

Analisa Performansi Mesin Diesel MAK 8M453 Tipe 4 Langkah dengan Daya Terpasang 2500 kW

Yufitriani Littik

Program Studi Teknik Mesin, Institut Teknologi Alberth Foenay

Jl. Tidar, Kupang 85228

Email korespondensi: yufitriani@gmail.com

Abstract. *In actual diesel engine work cycle is part of the heat input that occurs at constant volume and partly at constant pressure. Therefore, in the calculation of the design of the modern diesel motor cycle, a limited pressure air cycle (combined cycle) is used. The purpose of this study is to analyze the performance of the diesel engine in the PLTD Tenau-Kupang and to find out the deviations or losses that occur in the diesel motor work cycle. From the results of the research in the form of an analysis of calculations at 600 rpm engine speed, it can be concluded that the basic factors of the performance of an engine include the average effective pressure (MEP), piston speed, ratio of stroke length and cylinder diameter, number of cylinders, and calculations for power. The resulting motor is close to the actual motor power.*

Keywords: *diesel engine cycle, performance, engine horsepower.*

Abstrak. Proses dalam siklus kerja motor diesel aktual merupakan pemasukan kalor sebagian yang terjadi pada volume konstan dan sebagian lagi pada tekanan konstan. Oleh karena itu, dalam perhitungan perancangan siklus motor diesel modern digunakan siklus udara tekanan terbatas (siklus gabungan). Tujuan dari penelitian ini adalah untuk menganalisa performansi mesin diesel di PLTD Tenau-Kupang dan untuk mengetahui penyimpangan atau kerugian-kerugian yang terjadi pada siklus kerja motor diesel. Dari hasil penelitian berupa analisa perhitungan pada putaran mesin 600 rpm, maka dapat disimpulkan bahwa faktor dasar dari performansi suatu mesin diantaranya adalah tekanan efektif rata-ratanya (MEP), kecepatan torak, perbandingan panjang langkah dan diameter silinder, jumlah silinder, serta perhitungan untuk daya motornya yang dihasilkan mendekati daya motor sebenarnya.

Kata kunci: siklus kerja motor diesel, performansi, daya motor.

LATAR BELAKANG

Penggunaan mesin diesel sebagai mesin pembangkit listrik tidak terlepas dari kerugian yang ditimbulkan. Hal ini dapat menyebabkan performansi mesin menjadi menurun dengan berjalannya waktu. Walaupun dengan perawatan maupun pemeliharaan yang tepat, hanya dapat memperlambat saja prosesnya, tetap saja kerugian tersebut terjadi pada mesin diesel maupun mesin lainnya. Oleh karena itu diperlukan penelitian mengenai performansi mesin diesel pembangkit listrik, agar dapat diketahui kerugian-kerugian apa

Received September 07, 2022; Revised Oktober 22, 2022; November 07, 2022

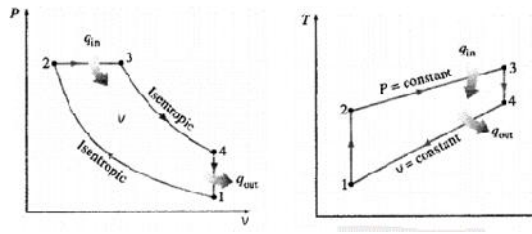
* Yufitriani Littik, yufitriani@gmail.com

saja yang terjadi selama mesin beroperasi. Sehingga dari informasi ini, dapat mengetahui unjuk kerja atau performansi mesin diesel tersebut. Manfaat dari penelitian ini membantu dalam pengoperasian dan pemeliharaan mesin diesel.

