup hisap

$$\begin{aligned} H_o &= (0,2715 + 0,047) \times 8 + 1,955 + 2 \times 0,2715 \\ &= 5,046 \text{ cm.} \end{aligned}$$

untuk katup buang

$$\begin{aligned} H_o &= (0,2715 + 0,047) \times 8 + 1,804 + 2 \times 0,2715 \\ &= 4,895 \text{ cm.} \end{aligned}$$

- Panjang pegas dalam keadaan terpasang (H_1)

untuk katup masuk

$$\begin{aligned} H_1 &= H_o - f_{\min} \\ &= 5,046 - 0,905 \\ &= 4,141 \text{ cm.} \end{aligned}$$

untuk katup buang

$$H_1 = 4,895 - 0,804$$

¹⁸⁷ Ibid, hal. 421

¹⁸⁸ Ibid, hal. 421

$$= 4,091 \text{ cm.}$$

- Diameter luar pegas

$$\begin{aligned} D_{\text{exs}} &= D_s + d_w \\ &= 2,3076 + 0,2715 \\ &= 2,5791 \text{ cm.} \end{aligned}$$

- Berat pegas

$$W_s = \pi \times D_s \times i \times \frac{\pi}{4} \times d_w^2 \times \gamma$$

dengan : γ = berat jenis baja 7,85 gr/cm³

sehingga :

$$\begin{aligned} W_s &= \pi \times 2,3076 \times 8 \times \frac{\pi}{4} \times 0,2715^2 \times 7,85 \\ &= 26,357 \text{ gr} \\ &= 0,026357 \text{ kg.} \end{aligned}$$

- Frekwensi¹⁸⁹ pribadi dari pegas (f_n)

$$f_n = 940 \times \sqrt{\frac{F_o}{W_s}}$$

dengan : F_o = kekuatan¹⁹⁰ pegas

$$= \frac{d_w^4 \times G \times f_o}{8 \times d_s^3 \times i}$$

f_o = kompresi pegas = 1 cm.

¹⁸⁹ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 423

¹⁹⁰ Ibid, hal. 423

$G = \text{Modulus geser untuk baja } 8 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$

$$F_o = \frac{0,2715^4 \times 8 \cdot 10^5 \times 1}{8 \times 2,3076^3 \times 8}$$

$$= 5,527 \text{ kg.}$$

sehingga besarnya frekuensi pribadi (f_n)

$$f_n = 940 \times \sqrt{\frac{5,527}{0,026357}}$$

$$= 13615,027 \text{ vib/min.}$$

- Besarnya gaya¹⁹¹ pegas supaya katup tetap menutup

$$F = \frac{\pi \times d_{sp}^3 \times \sigma_{sh}}{8 \times d_p \times k}$$

dengan : $d_w = \text{diameter kawat} = 2,715 \text{ mm.}$

$d_s = \text{diameter gulungan pegas } 23,076 \text{ mm.}$

$\sigma_{sh} = \text{Tegangan geser untuk bahan baja pegas } \mathbf{SWRH 82B} \text{ } 3500 \text{ kg/cm}^2.$

$c = \text{perbandingan diameter } D/d = 8,5.$

$k = \text{konstanta pegas} = 1,172 \text{ kg/cm}^2.$

- Untuk tegangan¹⁹² maksimumnya

$$F_{\max} = \frac{\pi \times 0,2715^3 \times 3500}{8 \times 2,3076 \times 1,172}$$

$$= 10,171 \text{ kg.}$$

- Untuk tegangan minimumnya

¹⁹¹ Op, cit, Maleev, V.L. hal. 335

¹⁹² Dobrovolsky, V. "Machine Elements", Edisi ke-1, Publisher, Moscow, 1924, hal. 574

$$F_{\min} = \frac{\pi \times 0,2715^3 \times 2500}{8 \times 2,3076 \times 1,172}$$

$$= 7,262 \text{ kg.}$$

- Deformasi¹⁹³ pada pegas

Deformasi pada pegas disebabkan oleh gaya F dan momen puntir

$$\tau = \frac{4 \times F_{\max}}{\pi \times d_{sp}^2} \times (1 + 2 + c^2) \times \frac{L \times \cos^2 \gamma}{G}$$

dengan : G = modulus elastis untuk bahan pegas adalah $= 8.10^5 \text{ kg/cm}^2$.

γ = sudut kemiringan alur pegas 6° - 12° diambil 10° .

i = jumlah gulungan kawat 8 lilitan.

L_{pg} = panjang kawat pegas.

$$= \pi \times d_w \times i$$

$$= \pi \times 2,3076 \times 8$$

$$= 57,996 \text{ cm.}$$

sehingga :

$$\tau = \frac{4 \times 10,171}{\pi \times 0,2715^2} \times (1 + 2 + 8,5^2) \times \frac{57,996 \times \cos^2 10}{8.10^5}$$

$$= 0,93 \text{ cm.}$$

- Panjang¹⁹⁴ pegas saat beban penuh

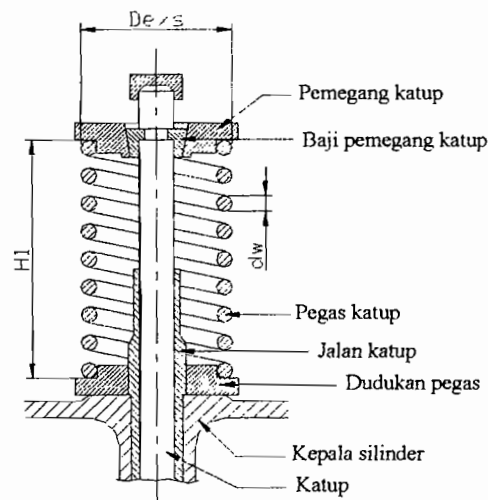
$$H_d = (i_p - 0,5) \times d_{sp}$$

$$= (10 - 0,5) \times 0,2715$$

¹⁹³ Ibid, hal. 574

¹⁹⁴ Ibid, hal. 575

= 2,036 cm.

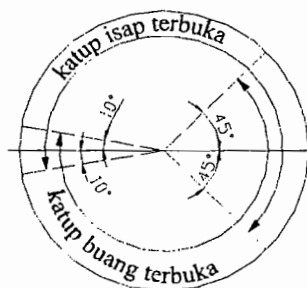


Gambar 4.14. Dudukan pegas pada kepala silinder.

Gambar 4.14. Menunjukkan sebuah pegas dalam keadaan terpasang di atas kepala silinder. Katup dapat dilepaskan dari ikatannya dengan jalan menekan pemegang pegas ke bawah sehingga katup pegas akan tertekan, kemudian melepaskan baji pemegang katup dengan obeng.

4.5.3. Sudut pembukaan dan penutupan katup

Adalah sudut membuka dan menutup katup secara tepat terhadap kedudukan poros engkol. Adapun cara pengaturannya ditunjukkan pada gambar 4.15.



Gambar 4.15. Valve timing diagram.

4.5.4. Cam shaft dan cam

Cam adalah proyeksi eksentris pada penampang berputar yang digunakan untuk membuka dan menutup katup. Baik itu melalui batang penekan ataupun langsung menekan katup. Direncanakan terdapat dua buah cam untuk melayani dua buah katup hisap dan dua buah katup buang, dengan besarnya putaran poros cam setengah dari putaran poros engkol.

$$\begin{aligned} n_{\text{cam}} &= \frac{1}{2} \times n_{\text{cs}} \\ &= \frac{1}{2} \times 6000 \\ &= 3000 \text{ rpm.} \end{aligned}$$

4.5.4.1. Cam hisap

- Tinggi¹⁹⁵ angkat maksimum sama dengan tinggi maksimum dari tapet

$$h_{\text{max}} = 10,5 \text{ mm.}$$

Lama pembukaan katup derajat cam berdasarkan valve timing diagram

$$\begin{aligned} 2\theta_o &= \frac{1}{2} \times (10^\circ + 180^\circ + 45^\circ) \\ &= 117,5^\circ. \end{aligned}$$

$$\theta_o = 58,75^\circ.$$

- Diameter cam shaft

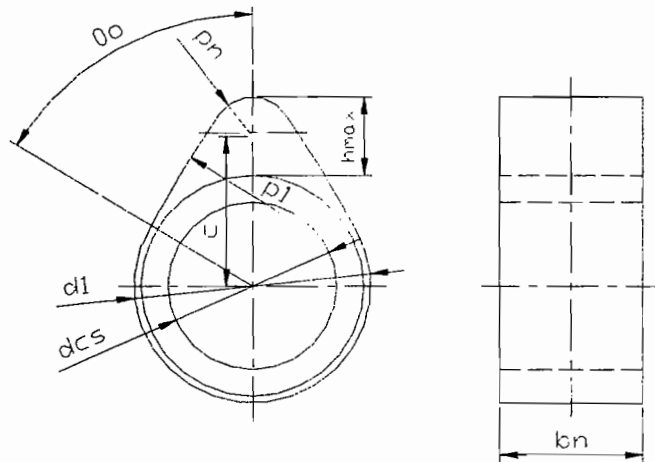
$$d_{\text{cs}} = (0,28-0,35) \times D$$

dengan : D = diameter piston = 70 mm.

¹⁹⁵ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 415

sehingga :

$$\begin{aligned} d_{cs} &= 0,35 \times 70 \\ &= 24,5 \text{ mm.} \end{aligned}$$



Gambar 4.16. Dimensi cam.

Gambar 4.16. Menunjukkan sebuah cam. Pada lingkaran dasar terdapat celah bebas atau kelonggaran antara cam dan katup. Dalam keadaan tersebut kerapatan antara muka katup dan kedudukan katup dijamin oleh kekuatan pegas katup. Kelonggaran atau celah bebas tersebut diperlukan untuk menghindari kebocoran gas dari dalam silinder, karena pemuaian komponen-komponen mekanisme katup pada waktu mesin sudah panas.

- Lebar¹⁹⁶ permukaan cam

$$\begin{aligned} b_{cs} &= (0,15-0,65) \times d_{cs} \\ &= 0,65 \times 24,5 \\ &= 16 \text{ mm.} \end{aligned}$$

¹⁹⁶ Ibid, hal. 415

- Diameter¹⁹⁷ poros tempat cam

$$\begin{aligned}d_1 &= (1,3-2) \times d_{cs} \\ &= 1,4 \times 24,5 \\ &= 34,3 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Lebar¹⁹⁸ naf

Naf disini berfungsi untuk mengikat cam pada poros utama

$$\begin{aligned}b_n &= (0,6-0,8) \times d_1 \\ &= 0,7 \times 34,3 \\ &= 20,580 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Diameter¹⁹⁹ roller

$$\begin{aligned}d_{r1} &= (0,3-0,5) \times d_1 \\ &= 0,3 \times 34,3 \\ &= 13,72 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Kecepatan²⁰⁰ angkat tappet

kecepatan angkat tappet tergantung lamanya atau panjangnya kontur/ bentuk cam

$$v_{ak} = h_t \times \omega_c$$

dengan : ω_c = kecepatan sudut cam

$$= 2 \times \pi \times \frac{n}{2 \times 60}$$

¹⁹⁷ Ibid, hal. 415

¹⁹⁸ Ibid, hal. 415

¹⁹⁹ Ibid, hal. 415

²⁰⁰ Op, cit, Maleev, V.L., hal. 332

$$= 2 \times \pi \times \frac{6000}{2 \times 60}$$

$$= 314,159 \text{ rad/menit.}$$

sehingga :

$$V_{ak} = 10,5 \times 314,159$$

$$= 3,299 \text{ m/dt.}$$

- Percepatan²⁰¹ tappet

$$a_{tap} = h_t \times \cos \theta \times \omega_c^2$$

$$= 10,5 \times \cos 60,75 \times 78,5^2$$

$$= 537,608 \text{ m/dt}^2.$$

- Konstruksi cam pengisian

Cam pengisian berhubungan dengan katup hisap dari perhitungan katup hisap dipakai sebagai dasar perencanaan cam tersebut.

- tinggi angkat katup = 10,5 mm.

- jari-jari²⁰² cam

$$\rho_{bc} = (1,6-2,4) \times h_{max}$$

$$= 1,633 \times 10,5$$

$$= 17,15 \text{ mm.}$$

- jari-jari²⁰³ hidung

²⁰¹ Ibid, hal. 530

²⁰² Op, cit, Khovakh, M. hal. 531

²⁰³ Ibid, hal. 532

$$\begin{aligned}\rho_n &= \rho_{bc} - h_{\max} \times \frac{\cos \theta_o}{(1 - \cos \theta_o)} \\ &= 17,15 - 10,5 \times \frac{\cos 58,75}{1 - \cos 58,75} \\ &= 5,831 \text{ mm.}\end{aligned}$$

- Jari-jari²⁰⁴ busur sisi

$$\begin{aligned}\rho_1 &= (10-20) \times h_{\max} \\ &= 15 \times 10,5 \\ &= 157,5 \text{ mm.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}c &= \rho_{bc} + h_{\max} - \rho_n \\ &= 17,15 + 10,5 - 5,831 \\ &= 21,819 \text{ mm.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sin \theta_{1\max} &= \frac{c \times \sin \theta_o}{\rho_1 - \rho_n} \\ &= \frac{21,819 \times \sin 58,75}{157,5 - 5,831} \\ &= 0,123.\end{aligned}$$

$$\theta_{1\max} = 7,065^\circ.$$

4.5.4.2. Cam buang

-Tinggi²⁰⁵ angkat maksimum

²⁰⁴ Ibid, hal. 532

²⁰⁵ Ibid, hal. 532

$$h_{\max} = 10 \text{ mm.}$$

Lama pembukaan katup

$$\begin{aligned} 2\theta_o &= \frac{1}{2} \times (45^\circ + 180^\circ + 10^\circ) \\ &= 117,5 \end{aligned}$$

$$\theta_o = 58,75^\circ.$$

Jari-jari²⁰⁶ lingkaran dasar cam

$$\begin{aligned} \rho_{bc} &= (1,6-2,4) \times h_{\max} \\ &= 1,633 \times 10 \\ &= 16,33 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Jari-jari²⁰⁷ hidung

$$\begin{aligned} \rho_n &= \rho_{bc} - h_{\max} \times \frac{\cos \theta_o}{1 - \cos \theta_o} \\ &= 16,33 - 10 \times \frac{\cos 58,75}{1 - \cos 58,75} \\ &= 5,55 \text{ mm.} \end{aligned}$$

- Jari-jari²⁰⁸ busur sisi

$$\begin{aligned} \rho_1 &= (10-20) \times h_{\max} \\ &= 15 \times 10 \\ &= 150 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$c = \rho_{bc} + h_{\max} - \rho_n$$

²⁰⁶ Ibid, hal. 532

²⁰⁷ Ibid, hal. 531

²⁰⁸ Ibid, hal. 531

$$= 16,33 + 10 - 5,55$$

$$= 20,78 \text{ mm.}$$

$$\sin \theta_{1\max} = \frac{c \times \sin \theta_o}{\rho_1 - \rho_n}$$

$$= \frac{20,78 \times \sin 58,75}{150 - 5,55}$$

$$= 0,123.$$

$$\theta_{1\max} = 7,064^\circ.$$

sehingga konstruksi cam buang :

- tinggi angkat katup = 10 mm.
- lintasan engkol selama pembuangan

$$45^\circ + 180^\circ + 10^\circ = 235^\circ.$$

4.6. Perencanaan transmisi sabuk gilir poros engkol dan poros cam

4.6.1. Kegunaan sabuk gilir

Elemen mesin yang luwes seperti sabuk gilir dipakai untuk memindahkan daya pada jarak yang terhitung panjang antara dua poros yang sejajar. Poros-poros harus terpisah pada suatu jarak minimum tertentu, yang tergantung pada jenis pemakaian, agar bekerja secara efisien. Elemen ini dipakai untuk menggantikan roda-roda gigi, poros, dan alat pemindah daya yang sejenis. Karena merupakan elemen penekan biaya yang penting. Sabuk gilir mempunyai sifat elastis dan biasanya

panjang dan memainkan peranan yang penting dalam menyerap beban-beban kejut dan dalam meredam pengaruh gaya getaran.

Transmisi sabuk gilir disini digunakan untuk menghubungkan putaran dari poros engkol ke poros cam. Roda gigi lurus yang direncanakan :

- C_p = jarak antara kedua sumbu poros sementara = 339,6 mm.
- $n_1 = n_{\text{crankshaft}} = 6000$ rpm.
- $n_2 = n_{\text{camshaft}} = 3000$ rpm.
- P = daya mesin = 86 PS = 63,253 kW.
- f_c = faktor koreksi = 1,5.
- i_p = perbandingan reduksi = 2.

4.6.2. Perancangan sabuk gilir

- Perbandingan²⁰⁹ diameter roda gigi

$$i_p = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_1}{z_2} = 2.$$

- Perhitungan²¹⁰ daya rencana

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \times P \\ &= 1,5 \times 63,253 \\ &= 94,880 \text{ kW.} \end{aligned}$$

- Perhitungan²¹¹ momen puntir rencana

²⁰⁹ Op, cit, Sularso, hal. 216

²¹⁰ Ibid, hal. 7

momen puntir rencana pada poros engkol

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{9,74 \times 10^5 \times P_d}{n_1} \\ &= \frac{9,74 \times 10^5 \times 94,880}{6000} \\ &= 15402,187 \text{ kg.mm.} \end{aligned}$$

momen puntir rencana pada poros cam

$$\begin{aligned} T_2 &= \frac{9,74 \times 10^5 \times P_d}{n_2} \\ &= \frac{9,74 \times 10^5 \times 94,880}{3000} \\ &= 30804,373 \text{ kg.mm.} \end{aligned}$$

- Menentukan bahan poros

Bahan untuk poros adalah bahan batang baja yang difinis dingin **SFNCM-D**, dengan kekuatan tarik $\sigma_B = 75 \text{ kg/mm}^2$.

- Perhitungan tegangan geser ijin

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \quad ^{212} \\ &= \frac{75}{6 \times 2} \\ &= 6,25 \text{ kg/mm}^2. \end{aligned}$$

dengan : σ_B = kekuatan tarik bahan poros (kg/mm^2).

²¹¹ Ibid, hal. 7

²¹² Ibid, hal. 8

Sf_1 = faktor keamanan diambil karena poros mengalami kelelahan puntir
6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh massa dan baja paduan.

Sf_2 = faktor keamanan karena poros akan dibuat alur pasak dan pengaruh
kekasaran permukaan dengan harga sebesar 2,0.²¹³

- Perhitungan²¹⁴ diameter poros

Diameter poros tempat dudukan roda gigi, mengalami momen puntir murni yaitu momen puntir yang diakibatkan oleh putaran roda gigi itu sendiri, untuk itu perlu ditinjau atau dikoreksi.

diameter poros untuk roda gigi sabuk gilir pada poros engkol

$$\begin{aligned} ds_1 &= \left[\frac{5,1 \times K_t \times C_b \times T_1}{\tau_a} \right]^{1/3} \\ &= \left[\frac{5,1 \times 2 \times 1,5 \times 15402,187}{6,25} \right]^{1/3} \\ &= 33,532 \text{ mm, diambil } 34 \text{ mm.} \end{aligned}$$

diameter poros untuk roda gigi sabuk gilir pada poros cam

$$\begin{aligned} ds_2 &= \left[\frac{5,1 \times K_t \times C_b \times T_2}{\tau_a} \right]^{1/3} \\ &= \left[\frac{5,1 \times 1 \times 1 \times 30804,373}{12,5} \right]^{1/3} \\ &= 23,25 \text{ mm, diambil } 24,5 \text{ mm.} \end{aligned}$$

dengan : K_t = faktor keamanan untuk beban tumbukan/puntiran.

²¹³ Ibid, hal. 8

²¹⁴ Ibid, hal. 8

C_b = faktor keamanan untuk beban lenturan.

- Pemilihan penampang sabuk gilir

Penampang sabuk yang dipilih adalah **XH**, $p = 3$.

Jarak bagi = 31,75 mm.

Z_1 = jumlah gigi pada roda gigi poros engkol = 25.

Z_2 = jumlah gigi pada roda gigi pada poros cam = 50.

- Perhitungan²¹⁵ diameter roda gigi sabuk gilir

diameter roda gigi sabuk gilir pada poros engkol

$$= \frac{12,7 \times 25}{\pi}$$

$$= 101,063 \text{ mm.}$$

$$\text{diameter naf: } d_{rge} = \frac{5}{3} \times ds_1 + 10 = 66,667 \text{ mm}$$

diameter roda gigi sabuk gilir pada poros cam

$$= \frac{12,7 \times 50}{\pi}$$

$$= 202,127 \text{ mm.}$$

$$\text{diameter naf: } d_{rgc} = \frac{5}{3} \times ds_1 + 10 = 50,667 \text{ mm}$$

- Perhitungan²¹⁶ kecepatan linier sabuk gilir

$$V = \frac{\pi \times d_p \times n_1}{60 \times 1000}$$

²¹⁵ Ibid, hal. 177

²¹⁶ Ibid, hal. 166

$$= \frac{\pi \times 101,063 \times 6000}{60000}$$

$$= 31,75 \text{ m/dt.}$$

- Perhitungan²¹⁷ panjang sabuk gilir (dalam jumlah jarak bagi)

Dalam perdagangan terdapat bermacam-macam ukuran sabuk gilir. Namun, mendapatkan sabuk yang panjangnya sama dengan hasil perhitungan umumnya sukar. Oleh sebab itu digunakan sabuk gilir standard yang mendekati hasil perhitungan.

$$Lp = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + 2.Cp + \frac{[(Z_2 - Z_1)/6,28]^2}{Cp}$$

$$= \frac{25 + 50}{2} + 2.339,6 + \frac{[(50 - 25)/6,28]^2}{339,6}$$

$$= 91,573 \text{ mm.}$$

Digunakan nomor nominal sabuk gilir standard: No.465 H; L = 93 mm.

dengan : Cp = jarak antar sumbu poros sementara (mm).

Lp = panjang keliling sabuk dalam jumlah jarak bagi (mm).

- Perhitungan jarak antar sumbu poros

$$C = 2 \times C_0 + \frac{\pi}{2}(D_p + d_p) + \frac{1}{4 \times C_0}(D_p - d_p)^2$$

$$C = \frac{1}{4} \times \left\{ \left(93 - \frac{25 + 50}{2} \right) + \sqrt{\left(93 - \frac{25 + 50}{2} \right)^2 - \frac{2}{9,86} \times (50 - 25)^2} \right\}$$

$$= 339,6 \text{ mm.}$$

- Perhitungan²¹⁸ besarnya sudut kontak

²¹⁷ Ibid, hal. 170

Sudut kontak sabuk gilir pada roda gigi penggerak diusahakan sebesar mungkin untuk memperbesar panjang kontak, sehingga gaya gesekan. Jika sudut kontak kecil maka hal ini dapat diatasi dengan memberikan pulli penegang pada sisi sabuk gilir sebelah luar untuk memperbesar sudut kontak.

$$\begin{aligned}\theta &= 180^\circ - \frac{57 \times (d_{rgc} - d_{rge})}{C} \\ &= 180^\circ - \frac{57 \times (202,127 - 101,063)}{339,6} \\ &= 163,998^\circ = 2,862 \text{ rad.}\end{aligned}$$

- Perhitungan jumlah gigi terkait

$$\begin{aligned}JGT &= 25 \times \frac{163,998}{339,6} \\ &= 11,389 \text{ buah} > 6, \text{ maka faktor koreksi untuk jumlah gigi terkait } f_t = 1.\end{aligned}$$

- Faktor²¹⁹ lebar sabuk

$$\begin{aligned}f_w &= \frac{P_d}{P_o \times f_t} \\ &= \frac{94,880}{63,253 \times 1} = 1,5.\end{aligned}$$

maka lebar sabuk gilir adalah 25,4 mm.

- Lebar gigi²²⁰ puli sabuk gilir

$$L_{gp} = L_{sg} \times 1,1$$

²¹⁸ Ibid, hal. 173

²¹⁹ Ibid, hal. 184

²²⁰ Ibid, hal. 189

$$= 25,4 \times 1,1$$

$$= 28 \text{ mm.}$$

- Bahan untuk roda gigi sabuk gilir

Bahan untuk puli sabuk gilir yang digunakan ialah terbuat dari besi cor kelabu atau **FC30**. Yang mempunyai berat jenis ρ kurang lebih $\pm 7,849 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$.

- Gaya tangensial²²¹ puli sabuk gilir pada poros engkol

Untuk menggerakkan puli sabuk gilir yang digerakkan maka diperlukan gaya efektif F_e yaitu gaya tangensial efektif yang bekerja sepanjang lingkaran jarak bagi puli sabuk gilir.

$$\begin{aligned} F_e &= \frac{102 \times P}{V} \\ &= \frac{102 \times 63,253}{31,75} \\ &= 203,206 \text{ kg.} \end{aligned}$$

4.6.3. Perencanaan pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sproket, puli, kopling, dan lain-lain. Untuk pasak umumnya sengaja dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih lemah dari bahan porosnya, sehingga pasak akan lebih dahulu rusak dari pada poros atau naf. Ini disebabkan harga pasak lebih murah serta mudah menggantinya.

