

JURNAL TEKNIK N O M M E N S E N

ANALISA KELAYAKAN KAPASITAS TERMINAL UNTUK KEPENTINGAN SENDIRI (TUKS) Humisar Pasaribu, ST,MT, Johan Oberlin Simanjuntak, ST, MT	1
SISTEM PENGENDALI MOTOR DC APLIKASI LIFT DENGAN PENGENDALI DIGITAL BERBASIS ARDUINO Ir. Sahat P. Siahaan, MT, Libianko Sianturi, ST, MT, Kosmas Pangaribuan, ST	16
SIMULASI APLIKASI AUTOMATIC TRANSFER SWICTH PADA DUA SUMBER LISTRIK YANG BERBEDA DENGAN MENGGUNAKAN PLC Dr. Ir. Timbang Pangaribuan, MT, Ir. Sahat P. Siahaan, MT, Lulu Nauli Sinaga, ST	31
SISTEM MONITORING JARAK JAUH KONDISI RUMAH TINGGAL BERBASIS ARDUINO Dr. Ir. Timbang Pangaribuan, MT, Andrew I.A. Sitinjak, ST	54
PERENCANAAN MOTOR BAKAR STASIONER PENGGERAK GENERATOR SET PADA PKS KAPASITAS 12 TON/JAM Parulian Siagian,ST,MT, Ir. Lestina Siagian, MS, Libianko Sianturi, ST, MT	81
KAJIAN RANCANG BANGUN ALAT UJI MODEL SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA MIKRO HIDRO (PLTMH) MENGGUNAKAN TURBIN ALIRAN SILANG Saloom Hilton Siahaan, ST, MT	111



Volume III No. 1, 6 September 2018

ISSN 2089-8797

JURNAL TEKNIK NOMMENSEN

Volume III No. 1, 6 September 2018
ISSN 2089-8797

Penasehat

Dr. Ir. Sabam Malau
(*Rektor Universitas HKBP Nommensen*)

Penanggungjawab

Dr. Richard A.M. Napitupulu, ST, MT
(*Dekan FT Universitas HKBP Nommensen*)

Ketua Dewan Redaksi

Charles Manurung, ST, MT
(*Universitas HKBP Nommensen*)

Anggota Dewan Redaksi

Yetty Riris Saragi, ST, MT
(*Universitas HKBP Nommensen*)
Libianko Sianturi, ST, MT
(*Universitas HKBP Nommensen*)
Parulian Siagian, ST, MT
(*Universitas HKBP Nommensen*)

Mitra Bestari

Prof. Dr. Jhon Batubara
(*Universitas Pelita Harapan Surabaya*)
Dr. Ir. Andi Adriansyah, M.Eng.
(*Universitas Mercubuana, Jakarta*)
Dr. Ir. Himsar Ambarita, MT.
(*Universitas Sumatera Utara*)
Ir. Ridolva, Ph.D
(*Institut Teknologi Bandung*)

Alamat :

Fakultas Teknik Universitas HKBP Nommensen
Jln. Sutomo No. 4A Medan, Sumatera Utara, Indonesia
Telp. : 061-4522922; 4522831; 4565635; / Fax. : 061-4571426
Website: <http://www.nommensen.org> / Email : jt_unh@yahoo.co.id

PERENCANAAN MOTOR BAKAR STASIONER PENGGERAK GENERATOR SET PADA PKS KAPASITAS 12 TON/JAM

Oleh:

¹⁾Parulian Siagian, ²⁾Lestina Siagian, ³⁾Libianko Sianturi

^{1,2)}Dosen Tetap Prodi Teknik Mesin UHN Medan, ³⁾Dosen Tetap
Prodi Teknik Elektro UHN Medan

1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Penggerak mula yang banyak dipakai adalah mesin kalor, yaitu mesin yang menggunakan energi thermal untuk melakukan kerja mekanis atau yang mengubah energi thermal menjadi energi mekanik. Energi itu sendiri dapat diperoleh dengan proses pembakaran bahan bakar dan proses-proses lainnya.

Dalam kelompok motor bakar terdapat motor bakar piston, sistem turbin gas (siklus terbuka) dan populasi gas.

Pada motor bakar piston dapat digolongkan kepada dua golongan, yaitu motor bakar piston translasi (motor bakar konvensional) dan motor bakar piston rotasi (motor wankel).

Pada motor bakar piston translasi menggunakan satu atau lebih silinder, yang didalamnya terdapat piston. Dimana didalam silinder tersebut terjadi pembakaran antara bahan bakar dengan oksigen yang diperoleh dari udara atmosfer dan sudah termanipulasi. Gas hasil pembakaran yang dihasilkan oleh proses tersebut mampu menggerakkan piston translasi, yang oleh batang (connecting rod) dan engkol (crank shaft) dijadikan gerak putar (rotasi).

Pada motor bakar piston rotasi, pistonnya tidak bergerak secara translasi, akan tetapi piston yang berbentuk epitrokoida, yaitu tempat kedudukan puncak segitiga dari piston yang berputar. Jadi motor jenis ini tidak memerlukan batang Piston dan poros engkol. Sedang cara kerja motor ini

bekerja dengan siklus termodinamika yang sama dengan motor piston yang konvensional, yaitu dengan siklus empat "phases".

Jadi fluida kerja mengalami proses isap, kompresi ekspansi dan buang. Disini istilah fasa untuk membedakan dengan empat langkah dari mesin piston translasi.

2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Generator

Generator berfungsi untuk mengkonversikan energi mekanik menjadi energi listrik. Energi listrik akan timbul apabila sebuah konduktor digerakkan tegak lurus memotong suatu medan magnet. Prinsip dasar sebuah generator adalah apabila dalam medan magnet diberikan energi mekanik untuk menghasilkan kecepatan maka akan dibangkitkan energi listrik.

Apabila diketahui jarak pergerakan konduktor = ds , rapat fluks dari medan magnet = B , panjang efektif konduktor = l maka perubahan fluks pada konduktor adalah:

$$d\Phi = B \cdot l \cdot ds$$

Dari hukum Faraday diketahui gaya gerak listrik (e)

$$e = \frac{d\Phi}{dt} \text{ dimana } \frac{ds}{dt} = V$$

bila V = kecepatan, maka :

$$e = B \cdot l \cdot V$$

Arah gaya gerak listrik ini ditentukan oleh aturan tangan kanan dengan jari jempol, telunjuk, dan jari tengah yang saling tegak lurus menunjukkan masing-masing arah V , B dan l .

Bila konduktor tersebut dihubungkan dengan beban seperti tahanan, maka pada konduktor tersebut arus yang menjauhi kita akan mengalir dan digambarkan dengan ujung depan anak panah. Sedangkan arus yang masuk digambarkan dengan lambang ujung anak panah.

2.2. Jenis-Jenis Generator

a. **Generator arus searah** Generator arus searah adalah generator yang menghasilkan arus listrik searah. Pada generator ini kumparan penguat dipasang pada stator dan konduktor dipasang pada rotor. Berdasarkan penguatan (eksitasi) sumber yang diberikan pada belitan-belitan medan kutub.

b. Generator arus bolak balik

Adalah generator yang menghasilkan arus bolak balik. Pada generator ini kumparan konduktor tetap, sedangkan kutub berputar sebagai rotor.

Keuntungan generator arus bolak balik dibandingkan dengan arus searah adalah :

- Karena konduktor tetap, maka output current dapat diarahkan/diatur langsung dari stator kerangkaian beban tanpa memakai alat tambahan brush contact.
- Dapat bekerja dengan tegangan yang tinggi sampai diatas 30 KVA.
- Lebih mudah mengisolasi kumparan konduktor yang stationer walaupun untuk tegangan tinggi.
- Sliding contact atau slip yang terjadi pada ring pengantar tegangan rendah.
- Kumparan konduktor dapat lebih mudah dilindungi dari setup deformasi akibat tegangan mekanik seperti gaya centrifugal dan juga terhadap hubungan singkat.

Berdasarkan pertimbangan-pertimbangan diatas tersebut maka ditetapkan memakai generator dari type AC (Generator arus bolak balik).

