

# Optimisasi Pola Pembebanan Daya Mesin Pembangkit Listrik Diesel SWD 16 TM 410 Terhadap Efisiensi Konsumsi Bahan Bakar

Eko Widagdo

Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Pontianak  
e-mail: eko\_fkh@yahoo.co.id

**Abstract**– PLTD Sungai Raya is one of the generation and distribution units electricity in PT PLN (Persero) Sector Kapuas. Generator engine used is SWD 16TM 410 with fuel consumption Marine Fuel Oil (MFO), which was still quite high fuel consumption. Therefore, research is necessary to study the fuel consumption savings that can help to reduce operating cost. In this study, the purpose is to study loading pattern optimization engine power plant on fuel efficiency, both theoretically and collected data.

Based on the calculation and processing of the data, produce specific fuel consumption (SFC) with value of a minimum of 0.23378 liters / kWh at maximum load of 5.884 MW. The calculation of value theoretically share a minimum SFC 0.2058 liters/kWh with a maximum load of 6.5214 MW. The efficiency of the fuel obtained for 11.97%, and the efficiency of the power load by 10.82%. This study illustrated that the loading pattern would have an impact on the need for fuel efficiency and engine performance.

**Keywords**– Patterns of loading, MFO, optimization, specific fuel consumption (SFC), Efficiency

## 1. Pendahuluan

PLTD Sungai Raya adalah bagian dari unit pembangkitan dan penyediaan energi listrik dari PT PLN (Persero) Sektor Kapuas. PT PLN (Persero) Sektor Kapuas merupakan Badan Usaha Milik Negara yang membawahi pembangkitan dan penyediaan energi listrik bagi masyarakat Kalimantan Barat, khususnya pada penyediaan tenaga listrik untuk Sistem Khatulistiwa. Sistem Khatulistiwa didukung oleh Pembangkit Listrik Tenaga Diesel (PLTD) Sungai Raya, PLTD Siantan, PLTD Sewa di Sungai Raya serta Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) Siantan. Dan semua pembangkit tenaga listrik tersebut menggunakan minyak solar (*High Speed Diesel / HSD*) sebagai sumber energinya.

Adanya pengaruh krisis ekonomi yang melanda Indonesia, berdampak pada PT PLN (Persero) secara keseluruhan, akibatnya subsidi minyak untuk PLN dicabut. Hal ini menyebabkan PLN memikul beban operasi yang terus meningkat, sementara tarif listrik tidak menyesuaikan. Untuk mengatasi hal tersebut PLN melakukan penggantian bahan bakar Solar dengan Marine Fuel Oil (MFO) yang dikenal dengan program MFOnisasi. Minyak bakar berat MFO tidak bisa langsung digunakan ke mesin diesel, namun harus melalui proses penyingkapan dan pemanasan hingga

mencapai suhu 120°C, untuk bisa encer sebagaimana solar.

Kebutuhan bahan bakar sebelum dan sesudah dilakukan Program MFOnisasi ternyata, masih cukup besar, yaitu rata-rata perbulan spesifik konsumsi bahan bakar (SFC) mencapai 0,235 liter/kWh. PLTD Sungai Raya mempunyai 6 unit mesin diesel, yang terdiri dari 4 buah mesin diesel SWD 16TM410 dengan kapasitas daya mesin 9,01 MW dan 2 buah Sulzer dengan kapasitas daya mesin 7,6 MW. Mesin diesel SWD 16TM410 ini, mempunyai daya generator berkapasitas 8,8 MW dengan putaran mesin 600 rpm.

Untuk menekan kebutuhan SFC per-kWh nya dan menekan biaya operasional perlu dilakukan analisis dan perhitungan secara lebih detail, yaitu dengan membandingkan hasil SFC yang sudah berjalan, dengan melakukan kajian teoritis dan eksperimental berdasarkan pola pembebanan yang terjadi.

## 1.2. Rumusan Masalah

Permasalahan yang diangkat dalam penelitian ini adalah belum adanya pola pembebanan pada mesin diesel SWD 16TM410 secara optimal, dalam kaitannya dengan kebutuhan SFC yang minimal hingga diperoleh biaya operasional yang efisien.