²²¹ Ibid, hal. 182

Dengan diketahuinya diameter poros dan torsi yang ditimbulkan pada poros maka gaya yang bekerja pada permukaan poros adalah:

- Gaya yang bekerja pada permukaan poros

$$\begin{aligned} F_{ps} &= \frac{T_1}{d_{s1}/2} \\ &= \frac{15402,187}{34/2} \\ &= 906,011 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Pasak yang digunakan yakni pasak dengan penampang (b x h)

- lebar pasak $b = 10 \text{ mm}$.
 - tinggi pasak $h = 8 \text{ mm}$.
 - dengan kedalaman alur pasak pada poros $t_1 = 5 \text{ mm}$.
 - sedangkan alur pasak pada naf $t_2 = 3,3 \text{ mm}$.
 - jari-jari filet r_1 pada alur pasak antara $0,25-0,40 \text{ mm}$.
- Bahan pasak dipilih **S50C** dengan kekuatan tarik $\sigma_{Bp} 70 \text{ kg/mm}^2$. Untuk keamanan dari pasak sendiri maka diambil faktor keamanan $Sf_{k1} 6,0$ untuk bahan S-C dengan pengaruh massa dan baja paduan. Sf_{k2} dipilih antara 2-5 beban dikenakan secara tiba-tiba dan dengan tumbukan besar²²².
- Tegangan geser ijin untuk bahan yang digunakan

$$\tau_{ap} = \frac{\sigma_{Bp}}{Sf_{k1} \times Sf_{k2}}$$

²²² Ibid, hal. 25

$$= \frac{70}{6 \times 2}$$

$$= 5,833 \text{ kg/mm}^2.$$

- Panjang pasak menurut tegangan ijin

$$L_{psk} \geq \frac{F}{\tau_{ap}}$$

$$= \frac{906,011}{5,833 \times 3,8}$$

$$= 40,875 \text{ mm, diambil } 41 \text{ mm.}$$

- Tekanan permukaan pada pasak

Tekanan permukaan P_a yang terjadi pada pasak dibatasi sebesar 8 kg/mm^2 untuk poros dengan diameter kecil, 10 kg/mm^2 untuk poros dengan diameter besar. Dan setengah dari harga-harga diatas untuk poros berputaran tinggi.

$$p = \frac{F}{l \times t_1}$$

$$= \frac{906,011}{41 \times 5,5}$$

$$= 4,018 \text{ kg/mm}^2 < P_a. \quad \text{dengan demikian syarat terpenuhi.}$$

4.7. Perencanaan ruang bakar

4.7.1. Merancang ruang bakar

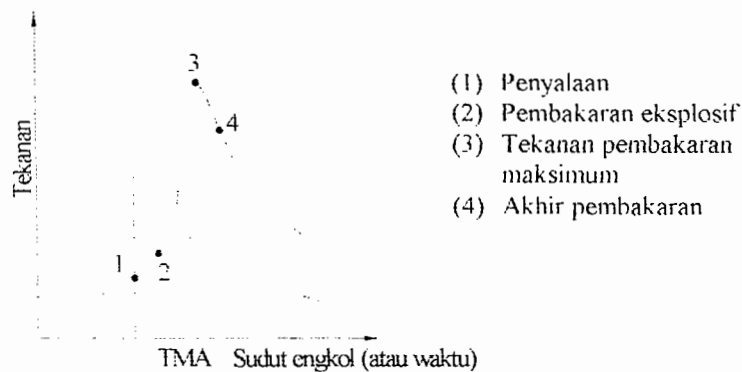
Ruang bakar berfungsi sebagai tempat pembakaran campuran bahan bakar dengan udara. Pembakaran ini diakibatkan oleh percikan bunga api dari busi yang

beberapa derajat sebelum piston mencapai TMA. Sedangkan campuran bahan bakar dengan udara yang terjauh dari busi akan mendapat giliran yang terakhir, karena pembakaran ini merambat. Namun tetapi pembakaran yang terakhir ini akan terdesak oleh piston dan terbakar dengan cepat dan ini akan menaikkan temperatur dan akan mengakibatkan pembakaran dengan sendirinya dan dapat mengakibatkan detonasi. Dalam hal ini detonasi harus dihindarkan, karena dapat merusak bagian-bagian dari piston. Sehingga untuk mencegah campuran yang terlambat pembakaran tersebut, perlu diperhatikan bentuk ruang bakarnya. Dimana tekanan maksimum yang dicapai pada akhir pembakaran diharapkan terjadi pada posisi 10° sebelum TMA.

Pada perencanaan ini dipilih bentuk ruang bakar dengan bentuk setengah bola seperti diperlihatkan pada Gambar 1.4.b.

Jika pembakaran dimulai pada posisi 10° sebelum TMA, maka besarnya sudut dari mulai percikan bunga api pada busi sampai terjadinya tekanan maksimum adalah sebesar $10^\circ + 10^\circ = 20^\circ$ sudut engkol.

Gambar 4.17. memperlihatkan suatu grafik yang menunjukkan hubungan antara tekanan dengan sudut engkol mulai dari saat penyalaan sampai akhir pembakaran. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa tekanan maksimum terjadi pada suatu titik beberapa derajat setelah TMA.



Gambar 4.17. Perubahan tekanan di dalam silinder.

Direncanakan putaran idle pada 750 rpm dan penyalaan dimulai 10° sebelum TMA dan berakhir 10° setelah TMA hingga timbul tekanan maksimum.

- Lamanya waktu penyalaan sepanjang 20° sudut engkol adalah :

$$t = \frac{20^\circ \times 60}{750 \times 360^\circ} = 0,004 \text{ detik.}$$

4.7.2. Menentukan penempatan busi

Ukuran-ukuran yang diketahui :

n_f = fraksi molekul yang terbakar (gas buang).

$$= \frac{\text{massa bahan bakar yang terbakar (mf)}}{\text{massa campuran}} = 0,03.$$

P_4 = tekanan akhir pembakaran 84 Psi = $5,906 \text{ kg/cm}^2$.

k = rasio panas spesifik 1,35 (*gasoline*).

P_2 = tekanan awal pembakaran 273,162 Psi = $19,206 \text{ kg/cm}^2$.

A = luas silinder $38,485 \text{ cm}^2$.

V_3 = volume total ruang bakar $0,049 \text{ m}^3 = 49000 \text{ cm}^3$.



Kecepatan²²³ pembakaran nyala api sebesar:

$$S = f(nf) \times \frac{V_3}{A} \times \frac{nf}{t}$$

$$f(nf) = \left[nf \times \left(\frac{P_4}{P_2} - 1 \right) + 1 \right]^{-1/k}$$

$$= \left[0,03 \times \left(\frac{5,906}{19,206} - 1 \right) + 1 \right]^{-1/1,4}$$

$$= 1,015.$$

maka:

$$S = 1,015 \times \frac{0,049}{0,0038485} \times \frac{0,03}{0,004}$$

$$= 96,924 \text{ m/dt.}$$

4.7.3. Dimensi ruang bakar

Dengan mengingat harga volume sisa $V_2 = 0,049 \text{ m}^3 = 49000000 \text{ mm}^3$ untuk perbandingan kompresi $r_v = 9,0$. Maka volume diatas piston sebesar:

$$V_{kp} = (\text{Luas kepala piston}) \times (\text{jarak TMA dengan gasket} + \text{tebal gasket})$$

$$= \frac{\pi \times D^2}{4} \times (c + tg)$$

$$= \frac{\pi \times 70^2}{4} \times (2 + 2).$$

$$= 15393,804 \text{ mm}^3 = 1,53938 \times 10^{-5} \text{ m}^3.$$

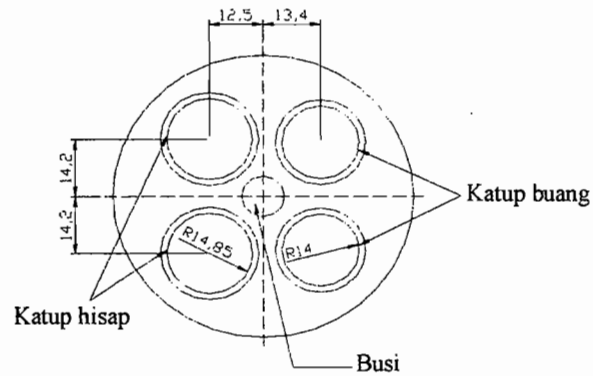
dengan: c = jarak antara TMA dengan gasket 2 mm.

²²³ Op, cit. Campbell, 1997. hal. 114

tg = tebal gasket 2 mm.

Jadi volume yang terbentuk pada kepala silinder harus sebesar:

$$\begin{aligned} V_{ks} &= V_2 - V_{kp} \\ &= 49000000 - 15393,804 \\ &= 48984606,19 \text{ mm}^3. \end{aligned}$$



Gambar 4.18. Kedudukan katup pada ruang bakar.

BAB V

KELENGKAPAN MESIN

5.1. Sistem pelumasan

Pelumasan dimaksudkan untuk menghindari hubungan langsung dari dua bagian yang bergesekan. Lapisan minyak tipis yang terjadi menyebabkan dua bagian tidak berhubungan secara langsung. Sehingga dengan adanya pelumasan ini kerugian akibat gesekan dapat dikurangi serendah mungkin dan juga keausan dan timbulnya panas yang berlebih dapat dihindari.

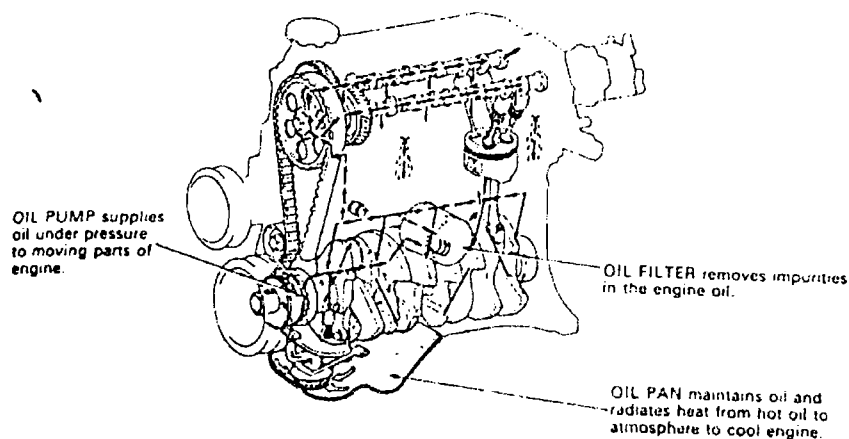
Adapun permukaan-permukaan utama yang memerlukan pelumasan dalam motor bakar adalah torak, silinder, poros engkol dan bantalan utama, pena engkol dan bantalannya, pena piston dan penggerak katup. Tujuan pelumasan dalam motor bakar:

- Mengurangi keausan permukaan bantalan dengan menurunkan gesekan diantaranya.
- Mendinginkan permukaan bantalan dengan mengurangi panas yang ditimbulkan akibat gesekan.
- Membersihkan permukaan dari butiran-butiran yang dihasilkan akibat keausan
- Membantu menyekat ruang yang berdampingan dengan permukaan bantalan.

5.1.1 Sirkulasi minyak pelumas

Semua mesin bensin saat ini mempunyai karter tertutup dan menggunakan pelumasan tekan. Minyak pelumas didistribusikan dalam jumlah banyak dari

(0,01-0,05) gallon/menit. Karena pada saat yang sama minyak pelumas digunakan sebagai media pendingin dalam mesin. Minyak pelumas tersebut dialirkan oleh pompa dengan tekanan antara (5-6,5) kg/cm².



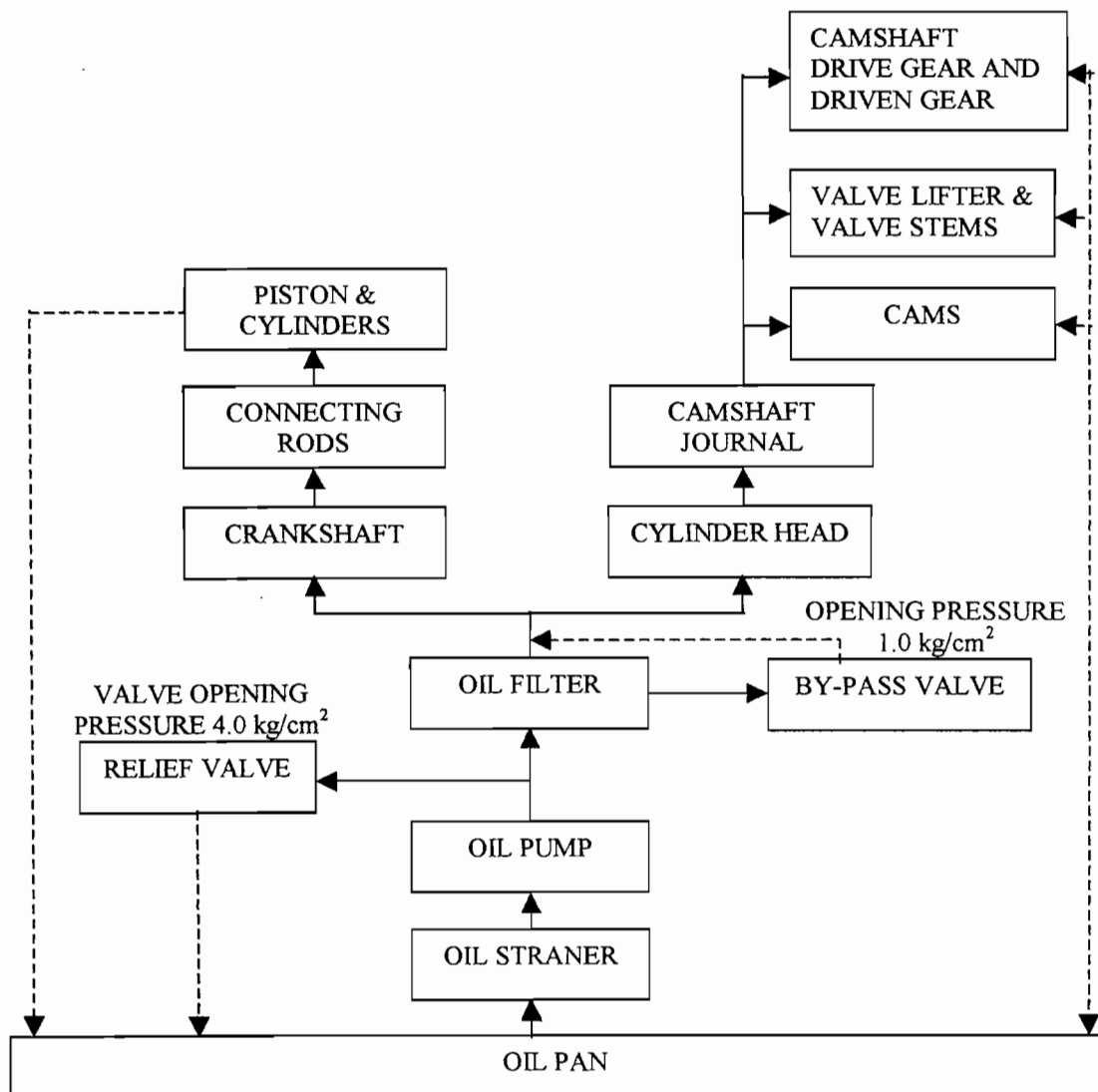
Gambar 5.1. Sirkulasi Minyak Pelumas.

Sumber : Toyota Service Training, *New Step 1 Training Manual*, PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-25.

Pada Gambar 5.1. diatas adalah sirkulasi minyak pelumas, dimana pompa memompakan oli kebagian-bagian bantalan dengan tekanan agar minyak tersebut merata kedalam luas bantalan. Untuk itu konstruksi atau bentuk dari bantalan juga disesuaikan agar minyak bisa merata pada bidang yang bergesekan, yaitu dengan memberi celah sesuai alur panjang bidang kontak. Aliran pelumas pada bagian poros engkol dibuat dengan bor. Oli yang melewati lubang ini kemudian diteruskan ke bushing dan melewati batang torak untuk pelumasan pena torak. Pada bagian atas meliputi pelumasan poros cam. Pelumasan dialirkan melalui pipa keatas. Untuk mengatasi gesekan yang terjadi antara cam nok dengan katup diberikan pelumasan

dengan cara meneteskan dari atas ke cam. Pelumasan percik diberikan untuk melumasi gesekan antara piston dengan silinder.

Dibawah ini diperlihatkan diagram aliran oli pada sistem pelumasan tekanan penuh



Gambar 5.2. Diagram aliran oli pada sistem pelumasan tekanan penuh.

5.1.2. Kelonggaran bantalan

Jika kecepatan permukaan cukup tinggi dan suplai minyak pelumas juga cukup maka poros akan terangkat dan terjadilah pelumasan. Jumlah pelumas yang masuk sebanding dengan tekanan massa minyak pelumas. Jarak minimum antara poros dan metal yang diperbolehkan antara (6-8) mikron (0,006-0,008) mm. Pada motor bakar torak biasanya digunakan satu jenis minyak pelumas yang sanggup untuk bekerja pada berbagai jenis kebutuhan.

- Tekanan¹ yang bekerja pada bantalan

Bantalan menerima beban dari poros engkol akibat tekanan pembakaran yang diteruskan oleh piston ke batang piston sebesar $W = 10631,587$ kg.

$$\begin{aligned} P_{bt} &= \frac{0,5 \times W}{d_{dmj} \times L_{mj}} \\ &= \frac{0,5 \times 10631,587}{4,5 \times 3,64} \\ &= 324,53 \text{ kg/cm}^2 = 4615,695 \text{ psi.} \end{aligned}$$

dengan:

d_{pe} = diameter poros pena engkol = 42 mm.

d_{mj} = diameter journal utama = 45 mm.

L_{pe} = panjang pena engkol = 25,3 mm.

L_{mj} = panjang journal utama = 36,4 mm.

- Menentukan² nilai viskositas absolut (μ) dari minyak pelumas yang akan digunakan

¹ Op, cit, Maleev, V.L., hal. 487

Viscositas kinematik yang diperbolehkan untuk mesin otomotive adalah $(7-9)^3$ centi-poise.

$$\mu = \left(\frac{C}{r}\right)^2 \times \frac{S \times P_{bt}}{n_{prs}} \text{ (reyn atau centi-poise).}$$

dengan: C = celah antara bantalan dengan poros journal utama

$$= 0,042 \text{ mm} = 0,0017 \text{ in.}$$

r = jari-jari poros engkol = 22,5 mm = 0,886 in

n_{prs} = putaran mesin yang direncanakan = 6000 rpm

S = angka karakteristik bantalan 0,04 (lihat Gambar L-2, hal. L-5)

maka:
$$\mu = \left(\frac{0,0017}{0,886}\right)^2 \times \frac{0,04 \times 4615,695 \times 60}{6000}$$

$$= 1,079 \times 10^{-6} \text{ reyn.}$$

$$= 7,35 \text{ centi-poise.}$$

Viskositas merupakan besaran utama dalam mengklarifikasikan minyak pelumas sesuai dengan tujuan penggunaan dan seterusnya dapat dipilih jenis⁴ minyak pelumas yaitu SAE 40.

- Koefisien⁵ gesek yang timbul antara poros dengan bantalan

$$f = k_a \times \left(\frac{\mu \times n_{prs}}{P_{bt}}\right) \times \frac{d_{mj}}{C} \times 10^{-10} + \Delta f$$

dengan :

² Op, cit, Shygley., hal. 97

³ Op, cit, Maleev, V.L., hal. 487

⁴ Ibid, hal. 489

⁵ Ibid, hal. 489

k_a = konstanta⁶ gesekan 433.

Δf = angka kelonggaran 0,002 minimum.

sehingga :

$$f = 433 \times \left(\frac{7,35 \times 6000}{4615,695} \right) \times 1080,432 \cdot 10^{-10} + 0,002$$

$$= 0,0023.$$

- Jarak⁷ minimum antara metal dan poros

$$h_{\min} = (0,5 \times C) - e$$

dengan: d_b = diameter dalam metal bantalan direncanakan = 45,084 mm.

d_{sh} = diameter poros 45 mm.

e = eksentrik⁸ panas

$$= 0,45 \times c$$

$$= 0,45 \times 0,042$$

$$= 0,0189 \text{ mm.}$$

sehingga: $h_{\min} = (0,5 \times 0,042) - 0,0189$

$$= 0,0021 \text{ mm.}$$

5.1.3. Pompa minyak pelumas (*oil pump*)

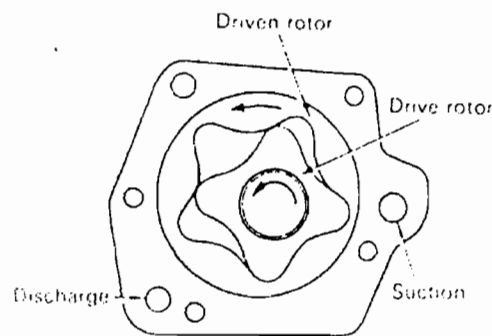
Sirkulasi pada perencanaan ini menggunakan sistem pelumas tekan dengan bantuan pompa jenis pompa model trochoid yang dilengkapi 2 rotor (rotor penggerak dan

⁶ Ibid, hal. 489

⁷ Ibid, hal. 489

⁸ Ibid, hal. 489

rotor yang digerakkan) di dalam rumah pompa. Cara kerja dari pompa model trochoid adalah bila rotor penggerak berputar seperti pada Gambar 5.3. rotor yang digerakkan langsung ikut sama-sama berputar. Poros rotor penggerak tidak satu titik pusat (offset) dengan rotor yang digerakkan. Oleh karena itu besarnya ruangan dibentuk oleh dua rotor yang berputar. Oli terhisap ke pompa oli saat ruangan membesar dan oli ditekan ketika ruangan mengecil. Trochoid pump bentuknya sederhana dibandingkan dengan pompa model gigi dan lebih dapat diandalkan. Selain itu juga, volume oli yang keluar lebih besar untuk setiap kali berputar. Ini berarti ukuran atau bentuk pompa dapat diperkecil. Minyak pelumas yang diperlukan untuk melumasi mesin adalah antara (0,01-0,05) gallon/menit.Hp.



Gamabr 5.3. Pompa minyak model trochoid.

Sumber : Toyota Service Training, *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-27.

- Kapasitas⁹ pompa roda gigi

$$C_o = W_o \times N_b$$

dengan :

$$W_o = \text{banyaknya pelumas yang disirkulasikan tiap menit} = 0,025 \text{ gal/menit.Hp}$$

⁹ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 485

$$N_b = \text{Daya mesin} = 84,822 \text{ Hp.}$$

sehingga :

$$\begin{aligned} C_o &= 0,025 \times 84,822 \\ &= 2,1206 \text{ gallon/menit.} \\ &= 8,0263 \text{ liter/menit.} \end{aligned}$$

- ukuran¹⁰ roda gigi pompa

$$C_o = \frac{l_{gigi} \times \pi \times d_{pmp} \times n_{pmp} \times v}{10^6}$$

dengan: l_{gigi} = lebar gigi direncanakan 20 mm.

d_{pmp} = diameter pompa dalam.

n_{pmp} = putaran pompa rotor direncanakan 3000 rpm.

v = koefisien pompa (0,6-0,8) diambil 0,7.

sehingga :

$$8,0263 = \frac{20 \times \pi \times d_{pmp} \times 3000 \times 0,7}{10^6}$$

$$d_{pmp} = 60,83 \text{ mm.}$$

$$= 6,1 \text{ cm.}$$

- Tenaga¹¹ yang dibutuhkan pompa

$$N_{op} = \frac{C_o \times P_{mp}}{27000 \times \eta_{pump}}$$

¹⁰ Ibid, hal. 486

¹¹ Ibid, hal. 486

dengan: P_{mp} = Tekanan¹² minyak pelumas untuk bensin putaran tinggi di dalam sistem sirkulasi (5-6,5) kg.cm².

η_{pump} = efisiensi¹³ pompa (0,7-0,72).

sehingga:

$$N_{op} = \frac{8,0263 \times 6,5}{27000 \times 0,71}$$

$$= 0,0027 \text{ Hp}$$

5.1.4. Oil seal dan O-ring

Untuk menyekat dua buah ruangan atau tempat agar masing-masing tidak terjadi kebocoran yang mengakibatkan fluida satu tempat dengan tempat lain. Digunakan ring atau seal, yang ditempatkan pada tempat yang berimpitan.

- Pemilihan Oil seal

Diutamakan dengan bahan yang tahan terhadap minyak pelumas dan mempunyai fleksibilitas yang tinggi terhadap temperatur disekitarnya. Untuk itu dipilih bahan berupa karet sintetis yang dibuat memenuhi kriteria dari kondisi kerja pada sistem tersebut.

- Pemilihan O-ring

O-ring berfungsi sebagai perapat antara dinding silinder dengan blok mesin agar air pendingin pada selubung air tidak bocor baik ke penampung oli maupun ke dalam

¹² Ibid, hal. 486

¹³ Ibid, hal. 486

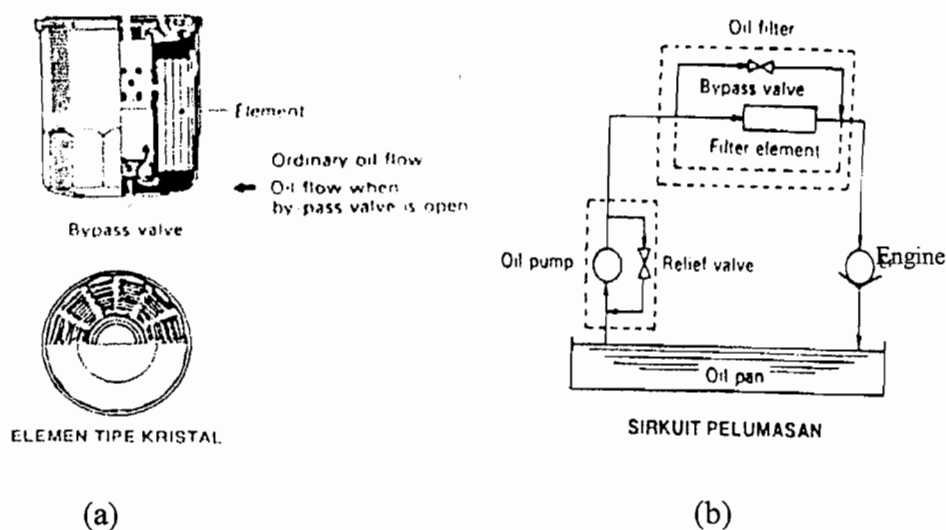
silinder. Bahan O-ring terbuat dari rubber, karena bahan ini terbuat dari plastik akan tetapi mempunyai sifat:

- Tahan terhadap abrasi.
- Tahan terhadap bahan kimia.
- Tahan terhadap oksigen.
- Daya absorpsi terhadap air dan cairan lain yang kecil.
- Difusi gas, udara kecil.

5.1.5. Saringan oli (*oil filter*)

Minyak pelumas yang bersirkulasi di dalam mesin yang berfungsi sebagai pelumas harus selalu dalam keadaan bersih dan mempunyai kekentalan yang konstan.

Ada beberapa cara tipe saringan oli yang ditemukan oleh para ahli mesin, dimana keseluruhan tipe saringan itu dimaksudkan untuk mendapatkan kualitas pelumas yang baik, sehingga mesin umurnya bisa lebih panjang. Dalam perencanaan ini dipilih filter dengan elemen tipe kristal seperti diperlihatkan pada Gambar 5.4.(a) dibawah ini. Pada saringan oli juga dipasang *relief valve*. Bila elemen saringan tersumbat oleh kotoran-kotoran, maka terjadi perbedaan tekanan antara saluran masuk (*inlet*) dan saluran keluar (*Discharge*) dan bila melebihi dari tekanan yang ditetapkan maka katup *by pass* akan membuka dan mengalirkan oli ke *by pass* element saringan dan oli disalurkan ke bagian mesin seperti diperlihatkan pada Gambar 5.4.(b).