Motor bakar merupakan jenis mesin yang menggunakan energi termal dari hasil pembakaran untuk melakukan kerja mekanik. Motor bakar dapat digolongkan menjadi dua golongan utama, yaitu motor pembakaran dalam (internal combustion engine) dan motor pembakaran luar (external combustion engine). Menurut urutan penyalaan terdiri dari motor siklus empat langkah (motor empat langkah) dan motor siklus dua langkah (motor dua langkah). Menurut sistem penyalannya, motor bakar torak dibagi menjadi dua jenis utama, yaitu motor bensin (Otto) dan motor Diesel. Pada motor bensin, campuran bensin dan oksigen dalam udara yang masuk dalam silinder dinyalakan oleh loncatan api listrik di antara kedua elektroda busi. Karena itu motor bensin dinamakan spark ignition engine (SIE). Di dalam motor Diesel, yang biasa juga disebut compression ignition engine (CIE), terjadi proses penyalaan sendiri, yaitu karena bahan bakar disemprotkan ke dalam silinder berisi udara yang bertemperatur dan bertekanan tinggi. Bahan bakar itu terbakar sendiri oleh udara, yang mengandung 21% volume O₂, setelah temperatur campuran itu melampaui temperatur nyala bahan bakar. Motor bakar empat langkah adalah jenis motor dimana pada setiap empat langkah torak naik turun dengan dua putaran engkol sempurna akan menghasilkan satu kerja. Proses pembakaran pada mesin diesel dibagi menjadi empat tahap, sebagai berikut: (a). Saat pembakaran tertunda (ignition delay) = AB. Pada tahap ini, bahan bakar yang diinjeksikan baru bercampur dengan udara agar terbentuk campuran yang homogen (b). Saat perambatan api (flame propagation) = BC Terjadi pembakaran di beberapa tempat yang menyebabkan terjadinya letupan api yang mengakibatkan kenaikan tekanan dan temperatur secara drastis. (c). Saat pembakaran langsung (direct combustion) = CD. Pada tahap ini, bahan bakar yang diinjeksikan langsung terbakar. (d). Saat pembakaran lanjut (after burning) = DE. Pada tahap ini, membakar sisa bahan bakar yang belum terbakar. 1. [1,7]

Dalam analisis siklus udara (siklus ideal) pada motor bakar torak terdapat : (i) Siklus udara pada volume konstan atau siklus Otto; (ii) Siklus udara pada tekanan konstan atau siklus Diesel; dan (iii) Siklus udara tekanan terbatas atau siklus gabungan. Motor bakar ini bekerja seperti siklus Otto tetapi proses pemasukan kalornya dilakukan pada

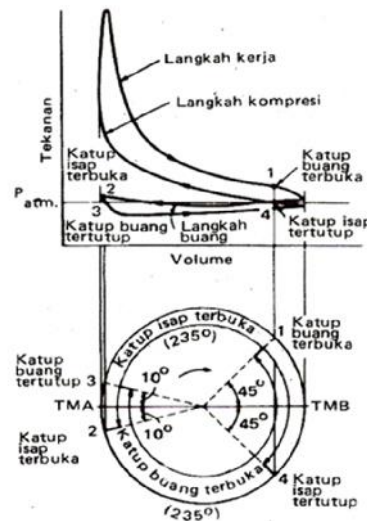
tekanan konstan. Siklus Ideal Diesel dapat digambarkan dalam diagram $p - v$ dan $T - s$ seperti terlihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Diagram $p - v$ dan $T - s$ siklus diesel.[2]

Dalam kenyataannya tidak ada satu siklus yang merupakan siklus volume konstan, siklus tekanan konstan, atau siklus tekanan terbatas. Penyimpangan siklus ideal itu terjadi karena dalam keadaan yang sebenarnya terjadi kerugian yang disebabkan oleh beberapa hal berikut: (i) Kebocoran fluida kerja karena penyekatan oleh cincin torak dan katup tak dapat sempurna; (ii) Katup tidak dibuka dan ditutup tepat pada TMA dan TMB, karena pertimbangan dinamika mekanisme katup dan kelembaman fluida kerja; (iii) Fluida kerja bukanlah udara yang dapat dianggap sebagai gas ideal dengan kalor spesifik yang konstan selama proses berlangsung; (iv)

Motor bakar torak yang sebenarnya atau dengan kata lain siklus aktual motor bakar torak, bekerja pada waktu torak berada di TMA, tidak terdapat proses pemasukan kalor seperti pada siklus udara. Kenaikan tekanan dan temperatur fluida kerja disebabkan oleh proses pembakaran antara bahan bakar dan udara di dalam silinder; (v) Proses pembakaran memerlukan waktu, jadi tidak berlangsung sekaligus. Akibatnya, proses pembakaran berlangsung pada volume ruang bakar yang berubah-ubah karena gerakan torak; dan (vi) Terdapat kerugian energi kalor. Siklus aktual motor bakar diesel empat langkah tidak sama dengan bentuk siklus ideal dikarenakan penyimpangan-penyimpangan diatas [1,7]. Diagram $p - v$ siklus aktual motor bakar torak (diesel) ditunjukkan pada gambar 2.



Gambar 2. Hubungan antara diagram waktu katup dengan diagram tekanan versus volume pada motor 4-langkah.[1]

Analisa mesin diesel Pembangkit Listrik Tenaga Diesel menggunakan perhitungan siklus aktual motor bakar torak.

