

# Analisis Ukuran Celah Katup Terhadap Kinerja Mesin Diesel

Herlan Maulana<sup>1\*</sup>, Hadi Pranoto<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercu Buana  
Jl. Raya Meruya Selatan, Kembangan, Jakarta 11650, Indonesia

<sup>2</sup>Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercu Buana  
Jl. Raya Meruya Selatan, Kembangan, Jakarta 11650, Indonesia

\*Email Koresponden: herlanutn@gmail.com

---

## Abstrak

Ukuran kerenggangan celah katup silinder merupakan salah satu parameter yang sangat berpengaruh terhadap performansi mesin Diesel. Pemilihan ukuran kerenggangan celah katup yang dapat memberikan performance terbaik pada saat mesin mengalami pemeliharaan secara periodik sering menjadi persoalan, terutama bagi mesin Diesel yang telah dioperasikan lebih dari 5 tahun. Ukuran kerenggangan celah katup standar pada spesifikasi mesin tersebut adalah 0,4 mm. Tujuan penelitian ini untuk menganalisa kerenggangan celah katup yang dapat menghemat pemakaian bahan bakar pada mesin Diesel type 4JA1 2500. Metode penelitian ini dengan cara melakukan pengumpulan data dengan cara pengujian variasi penyetelan celah katup dan variasi putaran mesin. Percobaan variasi kerenggangan katup mesin Diesel ukuran celah katup 0,2 mm, 0,3 mm, 0,4 mm, 0,5 mm, dan 0,6 mm. Hasil pengujian menunjukkan bahwa, dibandingkan dengan ukuran celah katup 0,2 mm, 0,3 mm, 0,4 mm, dan 0,5 mm, silinder mesin dengan ukuran kerenggangan celah katup 0,6 mm menghasilkan performance yang paling optimal di mana pemakaian bahan bakar spesifiknya yang paling rendah.

**Kata kunci:** bahan bakar, celah katup, efisiensi mesin, kinerja mesin, mesin diesel

## Abstract

The size of the cylinder valve clearance gap is one of the parameters that greatly influences the performance of a Diesel engine. Choosing a valve clearance size that can provide the best performance when the engine undergoes regular maintenance is often a problem, especially for Diesel engines that have been in operation for more than 5 years. The standard valve gap size in engine specifications is 0.4 mm. The aim of this research is to analyze valve gap tension which can save fuel consumption in the Diesel engine type 4JA1 2500. This research method involves collecting data by testing variations in valve gap adjustment and variations in engine speed. Experiments on variations in Diesel engine valve tension with valve gap sizes of 0.2 mm, 0.3 mm, 0.4 mm, 0.5 mm and 0.6 mm. The test results show that, compared with valve gap sizes of 0.2 mm, 0.3 mm, 0.4 mm, and 0.5 mm, engine cylinders with a valve gap size of 0.6 mm produce the most optimal performance when used. the lowest specific fuel.

**Keywords:** fuel, valve clearance, engine efficiency, engine performance, diesel engines

---

## 1. Pendahuluan

Seiring dengan perkembangan jaman dalam industri global terutama industri transportasi, sudah selayaknya kendaraan harus bisa menghemat bahan bakarnya [1]. Pesawat yang sangat penting sebagai sumber penggerak salah satunya adalah motor bakar [2]. Jenis motor bakar yang umum dipakai pada dunia transportasi yaitu mesin bensin dan mesin Diesel. Kedua jenis tersebut memiliki kelebihan dan kekurangan masing-masing sehingga untuk jenis transportasi yang satu lebih efektif memakai mesin bensin tetapi sarana transportasi yang lain lebih menguntungkan memakai mesin Diesel [3]. Mesin Diesel pada umumnya menggunakan motor bakar torak yang berbahan bakar solar. Motor bakar

tersebut merupakan sebutan dari mesin yang dapat mengubah tenaga panas hasil pembakaran bahan bakar menjadi tenaga gerak [4]. Pada mesin Diesel menggunakan pembakaran dalam (*internal combustion engine*) karena motor bakar tersebut dalam melakukan pengubahan tenaga panas menjadi tenaga penggerak dilakukan di dalam ruang bakar mesin tersebut [5]. Panas hasil pembakaran diubah menjadi kerja mekanis dengan gerak translasi pada torak, kemudian gerak translasi tersebut diteruskan oleh batang torak untuk memutar poros engkol sehingga menghasilkan gerak rotasi [6]. Pertimbangan menggunakan mesin Diesel adalah memiliki efisiensi panas yang tinggi, bahan bakarnya lebih hemat yang berarti bahwa mesin Diesel lebih sedikit mengkonsumsi bahan bakar dibanding mesin bensin untuk menyediakan tenaga yang sama, biaya

operasional yang lebih murah, mesin Diesel lebih tahan lama dan tidak memerlukan instalasi pengapian, sehingga gangguan-gangguan yang terjadi lebih kecil dibanding dengan mesin bensin [7]. Momen yang dihasilkan mesin Diesel lebih besar dibanding mesin bensin [8].

Mesin Diesel yang umum dalam industri transportasi adalah termasuk jenis mesin berukuran kecil dengan volume silinder total 2500 cc. Mesin jenis ini di Indonesia banyak dipergunakan bagi berbagai keperluan seperti untuk kendaraan penumpang ataupun untuk kendaraan serbaguna, sehingga merupakan salah satu penyumbang terbesar dalam hal peningkatan konsumsi bahan bakar, terutama bahan bakar solar. Untuk mempertahankan kondisi mesin selama penggunaannya agar dapat bekerja optimal dengan konsumsi bahan bakar yang rendah, maka serangkaian program pemeliharaan secara periodik perlu dilakukan [9]. Namun yang sering terjadi adalah pada berbagai pusat pemeliharaan kendaraan bermotor saat sebuah kendaraan musti mengalami maintenance (*tune up*) secara periodik yang dilakukan adalah penyetelan ukuran kerenggangan katup hisap dan katup buang sesuai dengan standar saat mesin tersebut masih dalam keadaan baru. Padahal dalam prakteknya kendaraan sudah dioprasikan pada jangka waktu yang cukup lama dan tidak lagi baru kondisinya [10].

Dalam hal ini, mesin yang sudah dioprasikan cukup lama akan mengalami berbagai perubahan kondisi dimana komponen dan system yang ada didalam mesin telah berubah dan tidak sesuai lagi dengan kondisi saat mesin dalam keadaan baru [11]. Oleh karena itu adalah penting untuk mengevaluasi kembali kondisi mesin yang paling baik yang dapat memberikan performa yang paling optimal, seperti misalnya pemakaian bahan bakar spesifik yang paling rendah [12]. Pada mesin ini saat masih dalam keadaan baru ukuran kerenggangan celah katup yang standar adalah 0,40 mm. Sekarang mesin ini sudah dipekerjakan sebagai kendaraan penumpang selama kurang lebih 20 tahun pengoprasian. Oleh karena itu dalam penelitian ini akan dipelajari bagaimana kinerja mesin selama dilakukan pengujian termal apabila mesin bekerja dengan beberapa kondisi ukuran kerenggangan celah katup yang berbeda-beda.

