

ANALISIS PEMAKAIAAN BAHAN BAKAR DIESEL AKIBAT PENGARUH OVERSIZE MESIN MITSUBISHI 6D16-OA PADA KAPAL SPOB LATJINTA

MARLON HETHARIA¹
YOLANDA J. LEWERISSA²
VALERIAN VALESKA³

Program Studi Teknik Mesin

^{1,3}Universitas Kristen Papua

²Politeknik Saint Paul Sorong

Email : aln_heth@yahoo.com ; ruselloanz@yahoo.co.id ; valerianvaleska@gmail.com

ABSTRAK

Sistem penggerak kapal terbagi menjadi tiga sistem, yang merupakan sistem paling utama dalam penggerak kapal, yaitu mesin penggerak utama (main engine), sistem transmisi dan alat gerak (propulsor). Sistem transmisi dalam kapal berfungsi untuk menyambungkan gerakan dari mesin penggerak utama (main engine) ke alat gerak kapal (propulsor). Mesin diesel masih menjadi pilihan utama. Mesin diesel Mitsubishi adalah salah satu mesin diesel 4 tak 6 silinder dengan daya 185 HP yang digunakan oleh kapal spob latjinta sebagai mesin penggerak utamanya. Kapal SPOB LATJINTA adalah sebuah kapal milik PT. Klasaman Permai yang mana berfungsi sebagai kapal suplai bahan bakar ke daerah-daerah terpencil di kawasan Papua Barat.

Dalam penelitian ini metode yang digunakan adalah observasi lapangan untuk memperoleh data primer, dan didukung dengan data sekunder yang diperoleh dari wawancara.

Dari hasil penelitian dan analisis data yang dilakukan diperoleh kesimpulan bahwa perhitungan pemakaian bahan bakar (B) diperoleh pemakaian bahan bakar pada mesin Mitsubishi 6D16 adalah sebesar 42.262 kg/jam.

Kata Kunci : mesin diesel, bahan bakar solar, mesin pembakaran dalam

ABSTRACT

Ship propulsion system is divided into three systems, which are the most important systems in ship propulsion, namely the main driving engine (main engine), transmission system and propulsion. Transmission system in the ship serves to connect the movement of the main engine (main engine) to the ship's motion equipment (propulsor). Diesel engines are still the main choice. The Mitsubishi diesel engine is one of the 6 stroke 4 cylinder diesel engines with a 185 HP power used by the latjinta spob as its prime mover. SPOB LATJINTA ship is a ship owned by PT. Klasaman Permai which functions as a fuel supply ship to remote areas in West Papua.

In this study the method used is field observation to obtain primary data, and is supported by secondary data obtained from interviews.

From the results of research and data analysis, it was concluded that the calculation of fuel usage (B) obtained fuel consumption on the Mitsubishi 6D16 engine was 42,262 kg / hour.

Keywords: diesel engines, diesel fuel, internal combustion engines

PENDAHULUAN

Di era globalisasi saat ini hampir semua bidang teknologi mengalami perkembangan tak terkecuali bidang transportasi laut terutama dalam bidang perkapalan baik dari segi konstruksi maupun dari segi pemakaian mesin pendorong kapal.

Mesin Diesel merupakan jenis mesin yang banyak dipakai sebagai tenaga utama pendorong kapal karena pemakaian bahan bakar yang irit

serta konstruksi yang tidak terlalu besar juga menghasilkan tenaga yang besar, hal ini yang membuat pelaku usaha perkapalan melirik mesin disel sebagai tenaga penggerak pada kapal-kapal yang mereka produksi.

Kapal SPOB LATJINTA adalah sebuah kapal milik PT.Klasaman Permai yang mana berfungsi sebagai kapal suplai bahan bakar ke daerah-daerah terpencil di kawasan Papua Barat, yang mana juga menggunakan mesin Diesel sebagai tenaga penggerak utama. dengan

demikian penulis sangat tertarik melakukan penelitian terhadap pemakaian bahan bakar jenis solar pada kapal tersebut, Tujuan penelitian ini adalah sebagai berikut : untuk mengetahui besar pemakaian bahan bakar akibat oversize mesin diesel Mitsubishi 6D16 pada kapal SPOB LATJINTA.