2.3 Spesifikasi Generator

a. Tegangan

Dalam perencanaan ini direncanakan bahwa tegangan yang dihasilkan adalah 220 / 380 Volt. hal ini didasarkan pada konsumsi tegangan yang biasa dipakai di Indonesia.

b. Putaran generator

Putaran suatu generator berhubungan langsung dengan frekwensi dan pemasangan kutup (pole) dari generator itu sendiri. Putaran-putaran itu dapat dilihat dengan rumus

$$n = \frac{60 \cdot f}{p}$$

dimana : p = pasangan kutup = 2 untuk 4 poles

f = frekwensi = 50 Hz untuk Indonesia

Karena telah direncanakan bahwa pasangan kutup = 2 dan frekwensi standard Indonesia = 50 Hz, maka putaran generator adalah 1500 rpm.

c. Kapasitas generator

Disini daya nyata yang akan dirancang didasarkan atas kebutuhan konsumsi pada suatu pabrik pulp yang berkapasitas 515 Ton Pulp/hari adalah

125 kW dengan power faktor $\cos \theta = 0,8$ maka kapasitas generator dapat dihitung untuk menjaga agar generator tidak bekerja full load maka generator dioperasikan 80 % dari daya maksimum. Jadi daya output maksimum generator :

$$P_{out} = \frac{125 \text{ kW}}{0,8} = 156,25 \text{ kW}$$

maka kapasitas generator :

$$\begin{aligned} P_a &= KVA \cdot \cos \theta \\ KVA &= \frac{P_a}{\cos \theta} = \frac{156,25}{0,8} \\ &= 195,3 \text{ KVA} \end{aligned}$$

Atau kapasitas generator adalah : 195 KVA.

d. Pemilihan sistim koppel

Direncanakan antara generator dengan motor penggerak dihubungkan (dikoppel) langsung yaitu dengan menggunakan sebuah kopling elastis. Kopling ini dipilih berdasarkan pertimbangan :

- Sistim ini tidak memerlukan usaha tambahan untuk transmisi putaran dan putaran motor dibuat sama dengan generator.
- Kopling elastis lebih mampu meredam getaran dan kejutan sehingga menghasilkan putaran yang lebih tenang
- Kopling ini mengizinkan pergeseran-pergeseran kedudukan kedua poros dalam batas tertentu.

Jadi karena sistim ini koplingnya adalah langsung maka putaran motor penggerak adalah sama dengan putaran generator 1500 rpm.

2.4 Perencanaan Generator

Dari hasil analisa seperti diatas maka generator yang direncanakan mempunyai spesifikasi sebagai berikut :

- Type generator : AC Generator
- Kapasitas : 195 KVA
- Tegangan : 220 / 380 Volt
- Frekwensi : 50 Hz pada 1500 rpm max
- Sistim koppel : Kopling elastis

2.5 Prinsip Kerja

Sebuah mesin diesel tentu dilengkapi oleh satu atau dalam rangkaian silinder yang terdapat dalam silinder yang dilengkapi tutup kepala silinder pada bagian atasnya. Untuk bagian dalam silinder dilengkapi oleh piston yang dapat bergerak turun naik tanpa langsung menggesek dinding block silinder.

Untuk mencegah dinding silinder dan piston Baling bergesekan dan dapat mengakibatkan aus maka dinding lubang itu dilengkapi lapisan logam yang lebih tahan akan gesekan, pukulan dan karat. Lapisan itu dinamakan silinder liner.

Gerakan piston yang turun naik ini dihubungkan dengan batang penghubung, sedangkan batang penghubung ini dihubungkan pula, dengan poros engkol. Poros engkol ini dibuat sedemikian rupa agar diperoleh gerakan naik turun piston menjadi putaran poros engkol. Gerakan berputar poros engkol inilah membuat tenaga untuk menjalankan peralatan lain.

Pada sekeliling piston dilengkapi dengan cincin piston yang bersifat pegas, dan dapat menekan dinding lapisan silinder dan memisahkan ruang silinder dibagian atas piston dan bagian bawah silinder. Mesin diesel ini pada setiap silinder dilengkapi oleh dua atau lebih katup yaitu katup masuk dan katup keluar.

Gerakan katup ini akan membuka dan menutup akibat gerak batang pendorong dan tonjolan cam pada poros (cam shaft).

2.6 Daya motor penggerak

Besarnya daya motor penggerak tergantung pada besarnya input dari generator, dimana daya input generator ini adalah lebih besar dari daya output. Hal ini diakibatkan karena adanya kerugian-kerugian pada generator yang terdiri atas :

- Mechanical losses atau kerugian-kerugian akibat adanya gaya gesekan-gesekan dalam generator.
- Copper losses yaitu kerugian-kerugian pada kumparan yang terbuat dari tembaga.
- Additional losses yaitu kerugian akibat adanya hubungan pendek.

Besarnya daya reduksi dari daya input ke daya output generator akibat adanya kerugian diatas dikenal dengan efisiensi generator.

$$\text{efisiensi generator} = \frac{\text{Daya output}}{\text{Daya input}}$$

Jika faktor efisiensi generator diambil 0,96 dan daya output sebesar :

$$0,96 = \frac{156,25}{\text{Daya input}}$$

$$\text{Daya input} = \frac{156,25}{0,96}$$

$$= 162,7 \text{ kW}$$

Dalam keadaan stabil, beban motor penggerak adalah sebesar daya input generator ditambah rugi-rugi pada koupling. Dalam prakteknya sehari-hari motor penggerak ini akan mengalami pembebanan yang lebih besar pada waktu-waktu tertentu seperti pada waktu start.

Jadi dalam perencanaan ini harus diperhitungkan adanya over load faktor (B) yang besarnya : 1,1 – 1,3.
Maka daya operasi motor :

$$N_o = \frac{\text{Daya input generator}}{\text{effisiensi koupling}}$$

Jika efisiensi koupling = 0,96

$$N_o = \frac{162,7}{0,96}$$

$$N_o = 169,5 \text{ kW} \times 1,341 \text{ Hp}$$

$$= 227 \text{ Hp}$$

Dengan mengambil harga B = 1,2 ; maka :

$$\text{Daya maksimum motor : } N_m = 1,2 \times 227 \text{ Hp}$$

$$= 272,4 \text{ Hp}$$

atau

$$N_m = 272 \text{ Hp}$$

2.7 Putaran motor

Untuk motor ini yang bekerja dengan 227 Hp dan putaran 1500 rpm. Tapi dalam perencanaan motor bakar perhitungan bukan berdasarkan pada daya dan putaran tersebut melainkan pada keadaan maksimumnya yaitu 272 Hp dan putaran motor bertambah dengan bertambahnya daya dari daya operasi ke daya maksimum.

Untuk putaran motor bila bekerja dengan daya maksimum yaitu :

$$N \text{ max.} = n \text{ operasi} \times \text{over load factor}$$

$$= 1500 \times 1,2$$

$$= 1800 \text{ rpm}$$

2.8 Spesifikasi Motor Bakar

Untuk pembahasan motor penggerak ini didapat data sebagai berikut

Jenis motor bakar	:	motor diesel
Jumlah silinder	:	4 buah
Proses kerja	:	4 langkah
Daya motor max.	:	272 Hp

Putaran motor max. : 1800 rpm

3. METODE PENELITIAN

3.1 Tempat Penelitian

Adapun tempat penelitian dan pengambilan data di PT PLN sektor Belawan.

3.2 Waktu Penelitian

Waktu pelaksanaan eksperimen 60 hari.

3.3 Alat Uji

1. Gengset Sumuran ET 1500, dengan spesifikasi adalah :
- 2.

2.1 Generator

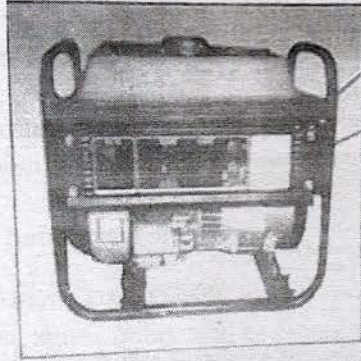
- Type : Single phase, brushless, capacitor type, AC generator
- Voltage : 220 V / 50 Hz
- Max : 0,9 KW / 50 Hz
- Rated : 0,85 KW / 50 Hz

2.1 Engine

- Model : A154F
- Tipe : 1 Cylinder, 4-Stroke, forced air Cooling gas engine
- Displacement : 80,7 cc
- Rated Power : 1,17 KW/3000 rpm, 1,32 KW/ 3600 rpm
- Bahan Bakar : 90# bensin tanpa timbale
- Oli : SAE 15W - 40SF

3.1 Set

- Fuel tank capacity: 5,5 L
- Dimensi(P x L x T): 450 x 350 x 365(mm)
- Berat Bersih : 26 kg



Gbr 3.1 Generator set ET 1500

3. Spesifikasi Gas Analyer

Merek : Tecnotest

Model : 488

Jenis : Multigas Tester dengan infra merah

Jangkauan Pengukuran

- CO : 0-9,99 % Vol res 0,01
- CO₂ : 0-19,99 % Vol res 0,1
- HC : 0-9999 ppm vol res 1
- O₂ : 0-4 % Vol res 0,01
- NO_x : 0-2,000 res 0,001
- Temp, operasi : 5-40 °C

Hisapan gas yang di tes : 8 L/menit

Waktu hisapan : < 10 detik (untuk panjang probe 3 m)