## 1.3. Tujuan Penelitian

Tujuan yang ingin dicapai dalam optimisasi ini adalah untuk mengetahui efisiensi kebutuhan SFC dalam liter/kWh, dengan menentukan pola pembebanan yang optimal. Sehingga dampak yang akan diperoleh dalam penelitian ini adalah penggunaan jumlah SFC dapat ditekan dan efisiensi biaya operasional dapat dikurangi tanpa mengganggu sistem kerja mesin.

## 2. Dasar Teori

### 2.1. Pengertian Dasar Mesin Kalor

Menurut *Arismunandar* (1983), Mesin kalor adalah alat yang mengubah energi thermal menjadi energi mekanik, yang mana energi thermalnya didapat dari proses pembakaran, mesin kalor merupakan mesin penggerak mula yang banyak dipakai. Ditinjau dari cara memperoleh energi thermal mesin kalor secara umum dapat diklasifikasikan menjadi 2 (dua) golongan yaitu:

**a. Mesin pembakaran luar** (*external combustion engine*)

Pada mesin pembakaran luar proses pembakaran terjadi diluar mesin, energi thermal dari gas pembakaran dipindahkan ke fluida kerja mesin melalui beberapa dinding pemisah, contohnya mesin uap. Semua energi

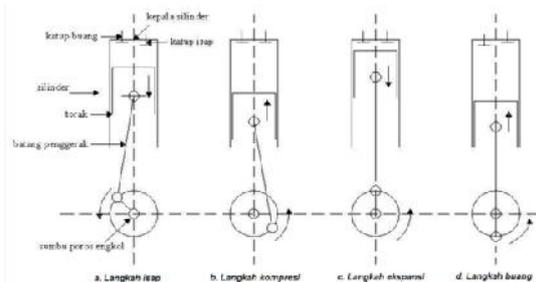
yang diperlu-kan oleh mesin itu mula-mula meninggalkan gas hasil pembakaran yang temperaturnya tinggi, melalui dinding pemisah kalor atau ketel uap. Archie (1996).

**b. Mesin pembakaran dalam (internal combustion engine)**

Mesin pembakaran dalam pada umumnya dikenal dengan nama motor bakar. Motor bakar adalah mesin kalor dimana gas panas diperoleh dari proses pembakaran didalam mesin itu sendiri dan langsung dipakai untuk melakukan kerja mekanis, yaitu menjalankan mesin tersebut.

**2.2. Prinsip kerja Motor Diesel**

Pada Gambar 1. ditunjukkan empat prinsip kerja motor diesel, pada Gambar 1a, langkah pertama yaitu langkah isap, torak bergerak turun, menjauhi kepala silinder, menimbulkan vakum da-lam silinder, dan udara luar diisap ke dalam silinder melalui katup masuk sampai torak mencapai TMB.



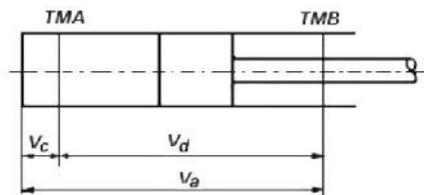
Gambar 1. Langkah kerja mesin diesel

Langkah kedua adalah Langkah kompresi, (Gambar 1b.) katup masuk tertutup dan torak bergerak ke atas, menekan udara dalam silinder dan menaikkan suhu. Sebelum torak mencapai TMA, maka bahan bakar cair dalam bentuk semprotan kabut halus dimasukkan sedikit demi sedikit ke dalam udara panas dalam silinder.

Langkah kerja atau Langkah daya (Gambar 1c), gas panas mendorong torak turun. Gas me-ngembang dari volume silinder yang membesar dan meneruskan energi pada poros engkol yang berputar.

Langkah buang, sebelum torak mencapai TMB, katup buang membuka (Gambar 1d) dan gas hasil pembakaran keluar melalui lubang buang.

