

## Analisa Prestasi Mesin “MAK 8M453 C” Pada PT. PLN (Persero) Sektor Pembangkitan Kendari Unit Pembangkit Wua-Wua

La ode Muhammad Zailand <sup>1)</sup>, Salimin <sup>2)</sup>, Abd. Kadir <sup>3)</sup>

<sup>1</sup> Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Halu Oleo

<sup>2,3</sup> Staf Pengajar Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Halu Oleo

Jl. H.E.A Mokodompit Kampus Baru Tridharma Anduonohu, Kendari 93232

Email Penulis: [zailandilan@gmail.com](mailto:zailandilan@gmail.com)

### Article Info

Available online June 10, 2020

### Abstrak

Salah satu jenis penggerak mula yang banyak dipakai adalah mesin kalor, yaitu mesin yang menggunakan energy thermal untuk melakukan kerja mekanik. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui seberapa besar prestasi yang dihasilkan oleh mesin Diesel MAK 8M453C. Dalam penelitian ini penulis menggunakan termometer, compression tester dan multimeter untuk mengukur dan menghitung data-data yang di ambil dalam penelitian. Hasil perhitungan diperoleh daya Indikasi Ni yang dihasilkan adalah sebesar 3489,9 hp, Daya Efektif Ne sebesar 31025 hp, sedangkan daya mesin sesuai data mesin sebesar 3804,3 hp atau 2800 Kw. Dari angka tersebut disini sedikit mengalami penurunan Daya sebesar 8,2 % . Ini disebabkan karena adanya kerugian tekanan penyemprotan serta adanya keausan pada beberapa bagian mesin. Pemakaian bahan bakar efektif sebesar 0,12 kg/hp-hr serta efisiensi thermal efektif sebesar 52,26 %.

**Kata kunci:** Daya indikasi, daya efektif, efisiensi.

### Abstract

*One type of prime movers that is widely used is a heat engine, a machine that uses thermal energy to do mechanical work. This study aims to determine how much achievement is produced by the MAK 8M453C Diesel engine. In this study the authors used a thermometer, compression tester and multimeter to measure and calculate the data taken in the study. Calculation results obtained Ni indicated power generated is 3489.9 hp, Ne Effective Power of 31025 hp, while the engine power according to engine data is 3804.3 hp or 2800 Kw. From these figures, power decreased slightly by 8.2 %. This is caused by pressure loss of spraying and wear and tear on some parts of the engine. Effective fuel consumption of 0.12 kg / hp-hr and effective thermal efficiency of 52.26 %.*

**Keywords:** Power of indication, effective power, efficiency.

### 1. Pendahuluan

Salah satu jenis penggerak mula yang banyak dipakai adalah mesin kalor, yaitu mesin yang menggunakan energy thermal untuk melakukan kerja mekanik. Yang termasuk dalam kelompok ini adalah semua jenis penggerak mula yang menggunakan kimia bahan bakar yang terlebih

dahulu diubah menjadi tenaga kalor dengan jalan pembakaran. Panas yang timbul akibat pembakaran selanjutnya diubah menjadi tenaga mekani [1].

Pengaruh medan magnet terhadap prestasi mesin diesel stasioner satu silinder. Dari hasil pengujian diperoleh dengan menggunakan magnet X pada pembebanan 4,5 kg putaran 2600

rpm didapat daya poros yaitu: 3,28 kW, nilai SFC terendah yaitu: 93 g/kWh, nilai AFR tertinggi diperoleh yaitu: 52,80, nilai efisiensi termal tertinggi yaitu: 21,72 % dan heat loss tertinggi yaitu 24,98 % [2].

