

JURNAL TEKNOLOGI

(Journal of Technology)

JURNAL ILMU TEKNIK DAN SAINS

Daftar Isi

MESIN

Kajian Teknis Pengaruh Kerak Karbon Di Atas Kepala Torak Terhadap Unjuk Kerja (Performance) Mesin Mobil Minibus Gi Toyota Kijang Tipe Lgx-2l Diesel

Krist ofal Waas

Analisis Keluhan Psikis Dan Fisik Karyawan Dengan Menggunakan Metode Pshycho Physiologi

Aminah Rumatela, Nil Edwin Maitimu

Vibrometer Dengan Kantilever Dan Carbon Transducer Yang Diterapkan Pada Pipa Vortex Flowmeter

M. F. Noya

Studi Eksperimental Karakter Distribusi Tegangan Pada Cylinder Head Internal Combustion Engine

Danny Pelupessy

Suatu Kajian Teoritis Termodinamika Siklus Kerja Dan Pemakaian Bahan Bakar Mesin Diesel (Empat Langkah 350 Hp. 400 Rpm)

Alosyus Eddy Leimena

Pengaruh Keausan Bubungan Katup Masuk Terhadap Daya Motor Induk Pada Km Nusantara Perdana

Prayitno Ciptoadi, V.I. Berhitu

Metoda Penyaring Ruang Sederhana Pada Interferometer Michelson

Pieldrie Nanlohy, Samy J. Litiloly

SIPII

Analisis Penanggulangan Genangan Di Kota Ambon Pada Das Waitomu Kelurahan Uritetu

Renny J Betaubun, Donny Hari Suseno, Ussyandawayanty

Proyeksi Jumlah Pergerakan Dalam Menentukan Kapasitas Dan Jumlah Armada Perintis Kabupaten Maluku Barat Daya

Standy Johannes, M. Ruslin Anwar, Eddi Basuki

FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS PATTIMURA AMBON



TERMODINAMIKA SIKLUS KERJA DAN PEMAKAIAN BAHAN BAKAR MESIN DIESEL EMPAT LANGKAH 350 HP, 400 RPM (KAJIAN TEORITIS)

Aloysius Eddy Liemena^{*)}

Abstract

The actual working cycles of internal combustion engines require either four or two strokes of the piston, i.e., two or one revolution of the crankshaft. Accordingly there are distinguished four-stroke and two-stroke engines. The working cycle of a four-stroke engine comprises the following stroke : I. suction cycle, i.e., admission of the the air-fuel mixture or air into the engine cylinder ; II. compression stroke, during which the fuel mixture or air into the engine cylinder ; III. power or working stroke, during which combustion of the fuel mixture and expansion of the combustion products take place within the cylinder ; IV. exhaust stroke, during which the combustion products are expelled from the cylinder. The calculations shall be made taking as abasis the main points of non corrected basic indicator diagram. An internal-combustion engine is a reciprocating type of engine in which the working substance is a mixture of gases produced by combustion of fuel in the engine cylinder. A diesel or compression-ignition engine is a machine with self-ignition engine of fuel and internal mixing. Given : engine horsepower = 350 hp, speed $n = 400$ rpm, excess air coefficient = 2, combustion pressure = 55 kg/cm², compression ratio = 14. Let us assume that : ambient temperature = 295,5 K, ambient pressure = 1 kg/cm², coefisient of residual gases = 0,04, chemical composition of fuel C = 86 %, H = 13%, O = 1%, lower heat value of fuel = 10100 kcal/kg. The method of engine heat calculations by Professor V.I. Grinevetsky (Russia) and by Professor E.K. Mazing. The result of heat calculations are the pressure and temperature at the beginning of compression, $p_a = 0,92$ kg/cm² and $T_a = 325,67$ K; efisiensi pengisian = 0,86; pressure and temperature at the end of compression $p_c = 35$ kg/cm² and $T_c = 881,76$ K, the pressure increase ratio = 1,57; theoretical amount of air required for combustion of liquid fuel $\nu' = 0,4945$ mole/kg bahan bakar ; the actual amount of air $\nu = 0,988$ mole/kg bahan bakar ; the total quantity of moist combustion gases = 1,0218 mole/kg bahan bakar ; the chemical coefficient of molar change = 1,0332 ; the coefficient of molar change taking into account the residual gases = 1,032 ; and pressure and temperature at the end of combustion, $p_z = 55$ kg/cm² and $T_z = 1841,73$ K ; the preliminary expansion ratio = 1,373 ; the subsequent expansion ratio = 10,2 and pressure and temperature at the end of expansion, $p_b = 2,688$ kg/cm² and $T_b = 918,2$ K ; the mean indicated pressure = 6,7821 kg/cm² ; the corrected mean indicated pressure = 6,510816 kg/cm² ; the mean effective pressure = 5,393 kg/cm² ; the mean effective pressure according the power formula = 5,393 kg/cm² ; the indicated specific fuel consumption = 0,142 kg/hp.hr ; the effective specific fuel consumption = 0,17264 kg/hp.hr.

