

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

TITIK-TITIK UTAMA SIKLUS KERJA MESIN DIESEL TRUK NISSAN 320 HP 2100 RPM EMPAT LANGKAH ENAM SILINDER DENGAN SUPERCHARGER DAN INTERCOOLER

Aloysius Eddy Liemena *)

Abstrak

Suatu analisis persamaan daya memperlihatkan bahwa daya suatu mesin pembakaran dalam tergantung pada ukuran dan jumlah silinder, kecepatan dan tekanan efektif rerata. Suatu metode yang sangat menarik untuk meningkatkan daya mesin tercapai karena peningkatan tekanan efektif. Tekanan efektif rerata dapat ditingkatkan dengan menyediakan udara ke silinder pada suatu tekanan yang lebih tinggi. Suatu mesin dalam mana udara disediakan ke silinder pada suatu tekanan lebih tertentu disebut mesin supercharger. Perhitungan-perhitungan dibuat dengan mengambil sebagai suatu dasar titik-titik utama diagram indikator dasar tidak terkoreksi. Diketahui bahwa daya kuda mesin adalah 320 hp, kecepatan mesin 2100 rpm, koefisien udara lebih adalah 1,65; tekanan pembakaran maksimum 110 kg/cm², perbandingan kompresi $\epsilon = 16,5$. Asumsi bahwa temperatur udara luar adalah 290 K, Tekanan udara luar, $p_o = 1 \text{ kg/cm}^2$, koefisien gas-gas sisa $\gamma_r = 0,037$ 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 pada titik-titik utama a, c, z & b adalah tekanan dan temperatur pada permulaan kompresi adalah, $p_a = 1,581 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_a = 344,166 \text{ K}$, tekanan dan temperatur pada akhir kompresi adalah, $p_c = 74,23 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_c = 979,34 \text{ K}$, dan tekanan dan temperatur pada akhir pembakaran adalah $p_z = 110 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_z = 2094,743362 \text{ K}$, dan tekanan dan temperatur pada akhir ekspansi adalah $p_b = 5,055 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_b = 1059,63 \text{ K}$,

Kata-kata kunci : Titik-titik utama, Siklus kerja, Mesin Diesel Nisan

1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Supercharging meningkatkan daya suatu mesin oleh karena berat muatan dan jumlah bahan bakar yang terbakar meningkat dalam volume langkah torak yang sama pada tekanan udara yang lebih tinggi sedangkan koefisien kelebihan udara dipertahankan pada tingkat yang paling menguntungkan.

Sebagai suatu hasil supercharging tidak mengarah ke pembakaran bahan bakar yang lebih kurus dan tegangan termal tidak meningkat secara berlebihan pada dinding-dinding kamar pembakaran.

1.2 Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui, **Titik-Titik Utama Siklus Kerja Mesin Diesel Truk Nissan 320 Hp 2100 Rpm Empat Langkah Enam Silinder Dengan Supercharger Dan Intercooler**

1.3 Metode Penelitian

Metode yang digunakan dalam perhitungan ini adalah metode Grinevsky-Mazing.

II. PEMBAHASAN

Diketahui :

Daya kuda mesin N_b 320 hp
Jumlah silinder i 6 buah
Kecepatan ... 2100 rpm (1000 – 2000) rpm
Koefisien udara lebih α .. 1,65 (1,3 – 1,7)
Diameter & Langkah torak D & S 133 & 150 mm
Tekanan pembakaran maksimum ; p_z .. 110 kg/cm²
Rasio kompresi ϵ 6,5 (13 – 19)

Asumsi :

Temperatur udara luar $T_o = 290 \text{ K}$
Tekanan udara luar $P_o = 1 \text{ kg/cm}^2$
Koefisien gas² sisa ... $\gamma_r = 0,037$ (0,03-0,04)
Komposisi kimia bahan bakar C = 86 %,
H = 13 % & O = 1%

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

Nilai panas bawah bahan bakar φ_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

$$p_a = (0,90 - 0,95) p_{sup}$$

$$= 0,93 \cdot 1,7 \text{ kg/cm}^2 = 1,581 \text{ kg/cm}^2$$

di mana :

$$p_{sup} = 1,7 \text{ kg/cm}^2 \quad (1,4 - 2,5) \text{ kg/cm}^2$$

Temperatur pada awal kompresi, T_a :

$$T_a = \frac{T'_{sup} + \Delta t_w + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

