

PERHITUNGAN TERMODINAMIKA SIKLUS KERJA MESIN DIESEL YANMAR EMPAT LANGKAH SATU SILINDER 5,5 HP DAN 2200 RPM (KAJIAN TEORITIS)

Aloysius Eddy Liemena

Dosen Fakultas Teknik Universitas Pattimura, AMbon

e-mail : aloysius_liemena@yahoo.co.id

ABSTRAK

Siklus kerja suatu mesin empat langkah terdiri dari langkah-langkah berikut : I. Langkah pengisapan, yaitu pemasukan campuran udara bahan bakar atau udara ke dalam silinder mesin. II. Langkah kompresi, selama mana campuran udara bahan bakar atau udara ditekan/ di kompresi di dalam silinder tersebut. III. Langkah daya atau kerja, selama mana pembakaran campuran udara bahan bakar dan pemuian/ekspansi hasil-hasil pembakaran terjadi di dalam silinder. IV. Langkah pembuangan, selama mana hasil-hasil pembakaran dikeluarkan dari silinder tersebut. Perhitungan-perhitungan dibuat dengan mengambil sebagai suatu dasar titik-titik utama diagram indikator dasar tidak terkoreksi. Diketahui bahwa daya kuda mesin adalah 5,5 hp, kecepatan mesin 2200 rpm, koefisien udara lebih adalah 1,6, tekanan pembakaran maksimum 76 kg/cm², perbandingan kompresi 17,9. Asumsi bahwa temperatur udara luar adalah 290 K, Tekanan udara 1 kg/cm², koefisien gas-gas sisa 0,03 komposisi bahan bakar C = 86%, H = 13% & O = 1%, nilai panas bawah bahan bakar 10100 kCal/kg. Metode yang digunakan dalam perhitungan ini adalah metode Grinevsky-Mazing. Hasil perhitungan parameter-parameter adalah tekanan dan temperatur pada permulaan kompresi adalah, $p_a = 0,92 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_a = 320,83 \text{ K}$, efisiensi pengisian $\eta_{ch} = 0,85514538$ tekanan dan temperatur pada akhir kompresi adalah, $p_c = 48,59 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_c = 946,72 \text{ K}$, rasio kenaikan tekanan $\lambda = 1,564$, Jumlah udara teoritis yang diperlukan yang diperlukan untuk pembakaran bahan bakar cair $L'_o = 0,4945 \text{ mole/kg}$ bahan bakar, jumlah udara aktual $L' = 0,7912 \text{ mole/kg}$ bahan bakar, jumlah total hasil-hasil pembakaran $M_g = 0,824 \text{ mole/kg}$ bahan bakar, Koefisien kimia perubahan molar $\mu_o = 1,04$, koefisien perubahan molar dengan memperhitungkan gas-gas sisa $\mu = 1,039$, dan tekanan dan temperatur pada akhir pembakaran adalah $p_z = 76 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_z = 1996,91 \text{ K}$, rasio ekspansi awal $\rho = 1,4$, rasio ekspansi lanjutan $\delta = 12,7857$ dan tekanan dan temperatur pada akhir ekspansi adalah $p_b = 2,932 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_b = 985,03,2 \text{ K}$, tekanan indikasi rerata $p_{it} = 8,26456027 \text{ kg/cm}^2$, tekanan indikasi rerata terkoreksi $p_i = 8,020402346 \text{ kg/cm}^2$, tekanan efektif rerata $p_e = 6,369426752 \text{ kg/cm}^2$, tekanan efektif menurut rumus daya $p_e = 6,369426752 \text{ kg/cm}^2$, serta pemakaian bahan bakar spesifik indikasi $F_i = 0,14931 \text{ kg/hp hr}$ dan pemakaian bahan bakar spesifik efektif $F = 0,188012 \text{ kg/hp hr}$.

Kata kunci : Perhitungan Termodinamika, Siklus kerja, Mesin Yanmar.