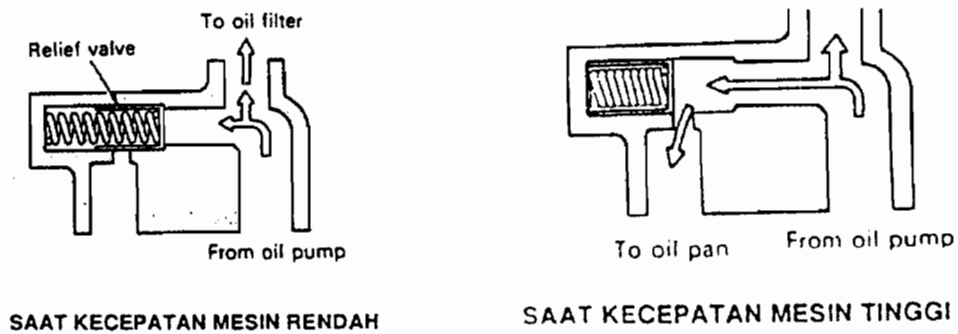


Gambar 5.4. (a) Saringan oli tipe elemen kristal dan (b) sirkuit pelumasan.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-28.

5.1.6. Sistem pengatur tekanan oli

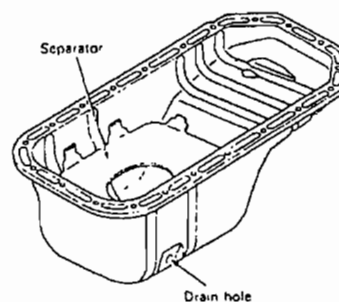
Ketika pompa oli digerakkan oleh mesin, maka tekanan oli akan naik dan pompa akan menghasilkan oli yang berlebihan saat kecepatan mesin bertambah. Hal ini akan menimbulkan oli bocor dan hilangnya tenaga. Untuk mencegah hal ini diperlukan semacam pengatur tekanan oli di dalam rumah pompa untuk menjaga tekanan oli agar tetap konstan tanpa terpengaruh dengan kecepatan mesin. Ketika tekanan oli melebihi dari yang ditetapkan, oli akan mendorong pegas yang terdapat pada *relief valve* dan membuka *relief valve* tersebut. Selanjutnya oli kembali melalui *relief valve* ke bak oli (oil pan). Cara kerjanya diperlihatkan pada Gambar 5.5.



Gambar 5.5. Pengatur tekanan oli
 Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
 PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-27.

5.1.7. Bak oli (oil pan)

Bak oli dibuat pada bak engkol dengan diberi paking seal atau gasket. Bak oli dibuat dari baja yang dicetak dan dilengkapi dengan penyekat (separator) untuk menjaga agar permukaan oli tetap rata ketika kendaraan pada posisi miring. Selain itu juga dirancang sedemikian rupa agar oli mesin tidak akan berpindah (berubah posisi permukaannya) pada saat kendaraan berhenti secara tiba-tiba dan dijamin bekerjanya pompa oli tidak akan kekurangan oli pada setiap saat. Penyumbat oli (*drain plug*) letaknya dibagian bawah bak oli dan fungsinya untuk mengeluarkan oli bekas.



Gambar 5.6. Bak oli (oil pan)
 Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
 PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-10.

5.1.8. Oli mesin

Oli mesin harus memiliki syarat sebagai berikut :

- Harus mempunyai kekentalan yang tepat .
- Apabila terlalu rendah, lapisan oli ini akan mudah rusak dan akan menyebabkan keausan pada komponen. Apabila terlalu tinggi akan menambah tahanan dalam gerakan komponen dan akan menyebabkan mesin berat saat di start dan tenaga akan berkurang.
- Kekentalan harus relatif stabil tanpa terpengaruh adanya perubahan dalam temperatur.
- Oli mesin harus sesuai dengan penggunaan metal.
- Tidak merusak atau anti karat terhadap komponen.
- Tidak menimbulkan busa.

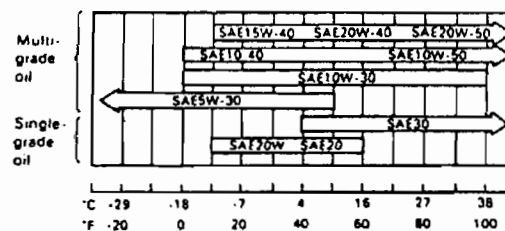
Oli mesin diklasifikasikan oleh kualitas atau kekentalan:

1. Klasifikasi kekentalan

Kekentalan menunjukkan ketebalan atau kemampuan untuk menahan aliran suatu cairan (*weight viscosity*). Oli cenderung menjadi encer dan mudah mengalir ketika panas dan cenderung menjadi kental dan tidak mudah mengalir ketika dingin. Tapi masing-masing kecenderungan tersebut tidak sama untuk semua oli. Kekentalan atau berat dari oli dinyatakan oleh angka yang disebut indek kekentalan (menunjukkan kekentalan). Indeknya rendah olinya encer, indeknya tinggi olinya kental. Suatu badan internasional SAE (Society of Automotive Engineers) mempunyai standard

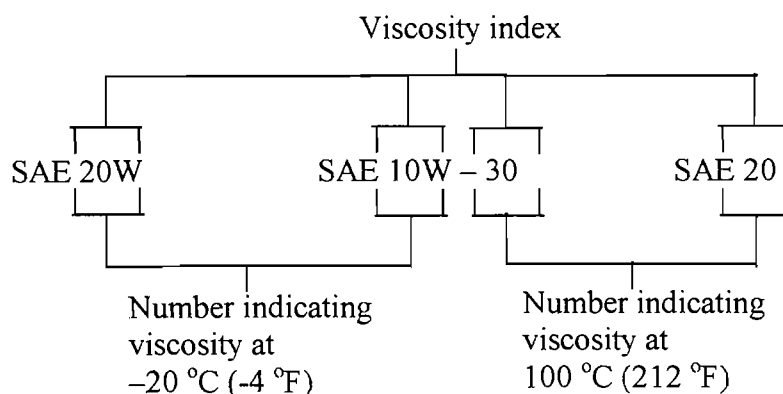
kekentalan dengan awalan SAE di depan indek kekentalan. Umumnya menentukan temperatur yang sesuai dimana oli tersebut digunakan. Memilih oli disesuaikan dengan temperatur setempat dan juga kondisi kerja mesin.

Hubungan antara temperatur sekeliling dan indek kekentalan dari oli mesin diperlihatkan dibawah ini.



2. Maksud kekentalan indek

- Oli indek kekentalannya dinyatakan dalam range (10W-30, 15W-40) disebut oli *multigrade*. Kekentalannya tidak terpengaruh oleh adanya perubahan temperatur dan umumnya digunakan sepanjang tahun (musim).
- Indek kekentalan diikuti dengan oleh huruf W (10W dan lain-lain) yang menunjukkan ukuran kekentalan oli pada $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Menggunakan oli dengan kekentalan rendah memudahkan mesin dihidupkan saat musim dingin.
- Derajat kekentalan tidak termasuk kekentalan yang ditunjukkan "W" menyatakan kekentalannya pada $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sebagai contoh SAE 10W-30 maksudnya bahwa oli mesin standar olinya SAE10 pada $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ dan standard oli sampai SAE 30 pada $100\text{ }^{\circ}\text{C}$.



3. Klasifikasi kualitas

Kualitas oli mesin diklasifikasikan sesuai dengan standard API (*American Petroleum Institute*) dan dites dengan cara API. Klasifikasi API biasanya tercantum pada masing-masing kemasan oli mesin untuk menambahkan tingkatan SAE sehingga pemilihan akan lebih mudah bila dilihat dari perbandingan kondisi pengoperasian kendaraan. Dibawah ini diperlihatkan klasifikasi dari oli mesin:

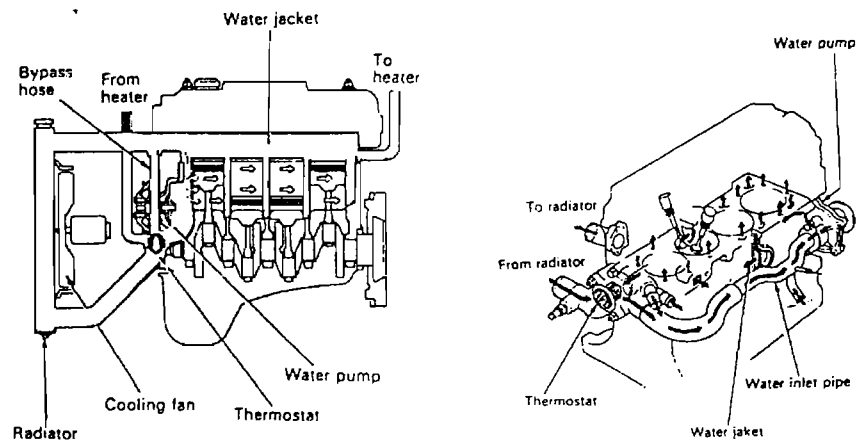
Tabel 5.1. Klasifikasi oli mesin untuk mesin bensin.

Sumber : Toyota Service Training, *New Step 1 Training Manual*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 1-46.

Klasifikasi API	PENGGUNAAN DAN KUALITAS OLI
SA	Minyak murni tanpa bahan tambahan (additive).
SB	Digunakan untuk mesin operasi ringan yang mengandung sedikit jumlah antioxidant.
SC	Oli yang mengandung detergent-dispersent, anti-oxidant, dan lain-lain.
SD	Digunakan untuk mesin operasi dengan temperatur tinggi atau kondisi lainnya yang mengandung detergent-dispersent, resisting agent, antioxidant, dan lain-lain.
SE	Digunakan untuk mesin sedang dengan kandungannya lebih banyak dari detergent dispersent, resisting agent, anti-oxidant, dan lain-lain.
SF	Tingkat olinya tinggi dengan pemakaian resistance dan daya tahan paling baik.

5.2. Sistem pendinginan

Pada motor bensin bahan bakar di dalam silinder untuk merubah dari energi panas ke dalam tenaga gerak. Tetapi energi panas yang dihasilkan tidak semuanya dirubah kedalam tenaga. Hanya kira-kira 25% energi yang dimanfaatkan secara efektif. Kira-kira 45% lainnya hilang saat gas buang atau gesekan dan 30% diserap oleh mesin itu sendiri. Panas yang diserap oleh mesin harus dibuang keudara dengan segera, sebab bila tidak mesin akan menjadi terlalu panas dan dapat mempercepat keausan. Maka sistem pendinginan dilengkapi di dalam mesin untuk pendinginan dan mencegah panas yang berlebihan. Umumnya mesin didinginkan oleh sistem pendingin udara atau sistem pendingin air. Mesin mobil banyak menggunakan sistem pendingin air. Sistem pendinginan air dilengkapi oleh water jacket, pompa air, radiator, thermostat, kipas, selang karet. Pada Gambar 5.7. dibawah ini diperlihatkan sirkulasi air pendingin pada mesin.



Gambar 5.7. Sirkulasi pendinginan air.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-30.

Didalam sistem pendinginan air pada kendaraan bermotor digunakan jenis tertutup yang mana dapat memelihara air¹⁴ yang keluar dari mesin 80-104°C.

5.2.1. Kestimbangan kalor

Dalam menghitung kalor yang digunakan, diperlukan data dari sistem pendinginan.

Untuk itu harus diketahui kalor yang diberikan ke dalam mesin, dari kestimbangan¹⁵ kalor sebagai berikut:

$$Q_{\text{tot}} = Q_b + Q_{\text{cool}} + Q_{\text{gas}} + Q_{\text{ic}} + Q_{\text{oil}} + Q_{\text{res}}$$

dengan: Q_{tot} = Jumlah panas yang diberikan kedalam mesin.

Q_b = Panas ekivalen dari kerja efektif (brake).

Q_{cool} = Panas yang diserap pendingin.

Q_{gas} = Panas yang dibawa oleh gas buang.

Q_{ic} = Panas yang hilang pada saat pembakaran.

Q_{oil} = Panas yang diserap oleh minyak pelumas.

Q_{res} = Sisa kehilangan panas yang diberikan oleh kalor yang lain.

- Panas¹⁶ Total

$$\begin{aligned} Q_{\text{tot}} &= \text{bsfc } N_b \times Q_p \\ &= 0,2148 \times 84,822 \times 10891,667 \\ &= 198471,629 \text{ kcal/h.} \end{aligned}$$

- Panas¹⁷ ekivalen

¹⁴ Op, cit, Maleev, V.L., hal. 223

¹⁵ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 65

¹⁶ Ibid, hal. 65

$$\begin{aligned}
 Q_b &= (35-45)\% \times Q_{\text{tot}} \\
 &= 0,35 \times 198471,629 \\
 &= 69465,07 \text{ kcal/h.}
 \end{aligned}$$

- Brake¹⁸ Horse Power Engine

$$Q_b = 632 \times N_b$$

Sehingga:

$$\begin{aligned}
 N_{b1} &= \frac{69465,07}{632} \\
 &= 109,913 \text{ Hp.}
 \end{aligned}$$

- Panas¹⁹ yang diserap pendingin

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{cool}} &= (10-25)\% \times Q_{\text{tot}} \\
 &= 0,15 \times 198471,629 \\
 &= 29770,744 \text{ kcal/h.}
 \end{aligned}$$

- Panas²⁰ yang dibawa oleh gas buang

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{gas}} &= (30-55)\% \times Q_{\text{tot}} \\
 &= 0,3 \times 198471,629 \\
 &= 59541,487 \text{ kcal/h.}
 \end{aligned}$$

- Panas²¹ yang hilang saat pembakaran

$$Q_{\text{ic}} = (0-4)\% \times Q_{\text{tot}}$$

¹⁷ Op, cit, Khovskh, M. hal. 249

¹⁸ op, cit, Petrovsky, N. hal. 65

¹⁹ Op, cit, Khovakh, M. hal. 249

²⁰ Ibid, hal. 249

²¹ Ibid, hal. 249

$$= 0,02 \times 198471,629$$

$$= 3969,433 \text{ kcal/h.}$$

- Panas²² sisa yang hilang saat diberikan kalor yang lain

$$Q_{\text{res}} = (0-5)\% \times Q_{\text{tot}}$$

$$= 0,05 \times 198471,629$$

$$= 9923,581 \text{ kcal/h}$$

Sehingga panas yang diserap oleh minyak pelumas

$$Q_{\text{oil}} = Q_{\text{tot}} - (Q_b + Q_{\text{gas}} + Q_{\text{cool}} + Q_{\text{ic}} + Q_{\text{res}})$$

$$= 198471,629 - (69465,07 + 59541,487 + 29770,744 + 3969,433 + 9923,581)$$

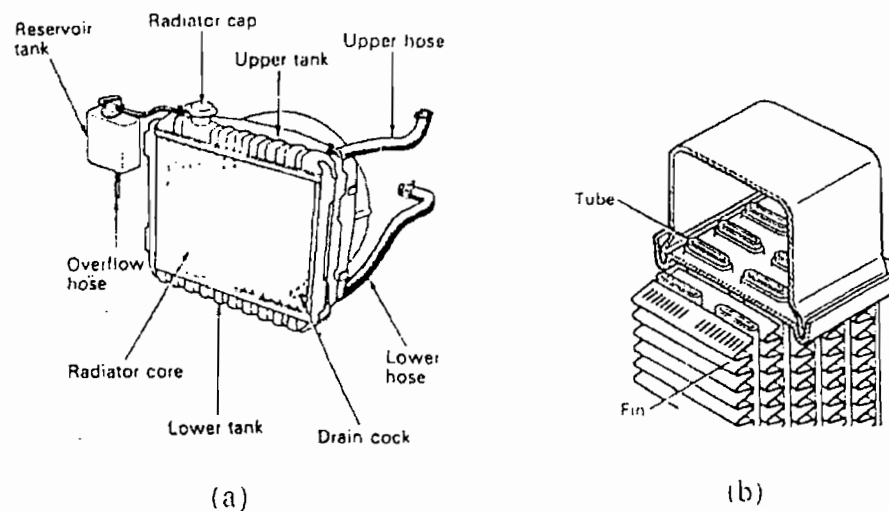
$$= 25801 \text{ kcal/h.}$$

5.2.2. Radiator

Radiator berfungsi sebagai pendingin setelah air tersebut masuk mesin. Dengan bantuan udara luar radiator dapat bekerja dengan sempurna. Dan air yang suhunya tinggi dapat didinginkan dan radiator berfungsi pula sebagai tempat atau penampung air. Radiator terdiri dari tangki air bagian atas (*upper water tank*), tangki air bagian bawah (*lower water tank*) dan radiator core pada bagian tengahnya. Cairan pendingin masuk ke upper tank dilengkapi dengan tutup radiator untuk menambah air pendingin. Selain itu juga dihubungkan dengan selang ke *reservoir tank* sehingga uap air pendingin yang berlebihan dapat ditampung. Lower tank dilengkapi outlet dan kran penguras lihat Gambar 5.8.(a). inti radiator terdiri dari pipa-pipa dimana cairan

²² Ibid, hal. 249

pendingin melaluinya dari upper ke lower tank. Juga dilengkapi dengan sirip-sirip pendingin (*fin*) untuk menyerap panas air pendingin yang didinginkan oleh kipas dan udara. Tipe radiator yang digunakan adalah tipe SR dimana inti radiator tipe SR ini hanya mempunyai susunan pipa tunggal (*single row*) sehingga bentuk keseluruhannya menjadi lebih tipis dan ringan dibandingkan dengan radiator biasa. Diperlihatkan pada Gambar 5.8.(b).



Gambar 5.8. (a) Radiator, (b) inti radiator.
Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-31.

Ukuran dan susunan radiator tergantung dari jumlah panas yang diserap, kecepatan udara, gerakan air dalam pipa dan perencanaan bentuk, tempat, tebal dinding pipa, sirip. Keefektifan sistem pendingin tergantung dari air dan kecepatan air yang mengalir dalam pipa. Untuk itu kecepatan²³ air dalam pipa radiator yang diperbolehkan (0,7-0,9) m/dt.

²³ Op, cit, Khovakh, M. hal. 560

- Ukuran Radiator

Ukuran radiator yang utama ditentukan oleh kapasitas air pendingin di dalam radiator tersebut, dengan berdasarkan berapa panas yang dipindahkan dari dinding silinder ke air pendingin.

Pipa radiator dibuat dari tembaga dan juga siripnya. Karena logam ini mempunyai koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi. Panas yang diserap oleh pendingin.

- Panas pada radiator

Karena adanya endapan dibagian dalam pipa yang dapat mengurangi luasan radiator, untuk itu panas pada radiator²⁴ yang direncanakan lebih besar :

$$\begin{aligned} Q_{\text{rad}} &= 1,1 \times Q_{\text{cool}} \\ &= 1,1 \times 29770,744 \text{ kcal/h} \\ &= 32747,818 \text{ kcal/h.} \end{aligned}$$

- Koefisien²⁵ perpindahan panas

$$C_h = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \times \xi + \frac{\gamma}{\lambda} \times \xi + \frac{1}{\alpha_2}}$$

dengan: α_1 = koefisien²⁶ perpindahan panas dari pendingin ke logam pipa

$$= 2500-5000 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C.}$$

γ = tebal dinding pipa dalam meter 0,00015 m.

α_2 = koefisien²⁷ perpindahan panas dinding pipa ke udara 100 W/m².°C.

²⁴ Ibid, hal. 569

²⁵ Ibid, hal. 569

²⁶ Ibid, hal. 569

λ = koefisien²⁸ konduksi pipa tembaga 330 W/m.°C.

ξ = koefisien²⁹ perpindahan panas pada sirip radiator (7,5-10).

sehingga :

$$C_h = \frac{1}{\frac{1}{3000} \times 9 + \frac{0,00015}{330} \times 9 + \frac{1}{100}}$$

$$= 76,899 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}.$$

- Temperatur³⁰ rata-rata air dalam radiator dengan udara yang melewati radiator.

$$\Delta T_{tw} = T_{wn} - T_{an}$$

dengan: T_{wn} = Temperatur rata-rata air (86-91)°C.

T_r = Temperatur udara rata-rata

$$= \frac{T_{aout} + T_{ain}}{2}$$

T_{ain} = Temperatur udara masuk 20-30°C diambil 25°C.

T_{aout} = Temperatur keluar 40°C ditambah dengan panas akibat udara bergesekan dengan muka sirip radiator.

ΔT_f = 3-5°C diambil 4°C.

maka :

$$T_{an} = \frac{25 + 44}{2}$$

$$= 34,5 \text{ °C}.$$

sehingga temperatur rata-rata

²⁷ Ibid, hal. 569

²⁸ Ibid, hal. 570

²⁹ Ibid, hal. 570

³⁰ Ibid, hal. 570

$$\begin{aligned}\Delta T_{tw} &= T_{wn} - T_{an} \\ &= 90 - 34,5 \\ &= 55,5^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

- Luas³¹ dari ukuran radiator (A_{tot})

$$Q_{cool} = C_h \times \Delta T_{tw} \times A_{tot}$$

$$\begin{aligned}A_{tot} &= \frac{Q_{rad}}{C_h \times \Delta T_{tw}} \\ &= \frac{32747,818}{76,899 \times 55,5} \\ &= 7673 \text{ m}^2.\end{aligned}$$

- Volume³² Radiator

$$V_{rad} = \frac{A_{tot}}{M_{rad}}$$

dengan : M_{rad} = koefisien volumetrik radiator 900-1100 liter/m.

sehingga :

$$\begin{aligned}V_{rad} &= \frac{7,673}{1000} \\ &= 7,673 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3.\end{aligned}$$

- Luas penampang radiator

$$A_{fr} = \frac{V_{rad}}{l_{rad}}$$

dengan: l_{rad} = lebar sisi radiator (60-130) mm diambil 60 mm.

³¹ Ibid, hal. 571

³² Ibid, hal. 571



sehingga:

$$A_{fr} = \frac{7,673 \cdot 10^{-3}}{0,06}$$

$$= 0,128 \text{ m}^2.$$

5.2.3. Pompa air (*water pump*)

Pompa air digunakan untuk sirkulasi air pada sistem pendinginan. Dengan daya yang dipindahkan dari pulley poros engkol melalui sabuk, pompa air mengirim air pendingin ke kantong-kantong air. Dan Juga untuk mencegah terjadinya uap dan lain-lain. Sirkulasi air yang terjadi melalui sistem (7-12) kali tiap menit.

Pada mesin bensin dengan putaran tinggi pompa yang dipergunakan adalah pompa sentrifugal, hal ini dilakukan untuk menyesuaikan kebutuhan air dalam silinder lebih cepat dan pompa jenis ini lebih tahan terhadap putaran tinggi. Dapat dilihat pada Gambar 5.9.

- Panas³³ yang terjadi pada piston

$$Q_p = \beta_p \times Q_f$$

$$= \beta_p \times \text{bsfc} \times N_{\text{bcil}} \times Q_t$$

dengan: β_p = factor koreksi panas pembakaran pada piston(0,5-1) diambil 0,9.

N_{bcil} = brake horse power tiap silinder $109,913/4 = 27,478 \text{ Hp}$.

Q_t = harga panas bahan bakar minimum = 10100 kcal/kg.

sehingga :

³³ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 375

$$Q_p = 0,9 \times 0,2148 \times 27,478 \times 10891,663$$

$$= 57857,025 \text{ kcal/h.}$$

- Pendinginan³⁴ yang diperlukan untuk panas yang timbul setiap jam

$$w_{cool} = \frac{Q_p}{c(t_o - t_i)}$$

dengan: c = panas³⁵ spesifik untuk air 1 kal/kg°C dan untuk pendinginan oli 0,4 cal/kg°C, temperatur yang tertinggi yaitu air.

$t_o - t_i$ = selisih temperatur³⁶ air pendingin dengan temperatur pada permukaan piston (10-15) °C.

sehingga:

$$w_{cool} = \frac{57857,025}{1 \times 13}$$

$$= 4450,54 \text{ kg/h.}$$

- Luas³⁷ aliran pendinginan dari pipa pendingin.

$$A_{cool} = \frac{w_{cool}}{3600 \times \gamma \times \omega}$$

dengan: γ = berat spesifik³⁸ fluida pendingin 1000 kg/m³.

ω = batas³⁹ yang diijinkan untuk pendinginan air 2-6 m/dt.

sehingga:

³⁴ Ibid, hal. 375

³⁵ Ibid, hal. 375

³⁶ Ibid, hal. 375

³⁷ Ibid, hal. 375

³⁸ James E., A. John and William L. Haberman, "Introduction To Fluid Mechanic", edisi ke-1, Prentice Hull of India, New Delhi, 1983. hal. 547

³⁹ Op, cit, Petrovsky, N. hal. 375

$$A_{cool} = \frac{4450,54}{3600 \times 1000 \times 5}$$

$$= 2,473 \text{ cm}^2.$$

- Jumlah⁴⁰ air yang mengalir berdasarkan jumlah panas pembakaran yang diterima oleh sistem pendinginan.

$$G_w = \frac{Q_{rad}}{c_w \times \Delta T_w \times \rho_w}$$

dengan : c_w = panas⁴¹ spesifik air 1,00074 kcal/kg.°C.

ΔT_w = penurunan⁴² temperatur dalam radiator (7-8) °C.

ρ_w = density⁴³ air 1000 kg/m³.

maka :

$$G_w = \frac{479952}{1,00074 \times 7,5 \times 1000}$$

$$= 4,363 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$= 1,212 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{dt}.$$

- Tenaga⁴⁴ yang dipakai untuk menggerakkan pompa

Tenaga yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa diambil dari putaran poros engkol.

$$N = \frac{\rho_w \times Q_s \times H}{75 \times Q_p}$$

⁴⁰ Op, cit, Khovakh, M. hal. 569

⁴¹ Ibid, hal. 569

⁴² Ibid, hal. 568

⁴³ Ibid, hal. 569

⁴⁴ Khetahurap, M., "Marine Auxiliarymachinery and System", Peace Publisher, Moscow, hal. 256

dengan : $Q_p = \text{effisiensi}^{45} \text{ pompa } 0,6 \text{ untuk } A = 6,65.$

$\eta_v = \text{efisiensi}^{46} \text{ volumetris } (0,94-0,995).$

$Q_s = \text{jumlah air teoritis}$

$$= \frac{G_w}{\eta_v}$$

$$= \frac{1,212 \cdot 10^{-3}}{0,96}$$

$$= 0,001265 \text{ m}^3/\text{dt}.$$

$$= 1,26 \text{ liter/dt}.$$

$H = \text{head pompa } 5 \text{ m}.$

sehingga :

$$N_{pw} = \frac{1000 \times 0,0012625 \times 5}{75 \times 0,6}$$

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

untuk lebih amannya diambil daya pompa 1 Hp.