KAJIAN PUSTAKA

Mesin Diesel

Mesin diesel merupakan salah satu jenis dari mesin pembakaran dalam. Pada mesin diesel, penyalan bahan bakar terjadi karena bahan bakar diinjeksikan ke dalam silinder yang berisi udara dengan kondisi temperatur dan tekanan tinggi. Oleh sebab itu, mesin diesel disebut juga mesin dengan penyalan kompresi. Mesin dengan penyalan kompresi ini menghasilkan emisi gas buang yang cukup tinggi dan berbahaya bagi kesehatan dan lingkungan sekitar. Kadar yang tinggi dari Nitrogen oksida (NO_x), karbon monoksida (CO), karbon dioksida (CO_2) dan partikel emisi lain yang berhubungan dengan bahan bakar diesel merupakan isu yang telah lama muncul. Akan tetapi, sampai saat ini penggunaan mesin diesel tetap menjadi idola dalam dunia transportasi maupun dunia industri. Hal ini disebabkan karakteristik dari mesin diesel memiliki rasio kompresi tinggi sehingga mampu menghasilkan daya yang besar. (Hetharia, M. 2012)

Motor bakar adalah salah satu jenis mesin konversi energi yang dapat mengubah energi kimia yang bersumber dari bahan bakar menjadi energi panas yang dihasilkan melalui proses pembakaran antara udara dan bahan bakar dalam suatu ruang bakar, yang selanjutnya diubah lagi menjadi energi mekanis (energi kerja). (Banne, Markus Sampe 2012)

Motor bakar ada dua macam yaitu motor pembakaran dalam (*internal combustion engine*) dan motor pembakaran luar (*external combustion engine*), contoh motor pembakaran luar (*external combustion engine*) adalah mesin uap, mesin turbin dan lain sebagainya, contoh motor pembakaran dalam (*internal combustion engine*) adalah motor Diesel, motor bensin dan lainnya. (Eryadi, D., Putra, T. D., & Endayani, I. D. 2016)

Proses pembakaran berlangsung di dalam motor itu sendiri sehingga gas pembakaran yang terjadi sekaligus berfungsi sebagai fluida kerja. Seperti pada motor bakar, torak mempergunakan beberapa silinder yang

didalamnya terdapat torak yang bergerak translasi (bolak-balik). Didalam silinder itulah terjadi pembakaran antara bahan bakar dengan oksigen dari udara. Gas pembakaran yang dihasilkan oleh proses tersebut mampu menggerakkan torak yang oleh batang penghubung (batang penggerak) dihubungkan dengan proses engkol, gerak translasi torak tadi menyebabkan gerak rotasi pada poros engkol dan sebaliknya gerak tersebut menimbulkan gerak translasi pada torak. (Lewerissa, Yolanda J 2012)

Pembakaran pada motor diesel terjadi karena bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam silinder terbakar dengan sendirinya akibat tingginya suhu udara kompresi dalam ruang bakar. Sehingga tekanan dalam silinder akan naik dengan cepat dan akan mendorong piston bergerak dari titik mati atas ketitik mati bawah. (Murni, M. (2010)