Dimensi : 400 x 420 mm

Berat : 13,5 kg

Waktu pemasanan : maksimal 15 menit

Sumber tegangan : 110 / 220 / 240 V , 50 / 60 Hz

Tes kebocoran dan kalibrasi otomatis

Kontrol aliran internal dan kalibrasi secara otomatis

4. Tabung reactor elektrolisa air

- Kapasitas air 1 L
 - 8 pelat stainless steel 5cm x 15 cm, 4 pelat katoda, 4 pelat anoda
 - Elektrolit menggunakan ± 0,1 gram KOH
4. DC power supply
- Voltase : 12 V, 24 V
 - Arus maksimal : 50 A

- Power source : 220 V / 50 Hz



Gbr 3.2 Technotest 488 plus gas analyzer

5. Lampboard, beban lampu 100W-500W
6. Timbangan digital AND FX 4000
7. Gelar ukur 50 ml, ketelitian 0,1 ml
8. Tachometer M2000, maksimal pembacaan 9999 rpm
9. Stopwatch

4. PERHITUNGAN THERMODINAMIKA

4.1 Proses Thermodinamika

Perhitungan thermodinamika pada motor bakar merupakan suatu hal yang memegang peranan penting. Hal ini disebabkan karena dengan perhitungan thermodinamika dapat diketahui/analisa kondisi & kerja, dari motor seperti temperatur, tekanan dan, perubahan energi. Disamping itu dengan menganalisa perubahan energi yang berlangsung didalam silinder dapat diperoleh efisiensi yang cukup tinggi dari motor bakar tersebut atau secara umum didalam motor bakar perhitungan thermodinamika ini dimaksudkan untuk menentukan besaran-besaran Thermodinamika dari semua proses.

Besaran-besaran thermodinamika itu dipengaruhi oleh :

1. Temperatur awal.
2. Perbandingan kompresi dan kelembaban udara.
3. Perbandingan bahan bakar dengan udara.
4. Jenis bahan bakar yang digunakan.

Sedangkan proses thermodinamika yang berlangsung didalam silinder motor sulit dianalisa secara tepat maka untuk memudahkan penganalisaan proses tersebut terlebih dahulu dilakukan idealisasi-idealisisasi sebagai berikut

- Fluida kerja didalam silinder dianggap gas ideal.
- Tekanan masuk dan keluar silinder dianggap sama dengan tekanan atmosfer.
- Proses kompresi dan ekspansi yang berlangsung didalam silinder dianggap adiabatik, reversibel.

4.2 Pemilihan jenis bahan bakar

Jenis dari bahan bakar sangat memegang peranan utama pada pengoperasian motor agar diperoleh pembakaran yang baik (pembakaran sempurna), maka untuk itu harus dipilih bahan bakar yang sesuai pada proses pembakaran yang ada pada jenis motor bakar tertentu. Secara umum bahan bakar harus mempunyai sifat-sifat pembakaran antara lain :

1. Mempunyai kekentalan yang tertentu.
2. Mempunyai nilai bakar yang tinggi dan stabilitas panas yang tinggi.
3. Mempunyai kecenderungan pembentukan endapan yang kecil.
4. Sesuai untuk tiap-tiap jenis motor.
5. Mengandung kadar racun rendah.
6. Pencemaran terhadap lingkungan yang ditimbulkannya rendah.

Untuk pembakaran bahan bakar ini dan unsur pokok yang harus dipenuhi yaitu :

1. Pembakaran bahan bakar berlangsung sesingkat-singkatnya dan energi yang dihasilkan semaksimal mungkin.
2. Sifat-sifat yang disebutkan diatas harus dipenuhi menurut kebutuhan dari jenis motor bakar. Karena didalam perencanaan ini, dipilih jenis bahan bakar yang digunakan mempunyai bilangan setana berkisar antara 40 - 60
.....¹⁾

Sedangkan bilangan setana untuk jenis Light Diesel Fuel adalah 42

Untuk high speed engine bahwa bahan bakar yang cocok adalah bahan bakar yang mempunyai sifat-sifat sebagai berikut

- Berat jenis = 0,82 - 0,87
- Kandungan Hidrogen = 12,5 % - 13,5 %¹⁾

Dari beberapa jenis bahan bakar dengan komposisi C₁₆H₃₀ (Hexadecadine) dengan kandungan hidrogen 13,6 % dan berat molekulnya 220

¹⁾ : "Motor diesel putaran tinggi", W. Arismunandar, K. Tsuda, hal.17.

^{1) & 2)} : "The international combustion engine" Taylor, CF, hal.16.

Dari data-data yang diperoleh diatas, maka yang kita pilih bahan bakar yang digunakan adalah : C16H30, sedangkan data-data yang lain dari bahan tersebut adalah

- Berat molekul rata-rata : 972
- Titik didih (14,7 Asia) : 500 °F
- Nilai bakar tinggi : 19500 Btu/lb
- Nilai bakar rendah : 18225 Btu/lb

4.3 Perbandingan bahan bakar dengan udara (F/A)

Proses pencampuran bahan bakar dengan udara didalam silinder motor bakar piston harus dilaksanakan pada kondisi pembakaran yang optimal agar motor mampu menghasilkan daya yang diinginkan dengan pemakaian bahan bakar yang seminimal mungkin.

Agar tujuan diatas dapat dicapai, maka pengadaan campuran bahan bakar udara hendaklah sesuai dengan kebutuhan, baik jumlah maupun kualitasnya.

Jumlah campuran bahan bakar udara ditentukan oleh total berat dari bahan bakar dan unsur udara, dimana kualitasnya tergantung kepada perbandingan bahan bakar dengan udara (F/A), juga kepada kualitas dan halusnya butiran-butiran debu bahan bakar yang uniform serta distribusi dari partikel-partikel bahan bakar didalam udara bakar.

Pada motor bakar jenis diesel percampuran bahan bakar dimana dengan udara diikuti dengan proses pembakaran bahan bakar dimana pembakarannya terjadi di saat posisi poros engkol 30^0 sampai 40^0 (kondisi untuk motor diesel medium speed dengan putaran 500 rpm, dimana proses ini berlangsung 0,01 detik.

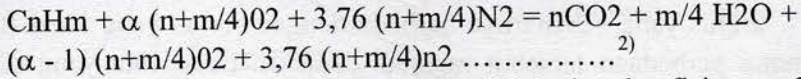
Akibat singkatnya waktu tersebut, maka sulit untuk memperoleh keseragaman penyebaran partikel-partikel bahan bakar yang diinjeksikan kedalam udara bakar.

Untuk mendapatkan pembakaran yang sempurna (tidak menghasilkan asap hitam) biasanya dapat dicapai dengan pembakaran dengan udara berlebihan (excess air) atau dikenal sebagai "Koefisien udara berlebih". Besarnya koefisien udara berlebih tergantung kepada jenis dan bahan dari motor.

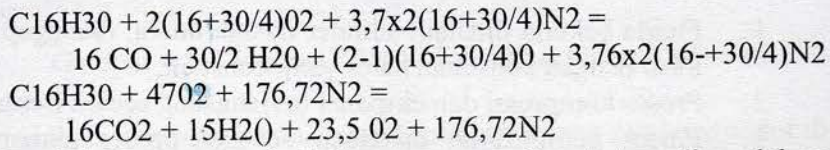
Pada umumnya untuk motor bakar piston jenis diesel, besarnya koefisien berlebih = 2, dimana besarnya koefisien udara berlebih diperoleh

dari percobaan didalam laboratorium dengan cara menganalisa gas asap yang keluar dari saluran udara dan bahan bakar motor.

Untuk motor bakar piston diesel perbandingan udara dengan bahan bakar berkisar antara 100 : 1, bila motor tersebut tanpa beban dan 20 : 1 untuk beban penuh.....¹⁾ Atau dapat kita katakan perbandingan bahan bakar dengan udara (F/A) dapat diperoleh dari reaksi pembakaran yang terjadi untuk campuran kurus (lean mixture) dengan rumus sebagai berikut:



Untuk bahan bakar dengan komposisi C₁₆H₃₀ dan koefisien = 2 maka persamaan di atas menjadi :



Dari daftar susunan berkala unsur-unsur berat atom diperoleh sebagai berikut :

C = 12,01115	atau	C = 12	grat
H = 1,00797	atau	H = 1	grat
O = 15,9994	atau	O = 16	grat
N = 14,0067	atau	N = 14	grat

Maka perbandingan bahan bakar dengan udara adalah :

$$\frac{F}{A} = \frac{\text{Berat molekul } C_{16}H_{30}}{\text{Berat Mol } O_2 + \text{Berat Mol } N_2}$$

$$= \frac{222}{1504 + 4948,16}$$

$$\frac{F}{A} = 0,0344$$

Berdasarkan perhitungan diatas harga F/A diantara 0,01 Sampai 0,05, dengan demikian perhitungan pada perencanaan ini memenuhi syarat.