Keywords : Thermodynamic, the working cycle, parameters.

I. PENDAHULUAN

Siklus-siklus mesin-mesin torak pembakaran dalam didasarkan pada siklus-siklus termodinamika yang menyangkut konversi panas menjadi kerja mekanis, siklus-siklus ini disebut siklus-siklus termodinamika atau teoritis.

Dalam suatu siklus teoritis dari suatu mesin pembakaran dalam diasumsikan bahwa : a). Sifat-sifat fisika dan kimia dari gas kerja tinggal tetap tidak berubah didalam siklus tersebut. b). Kuantitas gas kerja tinggal tetap konstan selama siklus tersebut, oleh karena itu proses pengisian silinder dengan suatu muatan gas yang segar dan pengeluaran gas sampah tidak ada. c). Proses-proses kompresi dan ekspansi gas mengikuti hukum adiabatik, yaitu mereka terjadi tanpa pertukaran panas diantara gas dan dinding silinder. d). Sesudah kompresi adiabatik gas kerja menerima panas dari suatu sumber panas dari luar

dan sesudah ekspansi adiabatik gas kerja membuang panas ke penampung dingin. e). Kapasitas panas gas kerja tidak tergantung pada temperatur. Dalam siklus-siklus teoritis dari mesin torak pembakaran dalam tanpa supercharger panas selalu dibuang ke penampung dingin pada suatu volume konstan, dimana transmisi panas ke gas kerja atau mengikuti suatu prinsip rangkap dua yaitu, pertama volume konstan dan kemudian pada tekanan konstan, atau dengan salah satu variabel-variabel ini tinggal tetap konstan. Oleh karena itu, tiga siklus teoritis ideal berikut bisa ditempatkan dalam pertimbangan yaitu : a). Siklus campuran (juga diketahui sebagai siklus pembakaran kombinasi atau rangkap dua. b). Siklus volume konstan dan c). Siklus tekanan konstan.

Siklus campuran digunakan sebagai suatu dasar perhitungan-perhitungan termodinamika semua jenis mesin-mesin diesel tanpa penyemprotan udara. Siklus volume konstan teoritis digunakan sebagai suatu pola termodinamika untuk menghitung siklus kerja aktual dari mesin-mesin karburator, gas dan semi diesel. Siklus tekanan konstan digunakan sebagai suatu pola

^{*)} Aloysius E Liemena ; Dosen Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Unpatti

termodinamika untuk menghitung siklus-siklus kerja dari diesel dengan penyemprotan udara dalam mana tekanan gas selama pembakaran tinggal tetap hampir sama.

II. PEMBAHASAN

Perhitungan-perhitungan dibuat dengan mengambil suatu dasar titik-titik utama di diagram indikator dasar tidak terkoreksi.

• Titik a (titik awal kompresi)

Temperatur pada awal kompresi :

$$= \frac{\Delta}{\dots}$$

dimana :

- = temperatur udara luar = 295,5 K
- Δ = kenaikan temperatur udara sebagai hasil bersinggungan dengan dinding-dinding silinder dan torak yang panas = 15 K (10 -20) K
- = koefisien gas-gas sisa = 0,04 (0.03 - 0.04)
- = temperatur gas-gas sisa = 705 K (700 - 800) K

Jadi :

$$= \frac{\dots}{(320 - 3320) K} = 325,67$$

Efisiensi pengisian,

$$= \dots$$

$$\dots = \dots = 0,85434$$

• Titik c (titik akhir kompresi)

Asumsi suatu bilangan dengan nilai n_1 kita mendapatkannya dengan cara coba-coba nilai-nilai yang diperlukan dengan menggunakan rumus :

$$+ \dots = \dots$$

Jika $\dots = 1,37742$ maka kita mendapatkan menurut rumus yang di atas tersebut suatu identitas sebagai :
 $5,259936128 \approx 5,259392719$.