Cara Kerja Mesin Diesel Secara Umum

Ketika udara dikompresi suhunya akan meningkat (seperti dinyatakan oleh Hukum Charles), mesin diesel menggunakan sifat ini untuk proses pembakaran. Udara disedot ke dalam ruang bakar mesin diesel dan dikompresi oleh piston yang merapat, jauh lebih tinggi dari rasio kompresi dari mesin bensin. Beberapa saat sebelum piston pada posisi Titik Mati Atas (TMA) atau BTDC (Before Top Dead Center), bahan bakar diesel disuntikkan ke ruang bakar dalam tekanan tinggi melalui nozzle supaya bercampur dengan udara panas yang bertekanan tinggi. Hasil pencampuran ini menyala dan membakar dengan cepat. Penyemprotan bahan bakar ke ruang bakar mulai dilakukan saat piston mendekati (sangat dekat) TMA untuk menghindari detonasi. Penyemprotan bahan bakar yang langsung ke ruang bakar di atas piston dinamakan injeksi langsung (*direct injection*) sedangkan penyemprotan bahan bakar kedalam ruang khusus yang berhubungan langsung dengan ruang bakar utama dimana piston berada dinamakan injeksi tidak langsung (*indirect injection*). (Martyr, A. J. and M A Plint 2007)

Sistem Bahan Bakar Motor diesel

Sistem bahan bakar pada motor diesel yang banyak dipakai adalah :

1. sistem pompa pribadi
2. sistem distribusi
3. sistem akumulator.

Ketiga sistem tersebut menggunakan tangki bahan bakar, saringan, dan pompa penyalur.

Saringan bahan bakar diperlukan untuk mencegah masuknya kotoran ke dalam pompa dan penyemprot. Kotoran di dalam bahan bakar dapat menyebabkan keausan pada pompa dan penyemprot serta kerusakan lainnya. Selain itu, penyumbatan saluran bahan bakar oleh kotoran akan mengganggu proses kerja motor diesel yang pada akhirnya berakibat pada kerusakan. (Arismunandar Wiranto 1981)

Pompa Injeksi

Fungsi pompa injeksi bahan bakar pada motor diesel adalah untuk memasukkan bahan bakar ke dalam ruang pembakaran melalui pengabut pada saat yang telah ditetapkan dalam jumlah sesuai dengan daya yang harus dihasilkan. Untuk mendapatkan jumlah bahan bakar itu pelaksanaannya ditentukan oleh plunyer yang digerakkan oleh poros (nok) pompa tersebut. Plunyer merupakan sebuah batang yang sebagian kelilingnya dikelupas membentuk jalur. Pada dinding silindernya terdapat lubang isap, sedangkan pada kepala silinder terdapat katup yang akan terbuka apabila tekanan di dalam silinder telah mencapai harga tertentu. Lubang isap akan terbuka dan tertutup oleh batang plunyer. Proses penekanan terjadi pada saat hubungan antara ruang di sebelah atas plunyer dan ruang isap dalam keadaan tertutup. Kapasitas pompa dapat diatur dengan mengubah (memutar) posisi plunyer terhadap lubang isap. Panjang langkah dari plunyer adalah tetap, tetapi dengan memutar plunyer saat berakhirnya langkah tekan dapat diatur. Saat penyemprotan bahan bakar ke dalam ruang bakar dapat diatur dengan mengubah posisi poros (nok) pompa terhadap poros engkol.

Injektor

Penyemprotan bahan bakar ke dalam silinder dilaksanakan dengan mempergunakan sebuah alat penyemprot bahan bakar (injektor). Karena bahan bakar yang disemprotkan itu harus habis terbakar maka injektor tersebut harus dapat memasukkan bahan bakar ke dalam silinder sesuai dengan kebutuhan. Selain itu, injektor juga harus dapat mengabutkan bahan bakar sesuai dengan derajat pengabutan yang diminta, serta mendistribusikan bahan bakar untuk memperoleh pembakaran yang sempurna dalam waktu yang direncanakan.

Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar

Perhitungan pemakaian bahan bakar spesifik indikator (F_i)

Pemakaian bahan bakar spesifik indikator dapat ditentukan dengan persamaan: (Petrovsky, N. 1978)

$$F_i = 318,4 \times \frac{\eta_{ch} \times P_o}{P_i \times T_o \times \alpha \times L_o'} \text{ kg/HP.jam} \quad (1)$$

Di mana,

η_{ch} : Efisiensi pengisian

P_o : Tekanan udara luar, kg/cm²

P_i : Tekanan indikator, kg/cm²

T_o : Temperatur udara luar, K

α : Koefisien udara lebih

L_o' : Jumlah udara teoritis yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar.