¹⁾ : "A course internal combustion engine", M.L.Mathur, R.P.Sharma. hal.190.
²⁾ : "Internal combustion engine", S.P.Sen, hal.139.

4.4 Siklus Thermodinamika

Siklus dari motor bakar piston berdasarkan kepada siklus thermodinamika yang merupakan konversi energi panas menjadi energi mekanis, siklus ini biasanya disebut sebagai siklus thermodinamika atau siklus teoritis (siklus ideal).

Siklus yang sebenarnya berbeda dengan siklus yang ideal (teoritis) tadi, dimana perbedaan tersebut menjadi semakin besar jika yang digunakan itu terlalu menyimpang dari keadaan yang sebenarnya. Proses siklus ideal itu dinamakan siklus udara, dengan beberapa idealisasi sebagai berikut :

1. Fluida bekerja didalam silinder adalah udara, dianggap sebagai gas ideal dengan konstanta kalor yang konstant.
2. Proses kompresi dan ekspansi berlangsung secara isentropik.
3. Proses pembakaran dianggap sebagai proses pemanasan fluida kerja.
4. Pada akhir proses ekspansi, yaitu pada waktu piston mencapai TMB, fluida kerja didinginkan sehingga tekanan & temperatur atmosfir.

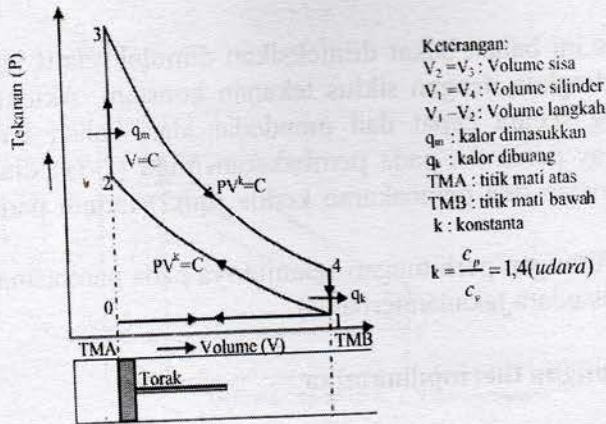
Dalam menganalisa siklus udara, khususnya untuk motor bakar dapat digunakan.

1. Siklus udara volume konstan (otto cycle).
2. Siklus udara tekanan konstant (diesel cycle).
3. Siklus udara tekanan terbatas (dual cycle).

1. Siklus udara tekanan konstant (Diesel cycle)

Siklus ini dapat digambarkan dengan grafik P Vs V seperti terlihat pada gambar 4.1.

Pada siklus ini diidealisasikan bahwa langkah kompresi (1-2) dan ekspansi (3-4) berlangsung secara isentropis, sedangkan proses pemasukan kalor (q_m) pada (2-3) berlangsung tekanan konstant dan proses pembuangan kalor q_k (4-1) berlangsung pada volume konstant. Pada motor diesel ini bahan bakar diinjeksikan sesaat langkah kompresi berakhir (sesaat piston akan mencapai TMA) dimana pengabutan berlangsung secara cepat sekali kedalam udara yang dimanfaatkan didalam silinder yang bertekanan tinggi dan temperatur mencapai $\pm 600^\circ\text{C}$, sehingga bahan bakar terbakar dengan sendirinya.



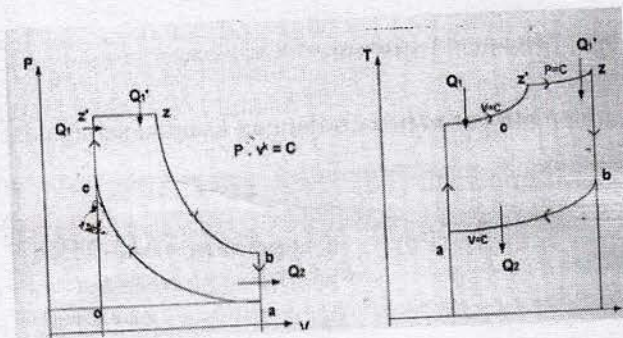
Gambar 4.1. Diagram P Vs V dari siklus tekanan konstan

Akibatnya proses pembakaran tersebut tekanan dan temperatur didalam silinder naik, sementara volumenya akan bertambah karena piston bergerak turun naik, sementara volumenya akan bertambah karena piston bergerak turun (melakukan langkah usaha). Dengan demikian maka proses pembakaran didalam silinder dapat diidealisasikan sebagai pembakaran tekanan konstan (2-3).

Siklus udara tekanan konstan ini di^gunakan pada motor diesel putaran rendah.

2. Siklus udara tekanan terbatas (dual cycle)

Siklus udara tekanan terbatas adalah suatu siklus dimana pemasukan kalor terjadi, baik pada volume konstant (2-3) maupun pada tekanan konstant, (3a-3).



Gambar 4.2. Diagram P Vs V dari siklus dual (dual cycle)

Pada siklus ini bahan bakar diinjeksikan dimulai relatif lebih jauh dari TMA bila dibandingkan dengan siklus tekanan konstant. Akibat pembakaran yang berlangsung secara cepat dan mendadak dari bahan bakar yang disupply selama delay periode, pada pembakaran mula (2-3a) dianggap terjadi pada volume konstan dan pembakaran kedua (qm2) terjadi pada tekanan konstant (3a-3).

Perhitungan-perhitungan selanjutnya pada perencanaan ini dipakai dual cycle (siklus udara tekanan terbatas).

4.5 Perhitungan termodinamika

Perhitungan termodinamika berguna untuk memperoleh besaran-besaran termodinamika dimana besaran-besaran tersebut penting dalam perencanaan suatu motor bakar, dimana dari hasil perhitungan yang diperoleh terhadap besaran-besaran termodinamika untuk masing-masing perbandingan kompresi yang tepat dapat digunakan pada perencanaan motor bakar.

Pada motor bakar diesel untuk proses pembakaran terjadi tanpa menggunakan loncatan bunga api listrik (menggunakan busi) seperti halnya pada motor otto, maka untuk memungkinkan dicapai temperature yang tinggi didalam silinder guna memungkinkan terjadinya penyalaan, maka diperlukan persyaratan-persyaratan yaitu berkisar antara 12 sampai 22¹⁾ bahkan ada yang mencapai 24,5. Tetapi untuk menentukan perbandingan-perbandingan kompresi secara pasti dan tepat agar motor dapat bekerja dengan baik adalah sulit. Dari pengamatan di lapangan untuk motor diesel multi purpose perbandingan kompressinya berkisar antara : 16,5 – 18.

Untuk perhitungan termodinamika dalam perencanaan diambil perbandingan kompresi = 17.

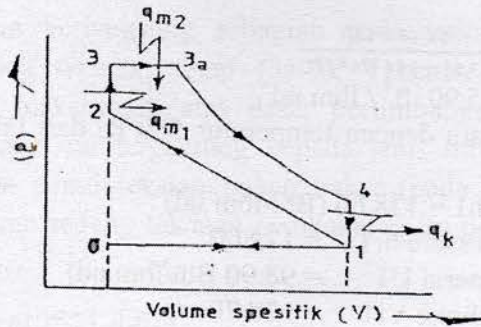
1. Keadaan titik awal (titik nol)

Keadaan atmosfer (titik 0) dengan kondisi sebagai berikut ;

$$\text{Temperatur (T}_0\text{)} = 270 \text{ C}$$

$$\text{Tekanan (P}_0\text{)} = 1 \text{ atm} = 14,69 \text{ lbf/in}^2$$

¹⁾ : "A course internal combustion engine", M.L.Mathur, hal.186.



Gambar 4.3. P.V Diagram

Udara yang masuk diidealisasikan sebagai gas ideal, idealisasi yang digunakan setiap langkah dari siklus udara tekanan terbatas diperlihatkan pada P.V diagram (gbr.3) dan perhitungan dengan basis 1 lbm udara.

2. Langkah isap, Tekanan konstant (0 – 1)

Pada langkah ini udara atmosfer diisap masuk kedalam silinder dari TMA ke TMB, udara selama melalui saluran masuk mengalami kenaikan temperatur dimana untuk motor bakar diesel empat langkah berdasarkan pengalaman temperatur udara pada saat awal kompresi berkisar : $T_1 = 576,6$ sampai $594^{\circ}R$ ¹⁾ Diperkirakan $T_1 = 580^{\circ}C$. Sedang besarnya tekanan pada kondisi tersebut besarnya berkisar antara $P_1 = 0,85$ sampai $0,92 \cdot P_0$ ²⁾

Diperkirakan $P_1 = 0,92 \cdot P_0 = 0,92 \times 14,69 \text{ lbf/in}^2$
 $P_1 = 13,51 \text{ lbf/in}^2$

Jadi kondisi udara pada titik 1 adalah :

$T_1 = 580^{\circ}R$ dan $P_1 = 13,51 \text{ lbf/in}^2$

Karena udara yang masuk kedalam silinder dianggap (diidealisasikan) sebagai gas ideal, maka berlaku persamaan :

$P_1 \cdot V_1 = R \cdot T_1$

dimana $P_1 = \text{Tekanan udara (lbf/in}^2)$
 $V_1 = \text{Volume spesifik (Cuft / lbm ud)}$

¹⁾ & ²⁾ : "Marine internal combustion engine", N.Petrovsky hal.27.