ABSTRACT

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 $N_b = 5,5 \text{ hp}$, speed $n = 2200 \text{ rpm}$, excess air coefficient $\alpha = 1,6$, combustion pressure $p_z = 76 \text{ kg/cm}^2$, compression ratio $\epsilon = 17,9$. Let us assume that : ambient temperature $T_o = 290 \text{ K}$, ambient pressure $p_o = 1 \text{ kg/cm}^2$, coefisient of residual gases $\gamma_r = 0,03$, chemical composition of fuel C = 86 %, H = 13%, O = 1%, lower heat value of fuel $Q_1 = 10100 \text{ kcal/kg}$. 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, $p_a = 0,92 \text{ kg/cm}^2$ and $T_a = 320,83 \text{ K}$; efisiensi pengisian $\eta_{ch} = 0,85514538$; pressure and temperature at the end of compression $p_c = 48,59 \text{ kg/cm}^2$ and $T_c = 946,72 \text{ K}$, the pressure increase ratio $\lambda = 1,564$; theoretical amount of air required for combustion of liquid fuel $L'_o = 0,4945 \text{ mole/kg}$ bahan bakar ; the actual amount of air $L' = 0,7912 \text{ mole/kg}$ bahan bakar ; the total quantity of moist combustion gases $M_g = 0,824 \text{ mole/kg}$ bahan bakar ; the chemical coefficient of molar change $\mu_o = 1,04$;

the coefficient of molar change taking into account the residual gases $\mu = 1,039$; and pressure and temperature at the end of combustion, $p_z = 76 \text{ kg/cm}^2$ and $T_z = 1996,91 \text{ K}$; the preliminary expansion ratio $\rho = 1,4$; the subsequent expansion ratio $\delta = 12,7857$ and pressure and temperature at the end of expansion, $p_b = 2,932 \text{ kg/cm}^2$ and $T_b = 985,03 \text{ K}$; the mean indicated pressure $p_{it} = 8,268456027 \text{ kg/cm}^2$; the corrected mean indicated pressure $p_i = 8,020402346 \text{ kg/cm}^2$; the mean effective pressure $p_e = 6,36426752 \text{ kg/cm}^2$; the mean effective pressure according the power formula $p_e = 6,369426752 \text{ kg/cm}^2$; the indicated specific fuel consumption $F_i = 0,14931 \text{ kg/hp.hr}$; the effective specific fuel consumption $F = 0,188012 \text{ kg/hp.hr}$.

Keywords : Thermodynamic Calculation, the working cycle, Yanmar Engine.

PENDAHULUAN

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

PEMBAHASAN

Diketahui :

Daya kuda mesin N_b	5,5 hp	
Jumlah silinder i	1 buah	
Kecepatan n	2200 rpm	(1000 – 2000) rpm
Koefisien udara lebih α	1,6	(1,3 – 1,7)
Diameter & Langkah torak D & S	75 mm & 80 mm,	kecepatan tinggi
Tekanan pembakaran maksimum p_z	76 kg/cm^2	(75 – 115) kg/cm^2
Rasio kompresi ϵ	17,9	(13 – 19)

Asumsi :

Temperatur udara luar.....	$T_o = 290 \text{ K}$
Tekanan udara luar	$P_o = 1 \text{ kg/cm}^2$
Koefisien gas ² sisa	$\gamma_r = 0,03$ (0,03-0,04)
Komposisi kimia bahan bakar	$C = 86 \%$, $H = 13 \%$ & $O = 1\%$
Nilai panas bawah bahan bakar.....	$\phi_l = 10100 \text{ kcal/kg}$

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

Titik a (titik awal kompresi)

Tekanan pada awal kompresi, p_a

$$p_a = (0,85 - 0,92) p_o = 0,92 \cdot 1 \text{ kg/cm}^2 = 0,92 \text{ kg/cm}^2$$

Temperatur pada awal kompresi, T_a :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t_w + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

dimana :

$$T_o = \text{temperatur udara luar} = 290 \text{ K}$$

$$\Delta t_w = \text{kenaikan temperatur udara sebagai hasil bersinggungan dengan dinding-dinding silinder dan torak yang panas} = 19 \text{ K} \quad (10 - 20) \text{ K}$$

$$\gamma_r = \text{koefisien gas-gas sisa} = 0,03 \quad (0,03 - 0,04)$$

$$T_r = \text{temperatur gas-gas sisa} = 715 \text{ K} \quad (700 - 800) \text{ K}$$

Jadi :

$$T_a = \frac{290 + 19 + 0,03 \cdot 715}{1 + 0,03} \text{ K} = 320,83 \text{ K} \quad (320 - 3320) \text{ K}$$

3320) K

Efisiensi pengisian,

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_a(1 + \gamma_r)} = \frac{17,9}{17,9 - 1} \cdot \frac{0,92}{1} \cdot \frac{290}{320,83(1 + 0,03)} = 0,85514538$$

(0,83 - 0,86)

Titik c (titik akhir kompresi).