Di mana :

$$T'_{sup} = T_{sup} - \Delta t_{pendingin \ udara}$$

$$T_{sup} = T_0 \left(\frac{p_{sup}}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 290 \left(\frac{1,7}{1} \right)^{\frac{1,7-1}{1,7}}$$

$$= 290 (1,7)^{0,412} = 360,8635 \text{ K}$$

$$T'_{sup} = 360,8635 - 39,8635 = 321 \text{ K}$$

$$T_0 = \text{temperatur udara luar}$$

$$= 290 \text{ K}$$

n = eksponen garis kompresi
politropik supercharger
= untuk rotary supercharger
= 1,7 - 2,0

$\Delta t_{pendingin \ udara}$ = penurunan temperatur
sesudah pendingin udara (air cooler) =
25 - 50 K

Δt_w = kenaikan temperatur udara sebagai hasil
bersinggungan dengan dinding-dinding
silinder dan torak yang panas = 10 K
(10 -15) K

γ_r = koefisien gas-gas sisa = 0,037
(0,03 - 0,04)

T_r = temperatur gas-gas sisa = 700 K
(700 - 800) K

Jadi :

$$T_a = \frac{321 + 10 + 0,037 \cdot 700}{1 + 0,037} \text{ K}$$

$$= 344,166 \text{ K} \quad (320 - 3320) \text{ K}$$

Efisiensi pengisian,

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a (1 + \gamma_r)}$$

$$= \frac{16,5}{16,5 - 1} \cdot \frac{1,581}{1,7} \cdot \frac{321}{344,166 (1 + 0,037)}$$

$$= 0,89 \quad (0,83 - 0,86)$$

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 :

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

dimana :

$$A = 4,62$$

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

Jika $n_1 = 1,373035003$ maka kita mendapatkan menurut rumus yang di atas tersebut suatu identitas sebagai :

$$5,321456504 \approx 5,321216465$$

Tekanan pada akhir kompresi, p_c

$$p_c = p_a \varepsilon$$

$$= 1,581 \cdot 16,5^{1,373035003}$$

$$= 74,23 \text{ kg/cm}^2 \quad (45 - 60) \text{ kg/cm}^2$$

Temperatur pada akhir kompresi, T_c

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$= 344,166 \cdot 16,5^{0,373035003}$$

$$= 979,34 \text{ K} \quad T_c > (760 - 800) \text{ K}$$

2.3 Titik z (titik akhir pembakaran isobarik)

Tekanan pada akhir pembakaran, p_z

$$p_z = 110 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

dipilih dengan suatu pandangan kekuatan bagian-bagian mesin. (75 - 110) kg/cm²

Rasio kenaikan tekanan, λ

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{110}{74,23} = 1,482 \quad (1,5 - 1,8)$$

2.4 Temperatur pada akhir pembakaran, 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 :

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

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

$$= 0,49454, \text{ mole/kg bahan bakar}$$

Jumlah udara aktual, L'

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

$$= 1,65 \cdot 0,4945 \text{ mole/kg. bahan bakar}$$

= 0,81599 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; $M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) L'_o$
 $= 0,21 \cdot 0,6 \cdot 5,049454 = 0,0675 \text{ mole}$

Nitrogen. $M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L'_o = 0,79 \cdot 1,65 \cdot 0,49454$
 $= 0,6446 \text{ mole}$

Jumlah total hasil-hasil pembakaran, M_g
 $M_g = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2}$
 $= \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + (\alpha - 0,21) L'_o$
 $= \frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{2} + (1,65 - 0,21) \cdot 0,49454$
 $= 0,8488 \frac{\text{mole}}{\text{kg.bahan bakar}}$

Koefisien kimia perubahan molar, μ_o
 $\mu_o = \frac{M_g}{L} = \frac{0,8488}{0,81599} = 1,04$

Koefisien perubahan molar dengan memperhitungkan gas-gas sisa, μ

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,04 + 0,037}{1 + 0,037} = 1,0386$$