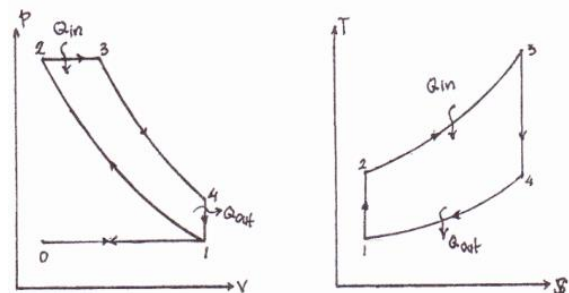
Analisis prestasi mesin mobil diesel *turbocharger* yang diuji dengan *dynamometer*. Dari pengujian didapatkan kenaikan torsi maksimum sebesar 18,31 N.m pada 2000 rpm dan tanpa *turbocharger* torsi maksimumnya sebesar 16,52 N.m pada 1800 rpm. Untuk maksimum daya dengan *turbocharger* dicapai 3800 rpm yaitu 57,24 kW dan tanpa *turbocharger* pada 3800 rpm yaitu 52,15 kW. Untuk konsumsi bahan bakar spesifik pada torsi maksimum dengan *turbocharger* sebesar 154,8 gr/psh dan tanpa *turbocharger* yaitu 172,3 gr/psh. Dengan *turbocharger* tekanan efektif rata-rata maksimum dicapai pada 2000 rpm yaitu 9,20 kg/cm<sup>2</sup> dan tanpa *turbocharger* pada 1800 rpm sebesar 8,30 kg/cm<sup>2</sup>. Untuk batas asap pada mesin yang menggunakan *turbocharger* hasil pengukuran batas asap maksimum 2,07 g/m<sup>3</sup> sedangkan pada mesin tanpa *turbocharger* hasilnya adalah 4,53g/m<sup>3</sup> [3].

Pengaruh variasi temperatur dan derajat keasaman (pH) air pencucian pada aktivasi zeolit pelet terhadap prestasi mesin diesel 4-langkah. Hasil terbaik terjadi dalam penggunaan zeolit teraktivasi kimia-termal. Dalam penelitian ini, suhu aktivasi termal yang digunakan adalah 150 °C dan 200 °C masing-masing selama 1 jam. Variasi pH air cuci juga dilakukan pada 4,5, 5,5 dan 7. Hasilnya menunjukkan aktivasi termal 200 °C pada aktivator HSO<sub>2</sub> 4 0,3 N dan HCl 0,3 N dapat menghemat bahan bakar masing-masing sebesar 5,350 % dan 7,811 %. Kemudian nilai pH 7 memberikan penghematan konsumsi bahan bakar terbaik yaitu 5,964 % dan 7,175 % untuk penggunaan H SO 0,5N 2 4 dan HCl 0,5N. Hasil ini terjadi pada kecepatan rendah (1500 rpm) [4].

### 1.1 Siklus Termodinamika Motor Diesel (Siklus Diesel)

Siklus teoritis penyalaan kompresi 4 langkah dengan pemanasan pada tekanan konstan, dimana udara dikompresikan sampai mencapai

temperatur nyala bahan bakar, kemudian bahan bakar diinjeksikan dengan laju penyemprotan sedemikian rupa sehingga di hasilkan proses pembakaran pada tekanan konstan, dimana penyalaan bahan bakar diakibatkan oleh suatu kompresi dan bukan penyalaan busi seperti pada motor bensin. Siklus motor diesel dapat dilihat pada Gambar 1 berikut:

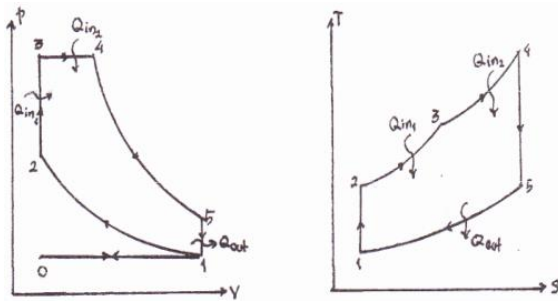


Gambar 1. Diagram P-V dan T-S siklus diesel [1].