**2.3. Perbandingan Kompresi**



Gambar 2. Silinder pada motor bakar

Perbandingan kompresi, (Petrovsky,1968)

$$v = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_d}{V_c} \dots\dots\dots(1)$$

Dimana: = Perbandingan kompresi  
 $V_d$  = Volume langkah torak,  $mm^3$   
 $V_c$  = Volume kompresi,  $mm^3$   
 $V_a$  = Volume total,  $mm^3$   
 $= V_c + V_d$  ( $mm^3$ )

Perbandingan kompresi yang tinggi harus dapat dipenuhi oleh mesin diesel yaitu berkisar antara 12:1 sampai 19:1, (Maleev,1995).

**2.4. Siklus Udara**

Umumnya untuk menganalisa motor bakar dipergunakan "Siklus Udara" sebagai siklus yang ideal, dengan beberapa idealisasi sebagai berikut: Arismunandar (1983),

1. Fluida kerja di dalam silinder adalah udara, dianggap sebagai gas ideal dengan konstanta kalor yang konstan.
2. Proses kompresi dan ekspansi berlangsung secara isentropik.
3. Proses pembakaran dianggap sebagai proses pemanasan fluida kerja.
4. Akhir proses ekspansi, saat torak mencapai TMB, fluida kerja didinginkan sehingga tekanan dan temperaturnya turun, mencapai tekanan dan temperatur atmosfer.
5. Tekanan fluida kerja di dalam silinder selama langkah buang dan langkah isap adalah kons-tan dan sama dengan tekanan atmosfer.

**2.5. Daya Dan Efisiensi**

Jika panas spesifik gas pada volume konstan dan temperatur fluida kerja berturut-turut di-nyatakan sebagai  $C_v$  kcal/(kg.K) dan T (K), maka berdasarkan idealisasi (1) jumlah kalor yang di masukkan pada waktu torak berada pada TMA oleh Arismunandar (1983) adalah sebagai berikut:

$$q_m = m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) \text{ kcal} \dots\dots\dots(2)$$

Dimana:  
 $q_m$  = Jumlah kalor yg masuk, kcal  
 $m$  = masa bahan bakar, kg  
 $C_v$  = panas spesifik gas pada volume konstan, kcal/(kg.K)  
 $T = T_3 - T_2$  = perbedaan saat TMA-TMB, K

Kerja dari titik 4 ke titik 1, yaitu pada waktu torak berada pada TMB, adalah:

$$q_k = m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_1) \text{ kcal} \dots\dots\dots(3)$$

Dimana:  
 $q_k$  = Jumlah kalor yang keluar, kcal  
 $T_4$  = Temperatur akhir ekspansi, K  
 $T_1$  = Temperatur pembuangan, K  
 Sedangkan kerja yang dihasilkan adalah,  
 $W = q_m - q_k$  sehingga efisiensi termal ( $\eta_m$ ) dari siklus udara ini adalah:

$$\eta_m = \frac{W}{q_m} = \frac{q_m - q_k}{q_m} \dots\dots\dots(4)$$

**2.6. Efisiensi Thermal**

Dengan mensubstitusikan persamaan (2) dan (3), berturut-turut untuk  $q_m$  dan  $q_k$ , ke dalam persamaan (4) tersebut di atas akan diperoleh,

$$y_{tm} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

dengan:  $v$  = ratio kompresi =  $V_2/V_1 = V_4/V_3$   
 $k = C_p/C_v$ , konstanta  
 $C_p$  = panas spesifik gas pada tekanan konstan,  $kcal/(kg.K)$

Maka efisiensi termal siklus udara adalah

$$y_{tm} = 1 - \frac{1}{v^{k-1}} \dots\dots\dots(5)$$

Perbandingan kompresi motor Diesel pada umumnya berkisar antara 12 dan 19, sehingga untuk  $k = 1,40$  dan  $m = 0,630$  sampai 0,698.