Perhitungan pemakaian bahan bakar spesifik efektif (F)

Pemakaian bahan bakar spesifik efektif dapat ditentukan dengan persamaan: (Petrovsky, N. 1978)

$$F = 318,4 \times \frac{\eta_{ch} \times P_o}{P_e \times T_o \times \alpha \times L_o'} \text{ kg/HP.jam} \quad (2)$$

Di mana,

η_{ch} : Efisiensi pengisian

P_o : Tekanan udara luar, kg/cm²

P_e : Tekanan efektif, kg/cm²

T_o : Temperatur udara luar, K

α : Koefisien udara lebih

L_o' : Jumlah udara teoritis yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar.

Perhitungan pemakaian bahan bakar efektif per-jam (B)

Pemakaian bahan bakar efektif per-jam dapat ditentukan dengan persamaan: (Petrovsky, N. 1978)

$$B = F \times N_e \quad (3)$$

Di mana,

F : Pemakaian bahan bakar spesifik efektif, kg/HP.jam

N_e : Daya efektif

METODOLOGI PENELITIAN

Metode penelitian yang digunakan untuk melakukan penelitian ini adalah metode observasi dimana penulis langsung melakukan penelitian pada kapal SPOB Latjinta dengan melihat komponen mesin serta pengukuran bahan bakar harian sebagai masukan untuk

penulisan ini dengan menggunakan rumus dasar motor bakar.

Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian diawali dengan melakukan pengambilan data. Data yang diambil adalah data spesifikasi mesin, dan data wawancara. Analisis dilakukan secara teoritis, yaitu menghitung pemakaian bahan bakar mesin berdasarkan data spesifikasi mesin dan data operasional harian.

Data spesifikasi mesin yang digunakan dalam perhitungan adalah sebagai berikut:

Tabel 1. Data spesifikasi mesin

TipeMesin	Mitsubishi 6D16
Diameter / Langkah	11.8/11.5cm
Volume Silinder	7.545 cc
Perbandingan Kompresi	17,5 : 1
Tenaga Maksimum	190 PS /2.900 rpm
Torsi Maksimum	53kg.m putaran 1400 rpm

PEMBAHASAN

Data parameter Awal dari spesifikasi mesin yang digunakan dalam perhitungan adalah:

Tabel 2. Data parameter awal

Data Parameter Awal	
Tipe mesin	4 Langkah
Jumlah silinder (i)	6 sejajar
Diameter silinder (D)	11.8 cm
Panjang langkah torak (S)	11.5 cm
Daya output mesin (Ne)	187 HP
Putaran mesin (n)	1800rpm
Harga kalor bahan bakar (Qb)	10200 kkal/kg (42700 kJ/kg)
Koefisien tak untuk mesin 4 tak	2
Perbandingan kompresi (ϵ)	17,5 : 1

Tabel 3. Data Oversize

TipeMesin	Mitsubishi 6D16
Diameter / Langkah	12.3/11.5cm
Perbandingan Kompresi	17,5 : 1
Tenaga Maksimum	190 PS /2.900 rpm
Torsi Maksimum	53 kg.m putaran 1400 rpm
Tipe mesin	4 Langkah
Jumlah silinder (i)	6 sejajar
Diameter silinder (D)	12.3 cm
Panjang langkah torak (S)	11.5 cm
Daya output mesin (Ne)	187 HP
Putaran mesin (n)	1800 Rpm

TipeMesin	Mitsubishi 6D16
Harga kalor bahan bakar (Qb)	10200 kkal/kg (42700 kJ/kg)
Koefisien tak untuk mesin 4 tak	2
Perbandingan kompresi (ϵ)	17,5 : 1

Parameter pendekatan awal yang diperlukan untuk perhitungan adalah :