Proses-proses yang terjadi:

- Proses (0-1) langkah isap (pemasukan udara murni);
- Proses (1-2) langkah kompresi isentropik;
- Proses (2-3) proses pembakaran (pemasukan kalor pada tekanan konstan);
- Proses (3-4) langkah ekspansi (kerja) dalam keadaan isentropik;
- Proses (4-1) proses pembuangan (pengeluaran kalor) pada volume konstan)
- proses (1-0) langka buang.

Apabila pemasukan kalor atau proses pembakaran dari suatu siklus terjadi, baik pada volume konstan maupun pada tekanan konstan, maka siklus tersebut dinamakan siklus gabungan atau siklus tekanan terbatas. Proses pembakaran terjadi dengan cepat oleh bahan bakar yang berada dalam ruang bakar selama selang waktu tertentu dan pemula pembakaran dianggap terjadi pada volume konstan dan selanjutnya terjadi pada tekanan konstan, sebagaimana terlihat pada gambar 2. berikut:



Gambar 2. Diagram P-V dan T-S Siklus gabungan [1].

Proses-proses yang terjadi:

- Proses (0-1) langkah isap (Pemasukan udara murni);
- Proses(1-2) langkah kompresi isentropik;
- Proses (2-3) proses pemasukan kalor pada volume konstan;
- Proses (3-4) proses pemasukan kalor pada tekanan konstan;
- Proses (4-5) langkah ekspansi (kerja) pada keadaan isentropik;
- Proses (5-1) proses pembuangan kalor pada volume konstan;
- Proses (1-0) langkah buang.

## 2. Metode Penelitian

### 2.1. Prosedur Penelitian

Untuk mencapai tujuan penulisan ini, maka langkah-langkah yang akan kami tempuh adalah sebagai berikut:

- Mengadakan penelitian langsung di pembangkit listrik cabang Wua-Wua;
- Penelitian ini direncanakan diselesaikan dalam waktu tiga bulan;
- Menganalisa data-data yang di peroleh serta kenyataan-kenyataan yang di temui dalam penelitian;
- Mempelajari buku-buku yang membahas masalah Motor Diesel dan pompa injeksi bahan bakar;
- Berdiskusi dengan tenaga teknis.

### 2.2. Persamaan Rumus

#### 1. Langkah pengisapan

Tekanan udara sebelum *Turbocharger* ( $P_0'$ )

$$P_0' = P_0 - \Delta P_a \quad (1)$$

Dimana:

$P_0$  = tekanan udara luar ( $\text{kg/cm}^2$ );

$\Delta P_a$  = kerugian tekanan pada pipa pemasukan sebelum *supercharger* ( $\text{kg/cm}^2$ ).

Temperatur Udara *Turbocharger* ( $T_{sup}$ )

$$T_{sup} = T_0 (P_{sup}/P_0')^m - 1/m \quad (2)$$

Dimana:

$T_0$  = temperature udara luar ( $^{\circ}\text{C}$ );

$m$  = eksponen politropik.

Proses yang terjadi adalah isentropik dengan asumsi udara sebagai gas ideal, temperatur udara awal kompresi ( $T_a$ )

$$T_a = \frac{T_{sup} + \Delta T_w + \gamma r T_r}{1 + \gamma r} \quad (3)$$

Dimana:

$T_{sup}$  = temperatur udara *turbocharger* setelah melewati *intercooler* ( $^{\circ}\text{C}$ )

$\Delta T_w$  = kenaikan temperatur karena terjadi panas pada dinding selinder ( $^{\circ}\text{C}$ );

$\gamma r$  = koefisien gas sisa;

$T_r$  = temperatur mutlak gas sisa ( $^{\circ}\text{C}$ ).