- Putaran⁴⁷ poros pompa air (n_{pw})

$$A = \frac{Q_s \times n_{pw}}{1000}$$

$$6,65 = \frac{1,26 \times n_{pw}}{1000}$$

$$n_{pw} = 5277,778 \text{ rpm}.$$

⁴⁵ Ibid, hal. 256

⁴⁶ Ibid, hal. 256

⁴⁷ Ibid, hal. 258

- Diameter poros pompa

Diameter⁴⁸ poros penghubung pompa air dan kedudukan puli.

$$D_{sh} = \sqrt[3]{\frac{360000 \times N_{pw}}{\sigma_c \times n_{pw}}}$$

dengan : σ_c = tegangan⁴⁹ geser yang diperbolehkan untuk poros yang terbuat dari bahan cast iron = 100 kg/cm².

sehingga :

$$D_{sh} = \sqrt[3]{\frac{360000 \times 1}{100 \times 5277,778}}$$

$$= 0,88 \text{ cm, diambil } 2 \text{ cm.}$$

- Kecepatan⁵⁰ air masuk impeller

Impeller berputar menyebabkan tarikan air pada radiator.

$$C_{wv} = k_{co} \times \sqrt[3]{2 \times g \times H \times n_{s1}^{2/3}}$$

dengan : k_{co} = faktor kecepatan⁵¹ masuk impeller (0,56-0,6) $\times n_{s1}^{2/3}$).

n_{s1} = kecepatan⁵² spesifik impeller

$$= \frac{3,65 \times n_{pw} \times Q_s}{H^3}$$

$$= \frac{3,65 \times 5277,778 \times 0,0012625}{5^3}$$

⁴⁸ Ibid, hal. 259

⁴⁹ Ibid, hal. 259

⁵⁰ Ibid, hal. 258

⁵¹ Ibid, hal. 270

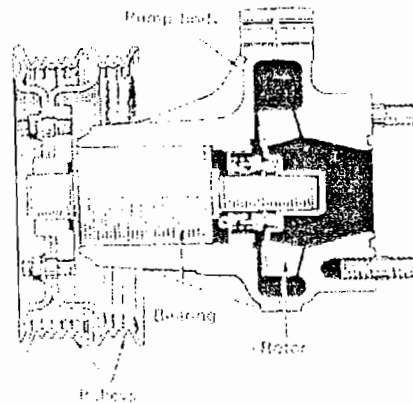
⁵² Ibid, hal. 270

$$= 0,195 \text{ m/dt.}$$

sehingga :

$$C_{vv} = 0,202 \times \sqrt[3]{2 \times 9,81 \times 5 \times 0,195^{2/3}}$$

$$= 0,648 \text{ m/menit.}$$



Gambar 5.9. Pompa air sentrifugal.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-31.

5.2.4. Kipas angin (*cooling fan*)

Kipas pendingin digerakkan oleh motor listrik. Motor listrik ini menerima sinyal dan sensor temperatur pendingin yang dikirimkan dari kepala silinder. Ketika temperatur meningkat pada suatu tingkat yang ditetapkan, sinyal ini merangsang motor relay menggerakkan motor, dan kemudian menggerakkan kipas pendingin. Kipas pendingin hanya bekerja bila dibutuhkan. Ini berarti bahwa mesin dapat mencapai temperatur operasi yang optimal dengan lebih cepat. Selain itu juga membantu mengurangi penggunaan bensin, dan bunyi kipas.

5.2.5. Tangki cadangan (*reservoir tank*)

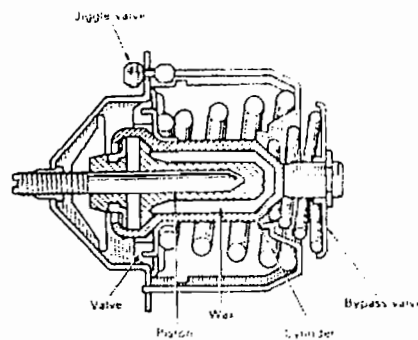
Tangki cadangan dihubungkan ke radiator dengan selang overflow. Bila volume cairan pendingin berekspansi disebabkan naiknya temperatur, maka cairan pendingin yang berlebihan dikirim ke tangki cadangan. Bila temperatur turun, maka cairan pendingin yang ada di dalam tangki cadangan akan kembali ke radiator. Ini untuk mencegah terbuangnya cairan pendingin dan untuk menjamin agar tetap dapat mengirimkan cairan pendingin saat diperlukan penambahan secara tetap.

5.2.6. Thermostat

Temperatur air pendingin yang keluar dari blok mesin 80 °C dengan harapan permukaan dinding silinder selalu konstan sesuai dengan temperatur yang diperbolehkan pada dinding silinder tersebut. Adapun dalam sistem pendinginan terdapat saluran untuk menghubungkan thermostat dengan lubang hisap pompa pendingin. Apabila air dalam blok silinder belum mencapai 80 °C maka air pendingin terus mengalir ke pompa air lewat saluran hisap pompa dan thermostat belum terbuka. Namun bila temperatur air pendingin sudah mencapai 80 °C ke atas, maka thermostat akan terbuka dan air pendingin mengalir menuju radiator untuk didinginkan.

Pada umumnya efisiensi operasi mesin yang tertinggi adalah bila temperaturnya kira-kira pada 80°-90°C (176-194°F).

Thermostat diopersikan oleh *wax sealed* yang ada di dalam silinder, volume *wax* ini berubah disebabkan oleh temperatur. Perubahan volume dalam *wax* menyebabkan silinder bergerak turun atau naik, mengakibatkan katup membuka dan menutup. Thermostat dilengkapi dengan *jiggle valve* yang digunakan untuk mengalirkan air dari sistem pendingin saat menambah cairan pendingin ke dalam sistem.



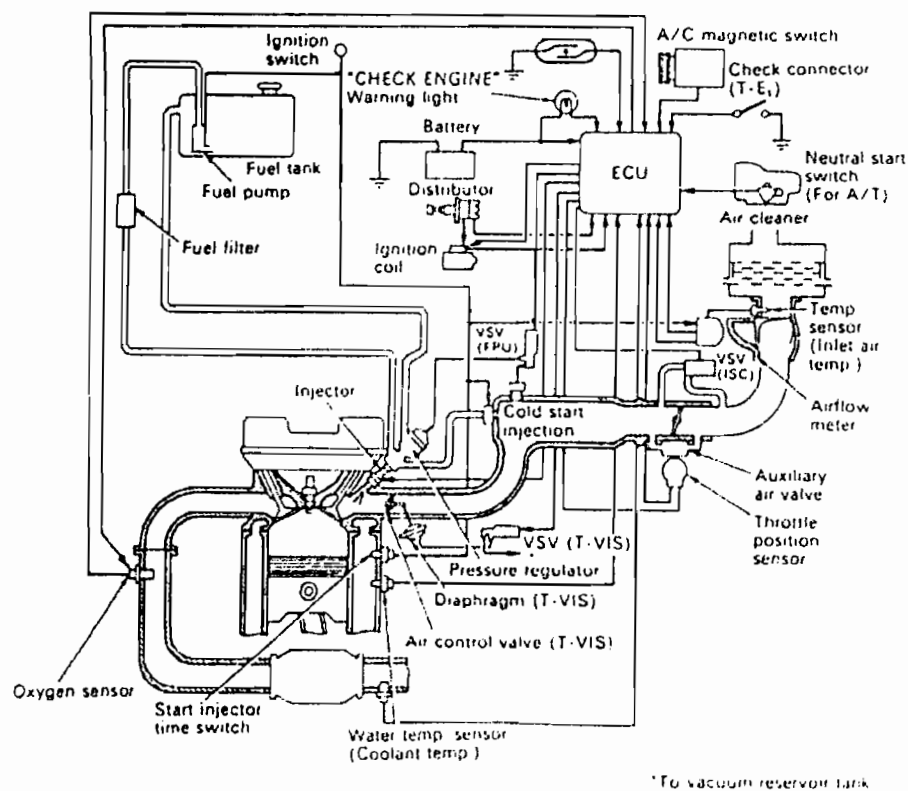
Gambar 5.10. Thermostat.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-34.

5.3. Sistem penyaluran bahan bakar (*fuel system*)

Sistem bahan bakar terdiri dari beberapa komponen, dimulai dari tangki bahan bakar (*fuel tank*) sampai pada pengabutan bahan bakar. Bahan bakar yang tersimpan di dalam tangki dikirim oleh pompa bahan bakar (*fuel pump*) melalui pipa-pipa dan selang-selang. Air dan pasir, kotoran dan benda-benda lainnya dikeluarkan dari bahan bakar oleh saringan (*fuel filter*). Mesin dengan karburator konvensional, jumlah bahan bakar yang diperlukan oleh mesin diatur oleh karburator. Pada mesin modern dengan menggunakan system EFI (*electronic fuel injection*) maka jumlah bahan bakar diatur atau dikontrol lebih akurat oleh komputer dengan mengirimkan bahan

bakar ke silinder melalui injector. Sistem EFI menentukan jumlah bahan bakar yang optimal (tepat) disesuaikan dengan jumlah dan temperatur udara yang masuk, kecepatan mesin, temperatur pendingin, posisi katup throttle, pengembunan oxygen di dalam exhaust pipe, dan kondisi penting lainnya. Komputer EFI mengatur jumlah bahan bakar untuk dikirim ke mesin pada saat penginjeksian dengan perbandingan udara bahan bakar yang optimal berdasarkan kepada karakteristik kerja mesin. Sistem EFI menjamin perbandingan bahan bakar dan udara yang ideal dan efisiensi bahan bakar yang tinggi pada setiap saat. Rangkaian sistem bahan bakar dengan menggunakan sistem EFI ditunjukkan pada Gambar 5.11.



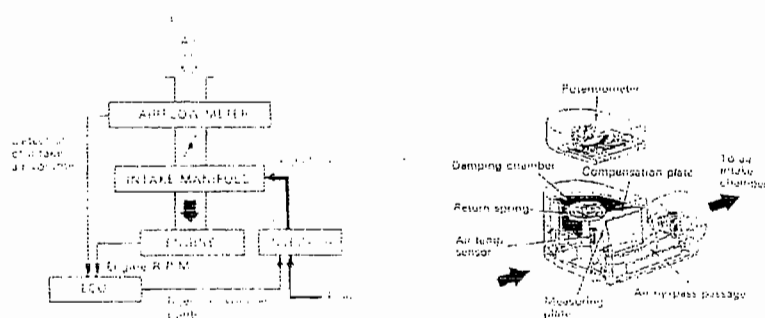
Gambar 5.11. Sistem bahan bakar (sistem EFI).
Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-68.

5.3.1. Macam-macam sistem EFI

Sistem EFI dirancang untuk mengukur jumlah udara yang dihisap dan untuk mengontrol penginjeksian bahan bakar yang sesuai. Besarnya udara yang dihisap diukur langsung dengan dua cara yaitu:

1. Tekanan udara dalam intake manifold (D-EFI system), D-EFI disebut "D-Jetronic" merk dagang dari Bosch. D "Druck", yang berarti tekanan (Jerman). Jetronic berarti penginjeksian (injection).
2. Dengan airflow meter pada system L-EFI atau biasa disebut L-Jetronic. L "luft" yang berarti udara.

Sistem D-EFI tidak begitu akurat dibandingkan dengan sistem L-EFI oleh karena tekanan udara dan jumlah udara dalam intake manifold tidak dalam jumlah yang tepat. Dalam sistem L-EFI, airflow meter langsung mengukur jumlah udara yang mengalir melalui intake manifold. Airflow meter mengukur jumlah udara dengan sangat akurat, sistem L-EFI dapat mengontrol penginjeksian bahan bakar lebih tepat dibandingkan dengan sistem D-EFI. Airflow meter ditunjukkan pada Gambar 5.12.

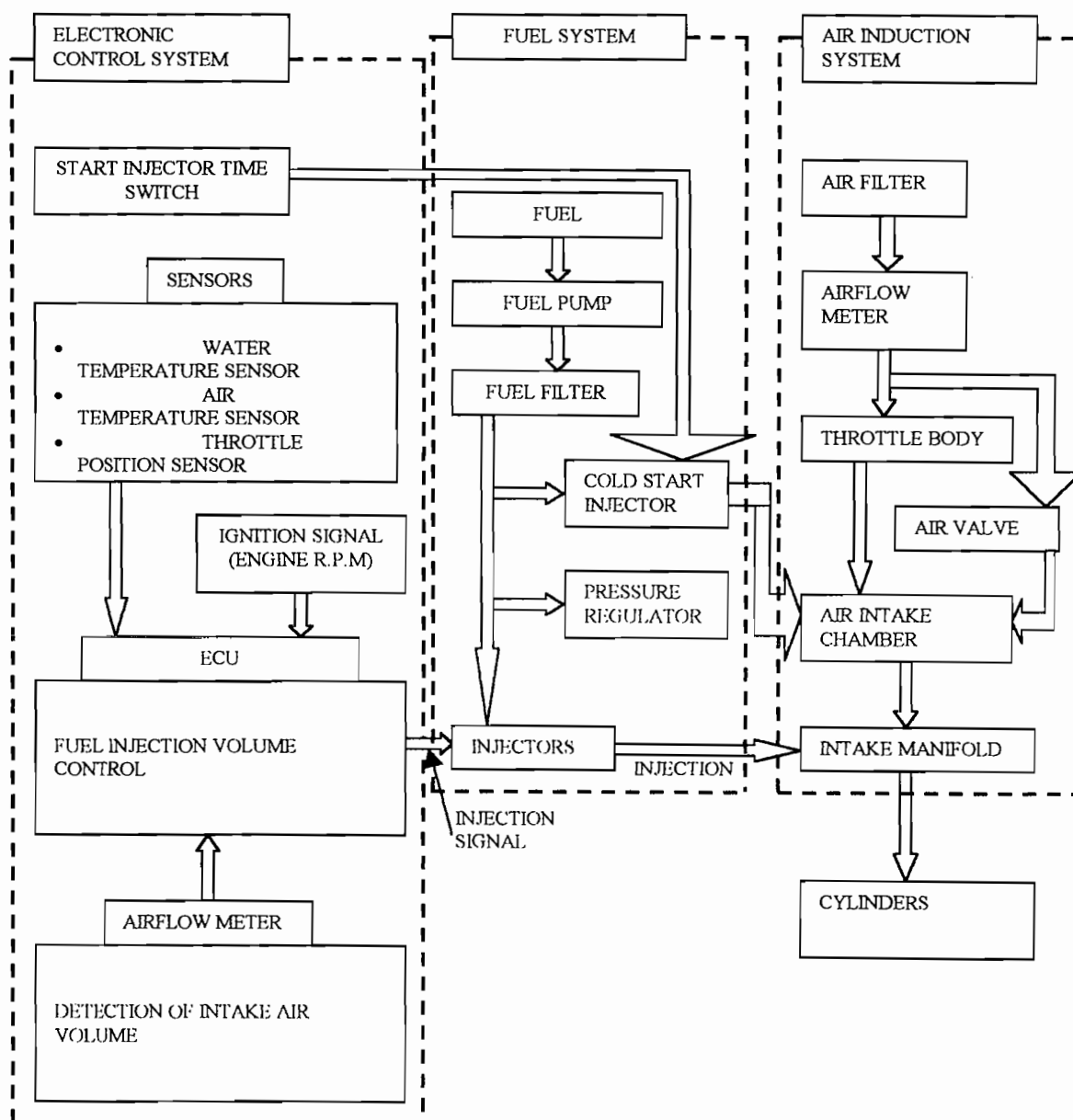


Gambar 5.12. Sistem L-EFI (airflow control type).

Sumber: Toyota Service Training *New Step 1 Training Manual*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-70.

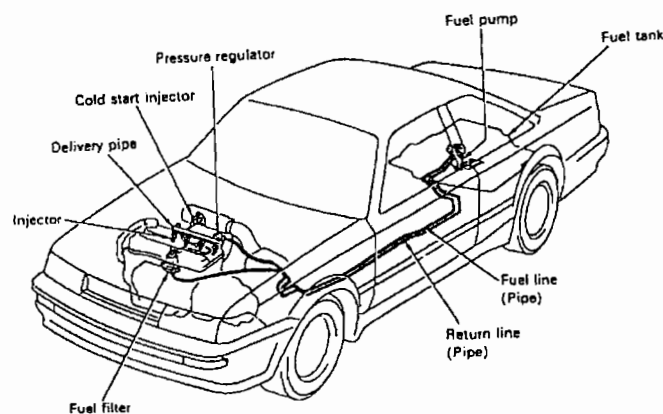
5.3.2. Susunan dasar sistem EFI

Sistem EFI dapat dibagi menjadi 3 sistem fungsional yaitu : sistem bahan bakar (*fuel system*), sistem induksi udara (*air induction system*) dan sistem pengontrol elektronik (*electronic control system*). Dibawah ini diperlihatkan susunan dasar dari ketiga fungsi sistem EFI tersebut.



5.3.2.1. Sistem bahan bakar

Bahan bakar dihisap dari tangki oleh pompa bahan bakar yang dikirim dengan tekanan ke saringan. Bahan bakar yang telah disaring dikirim ke injector dan cold start injector. Tekanan dalam saluran bahan bakar (*fuel line*) dikontrol oleh pressure regulator. Kelebihan bahan bakar dialirkan kembali ketangki melalui return line. Bahan bakar diinjeksikan oleh injector ke dalam intake manifold sesuai dengan injection signal dari EFI computer. Cold start injector menginjeksikan bahan bakar langsung ke air intake chamber saat cuaca dingin sehingga mesin dapat dihidupkan dengan mudah. Lihat Gambar 5.13. dibawah ini.



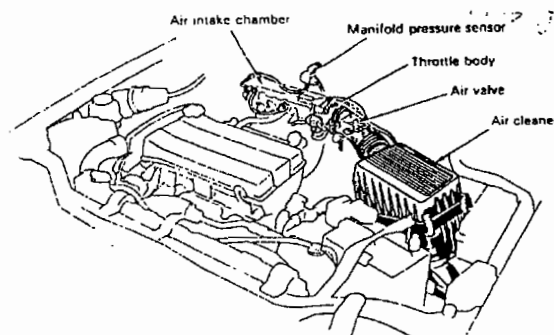
Gambar 5.13. Sistem bahan bakar.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-72.

5.3.2.2. Sistem induksi udara (air induction system)

Udara bersih dari saringan udara (air cleaner) masuk ke airflow meter dengan membuka measuring plate, besarnya pembukaan ini tergantung pada kecepatan aliran udara yang masuk ke intake chamber. Besarnya udara yang masuk ke intake chamber

ditentukan oleh lebarnya katup throttle terbuka. Aliran udara masuk ke intake manifold kemudian ke ruang bakar (combustion chamber). Bila mesin dalam keadaan dingin, air valve mengalirkan udara langsung ke intake chamber dengan membypass throttle. Air valve mengirimkan udara secukupnya ke intake chamber untuk menambah putaran sampai fast idle, tanpa memperhatikan apakah throttle dalam keadaan membuka atau tertutup. Jumlah udara yang masuk dideteksi oleh airflow meter (L-EFI). Sistem injeksi udara ditunjukkan pada Gambar 5.14.



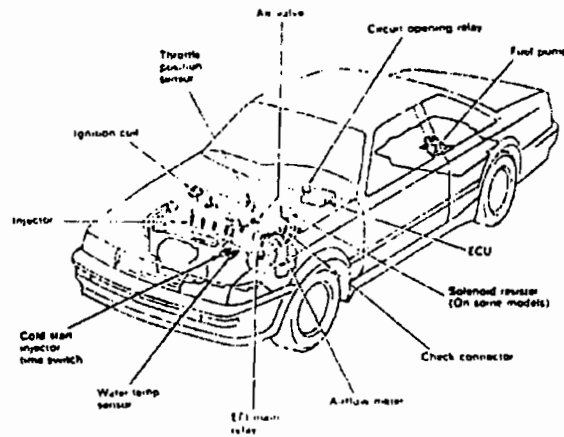
Gambar 5.14. Sistem induksi udara.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-72.

5.3.2.3. Sistem pengontrol elektronik (electronic control system)

Sistem pengontrol elektronik termasuk sensor-sensor (untuk mendeteksi kondisi kerja mesin) dan komputer yang menentukan ketepatan jumlah penginjeksian bahan bakar sesuai dengan signal yang diterima dari sensor-sensor. Sensor-sensor ini mengukur jumlah udara yang dihisap, beban mesin, temperatur air pendingin, temperatur udara, saat akselerasi atau deselerasi, kemudian mengirim signal ke komputer. Komputer menghitung dengan tepat jumlah penginjeksian bahan bakar

atas dasar signal tadi, dan mengirimkan signal penginjeksian yang diperlukan ke injektor-injektor. Lihat Gambar 5.15.



Gambar 5.15. Sistem pengontrol elektronik.
Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-72.

Fungsi sensor dan signal:

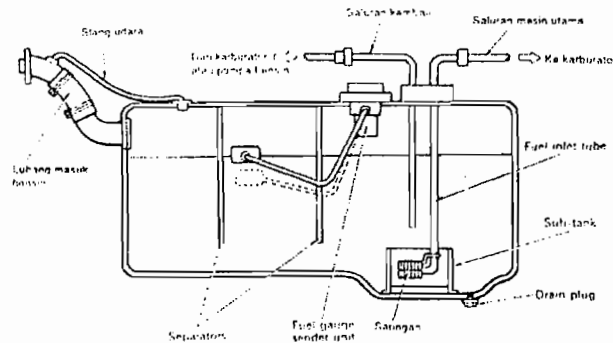
SENSOR/SIGNAL	URAIAN	
Intake air amount signal	Air flow meter (L-EFI)	Airflow meter dipasang pada intake sistem, mendeteksi jumlah udara yang masuk sesuai dengan besarnya pembukaan sudut pada measuring plate, dan mengubahnya dengan potentiometer ke dalam signal tegangan dan mengirim signal ke ECU.
	Manifold pressure sensor (D-EFI)	Manifold pressure sensor atau silicon chip terpasang dalam unit vacuum sealed sensor. Bila vacuum intake manifold bekerja pada salah satu sisi chipnya, menyebabkan adanya perbedaan tekanan dan merubah tahanan pada chip. Oleh rangkaian IC perubahan tersebut diperkuat dan dirubah ke dalam signal tegangan yang dikirim ke ECU berupa signal.
Ignition signal (IG)	Perubahan pada tegangan primary pada ignition coil dideteksi dan dikirim ke ECU sebagai suatu signal. ECU menentukan saat penginjeksian sesuai kecepatan mesin.	
Water temperature sensor (THW)	Mendeteksi temperatur pendingin dengan sebuah thermistor dan dirubah ke dalam signal tegangan dan mengirim signal ke ECU.	

Air temperature sensor (THA)	Dipasang pada airflow meter (L-EFI) atau di dalam rumah saringan udara (D-EFI), yang mendeteksi temperatur udara yang masuk dengan thermistor dan diubah ke dalam signal tegangan dan selanjutnya dikirim signal ke ECU.
Starter signal (STA)	Bekerjanya starter dideteksi oleh tegangan terminal ST dari ignition switch dan mengirimkan signal ke ECU menandakan bahwa mesin sedang distart (cranking).
Throttle position sensor (IDL/PSW)	Dipasang pada throttle shaft yang terdapat pada throttle body yang fungsinya mengontrol jumlah udara yang masuk dan mendeteksi posisi throttle valve dan dirubah menjadi signal tegangan ke ECU, untuk menentukan posisi mesin pada putaran idling, bekerja dengan beban ringan.
Oxygen sensor (OX)	Terpasang pada exhaust manifold, dan mendeteksi jumlah sisa oxygen dalam gas buang, dirubah menjadi tegangan variabel, dan mengirim signal ke ECU. Ini akan membantu komputer menentukan campuran udara dan bahan bakar (perbandingan udara dan bahan bakar) yang di supply ke mesin.

5.3.3. Tangki bahan bakar (fuel tank)

Tangki bahan bakar (fuel tank) terbuat dari pelat baja tipis. Tangki ini biasanya ditempatkan di bawah atau di bagian belakang kendaraan untuk mencegah terjadinya kebocoran dan mencegah benturan. Bagian dalam dilapisi dengan anti karat. Tangki bahan bakar dilengkapi dengan pipa untuk pengisian bensin, sebuah penguras (drain plug) untuk mengeluarkan bensin, dan sebuah alat pengukur (fuel sender gauge) yang dapat menunjukkan jumlah bensin yang tersimpan di dalam tangki. Selain itu pada tangki dibagi-bagi dalam beberapa bagian dengan pemisah (separator). Pemisah-pemisah ini berfungsi sebagai “damper” bila kendaraan berjalan atau berhenti secara tiba-tiba atau bila berjalan di jalan yang kasar. Pipa bahan bakar dibuat dari seng (zinc-plate) dan tembaga (copper lined steel) dan bagian yang

dihubungkan ke mesin dibuat dari selang-selang karet (rubber hose). Konstruksi tangki ditunjukkan pada Gambar 5.16.

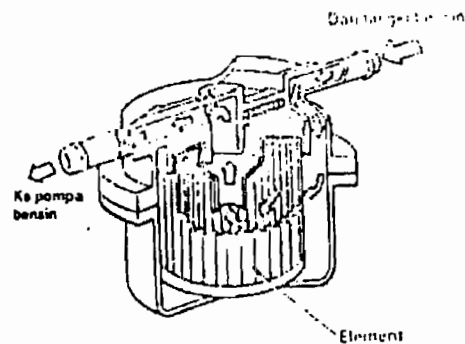


Gambar 5.16. Tangki bahan bakar.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*, PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-45.

5.3.4. Saringan bahan bakar (fuel filter)

Bensin adakalanya mengandung kotoran dan air dan bila masuk akan menyumbat saluran-saluran yang kecil pada komponen sistem bahan bakar yang dapat menimbulkan problem pada mesin. Saringan bensin yang letaknya antara tangki dan pompa bahan bakar akan menyaring benda asing dari bahan bakar. Elemen saringan menahan aliran bahan bakar dan menyaring air, pasir, dan kotoran lainnya yang lebih berat dari bensin. Kotoran akan mengendap dibagian bawah saringan, sedangkan benda asing yang ringan menempel pada elemen. Saringan bensin tidak dapat diperbaiki, dan harus diganti dalam satu unit. Lihat Gambar 5.17.



Gambar 5.17. Saringan bahan bakar.

Sumber : Toyota Service Training, *New Step 1 Training Manual*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-47.

5.3.5. Pompa bahan bakar tipe listrik (electric fuel pump)

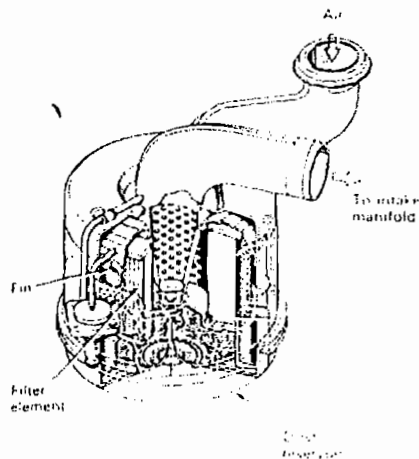
Pompa bahan bakar menghasilkan tekanan 2 kg/cm² atau lebih dibanding dengan pompa bahan bakar mekanik. Selain itu juga getaran yang terjadi berkurang. Karena tidak digerakkan oleh poros nok, pompa bahan bakar tetap dapat mengirimkan bahan bakar walaupun mesin dalam keadaan mati dan tidak perlu pemasangan pada mesin. Biasanya pompa ini dipasangkan di dalam tangki (in tank type) atau disekitar saluran bahan bakar (in line type). Bahan bakar ditekan oleh turbin. Pompa bahan bakar tipe turbin tidak menimbulkan bunyi dan tidak memerlukan silencer seperti yang digunakan pada tipe rotor. Rangkaian pompa ditunjukkan pada Gambar 5.18.