R = Konstanta udara = 53,34 (ft-lbf/lbm)
 T1 = Temperatur absolut

Maka :

$$V1 = \frac{53,34 \times 580}{13,51 \times 144 \text{ (in}^2/\text{ft)}} \\
 V1 = 15,90 \text{ ft}^3 / \text{lbm ud}$$

Untuk udara dengan temperatur 580°R, dari tabel pada hal.4 literatur

14 diperoleh :

Enthalpy h1 = 138,66 (Btu/lbm ud)
 Relatif pressure hr1 = 17,800
 Internal energi U1 = 98,90 Btu/lbm ud
 Relatif volume Vr1 = 120,70

3. Langkah Kompresi Isentropis (1-2)

Proses kompresi dianggap berlangsung secara isentropis (adiabatis reversible) karenanya berlaku hubungan :

$$\frac{T2}{T1} = \left(\frac{P2}{P1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{V1}{V2}\right)^{k-1} = \left(\frac{\delta1}{\delta2}\right)^{k-1} \dots\dots\dots 1)$$

Dimana : r = perbandingan kompresi
 r = 17
 δ = berat jenis fluida

Maka :

$$r^{k-1} = \frac{V1^{k-1}}{V2} \quad \text{atau} \quad r = \frac{V1}{V2} \\
 V2 = V1 / r = 15,90 / 17 \\
 V2 = 0,9353 \text{ ft}^3 / \text{lbm ud}$$

dan $Vr^2 = Vr1 / 17 = 120,7 / 17$
 $Vr^2 = 7,1$

Untuk udara dengan vr² = 7,1 dari tabel kompresi diperoleh :

Temperatur T² = 1685,50
 Enthalpy h² = 418,675 bt/lb
 Inetrnal energi U² = 3030,13 btu/lb

dari $\frac{T2}{T1} = \frac{P2^{k-1/k}}{P1}$

atau $P2 = k-1 / 1, \quad \frac{T2}{T1} \times P1$

k = 1,4 untuk udara, maka

$$P2 = \frac{0,4}{1,4} \times \frac{1685,50}{580} \times 13,51$$

1) : "Penggerak mula motor bakar", W. Arismunandar, hal. 23.

$$P_2 = 565,21 \text{ lbf/in}^2$$

4. Proses Pembakaran

Pembakaran berlangsung sebagian pada volume tetap (2-3a) dan sebagian lagi pada tekanan tetap (3a-3). Tekanan pembakaran dibatasi dibawah tekanan maksimum, atas dasar pertimbangan kekuatan material. Tekanan pembakaran ini tergantung kepada jenis motor, beban dan sudut engkol dimulainya penginjeksian bahan bakar (pada motor diesel). Untuk motor diesel putaran sedang tekanan pembakaran itu berkisar 75 sampai 110 atm gauge¹⁾

atau 1071,43 sampai 1571 lbf/in.

Untuk menentukan kondisi pada proses pembakaran ini dipakai persamaan steady flow sebagai berikut :

$$U_2 + \frac{P_2 \cdot V_2}{J} + \frac{G^2}{2gj} + \frac{gz_2}{gcj} + q_{23} = \frac{W_{23}}{J}$$

$$= U_3 + \frac{P_3 \cdot V_3}{J} + \frac{C^2}{2gj} + \frac{gz_3}{gcj} \dots\dots\dots 2)$$

- dimana :
- U = internal energy
 - PV/J = kerja aliran
 - C²/2gJ = energi kinetis
 - gz/gc = energi potensial
 - q = panas yang masuk ke sistim
 - w/J = kerja dari sistim

Persamaan "Steady flow" di atas diidealisasikan sebagai berikut :

- Proses pembakaran berlangsung adiabatik

$$\frac{C_2^2}{2gJ} = \frac{C_3^2}{2gJ}$$

- Energi kinetis konstan $\frac{gz_2}{gc \cdot J} = \frac{gz_3}{gc}$

- Kerja aliran konstan $\frac{P_2 \cdot V_2}{J} = \frac{P_3 \cdot V_3}{J}$

Maka persamaan steady flow menjadi :

$$U_2 = \frac{W_{23}}{J} + U_3$$

- dimana $U_2 = U_s + U_{bb}$
 dengan $U_s = \text{sensible internal energy}$

¹⁾ : "Marine Internal combustion engine", N.Petrovsky, hal. 49.
²⁾ : "Internal combustion engine", S.P.Sen, hal.33.

U_{bb} = internal energi dari bb (LHV)

Kerja selama proses pembakaran :

$$W_{23} / J = P_3 (V_3 - V_2) / J$$

sehingga

$$U_3 = U_s + U_{bb} - \frac{P_3 - V_3}{J} + \frac{P_3 \cdot V_2}{J}$$

atau

$$U_3 + P_3 \cdot V_3 / J = U_s + U_{bb} + P_3 \cdot V_2 / J$$

sedang

$$h_3 = U_3 + P_3 \cdot V_3 / J$$

maka

$$h_3 = U_s + U_{bb} + P_3 \cdot V_2 / J$$

Dengan menggunakan perbandingan bahan bakar dengan udara (F/A) = 0,0344 yang berarti untuk pembakaran 0,0344 lbm bahan bakar dibutuhkan 1 lbm udara, dengan demikian untuk 1 lbm gas hasil pembakaran akan didapat :

- Berat udara : $M_u = 1 / 1 + 0,0344 = 0,9667$ lbm ud/lbm camp

- Berat bahan bakar $M_{bb} = 1 - M_u = 1 - 0,9667 = 0,0323$ lbm ud / lbm camp

sedangkan

$$U_s = M_u \times U_2 = 0,9667 \text{ lbm ud/lbm camp} \times 303,13 \text{ Btu/lbm ud} = 293,036 \text{ Btu/lbm camp}$$

dan

$$U_{bb} = M_{bb} \times LHV$$

Untuk bahan bakar C₁₆H₃₀, LHV = 18225 Btu/lbm bb

Maka

$$U_{bb} = 0,0333 \text{ lbm bb/lbm camp} \times 18,225 \text{ Btu/lbm bb}$$

$$U_{bb} = 606,8925 \text{ Btu/lbm camp}$$

Enthalpy pada titik 3 adalah :

$$h_3 = U_s + U_{bb} + P_3 \cdot V_2$$

dimana

$$P_3 = \text{tekanan pembakaran} = 1071,43 \text{ sampai } 1571 \text{ lbf/in}^2$$

Dari

$$h = U_s + U_{bb} + P_3 \cdot V_2 / J$$

Maka

$$h_3 = 293,036 \text{ Btu/lbm camp} + 606,8925 \text{ Btu/lbm camp} + \frac{1071,43 \text{ lbf/in}^2}{144} \times \frac{0,9353 \text{ ft}^3 / \text{lbm ud} \times 14 \text{ in}^2 / \text{ft}^2}{778,16 \text{ ft} - \text{lbft/Btu}}$$

$$h_3 = 1086,371 \text{ Btu/lbm camp}$$

Untuk bahan bakar hydrocarbon C_nH_m

$$H / C = m / 12 \cdot n \dots\dots\dots 1)$$

Jadi untuk bahan bakar dengan komposisi C₁₆H₃₀

$$H / C = 30 / 12 \times 16 = 0,15625$$

1 & 2) : "Gas table", Joseph H. Keenan & Kaye, hal.94.