Penelitian lain terkait mesin Diesel yang sudah lama yaitu variasi putaran mesin untuk penghematan bahan bakar secara efisien dengan jenis mesin Diesel 2DG-FTV [13]. Sementara untuk penelitian yang melakukan variasi penyetelan celah katup masuk mempengaruhi efisiensi volumetric motor diesel dengan jenis mesin Diesel Isuzu Panther C 223 T menghasilkan Penyetelan celah katup masuk yang semakin rapat pada setiap putaran mesin, efisiensi volumetric rata-rata yang dihasilkan cenderung meningkat [14]. Variasi kerenggangan celah katup dan variasi putaran mesin Diesel dengan beberapa variasi percobaan menghasilkan efisiensi pemakaian pada mesin Diesel [13], [14]. Sementara penelitian lain

untuk penggunaan bahan bakar fosil pada kendaraan dan mengurangi emisi gas buang, diperlukan penggunaan teknologi kendaraan listrik untuk penghematan biaya operasional [15].

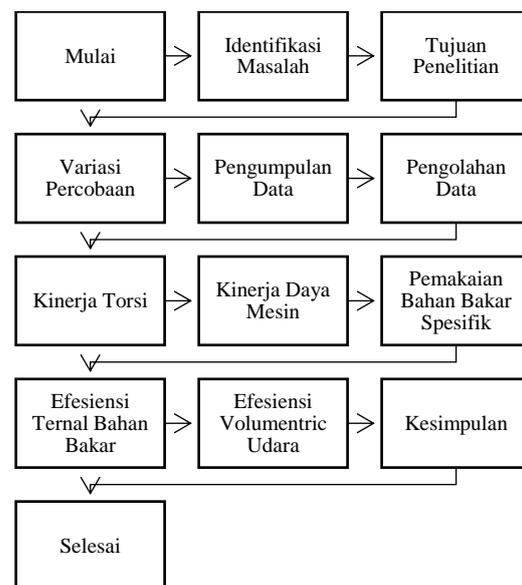
Keterbaruan penelitian ini adalah dengan percobaan celah katup mesin Diesel menggunakan variasi celah katup dari 0,2 mm sampai dengan 0,6 mm untuk menganalisa celah katup yang paling hemat dalam memberikan kinerja mesin Diesel dalam hal penghematan bahan bakar yang efisien. Tujuan penelitian ini untuk menganalisa kereganggan celah katup yang dapat menghemat pemakaian bahan bakar pada mesin Diesel type 4JA1 2500.

## 2. Metode

Jenis penelitian ini termasuk jenis terapan percobaan dikarenakan adanya percobaan variasi kerenggangan celah katup. Objek penelitian ini adalah mesin Diesel dengan jenis mesin 4JA1 merek Isuzu. Variasi kereganggan celah katup pada masing-masing kondisi pengujian, mesin disetel dengan celah katup hisap dan katup buangnya mulai dari ukuran 0,2 mm, 0,3 mm, 0,4 mm, 0,5 mm dan 0,6 mm.

Peralatan penelitian ini yang digunakan pada pengujian ini antara lain: obeng (+) dan obeng (-), kunci *shock*, tang kombinasi, kunci T 8, 10, 12, 14 mm, kunci ring, palu karet, dan palu besi. Sementara untuk skema dari alat uji saat digunakan untuk pengambilan data diantaranya jangka sorong, *feeler gauge*, *dynamometer*, *tachometer digital*, *stopwatch*, *pressure gauge* dan gelas ukur. Semua peralatan alat uji sebelum dipakai disimpan di ruangan laboratorium dan dikalibrasi terlebih dahulu. Sehingga alat uji yang digunakan nanti dapat menghasilkan data yang akurat dan valid.

Lokasi penelitian ini bertempat pada bengkel TKR yang berada di Tangerang Selatan. Adapun langkah-langkah penelitian dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Langkah Penelitian

Berdasarkan Gambar 1 bahwa penelitian ini dimulai dengan mengidentifikasi masalah mesin Diesel yang sudah berumur lebih dari 5 tahun. Permasalahan yang muncul teradanya pemborosan konsumsi bahan bakar yang telah terjadi. Setelah mendapatkan penyebab permasalahan yaitu dari celah katup maka percobaan dilakukan dengan menganalisa mesin Diesel. Mesin Diesel yang telah disetel celah katupnya dengan kerenggangan 0,2 mm, 0,3 mm, 0,4 mm, 0,5 mm dan 0,6 mm. Sementara putaran mesin dioperasikan secara bervariasi setiap kerenggangan celah katup sebesar 750 rpm, 850 rpm, 950 rpm, 1050 rpm, dan 1150 rpm dengan beban dynamometer sebesar 9,8 N. Sebelum dilakukan pencatatan parameter-parameter uji seperti: putaran poros mesin, pemakaian bahan bakar, dan beda tekanan aliran udara pada *system orifice*, mesin dibiarkan beberapa menit sampai tercapai kondisi *steady* secara termal.

Perhitungan parameter-parameter *performance* mesin yang dihitung diantaranya [8]:

Torsi dihitung berdasarkan gaya total yang bekerja pada *dynamometer*, dan panjang lengan *dynamometer* yaitu 0,1 m. Sementara itu gaya total yang bekerja pada *dynamometer* adalah 245 N. Torsi yang dihasilkan oleh motor dapat dilihat dengan persamaan:

$$T = F \cdot L \quad (1)$$

dimana:

T = Torsi (Nm)

F = Gaya Total *Dynamometer* (245 N)

L = Panjang Lengan *Dynamometer* (0,1 m)

Gaya yang dihasilkan pada poros motor dihitung berdasarkan besarnya torsi dan kecepatan putaran poros mesin.

$$P = T \cdot \omega \quad (2)$$

Dimana :

P = Daya poros (kW)

T = Torsi = 24,5 (Nm)

$\Omega$  = Kecepatan sudut (rad/det)

$$\omega = \frac{2 \pi}{60} \quad (3)$$

Tekanan efektif rata-rata gas yang bekerja di dalam silinder selama mesin tersebut bekerja dihitung berdasarkan kapasitas silinder, serta daya poros efektif yang dihasilkan.

$$Pe = \frac{P (n/nu)}{Vs \cdot n \cdot Z} \quad (4)$$

Dimana:

Pe = Tekanan efektif rata-rata (N/m<sup>2</sup>)

P = Daya Poros 1,513 (kW)

n/nu- Jumlah putaran poros engkol untuk menyelesaikan satu siklus kerja = 2

n = Putaran (590 rpm) atau 61,753(rad/det)

Vs = Volume silinder (2499 cm<sup>3</sup>) atau 0,002499(m<sup>3</sup>)

Z = Jumlah silinder (1)

Pemakaian bahan bakar spesifik dihitung berdasarkan laju pemakaian bahan bakar yang diukur saat mesin

bekerja, dibandingkan dengan daya efektif yang dihasilkan mesin.

$$Sfc = \frac{M}{P \times t} \quad (5)$$

$$M = \rho \cdot V \quad (6)$$

Dimana:

M = Masa bahan bakar ( kg )

$\rho$  = Berat jenis Bahan bakar = 815 kg/m<sup>3</sup> (sifat fisik solar SPBU)

V = Volume Bahan bakar = 0,000040 m<sup>3</sup>

P = Daya Poros = 1,513 kw

t = Waktu yang diperlukan = 115 detik

Sementara itu efisiensi termal bahan bakar dihitung dari perbandingan antara daya yang dihasilkan mesin terhadap laju pemakaian bahan bakar yang masuk ke dalam mesin

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya keluaran aktual}}{\text{Laju panas yang masuk}} \times 100\% \quad (7)$$

$$\eta_{th} = \frac{P (kcal)}{m_f(\text{kg/jam}) \times LHV (kcal/kg)} \times 100\%$$

Diketahui:

P = 1,513 kW = 1512,9485 W = 1512,9485 joule/det.