#### 2. Proses kompresi

Kompresi ( $P_a$ )

$$P_a = (0,90 - 0,95) P_{sup} \quad (4)$$

Tekanan akhir kompresi ( $P_c$ )

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n^1} \quad (5)$$

Dimana:

$n^1$  = eksponen kompresi (1,34 -1,4)

Temperatur akhir kompresi ( $T_c$ )

$$T_c = T_a \times (\epsilon)^{n^1 - 1} \quad (6)$$

#### 3. Proses pembakaran

Tekanan Maksimum Pembakaran ( $P_z$ )

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad (7)$$

Dimana:

$\lambda$  = perubahan tekanan sewaktu terjadi pembakaran (1,7-2,2).

perbandingan udara bahan bakar teoritis

$$\left(\frac{A}{F}\right)_{teo} = \frac{(N_{udara})(BM_{udara})}{(N_{bb})BM_{bb}} \quad (8)$$

Dimana:

$N_{udara}$  = banyaknya molekul udara pada proses pembakaran;

$N_{bb}$  = banyaknya molekul bahan bakar;

$BM_{udara}$  = berat molekul udara;

$BM_{bb}$  = berat molekul bahan bakar.

Daya Indikasi ( $N_i$ )

$$N_i = \frac{10^4}{60 \times 75 \times Z} \times P_i \times V_d \times n \times i \quad (9)$$

Dimana:

- $P_i$  = tekanan indikasi rata-rata ( $\text{kg/cm}^2$ );
- $V_d$  = volume langkah torak ( $\text{m}^3$ );
- $n$  = putaran mesin (rpm);
- $Z$  = 2 konstanta untuk motor 4 langkah;
- $i$  = jumlah Selinder.

Daya Efektif ( $N_e$ )

$$N_e = \eta_m \times N_i \quad (10)$$

Dimana :

- $N_e$  = daya efektif (HP);
- $\eta_m$  = efisiensi mekanis (%);

Efisiensi thermal efektif ( $\eta_e$ ):

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m \quad (11)$$

Dimana :

- $\eta_i$  = efisiensi thermal indikasi (%);
- $\eta_m$  = efisiensi mekanis (%) [5].

### 3. Hasil Perhitungan

#### 3.1. Perhitungan Langkah

Langkah-langka kerja mesin dapat dihitung dengan menggunakan persamaan di atas sehingga diperoleh:

##### 1. Perhitungan langkah pengisian

Tekanan udara supercharger ( $P_{sup}$ )

$$\begin{aligned} P_{sup} &= 1,3 \text{ kg/cm}^2 \text{ (data oprasi mesin)} \\ &= 1,3 \times 1/1,033 \rightarrow 1 \text{ atm abs} \\ &= 1,033 \text{ kg/cm}^2 \\ &= 1,25 \text{ atm abs} \\ &= (1,25 \div 3) \text{ atm abs} \end{aligned}$$

Tekanan udara sebelum supercharger ( $P_0'$ )

$$P_0' = P_0 - \Delta P_a$$

$$P_0 = 1,033 \text{ kg/cm}^2$$

$\Delta P_a$  = kerugian tekanan pada pipa pemasukan sebelum *supercharger* ( $0,03 \div 0,05$ )

$$\begin{aligned} &= 0,04 P_0 \text{ (diasumsikan)} \\ &= 0,04 \times 1,033 \\ &= 0,04132 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

$$P_0' = 1,033 - 0,04132$$

$$= 0,99 \text{ kg/cm}^2$$

Temperatur udara *supercharger* ( $T_{sup}$ )

$$T_{sup} = T_0 (P_{sup}/P_0')^{m-1/m}$$

$$\begin{aligned} T_{sup} &= 302 (1,3/0,99)^{1,4-1/1,4} \\ &= 302 \times 1,08 \\ &= 326,38 \text{ }^\circ\text{K} \end{aligned}$$