Gambar 5.18. Pompa bahan bakar.
 Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
 PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-50.

5.3.6. Saringan udara (air filter)

Udara luar biasanya mengandung debu. Bila debu masuk ke silinder-silinder bersama dengan udar yang dihisap, hal ini akan mempercepat keausan dan mengotori oli pelumas. Akibatnya masa penggunaan mesin menjadi pendek. Oleh sebab itu, udara harus dibersihkan sebelum sampai ke silinder-silinder. Ada beberapa tipe saringan udara yang digunakan pada mobil-mobil yaitu saringan udara tipe kertas dan saringan udara yang elemennya terbuat dari baja wool yang direndam minyak, dan tipe siklon. Pada perencanaan ini digunakan saringan udara tipe siklon (cyclone type air cleaner) yang merupakan saringan udara tipe kertas sebagai elemennya. Elemen ini berbentuk sirip-sirip untuk menghasilkan pusaran udara. Sebagian besar partikel-partikel kotoran ditampung dalam kotak saringan oleh gaya sentrifugal dari pusaran udara. Perencanaan ini tujuannya untuk mengurangi tersumbatnya elemen saringan dan tidak dibutuhkan perawatan yang terlalu sering seperti tipe lainnya, Gambar 5.16.

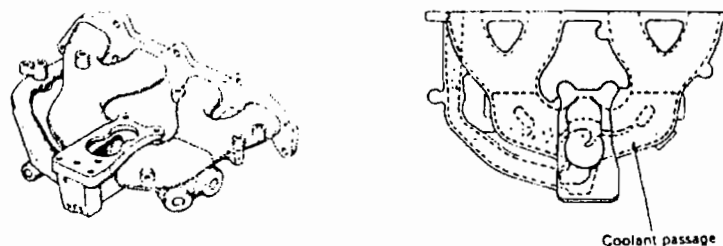


Gambar 5.19. Saringan udara.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-41.

5.3.7. Intake manifold

Intake manifold mendistribusikan campuran udara bahan bakar ke silinder-silinder. Intake manifold dibuat dari paduan aluminium, yang dapat memindahkan panas lebih efektif dibanding dengan lainnya. Intake manifold diletakkan sedekat mungkin dengan sumber panas yang memungkinkan campuran udara dan bahan bakar cepat menguap. Pada beberapa mesin, intake manifold letaknya dekat dengan exhaust manifold. Lihat Gambar 5.20.

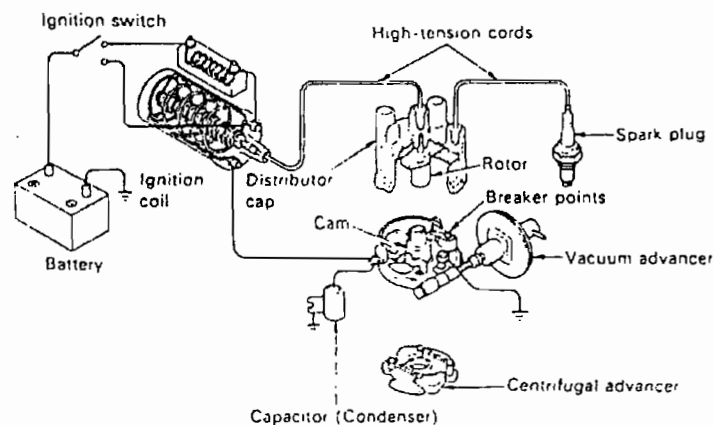


Gambar 5.20. Intake manifold.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-42.

5.4. Sistem pengapian

Sistem pengapian (ignition system) pada automobile berfungsi untuk menaikkan tegangan baterai menjadi 10 KV atau lebih dengan mempergunakan ignition coil dan kemudian membagi-bagikan tegangan tinggi tersebut ke masing-masing busi melalui distributor dan kabel tegangan tinggi. Loncatan bunga api pada busi diperlukan untuk menyalakan campuran udara dan bahan bakar yang telah dikompresikan oleh torak di dalam silinder. Tipe sistem pengapian baterai (konvensional) ini dipergunakan pada seluruh motor bensin untuk mobil modern. Sistem pengapian baterai biasanya terdiri dari baterai, ignition coil, distributor, kabel tegangan tinggi dan busi seperti diperlihatkan pada Gambar 5.21.



Gambar 5.21. Rangkaian sistem pengapian baterai.

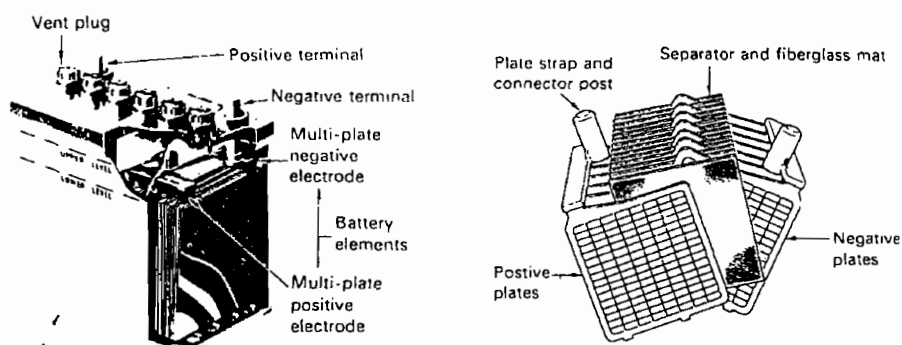
Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 6-13.

Fungsi dari komponen-komponen:

5.4.1. Baterai

Menyediakan arus listrik tegangan rendah biasanya 12 V untuk ignition coil.

Baterai ialah alat elektro kimia yang dibuat untuk untuk mensuplai listrik ke masing-masing sistem kelistrikan atau alat yang memerlukannya. Di dalam baterai mobil terdapat elektrolit asam sulfat, elektroda positif dan negatif dalam bentuk pelat. Pelat-pelat dibuat dari timah. Ruangan dalamnya dibagi menjadi beberapa sel biasanya 6 sel, untuk baterai mobil dan masing-masing dalam sel terdapat beberapa elemen yang terendam di dalam elektrolit. Antara pelat-pelat positif dan negatif masing-masing dihubungkan oleh pengikat pelat (plate strip) terpisah. Ikatan pelat-pelat positif dan negatif ini dipasangkan secara berselang-seling, yang dibatasi oleh separator dan fiberglass. Penyusunan pelat-pelat seperti ini tujuannya memperbesar luas singgungan antara bahan aktif dan elektrolit, agar listrik yang dihasilkan besar. Gaya elektromotif (EMP) yang dihasilkan satu sel kira-kira 2,1 V. berat elektrolit pada baterai saat ini kira-kira 1,26-1,28 (pada temperatur 20 °C) elektrolit yang berat jenisnya 1,26 mengandung 65% air sulingan dan 35% asam sulfat. Bagian-bagian baterai lihat Gambar 5.22.

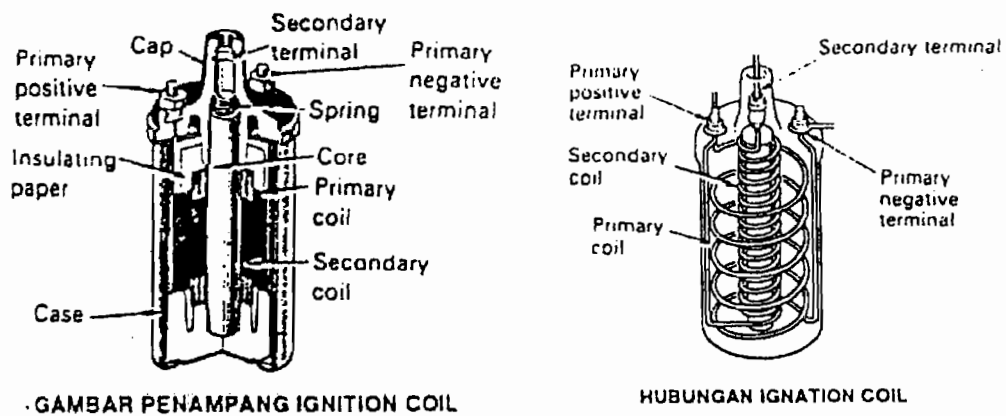


Gambar 5.22. Baterai.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 6-2.

5.4.2. Ignition coil

Merubah arus listrik 12 V yang diterima dari busi menjadi tegangan tinggi (10 KV atau lebih) untuk menghasilkan loncatan bunga api yang kuat pada celah busi. Pada ignition coil, kumparan primer dan sekunder digulung pada inti besi. Kumparan-kumparan ini akan menaikkan tegangan yang diterima dari baterai menjadi tegangan yang sangat tinggi melalui induksi elektromagnet/induksi magnet listrik. Inti besi (core) yang dikelilingi oleh kumparan, terbuat dari baja silicon tipis yang digulung ketat. Kumparan sekunder terbuat dari kawat tembaga yang tipis (\varnothing 0,05-0,1 mm) yang digulung 15.000 sampai 30.000 kali lilitan pada inti besi, sedangkan kumparan terbuat dari kawat tembaga yang relatif tebal (\varnothing 0,5-1.0 mm) yang digulung 150 sampai 300 kali lilitan mengelilingi kumparan sekunder. Antara lapisan kumparan yang satu dengan yang lain disekat dengan kertas yang tahan panas. (Gambar 5.23.).



Gambar 5.23. Ignition coil.

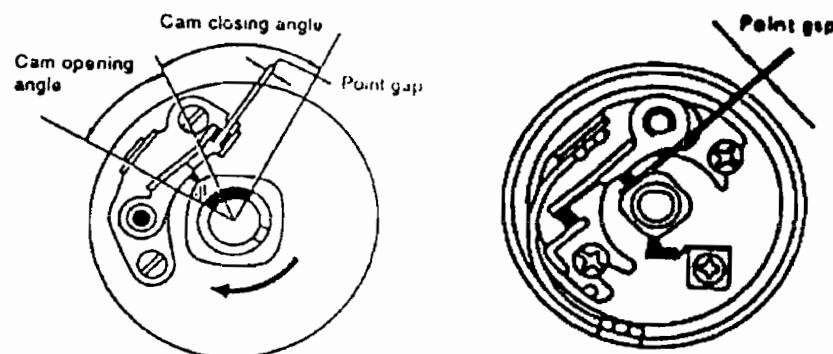
Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 6-14.

5.4.3. Distributor

Fungsi distributor dapat dibagi dalam 4 bagian yaitu :

1. Bagian pemutus arus

Pada bagian ini terdiri dari: cam (nok) yang berfungsi membuka platina (breaker point) pada sudut crankshaft yang tepat untuk masing-masing silinder. Platina berfungsi untuk memutus dan menghubungkan arus listrik dari kumparan primer coil ke massa agar terjadi induksi pada kumparan sekunder coil. Induksi terjadi pada saat platina terbuka. Condenser berfungsi untuk mencegah terjadinya loncatan bunga api pada platina. Kemampuan condenser dapat ditunjukkan dengan berapa besar kapasitasnya. Kapasitas condenser diukur dalam mikro farad (μf) sekitar 0,15-0,25 μf . Bagian pemutus arus dapat dilihat pada Gambar 5.24.

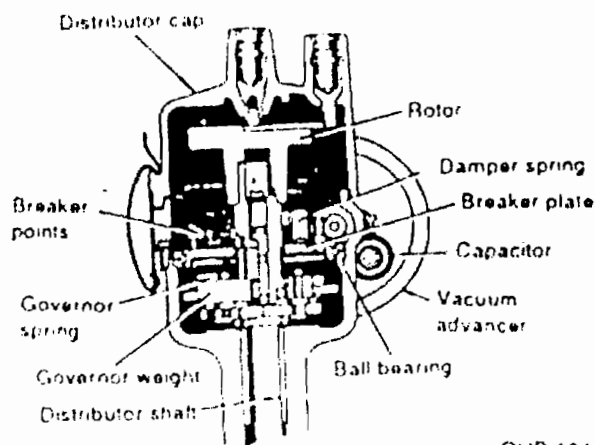


Gambar 5.24. Distributor (bagian pemutus arus).
 Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
 PT. Toyota Astra Motor., hal. 6-15.

2. Bagian distributor

Bagian ini berfungsi membagi-bagikan (mendistribusikan) arus tegangan tinggi yang dihasilkan ignition coil ke busi pada tiap-tipa silinder sesuai dengan urutan

pengapian (ignition order). Bagian ini terdiri dari tutup distributor dan rotor (lihat Gambar 5.25.).



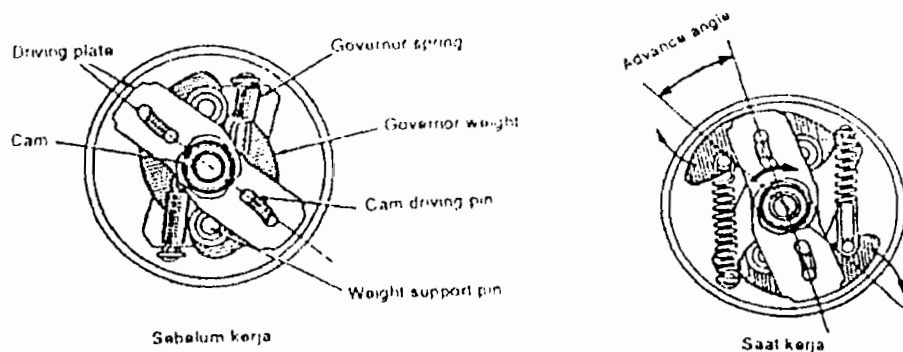
OHP 104

Gambar 5.25. Bagian distributor.

Sumber : Toyota Service Training, *New Step 1 Training Manual.*, PT. Toyota Astra Motor., hal. 6-15.

3. Bagian governor advancer

Bagian ini berfungsi untuk memajukan saat pengapian sesuai dengan pertambahan putaran mesin. Bagian ini terdiri dari governor weight dan governor spring. Gambar 5.26. menunjukkan konstruksi dari governor advancer.

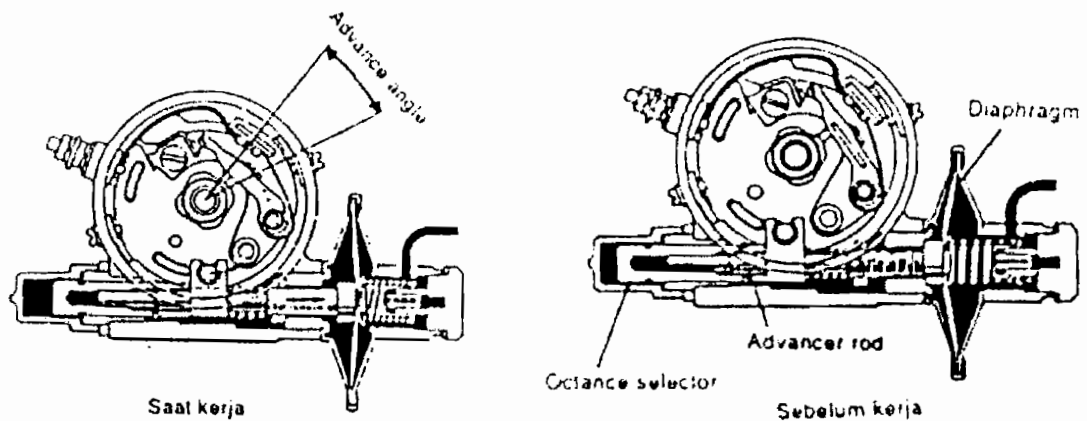


Gambar 5.26. Governor advancer.

Sumber : Toyota Service Training, *New Step 1 Training Manual.*, PT. Toyota Astra Motor., hal. 6-16.

4. Bagian vakum advencer

Bagian ini berfungsi untuk memundurkan atau memajukan saat pengapian pada saat beban mesin bertambah atau berkurang. Bagian ini terdiri dari breaker plate dan vakum advencer, yang akan bekerja atas dasar kevakuman yang terjadi di dalam intake manifold. Gambar 5.27. menunjukkan kerja dari vakum advencer.



Gambar 5.27. Bagian vakum advencer.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 6-16.

5.4.4. Kabel tegangan tinggi

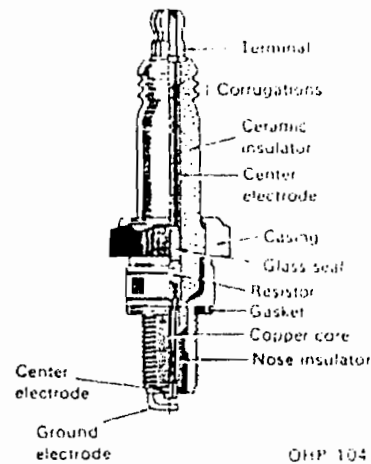
Kabel-kabel tegangan tinggi (high tension cord) harus mampu mengalirkan arus listrik tegangan tinggi yang dihasilkan di dalam ignition coil ke busi-busi. Penghantar (core) dibungkus dengan insulator karet yang tebal untuk mencegah terjadinya kebocoran arus listrik tegangan tinggi. Insulator karet yang (rubber insulator) kemudian dilapisi oleh pembungkus (sheath). Kabel resistive terbuat dari fiberglass yang dipadu dengan karbon dan karet sintesis yang digunakan sebagai core untuk

memberikan pegangan yang cukup kuat untuk meredam bunyi pengapian (ignition noise) pada radio.



5.4.5. Busi

Arus listrik tegangan tinggi dari distributor menimbulkan bunga api dengan temperatur tinggi diantara elektroda tengah dan masa dari busi untuk menyalakan campuran udara dan bahan bakar yang telah dikompresikan. Temperatur elektroda busi dapat mencapai kira-kira 2000 °C (3632 °F) selama langkah pembakaran. Busi harus bisa menjaga kemampuan penyalaan untuk jangka waktu yang lama, meskipun mengalami temperatur tinggi dan perubahan tekanan, dan menjaga tahanan insulator dari tegangan tinggi. Komponen utama busi yaitu isulator, casing, dan elektroda tengah (lihat Gambar 5.28).



Gambar 5.28. Konstruksi busi.

Sumber : Toyota Service Training, *New Step 1 Training Manual*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 6-19.

1. Insulator keramik (ceramic insulator)

Insulator keramik berfungsi untuk memegang elektroda tengah dan berguna sebagai insulator antara elektroda tengah dan casing.

2. Casing

Casing berfungsi untuk menyangga insulator keramik dan juga sebagai mounting busi terhadap mesin.

3. Elektroda tengah

Elektroda tengah terdiri dari komponen-komponen:

- Sumbu pusat (center shaft): mengalirkan arus dan meradiasikan panas yang ditimbulkan oleh elektroda.
- Seal glass (kaca): membuat kerapatan (untuk menghindari kebocoran udara), antara center shaft dan insulator keramik dan mengikat antara center shaft dan elektroda tengah.
- Resistor: mengurangi suara pengapian untuk mengurangi gangguan frekwensi radio.
- Coppercore (inti tembaga): merambatkan panas dari elektroda dan ujung insulator agar cepat radiasi/dingin.
- Elektroda tengah: membangkitkan loncatan bunga api ke masa (elektroda masa).

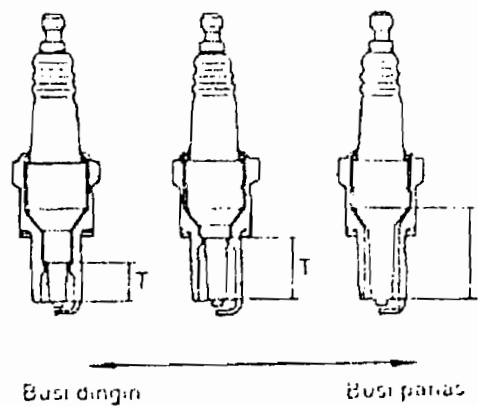
4. Elektroda masa

Elektroda masa dibuat sama dengan elektroda tengah. Alur U (U-groove), alur V (V-groove) dan bentuk khusus dari elektroda yang lain dibuat dengan tujuan agar memudahkan loncatan api agar menaikkan kemampuan pengapian.

5.4.5.1. Nilai panas (heat range) busi

Yang dimaksud dengan nilai panas busi ialah kemampuan meradiasikan sejumlah panas oleh busi. Busi yang meradiasikan panas lebih banyak disebut “busi dingin”, busi tersebut akan tetap dingin, sedangkan busi yang meradiasikan panas yang sedikit disebut “busi panas” karena busi tersebut menahan panas. Batas operasional terendah busi adalah self-cleaning temperature (pada kondisi ini akan bersih dengan sendirinya), sedangkan batas tertinggi yaitu pre-ignition temperature. Busi akan mempunyai kemampuan maksimum bila elektroda tengahnya mempunyai temperatur antara 450°C dan 900°C (820°F dan 1724°F).

Panjang ujung insulator (T) dari busi dingin dan busi panas (lihat Gambar 5.29.) dapat dibedakan sebagai berikut: busi dingin mempunyai ujung insulator yang lebih pendek, maka perambatan panas sangat baik dan temperatur elektroda tengah tidak akan naik terlalu tinggi. Sedangkan busi panas mempunyai ujung insulator yang panjang, sehingga jalur perambatan panas menjadi kecil. Akibatnya temperatur elektroda tengah menjadi naik.

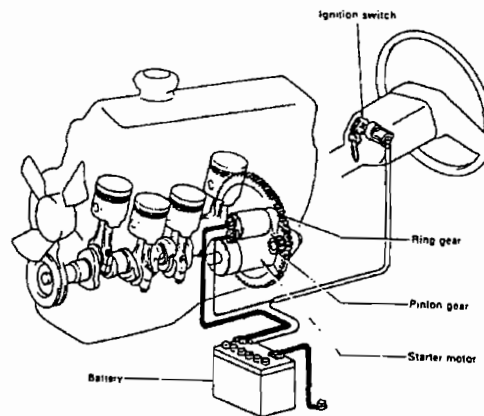


Gambar 5.29. Busi dingin dan busi panas.

Sumber : Toyota Service Training, *New Step 1 Training Manual*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 6-21.

5.5. Sistem starter mesin

Suatu mesin tidak dapat mulai hidup (start) dengan sendirinya, maka mesin tersebut memerlukan tenaga dari luar untuk memutar poros engkol dan membantu untuk menghidupkan. Mobil umumnya menggunakan motor listrik, digabungkan dengan magnetic switch yang memindahkan gigi pinion yang berputar ke ring gear yang dipasangkan dibagian luar dari fly wheel, sehingga ring gear berputar (dan juga poros engkol). Motor starter harus dapat menghasilkan momen yang besar dari tenaga yang kecil yang tersedia dari baterai. Umumnya yang dipergunakan ialah motor serie DC (arus searah). Rangkaian sistem start ditunjukkan pada Gambar 5.30.



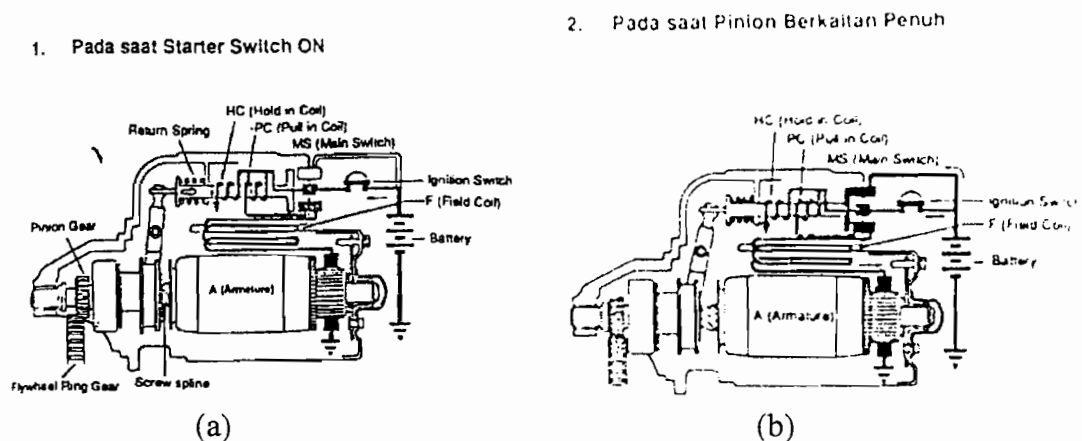
Gambar 5.30. Sistem start.

Sumber : Toyota Service Training, *New Step 1 Training Manual*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 6-25.

Cara kerja motor starter:

Apabila starter switch diputar ke posisi ON, maka arus baterai mengalir melalui hold in coil ke massa dan dilain pihak pull in coil, field coil dan ke massa melalui armature. Pada saat ini hold dan pull ini coil membentuk gaya magnet dengan arah gaya yang sama, dikarenakan arah arus yang mengalir pada kedua kumparan tersebut sama. Pada Gambar 5.31.a. Dari kejadian ini kontak plate (plunger) akan bergerak ke arah menutup main switch, sehingga drive lever bergerak menggeser starter clutch ke arah posisi berkaitan dengan ring gear. Oleh karena arus yang mengalir ke field coil pada saat itu relatif kecil maka armature berputar lambat dan memungkinkan perkaitan pinion dengan ring gear menjadi lembut. Pada keadaan ini kontak plate belum menutup main switch. Bila pinion gear sudah berkaitan penuh dengan ring gear, kontak plate akan mulai menutup main switch, lihat Gambar 5.31.b. maka arus dari pull in coil tidak dapat mengalir, akibatnya kontak plate ditahan oleh kemagnetan hold in coil saja. Bersamaan dengan itu arus yang besar akan mengalir

dari baterai ke field coil – armature – massa melalui main switch. Akibatnya starter dapat menghasilkan momen puntir yang besar yang digunakan memutar ring gear. Bila mesin sudah mulai hidup, ring gear akan memutar armature melalui pinion. Untuk menghindari kerusakan pada starter akibat hal tersebut maka kopling starter akan membebaskan dan melindungi armature dari putaran yang berlebihan.



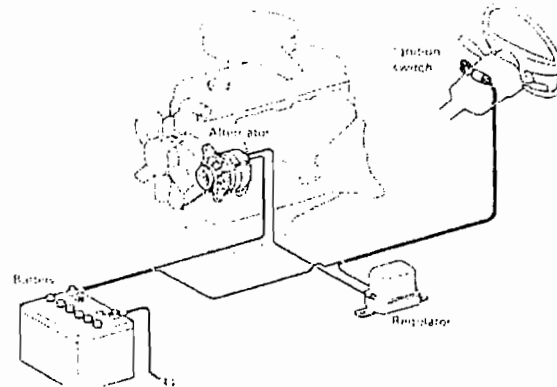
Gambar 5.31. Cara kerja motor starter.