1 kal = 4,186 joule

Jadi:

$$P = 1512,9485 \times 1 / 4,186 \times 3600 \times 1/1000 \text{ kkal/jam} \\ = 1301,150167 \text{ kkal/jam}$$

$m_f$  = Laju aliran massa bahan bakar (kg/jam)

$$mf = \frac{\rho \cdot V}{t} \quad (8)$$

Dimana :

$\rho$  = berat jenis untuk solar = 815 kg/m<sup>3</sup> (karakteristik mutu solar)

V = Volume bahan bakar = 0,000040 m<sup>3</sup>

t = waktu yang diperlukan = 115 detik = 0,031944 jam (1 detik = 0,000278 jam)

Sedangkan efisiensi volumetrik dihitung berdasarkan perbandingan antara laju aliran massa udara yang masuk ke dalam silinder secara riil terhadap laju aliran massa udara yang secara teoritis dapat mengisi volume total yang ada di dalam silinder mesin.

$$p = \text{pudara} \cdot R \cdot T \quad (9)$$

Harga R untuk udara didapatkan dengan cara:

$$R = 287 \text{ pa.m}^3/\text{kg.K} = 287 \text{ N/m}^2 \text{ m}^3/\text{kg.K}$$

$$= 287 \text{ N.m/kg.K}$$

$$= \frac{287}{9,81} \text{ kg.m/kg.K}$$

$$= 29,26 \text{ kg.m/kg.K}$$

Kecepatan udara masuk berdasarkan beda tekanan manometer pada saluran masuk udara dihitung dengan rumus:

$$C = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{udara}} \tag{10}$$

dimana H adalah perbedaan head udara yang disebabkan oleh aliran.

### 3. Hasil dan Pembahasan

Pada bagian ini akan dibahas hasil dari pengumpulan data variasi keregangan celah katup beserta pengolahan datanya. Rangkaian pengujian yang telah dilakukan adalah untuk mempelajari seberapa jauh pengaruh ukuran celah kerenggangan katup motor

Diesel terhadap performancenya, terutama pemakaian bahan bakar spesifiknya. Pemakaian bahan bakar spesifik pada dasarnya merupakan efektifitas pemakaian bahan bakar, di mana merupakan besaran laju konsumsi bahan bakar per satuan daya total yang dihasilkan oleh mesin. Sistem *timing* juga mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap celah katup karena menghasilkan gaya ke bawah pada poros bubungan, sehingga menyebabkan celah katup lebih kecil di dekat sistem timing dan celah katup lebih besar di sisi lain [16]. Penelitian ini dilakukan pada mesin Diesel dengan spesifikasi yang dapat dilihat pada Tabel 1.

**Tabel 1.** Spesifikasi mesin Diesel pada penelitian

Model Motor	Isuzu Direct Injection
Model Mesin	4JA1
Tipe Motor	4 langkah, katup atas, pendingin air
Tipe Ruang Bakar	Pengabutan langsung
Tipe Silinder linear	Tipe kering chrome, stainless steel
Sistem gigi timing	Penggerak gigi
Jumlah silinder – Garis tengah x langkah (mm)	4 – 93 x 92
Jumlah ring piston	Ring kompresi 2, Ring oli 1
Isi silinder (cm <sup>3</sup> )	2499
Perbandingan Kompresi (terhadap 1)	17,9
Tekanan kompresi kPa (Kg/cm <sup>2</sup> /psi)	2942 (30/427) – 200rpm
Berat mesin kg (lb)	± 226 (498)
Urutan pengabutan bahan bakar	1-3-4-2
Timing pengabutan bahan bakar Sebelum TMA (derajat)	10
Tipe bahan bakar yang digunakan	SAE No. 2 Diesel Fuel
Putaran stasioner (rpm)	750
Celah Katup (dingin) Isap (mm)	0,4
Buang (mm)	0,4
Katup isap Terbuka pada (sebelum TMA) derajat	24,5
Tertutup pada (sebelum TMB) derajat	55,5
Katup Buang Terbuka pada (sebelum TMA) derajat	54,0
Tertutup pada (sebelum TMB) derajat	26,0
Tipe pompa injeksi	BOSCH distributor VE type
Tipe Governor	Mekanik (seluruh kecepatan)
Tipe Nozzle Pengabut	Lubang dengan 5 orificos
Tekanan awal nozzle kPa (kg/cm <sup>2</sup> /psi)	18,143 (185/2,631)
Tipe saringan solar	Elemen kertas Cartridge dan water separator
Metode pelumasan	Sirkulasi bertekanan
Oli mesin yang digunakan (API grade)	Valvolin F Super 21
Tipe pompa oli	Gigi
Tipe saringan oli	Elemen kertas cartridge
Kapasitas oli (liter)	6,5
Tipe oil cooler	Pendingin air
Tipe pompa air	Centrifugal
Tipe thermostat	Wax pellet dengan jiggle valve
Tipe baterai/tegangan x jumlah	95D31R-12 x 1
Kapasitas Alternator V-A (Kw)	12 – 50 (600)
Output starter motor V-Kw	12 – 2.0

#### 3.1. Pengumpulan Data

Pada bagian ini akan dibahas terkait pengumpulan data yang sudah dilakukan selama ini, mulai dari

variasi keregangan celah katup dan variasi putaran mesin. Adapun hasil pengumpulan data dapat dilihat pada Tabel 2.