Tekanan pada akhir kompresi,

$$= 0,92 \cdot 14 \dots = 34,83 \approx 35$$

Temperatur pada akhir kompresi, T_c

$$= 325,67 \cdot 14^{0,37742} = 881,76$$

$T_c > (760 - 800) K$

• Titik z (titik akhir pembakaran isobarik)

Tekanan pada akhir pembakaran,

$$= 55 \dots$$

dipilih dengan suatu pandangan kekuatan bagian-bagian mesin. (45 - 60) kg/cm²

Rasio kenaikan tekanan,

$$= \dots = 1,57$$

(1,5 - 1,8)

• Temperatur pada akhir,

T_z didapat setelah serangkaian perhitungan sebagai berikut :

Jumlah udara teoritis, \dots yang diperlukan untuk pembakaran 1 kg bahan bakar cair dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\dots = \dots$$

$$= \dots (0,86/12 + 0,13/4 - 0,01/32), \dots$$

$$= 0,4945, \dots$$

Jumlah udara aktual, \dots

$$\dots = \alpha \cdot \dots$$

$$= 2,0,4945 \dots$$

$$= 0,989 \dots$$

Pembakaran 1 kg bahan bakar menghasilkan hasil-hasil pembakaran yang berikut :

Karbon dioksida..... = -

$$= \frac{0,86}{12} = 0,0717$$

Uap air.....

$$= - = \dots = 0,0650$$

Oksigen.....

$$= 0,21 \cdot (\alpha - 1) \dots$$

$$= 0,21 \cdot 0,4946 = 0,1038$$

Nitrogen.....

$$= 0,79 \cdot \alpha \cdot \dots = 0,79 \cdot 2,0,4945 = 0,7813$$

Jumlah total hasil-hasil pembakaran,

$$= \dots + \dots + \dots$$

$$= \dots - + (\alpha - 0,21) \dots$$

$$= \frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{2} + (2 - 0,21) \cdot 0,4945$$

$$= 1,0218 \dots$$

Koefisien kimia perubahan molar,

$$= \dots = \dots = 1.0332$$

Koefisien perubahan molar dengan memperhitungkan gas-gas sisa,

$$= \dots = \dots \approx 1,032$$

Isi relative komponen-komponen hasil pembakaran :

$$\dots = \dots = 0,7646$$

$$= \dots = \dots = 0,1016$$

Kapasitas panas molar rerata dari gas-gas pada suatu volume konstan, ()

$$() = \dots + \dots = 4,9190 + 0,000518.$$

dimana :

$$= 0,0702 \cdot 7,82 + 0,0636 \cdot 5,79 + 4,46 (0,7646 + 0,1016) = 4,9190$$

$$= 0,0702 \cdot 0,00125 + 0,0636 \cdot 0,00112 + 0,00053 (0,7646 + 0,1016) = 0,000618$$

Kapasitas panas isobrik molar rerata dari gas-gas pada suatu tekanan konstan,

$$= () + 1,985$$

$$= + 1,985 +$$

$$= 6,904 + 0,000618.$$

Kapasitas panas isokhorik molar rerata dari udara pada suatu volume konstan dan temperatur T_c ,

$$() = +$$

$$= 4,62 + 0,53 \cdot 10 \cdot 881,76$$

$$= 5,087$$

Asumsi koefisien pemakaian panas = 0,82; (0,62 - 0,85) maka sesudah substitusi ke dalam persamaan untuk siklus campuran dan dengan = 10100 kcal/kg :

$$\frac{0,82 \cdot 10100}{2 \cdot 0,4945 \cdot (1 + 0,04)} + [() + 1,985.]$$

$$=$$

Kita mendapatkan :

$$\frac{0,82 \cdot 10100}{2 \cdot 0,4945 \cdot (1 + 0,04)} +$$

$$= 1,032 \cdot (6,904 + 0,000618.)$$

$$+ 11171,52417. - 23966891,17 = 0.$$

$$- \frac{1}{2} \cdot (11171,52417)$$

$$+ \frac{1}{2} (11171,52417) + 23966891,17$$

$$= - 5585,762085 + 7427,49145 = 1841,73 \text{ K}$$

(1700 - 1900) K

Pada penyelesaian persamaan kuadrat untuk T_z kita mendapatkan temperatur gas pada akhir pembakaran (titik z) pada tekanan konstan.

Rasio ekspansi awal,

$$= \frac{1,3}{1,8} = \frac{1,373}{1,8} = 1,373$$

(1,3 - 1,8)

Rasio ekspansi lanjutan,

$$= - = \frac{10,2}{1,8} = 10,2$$

• Titik b (akhir ekspansi)

Asumsi suatu bilangan dengan nilai n_2 kita mendapatkannya dengan cara coba-coba nilai-nilai yang diperlukan dengan menggunakan rumus :

$$+ \frac{1}{n_2} = \frac{1}{1,2997}$$

sehingga didapat identitas $6,24651377 \approx ,623289957$.