**2.7. Tekanan Efektif Rata-rata**

Tekanan efektif rata-rata, yaitu kerja yang dihasilkan per siklus dalam setiap silinder dibagi volume langkah torak. Jika,  $J$  ( $cm.kg/kcal$ ) adalah faktor pengubah satuan, maka tekanan efektif rata-rata adalah:

$$P_{rata-rata} = \frac{W}{V_L} = \frac{w}{v}$$

Daya  $N_i$  yang dihasilkan mesin dinyatakan dalam *horsepower* ( $Hp$ ), untuk motor bakar torak empat langkah adalah: (*Petrovsky, 1968*).

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_d \cdot n \cdot i}{0,9} \quad hp \dots\dots\dots(6)$$

Dimana: 1Hp = 0,736 kW

- Pi = Tekanan rata-rata indikator, ( $kg.cm^2$ )
- $V_d = \pi/4 \cdot D^2 \cdot L$ , volume langkah torak,  $m^3$
- n = Jumlah putaran poros engkol, *rpm*
- i = Jumlah silinder
- z = 2 untuk motor diesel 4 langkah
- = 1 untuk motor diesel 2 langkah

**2.8. Bahan bakar**

**a. Spesifik konsumsi bahan bakar efektif**

$$F = 318,4 \cdot \frac{y_{ch} \cdot P_o}{P_e \cdot r \cdot L_o \cdot T_o} \quad (kg / Hp.hr) \dots\dots\dots(7)$$

Dimana:

- $y_{ch}$  = Efisiensi volumetrik
- $P_o$  = Tekanan udara dengan *turbocharger*, *bar*
- $P_e$  = Tekanan efektif rata-rata, *bar*
- $L_o$  = Kebutuhan udara teoritis untuk setiap *kg* bahan bakar
- = koefisien kelebihan udara, (1,3-1,7)
- $T_o$  = Temperatur udara luar, *K*

**b. Konsumsi bahan bakar indikator,  $F_i$**

$$F_i = y_m \cdot F \quad (kg/Hp.hr)$$

Dimana:

- $y_m$  = Efisiensi mekanik
- F = Bahan bakar spesifik, ( $kg/Hp.hr$ )

**c. Konsumsi bahan bakar menjadi tenaga**

$$F_h = F_i \cdot N_i \quad (kg/jam) \dots\dots\dots(8)$$

Dimana:

$N_i$  = Daya mesin yang dihasilkan, (*Hp*)

**d. Konsumsi bahan bakar spesifik, (SFC),**

$$Sfc = \frac{F_h}{N_i} \quad liter / kWh \dots\dots\dots(9)$$

Dimana:

$N_i$  = Daya mesin, *kW*  
 = masa jenis bahan bakar, ( $kg/dm^3$ )

**2.7. Teori Optimisasi**

Optimisasi adalah suatu proses untuk mendapatkan kondisi-kondisi yang memaksimalkan hasil yang diinginkan atau meminimalkan usaha yang dilakukan dengan memperhitungkan syarat-syarat yang diberikan (jika ada). Teknik-teknik matematika yang mempelajari metoda untuk optimisasi adalah bagian dari *operation research methods* yang merupakan metoda-metoda ilmiah dan teknik pengambilan keputusan dan untuk mendapat hasil yang terbaik atau optimal. (*Panjaitan, 2009, Optimisasi: 1*).

Model matematika standar dari persoalan optimisasi memiliki tiga unsur utama: fungsi tujuan, variabel keputusan dan fungsi kendala.

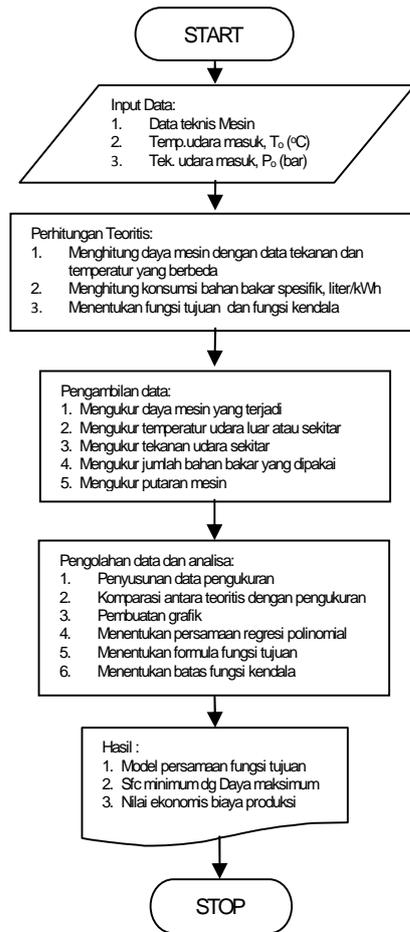
**Fungsi tujuan** : dalam formulasi persoalan optimisasi merepresentasikan tujuan yang hendak dicapai atau solusi optimal yang ingin didapat dalam bentuk persamaan matematis.