Asumsi suatu bilangan dengan nilai n_1 kita mendapatkannya dengan cara coba-coba nilai-nilai yang diperlukan (1,34 - 1,39) dengan menggunakan rumus :

$$A + B \cdot T_a (\varepsilon^{n_1 - 1}) = \frac{1,985}{n_1 - 1}$$

dimana :

$$A = 4,62$$

$$B = 53 \cdot 10^{-5}$$

Jika $n_1 = 1,3751$ maka kita mendapatkan menurut rumus yang di atas tersebut suatu identitas sebagai :

$$5,291791872 \approx 5,291922154.$$

Tekanan pada akhir kompresi, p_c

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,92 \cdot 17,9^{1,3751} = 48,59 \text{ kg/cm}^2 \quad (45 - 60)$$

kg/cm²

Temperatur pada akhir kompresi, T_c

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 320,83 \cdot 17,9^{0,3751} = 946,72 \text{ K} \quad T_c > (760 - 800) \text{ K}$$

Titik z (titik akhir pembakaran isobarik)

Tekanan pada akhir pembakaran, p_z

$$p_z = 76 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \text{ dipilih dengan suatu pandangan kekuatan bagian-bagian mesin.} \quad (75 - 110)$$

kg/cm²

Rasio kenaikan tekanan, λ

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{76}{48,59} = 1,564 \quad (1,5 - 1,8)$$

Temperatur pada akhir, T_z

T_z didapat setelah serangkaian perhitungan sebagai berikut :

Jumlah udara teoritis, L'_o yang diperlukan untuk pembakaran 1 kg bahan bakar cair dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned} L'_o &= \frac{1}{0,21} \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right), \text{ mole/kg. bahan bakar} \\ &= \frac{1}{0,21} (0,86/12 + 0,13/4 - 0,01/32), \text{ mole/kg. bahan bakar} \\ &= 0,4945, \text{ mole/kg bahan bakar} \end{aligned}$$

Jumlah udara aktual, L'

$$\begin{aligned} L' &= \alpha \cdot L'_o \\ &= 1,6 \cdot 0,4945 \text{ mole/kg.bahan bakar} \\ &= 0,7912 \text{ mole/kg.bahan bakar} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \text{Karbon dioksida.....} M_{CO_2} &= \frac{c}{12} = \frac{0,86}{12} = 0,0717 \text{ mole} \\ \text{Uap air} M_{H_2O} &= \frac{h}{2} = \frac{0,13}{2} = 0,065 \text{ mole} \\ \text{Oksigen.....} M_{O_2} &= 0,21 \cdot (\alpha - 1)L'_o = 0,21 \cdot 0,6 \cdot 0,4945 = \\ &0,0623 \text{ mole} \\ \text{Nitrogen.....} M_{N_2} &= 0,79 \cdot \alpha \cdot L'_o = 0,79 \cdot 1,6 \cdot 0,4945 = \\ &0,625 \text{ mole} \end{aligned}$$

Jumlah total hasil-hasil pembakaran, M_g

$$\begin{aligned} M_g &= M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2} \\ &= \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + (\alpha - 0,21) L'_o = \frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{2} + (1,6 - 0,21) \cdot 0,4945 = \\ &0,824 \frac{\text{mole}}{\text{kg.bahan bakar}} \end{aligned}$$

Koefisien kimia perubahan molar, μ_o

$$\mu_o = \frac{M_g}{L'} = \frac{0,824}{0,7912} = 1,04$$

Koefisien perubahan molar dengan memperhitungkan gas-gas sisa, μ

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,04 + 0,03}{1 + 0,03} = 1,039$$