- Perbandingan kompresi (ϵ): 17,5 : 1
- Koefisien udara lebih (α) : 1,2
- Temperatur udara luar (T_o) : 300 K
- Tekanan udara luar (P_o) : 1 kg/cm²
- Koefisiensisa gas pembakaran (γ_r) : 0,00
- Harga kalori bahan bakar (QL) : 10200 kkal/kg (42700 kJ/kg)
- Komposisi kimia bahan bakar : 86% C, 13% H, dan 1% O
- Temperatur sisa gas pembakaran (T_r) : 800 K

Hasil Perhitungan Awal

Perhitungan diawali dengan perhitungan langkah pengisian, langkah kompresi, langkah pembakaran, langkah ekspansi dan perhitungan tekanan dan daya motor. Hasil perhitungan dapat dilihat pada table dibawah ini.

Tabel 4. Perhitungan awal

Perhitungan konsumsi bahan bakar motor diesel bahan bakar solar			
Materi perhitungan	Standar	Over size	Satuan
A. Perhitungan langkah pengisian			
1. Perhitungan temperatur masuk			
P_o	1.0	1.0	Bar
P_a	0.9	0.9	Bar
$T_o = t_{sup}$	300	300	K
Δt_w	20	20	°C
T_r	800	800	K
T_a	320	320	K
2. Perhitungan randemen pengisian			
E, rasio kompresi	17.5	17.49	
H_{ch} , randemen pengisian	0.895	0.895	
B. Perhitungan langkah kompresi			
1. Perhitungan harga n_1			
A	4.62	4.62	
B	0.00053	0.00053	
N_1	1.3754932	1.38083	
$N_1 - 1$	0.3754932	0.38083	
Hitung - n_1	0.00002	0.00000	
2. Perhitungan temperatur akhir kompresi			
T_c	937.351	797.524	K

3. Perhitungan tekanan akhir kompresi			
P_c	46.135	44.410	Bar
C. Perhitungan langkah pembakaran			
1. Perhitungan jumlah udara teoritis			
C	0.86	0.86	Mol
H	0.13	0.13	Mol
O	0.01	0.01	Mol
$L_{O'}$	0.4945	0.4945	Mol/kg.bb
A, koefisien kelebihan udara	1.2	1.2	
M_c	0.593	0.593	Mol/kg.bb
2. Pembakaran 1 kg bahan bakar			
M-co ₂	0.0717	0.0717	Mol
M-h ₂ O	0.0650	0.0650	Mol
M-O ₂	0.0208	0.0208	Mol
M-n ₂	0.4688	0.4688	Mol
M_g	0.6263	0.6263	Mol/kg.bb
3. Perhitungan koefisien perubahan molukel			
M_o	1.055	1.055	
M	1.055	1.055	
4. Perhitungan isi muatan relatif gas hasil pembakaran			
V-co ₂	0.114	0.114	
V-h ₂ O	0.104	0.104	
V-O ₂	0.033	0.033	
V-n ₂	0.749	0.749	
5. Perhitungan harga jenis molukel gas volume konstan			
A-co ₂	7.82	7.82	
A-h ₂ O	5.79	5.79	
A-O ₂	4.62	4.62	
A-n ₂	4.62	4.62	
A_g	5.108	5.108	
B-co ₂	0.00125	0.00125	
B-h ₂ O	0.00112	0.00112	
B-O ₂	0.00053	0.00053	
B-n ₂	0.00053	0.00053	
B_g	0.00067	0.00067	
6. Perhitungan tingkat perbandingan tekanan			
P_z	110	110	Bar
P_c	46.135	46.135	Bar
Δ	2.384	2.384	
7. Perhitungan panas jenis molukel pada volume konstan			
T_a	320	320	K
(mcv) _a	4.7896	4.7896	Kkal/mol °C
8. Perhitungan temperatur akhir pembakaran			
Perhitungan ruas kanan pers.23			
ξ_z	0.65	0.65	