**Variabel keputusan** : merupakan variabel persoalan yang akan mempengaruhi nilai tujuan yang hendak dicapai dan secara matematis merupakan variabel dari fungsi tujuan.

**Fungsi kendala** : adalah batasan-batasan terhadap keputusan-keputusan yang mungkin dibuat yang secara matematis, dapat berupa pertidaksamaan (" $\leq$ " dan/atau " $\geq$ ") maupun persamaan (" $=$ ").

**3. Metodologi Penelitian**

Pengukuran dilakukan pada saat mesin sedang beroperasi sebagaimana biasanya, dengan menyesuaikan beban yang berlangsung tanpa mengganggu kerja mesin. Urutan proses dapat dilihat pada gambar 3.



Gambar 3. Diagram alir metodologi penelitian

**4. Perhitungan Teoritis dan Pengukuran**

**4.1. Data Teknis**

**Tabel 1. Data Teknis Kondisi Mesin dan generator**

No.	Keterangan	Spesifikasi
1	Diameter silinder	410.0 mm
2	Panjang langkah piston	470.0 mm
3	Panjang sisa langkah	29.0 mm
4	Jumlah silinder	16.0 silinder
5	Putaran mesin per menit	600.0 rpm
6	Nilai kalor bahan bakar (MFO)	9,991.0 kkal/kg
7	Output generator	8.8 MW

**4.2. Analisis hasil perhitungan teoritis**

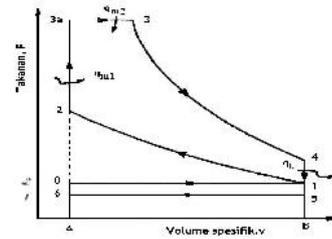
Hasil perhitungan pola pembebanan dan Sfc secara teoritis adalah sebagai berikut:

Tabel 2. Hasil perhitungan berbagai daya mesin dan spesifik konsumsi bahan bakar (SFC) secara teoritis

Daya max 8.8 MW	Beban MW	Po bar	To °C	SFC lt/kW
60%	5.29	1.3	35	0.2238
65%	5.75	1.4	37	0.2141
70%	6.25	1.5	38	0.2059
75%	6.68	1.6	39	0.2068
80%	7.05	1.7	42	0.2109
85%	7.41	1.8	45	0.2152

**4.3. Proses Perhitungan**

**a. Langkah Isap**



Gambar 4. Siklus tekanan terbatas dengan Turbocharger

$$\frac{W_{0-1}}{j} = \frac{P_o (V_d + V_c)}{j}$$

W = Kerja, *kgm*

P<sub>o</sub> = 1,3 bar, diambil dari tabel 4.2

V = Volume gas, *m*<sup>3</sup>

J = Faktor pengubah satuan, 427 (*kg.m/kcal*)

L = Panjang langkah piston, 0,470 *m*

C = Panjang langkah sisa, 0,029 *m*

D = Diameter silinder, 0,410 *m*

Hasil perhitungan adalah:

Volume langkah piston = 0,0620520 *m*<sup>3</sup>

Volume ruang bakar = 0,0038287 *m*<sup>3</sup>

Volume total = 0,0620520 + 0,0038287 = 0,0658807 *m*<sup>3</sup>

Perbandingan kompresi, ε = 17,207

Jadi kerja, W = 856,449 *Kgm* = 2,006 *Kcal*

**b. Langkah kompresi (Proses 1-2)**

Menghitung Efisiensi volumetrik (*y<sub>ch</sub>*)

$$y_{ch} = \frac{P_a \cdot V_a \cdot T_o}{P_o \cdot V_d \cdot T_a \cdot (1 + \chi r)} = 0,8598 = 85,98 \%$$

Menghitung Temperatur akhir kompresi, T<sub>c</sub>

$$T_c = T_a \cdot \nu^{n-1} = 874,43 K$$

Tekanan akhir kompresi, P<sub>c</sub>

$$P_c = P_a \cdot \nu^n = 0,9 \cdot 1,3 \cdot 17,207^{1,34} = 52,97 \text{ bar}$$

**c. Langkah pembakaran, (proses 2-3)**

Menghitung Tekanan akhir pembakaran, P<sub>z</sub>.

$$P_z = 1,7 \cdot 52,97 = 84,751 \text{ bar}$$

**d. Langkah ekspansi (Proses 3-4)**

Menghitung Temperatur ekspansi, T<sub>b</sub>

$$T_b = \frac{T_z}{\nu^{n-1}} = 2875,7 K$$

Menghitung temperatur akhir ekspansi, T<sub>b</sub>

$$T_b = \frac{T_z}{\nu^{n-1}} = 1310,0 K$$

Menghitung Tekanan ekspansi (P<sub>b</sub>)

$$P_b = \frac{P_z}{\nu^{n_2}} = 38,607 \text{ bar}$$

Maka tekanan efektif rata-rata indikator adalah:

$$P_i = 0,95.18,26 = 10,859 \text{ bar}$$

Menghitung Tekanan efektif rata-rata, ( $P_e$ )

$$P_e = y_m \cdot P_i = 8,687 \text{ bar}$$

**f. Menghitung Daya mesin,  $N_i$**

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_d \cdot n \cdot i}{0,9} = 7187,6 \text{ hp} = 5,290 \text{ MW}$$

Menghitung Bahan bakar spesifik, (F)

*Petrousky (1968: hal. 54)*

$$F = 318,4 \cdot \frac{y_{ch} \cdot P_0}{P_e \cdot r \cdot L_0 \cdot T_0} = 0,1791 \text{ kg / Hp.hr}$$

Konsumsi bahan bakar spesifik indikator,

$$F_i = 0,1433 \text{ kg/hr.Hp} = 0,1947 \text{ kg/hr.kW}$$

Konsumsi bahan bakar,

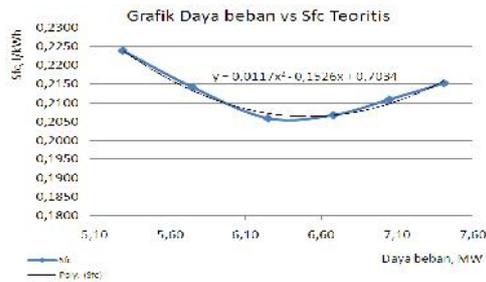
$$F_h = F_i \cdot N_i = 1.029,98 \text{ kg/hr}$$

Menghitung SFC, liter/kWh

$$Sfc = \frac{F_h}{N_i} = \frac{1029,978}{5290,057} = 0,1947 \text{ kg / kWh}$$

$$= 0,2238 \text{ liter/kWh}$$

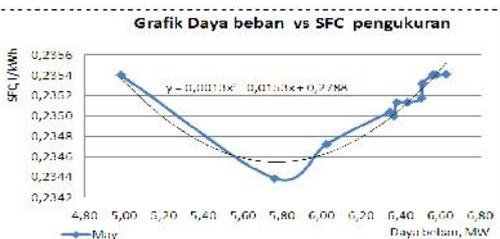
**4.4. Grafik hasil perhitungan secara teoritis**



Gambar 5. Grafik Daya beban vs Sfc secara teoritis

Dari grafik Gambar 5, terlihat bahwa beban rendah sekitar 5,29 MW sedang SFCnya 0,2238 liter/kWh, beban bertambah mendekati sekitar 6,25 MW SFC mengalami penurunan hingga 0,2059 liter/kWh kondisi ini dipengaruhi oleh peningkatan tekanan udara yang masuk ke silinder yang dibangkitkan dari turbocharger makin naik, sementara temperatur udara sekitar juga makin bertambah.