Isi relative komponen-komponen hasil pembakaran :

$$\begin{aligned} v_{CO_2} &= \frac{M_{CO_2}}{M_g} = \frac{0,0717}{0,824} = 0,087 & v_{H_2O} &= \frac{M_{H_2O}}{M_g} = \frac{0,065}{0,824} = 0,0789 \\ v_{N_2} &= \frac{M_{N_2}}{M_g} = \frac{0,625}{0,824} = 0,7585 & v_{O_2} &= \frac{M_{O_2}}{M_g} = \frac{0,0519}{0,7746} = \\ &0,0756 \end{aligned}$$

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

$$(mc_v)_g = A_g + B_g T_z = 4,990713 + 0,000727 \cdot T_z$$

dimana :

$$\begin{aligned} A_g &= v_{CO_2} A_{CO_2} + v_{H_2O} A_{H_2O} + v_{N_2} A_{N_2} + v_{O_2} A_{O_2} \\ &= 0,087 \cdot 7,82 + 0,0789 \cdot 5,79 + 4,62 (0,7585 + 0,0756) = 4,990713 \\ B_g &= v_{CO_2} B_{CO_2} + v_{H_2O} B_{H_2O} + v_{N_2} B_{N_2} + v_{O_2} B_{O_2} \\ &= 0,087 \cdot 0,00125 + 0,0789 \cdot 0,00112 + 0,00053 (0,7585 + 0,0756) = 0,000727 \end{aligned}$$

Kapasitas panas isobrik molar rerata dari gas-gas pada suatu tekanan konstan, $(mc_p)_g$

$$(mc_p)_g = (mc_v)_g + 1,985 = A_g + 1,985 + B_g T_z = 6,975713 + 0,000727 \cdot T_z$$

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

$$(mc_v)_a = A_a + B_a \cdot T_c = 4,62 + 0,53 \cdot 10^{-3} \cdot 946,72 = 5,1218 \text{ kcal/mole. K}$$

Asumsi koefisien pemakaian panas $\xi_z = 0,73$; (0,62 - 0,85) maka sesudah substitusi ke dalam persamaan untuk siklus campuran dan dengan $\phi_l = 10100 \text{ kcal/kg}$:

$$\frac{\xi_z \cdot \phi_l}{\alpha \cdot L'_o \cdot (1 + \gamma_r)} + [(mc_v)_a + 1,985 \cdot \lambda] \cdot T_c = \mu (m \cdot c_p)_g \cdot T_z$$

Kita mendapatkan :

$$\frac{0,73 \cdot 10100}{1,6 \cdot 0,4945 \cdot (1+0,03)} + (5,1218 + 1,985 \cdot 1,564) \cdot 946,72 = 1,039 \cdot (6,975713 + 0,000727 \cdot T_z) \cdot T_z$$

$$T_z^2 + 9599,69 \cdot T_z - 23157331,5 = 0.$$

$$T_z = -\frac{1}{2} \cdot (9599,69) + \sqrt{\left[\frac{1}{2} (9599,69)\right]^2 + 23157331,5}$$

$$= -4799,845 + 6796,75 = 1996,91 \text{ K} \quad (1900 - 2000) \text{ K}$$

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

Rasio ekspansi awal, ρ

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,039 \cdot 1996,91}{1,564 \cdot 946,72} = 1,4 \quad (1,3 - 1,8)$$

Rasio ekspansi lanjutan, δ

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17,9}{1,4} = 12,7857$$

Titik b (akhir ekspansi)

Asumsi suatu bilangan dengan nilai n_2 kita mendapatkannya dengan cara coba-coba nilai-nilai yang diperlukan dengan menggunakan rumus : $A_g + B_g \cdot T_z \left(1 + \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) = \frac{1,985}{n_2-1}$. Jika $n_2 = 1,277313567$ sehingga didapat identitas $7,158582247 \approx 7,157962091$.