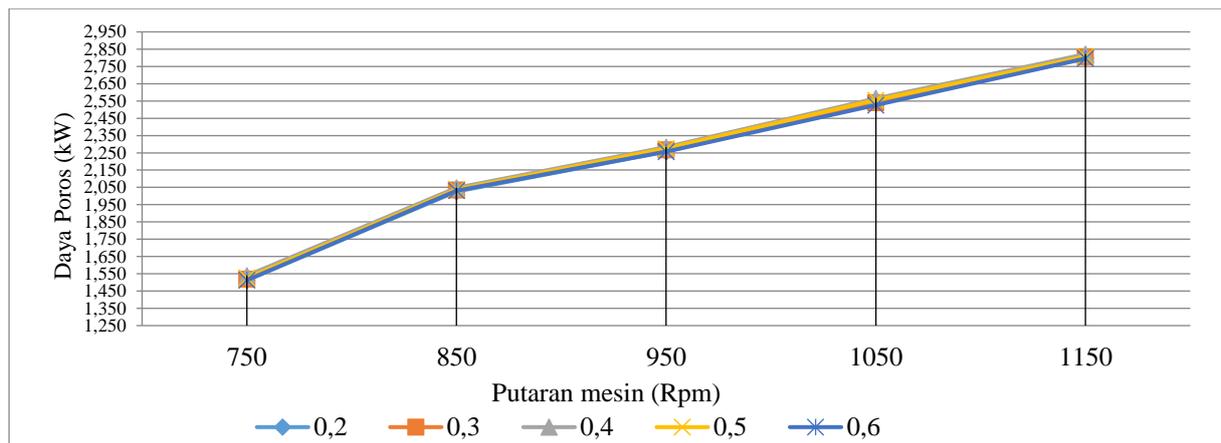
**Tabel 2.** Pengujian variasi penyetelan celah katup dan variasi putaran mesin

Keregangan Celah Katup (mm)	Putaran Awal (Rpm)	Beban (N)	Putaran Akhir (Rpm)	Bahan Bakar (ml/s)	Waktu konsumsi bahan bakar (Detik)	Beda Tekan Udara (mm/H2O)
0,2	750	9,8	590	40	115	8
	850	9,8	790	45	87	9
	950	9,8	880	47	77	10
	1050	9,8	990	50	60	11
	1150	9,8	1090	55	48	12
0,3	750	9,8	592	38	114	10
	850	9,8	793	43	86	11
	950	9,8	884	46	76	12
	1050	9,8	990	49	61	13
0,4	1150	9,8	1094	52	49	14
	750	9,8	600	35	115	13
	850	9,8	798	37	87	14
	950	9,8	890	40	77	15
	1050	9,8	1000	43	61	16
0,5	1150	9,8	1100	50	51	17
	750	9,8	595	33	114	15
	850	9,8	795	35	86	16
	950	9,8	887	38	76	17
	1050	9,8	996	42	60	18
0,6	1150	9,8	1095	48	49	19
	750	9,8	590	30	114	17
	850	9,8	792	34	85	18
	950	9,8	880	36	75	19
	1050	9,8	985	40	60	20
	1150	9,8	1090	45	50	21

Berdasarkan Tabel 2 bahwa terdapat lima variasi keregangan celah katup mesin Diesel dengan setiap keregangan celah katup terdapat lima putaran mesin yang distel sebagai percobaan.

### 3.2. Pengolahan Data Pada Perhitungan Daya Poros

Perbandingan karakteristik pemakaian bahan bakar spesifik dari motor diesel yang diuji pada berbagai beban dan putaran yang berbeda-beda dapat dilihat pada Gambar 1.



**Gambar 2.** Daya poros yang dihasilkan mesin terhadap putaran

Berdasarkan Gambar 2 bahwa semakin tinggi putaran mesin (Rpm) maka semakin tinggi daya poros yang dihasilkan mesin terhadap putaran. Oleh karena itu keregangan celah katup 0,6 mm menghasilkan 1,513 kW. Daya/power engine pada transportasi dinyatakan dalam satuan hp dimana power yang dibutuhkan

kendaraan di pengaruhi oleh daya tahanan gelinding, daya tahanan udara, daya tahanan kelandaian, daya energi kinetis dan daya *internal engine* [17]. Adapun hasil dari perhitungan daya poros dapat dilihat pada Tabel 3.

**Tabel 3.** Daya poros yang dihasilkan mesin terhadap putaran

Putaran Mesin (Rpm)	Daya poros dengan celah katup 0,2 mm (kW)	Daya poros dengan celah katup 0,3 mm (kW)	Daya poros dengan celah katup 0,4 mm (kW)	Daya poros dengan celah katup 0,5 mm (kW)	Daya poros dengan celah katup 0,6 mm (kW)
750	1,511	1,519	1,539	1,526	1,513
850	2,026	2,034	2,047	2,039	2,031
950	2,257	2,267	2,283	2,275	2,257
1050	2,539	2,539	2,565	2,555	2,526
1150	2,796	2,806	2,821	2,808	2,796

Berdasarkan Tabel 3 yang merupakan hasil perhitungan daya poros, maka untuk mendapatkan daya porsi harus menggunakan persamaan (1) dan (2). Simulasi perhitungan daya poros dengan keregang celah katup 0,6 mm dan putaran mesin 750 Rpm maka menghasilkan daya poros:

$$\omega = \frac{2\pi}{60} \text{ (rad/det)}$$

$$= 590 \text{ rpm} \times \frac{2\pi}{60} \text{ (rad/det)}$$

$$= 61,753 \text{ rad/det}$$

Kecepatan sudutnya adalah 61,753 rad/det.  
 $P = T \times \omega$

$$= 24,5 \text{ Nm} \times 61,753 \text{ rad/det}$$

$$= 1512,9485 \text{ Nm/det}$$

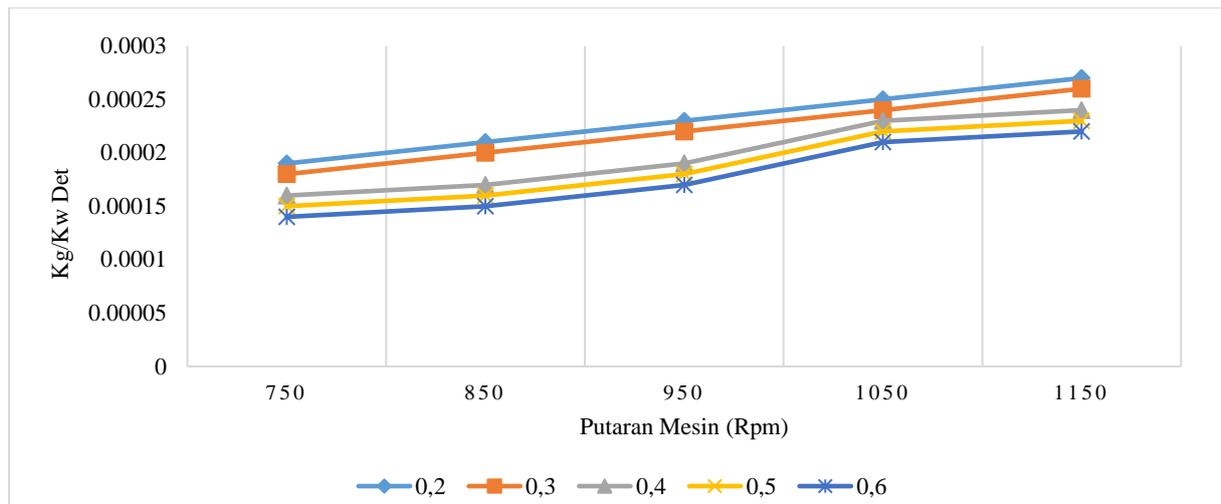
$$= 1512,9485 \text{ Nm/det}$$

$$= 1512,9485 \text{ Watt}$$

$$= 1,513 \text{ kW}$$

Jadi daya porosnya adalah = 1,513 kW

**3.3. Pemakaian Bahan Bakar Spesifik**  
 Perbandingan karakteristik dari variasi keregang celah katup pada pengolahan data untuk perhitungan pemakaian bahan bakar secara spesifik dapat dilihat pada Gambar 2.