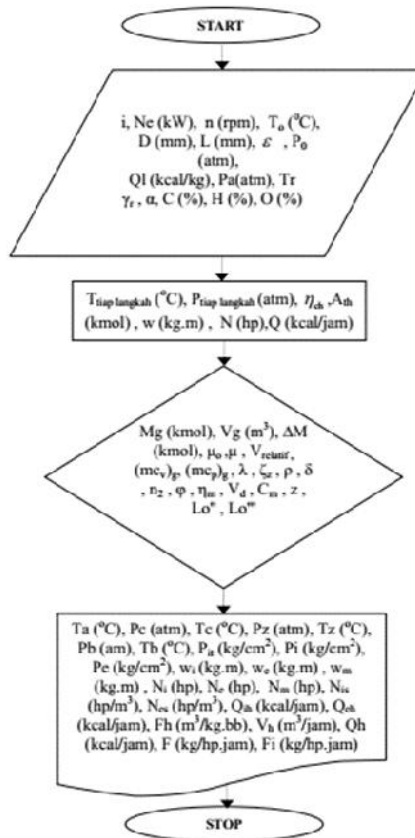
METODE PENELITIAN

Mesin diesel yang digunakan adalah MAK 8M453 buatan Jerman tahun 1986 dengan spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 1. Spesifikasi Motor Bakar Diesel.

Spesifikasi	MAK I 8M 453C
Tipe Mesin	4 langkah, pendingin air, pendingin pelumas
Daya Terpasang	2544 kW
Daya Mampu	2000-2400 kW
Tipe Ruang bakar	Pengabutan langsung
Volume Silinder	36030,29782 cm ³
Perbandingan Kompresi	16:1
Jumlah Silinder	8
Garis tengah x Langkah Piston	320 x 420 mm
Putaran Mesin	600 rpm
Tipe Pompa Injeksi	Sentrifugal

Pengambilan data pada kondisi mesin dengan daya 1100 kW dan putaran mesin 600 rpm. Sedangkan untuk pengukuran udara lingkungan (T_0) ditentukan sebanyak 6 titik disekitar mesin MAK 8M453, dengan jarak 140 cm. Analisa data yang digunakan berupa analisa deskriptif. Adapun tahapan analisa datanya dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 3. Diagram alir.

Perhitungan dalam analisa siklus motor bakar torak sebagai berikut.

Langkah Isap (*admission stroke*),

Temperatur udara awal kompresi (T_a) dan Efisiensi pengisian (η_{ch}) dihitung dengan persamaan:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta t w + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (1)$$

Dimana $\Delta t w$ = kenaikan temperatur campuran bahan bakar = 17°C

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_a} \frac{1}{(\gamma_r + 1)} \quad (2)$$

Langkah Kompresi (*compression stroke*),

Tekanan Udara (p_c) dan temperatur udara akhir (T_c) menggunakan persamaan :

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (3)$$

Dimana n_1 = eksponen politropis proses kompresi = 1,378

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad (4)$$

Langkah Pembakaran (*combustion stroke*), dihitung untuk 1 kg bahan bakar dan pada tekanan konstan.

Jumlah udara teoritis (M_e), Jumlah udara sebenarnya (L'), Jumlah total gas hasil pembakaran (M_g), Volume gas pembakaran (V_g), Volume pertambahan gas setelah pembakaran (ΔM), Koefisien kimiawi molekuler (μ_o), Koefisien perubahan molekuler (μ), Jumlah kapasitas panas molar (mc_v)_g, Jumlah kapasitas panas molar isobarik (mc_p)_g, Jumlah kapasitas panas molar isokorik (mc_v)_α, Tekanan akhir pembakaran (p_z) dan Temperatur akhir pembakaran (T_z), dihitung dengan persamaan :

$$M_e = A_{th} = \frac{c}{1,99} (0,79 + \beta) \quad (5)$$

$$L' = \alpha \cdot L'_o \quad (6)$$

$$M_g = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{NO_2} \quad (7)$$

$$V_g = 24,4 \times \left(\alpha \times A_{th} + \frac{h}{4} + \frac{o}{32} \right) \quad (8)$$

$$\Delta M = \left(\frac{h}{4} + \frac{o}{32} \right) \quad (9)$$

$$\mu_o = \frac{M_g}{L'} \quad (10)$$

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (11)$$

$$(mc_v)_g = A_g + B_g T_z \quad (12)$$

$$(mc_p)_g = (mc_v)_g + 1,985 \quad (13)$$

$$(mc_v)_\alpha = A_\alpha + B_\alpha T_c \quad (14)$$

$$p_z = \lambda \times p_c \quad (15)$$

$$\frac{\xi_z Q_1}{\alpha A_{th} + (1 + \gamma_r)} + [(mc_v)_\alpha + 1,985 \lambda] T_c = \mu (mc_p)_g T_z \quad (16)$$