Q_b , nilai kalor bahan bakar	10200	10200	Kkal/kg.bb
L	0.593	0.593	Jml udara/kg.b b
Δ	2.384	2.384	
T_c	937.351	937.351	K
X	20097.770	20097.770	
T_z dari bentuk kuadrat pers.23			
M	1.055	1.055	
B _g	0.00067	0.00067	
(ag + 1.985)	7.093	7.093	
C = -(x/μ)	-19044.768	-	19044.768
Determinan	10.081	10.081	
T_z	2217.939	2217.939	K
D. Perhitungan langkah ekspansi			
1. Perhitungan ekspansi pendahuluan			
P (rho)	1.047	1.047	
2. Perhitungan derajat ekspansi susulan			
Δ (dow)	16.710	16.710	
3. Perhitungan eksponen politropik ekspansi (n_2)			
A_g	5.108	5.108	
B_g	0.00067	0.00067	
N ₂	1.2720610	1.2720610	
N ₂ - 1	0.2720610	0.2720610	
Hitung n_2	0.00000	0.00000	
4. Perhitungan temperatur akhir ekspansi			
T_b	1030.920	1030.920	K
5. Perhitungan tekanan akhir ekspansi			
P_b	3.060	3.060	Bar
E. Perhitungan untuk konstruksi diagram indikator			
1. Perhitungan volume kompresi			
D-sil	11.8	12.3	Cm
S-torak	11.5	11.5	Cm
V_s	1256.989	1365.770	Cm ³
V_c	76.181	82.774	Cm ³
2. Perhitungan volume silinder keseluruhan			
V_a	1333.170	1448.544	Cm ³
3. Perhitungan volume siklus			
V_1	1333.170	1448.544	Cm ³
V_2	76.181	82.774	Cm ³
V_3	76.181	82.774	Cm ³
V_4	79.782	86.687	Cm ³
Δ (dow)	16.710	16.710	
V_5	1333.170	1448.544	Cm ³
P (rho)	1.047	1.047	
F. Perhitungan tekanan dan daya motor			
1. Perhitungan tekanan indikator			

P (rho)	1.047	1.047	
Δ (dow)	16.710	16.710	
E - 1	16.5	16.5	
$\Delta \times \rho$	2.497	2.497	
N_1	1.3754932	1.3754932	
$N_1 - 1$	0.3754932	0.3754932	
N_2	1.2720610	1.2720610	
$N_2 - 1$	0.2720610	0.2720610	
P_t	9.145	9.145	Bar
Φ	0.960	0.960	
P_i	8.779	8.779	Bar
2. Perhitungan tekanan efektif			
Putaran motor (n)	2900	2900	rpm
Koefisien langkah (z)	2	2	
Jumlah silinder (i)	6	6	
Randemen mekanis (η_m)	0.878	0.808	
Daya mesin	187.327	187.311	Hp = 189.909 ps
P_e	7.708	7.094	Bar

Pemakaian Bahan Bakar (B)

Perhitungan pemakaian bahan bakar diawali dengan perhitungan pemakaian bahan bakar spesifik yang diatur sebagai berikut :

Kondisi Standar

- a. Pemakaian Bahan Bakar Spesifik Indikator (F_i)

Pemakaian bahan bakar spesifik indikator diperoleh dengan perhitungan sebagai berikut :

$$F_i = 318,4 \times \frac{\eta_{ch} \times P_o}{P_i \times T_o \times \alpha \times L_o} \text{ kg/HP.jam}$$

$$= 318,4 \times \frac{0,895 \times 1}{8.779 \times 300 \times 1,2 \times 0.495}$$

$$= 0,182 \text{ kg/HP.jam}$$

- b. Pemakaian Bahan Bakar Spesifik Efektif (F_e)

Pemakaian bahan bakar spesifik efektif diperoleh sebagai berikut :

$$F_e = 318,4 \times \frac{\eta_{ch} \times P_o}{P_e \times T_o \times \alpha \times L_o} \text{ kg/HP.jam}$$

$$= 318,4 \times \frac{0,895 \times 1}{7.708 \times 300 \times 1,2 \times 0.495}$$

$$= 0,208 \text{ kg/HP.jam}$$

- c. Pemakaian Bahan Bakar (B)