**Gambar 3.** Pemakaian bahan bakar spesifik terhadap putaran setiap ukuran celah katup

Berdasarkan Gambar 3 bahwa pada saat mesin bekerja dengan keregang celah katup 0,6 mm, pemakaian bahan bakar spesifiknya adalah yang paling rendah. Hal tersebut berarti mesin bekerja dengan efektivitas pemakaian bahan bakar yang paling optimal, yaitu lebih baik dari pada apabila mesin bekerja dengan keregang celah katup 0,4 mm yang standar menurut spesifikasi mesin tersebut.

Hasil pengujian tersebut juga memperlihatkan bahwa apabila mesin bekerja dengan keregang celah katup yang lebih rendah dari pada harga standarnya, yaitu saat mesin bekerja dengan keregang celah katup 0,3 mm dan 0,2 mm, maka pemakaian bahan bakar spesifiknya cenderung lebih tinggi. Adapun hasil pengolahan datanya dapat dilihat pada Tabel 4.

**Tabel 4.** Pemakaian bahan bakar spesifik terhadap putaran setiap ukuran celah katup

Putaran Mesin (Rpm)	Pemakaian bahan bakar celah katup 0,2 mm (Kg/kW det)	Daya poros dengan celah katup 0,3 mm (Kg/kW det)	Daya poros dengan celah katup 0,4 mm (Kg/kW det)	Daya poros dengan celah katup 0,5 mm (Kg/kW det)	Daya poros dengan celah katup 0,6 mm (Kg/kW det)
750	0.00019	0.00018	0.00016	0.00015	0.00014
850	0.00021	0.0002	0.00017	0.00016	0.00015

Putaran Mesin (Rpm)	Pemakaian bahan bakar celah katup 0,2 mm (Kg/kW det)	Daya poros dengan celah katup 0,3 mm (Kg/kW det)	Daya poros dengan celah katup 0,4 mm (Kg/kW det)	Daya poros dengan celah katup 0,5 mm (Kg/kW det)	Daya poros dengan celah katup 0,6 mm (Kg/kW det)
950	0.00023	0.00022	0.00019	0.00018	0.00017
1050	0.00025	0.00024	0.00023	0.00022	0.00021
1150	0.00027	0.00026	0.00024	0.00023	0.00022

Selanjutnya, berdasarkan Tabel 4 karakteristik laju konsumsi bahan bakar dan karakteristik daya poros yang dihasilkan mesin pada berbagai beban. Simulasi untuk menghitung tekanan efektif rata-rata (N/m<sup>2</sup>) dapat menggunakan persamaan (3) dengan n = Putaran = 590 rpm = 61,753(rad/det) pada celah katup 0,3 mm:

$$Pe = \frac{1,513 \text{ kW} \times 2}{0,002499 \text{ m}^3 \times 590 \text{ rpm} \times 1}$$

$$= \frac{3,026 \text{ kW}}{0,002499 \text{ m}^3 \times 61,753 \text{ rad/det} \times 1}$$

$$= \frac{3,026 \text{ kW}}{0,154320747 \text{ m}^3 / \text{det}}$$

$$= 19608,52 \text{ N/m}^2$$

Jadi tekanan efektif rata-ratanya adalah 19608,52 N/m<sup>2</sup>

Untuk menghitung banyaknya pemakaian bahan bakar spesifik (Kg/kW.det) dapat menggunakan persamaan (4), (5) dan (6).

M = Masa bahan bakar ( kg )

ρ = Berat jenis Bahan bakar = 815 kg/m<sup>3</sup> (Sifat fisik solar SPBU)

V = Volume Bahan bakar = 0,000040 m<sup>3</sup>

P = Daya Poros = 1,513 kw

t = Waktu yang diperlukan = 115 detik

$$M = \rho \times V$$

$$= 815 \text{ kg/m}^3 \times 0,000040 \text{ m}^3$$

$$= 0,0326 \text{ kg}$$

$$Sfc = \frac{M}{P \times t} \text{ (kg/kW det)}$$

$$= \frac{0,0326 \text{ kg}}{1,513 \text{ Kw} \times 115 \text{ det}}$$

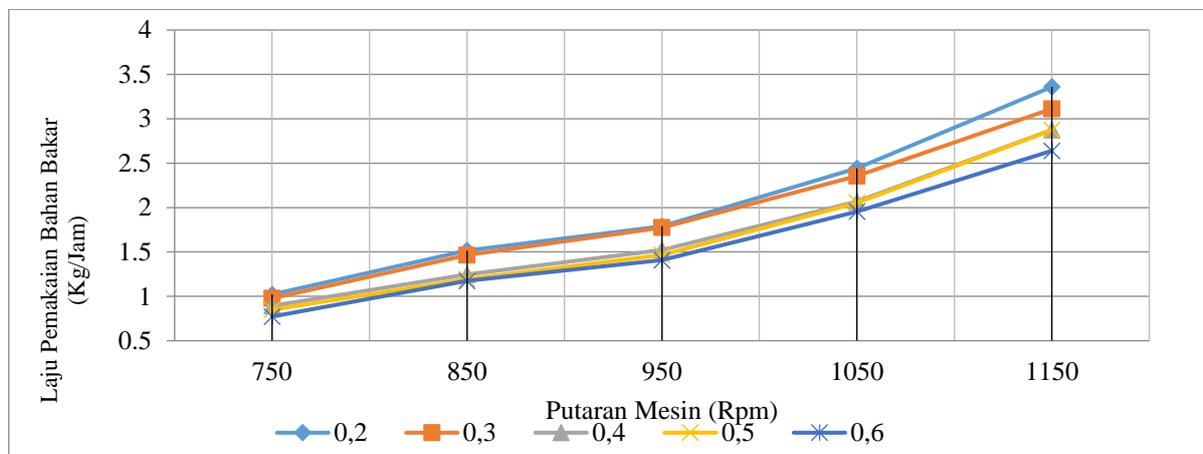
$$= \frac{0,0326 \text{ kg}}{173,995 \text{ kW det}}$$

$$= 0,000187361 \text{ kg/kW det.}$$

Jadi banyaknya pemakaian bahan bakar spesifiknya adalah 0,000187361 kg/kW det.

### 3.4. Laju Pemakaian Bahan Bakar

Pada saat mesin bekerja dengan kerenggangan celah katup 0,6 mm, laju pemakaian bahan bakar atau laju konsumsi bahan bakarnya adalah yang paling rendah (paling efisien). Kelihatannya pada saat silinder mesin memiliki kerenggangan celah katup 0,6 mm, poses pembakaran bahan bakar di dalam silinder paling efisien untuk menghasilkan daya yang sama. Dalam hal ini, besar kemungkinan sisa bahan bakar yang tidak terbakar habis adalah yang paling rendah, karena ketersediaan massa udara di dalam silinder yang cukup besar. Hal ini berkesesuaian dengan hasil pengukuran laju aliran massa udara yang mengalir masuk ke dalam silinder selama mesin bekerja yang terlihat pada Gambar 3.