Tekanan pada akhir ekspansi, p_b

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{76}{12,7857^{1,277313567}} = 2,932 \text{ kg/cm}^2 \quad (2,5 - 3,5)$$

Temperatur pada akhir ekspansi, T_b

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1996,91}{12,7857^{0,277313567}} = 985,03 \text{ K} \quad (900 - 1000)$$

Tekanan indikasi rerata, p_{it}

$$p_{it} = \frac{p_c}{\varepsilon-1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right) \right]$$

$$= \frac{48,59}{17,9-1} \left[1,564 \cdot (1,4 - 1) + \frac{1,564 \cdot 1,4}{1,277313567-1} \left(1 - \frac{1}{12,7857^{0,277313567}}\right) - \frac{1}{0,3751} \left(1 - \frac{1}{17,9^{0,3751}}\right) \right]$$

$$= 2,875148 [0,6256 + 3,975236662 - 1,7625]$$

$$= 8,268456027 \text{ kg/cm}^2.$$

Tekanan indikasi rerata terkoreksi, p_i

$$p_i = p_{it} \cdot Q = 8,268456027 \cdot 0,97 = 8,020402346 \text{ kg/cm}^2$$

dimana :

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

Tekanan efektif rerata, p_e

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 8,020402346 \cdot 0,7941530309 = 6,369426752 \text{ kg/cm}^2.$$

dimana :

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

Tekanan efektif menurut rumus daya, p_e

$$p_e = \frac{0,45 \cdot z \cdot N_b \cdot 4}{\pi \cdot D^2 \cdot L \cdot n \cdot i} = \frac{0,45 \cdot 2 \cdot 5,5 \cdot 4}{3,14 \cdot (0,075)^2 \cdot 0,08 \cdot 400 \cdot 6} = 6,369426752 \text{ kg/cm}^2.$$

$$F_i = \frac{318,4 \cdot \eta_{ch} \cdot p_o}{\alpha \cdot L'_o \cdot T_o \cdot p_i} = \frac{318,4 \cdot 0,855 \cdot 1}{1,6 \cdot 0,4945 \cdot 290 \cdot 8,020402346} = 0,14931 \text{ kg/hp} \cdot \text{hr.}$$

$$F = \frac{F_i}{\eta_m} = \frac{0,14931}{0,7941530309} = 0,188012 \text{ kg/hp} \cdot \text{hr}$$

KESIMPULAN

Tekanan pada awal kompresi, Temperatur pada awal kompresi,	$p_a = 0,92 \text{ kg/cm}^2$. $T_a = 320,83 \text{ K}$	$(p_a = 1,06 - 1,25 \text{ kg/cm}^2)$ $(T_a = 350 -- 390 \text{ K})$
Tekanan pada akhir kompresi, Temperatur pada akhir kompresi,	$p_c = 48,59 \text{ kg/cm}^2$. $T_c = 946,72 \text{ K}$	$(p_c = 35 - 40 \text{ kg/cm}^2)$ $(T_c > 760 -- 800 \text{ K})$
Tekanan pada akhir pembakaran, Temperatur pada akhir pembakaran,	$p_z = 76 \text{ kg/cm}^2$. $T_z = 1996,91 \text{ K}$	$(p_z = 45 - 60 \text{ kg/cm}^2)$ $(T_z = 1700 -- 1900 \text{ K})$
Tekanan pada awal ekspansi, Temperatur pada awal ekspansi,	$p_b = 2,932 \text{ kg/cm}^2$. $T_b = 985,03 \text{ K}$	$(p_b = 2,5 - 3,5 \text{ kg/cm}^2)$ $(T_b = 900 -- 1000 \text{ K})$
Tekanan indikasi rerata, Tekanan indikasi rerata terkoreksi,	$p_{it} = 8,268456027 \text{ kg/cm}^2$ $p_i = 8,020402346 \text{ kg/cm}^2$	
Tekanan efektif rerata, Tekanan efektif menurut rumus daya,	$p_e = 6,369426752 \text{ kg/cm}^2$ $p_e = 6,369426752 \text{ kg/cm}^2$	
Pemakaian bahan bakar spesifik indikasi, Pemakaian bahan bakar spesifik efektif,	$F_1 = 0,14931 \text{ kg/hp.hr.}$ $F = 0,188012 \text{ kg/hp.hr.}$	

DAFTAR PUSTAKA

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