B.M. gas hasil pembakaran hydrocarbon dengan 100% udara berlebih adalah :
 ..²⁾

$$\begin{aligned} H / C = 0,14 & : & BM = 29,195 \\ H / C = 0,16 & : & BM = 28,987 \end{aligned}$$

Jadi untuk $H / C = 0,15625$

$$BM = \frac{0,15625 - 0,14}{0,16 - 0,14} (29,195 - 28,987) + 28,987$$

$$BM = 29,156 \text{ lb mole}$$

maka enthalpy gas hasil pembakaran

$$h_3 = 1085,371 \times 29,156 = 31645,077 \text{ Btu/lb mole}$$

dengan menggunakan harga h_3 diatas, dari literatur1) diperoleh :

Temperatur	$T_3 = 3833,33 \text{ } ^\circ R$
Relative pressure	$Pr_3 = 3950,317$
Internal energy	$U_3 = 24032,59 \text{ Btu/lb mole}$
	$= 24032,59 / 29,156$
	$= 84,28 \text{ Btu/lbm camp}$
	$= 84,28 / 0,9667$
	$U_3 = 852,67 \text{ Btu/lbm ud}$

sedangkan	Relative volume	$Vr_3 = 19,380$
	Enthalpy	$h_3 = 1085,371 / 0,9667 \text{ mu ud}$
		$h_3 = 1122,79 \text{ Btu/lbm ud}$

dan

$$\begin{aligned} V_3 &= R \times T_3 / P_3 \\ &= \frac{53,34 \text{ (ft-lb/lbm } ^\circ R) \times 3833,33 \text{ (} ^\circ R)}{1071,43 \left(\frac{\text{lb}}{\text{in}^2}\right) \times 144 \left(\frac{\text{in}^2}{\text{ft}^2}\right)} \\ V_3 &= 1,3253 \text{ (ft}^3 / \text{lbmud)} \end{aligned}$$

5. Langkah ekspansi isentropis

Pada proses ini dianggap adiabatik isentropis; dari hubungan

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{Vr_4}{Vr_3} \quad \text{dan} \quad \frac{P_4}{P_3} = \frac{Pr_4}{Pr_3}$$

maka

$$Vr_4 = \frac{V_4}{V_3} \times Vr_3$$

dimana $V_4 = V_1 = 15,90 \text{ ft}^3 / \text{lbm ud}$

maka $Vr_4 = 15,90 / 1,3253 \times 10,380$
 $\approx 124,532 \text{ ft}^3 / \text{lbm ud}$

Dari tabel 7 lit.14 hal.80, "gas table" Joseph H.Keenan & Kaye, didapat :

Temperatur $T_4 = 1877,33 \text{ } ^\circ R$

$$\begin{aligned}
 h_4 &= 14153,505 \text{ Btu/lb mole} \\
 &= 141453,505 / 29,156 \\
 &= 485,44 \text{ Btu/lbm camp} \\
 h_4 &= 485,44 / 0,9667 \\
 h_4 &= 502,163 \text{ Btu/lbm udara} \\
 \text{Internal energy } U_4 &= 10425,35 \text{ Btu/lb mole} \\
 &= 10425,35 / 29,35 \\
 &= 357,57 \text{ Btu/lbm camp} \\
 U_4 &= 369,89 \text{ Btu/lbm ud} \\
 \text{Relative pressure } Pr_4 &= 161,682 \\
 \text{maka } P_4 &= Pr_4 / Pr_3 \times P_3 \\
 &= 161,68 / 3895,317 \times 1071,43 \text{ (lbf/in}^2\text{)} \\
 &= 43,85 \text{ (lbf/in}^2\text{)}
 \end{aligned}$$

7. Langkah idealisasi isentropis (4 – 4a)

Pada langkah ini merupakan lanjutan proses isentropis (3-4) yang merupakan usaha, dimana tekanan gas akhir sisi pembuangan diidealisasikan = tekanan udara luar yang besarnya = 14,69 lbf/in).

$$\begin{aligned}
 \text{Dari hubungan } \frac{Pr_4 a}{P_4} &= \frac{P_4 a}{P_4} \quad \text{dan} \quad \frac{Vr_4 a}{Vr_4} = \frac{V_4 a}{V_4} \\
 \text{dimana } Pr_4 a &= \frac{P_4 a}{P_4} \times Pr_4 = \frac{14,69}{43,85} \times 161,682 \\
 Pr_4 a &= 54,164
 \end{aligned}$$

Dari tabel 7 lit, 14 diperoleh :

$$\begin{aligned}
 \text{Temperatur } T_{4a} &= 1439,96 \text{ } ^\circ\text{R} \\
 \text{Enthalpy } h_{4a} &= 10568,98 \text{ Btu/lb mole} \\
 &= 10568,98 / 29,156 \\
 h_{4a} &= 362,50 \text{ Btu/lbm camp} \\
 &= 362,50 / 0,9667 \\
 h_{4a} &= 374,985 \text{ Btu/lbm udara} \\
 \text{Internal energy } U_{4a} &= 7709,450 \text{ Btu/lb mole} \\
 &= 7709,456 / 29,156 \\
 U_{4a} &= 262,42 \text{ Btu/lbm camp} \\
 &= 262,42 / 0,9667 \\
 &= 273,529 \text{ Btu/lbm ud} \\
 \text{Relative volume } Vr_{4a} &= 285,876
 \end{aligned}$$

$$\text{maka } V_{4a} = \frac{Vr_{4a}}{Vr_4} \times V_4 = \frac{285,876}{124,532} \times 15,00 \left(\frac{ft}{lbm} ud \right)$$

Fraksi gas hasil pembakaran terhadap udara bersih

$$f = V_1 / V_{4a} \times 1 / r$$

$$= 15,90 / 36,50 \times 1 / 17$$

$$= 0,02567$$

Kerja ideal persiklus (Wid)

$$Wid = W12 + W23 + W34 + W41$$

dimana

$$W12 = U1 - U2 = 98,90 - 303,13 \text{ (Btu / lbm ud)}$$

$$= -204,23 \text{ (btu/lbm udara)}$$

$$W23 = P3 (V3 - V2)$$

$$= 1071,43 \text{ lbf/in} \times 144 \text{ in}^2 / \text{ft}^2 (1,3253 - 0,9353)$$

$$= 77,325 \text{ Btu/lbm ud}$$

$$W34 = U3 - U4 = 852,67 - 369,89$$

$$= 482,78 \text{ Btu/lbm ud}$$

$$W41 = 0 \text{ (proses isovolume)}$$

maka

$$Wid = -204,23 + 77,325 + 482,78 \text{ (Btu/lbm ud)}$$

$$= 355,875 \text{ Btu/lbm ud}$$

Kerja indikator persiklus (Wind)

Kerja indikator adalah kerja persiklus yang ditunjukkan oleh diagram indikator. Pada pengertian grafis kerja ini adalah diagram yang sebenarnya, atau :

$$Wind = Wid \times \text{faktor diagram}$$

dimana : faktor diagram adalah perbandingan antara luas siklus diagram yang sebenarnya terhadap luas diagram yang ideal atau merupakan perbandingan antara kerja persiklus yang sebenarnya dengan kerja teoritis.

Untuk motor bakar diesel putaran tinggi, besarnya berkisar antara 80-90% dari perhitungan siklus bahan bakar udara.

Untuk perencanaan ini dipilih $f = 0,85$.

maka

$$Wind = 355,875 \text{ Btu/lbm ud} \times 0,85$$

$$Wind = 302,494 \text{ Btu/lbm ud}$$

Kerja efektif (Weff)

Kerja efektif adalah kerja yang dihasilkan motor setelah mengatasi kerugian-kerugian mekanis (kerja yang dihasilkan poros engkol) yaitu :

$$Weff = Wind \times \eta_m$$

Dimana η_m = Effisiensi mekanis

Untuk motor diesel $\eta_m = 0,70 + 0,90 \dots\dots\dots 1)$

Direncanakan $\eta = 0,85$

Maka $Weff = 302,494 \times 0,8$
 $= 241,995 \text{ Btu/lbm ud}$

Effisiensi thermis ideal (η_{thid})

$$= 15,90 / 36,50 \times 1 / 17$$

$$= 0,02567$$

Kerja ideal persiklus (W_{id})

$$W_{id} = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41}$$

dimana

$$W_{12} = U_1 - U_2 = 98,90 - 303,13 \text{ (Btu / lbm ud)}$$

$$= -204,23 \text{ (btu/lbm udara)}$$

$$W_{23} = P_3 (V_3 - V_2)$$

$$= 1071,43 \text{ lbf/in} \times 144 \text{ in}^2 / \text{ft}^2 (1,3253 - 0,9353)$$

$$= 77,325 \text{ Btu/lbm ud}$$

$$W_{34} = U_3 - U_4 = 852,67 - 369,89$$

$$= 482,78 \text{ Btu/lbm ud}$$

$$W_{41} = 0 \text{ (proses isovolume)}$$

maka

$$W_{id} = -204,23 + 77,325 + 482,78 \text{ (Btu/lbm ud)}$$

$$= 355,875 \text{ Btu/lbm ud}$$

Kerja indikator persiklus (W_{ind})

Kerja indikator adalah kerja persiklus yang ditunjukkan oleh diagram indikator. Pada pengertian grafis kerja ini adalah diagram yang sebenarnya, atau :

$$W_{ind} = W_{id} \times \text{faktor diagram}$$

dimana : faktor diagram adalah perbandingan antara luas siklus diagram yang sebenarnya terhadap luas diagram yang ideal atau merupakan perbandingan antara kerja persiklus yang sebenarnya dengan kerja teoritis.