Langkah Ekspansi (*expansion stroke*),

Tekanan akhir ekspansi (P_b), Temperatur akhir ekspansi (T_b) menggunakan persamaan :

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, n_2 = 1,225 \quad (17)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (18)$$

Sedangkan untuk Tekanan Indikator, Kerja indikator, kecepatan torak, tenaga kuda indikator, efisiensi panas pada kerja indikator, dan konsumsi bahan bakar menggunakan persamaan sebagai berikut :

Tekanan indikasi rata-rata, p_{it} (kg/cm²),

$$p_{it} = \frac{w_{it}}{10^4 V_d} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\} \quad (19)$$

Tekanan indikasi aktual, p_i (kg/cm²),

$$p_i = p_{it} \times \varphi \quad (20)$$

Tekanan efektif rata-rata, p_e (kg/cm²),

$$p_e = p_i \times \eta_m \quad (21)$$

Kerja indikasi, w_i (kg.m),

$$w_i = p_i \times V_d \quad (22)$$

Kerja efektif, w_e (kg.m),

$$w_e = p_e \times V_d \quad (23)$$

Kerugian Mekanis, w_m (kg.m),

$$w_m = p_m \times V_d \quad (24)$$

Kecepatan Torak, C_m (m/det),

$$C_m = \frac{L \times n}{30} \quad (25)$$

Tenaga kuda indikasi, N_i (hp),

$$N_i = \frac{10^4 p_i V_d n_i}{4500 z} \rightarrow N_i = \frac{p_i V_d n_i}{0,9} \quad (26)$$

Tenaga kuda efektif, N_e (hp),

$$N_e = \frac{p_e V_d n_i}{0,45 z} \quad (27)$$

Kerugian tenaga kuda mekanis, N_m (hp),

$$N_m = (1 - \eta_m) N_i \quad (28)$$

Efisiensi Panas Kerja Indikator (kcal/jam),

$$Q_{ih} = 632 \times N_i \quad (29)$$

$$Q_{ch} = 632 \times N_e \quad (30)$$

Konsumsi bahan bakar per jam, F_h (kg/jam),

$$F_h = \frac{V_d}{v} = \frac{V_d \eta_{ch} n_i 60}{z \cdot \alpha \cdot L_o'''} \quad (31)$$

Konsumsi panas mesin pada pembakaran sempurna per jam, Q_h (kcal/jam),

$$Q_h = F_h \times Q_1 \quad (32)$$

Pemakaian udara per jam, V_h (m^3/jam),

$$V_h = V_d \times \eta_{ch} \times \frac{n}{z} \times 60 \times i \quad (33)$$

Pemakaian bahan bakar spesifik ($kg/hp/jam$),

$$F = \frac{F_h}{N_e} \quad (34)$$

Pemakaian bahan bakar indikasi spesifik ($kg/hp.jam$),

$$F_i = \frac{F_h}{N_i} \quad (35)$$

HASIL DAN PEMBAHASAN

Data pengolahan awal dapat dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Data Analisis

Jumlah Silinder (i)	8
Daya Mesin (N_e)	1100 kW
Putaran Mesin (n)	600 rpm
Diameter Silinder (D)	320 mm
Langkah Torak (L)	420 mm
Perbandingan Kompresi (ϵ)	16
Tekanan Udara luar (p_o)	1 atm
Tekanan Udara pengisian (p_a)	0,925 atm
Temperatur Udara Luar (T_o)	40,23°C
Temperatur gas buang (T_r)	467,75°C
Koefisien sisa gas ($\frac{C_{p, gas}}{C_{p, air}}$)	0,035
Koefisien eksese udara (α)	1,85
Harga Kalor bahan bakar (Q_i)	10.800 kcal/kg.bb
Komposisi kimia bahan bakar	C : 86 % H: 13 % O : 1 %

Sedangkan untuk data hasil perhitungan siklus aktual sebagai berikut :