Gambar 4. Laju pemakaian bahan bakar yang masuk kedalam mesin terhadap putaran

Berdasarkan Gambar 3\4 bahwa semakin tinggi variasi keregangan celah katup dan semakin tinggi putaran mesin maka laju pemakaian bahan bakar semakin besar. Penelitian lain melakukan eksperimen celah katup dari ukuran 0,10 mm sampai dengan 0,45 mm dengan pengujian mesin pada putaran 800, 1000,

1500, dan 2000 rpm menghasilkan semakin tinggi celah katup dan semakin rendah putaran mesin maka konsumsi bahan bakar semakin kecil atau semakin hemat [18]. Adapun hasil pengolahan data untuk laju pemakaian bahan bakar mesin dapat dilihat pada Tabel 5.

**Tabel 5.** Laju pemakaian bahan bakar (mf)

Putaran Mesin (Rpm)	Laju pemakaian bahan bakar dengan celah katup 0,2 mm (kg/jam)	Laju pemakaian bahan bakar dengan celah katup 0,3 mm (kg/jam)	Laju pemakaian bahan bakar dengan celah katup 0,4 mm (kg/jam)	Laju pemakaian bahan bakar dengan celah katup 0,5 mm (kg/jam)	Laju pemakaian bahan bakar dengan celah katup 0,6 mm (kg/jam)
750	1.021	0.977	0.893	0.849	0.772
850	1.517	1.465	1.247	1.194	1.173
950	1.789	1.775	1.523	1.466	1.408
1050	2.443	2.354	2.067	2.053	1.955
1150	3.359	3.112	2.875	2.872	2.639

Berdasarkan Tabel 5 untuk simulasi pengolahan data pada perhitungan laju pemakaian bahan bakar dengan celah katup 0,2 mm dengan putaran mesin 750 Rpm dapat menggunakan persamaan (7) dan (8):

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya keluaran aktual}}{\text{Laju panas yang masuk}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = \frac{P \text{ ( kkal )}}{m_f(\text{kg/jam}) \times \text{LHV} \text{ (kkal/kg)}} \times 100\%$$

$$P = (1512,9485) \cdot (1/4,186) \cdot (3600) \cdot (1/1000) \text{ kal/jam}$$

$$= 1301,150167 \text{ kkal/jam}$$

Untuk menghitung laju aliran massa bahan bakar (mf) dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$m_f = \frac{\rho \cdot V}{t}$$

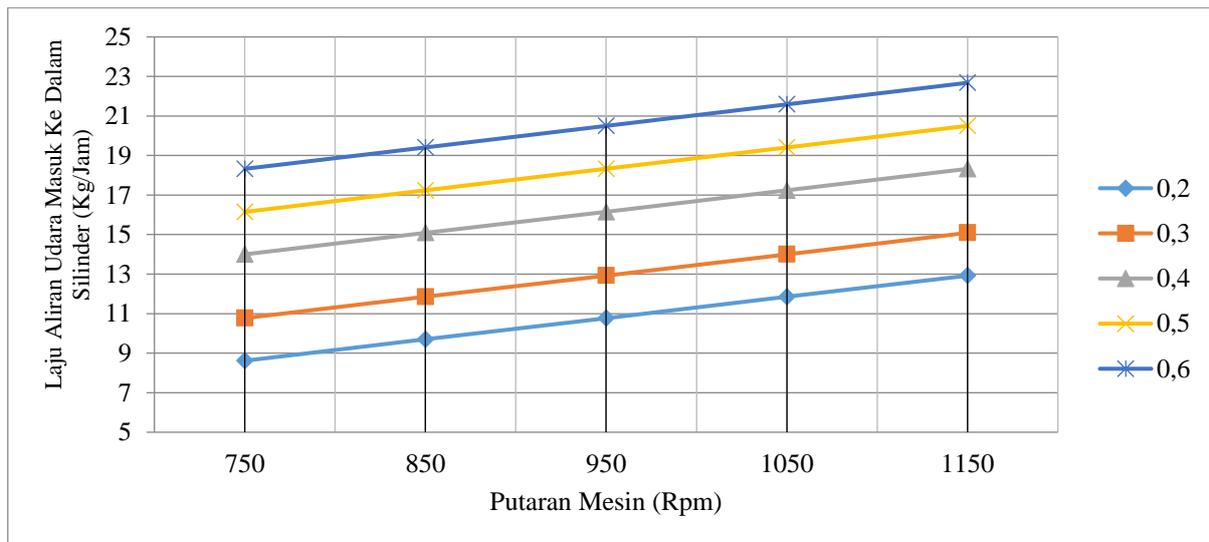
$$m_f = \frac{815 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,000040 \text{ m}^3}{0,031944 \text{ jam}}$$

$$m_f = \frac{0,0326 \text{ kg}}{0,031944 \text{ jam}}$$

$$m_f = 1,020535938 \text{ kg/jam}$$

### 3.5. Laju Aliran Udara

Pada bagian ini akan dibahas hasil pengolahan data berupa grafik pada laju aliran udara pada variasi celah katup dengan variasi putaran mesin. Adapun hasil laju aliran udara dapat dilihat pada gambar 4.



**Gambar 5.** Laju aliran udara masuk ke dalam silinder terhadap putaran

Berdasarkan Gambar 5 bahwa semakin tinggi keragaman celah katup maka putaran mesin juga

semakin tinggi. Penelitian lain mengemukakan bahwa celah katup dapat bergeser dikarenakan adanya

getaran mesin diesel yang tinggi sehingga perlu diperiksa dengan alat sinyal respon getaran dan *carry diagnosis* kesalahan, hal ini dilakukan untuk memonitor kinerja katup pada mesin Diesel [19].

Adapun hasil pengolahan data untuk laju udara masuk ke dalam silinder terhadap variasi putaran mesin dapat dilihat pada Tabel 6.

**Tabel 6.** Laju aliran udara masuk ( $m_{udara}$ ) ke dalam silinder terhadap putaran

Putaran Mesin (Rpm)	Laju aliran udara dengan celah katup 0,2 mm (kg/jam)	Laju aliran udara dengan celah katup 0,3 mm (kg/jam)	Laju aliran udara dengan celah katup 0,4 mm (kg/jam)	Laju aliran udara dengan celah katup 0,5 mm (kg/jam)	Laju aliran udara dengan celah katup 0,6 mm (kg/jam)
750	8.617	10.772	13.999	16.148	18.325
850	9.702	11.851	15.088	17.237	19.414
950	10.772	12.921	16.148	18.325	20.502
1050	11.851	13.999	17.237	19.414	21.591
1150	12.921	15.088	18.325	20.502	22.679

Berasarkan Tabel 6 untuk mendapatkan laju aliran udara masuk ke dalam silinder dapat menggunakan persamaan (9). Adapun simulasi LHV (*Low Heating Value*) nilai kalor bawah bahan bakar untuk mesin diesel adalah 10000 kkal/kg:

$$\eta_{th} = \frac{1301,150167 \text{ kkal/jam}}{1,020535938 \text{ kg/jam} \times 10000 \text{ kkal/kg}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = \frac{1301,150167 \text{ kkal/jam}}{10205,35938 \text{ kkal/jam}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = 12,75 \%$$