Untuk motor bakar diesel putaran tinggi, besarnya berkisar antara 80-90% dari perhitungan siklus bahan bakar udara.

Untuk perencanaan ini dipilih $f = 0,85$.

maka

$$W_{ind} = 355,875 \text{ Btu/lbm ud} \times 0,85$$

$$W_{ind} = 302,494 \text{ Btu/lbm ud}$$

Kerja efektif (W_{eff})

Kerja efektif adalah kerja yang dihasilkan motor setelah mengatasi kerugian-kerugian mekanis (kerja yang dihasilkan poros engkol), yaitu :

$$W_{eff} = W_{ind} \times \eta_m$$

Dimana $\eta_m =$ Effisiensi mekanis

Untuk motor diesel $\eta_m = 0,70 + 0,90 \dots\dots\dots 1)$

Direncanakan $\eta = 0,85$

Maka

$$W_{eff} = 302,494 \times 0,8$$

$$= 241,995 \text{ Btu/lbm ud}$$

Effisiensi thermis ideal (η_{thid})

$$\eta_{thid} = W_{od} / Q_{bb} \times 100\%$$

Dimana Q_{bb} = Pemakaian bahan bakar / siklus
 = Pemakaian bahan bakar x nilai kalor
 = $F / A \times LHV$

Maka $Q_{bb} = 626,94 \text{ Btu/lbm bb}$
 $\eta_{thid} = 355,875 / 626,94 \times 100\%$
 = 56,76 %

Effisiensi thermis indikator (η_{thind})

$$\eta_{thind} = \eta_{thid} \times \text{faktor diagram}$$

$$= 56,76 \times 0,85$$

$$= 48,246\%$$

Effisiensi thermis efektif

$$\eta_{the} = \eta_{thind} \times \eta_m$$

$$= 48,246 \times 0,80$$

$$= 38,597\%$$

Tekanan indikator (P_i)

$$P_i = \frac{W_{ind} / V_1 - V_2 \text{ (lbf/in}^2\text{)}}{302,494 \text{ (Btu/lbm ud)}} \times \frac{778,16 \text{ (ft-lbf/Btu)}}{144 \text{ (in}^2\text{/ft}^2\text{)}}$$

$$P_i = 109,23 \text{ (lbf/in}^2\text{)}$$

Tekanan efektif (P_e)

$$P_e = P_i \times \eta_m = 102,23 \text{ (lbf/in)} \times 0,8$$

$$= 87,38 \text{ (lbf/in)}$$

atau $P_e = 87,38 \text{ (lbf/in)} \times 0,07 \text{ kgf/cm}^2 / \text{lbf/in}^2$
 = 6,12 kgf/cm^2

Menurut lit.7 diperoleh :

$P_e = 6 \text{ kgf/in}$ sampai 18 Kgf/cm^2
 Jadi P_e yang diperoleh memenuhi ketentuan tersebut.

Tabel 4.1.

Besaran Thermodinamis	Compression Ratio			
	16	17	18	19
T_2 (R)	520	580	580	580
P_1 (lbf/in ²)	12,51	12,51	13,51	13,51
V_1 (ft ³ /lbm ud)	15,90	15,90	16,90	16,90
h_1 (bt/lbm ud)	138,6	138,6	138,6	138,6
U_1 (btu/lbm ud)	98,90	98,00	98,90	98,90

T2 (R)	1620,83	1685,50	1718,45	1750,2654
P2 (lb/in ²)	492,88	565,21	605,84	5,07
V2 (ft ³ /lbm ud)	0,9975	0,03833	0,8853	0,8263
h2 (bt/lbm ud)	401,214	418,675	47,583	436,217
U2 (btu/lbm ud)	228,16	303,13	305,78	306,23
T3 (R)	3869,40	3833,33	3800,39	2772,11
P3 (lb/in ²)	1071,43	1071,43	1071,43	1071,43
V3 (ft ³ /lbm ud)	1,3377	1,3253	1,3141	1,3055
h3 (bt/lbm ud)	1134,68	1122,76	1112,09	1102,55
U3 (btu/lbm ud)	862,04	852,67	844,24	836,73

Besaran Thermodinamis	Perbandingan Kompresi			
	16	17	18	19
T4 (R)	1896,40	1877,33	1857,59	1839,91
P4 (lb/in ²)	43,33	43,35	43,75	43,43
V4 (ft ³ /lbm ud)	15,90	15,90	15,30	15,90
h4 (bt/lbm ud)	507,358	502,163	496,418	491,031
U4 (btu/lbm ud)	375,241	259,29	353,41	131,75
T4a (R)	1459,75	1439,35	1425,72	1412,15
P4a (lb/in ²)	14,59	14,69	14,53	14,53
V4a (ft ³ /lbm ud)	36,49	36,43	26,27	35,12
h4a (bt/lbm ud)	379,472	374,935	370,956	357,415
U4a (btu/lbm ud)	276,902	273,529	270,503	267,848
Wid (Btu/lb ud)	352,931	359,875	357,365	389,710
Wind (Btu/lb ud)	299,991	302,494	202,764	306,604
Wwff (Btu/lb ud)	239,993	241,995	242,003	245,283
th id (%)	56,29	56,75	57,00	57,57
th ind (%)	47,847	48,246	48,450	48,90
the (%)	38,278	38,597	38,760	39,121
P1 (lb/in ²)	108,78	109,23	109,31	109,75
Pe (lb/in ²)	87,03	87,38	87,45	87,82
be (lbm/hp hr)	0,3640	0,3610	0,3595	0,3562
f	0,02563	0,02567	0,025579	0,02591

Pemakaian bahan bakar spesifik (be)

$$\eta_{th} = \frac{632}{be \times LHV} \dots\dots\dots 1)$$

Dimana be = pemakaian bahan bakar spesifik (gram/bhp)

$$LHV = 18225 \text{ Btu/lb bb} \times 0,252 \text{ kkal/1 btu} \times 11 \text{ bm/0,4536 kg} \\ = 10215 \text{ kkal}$$

maka persamaan diatas dapat ditransformasikan menjadi :

$$be = 632/\eta_{the} \times LHV = 632/0,38597 \times 10125 \text{ kkal/kg} \\ = 0,16172 \text{ kg/hp-hr}$$

atau

$$be = 0,16172 \frac{\text{kg}}{\text{hp-hr}} \times \frac{1 \text{ lb/hp-hr}}{0,448 \text{ kg/hp-hr}} \\ = 0,3610 \text{ lb/hp-hr}$$

4.6 Pemilihan perbandingan kompresi

Perbandingan kompresi untuk motor diesel pada umumnya dibatasi oleh :

1. Batasan terendah dibatasi oleh temperatur dan tekanan didalam silinder motor yang cukup tinggi untuk memungkinkan terjadinya proses pembakaran dari bahan bakar yang digunakan.
2. Batasan tertinggi dibatasi oleh kekuatan material yang harus sanggup menerima tekanan maximum akibat proses pembakaran.

Jadi dengan menaikkan perbandingan kompresi (berdasarkan data tabel hasil perhitungan) dapat disimpulkan keuntungannya :

- Pemakaian spesifik bahan bakar akan turun
- Kerja thermal akan naik
- Effisien thermal naik.

Kerugiannya :

- Kenaikan temperatur pada akhir langkah pembakaran semakin naik, yang mana hal ini menghendaki perpindahan panas yang lebih besar agar mesin tidak mengalami tegangan thermal yang tinggi.

Di sini harga perbandingan kompresi yang terbaik adalah bila pada harga tersebut secara teoritis terdapat keseimbangan antara keuntungan dan kerugian.

Dari tabel dapatlah digambarkan hubungan antara efisiensi thermal dengan perbandingan komposisi :

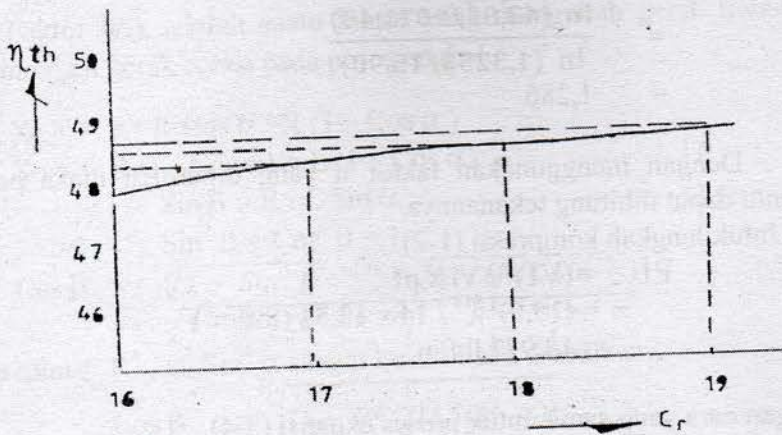
untuk

$$Cr = 16 \quad \text{-----} \quad \eta_{thind} = 47,847$$

$$Cr = 17 \quad \text{-----} \quad \eta_{thind} = 48,246$$

$$Cr = 18 \quad \text{-----} \quad \eta_{thind} = 48,450$$

$$Cr = 19 \quad \text{-----} \quad \eta_{thind} = 48,901$$



Dari grafik dapat dilihat bahwa mulai dari Cr 16 sampai Cr 18 kenaikan Cr diikuti oleh kenaikan efisiensi dengan cepat. Dari data tersebut dapat disimpulkan bahwa harga perbandingan kompresi yang terbaik untuk motor yang direncanakan adalah : Cr = 17.