Temperatur udara awal kompresi ( $T_a$ )

$$T_a = \frac{T_{sup} + \Delta T_w + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\begin{aligned} T_a &= \frac{40 + 15 + 0}{1 + 0} \\ &= 55 \text{ }^\circ\text{C} \\ &= 55 + 273 \end{aligned}$$

$$= 328 \text{ }^\circ\text{K}$$

Efisiensi pengisian ( $\eta_{ch}$ )

$$\eta_{ch} = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_{sup}} \times \frac{T_{sup}}{T_a(1 + \gamma_r)}$$

a. Master silinder:

$$\begin{aligned} \eta_{ch} &= \frac{11,2}{11,2-1} \times \frac{1,17}{1,3} \times \frac{313}{328(1+0)} \\ &= 0,943 = 94,3\% \end{aligned}$$

b. Salve silinder:

$$\begin{aligned} \eta_{ch} &= \frac{11,5}{11,5-1} \times \frac{1,17}{1,3} \times \frac{313}{328(1+0)} \\ &= 0,940 \\ &= 94,0\% \end{aligned}$$

##### 2. Perhitungan proses kompresi

Tekanan awal kompresi ( $P_a$ )

$$\begin{aligned} P_a &= 0,95 \times 1,3 \\ &= 1,17 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Tekanan akhir kompresi ( $P_c$ ):

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1}$$

$n_1$  = eksponen politropis kompresi (1,34-1,4)

Eksopenen politropis kompresi dapat dihitung dengan menggunakan metode prof. Mazing's dengan anggapan bahwa proses kompresi terjadi secara adiabatic dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$A + B \cdot T_a (\epsilon^{k_1-1} + 1) = 1,983/k_1 - 1$$

Di mana A dan B adalah konstanta yang didapat dengan percobaan untuk masing-masing gas. Dan dari referensi 9 halaman 47 diperoleh harga-harga untuk konstanta-konstanta gas tersebut, yaitu:

Nitrogen, Oksigen dan Udara:  $4,62 + 53 \times 10^{-5} T_a (\epsilon^{k_1-1} + 1) = 1,985/k_1 - 1$

Uap air:  $5,79 + 112 \times 10^{-5} T_a (\epsilon^{k_1-1} + 1) = 1,985/k_1 - 1$

Karbon dioksida:

$$7,28 + 125 \times 10^{-5} T_a (\epsilon^{k_1-1} + 1) = 1,985/k_1 - 1$$

Karena yang dikompresi adalah udara, maka persamaanya dapat di tulis sebagai berikut :

$$4,62 + 53 \times 10^{-5} T_a (\epsilon^{k_1-1} + 1) = 1,985/1,38 - 1$$

a. Master silinder

Harga  $K_1 = n_1$  dapat di cari dengan cara mencoba-coba sehingga harga ruas kiri pada persamaan di atas sama atau mendekati harga ruas kanan, jika diambil harga  $k_1 = 1,38$  maka:

$$\begin{aligned} 4,62 + 53 \times 10^{-5} \times 328 (11,2^{1,38-1} + 1) \\ = 1,985/1,38 - 1 \end{aligned}$$

$$5,22 = 5,223$$

Sedangkan eksopenen politropik kompresi adalah:

$$\begin{aligned} n_1 &= K_1 \pm (0,02 \div 0,03) \\ &= 1,38 \pm 0,02 \\ &= 1,4 \text{ (harga yang memenuhi)} \end{aligned}$$

Sehingga tekanan akhir kompresi ( $P_c$ )

$$\begin{aligned}
 P_c &= P_a \times \varepsilon^n \\
 &= 1,17 \times 11,2^{1,4} \\
 &= 34,44 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

Temperatur akhir kompresi ( $T_c$ ):

$$\begin{aligned}
 T_c &= T_a \times (\varepsilon)^{n-1} \\
 &= 328 \times (11,2)^{1,4-1} \\
 &= 862,1 \text{ } ^\circ\text{K}
 \end{aligned}$$

b. Slave silinder

Seperti halnya pada master silinder, harga  $k_1 = n_1$  dapat dicari dengan cara mencoba-coba sehingga harga ruas kiri sama atau mendekati harga ruas kanan, jika diambil harga  $k_1 = 1,38$  maka:

$$\begin{aligned}
 4,62 + 53 \times 10^{-5} \times 363(11,5^{1,38-1} + 1) \\
 = 1,985/1,38 - 1
 \end{aligned}$$

$$5,23 = 5,22$$

Sedangkan eksponen politropik kompresi adalah:

$$\begin{aligned}
 n_1 &= K_1 \pm (0,02 \div 0,03) \\
 &= 1,38 + 0,02 \\
 &= 1,4
 \end{aligned}$$