Hasil pengamatan dilapangan diperlihatkan dalam Gambar 6., yang menunjukkan bahwa beban yang terjadi pada 4,98MW, SFC terhitung 0,2354 liter/kWh, sementara beban naik mencapai 5,76 MW, SFC terhitung 0,2344 liter/kWh mengalami penurunan yang relatif kecil.



Gambar 6. Grafik Daya beban vs Sfc hasil pengukuran

Beban semakin naik konsumsi bahan bakar juga ikut naik, pada beban 6,63 MW, SFC meningkat mencapai 0,2354 liter/kWh.

**a. Optimisasi pola beban terhadap SFC, teoritis**

Sedangkan untuk mendapatkan persamaan garis, dibantu dengan Microsoft Office Excel 2007 dengan fasilitas trendline diperoleh jenis garis polynomial, yaitu:

$$y = 0,0117x^2 - 0,1526x + 0,7034$$

Dengan mendefinisikan:

y = sfc dalam, liter/kWh

x = beban daya, dalam MW

1. Dengan model persamaan polynomial, diperoleh persamaan: Fungsi tujuan, yaitu:

Meminimumkan:

$$y = 0,0117x^2 - 0,1526x + 0,7034$$

2. Fungsi kendala,  $g1 = 5 \leq x \leq 7,5$

Untuk menyelesaikan persamaan tersebut diatas, perlu dilakukan pengujian dengan menggunakan syarat cukup dan syarat perlu.

**Syarat perlu:**

- Persamaan fungsi tujuan diturunkan satu kali, untuk mendapatkan nilai stasioner x, yaitu:

$$y = 0,0117 \cdot x^2 - 0,1526 \cdot x + 0,7034$$

$$y' = 2 \cdot 0,0117x - 0,1526$$

$$x = \frac{0,152}{0,022} = 6,5214$$

**Syarat cukup:**

- Dengan menurunkan turunan pertama fungsi tujuan ke turunan ke dua adalah sebagai berikut:

$$y' = 2 \cdot 0,0117 \cdot x - 0,1526 \text{ menjadi:}$$

$$y'' = 0,0234. \text{ (maka hasilnya minimum)}$$

- Jika nilai x = 6,5214 dimasukkan ke persamaan fungsi tujuan atau fungsi awal, maka dapat diperoleh sebagai berikut:

$$y = 0,001 \cdot 6,5214^2 - 0,1526 \cdot 6,5214 +$$

$$0,7034$$

$$y = 0,2058$$

Maka hasil Sfc minimum adalah 0,2058 liter/kWh, sedangkan nilai daya beban maksimum yaitu, 6,5214 MW. Jika, nilai kendala  $g = 5 \leq x \leq 7,6$  dimasukkan ke dalam persamaan fungsi tujuan, hasilnya adalah sebagai berikut:



Gambar 7. Grafik hubungan X dan Y hasil optimasi secara teoritis

**b. Optimasi pola beban terhadap Sfc hasil pengukuran.**

Persamaan garis grafik hasil pengukuran, dilakukan pengujian dengan syarat cukup dan syarat perlu. Hasilnya adalah sebagai berikut:

**Syarat perlu:**

- Persamaan fungsi tujuan diturunkan satu kali, untuk mendapatkan nilai stasioner  $x$ , yaitu:  

$$y = 0,0013 \cdot x^2 - 0,0153 \cdot x + 0,2788$$

$$y' = 2 \cdot 0,0013x - 0,0153$$

$$x = \frac{0,0153}{0,0026} = 5,8846 \quad (\text{maksimum})$$

#### Syarat cukup:

- Dengan menurunkan turunan pertama fungsi tujuan ke turunan ke dua adalah sebagai berikut:  

$$y' = 2,0013 \cdot x - 0,0153$$

$$y' = 0,0026 \cdot x - 0,0153, \quad \text{menjadi:}$$

$$y'' = 0,0026. \quad (\text{maka hasilnya minimum})$$

Jika nilai  $x = 5,8846$  dimasukkan ke persamaan fungsi tujuan atau fungsi awal, maka dapat diperoleh sebagai berikut:

$$y = 0,2338$$



Gambar 8. Grafik hubungan X dan Y hasil optimasi pengukuran

Maka hasil konsumsi bahan bakar spesifik (sfc) minimum adalah 0,2338 liter/kWh, sedangkan nilai daya beban maksimum yaitu, 5,8846 MW. Jika, nilai kendala  $g = 5 \leq x \leq 6,7$ , dimasukkan ke dalam persamaan fungsi tujuan, hasilnya adalah sebagai berikut:

## 5. Kesimpulan

Beberapa kesimpulan diantaranya adalah sebagai berikut:

- Analisa perhitungan teoritis, menghasilkan SFC minimum sebesar 0,2058 liter/kWh pada daya maksimal sebesar 6,5214 MW.
- Analisa pengukuran, menghasilkan SFC minimum sebesar 0,23378 liter/kWh pada daya maksimal sebesar 5,8846 MW.
- SFC pada pola pembebanan yang terjadi pada mesin diesel SWD 16TM410, dari 4,98 MW (56,5%) dengan SFC 0,2354 liter/kWh cenderung mengalami penurunan hingga pada beban 5,76 MW (64%) dengan SFC 0,2344 liter/kWh dan meningkat kembali pada beban maksimal hingga 6,63 MW (74%) dengan SFC 0,2354 liter/kWh.
- Efisiensi yang dapat diperoleh sebesar 11,97 % dari sisi bahan bakar, sedangkan efisiensi beban daya sebesar 10,82%.

#### Saran yang bisa diberikan adalah:

- Bagi PLN dan para pemakai mesin diesel SWD 16TM410 dengan pola pembebanan yang stabil pada daerah optimal akan sangat membantu dalam hal

penghematan bahan bakar sehingga dapat menekan biaya operasional.

- Pengukuran konsumsi bahan bakar selanjutnya diperlukan peralatan alat ukur yang spesifik dan tahan terhadap temperatur tinggi, terutama pada flow meter, untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat.

#### Referensi:

- [1]. Arismunandar, W, 1993, *Motor Diesel Putaran Tinggi*, Pradaya pratama, Jakarta.
- [2]. Archie W.Culp, Jr., & Sitompul D, 1996, *Prinsip-prinsip Konversi Energi*, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- [3]. Cannale C., 1974, *Metode Numerik Untuk Teknik dengan penerapan pada Komputer Pribadi*, Erlangga, Jakarta.
- [4]. Khovakh, M, 1979, *Motor Vehicle Engines*, Mir Publishers, Koscow.
- [5]. Lester, Lichty, C., 1967, *Internal Combustion Enginer*, Mc Graw-Hill book company, Inc. New york.
- [6]. Maleev, VL, 1995, *Operasi dan Pemelihan-araan Motor Diesel*, Erlangga, Jakarta.
- [7]. Petrousky, N, 1968, *Marine Internal Com-bustion Engine*, Mir Publishers, Moskow.
- [8]. Panjaitan, S.D, 2009, *Optimisasi (MME-608)*.
- [9]. William C. Reynold. 1989, *Termodinamika Teknik I*, Edisi kedua, Penerbit Erlangga, Jakarta.

#### Biography.

**Eko Widagdo**, lahir di Pati, tanggal 29 Agustus 1963. Lulus Diploma Teknik Mesin (D3) Politeknik Universitas Diponegoro tahun 1985, lulus S1 Teknik Mesin Universitas Diponegoro tahun 1996 dan lulus S2 Teknik Elektro Universitas Tanjung Pura pada tahun 2013. Dari tahun 1988 hingga saat ini bekerja sebagai tenaga pengajar di jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Pontianak.