Tekanan pada akhir ekspansi, p_b

$$= \frac{2,688}{(2,5 - 3,5)}$$

(2,5 - 3,5)

Temperatur pada akhir ekspansi, T_b

$$= \frac{918,2}{(900 - 1000)}$$

(900 - 1000)

Tekanan indikasi rerata, p_{it}

$$= \frac{1}{(1,373 - 1)} + \frac{1}{1 - \frac{1}{1,373}}$$

$$\frac{1}{1 - \frac{1}{1,373}}$$

$$= \frac{1,57 (1,373 - 1) + \frac{1}{1 - \frac{1}{1,373}}}{1 - \frac{1}{1,373}}$$

$$= 2,69 [0,58561 + 7,192559226 (0,50143415) - 2,64957 (0,63066)]$$

$$= 6,7821 \text{ kg/cm}^2.$$

Tekanan indikasi rerata terkoreksi, p_i

$$p_i = p_{it} \cdot Q = 6,7821 \cdot 0,96 = 6,510816 \text{ kg/cm}^2$$

dimana :

$Q = 0,95 - 0,97$ adalah suatu faktor koreksi dari diagram (memperhitungkan pembulatan sudut-sudut tajam).

Tekanan efektif rerata, p_e

$$p_e = p_i \cdot 0,828314 = 6,510816 \cdot 0,828314 = 5,393 \text{ kg/cm}^2.$$

dimana :

$$= 0,78 - 0,83 \text{ adalah efisiensi mekanis.}$$

Tekanan efektif menurut rumus daya, p_e

$$= \frac{0,143 \text{ hp}}{0,027 \text{ m}^3}$$

$$= \frac{5,393 \text{ kg/cm}^2}{0,027 \text{ m}^3} = 5,393 \text{ kg/cm}^2.$$

Pemakaian bahan bakar spesifik indikasi, F_i

$$= \frac{6,510816 \text{ kg/cm}^2}{0,027 \text{ m}^3} = \frac{6,510816}{0,027} = 241,141 \text{ kg/hp.hr}$$

$$= 0,143 \text{ kg/hp.hr.}$$

Pemakaian bahan bakar spesifik efektif, F

$$= \frac{5,393 \text{ kg/cm}^2}{0,027 \text{ m}^3} = 0,17264 \text{ kg/hp.hr}$$

III. PENUTUP

3.1 Kesimpulan

Hasil perhitungan parameter-parameter adalah tekanan dan temperatur pada permulaan kompresi adalah, $p_a = 0,92 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_a = 325,67 \text{ K}$, efisiensi pengisian = 0,86 tekanan dan temperatur pada akhir kompresi adalah, $p_c = 35 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_c = 881,76 \text{ K}$, rasio kenaikan tekanan = 1,57, Jumlah udara teoritis yang diperlukan untuk pembakaran bahan bakar cair = 0,4945 mole/kg bahan bakar, jumlah udara aktual = 0,989 mole/kg bahan bakar, jumlah total hasil-hasil pembakaran = 1,0218 mole/kg bahan bakar, Koefisien kimia perubahan molar = 1,0332, koefisien perubahan

molar dengan memperhitungkan gas-gas sisa = 1,032, dan tekanan dan temperatur pada akhir pembakaran adalah $p_z = 55 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_z = 1841,73 \text{ K}$, rasio ekspansi awal = 1,373, rasio ekspansi lanjutan = 10,2 dan tekanan dan temperatur pada akhir ekspansi adalah $p_b = 2,688 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_b = 918,2 \text{ K}$, tekanan indikasi rerata = $6,7821 \text{ kg/cm}^2$, tekanan indikasi rerata terkoreksi = $6,510816 \text{ kg/cm}^2$, tekanan efektif rerata = $5,393 \text{ kg/cm}^2$, tekanan efektif menurut rumus daya = $5,383 \text{ kg/cm}^2$, serta pemakaian bahan bakar spesifik indikasi = $0,142 \text{ kg/hp hr}$ dan pemakaian bahan bakar spesifik efektif $F = 0,17264 \text{ kg/hp hr}$.

DAFTAR PUSTAKA

1. Akimov, “ **Marine Power Plant** “ Mir Publishers Moscow.
2. El – Wakil, MM, 1985, “ **Power Plant Technology**” McGraw-Hill Book Co; New York.
3. Heywood, J.B., 1988, “ **Internal Combustion Engine Fundamentals**, McGraw Hill, Inc., New York.
4. Mathur, ML., Sharma; RP., 1980, “ **A course In Internal combustion Engines**, 3rd ed., Dhanpat Rai & Sons, New Delhi.
5. Petrovsky, N. “ **Marine Internal Combustion Engines** “ Mir Publishers Moskow.