Sehingga tekanan akhir kompresi ( $P_c$ ):

$$\begin{aligned}
 P_c &= P_a \times \varepsilon^{n_1} \\
 &= 1,17 \times 11,5^{1,4} \\
 &= 35,74 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

Temperatur akhir kompresi ( $T_c$ )

$$\begin{aligned}
 T_c &= T_a \times (\varepsilon)^{n_1-1} \\
 &= 328 \times (11,5)^{1,4-1} \\
 &= 871,2 \text{ } ^\circ\text{K}
 \end{aligned}$$

3. Perhitungan proses pembakaran

Tekanan Maksimum Pembakaran ( $P_z$ )

$$P_z = \lambda \cdot P_c$$

a. Master silinder

$$\begin{aligned}
 P_z &= \lambda \times P_c \\
 &= 2,2 \times 34,44 \\
 &= 75,77 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

b. Slave silinder:

$$\begin{aligned}
 P_z &= \lambda \times P_c \\
 &= 2,2 \times 35,74 \\
 &= 78,62 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

Proses pembakaran yang terjadi adalah pada volume konstan, sehingga menurut persamaan gas ideal  $PV=RT$ :

$$P/T = R/V = \text{konstan}$$

$$P_2/T_2 = P_3/T_3$$

$$T_3 = T_2 (p_3/p_2)$$

$$\rightarrow p_3 = p_{z0} = p_z \quad p_2 = p_c,$$

$$T_2 = T_c, T_3 = T_{z0}, \text{ atau;}$$

$$T_{z0} = T_c (p_{z0}/P_c)$$

a. Master silinder

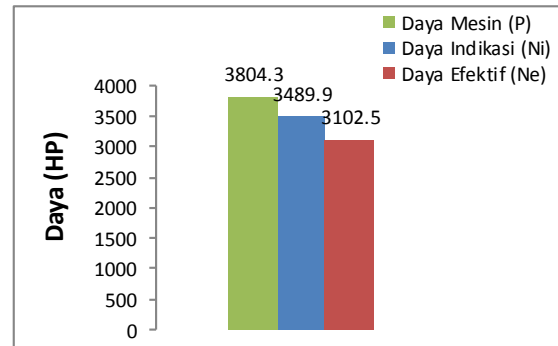
$$\begin{aligned}
 T_{z0} &= 862,1(75,77/34,44) \\
 &= 1896,6 \text{ } ^\circ\text{K}
 \end{aligned}$$

b. Slave silinder

$$\begin{aligned}
 T_{z0} &= 871,2 (78,62/35,74) \\
 &= 1916,4 \text{ } ^\circ\text{K}
 \end{aligned}$$

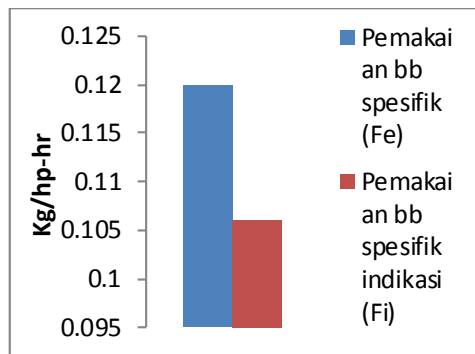
### 3.2. Grafik dan Pembahasan

Setelah dilakukan perhitungan maka diperoleh data untuk selanjutnya dilakukan analisis dengan menggunakan grafik.