4.7 P.V.Diagram

Pada langkah kompresi (1-2) berlangsung secara proses isentropis, sehingga selama proses ini berlaku hubungan :

$$P_1 \cdot V_1^n = P_2 \cdot V_2 \quad (V_1 / V_2)^n$$

$$P_2 / P_1 = (V_1 / V_2)^n$$

atau

$$= \frac{\ln(P_2 / P_1)}{\ln(V_1 / V_2)}$$

$$= \frac{\ln(565,21 / 13,51)}{\ln(15,90 / 0,9353V_2)}$$

$$= 1,318 \text{ (exponen kompresi)}$$

Untuk langkah ekspansi (3-4) juga berlangsung secara isentropis sehingga proses ini juga berlaku hubungan :

$$P_3 \cdot V_3^n = P_4 \cdot V_4^n$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\ln (P4/P3)}{\ln (V3/V4)} \\
 &= \frac{\ln (43,85/1071,43)}{\ln (1,3253/15,90)} \\
 &= 1,286
 \end{aligned}$$

Dengan menggunakan faktor n yang diperoleh maka pada volume tertentu dapat dihitung tekanannya.

- Untuk langkah kompresi (1-2)

$$\begin{aligned}
 P1 &= (V1)^n / Vi \times p1 \\
 &= (15,9)^{1,318} / 14 \times 13,51 \text{ (lbf/in}^2\text{)} \\
 &= 15,977 \text{ lbf/in}^2
 \end{aligned}$$

Dengan cara yang sama untuk proses ekspansi (3-4)

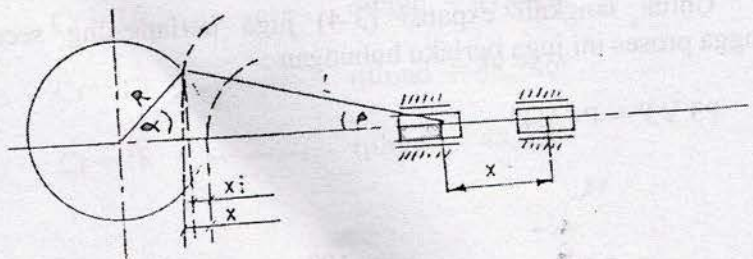
$$\begin{aligned}
 Pi &= (V4)^n / Vi \times P4 \\
 &= (15,9)^{1,286} / 14 \times 43,85 \text{ lbf/in}^2 \\
 &= 51,65 \text{ lbf/in}^2
 \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan dengan memakai kedua persamaan di atas dapat ditabelkan sbb :

Harga P untuk berbagai harga V pada proses kompresi & ekspansi

Kompresi isentropis		Ekspansi isentropis	
V1 (ft/lbm ud)	P1 (lbf/in ²)	V1 (ft/lbmud)	Pi (lb/fin)
14	15,977	14	51,67
12	19,58	12	62,97
10	24,89	10	79,61
8	33,41	8	106,07
6	48,81	6	153,55
4	83,29	4	258,65
2	207,65	2	630,73
1,33	355,52	1,33	1065,8
0,94	561,71	-	-

4.8 Faktor brix



Faktor brix adalah suatu faktor yang mengubah gerak translasi pada piston menjadi gerak rotasi pada poros engkol.

$$\begin{aligned}
 X_i &= R - R \cos \alpha = R (1 - \cos \alpha) \\
 X &= R (1 - \cos \alpha) \pm L (1 - \cos \alpha) \quad \dots\dots\dots 1) \\
 \sin \beta &= R / L \sin \alpha \quad \dots\dots\dots 2) \\
 \sin^2 \beta + \cos^2 \beta &= 1
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \cos \beta &= \frac{\sqrt{1 - \sin^2 \beta}}{\sqrt{1 - R^2 / 2L^2 \sin^2 \alpha} - R^4 / L^4 \sin^4 \alpha} = \frac{\sqrt{1 - (R/L \sin \alpha)^2}}{\sqrt{1 - R^2 / 2L^2 \sin^2 \alpha} - R^4 / L^4 \sin^4 \alpha}
 \end{aligned}$$

karena nilai $R^4 / L^4 \sin^4 \alpha$ sangat kecil, maka diabaikan :

$$\begin{aligned}
 \text{jadi} \quad \cos \beta &= \sqrt{1 - R^2 / 2L^2 \sin^2 \alpha} \\
 \cos \beta &= (1 - R^2 / 2L^2 \sin^2 \alpha) \quad \dots\dots\dots 3)
 \end{aligned}$$

Substitusi 3) ke 1)

$$\begin{aligned}
 X &= R (1 - \cos \alpha) + L (1 - 1 + R^2 / 2L^2 \sin^2 \alpha) \\
 &= R (1 - \cos \alpha) + R / 2L \sin \alpha
 \end{aligned}$$

Perbedaan antara X dan X1 disebut "Correction for angularity" dimana besarnya adalah :

$$\begin{aligned}
 X - X_1 &= R (1 - \cos \alpha) + R^2 / 2L \sin^2 \alpha - R (1 - \cos \alpha) \\
 &= \sin^2 \alpha
 \end{aligned}$$

Harga ini akan maksimum pada sudut $\alpha = 90^\circ$
 maka $X - X_1 = R^2 / 2L =$ Faktor brix.

5. KESIMPULAN DAN SARAN

Dari perhitungan termodinamika bahan bakar yang digunakan adalah C16H30 dengan berat molekul 972 titik didih 500^oF bahan bakar 1900 btu/lb kemudian perbandingan bahan bakar dengan udara dapatkan harga 0,0344 sehingga perencanaan memenuhi syarat dan dapatkan tekanan efektif 6,22 kg f /in, sedangkan proses pembakaran berkisar 75 sampai 110 atm gauge atau 1071,43 sampai 1571 lb f/in dan perbandingan kompressinya akan menguntungkan :

- a. Pemakaian spesifik bahan bakar turun

- b. Kerja thermal akan naik
- c. Effisien thermal naik

DAFTAR PUSTAKA

1. Harsanto "MOTOR BAKAR" Penerbit Djembatan - Jakarta Cetakan keenam - 1981.
2. Wiranto Arismunandar & Koici Tsuda "MOTOR DIESEL PUTARAN TINGGI" Pradnya Paramita - Jakarta Cetakan ketiga - 1979
3. Sularso & Kiyokatsu Suga "DASAR PERENCANAAN & PEMILIHANELEMEN MESIN" P.T. Pradnya Paramita - Jakarta Cetakan keempat - 1983
4. V. Drobovolsky "MACHINE ELEMENTS" Peace Publishers - Moscow Second Printing
5. Frederick T. Morse "POWER PLANT ENGINEERING" (Adapted to MKS unit) Affiliated East-West Press PVT. Ltd New Delhi
5. Wiranto Arismunandar "PENGGERAK MULA MOTOR BAKAR" Penerbit ITB - Bandung Cetakan kesembilan
- M.L. Mathur & R.P. Sharma "A COURSE INTERNAL COMBUSTION ENGINE" Dhanpat Rai & Sons 1682 - Nai Sarak Delhi - 11006, 3rd Edition - 1980.
7. N. Petrovsky "MARINE INTERNAL COMBUSTION ENGINE" MIR. Publishing - 2, Pervy Rizsky Pereulok, Moscow - U.S.S.R.
8. P. Akimov "MARINE INTERNAL COMBUSTION ENGINE" Peace Publisher - 2, Pervy Rizsky Pereulok, Moscow - U.S.S.R.
9. S.P. Sen "INTERNAL COMBUSTION ENGINE" Theory and Practice Khanna Publishers 28, Nath Market, Nai Sarak Delhi - 11006, 1st Edition
10. V.L. Mallev, D.R. A.M. "INTERNAL COMBUSTION ENGINE" Internal Student Edition Mc Graw Hill Kogakusha, Ltd - Tokyo.
11. I. Shvets "THERMAL ENGINEERING" Peace Publishers - 2, Pervy Rizsky Pereulok, Moscow - U.S.S.R.
12. P.M. Heldt "HIGH SPEED COMBUSTION ENGINE" Design - Production Test Oxford & IBH Publishing Co, New Delhi, India 16th Edition 1965