Sumber : Toyota Service Training, *New Step 1 Training Manual*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 6-29.

5.6. Sistem pengisian (charging system) baterai

Fungsi baterai pada automobile untuk mensuplai kebutuhan listrik pada komponen-komponen listrik pada mobil tersebut. Namun demikian kapasitas baterai sangatlah terbatas, sehingga tidak akan dapat mensuplai tenaga listrik terus menerus. Dengan demikian, baterai harus selalu terisi penuh agar dapat mensuplai kebutuhan listrik setiap waktu. Sistem pengisian akan memproduksi listrik untuk mengisi kembali baterai. Sebagian besar mobil dilengkapi dengan alternator yang

menghasilkan arus bolak-balik dan arus tersebut harus disearahkan sebelum dikeluarkan. Rangkaian sistem pengisian dapat dilihat pada Gambar 5.32.



Gambar 5.32. Rangkaian sistem pengisian.
Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 6-31.

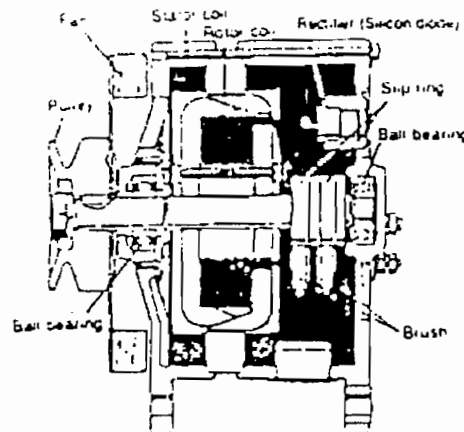
5.6.1. Regulator

Fungsi regulator adalah mengatur besar arus listrik yang masuk ke dalam rotor coil sehingga tegangan yang dihasilkan oleh alternator tetap konstant menurut harga yang telah ditentukan walaupun putarannya berubah-ubah. Regulator juga berfungsi untuk mematikan tanda dari lampu pengisian, lampu tanda pengisian akan secara otomatis mati apabila alternator sudah menghasilkan arus listrik.

5.6.2. Alternator

Fungsi alternator untuk merubah energi mekanik yang didapatkan dari mesin menjadi tenaga listrik. Energi mekanik dari mesin disalurkan sebuah puli, yang memutar rotor dan menghasilkan arus listrik bolak-balik pada stator. Arus bolak

balik ini kemudian diubah menjadi arus searah oleh diode-diode, sikat-sikat yang mensuplai arus listrik ke rotor, bearing-bearing yang memungkinkan rotor berputar lembut dan kipas untuk mendinginkan rotor, stator dan diode. Gambar 5.33. menunjukkan sebuah alternator.



Gambar 5.33. Alternator.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*, PT. Toyota Astra Motor., hal. 6-32.

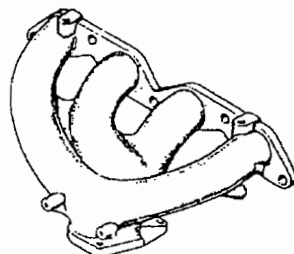
5.7. Sistem pembuangan gas bekas pembakaran

Pembuangan gas bekas pembakaran dilakukan guna menghindari terganggunya proses pembakaran berikutnya, sehingga daya mesin yang dihasilkan optimal. Komponen-komponen yang digunakan pada proses pembuangan yaitu:

5.7.1. Exhaust manifold

Exhaust manifold menampung gas bekas dari semua silinder dan mengalirkan gas tersebut ke pipa buang (exhaust pipe). Exhaust manifold dibaut pada kepala

silinder, saluran manifold disambungkan langsung pada lubang gas bekas (exhaust port) pada silinder.

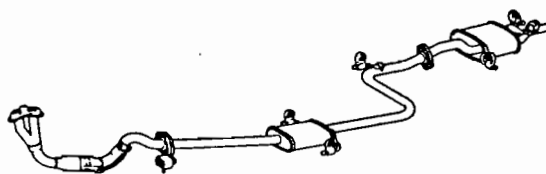


Gambar 5.34. Exhaust manifold.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-42.

5.7.2. Pipa buang

Pipa buang adalah pipa baja yang mengalirkan gas bekas dari exhaust manifold ke udara bebas. Pipa itu sendiri dibagi beberapa bagian, pipa bagian depan (front pipe), pipa bagian tengah (center pipe) dan pipa bagian belakang (tail pipe). Susunan ini dibuat sedemikian rupa untuk memudahkan saat penggantian catalytic converter atau muffler tanpa melepas sistem keseluruhannya.



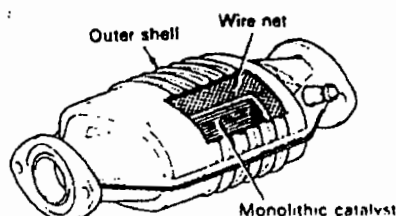
Gambar 5.35. Pipa buang.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-42.

5.7.3. Catalytic converter

Catalytic converter merupakan komponen muffler dari emission control sistem. Bertujuan untuk mengurangi jumlah CO (carbon monoxide), HC (hydrocarbon gas)

dan Nox (Oxides of Nitrogen) yang terkandung dalam gas bekas. Tipe catalytic converter yang digunakan disini adalah tipe monolithic sebab mempunyai tahanan gas buang yang kecil, lebih ringan dan membantu mempercepat pemanasan pada mesin.



Gambar 5.36. Catalytic converter.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-43.

5.7.4. Muffler

Gas bekas dikeluarkan dari mesin dengan tekanan yang tinggi sekitar 3-5 kg/cm² dan temperatur sekitar 600-800 °C. besarnya panas ini kira-kira 34% dari energi panas yang dihasilkan oleh mesin. Bila gas bekas dengan panas dan tekanan yang tinggi seperti ini langsung ditekan ke udara luar, maka gas tersebut akan mengembang dengan cepat sekali, menyebabkan timbulnya suara ledakan yang keras. Muffler digunakan untuk mencegah terjadinya hal tersebut. Gas bekas dikurangi tekanannya dan didinginkan saat melalui muffler.



Gambar 5.37. Muffler.

Sumber : Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual.*,
PT. Toyota Astra Motor., hal. 3-43.

BAB VI

MENJALANKAN, MERAWAT DAN MENCARI SUMBER KERUSAKAN MESIN

6.1. Menjalankan mesin baru

Persiapan yang perlu diperhatikan sebelum menjalankan mesin yang masih baru meliputi beberapa hal sebagai berikut:

1. Periksa semua sekrup dan baut; kokohkan apabila ada yang longgar. Jangan lupa memeriksa keadaan saringan udara, sebab umur mesin akan menjadi pendek apabila saringan udara tidak dalam keadaan baik.
2. Pakai minyak pelumas dan gemuk yang sesuai dengan yang dicantumkan dalam buku pedoman menjalankan mesin.
3. Isilah radiator dengan air bersih. Beri larutan anti beku apabila ada kemungkinan terjadi pembekuan air pendingin, khususnya pada waktu tidak dipakai.
4. Periksa tangki bahan bakar dan salurannya ada dalam keadaan bersih. Sesudah itu isikan bahan bakar yang bersih dan buanglah udara dari dalam saluran bahan bakar, dari tangki sampai ke penyemprot bahan bakar.
5. Periksa semua bagian mesin yang akan bergerak supaya dapat diketahui apakah ada yang kurang baik atau rusak.

Umur mesin sangat tergantung pada cara menjalankan dan menangani mesin tersebut pada waktu mesin itu dalam keadaan masih baru. Dalam hal tersebut cermatlah dalam memeriksa keadaan minyak pelumas dan hal lainnya yang menyangkut masalah

perawatannya. Maka selama 60 jam pertama, beberapa hal tersebut dibawah ini perlu diperhatikan:

- (1). Sesudah mesin dapat distart, panaskan mesin terlebih dahulu dalam keadaan tanpa beban beberapa saat lamanya. Setelah itu baru mesin boleh dibebani.
- (2). Usahakan tidak menjalankan mesin pada putaran tinggi.
- (3). Demikian beban supaya dibatasi pada 70-80 % dari beban nominalnya.

6.2. Kerusakan dan perbaikannya

1). Mesin tidak dapat distart

Kemungkinan penyebab kerusakan	Perbaikannya
(1). Pada waktu distart, poros mesin tidak berputar atau berputar sangat lambat dan tidak teratur. a. Pada sistim start dengan listrik 1). Baterai lemah atau mati. 2). Terminal baterai kotor. 3). Kabel listrik terlepas, rusak atau putus. 4). Kerusakan pada relai. b. Kerugian mekanis. 1). Kekentalan minyak pelumas terlalu tinggi. 2). Kemacetan pada beberapa bagian. 3). Mesin terlalu dingin. c. Motor starter rusak.	Isi atau ganti baterai. Bersihkan dan lapisi gemuk Perbaiki atau kokohkan sambungan-sambungannya. Perbaiki atau ganti dengan yang baru Panasi atau ganti dengan yang baru. Bongkar dan perbaiki. Panasi. Perbaiki atau ganti.
(2). Tak ada penyemprotan bahan bakar . a. Tidak cukup bahan bakar di dalam tangki. b. Pipa bahan bakar tersumbat. c. Udara di dalam sistim penyemprotan bahan bakar. d. Pompa pengisap bahan bakar tidak menghisap.	Isi bahan bakar. Bersihkan. Keluarkan udara dari sistim bahan bakar. Bongkar pipa, bersihkan dan perbaiki.

e. Sambungan-sambungan antara governor dan pompa atau terlepas.	Perbaiki.
(3). Injektor tidak bekerja dengan baik.	
a. Katup injektor macet.	Buka injektor dan uji dengan alat penguji injektor. Kalau injektor tidak bekerja baik, bongkar dan perbaiki.
b. Injektor mentes.	Sama dengan atas.
(4). Kebocoran gas dari dalam silinder.	
a. Katup hisap atau katup buang macet atau muka katup tidak menutup sempurna pada kedudukannya.	Bongkar dan perbaiki.
b. Pegas katup patah.	Ganti dengan yang baru.
c. Cincin torak macet di dalam alurnya.	Bongkar dan perbaiki.
d. Kebocoran melalui paking kepala silinder.	Kokohkan baut kepala silinder. Ganti paking bila masih bocor.

2). Mesin dapat distart, tetapi tiba-tiba mati.

Kemungkinan penyebab kerusakan	Perbaikannya
(1). Air di dalam tangki bahan bakar.	Buang air dan udara dari dalam tangki dan pipa bahan bakar.
(2). Lubang ventilasi tangki bahan bakar tersumbat.	Bersihkan.
(3). Saringan bahan bakar tersumbat.	Bersihkan atau ganti dengan yang baru.
(4). Katup pompa pengisi bahan bakar kotor atau tersumbat.	Bersihkan.
(5). Udara di dalam pompa bahan bakar.	
a. Kebocoran pada pipa bahan bakar antara pompa dan saringan.	Perbaiki kemudian buang udara dari bahan bakar.

3). Mesin dapat distart tetapi tekanan minyak pelumas tidak naik.

Kemungkinan penyebab kerusakan	Perbaikannya
(1). Kekurangan minyak pelumas.	Tambah.
(2). Kekentalan minyak pelumas terlalu tinggi sehingga tidak terhisap oleh pompa (hal tersebut sering terjadi pada keadaan dingin).	Panasi atau ganti dengan minyak pelumas yang lebih sesuai.

(3). Alat pengukur tekanan rusak (diperkirakan demikian apabila ternyata minyak pelumas memancar keluar pada saat sambungan pipa dilepas).	Gantilah dengan yang baru.
(4). Pipa alat pengukur tekanan buntu.	Bongkar dan bersihkan.
(5). Udara terhisap masuk melalui pipa hisap pompa.	Periksa apakah paking pompa atau pipa isapnya bocor atau sudah rusak. Perbaiki atau ganti dengan yang baru.
(6). Pipa hisap dari pompa atau saringan hisapnya buntu.	Bongkar dan bersihkan.
(7). Saringan minyak pelumas tersumbat.	Bersihkan dan ganti elemennya.

4). Pada waktu mesin bekerja, tekanan minyak pelumas berkurang.

Kemungkinan penyebab kerusakan	Perbaikannya
(1). Kekentalan minyak pelumas berkurang karena terlalu panas sehingga tekanannya pun berkurang. a. Mesin bekerja terus menerus pada daya penuh. b. Kebocoran gas pembakaran melalui sela rorak terlalu besar. c. Banyak bagian-bagian mesin yang macet atau aus (minyak pelumas banyak mengandung serbuk logam).	Matikan mesin. Sesudah minyak pelumas menjadi dingin kembali. Mesin boleh dijalankan. Bongkar mesin dan ganti cincin toraknya. Periksa dan perbaiki bantalan-bantalan poros engkol dan batang penggerak.
(2). Tekanan minyak pelumas tiba-tiba turun dan tak dapat naik kembali. a. Kerusakan bantalan utama poros engkol. b. Pipa minyak pelumas rusak, bocor atau longgar sambungannya.	Panasi atau ganti dengan minyak pelumas yang lebih sesuai. Bongkar, perbaiki, ganti bagian yang rusak. Perbaiki atau ganti.
(3). Udara masuk ke dalam pipa, karena kekurangan minyak pelumas, sehingga tekanan minyak pelumas naik-turun.	Isi minyak pelumas.

5). Daya mesin berkurang.

Kemungkinan penyebab kerusakan	Perbaikannya
--------------------------------	--------------

(3). Alat pengukur tekanan rusak (diperkirakan demikian apabila ternyata minyak pelumas memancar keluar pada saat sambungan pipa dilepas).	Gantilah dengan yang baru.
(4). Pipa alat pengukur tekanan buntu.	Bongkar dan bersihkan.
(5). Udara terhisap masuk melalui pipa hisap pompa.	Periksa apakah paking pompa atau pipa isapnya bocor atau sudah rusak. Perbaiki atau ganti dengan yang baru.
(6). Pipa hisap dari pompa atau saringan hisapnya buntu.	Bongkar dan bersihkan.
(7). Saringan minyak pelumas tersumbat.	Bersihkan dan ganti elemennya.

4). Pada waktu mesin bekerja, tekanan minyak pelumas berkurang.

Kemungkinan penyebab kerusakan	Perbaikannya
(1). Kekentalan minyak pelumas berkurang karena terlalu panas sehingga tekanannya pun berkurang. a. Mesin bekerja terus menerus pada daya penuh. b. Kebocoran gas pembakaran melalui sela rorak terlalu besar. c. Banyak bagian-bagian mesin yang macet atau aus (minyak pelumas banyak mengandung serbuk logam).	Matikan mesin. Sesudah minyak pelumas menjadi dingin kembali. Mesin boleh dijalankan. Bongkar mesin dan ganti cincin toraknya. Periksa dan perbaiki bantalan-bantalan poros engkol dan batang penggerak.
(2). Tekanan minyak pelumas tiba-tiba turun dan tak dapat naik kembali. a. Kerusakan bantalan utama poros engkol. b. Pipa minyak pelumas rusak, bocor atau longgar sambungannya.	Panasi atau ganti dengan minyak pelumas yang lebih sesuai. Bongkar, perbaiki, ganti bagian yang rusak. Perbaiki atau ganti.
(3). Udara masuk ke dalam pipa, karena kekurangan minyak pelumas, sehingga tekanan minyak pelumas naik-turun.	Isi minyak pelumas.

5). Daya mesin berkurang.

Kemungkinan penyebab kerusakan	Perbaikannya
--------------------------------	--------------

pagi.	
(2). Tekanan penyemprotan bahan bakar kurang tepat.	Periksa injektor dan setel tekanannya sesuai dengan pedoman.
(3). Kebocoran gas dari silinder sehingga menurunkan tekanan kompresi.	Periksa gasket kepala silinder dan kondisi cincin piston.
(4). Pendinginan kurang tepat (terlalu dingin).	Periksa dan perbaiki termostat, pompa air, radiator dan sebagainya.
(5). Bahan bakar kurang baik.	Pakailah bahan bakar yang sesuai.
(6). Minyak pelumas masuk ke dalam ruang bakar dan terbakar. a. Cincin torak rusak atau macaet. b. Dinding silinder rusak. c. Minyak pelumas terlalu encer.	Bongkar, perbaiki atau ganti dengan yang baru. Bersihkan lubang-lubang minyak pada piston dan cincin piston Perbaiki atau ganti. Pakailah minyak pelumas yang sesuai.
(7). Bunyi mesin yang tidak normal (ketukan masih terjadi meskipun bahan bakar sudah dihentikan). a. Keausan bantalan pangkal batang penggerak dan poros engkol. b. Celah antara sisi torak dan dinding silinder terlalu besar.	Bongkar dan perbaiki Bongkar, perbaiki atau ganti tabung silinder dan torak yang sesuai.

7). Gas buang terlalu tebal.

Kemungkinan penyebab kerusakan	Perbaikannya
(1). Saat penyemprotan bahan bakar terlalu pagi. a. Kerusakan torak dan cincin torak atau permukaannya belum saling menyesuaikan satu sama lain dengan dinding silinder sehingga minyak pelumas masuk ke dalam ruang bakar. b. Minyak pelumas belum terdapat di dalam pipa gas buang setelah mesin lama bekerja tanpa beban. c. Kebocoran gas dari dalam silinder sehingga tekanan kompresinya berkurang.	Ganti dengan yang baru atau untuk sementara waktu jalankan dulu dengan beban rendah sampai permukaan bagian yang bergesekan saling menyesuaikan. Naikkan putarannya dan bebani mesin. Periksa dan perbaiki.

<p>(2). Gas buang berwarna hitam.</p> <ol style="list-style-type: none"> a. Terlalu banyak bahan bakar yang disemprotkan. b. Saat penyemprotan kurang tepat. c. Tekanan penyemprotan terlalu rendah. d. Penyemprot tidak bekerja baik. <ul style="list-style-type: none"> • Katup injektor macet sehingga pengabutan bahan bakar tidak sempurna. e. Kekurangan udara. <ul style="list-style-type: none"> • Saat pembukaan dan penutupan katup kurang tepat. • Kebocoran gas dari dalam silinder. • Saringan udara tersumbat. 	<p>Periksa dan setel penyemprot bahan bakar.</p> <p>Periksa dan setel.</p> <p>Setel sesuai dengan pedoman.</p> <p>Buka injektor dan ujilah dengan alat penguji.</p> <p>Setel katup.</p> <p>Perbaiki.</p> <p>Bersihkan.</p>
---	--

BAB VII

KESIMPULAN DAN PENUTUP

7.1. Kesimpulan

Dari hasil perhitungan dari segi termodinamika maupun dari segi mekanika, dapat disimpulkan hasil perancangan motor bensin untuk penggerak kendaraan ini adalah :

Tipe mesin:

Mekanisme katup	: 4 katup, DOHC
Diameter x Langkah, mm	: 70 x 72
Kapasitas silinder, cc	: 1109
Perbandingan kompresi	: 9 : 1
Output Maximum, PS/rpm	: 86/6000
Torsi Max, N.m/rpm	: 120/4400
Tekanan indikator aktual, kg/cm ²	: 14,463
Tekanan silinder efektif rata-rata, psi	: 166,116
Efisiensi indikator, %	: 37,5
Efisiensi mekanis, %	: 80,8
Bahan bakar	: Bensin premium (iso-oktane, C ₈ H ₁₈)
Konsumsi bahan bakar per jam pada daya maximum	: 18,181 kg/h.

7.2. Penutup

Demikianlah semua perancangan yang penulis lakukan penulis menyadari bahwa hasil karya ini sangat jauh dari sempurna ini dikarenakan keterbatasan pengetahuan penulis dan sangat kurangnya sumber pendukung yaitu literatur-literatur yang sangat diperlukan dalam perancangan.

Akhir kata penulis berharap hasil karya yang penuh kerja keras ini bisa bermanfaat bagi banyak banyak pihak terutama mereka yang tertarik dengan Motor Thermis terutama mesin-mesin otomotif.

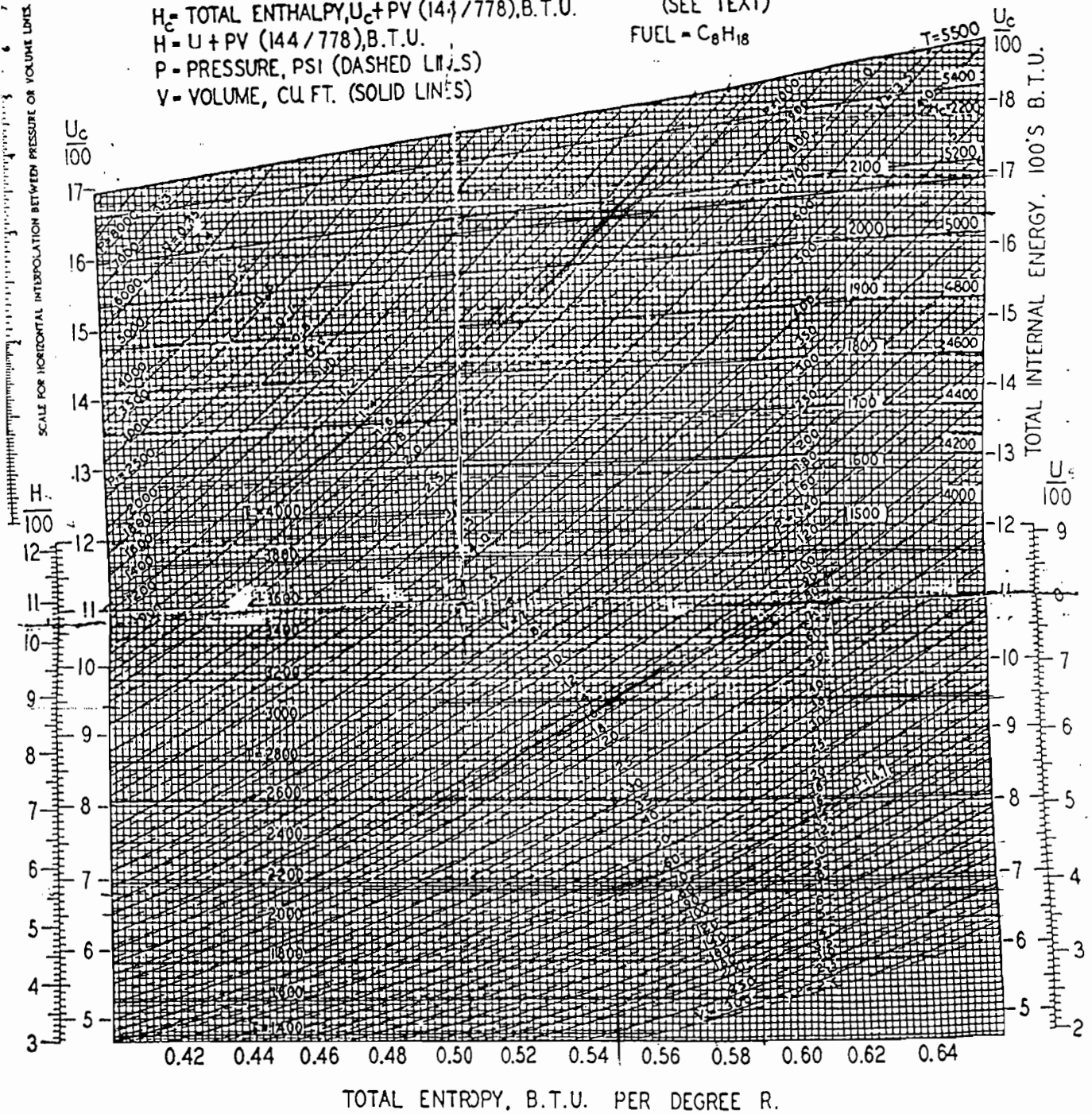
DAFTAR PUSTAKA

- Edward F. Obert., 1968. *Internal Combustion Engines and Air Pollution*. New York, San Francisco, London : Harper & Row, Publishers.
- Maleev V.L., M.E., Dr. A.M., 1945. *Internal Combustion Engines Theory and Design*. Hollywood, California : McGraw-Hill Internasional Book Company.
- Khovakh M., 1979. *Motor Vehicle Engines*. Moscow : Mir Publishers.
- Petrovsky N.S., 1986. *Marine Internal Combustion Engines*. Moscow : Mir Publishers.
- Arismunandar W., 1988. *Penggerak Mula Motor Bakar Torak*. Bandung : Penerbit ITB.
- Arismunandar W., Koichi T., 1997. *Motor Diesel Putaran Tinggi*. Jakarta : PT Pradnya Paramita.
- Sularso, Ir., MSME., Suga Kiyokatsu. 1997. *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta : PT Pradnya Paramita.
- Toyota Service Training. *New Step 1 Training Manual*., PT. Toyota Astra Motor.
- Niemann G., Anton Budiman, Dipl., Ing. 1992. *Elemen Mesin Jilid I*. Jakarta : Penerbit Erlangga.
- Direktorat PTS, 2000. *Buku Ajar Motor Bakar Torak*.
- I Made Suardjaja., Dr., Ir., Mcs. 2002. *Catatan Motor Thermis*. Jogjakarta.

LAMPIRAN

U_c = TOTAL INTERNAL ENERGY, B.T.U.
 U = INT. ENERGY, EXCLUSIVE OF INT. ENERGY OF COMBUSTION.
 H_c = TOTAL ENTHALPY, $U_c + PV$ (144/778), B.T.U.
 H = $U + PV$ (144/778), B.T.U.
 P = PRESSURE, PSI (DASHED LINES)
 V = VOLUME, CU. FT. (SOLID LINES)

S = TOTAL ENTROPY, B.T.U./°R.
 T = TEMPERATURE, °R = (°F + 460)
 BASE = 60 °F., COMPLETE COMBUSTION
 (SEE TEXT)
 FUEL = C_8H_{18}



Gambar L.1. Combustion chart for air-fuel mixture, 85 % air
 Sumber : V.L.Maleev, M.E., Dr. A.M., 1945. *Internal Combustion Engines Theory and design.*
 Hollywood, California: McGraw-Hill Internasional Book Company. hal. 96b

Tabel L.1. Other Hydrocarbon Families and Their Properties
 Sumber : Edward F. Obert., 1968. *Internal Combustion Engines and Air Pollution*.
 New York, San Francisco, London : Harper & Row, Publishers; hal. 240-241.