Gambar 3. Hubungan antara daya mesin daya indikasi dan daya efektif

Dari grafik di atas dapat dilihat daya mesin (P) sesuai data mesin yaitu 2800 kW atau sama dengan 3804,3 HP. Pada motor bakar torak daya yang berguna adalah daya poros yaitu daya efektif (Ne) dimana pada penelitian ini mesin MAK 8M453C nilai (Ne) diperoleh sebesar 3102,5 hp, karena poros itulah yang menggerakkan beban. Daya poros itu sendiri dibangkitkan oleh daya indikator (Ni) sebesar 3489,9 HP yang merupakan daya gas pembakaran yang menggerakkan torak. Dari angka tersebut disini sedikit mengalami penurunan daya sebesar 8,2 %. Hal ini disebabkan karena adanya kerugian tekanan penyemprotan serta adanya keausan pada beberapa bagian mesin. Sebagian daya Indikator dibutuhkan untuk mengatasi gesekan mekanik diantaranya gesekan antara torak dengan dinding silinder dan gesekan antara poros dan bantalannya. Besarnya kerugian daya diperhitungkan dalam efisiensi mekanis yaitu perbandingan antara daya efektif dengan daya Indikator atau tekanan efektif rata-rata dengan Tekanan Indikator rata-rata dimana nilai efisiensi mekanis mencapai 88,9 % dalam hal ini memenuhi yang disyaratkan nilai efisiensi mekanis antara (0,80 – 0,89).



Gambar 4. Hubungan antara Fe dan Fi

Dari Grafik diatas dapat dilihat Pemakaian Bahan bakar spesifik sangat bergantung pada pemakaian bahan bakar sebenarnya yaitu pada mesin ini menggunakan 500 liter/jam atau 400 kg/hr dan diperoleh Pemakaian bahan bakar (Fe)= 0,12 kg/hp-hr, begitu pula Pemakaian bahan bakar Indikasi (Fi )= 0,106 kg/hp-hr. Sementara efisiensi termal efektif dapat mencapai 52,26 % setelah dikalikan antara efisiensi mekanis dengan efisiensi termal indikasi.

#### 4. Kesimpulan

Setelah dilakukan perhitungan-perhitungan dan pembahasan, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Dari hasil perhitungan diperoleh daya Indikasi Ni yang dihasilkan adalah sebesar 3489,9 HP, daya efektif Ne sebesar 31025 hp, sedangkan daya mesin sesuai data mesin sebesar 3804,3 HP atau 2800 kW. Dari angka tersebut di sini sedikit mengalami penurunan daya sebesar 8,2 %.
2. Pemakaian bahan bakar efektif sebesar 0,12 kg/hp-hr, serta efisiensi termal efektif sebesar 52,26 %

#### 5. Saran

Adapun saran dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

Diharapkan penggunaan mesin diesel agar selalu diadakan perawatan rutin sesuai dengan petunjuk pemeliharaan agar umur mesin lebih lama serta mendapatkan daya yang lebih tinggi.

#### Daftar Pustaka

- [1] W. Arismunandar, Penggerak Mula Motor Bakar Torak, Bandung: ITB Bandung, 1988.
- [2] N. Munte, S. Gultom, T. B. Sitorus, D. M.

Nasution dan Z. Lubis, "Pengaruh Medan Magnet Terhadap Prestasi Mesin Diesel Stasioner Satu Silinder," *E-Dinamis*, Vol. %1 dari %2Volume. 6 No. 2 ISSN 0216-7492, 2018.

- [3] Y. Yusuf, N. K. Caturwati, I. Rosyadi, H. A. dan S. Abdullah, "Analisis Prestasi Mesin Mobil Diesel Turbocharger yang Diuji dengan Dynamometer," *Jurnal Sains dan Teknologi*, Vol. %1 dari %2Voleme. 15. No. 2 92-101, p. 91, 2019.
- [4] C. Winata P dan H. Wardono, "Pengaruh Fariasi Temperatur dan Derajat Keasaman (pH) Air Pencucian Pada Aktifitas Zeolit Pelet Terhadap Prestasi Mesin Diesel 4- Langkah," *Jurnal Vema*, Vol. %1 dari %2Volume 1, No. 2, p. 1, 2013.
- [5] N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engines, MIR Pulisher: Moskow, 1979.