

# TEKNOLOGI

*Jurnal Ilmu - Ilmu Teknik dan Sains*

*Volume 10 No .1 April 2013*

---

## Daftar I

Titik-Titik Utama Siklus Kerja Mesin Diesel Truk Nissan 320 Hp 2100 Rpm Empat Langkah Enam Silinder Dengan Supercharger Dan Intercooler	Aloysius Eddy Liemena	1105 -1108
Tinjauan Penggunaan Motor Diesel Mobil Mitsubishi L 300 Sebagai Motor Induk Kapal Rakyat	Prayitno Ciptoadi J. Nanlohy, Rusdin Lestaluhu	1109 - 1114
Analisa Pengaruh Modifikasi Kopling Otomatis Sentrifugal Dengan Kopling Plat Terhadap Kecepatan Motor Jialing	Willem M E. Wattimena	1115 - 1121
Evaluasi Profil Tegangan Dan Rugi Daya Jaringan Distribusi Primer 20 Kv Dengan Terintegrasinya Penyulang Gi Sirimau Ke Penyulang Kota Ambon	Marceau A. F. Haurissa	1122 - 1130
Estimasi Faktor - Faktor Yang Mempengaruhi Profesionalisme Manajer Proyek Konstruksi Gedung Dengan Model Linear Berganda	Imran Opier , Nasir Suruali	1131 - 1140
Kajian Interferensi Aliran Pada Model Katamaran Untuk Mengungkapkan Hambatan Viskos Dengan Menggunakan Uji Terowongan Angin	Ronald S. Hutaaruk, Hendrik S, Latumaerissa	1141 - 1149
Analisis Siklus Kerja Yanmar Empat Langkah 5,5 Hp Dan 2200 Rpm	Helly Simon Lainsamputty	1150 - 1154
Tinjauan Kebutuhan Air Tawar Untuk Melayani Refrigerasi Terapung Dalam Menjamin Mutu Produk Hasil Tangkapan	Hedy Cynthia Ririmasse	1154 - 1162

## ANALISIS SIKLUS KERJA YANMAR EMPAT LANGKAH 5,5 HP DAN 2200 RPM

Helly Simon Lainsamputty<sup>\*)</sup>

### Abstrak

An engine- typed Yanmar with horsepower  $N_b = 5,5$  hp has speed  $n = 2200$  rpm, excess air coefficient  $\alpha = 1,6$ , combustion pressure  $p_z = 76$  kg/cm<sup>2</sup> and compression ratio  $\varepsilon = 17,9$ . By assuming that : ambient temperature  $T_o = 290$  K, ambient pressure  $p_o = 1$  kg/cm<sup>2</sup>, coefficient of residual gases  $\gamma_r = 0,03$ , chemical composition of fuel C = 86 %, H = 13%, O = 1%, lower heat value of fuel  $Q_l = 10100$  kcal/kg ,therefor how the effective pressure can produce work in every cycle. Analysis was taken to find the working cycle of the engine by using method of Grineveksky – Mazing. The result of calculations showed parameters of engine such as the pressure and temperature at the beginning of compression,  $p_a = 0,92$  kg/cm<sup>2</sup> and  $T_a = 320,83$  K; filling efficiency  $\eta_{ch} = 0,85514538$ ; pressure and temperature at the end of compression  $p_c = 48,59$  kg/cm<sup>2</sup> and  $T_c = 946,72$  K, the pressure increase ratio  $\lambda = 1,564$ ; theoretical amount of air required for combustion of liquid fuel  $L'_o = 0,4945$  mole/kg fuel oil ; the actual amount of air  $L' = 0,7912$  mole/kg fuel oi ; the total quantity of moist combustion gases  $M_g = 0,824$  mole/kg fuel oil ; 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,  $p_z = 76$  kg/cm<sup>2</sup> and  $T_z = 1996,91$  K ; the preliminary expansion ratio  $\rho = 1,4$  ; the subsequent expansion ratio  $\delta = 12,7857$  and pressure and temperature at the end of expansion,  $p_b = 2,932$  kg/cm<sup>2</sup> and  $T_b = 985,03$  K ; the mean indicated pressure  $p_{it} = 8,268456027$  kg/cm<sup>2</sup> ; the corrected mean indicated pressure  $p_i = 8,020402346$  kg/cm<sup>2</sup> ; the mean effective pressure  $p_e = 6,36426752$  kg/cm<sup>2</sup> ; the mean effective pressure according the power formula  $p_e = 6,369426752$  kg/cm<sup>2</sup> ; the indicated specific fuel consumption  $F_i = 0,14931$  kg/hp.hr ; the effective specific fuel consumption  $F = 0,188012$  kg/hp-hour.Hence, it can be concluded that pressure,temperature and heat in every cycle mostly influence efficiency of the working cycle beside ratio of compression.