Formula	Name	Mole Weight, <i>M</i>	Specific Gravity (1)	Freezing Temperature, °F at 1 atm	Boiling Temperature, °F at 1 atm	Vapor Pressure, psia at 100°F	c_p at 60°F		Critical Compress Ratio (3)	Ignition Temperature, °F at 1 atm	Constant-Pressure Heating Value Liquid at 77°F			h_{fg} Btu/lb (2)	AF Ratio	Octane Rating†			
							Ideal Gas	Liquid at 1 atm			Btu/lb Higher	Btu/lb Lower	Btu/ft ³ Mixture (4)			Research (F-1)		Motor (F-2)	
																ml TEL/gal			
							0	3			0	3							
CH ₄	Methane	16.04	0.3	-296	-259		0.527		12.6	1350	23,650	21,297	87.0	219	17.2-1	120		120	
C ₂ H ₆	Ethane	30.07	0.37	-298	-128		0.410	0.926	12.4	940	22,169	20,270	92.3	210	16.1-1	115		99	
C ₃ H ₈	Propane	44.09	0.5	-306	-44	189	0.388	0.592	12.2		21,484	19,768	93.7	183	15.7-1	112		97	
C ₄ H ₁₀	Butane	58.12	0.579	-217	31	51.6	0.391	0.564	5.5	807	21,122	19,494	94.8	166	15.5-1	91	104	90	104
C ₄ H ₁₀	Isobutane	58.12	0.557	-255	11	72.2	0.387	0.570	8.0	890	21,072	19,444	94.6	157	15.5-1	102	118	98	
C ₅ H ₁₂	Pentane	72.15	0.626	-202	97	15.6	0.388	0.542	4.0	544	20,913	19,340	95.3	154	15.3-1	62	85	63	85
C ₅ H ₁₂	Isopentane (2-methyl butane)	72.15	0.620	-256	82	20.4	0.383	0.535	5.7	800	20,874	19,301	95.3	147	15.3-1	93	105	90	107
C ₆ H ₁₄	Hexane	86.17	0.659	-140	156	4.96	0.386	0.533	3.3	501	20,771	19,233	95.5	144	15.2-1	25	65	26	65
C ₆ H ₁₄	Isohexane (2,3-dimethyl butane)	86.17	0.662	-199	136	7.40	0.378	0.513	9.0	790	20,730	19,192	95.5	136	15.2-1	104	118	91	111
C ₇ H ₁₆	Heptane	100.20	0.684	-131	209	1.62	0.385	0.528	3.0	477	20,668	19,157	96.4	136	15.2-1	0	14	0	47
C ₇ H ₁₆	Triptane	100.20	0.690	-13	178	3.37	0.381	0.498	14.4	849	20,614	19,104	96.4	124	15.2-1	112		101	116
C ₈ H ₁₈	Octane	114.22	0.703	-70	258	0.537	0.385	0.523	2.9	464	20,591	19,100	96.5	129	15.1-1	-20 (est)	25	-17 (est)	28
C ₈ H ₁₈	Isooctane (2,2,4-trimethyl pentane)	114.22	0.692	-161	211	1.72	0.380	0.489	7.3	837	20,556	19,065	95.5	117	15.1-1	100	116	100	116
C ₉ H ₂₀	Nonane	128.25	0.718	-64	303	0.18	0.384	0.522			20,531	19,056	96.5	127	15.1-1				
C ₁₀ H ₂₂	Decane	142.28	0.730	-21	345	0.073	0.384	0.521			20,483	19,020	96.6	119	15.1-1				
C ₁₀ H ₂₂	Isodecane (2,2,3,3-tetramethyl hexane)	142.28	0.768	-65	321										15.1-1	113	114	92	97
C ₁₁ H ₂₄	Undecane	156.30	0.740	-14	385		0.383				20,443	18,990	96.8	114	15.0-1				
C ₁₂ H ₂₆	Dodecane	170.33	0.749	15	421		0.383				20,410	18,966	96.9	110	15.0-1				
C ₁₃ H ₂₈	Tridecane	184.35	0.756	22	456		0.383				20,382	18,945	96.8	106	15.0-1				
C ₁₄ H ₃₀	Tetradecane	198.38	0.763	42	488		0.382				20,357	18,927	96.8	105	15.0-1				
C ₁₅ H ₃₂	Pentadecane	212.41	0.768	50	519		0.382				20,338	18,911	96.8	100	15.0-1				
C ₁₆ H ₃₄	Hexadecane (cetane)	226.43	0.773	65	548		0.382				20,322	18,898	96.9	97	15.0-1				
C ₁₇ H ₃₆	Heptadecane	240.46	0.778	72	575		0.382				20,302	18,895	97.2	95	15.0-1				
C ₁₈ H ₃₈	Octadecane	254.48	0.782	85	602		0.382				20,288	18,875	97.3	92	15.0-1				
C ₃₅ H ₇₂	Pentatriacontane	492.3	0.781	176	628						20,250	18,850	97.5		14.9-1				

Tabel L.2. Spesifikasi bahan bakar minyak jenis bensin premium

Sumber: Direktorat PTS, 2000. Buku Ajar Motor Bakar., hal. II-28.

LAMPIRAN Keputusan Direktur Jenderal
Minyak dan Gas Bumi
Nomor : 108 K/72/DDJM/1997
Tanggal : 28 Agustus 1997

SPESIFIKASI BAHAN BAKAR MINYAK JENIS BENSIN PREMIUM
Bukan BBN

SIFAT		BATASAN		METODE TEST	
		MIN	MAKS	ASTM	Lain
Indeks Oktana Riset	RON	88,0		D-2699	
Beban Timbal (Pb)	gr/lt		0,30	D-3341 atau D-5059	
Titik didih :					
10% vol. penguapan	°C		74		
50% vol. penguapan	°C	88	125 *)		
90% vol. penguapan	°C		180		
Titik didih akhir	°C		205		
Residu	% vol		2,0		
tekanan Uap Reid pada 37,8 °C	kPa		62 *)	D-323	
Asap hitam per liter	mg/100 ml		4	D-381	
Waktu induksi	menit	240		D-525	
Beban belerang	% massa		0,20	D-1266	
Kecepatan bilah tembaga 3 jan/50 °C			No.1	D-130	
Reaksi dengan Doctor atau			Negatif		IP 30
Reaksi dengan Mercaptan	% massa		0,0020	D-3227	
Warna			Kuning		Visual
Beban pewarna	gr/100 lt		0,13		
		Dapat dipasarkan			

Penyesuaian dibenarkan dengan menggunakan Volatility Adjustment Table.

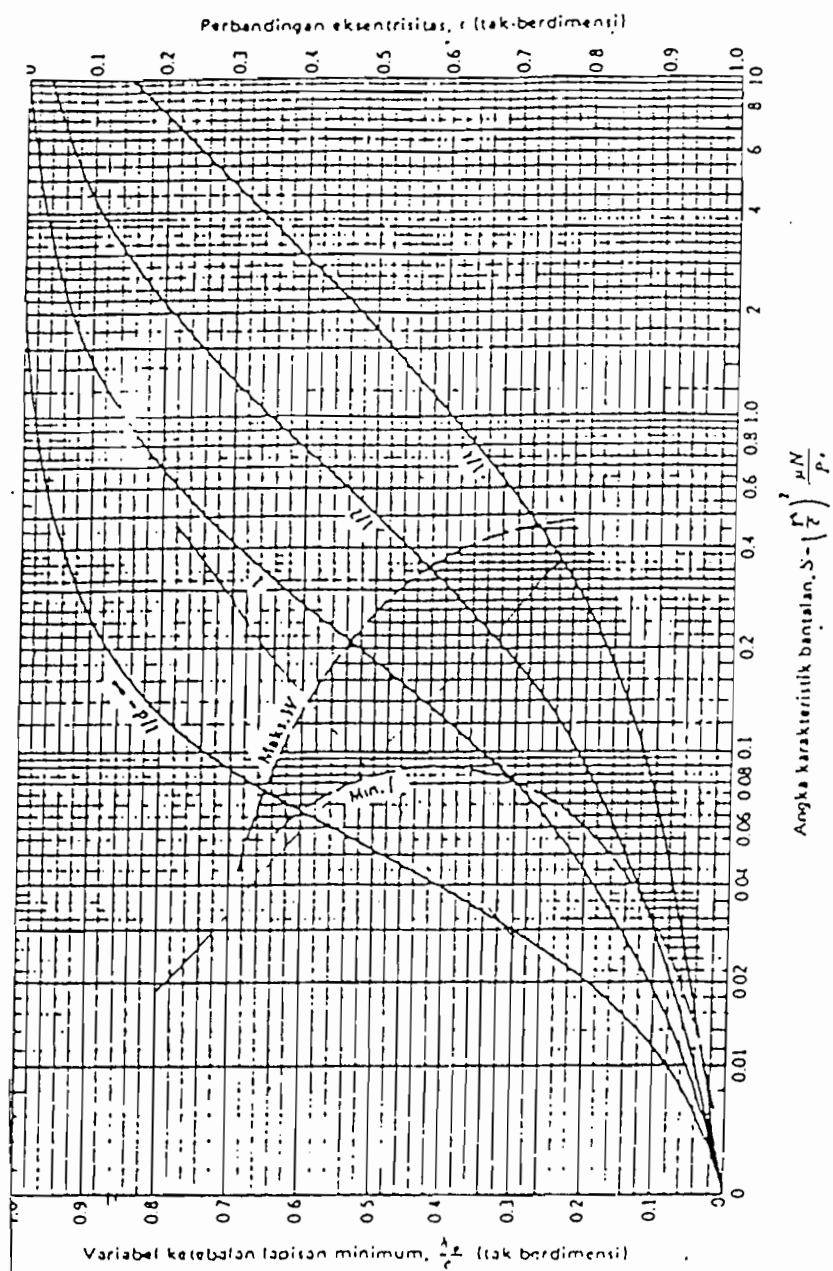
Direktur Jenderal Minyak dan Gas Bumi

[Signature]
Soepraptono G. Simanungkalit

Tabel L.3. Gasoline Characteristik

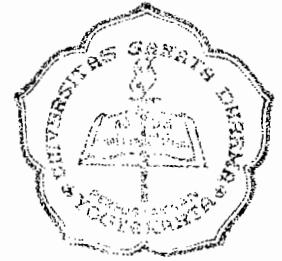
Sumber : Edward F. Obert., 1968. *Internal Combustion Engines and Air Pollution*.
New York, San Francisco, London : Harper & Row, Publishers, hal. 276.

Requirement	ASTM Specification D439-60F	Airline Requirements MIL-G-5572C	Tests of Commercial Gasoline I		
			Regular	Premium	Super Premium
Octane Rating:					
Research, F-1.....	87 (Reg), 96 (Prem) (min)	115/145§	93.0	99.8	102.5
Motor, F-2.....	No specifications		85.0	91.0	92.5
Volatility:					
10%.....	{ 158°F max (summer) 140°F max (winter)	167°F max	125°F summer 111°F winter	125°F summer 111°F winter	131°F summer 123°F winter
50%.....	284°F max	221°F max	210°F (S), 201°F (W)	217°F (S), 210°F (W)	216°F (S), 211°F (W)
90%.....	392°F max	275°F max	341°F (S), 337°F (W)	327°F (S), 322°F (W)	310°F (S), 305°F (W)
End point.....	No specifications	338°F max	413°F (S), 410°F (W)	406°F (S), 402°F (W)	389°F (S), 385°F (W)
Residue, percent.....	2.0 max	1.50 max	0.9	0.9	0.9
Vapor pressure.....	10.0 max (summer)	5.5 to 7.0	8.9 summer	9.0 summer	8.2 summer
Reid psig.....	15.0 max (winter)		11.6 winter	11.7 winter	9.7 winter
Gum, mg/100 ml.....	5.0 max	3.0 max	1.0	1.0	1.0
Sulfur, percent by weight ...	No specifications	0.05 max	0.048	0.028	0.025



Gambar L-2. Grafik variabel ketebalan lapisan minimum pelumas dan perbandingan eksentrik

Sumber : Shigleci J.E., 1986., "Perencanaan Teknik Mesin", Jilid II., Edisi 4., Jakarta, Erlangga hal. 3-27.



Tabel L. 4. Gaya-gaya pada poros engkol akibat tekanan pembakaran

No	α°	β°	Fcr (kg)	Ft (kg)	Fr (kg)
1	0	0	3382.370	0.000	3382.370
2	5	1.383	3383.356	376.156	3362.381
3	10	2.756	3386.287	747.688	3302.711
4	15	4.108	3391.081	1110.053	3204.249
5	20	5.428	3397.606	1458.862	3068.461
6	25	6.707	3405.680	1789.960	2897.361
7	30	7.935	3415.072	2099.496	2693.480
8	35	9.103	3425.514	2383.996	2459.819
9	40	10.202	3436.702	2640.425	2199.791
10	45	11.222	3448.305	2866.239	1917.154
11	50	12.158	3459.973	3059.438	1615.937
12	55	13.001	3471.350	3218.596	1300.351
13	60	13.745	3482.082	3342.881	974.701
14	65	14.384	3491.829	3432.062	643.288
15	70	14.914	3500.280	3486.497	310.315
16	75	15.330	3507.160	3507.102	-20.208
17	80	15.630	3512.244	3495.303	-344.554
18	85	15.811	3515.364	3452.976	-659.348
19	90	15.871	3516.415	3382.370	-961.638
20	95	15.811	3515.364	3286.022	-1248.934
21	100	15.630	3512.244	3166.666	-1519.239
22	105	15.330	3507.160	3027.135	-1771.052
23	110	14.914	3500.280	2870.279	-2003.362
24	115	14.384	3491.829	2698.874	-2215.614
25	120	13.745	3482.082	2515.556	-2407.669
26	125	13.001	3471.350	2322.755	-2579.744
27	130	12.158	3459.973	2122.653	-2732.354
28	135	11.222	3448.305	1917.154	-2866.239
29	140	10.202	3436.702	1707.866	-2982.300
30	145	9.103	3425.514	1496.099	-3081.531
31	150	7.935	3415.072	1282.874	-3164.957
32	155	6.707	3405.680	1068.943	-3233.576
33	160	5.428	3397.606	854.815	-3288.316
34	165	4.108	3391.081	640.791	-3329.988
35	170	2.756	3386.287	426.997	-3359.257
36	175	1.383	3383.356	213.430	-3376.617

37	180	0.000	3382.370	0.000	-3382.370
38	185	-1.383	3383.356	-213.430	-3376.617
39	190	-2.756	3386.287	-426.997	-3359.257
40	195	-4.108	3391.081	-640.791	-3329.988
41	200	-5.428	3397.606	-854.815	-3288.316
42	205	-6.707	3405.680	-1068.943	-3233.576
43	210	-7.935	3415.072	-1282.874	-3164.957
44	215	-9.103	3425.514	-1496.099	-3081.531
45	220	-10.202	3436.702	-1707.866	-2982.300
46	225	-11.222	3448.305	-1917.154	-2866.239
47	230	-12.158	3459.973	-2122.653	-2732.354
48	235	-13.001	3471.350	-2322.755	-2579.744
49	240	-13.745	3482.082	-2515.556	-2407.669
50	245	-14.384	3491.829	-2698.874	-2215.614
51	250	-14.914	3500.280	-2870.279	-2003.362
52	255	-15.330	3507.160	-3027.135	-1771.052
53	260	-15.630	3512.244	-3166.666	-1519.239
54	265	-15.811	3515.364	-3286.022	-1248.934
55	270	-15.871	3516.415	-3382.370	-961.638
56	275	-15.811	3515.364	-3452.976	-659.348
57	280	-15.630	3512.244	-3495.303	-344.554
58	285	-15.330	3507.160	-3507.102	-20.208
59	290	-14.914	3500.280	-3486.497	310.315
60	295	-14.384	3491.829	-3432.062	643.288
61	300	-13.745	3482.082	-3342.881	974.701
62	305	-13.001	3471.350	-3218.596	1300.351
63	310	-12.158	3459.973	-3059.438	1615.937
64	315	-11.222	3448.305	-2866.239	1917.154
65	320	-10.202	3436.702	-2640.425	2199.791
66	325	-9.103	3425.514	-2383.996	2459.819
67	330	-7.935	3415.072	-2099.496	2693.480
68	335	-6.707	3405.680	-1789.960	2897.361
69	340	-5.428	3397.606	-1458.862	3068.461
70	345	-4.108	3391.081	-1110.053	3204.249
71	350	-2.756	3386.287	-747.688	3302.711
72	355	-1.383	3383.356	-376.156	3362.381
73	360	0.000	3382.370	0.000	3382.370

Tabel L. 5. Gaya inersia untuk order pertama dan order dua

No	α°	Fil14 (kg)	Fil23 (kg)	Fill14 (kg)	Fill23 (kg)	Rill (kg)
1	0	6452.362	-6452.362	1787.304	1787.304	7149.217
2	5	6427.809	-6427.809	1760.151	1760.151	7040.605
3	10	6354.336	-6354.336	1679.517	1679.517	6718.067
4	15	6232.503	-6232.503	1547.851	1547.851	6191.404
5	20	6063.237	-6063.237	1369.155	1369.155	5476.618
6	25	5847.826	-5847.826	1148.857	1148.857	4595.428
7	30	5587.910	-5587.910	893.652	893.652	3574.609
8	35	5285.466	-5285.466	611.294	611.294	2445.176
9	40	4942.796	-4942.796	310.362	310.362	1241.449
10	45	4562.509	-4562.509	0.000	0.000	0.000
11	50	4147.498	-4147.498	-310.362	-310.362	-1241.449
12	55	3700.923	-3700.923	-611.294	-611.294	-2445.176
13	60	3226.181	-3226.181	-893.652	-893.652	-3574.609
14	65	2726.886	-2726.886	-1148.857	-1148.857	-4595.428
15	70	2206.838	-2206.838	-1369.155	-1369.155	-5476.618
16	75	1669.994	-1669.994	-1547.851	-1547.851	-6191.404
17	80	1120.441	-1120.441	-1679.517	-1679.517	-6718.067
18	85	562.360	-562.360	-1760.151	-1760.151	-7040.605
19	90	0.000	0.000	-1787.304	-1787.304	-7149.217
20	95	-562.360	562.360	-1760.151	-1760.151	-7040.605
21	100	-1120.441	1120.441	-1679.517	-1679.517	-6718.067
22	105	-1669.994	1669.994	-1547.851	-1547.851	-6191.404
23	110	-2206.838	2206.838	-1369.155	-1369.155	-5476.618
24	115	-2726.886	2726.886	-1148.857	-1148.857	-4595.428
25	120	-3226.181	3226.181	-893.652	-893.652	-3574.609
26	125	-3700.923	3700.923	-611.294	-611.294	-2445.176
27	130	-4147.498	4147.498	-310.362	-310.362	-1241.449
28	135	-4562.509	4562.509	0.000	0.000	0.000
29	140	-4942.796	4942.796	310.362	310.362	1241.449
30	145	-5285.466	5285.466	611.294	611.294	2445.176
31	150	-5587.910	5587.910	893.652	893.652	3574.609
32	155	-5847.826	5847.826	1148.857	1148.857	4595.428
33	160	-6063.237	6063.237	1369.155	1369.155	5476.618
34	165	-6232.503	6232.503	1547.851	1547.851	6191.404
35	170	-6354.336	6354.336	1679.517	1679.517	6718.067
36	175	-6427.809	6427.809	1760.151	1760.151	7040.605

37	180	-6452.362	6452.362	1787.304	1787.304	7149.217
38	185	-6427.809	6427.809	1760.151	1760.151	7040.605
39	190	-6354.336	6354.336	1679.517	1679.517	6718.067
40	195	-6232.503	6232.503	1547.851	1547.851	6191.404
41	200	-6063.237	6063.237	1369.155	1369.155	5476.618
42	205	-5847.826	5847.826	1148.857	1148.857	4595.428
43	210	-5587.910	5587.910	893.652	893.652	3574.609
44	215	-5285.466	5285.466	611.294	611.294	2445.176
45	220	-4942.796	4942.796	310.362	310.362	1241.449
46	225	-4562.509	4562.509	0.000	0.000	0.000
47	230	-4147.498	4147.498	-310.362	-310.362	-1241.449
48	235	-3700.923	3700.923	-611.294	-611.294	-2445.176
49	240	-3226.181	3226.181	-893.652	-893.652	-3574.609
50	245	-2726.886	2726.886	-1148.857	-1148.857	-4595.428
51	250	-2206.838	2206.838	-1369.155	-1369.155	-5476.618
52	255	-1669.994	1669.994	-1547.851	-1547.851	-6191.404
53	260	-1120.441	1120.441	-1679.517	-1679.517	-6718.067
54	265	-562.360	562.360	-1760.151	-1760.151	-7040.605
55	270	0.000	0.000	-1787.304	-1787.304	-7149.217
56	275	562.360	-562.360	-1760.151	-1760.151	-7040.605
57	280	1120.441	-1120.441	-1679.517	-1679.517	-6718.067
58	285	1669.994	-1669.994	-1547.851	-1547.851	-6191.404
59	290	2206.838	-2206.838	-1369.155	-1369.155	-5476.618
60	295	2726.886	-2726.886	-1148.857	-1148.857	-4595.428
61	300	3226.181	-3226.181	-893.652	-893.652	-3574.609
62	305	3700.923	-3700.923	-611.294	-611.294	-2445.176
63	310	4147.498	-4147.498	-310.362	-310.362	-1241.449
64	315	4562.509	-4562.509	0.000	0.000	0.000
65	320	4942.796	-4942.796	310.362	310.362	1241.449
66	325	5285.466	-5285.466	611.294	611.294	2445.176
67	330	5587.910	-5587.910	893.652	893.652	3574.609
68	335	5847.826	-5847.826	1148.857	1148.857	4595.428
69	340	6063.237	-6063.237	1369.155	1369.155	5476.618
70	345	6232.503	-6232.503	1547.851	1547.851	6191.404
71	350	6354.336	-6354.336	1679.517	1679.517	6718.067
72	355	6427.809	-6427.809	1760.151	1760.151	7040.605
73	360	6452.362	-6452.362	1787.304	1787.304	7149.217

Tabel L. 6. Gaya-gaya pada poros engkol akibat gaya inersia.

No	α°	Ft (kg)	Fr (kg)
1	0	0.000	7149.217
2	5	613.629	7013.813
3	10	1166.580	6616.004
4	15	1602.453	5980.437
5	20	1873.114	5146.338
6	25	1942.112	4164.872
7	30	1787.304	3095.702
8	35	1402.496	2002.971
9	40	797.988	951.005
10	45	0.000	0.000
11	50	-951.005	-797.988
12	55	-2002.971	-1402.496
13	60	-3095.702	-1787.304
14	65	-4164.872	-1942.112
15	70	-5146.338	-1873.114
16	75	-5980.437	-1602.453
17	80	-6616.004	-1166.580
18	85	-7013.813	-613.629
19	90	-7149.217	0.000
20	95	-7013.813	613.629
21	100	-6616.004	1166.580
22	105	-5980.437	1602.453
23	110	-5146.338	1873.114
24	115	-4164.872	1942.112
25	120	-3095.702	1787.304
26	125	-2002.971	1402.496
27	130	-951.005	797.988
28	135	0.000	0.000
29	140	797.988	-951.005
30	145	1402.496	-2002.971
31	150	1787.304	-3095.702
32	155	1942.112	-4164.872
33	160	1873.114	-5146.338
34	165	1602.453	-5980.437
35	170	1166.580	-6616.004

36	175	613.629	-7013.813
37	180	0.000	-7149.217
38	185	-613.629	-7013.813
39	190	-1166.580	-6616.004
40	195	-1602.453	-5980.437
41	200	-1873.114	-5146.338
42	205	-1942.112	-4164.872
43	210	-1787.304	-3095.702
44	215	-1402.496	-2002.971
45	220	-797.988	-951.005
46	225	0.000	0.000
47	230	951.005	797.988
48	235	2002.971	1402.496
49	240	3095.702	1787.304
50	245	4164.872	1942.112
51	250	5146.338	1873.114
52	255	5980.437	1602.453
53	260	6616.004	1166.580
54	265	7013.813	613.629
55	270	7149.217	0.000
56	275	7013.813	-613.629
57	280	6616.004	-1166.580
58	285	5980.437	-1602.453
59	290	5146.338	-1873.114
60	295	4164.872	-1942.112
61	300	3095.702	-1787.304
62	305	2002.971	-1402.496
63	310	951.005	-797.988
64	315	0.000	0.000
65	320	-797.988	951.005
66	325	-1402.496	2002.971
67	330	-1787.304	3095.702
68	335	-1942.112	4164.872
69	340	-1873.114	5146.338
70	345	-1602.453	5980.437
71	350	-1166.580	6616.004
72	355	-613.629	7013.813
73	360	0.000	7149.217

Tabel L. 7. Gaya-gaya total pada poros engkol.

No	α°	Ft (kg)	Fr (kg)
1	0	0.000	10531.587
2	5	989.785	10376.194
3	10	1914.268	9918.715
4	15	2712.506	9184.686
5	20	3331.976	8214.798
6	25	3732.071	7062.233
7	30	3886.800	5789.182
8	35	3786.492	4462.790
9	40	3438.412	3150.796
10	45	2866.239	1917.154
11	50	2108.433	817.949
12	55	1215.625	-102.145
13	60	247.179	-812.603
14	65	-732.810	-1298.824
15	70	-1659.840	-1562.798
16	75	-2473.335	-1622.662
17	80	-3120.702	-1511.134
18	85	-3560.837	-1272.978
19	90	-3766.847	-961.638
20	95	-3727.791	-635.305
21	100	-3449.339	-352.659
22	105	-2953.302	-168.599
23	110	-2276.059	-130.248
24	115	-1465.998	-273.503
25	120	-580.146	-620.365
26	125	319.784	-1177.249
27	130	1171.648	-1934.366
28	135	1917.154	-2866.239
29	140	2505.854	-3933.305
30	145	2898.595	-5084.503
31	150	3070.178	-6260.659
32	155	3011.055	-7398.448
33	160	2727.929	-8434.653
34	165	2243.244	-9310.425
35	170	1593.577	-9975.262
36	175	827.059	-10390.430

37	180	0.000	-10531.587
38	185	-827.059	-10390.430
39	190	-1593.577	-9975.262
40	195	-2243.244	-9310.425
41	200	-2727.929	-8434.653
42	205	-3011.055	-7398.448
43	210	-3070.178	-6260.659
44	215	-2898.595	-5084.503
45	220	-2505.854	-3933.305
46	225	-1917.154	-2866.239
47	230	-1171.648	-1934.366
48	235	-319.784	-1177.249
49	240	580.146	-620.365
50	245	1465.998	-273.503
51	250	2276.059	-130.248
52	255	2953.302	-168.599
53	260	3449.339	-352.659
54	265	3727.791	-635.305
55	270	3766.847	-961.638
56	275	3560.837	-1272.978
57	280	3120.702	-1511.134
58	285	2473.335	-1622.662
59	290	1659.840	-1562.798
60	295	732.810	-1298.824
61	300	-247.179	-812.603
62	305	-1215.625	-102.145
63	310	-2108.433	817.949
64	315	-2866.239	1917.154
65	320	-3438.412	3150.796
66	325	-3786.492	4462.790
67	330	-3886.800	5789.182
68	335	-3732.071	7062.233
69	340	-3331.976	8214.798
70	345	-2712.506	9184.686
71	350	-1914.268	9918.715
72	355	-989.785	10376.194
73	360	0.000	10531.587



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK – UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

LEMBAR KONSULTASI TUGAS AKHIR

Nomor : 280 / FT_USD / TM / Oktober / 2002

Diberikan kepada :
Nama Mahasiswa : Yasokhi Gea
Nomor Mahasiswa : 985214093
NIRM : 980051123109130093
Jurusan : TEKNIK MESIN
Fakultas : TEKNIK
Mata kuliah : Motor Thermis
Judul / naskah soal :

Rencanakan Mesin Bensin untuk penggerak kendaraan dengan kapasitas 8 penumpang, daya maksimum 86 PS / 6000 rpm dengan torsi maksimum 120 N-m / 4400 rpm. Perencanaan dilengkapi dengan gambar yang jelas.