Jadi efisiensi Thermalnya adalah 12,75 %

Menentukan laju aliran massa udara yang masuk ke dalam silinder menggunakan persamaan (9):

$$\rho_{udara} = \frac{p}{R \cdot T}$$

$$R = 287 \text{ pa} \cdot \text{m}^3 / \text{kg} \cdot \text{K} = 287 \text{ N/m}^2 \text{ m}^3 / \text{kg} \cdot \text{K}$$

$$= 287 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

$$= \frac{287}{9,81} \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

$$= 29,26 \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{kg} \cdot \text{K}$$

$$\rho_{udara} = \frac{760 (1,013 \times 10^5) \text{ pa}}{29,26 \text{ m}^3 / \text{K} \times (30 + 273) \text{ K}}$$

$$\rho_{udara} = \frac{1(1,033 \times 10^4) \text{ kg/m}^2}{8865,78 \text{ m}}$$

$$\rho_{udara} = 1,165 \text{ kg/m}^3$$

Kecepatan udara masuk berdasarkan beda tekanan manometer pada saluran masuk udara dihitung dengan persamaan (10):

$$C = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{udara}}$$

dimana H adalah perbedaan *head* udara yang disebabkan oleh aliran. Perbedaan *head* ini diukur dengan satuan kolom air sehingga harus dikonversi ke kolom udara maka,

$$p = H_{air} \times \rho_{air} = H_{udara} \times \rho_{udara}$$

$$H_{udara} = H_{air} \times \rho_{air} / \rho_{udara}$$

Sehingga persamaannya menggunakan persamaan (10).

$$C = \sqrt{\frac{2g(H_{air} \times \rho_{air})}{\rho_{udara}}}$$

Dari data yang ada, maka kecepatan udara masuk adalah:

$$C = \sqrt{\frac{(2) \times (9,81 \text{ m/s}^2) \cdot (0,008 \text{ m} \times 1000 \text{ kg/m}^3)}{1,165 \text{ kg/m}^3}}$$

$$C = 11,61 \text{ m/s}$$

Dari sifat-sifat udara bahwa harga  $\mu$  untuk udara dihitung dengan interpolasi:

$$(\mu - 1,853) / (2,294 - 1,853) = (303 - 300) / (400 - 303)$$

$$\mu = 1,867 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$$

Angka Reynolds untuk aliran udara masuk adalah

$$Re = \frac{\rho_{udara} \cdot C_{udara} \cdot d}{\mu}$$

$$Re = \frac{(1,165 \text{ kg/m}^3) \cdot (11,61 \text{ m/s}) \cdot (0,05 \text{ m})}{1,867 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}}$$

$$= 36223$$

Menentukan koefisien aliran K pada orifice :

$$K = C_d \cdot M$$

$C_d$  = Coeficient of discharge

M = Faktor kecepatan masuk

$$M = \frac{1}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)}}$$

$$A_2 = \pi/4 \times (\text{diameter orifice})^2$$

$$A_1 = \sim (\text{Tidak ada penampang karena berhubungan langsung dengan udara luar})$$

Sehingga harga  $(A_2/A_1)^2 \approx 0$ , karena harga dari M dari persamaan (4) sama dengan 1, maka  $K = C_d$ . Dengan rasio diameter orifice terhadap diameter pipa  $\beta = 0$ , dari grafik koefisien dengan angka Reynolds 36223, maka didapat harga  $K = C_d \approx 0,6$ . Dengan demikian laju aliran volume udara dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$Q = C_d \cdot A \cdot v$$

Pada putaran mesin 750 rpm laju aliran massa udara nya adalah sebagai berikut:

$$Q = 0,6 \times \pi/4 \cdot (0,047)^2 \text{ m}^2 \times 3,69 \text{ m/s}$$

$$= 0,00384 \text{ m}^3/\text{s} = 3,84 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Laju aliran massa udara dihitung dengan:

$$m_{\text{udara}} = Q \cdot \rho_{\text{udara}}$$

$$= 3,84 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \times 1,165 \text{ kg/m}^3$$

$$= 4,47 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \times 3600$$

$$= 18,325 \text{ kg/jam}$$

1 atm

Ta = Temperatur ruang = 300 C = 303 K  
p pada manometer = 8 mm/H<sub>2</sub>O = 9,104 kg/jam

$$C_f = 3564 \times 1 \times \frac{(30 + 273) + (114)}{(30 + 273)^{2,5}}$$

$$C_f = 0,946531125 \text{ kg/jam}$$

$$m_a = 9,104 \text{ kg/jam} \times 0,946531125 \text{ kg/jam}$$

$$= 8,6173 \text{ kg/jam}$$

$$AFR = \frac{\text{Laju aliran massa udara ( kg/jam)}}{\text{Laju aliran massa bahan bakar (kg/jam)}}$$

$$AFR = \frac{m_a}{m_f}$$

$$AFR = \frac{8,6173 \text{ kg/jam}}{1,020535938 \text{ kg/jam}}$$

$$AFR = 8,45$$

Menghitung Efisiensi Volumetrik rata-rata:

$$\eta_v = \frac{\text{Laju aliran volume udara aktual}}{\text{Laju aliran volume udara teoritis}}$$

$$= \frac{1,23 \times 10^{-2} (\text{m}^3/\text{s})}{1,37 \times 10^{-2} (\text{m}^3/\text{s})} = 89,79\%$$

### 3.7. Diskusi

Penghematan pemakaian bahan bakar pada mesin Diesel sangat diperlukan, apalagi mesin sudah dalam umur yang tua. Oleh karena itu, penelitian ini menganalisa adanya upaya untuk penghematan pemakaian bahan bakar dengan variasi celah katup dan putaran mesin. Hasil penelitian ini bahwa dengan

### 3.6. Efisiensi Volumetrik

Untuk menghitung efisiensi volumetric sebelumnya harus menghitung laju swept volume dari piston adalah:

$$Q_{\text{swept}} = \frac{((\pi/4) \cdot (D^2) \cdot (L) \cdot (N) \cdot (n))/2}{60}$$

$$= \frac{((\pi/4) \cdot (0,093)^2 \text{ m}^2 \cdot (0,092 \text{ m}) \cdot (4) \cdot (590 \text{ rpm}))/2}{60}$$

$$= 0,0123 \text{ m}^3/\text{s} = 1,23 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$$

Perbandingan udara dan bahan bakar (AFR):

Besarnya Laju aliran massa udara yang diperoleh (ma) harus dikalikan dengan factor koreksi (Cf) berikut:

$$C_f = 3564 \cdot P_a \cdot \frac{T_a + 114}{T_a^{2,5}}$$

$$P_a = \text{Tekanan udara} = 760 \text{ mmHg} = 1,033 \text{ kg/cm}^2 =$$

$$R = \text{konstanta udara} = 287 \text{ J/kg} = 29,26 \text{ kg.m/kg.k}$$

adanya variasi setelan celah katup dari 0,2 mm sampai dengan 0,6 mm dengan variasi putaran mesin 750 rpm sampai dengan 1150 rpm maka semakin tinggi variasi celah katup dan semakin rendah putaran mesin maka konsumsi bahan bakar semakin hemat. Penelitian lain yang sudah dilakukan terkait besarnya efisiensi volumetrik rata-rata menggunakan alat *air box meter* pada ukuran celah katup masuk 0,2 mm; 0,3 mm; 0,4 mm; 0,5 mm; dan 0,6 mm dan pengujian mesin pada 1000, 1200, 1400, dan 1600 rpm [14]. Sementara untuk laju konsumsi bahan bakar (mf) berbanding lurus dengan putaran mesin (rpm) dan konsumsi bahan bakar Spesifik (Sfc) berbanding terbalik dengan putaran mesin, maksudnya konsumsi bahan bakar semakin efisien pada saat putaran mesin semakin tinggi khususnya di rpm rendah dan sedang [13].