**Keywords :** *Analysis, The working cycle, Yanmar Diesel*

### I PENDAHULUAN.

Suatu siklus teoritis dari suatu mesin pembakaran dalam memiliki beberapa kriteria berikut : 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.

<sup>\*)</sup> *Helly S. Lainsamputty; Dosen Jurusan Teknik Perkapalan Fakultas Teknik unpatti Ambon*

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.

**II. PEMBAHASAN.**

Untuk melihat siklus sebenarnya dari proses pembakaran yang dapat menghasilkan gas bertekanan dan temperatur tinggi yang mampu mendorong langkah torak maka dilakukan perhitungan panas pada mesin yanmar dengan parameter sebagai berikut :

- Daya kuda mesin  $N_b$  ..... 5,5 hp
- Jumlah silinder  $i$  ..... 1 buah
- Kecepatan  $n$  ..... 2200 rpm  
(1000 – 2000) rpm
- Koefisien udara lebih  $\alpha$  ..... 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<sup>2</sup>  
(75 – 115) kg/cm<sup>2</sup>
- Rasio kompresi  $\epsilon$  ... 17,9 (13 – 19)

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

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

**2.1 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 :

- $T_o$  = temperatur udara luar = 290 K
- $\Delta t_w$  = kenaikan temperatur udara sebagai hasil bersinggungan dengan dinding-dinding silinder dan torak yang panas = 19 K  
(10 -20) K
- $\gamma_r$  = koefisien gas-gas sisa = 0,03  
(0,03 – 0,04)
- $T_r$  = temperatur gas-gas sisa = 715 K  
(700 – 800) K

Jadi :

$$T_a = \frac{290 + 19 + 0,03 \cdot 715}{1 + 0,03} \text{ K}$$

$$= 320,83 \text{ K}$$

$$(320 - 3320) \text{ K}$$

Efisiensi pengisian,

$$\eta_{ch} = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot$$

$$\frac{p_a}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_a (1 + T_r)}$$

$$= \frac{17,9}{17,9 - 1} \cdot \frac{0,92}{1} \cdot \frac{290}{320,83 (1 + 0,03)}$$

$$= 0,85514538 \quad (0,83 - 0,86)$$

**2.2 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 :

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

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,  $p_c$ :

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,92 \cdot 17,9^{1,3751}$$

$$= 48,59 \frac{kg}{cm^2}$$

$$(45 - 60) \frac{kg}{cm^2}$$

Temperatur pada akhir kompresi,  $T_c$ :

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 320,83 \cdot 17,9^{0,3751}$$

$$= 946,72 \quad T_c > (760 - 800) K$$

### 2.3 Titik z (titik akhir pembakaran isobaric).

Tekanan pada akhir pembakaran,  $p_z$ :

$$p_z = 76 \frac{kg}{cm^2}$$

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

Rasio kenaikan tekanan,  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{76}{48,59} = 1,564$$

$$(1,5 - 1,8)$$

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:

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

$$= \frac{1}{0,21} (0,86/12 + 0,13/4 - 0,01/32),$$

$$\text{mole/kg. bahan bakar}$$

$$= 0,4945, \text{ mole/kg bahan bakar}$$

Jumlah udara aktual,  $L'$ :

$$L' = \alpha \cdot L'_o$$

$$= 6 \cdot 0,4945 \text{ mole/kg. bahan bakar}$$

$$= 0,7912 \text{ mole/kg. bahan bakar}$$

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

Karbon dioksida;

$$M_{CO_2} = \frac{c}{12} = \frac{0,86}{12} = 0,0717 \text{ mole}$$

Uap air;  $M_{H_2O} = \frac{h}{2} = \frac{0,13}{2} = 0,065 \text{ mole}$

Oksigen;