Tabel 3. Hasil Perhitungan Siklus Aktual Mesin Diesel 4 langkah MAK 8M453

p_a	0,925 atm
T_a	71,11 °C = 344,11 K
η_{ch}	0,54
p_c	42,21 atm
T_c	202,81 °C = 475,81 K
$n = \frac{A_{th} \cdot L_o}{V_d}$	0,49 kmol
n_g	0,9065 kmol
n_{g1}	0,940 kmol
V_{g1}	22,92 m ³
ΔM	0,033 kmol
μ_o	1,037
μ	1,036
p_z	84,42 atm
T_z	555,37 °C = 828,37 K
ρ	1,42
δ	11,26
p_b	4,34 atm
T_b	322,09 °C = 595,09 K
p_{it}	12,28 kg/cm ²
p_i	11,7888 kg/cm ²
p_e	10,02048 kg/cm ²
V_d	0,0337 m ³ = 33.700 cm ³
w_i	0,397 kg.m
w_e	0,059 kg.m
C_m	8,4 m/det
N_i	2118,84032 hp = 1580,019227 kW
N_e	1801,014272 hp = 1343,016343 kW
N_m	317,826048 hp = 237,002884 kW
N_{is}	7859,2 hp/m ³
N_{es}	6680,32 hp/m ³
Q_{ih}	150,5517423 kcal/jam
Q_{ch}	127,9689809 kcal/jam
F_h	848,199385 kg/jam
Q_h	9160553,358 kcal/jam

F	0,471 kg/hp.jam
F_i	0,4003 kg/hp.jam

Nilai efisiensi pengisian menjadi kecil atau menurun drastis pada mesin putaran rendah dan pengaturan katup (valve timing) dapat mempengaruhi nilai dari efisiensi pengisian. Nilai temperatur awal pengisian yang didapat lebih tinggi dari nilai temperatur umumnya pada mesin diesel empat langkah yaitu berkisar 47-57 oC atau 320-330 K. Hal ini dipengaruhi dari penggunaan Δt_w , γ_r dan T_r . Sedangkan untuk nilai n_1 dan n_2 dipengaruhi oleh putaran mesin, bila terjadi perubahan pada putaran mesin akan berdampak pada naik atau turunnya nilai kedua eksponen tersebut.

Tekanan efektif rata-ratanya lebih tinggi daripada umumnya yang berkisar 7,2-7,8 kg/cm². Hal ini dipengaruhi oleh penggunaan nilai efisiensi mekanisnya. Kecepatan piston (torak) untuk mesin diesel putaran rendah berkisar 5,5 –8,5 m/det. Sedangkan untuk tipe mesin MAK I 8M453C kecepatan toraknya sebesar 9,6 m/det.

KESIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan hasil perhitungan siklus aktual, maka diperoleh daya efektif yang dihasilkan oleh mesin diesel MAK I tipe 8M 453C adalah sebesar 1343,016343 kW. Hasil perhitungan tersebut mendekati kondisi real di lapangan dimana beban puncak memiliki daya efektif sebesar 1400 kW.

Jumlah silinder, besarnya diameter dan langkah torak (termasuk rasio L/D), efisiensi pengisian, tekanan efektif rata-rata, dan kecepatan piston mempengaruhi pemakaian bahan bakar oleh mesin. Faktor dasar dari performansi suatu mesin diantaranya adalah tekanan efektif rata-ratanya (MEP), kecepatan torak (piston), perbandingan panjang langkah dan diameter silinder, jumlah silinder, serta perhitungan untuk daya motornya.

Ucapan Terima Kasih

Ucapan terima kasih ditujukan kepada PLTD Tenau- Kupang yang telah memberikan tempat untuk melakukan kajian pada mesin diesel MAK I 8M453C.

DAFTAR REFERENSI

- [1] Arismunandar W. 2002, Penggerak Mula Motor Bakar, ITB, Bandung.
- [2] Cengel A.Y. 2006, Thermodynamics : An Engineering Approach, 5th editon. McGraw-Hill, New York.
- [3] Garret T.K, Newton K, Steeds W. 2001, The motor Vehicle, 13th edition. A division of Reed Educational and Professional Publishing Ltd, England.
- [4] Khovakh M. 1979, Motor Vehicle Engines, Mir Publishers, Moscow.
- [5] Moran J.M, Shapiro N.H. 2006, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, John Wiley & Sons,Inc, England.
- [6] Petrovsky N. 1979, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers, Moscow.
- [7] Swiss Contact. 1997, Sistem Bahan Bakar Motor Diesel, Segar Jakartaku, Jakarta.
- [8] Woodyard D. 2004, Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines, 8th edition. Elsevier Ltd, England.