Isi relatif komponen-komponen hasil pembakaran :

$$v_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_g} = \frac{0,0717}{0,8488} = 0,0845$$

$$v_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_g} = \frac{0,065}{0,8488} = 0,0766$$

$$v_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_g} = \frac{0,6446}{0,8488} = 0,7594 \quad v_{O_2} =$$

$$\frac{M_{O_2}}{M_g} = \frac{0,0519}{0,8488} = 0,0795$$

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

$$(mc_v)_g = A_g + B_g T_z$$

$$= 4,980022 + 0,000636 \cdot T_z$$

di mana :

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

$$= 0,0845 \cdot 7,82 + 0,0766 \cdot 5,79 + 4,62 (0,7594 + 0,0795) = 4,980022$$

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

$$= 0,0845 \cdot 0,00125 + 0,0766 \cdot 0,00112 + 0,00053 (0,7594 + 0,0795)$$

$$= 0,000636$$

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

$$(mc_p)_g = (mc_v)_g + 1,985$$

$$= A_g + 1,985 + B_g T_z$$

$$= 6,965022 + 0,000636 \cdot T_z$$

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

$$(mc_v)_a = A_a + B_a \cdot T_c$$

$$= 4,62 + 0,53 \cdot 10^{-3} \cdot 979,34$$

$$= 5,13905 \text{ kcal/mole. K}$$

Asumsi koefisien pemakaian panas $\xi_z = 0,85$; (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 :

$$\frac{0,85 \cdot 10100}{1,65 \cdot 0,49454 \cdot (1 + 0,037)} + (5,13905 + 1,985 \cdot 1,482) \cdot 979,34$$

$$= 1,0386 \cdot (6,965022 + 0,000636 \cdot T_z) \cdot T_z$$

$$T_z^2 + 10951,95566 \cdot T_z - 27341667,37 = 0.$$

$$T_z = -\frac{1}{2} \cdot (10951,95566) + \sqrt{\left[\frac{1}{2} (10951,95566)\right]^2 + 27341667,37}$$

$$= -5475,97783 + 7570,721192$$

$$= 2094,743362 \text{ K} \quad (1900 - 2000) \text{ K}$$

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

Rasio ekspansi awal, ρ

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0386 \cdot 2094,743362}{1,482 \cdot 979,34}$$

$$= 1,498985543 \quad (1,3 - 1,8)$$

Rasio ekspansi lanjutan, δ

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17,9}{1,498985543} = 11,0074$$

2.5 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 $n_2 = 1,2841324417$ sehingga didapat identitas

$$6,986178657 \approx 6,986178657.$$

Tekanan pada akhir ekspansi, p_b

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{110}{11,0074^{1,2341325577}}$$

$$= 5,055 \text{ kg/cm}^2 \quad (3,5 - 5)$$

Temperatur pada akhir ekspansi, T_b

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} = \frac{2094,743362}{11,0074^{0,2841324417}}$$

$$= 1059,63 \text{ K} \quad (1000 - 1200)$$

III. KESIMPULAN

Titik-titik utama siklus mesin diesel truk Nissan tersebut adalah : Pada titik a Tekanan pada awal kompresi, $p_a = 1,581 \text{ kg/cm}^2$. ($p_a = 1,06 - 1,25 \text{ kg/cm}^2$) Temperatur pada awal kompresi, $T_a = 344,166 \text{ K}$ ($T_a = 350 - 390 \text{ K}$). Pada titik c :Tekanan pada akhir kompresi, $p_c = 74,23 \text{ kg/cm}^2$. ($p_c = 35 - 40 \text{ kg/cm}^2$) Temperatur pada akhir kompresi, $T_c = 979,34 \text{ K}$ ($T_c > 760 - 800 \text{ K}$) Pada titik z :Tekanan pada akhir pembakaran, $p_z = 110 \text{ kg/cm}^2$. ($p_z = 45 - 60 \text{ kg/cm}^2$) Temperatur pada akhir pembakaran, $T_z = 2094,743362 \text{ K}$ ($T_z = 1700 - 1900 \text{ K}$). Pada titik b :Tekanan pada awal ekspansi, $p_b = 5,055 \text{ kg/cm}^2$. ($p_b = 2,5 - 3,5 \text{ kg/cm}^2$) Temperatur pada awal ekspansi, $T_b = 1059,63 \text{ K}$ ($T_b = 900 - 1000 \text{ K}$)

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.