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) L'_o$$

$$= 0,21 \cdot 0,6 \cdot 0,4945 = 0,0623 \text{ mole}$$

Nitrogen;  $M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L'_o = 0,79 \cdot 1,6 \cdot 0,4945$   
 $= 0,625 \text{ mole}$

Jumlah total hasil-hasil pembakaran,  $M_g$ :

$$M_g = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2}$$

$$= \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + (\alpha - 0,21) L'_o$$

$$= \frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{2} + (1,6 - 0,21) \cdot 0,4945$$

$$= 0,824 \frac{\text{mole}}{\text{kg. bahan bakar}}$$

Koefisien kimia perubahan molar,  $\mu_o$ :

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

Koefisien perubahan molar dengan memperhitungkan gas-gas sisa,  $\mu$ :

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

Isi relative komponen-komponen hasil pembakaran:

$$v_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_g} = \frac{0,0717}{0,824} = 0,087$$

$$v_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_g} = \frac{0,065}{0,824} = 0,0789$$

$$v_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_g} = \frac{0,625}{0,824} = 0,7585$$

$$v_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_g} = \frac{0,0519}{0,7746} = 0,0756$$

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 :

$$A_g = v_{CO_2} A_{CO_2} + v_{H_2O} A_{H_2O} + v_{N_2} A_{N_2} + v_{O_2} A_{O_2}$$

$$= 0,087 \cdot 7,82 + 0,0789 \cdot 5,79 + 4,62 (0,7585 + 0,0756)$$

$$= 4,990713$$

$$B_g = v_{CO_2} B_{CO_2} + v_{H_2O} B_{H_2O} + v_{N_2} B_{N_2} + v_{O_2} B_{O_2}$$

$$= 0,087 \cdot 0,00125 + 0,0789 \cdot 0,00112 + 0,00053 (0,7585 + 0,0756)$$

$$= 0,000727$$

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  $\varphi_l = 10100$  kcal/kg :

$$\frac{\xi_z \cdot \varphi_l}{\alpha \cdot L'_o \cdot (1 + \gamma_r)} + [(mc_v)_a + 1,985 \cdot \lambda] \cdot T_c$$

$$= \mu (m \cdot c_p)_g \cdot T_z$$

Kita mendapatkan :

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

$$= 1,039 \cdot (6,975713 + 0,000727 \cdot T_z) \cdot T_z$$

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

Ts=

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

$$= -4799,845 + 6796,75$$

$$= 1996,91 \text{ K} \quad (1900 - 2000) \text{ K}$$

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

Rasio ekspansi awal, :

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,039 \cdot 1996,91}{1,564 \cdot 946,72}$$

$$= 1,4 \quad (1,3 - 1,8)$$

Rasio ekspansi lanjutan,  $\delta$

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

#### 2.4 Titik b [akhir ekspansi].

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

$$A_g + B_g \cdot T_z \left(1 + \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right)$$

$$= \frac{1,985}{n_2-1}. \text{ Jika } n_2 = 1,277313567 \text{ sehingga}$$

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 :

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

Tekanan efektif menurut rumus daya,  $p_e$  :

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

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

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

### III. KESIMPULAN.

Dari analisa dan perhitungan panas pada mesin yanmar 5,5 HP empat langkah dan 2200 rpm maka disimpulkan bahwa :

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

2. Tekanan, temperatur dan panas yang dihasilkan setiap siklus sangat menentukan efisiensi dari siklus kerja.

3. Selama berlangsung siklus kerja temperatur dan tekanan selalu berubah ubah.

4. Siklus kerja yang konstan terjadi pada tekanan efektif rata-rata [rerata].

### 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, 3<sup>rd</sup> ed.**, Dhanpat Rai & Sons., New Delhi.
5. Petrovsky, N. " **Marine Internal Combustion Engines** ", Mir Publishers Moskow.
6. Wiranto Arismunandar, 1973, " **Motor Bakar Torak** ", Penerbit ITB Bandung.
7. Werlin.S.Nainggolana, 1976, " **Thermodinamika** ", Penerbit Armico ,Bandung.