Tanggal dimulai : 26 Oktober 2002
Pembimbing Utama : Dr. Ir. I Made Suardjaja, M. Sc.
Pembimbing Kedua : Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T.

NO	TGL	URAIAN	KETERANGAN	TANDA TANGAN
1	8/02/03	Cek $P_2 P_3 T_3$	hit. kebut tenaga / daya untuk kendaraan	
2	20/02/03	Cek η , rd $v = 9.3$ Efisiensi η (real + teor)	kebut daya rd kecap max 160 hp/jm jk rntu	
3	7/03/03	Cek/Hit $v_p \sim 13.5$ ap rseul 40 ?	-	
4	9/09/03	Prinsip & rshid gear rd berbagai θ	+ jml pelumas unt motor :	
5		8br. Mntal rna gigi rd rsepsnli Camshaft		
6				
7				
8				



UJIAN PENDADARAN TUGAS AKHIR / SKRIPSI
TANGGAL : 20 September 2003

NAMA Mhs. : YASOKHI GEA

NIM : 985214093

JUDUL :
Gasolin Engine For Moving Vehicle

Pembimbing Utama : Dr.Ir. I Made Suardjaja.M.Sc.

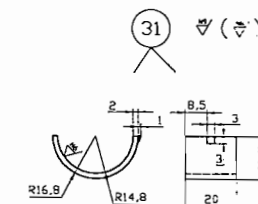
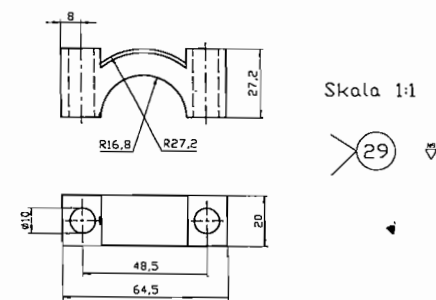
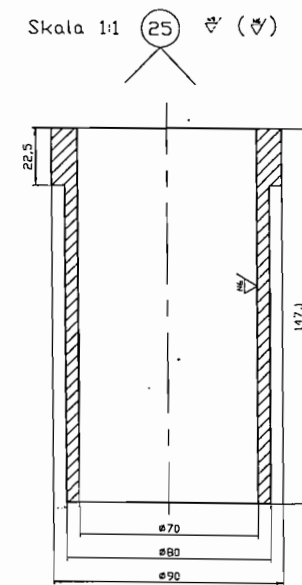
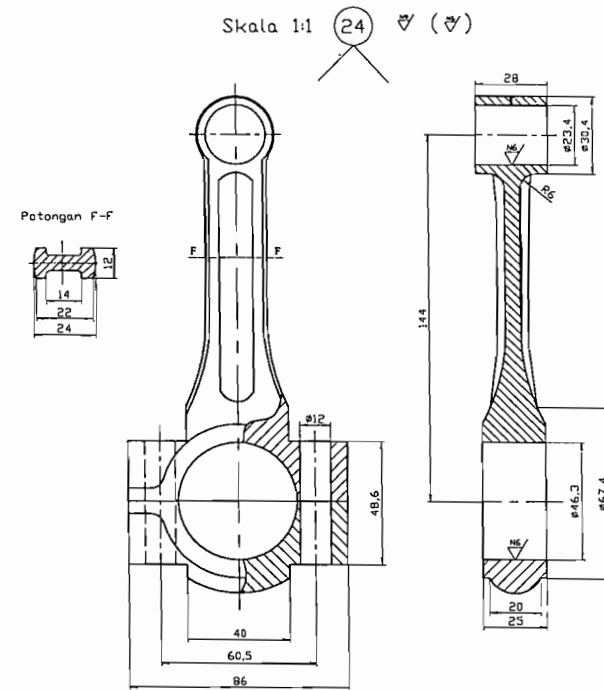
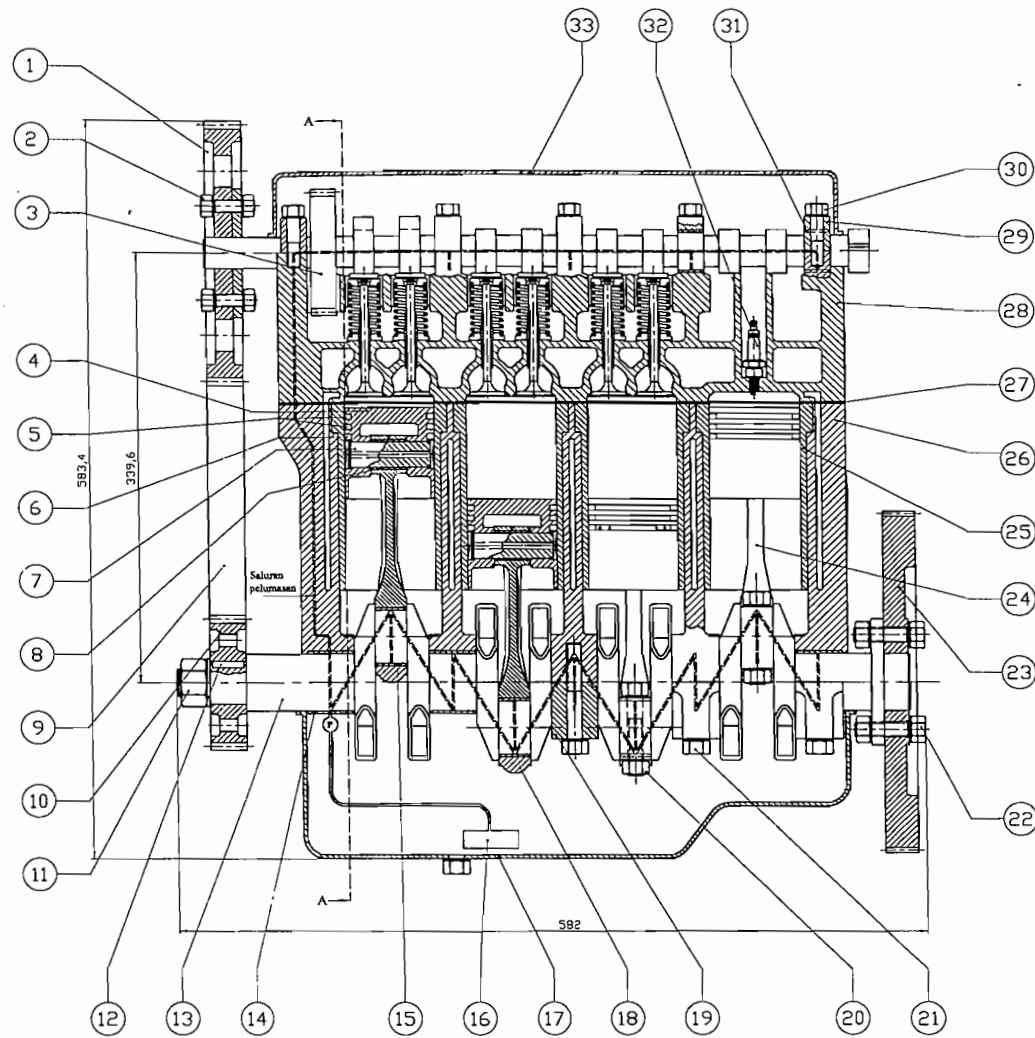
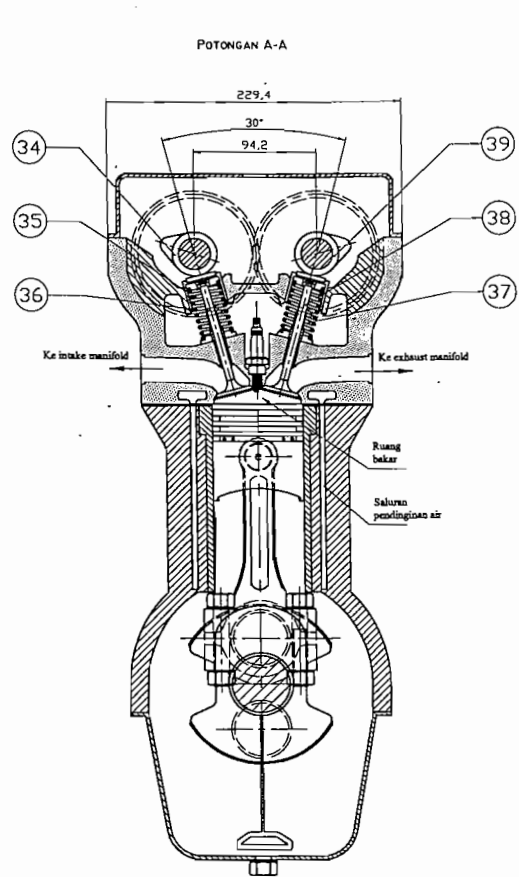
Pembimbing Kedua : Yosef Agung Cahyanta.S.T.M.T.

USULAN REVISI DARI DOSEN PENGUJI

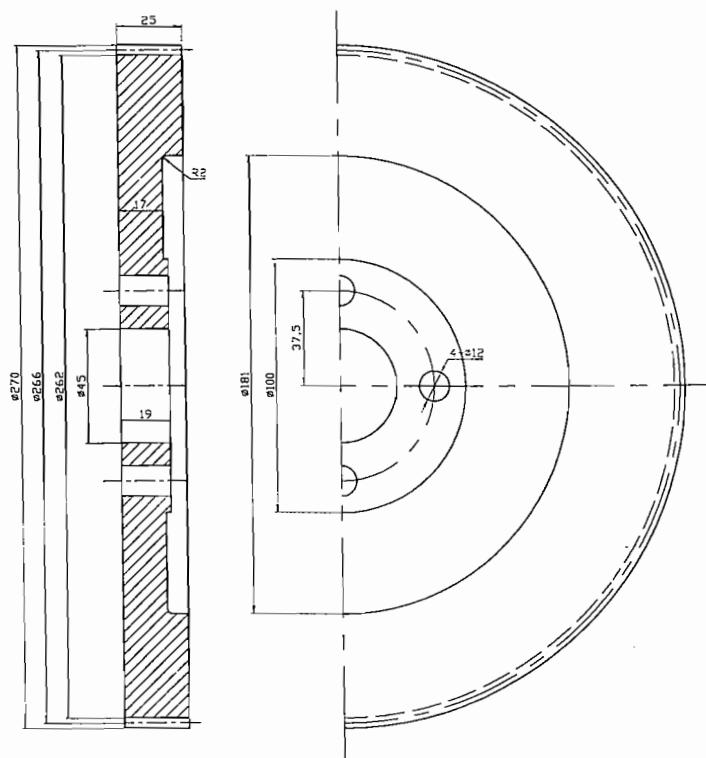
1. 1 lembar untuk mahasiswa
2. 1 lembar untuk dosen pembimbing

*jenis B.B. pd intirai → isolitas
cluck gaya hambatan udara p. 8
• Tulisan hal 22
• hal 73 bbalih*

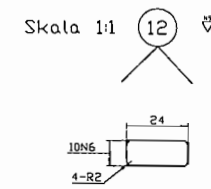
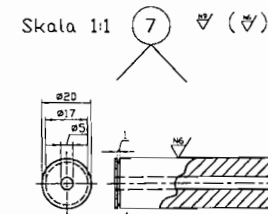
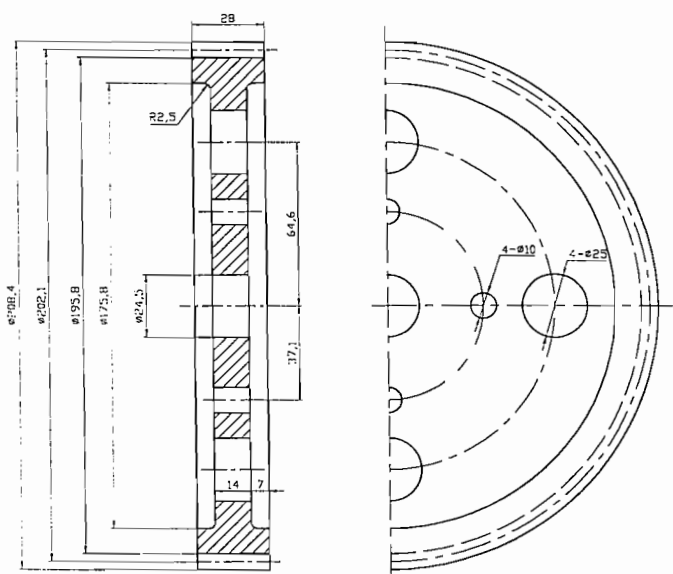
lihat masalah!



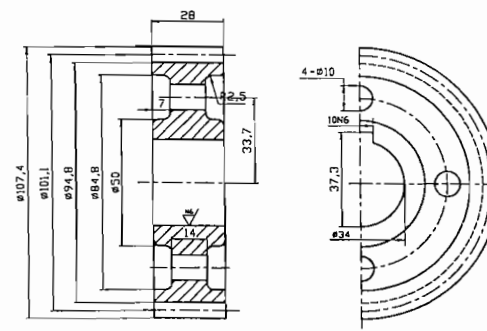
Skala 1:1 23



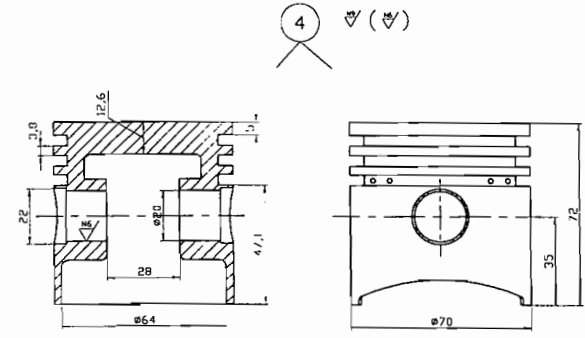
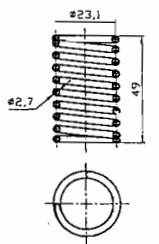
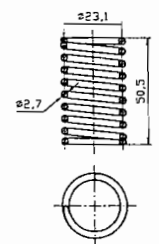
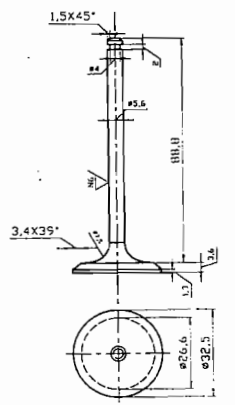
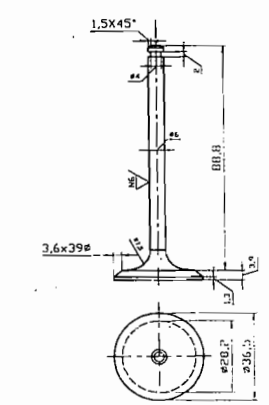
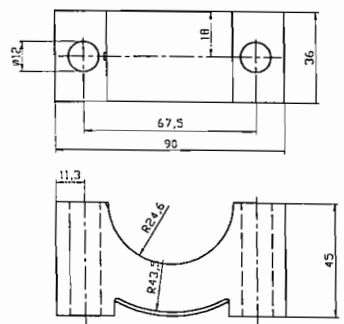
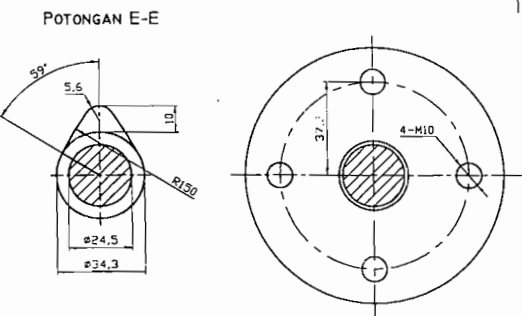
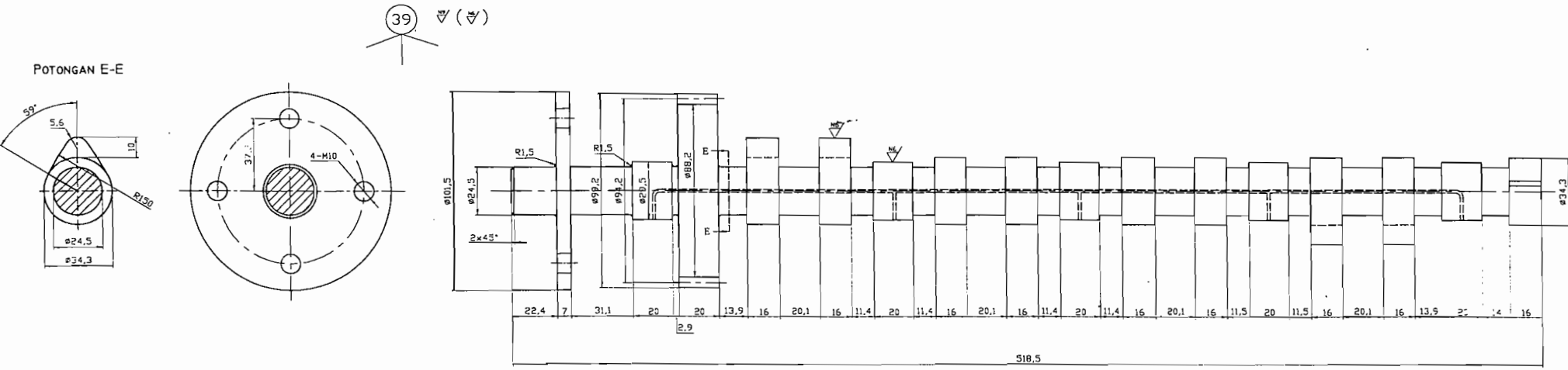
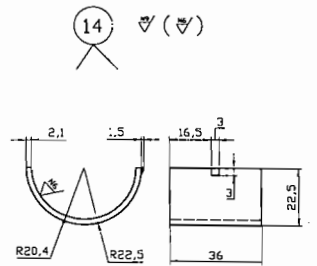
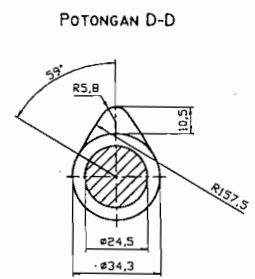
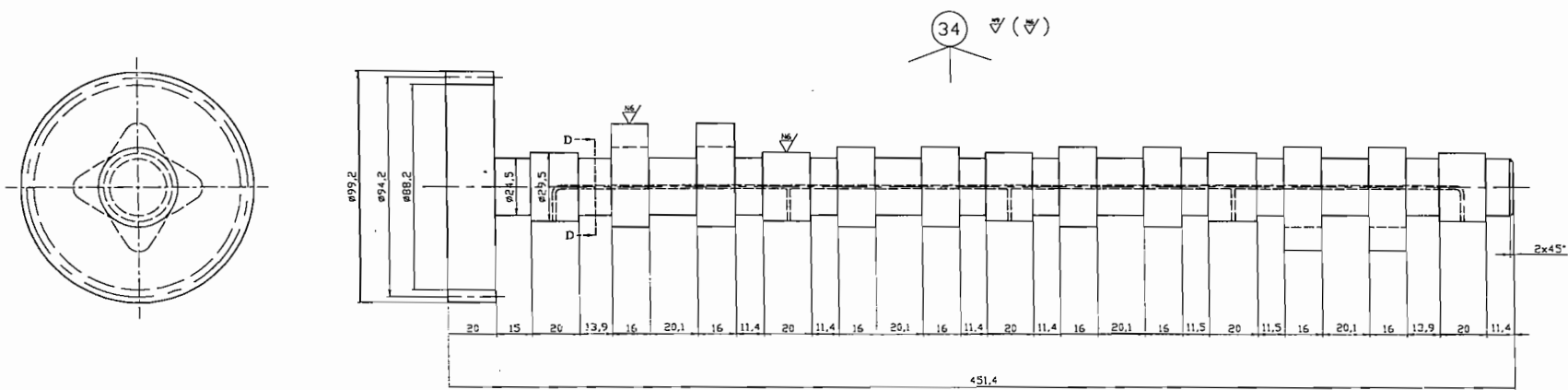
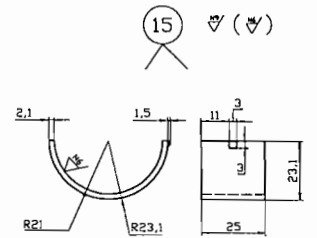
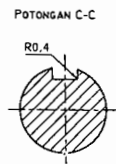
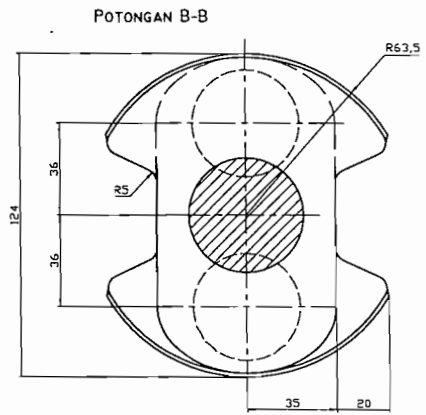
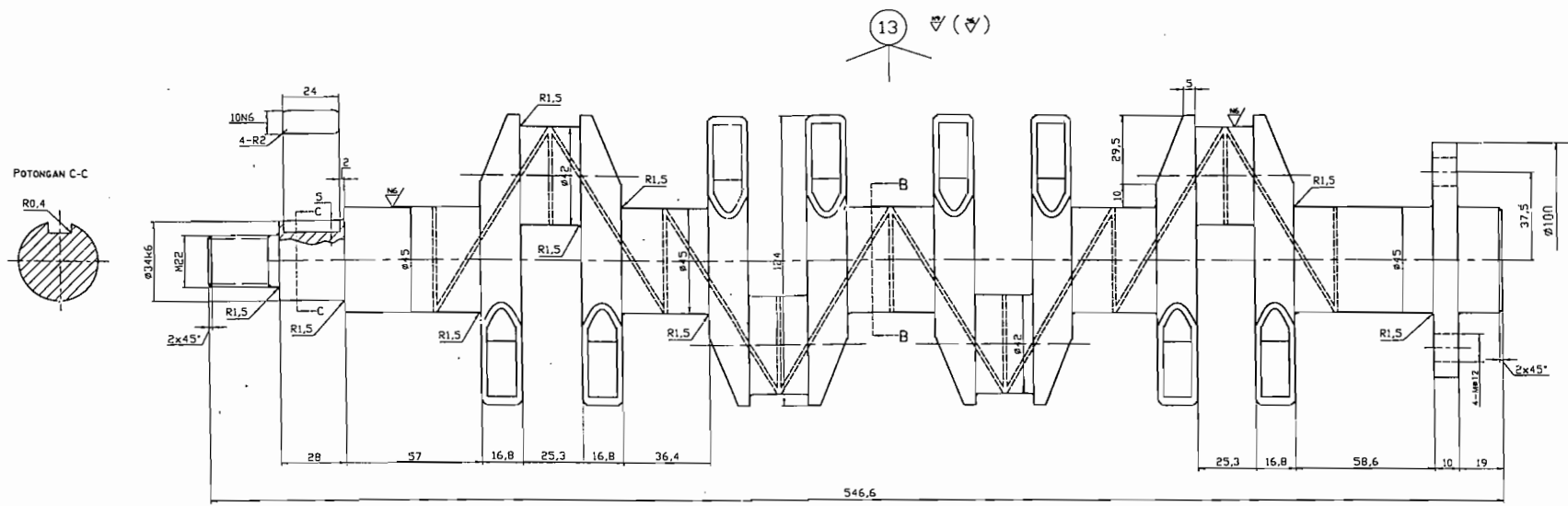
Skala 1:1 1



Skala 1:1 10



39	1	Prs cam buang	SFNCM-D		
38	8	Katup buang	S25C		
37	4	Pegas kat. buang	SWRH 82B		
36	8	Katup hisap	S25C		
35	8	Pegas kat. hisap	SWRH 82B		
34	1	Prs cam hisap	SFNCM-D		
33	1	Tutup kepala sil			
32	4	Busi			Dibeli
31	10	Btl. prs cam	WJ 2		
30	8	Baut M10		JIS B 105	Dibeli
29	4	Pem. poros cam	S40C		
28	1	Kepala Silinder	AlMg3		
27	1	Gasket kpl. sil.			Dibeli
26	1	Blak silinder	AlMg3		
25	4	Silinder liner	30CrNiMo8		
24	4	Btg. penghubung	SFNCM70S		
23	1	Roda gila	AISI 1020		
22	4	Baut M12		JIS B 105	Dibeli
21	8	Baut M12		JIS B 105	Dibeli
20	8	Baut M12		JIS B 105	Dibeli
19	4	Tutup btl journal	SFNCM75S		
18	4	Kap batang pst	SFNCM70S		
17	1	Tangki oli			
16	1	Saringan oli			Dibeli
15	8	Btl. pena engkol	WJ 2		
14	8	Bantalan journal	WJ 2		
13	1	Poros Engkol	SFNCM75S		
12	1	Pasok	S50C		
11	1	Mur M22		JIS B 105	Dibeli
10	1	R.G sobuk girir	FC 30		
9	1	Sobuk girir			
8	4	Busing pena pst	S30C		XH No:480 Dibeli
7	4	Penc. piston	S30C		
6	4	Ring pelumas	FC 25		
5	8	Ring kompresi	FC 25		
4	4	Kepala piston	AlSi12CuNi		
3	2	R.G cam shaft	SFNCM-D		
2	4	Baut M10		JIS B 105	Dibeli
1	1	R.G sobuk girir	FC 30		
No. Jml		Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan



No.	Jml	Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
39	1	Prs cam buang	SFNCM-D		
38	8	Katup buang	S25C		
37	4	Pegas kat. buang	SWRH 82B		
36	8	Katup hisap	S25C		
35	8	Pegas kat. hisap	SWRH 82B		
34	1	Prs cam hisap	SFNCM-D		
19	4	Tutup btl journal	SFNCM-75S		
15	8	Btl. pena engkol	Wu 2		
14	8	Bantalan journal	WJ 2		
13	1	Paros Engkol	SFNCM-75S		
4	4	Kepala piston	AlSi12CuNi		