Pemakaian bahan bakar dapat dihitung dengan persamaan yang bergantung pada pemakaian bahan bakar spesifik indikator dan pemakaian bahan bakar spesifik efektif. Hasil perhitungan dari kedua persamaan akan menghasilkan nilai yang sama. Jadi perhitungan pemakaian bahan bakar dilakukan sebagai berikut :

$$B = F_e \times N_e = 0,208 \times 187,327$$

$$= 38,893 \text{ kg/jam}$$

Kondisi Oversize

- a. Pemakaian Bahan Bakar Spesifik Indikator (F_i)

Pemakaian bahan bakar spesifik indikator diperoleh dengan perhitungan sebagai berikut :

$$F_i = 318,4 \times \frac{\eta_{ch} \times P_o}{P_i \times T_o \times \alpha \times L_o} \text{ kg/HP.jam}$$

$$= 318,4 \times \frac{0,895 \times 1}{8.779 \times 300 \times 1,2 \times 0.495}$$

$$= 0,182 \text{ kg/HP.jam}$$

- b. Pemakaian Bahan Bakar Spesifik Efektif (F_e)

Pemakaian bahan bakar spesifik efektif diperoleh sebagai berikut :

$$F_e = 318,4 \times \frac{\eta_{ch} \times P_o}{P_e \times T_o \times \alpha \times L_o} \text{ kg/HP.jam}$$

$$= 318,4 \times \frac{0,895 \times 1}{7.094 \times 300 \times 1,2 \times 0.495}$$

$$= 0,226 \text{ kg/HP.jam}$$

- c. Pemakaian Bahan Bakar (B)

Pemakaian bahan bakar dapat dihitung dengan persamaan yang bergantung pada pemakaian bahan bakar spesifik indikator dan pemakaian bahan bakar spesifik efektif. Hasil perhitungan dari kedua persamaan akan menghasilkan nilai yang sama. Jadi perhitungan pemakaian bahan bakar dilakukan sebagai berikut :

$$B = F_e \times N_e = 0,226 \times 187,311$$

$$= 42.262 \text{ kg/jam}$$

PENUTUP

Dari hasil penelitian dan analisis diperoleh kesimpulan bahwa Pemakaian bahan bakar sebelum oversize adalah 38.893 kg/jam. Sehingga diperoleh pemakaian bahan bakar setelah di oversize adalah 42.262 kg/jam.

DAFTAR PUSTAKA

- Banne, Markus Sampe. ("Analisa Kandungan Karbon Monoksida (CO) Pada Mesin Diesel Dan Bensin.") (*Arika Jurnal Teknik Industri* 2011): 191-200.
- Eryadi, D., Putra, T. D., & Endayani, I. D. (2016). Pengaruh penggunaan alat penghemat bahan bakar berbasis elektromagnetik terhadap unjuk kerja mesin diesel. *PROTON*,
- Lewerissa, Y. J. (2013, Agustus 19). *e-Journal Program Pascasarjana Universitas Hasanuddin*. Retrieved from Pasca UNHAS: <http://pasca.unhas.ac.id/jurnal/#2109>

- Hetharia, M. (2012). Analisa Pengaruh Kapasitas Udara Untuk Campuran Bahan Bakar Terhadap Prestasi Mesin Diesel. *Arika Jurnal Teknik Industri*.
- Murni,M.(2010). *Kaji Eksperimental Pengaruh Temperatur Biodisel Minyak Sawit Terhadap Performansi Mesin Diesel Direct Injection Putaran Konstan* (Doctoral dissertation, Diponegoro University).
- Martyr, A. J. and M A Plint. Engine Testing Theory And Practice Third Edition. Elsevier, 2007
- Arismunandar Wiranto,*Motor Diesel Putaran Tinggi*(Jakarta:Pradya Paramita ,1981)
- Petrovsky, N. (1978). *Marine Internal Combustion Engines*. Moscow: Mir Publishers.