Konsumsi bahan bakar paling rendah pada komposisi pencampuran berada pada campuran B35, sedangkan opasitas kepadatan emisi yang didapatkan paling rendah berada pada pencampuran biodiesel B35 dan B40 [20]. Minyak plastik yang dihasilkan adalah mendekati unsur minyak solar. Jumlah minyak yang dihasilkan dari setiap kg bahan baku plastik dihasilkan 570 ml minyak plastik. Minyak ini adalah mendekati jenis minyak solar [21]. Cara lain untuk penghematan pemakaian bahan bakar yaitu dengan mengadopsi tumpang tindih *negative-valve overlap* (NVO) dan gas sisa panas dari siklus sebelumnya [22].

Implikasi penelitian ini secara teori dapat dijadikan referensi tambahan oleh peneliti lain yang khususnya menelaah terkait pemakaian bahan bakar pada mesin Diesel. Sementara implikasi penelitian ini secara

praktek dapat dijadikan pedoman industri manufaktur yang menggunakan mesin Diesel berumur lebih dari 5 tahun. Penghematan biaya bahan bakar sangatlah diperlukan pada operasional mesin, sehingga mesin Diesel tersebut masih bisa dimanfaatkan sebagai mesin penggerak transportasi.

#### 4. Kesimpulan

Bagi mesin Diesel 2500 cc ataupun mesin diesel yang sejenisnya, yang telah dioperasikan cukup lama misalnya 5 tahun atau lebih maka berbagai komponen yang ada di dalam mesin sudah tidak lagi dapat bekerja secara optimal. Berapa ukuran penyetelan, seperti ukuran kerenggangan celah katup pada silinder mesin, yang diperlukan pada saat mesin tersebut mengalami pemeliharaan secara periodik bisa jadi sudah tidak dapat lagi sama dengan apa yang tertera pada spesifikasi mesin dalam keadaan baru. Bagi mesin Diesel tipe 4JA1 ukuran kerenggangan katup yang ada pada silinder mesin disarankan ditetapkan pada celah katup 0,6 mm agar mesin tersebut dapat bekerja dengan *performance* yang optimal. Pada tahap berikutnya adalah penting untuk dilakukan serangkaian eksperimen yang lebih lengkap, yang bertujuan untuk mempelajari pengaruh secara bersamaan dari beberapa parameter terhadap *performance* mesin

#### Ucapan Terima Kasih

Peneliti mengucapkan banyak terima kasih kepada pihak Universitas Mercu Buana yang telah memberikan dukungan dan kepada pihak bengkel TKR yang sudah memberikan sarana penelitian, sehingga penelitian ini sudah selesai dilakukan.

#### Daftar Pustaka

- [1] Marthen Paloboran, Haruna, Syafiuddin Parenrengi, Faizal Amir, and Asrul, "Uji kinerja mesin bensin 110 cc sistem injeksi mekanis berbahan bakar gas LPG," *J. Tek. Mesin Indones.*, vol. 18, no. 2, pp. 76–82, 2023, doi: 10.36289/jtmi.v18i2.504.
- [2] P. Nia, X. Wang, and H. Li, "A review on regulations, current status, effects and reduction strategies of emissions for marine diesel engines," *White Rose*, vol. 19, no. 2, pp. 1–50, 2020, doi: 10.1016/j.fuel.2020.118477.
- [3] A. O. Hassan *et al.*, "An experimental study of engine characteristics and tailpipe emissions from modern DI diesel engine fuelled with methanol/diesel blends," *Fuel Process. Technol.*, vol. 220, 2021, doi: 10.1016/j.fuproc.2021.106901.
- [4] O. P. Lopatin, "Natural gas combustion in diesel engine," *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 421, no. 7, 2020, doi: 10.1088/1755-1315/421/7/072019.
- [5] M. Issa, H. Ibrahim, R. Lepage, and A. Ilinca, "A Review and Comparison on Recent Optimization Methodologies for Diesel Engines and Diesel Power Generators," *J. Power Energy Eng.*, vol. 07, no. 06, pp. 31–56, 2019, doi: 10.4236/jpee.2019.76003.
- [6] F. Ariani, E. Ginting, and T. B. Sitorus, "Karakteristik Kinerja Mesin Diesel Stasioner dengan Bahan Bakar Campuran Biodiesel dari Biji Kemiri Sunan," *Media Tek. J. Teknol.*, vol. 12, no. 1, pp. 36–45, 2017, [Online]. Available: <https://ejournal.usd.ac.id/index.php/MediaTeknika/article/view/945>
- [7] N. P. Indriani *et al.*, "Pengaruh Berbagai Ketinggian Tempat Terhadap Kandungan Fraksi Serat Pada Rumput Lapang Sebagai Pakan Hijauan," *J. Sain Peternak. Indones.*, vol. 15, no. 2, pp. 212–218, 2020, doi: 10.31186/jspi.id.15.2.212-218.
- [8] I Wayan Susila, "Kinerja Mesin Diesel Memakai Bahan Bakar Biodiesel Biji Karet dan Analisa Emisi Gas Buang," *J. Tek. Mesin*, vol. 12, no. 1, pp. 43–50, 2010, [Online]. Available: <http://puslit2.petra.ac.id/ejournal/index.php/mes/article/view/18042>
- [9] N. Astriawati and W. Wibowo, "Perawatan Sistem Pendingin Mesin Diesel Pada Whell Loader Komatsu Wa120-3Cs," *J. Teknovasi J. Tek. dan Inov.*, vol. 7, no. 2, pp. 76–85, 2020.
- [10] T. Tjahjono, "Analisis Keausan Pada Dinding Silinder Mesin Diesel," *Media Mesin Maj. Tek. Mesin*, vol. 6, no. 2, pp. 78–83, 2015, doi: 10.23917/mesin.v6i2.2894.
- [11] U. S. Dharma, E. Nugroho, and M. Fatkurahman, "Analisa Kinerja Mesin Diesel Berbahan Bakar Campuran Solar Dan Minyak Plastik," *Turbo J. Progr. Stud. Tek. Mesin*, vol. 7, no. 1, 2018, doi: 10.24127/trb.v7i1.740.
- [12] M. T. Ichsan, S. Anis, and D. Widjanarko, "Pengaruh campuran biodiesel minyak rumput laut *gracilaria verrucosa* dengan bahan bakar solar terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang mesin diesel," *J. Tek. Mesin Indones.*, vol. 13, no. 1, pp. 12–15, 2018, doi: 10.36289/jtmi.v13i1.84.
- [13] E. Julianto and S. Sunaryo, "Analisis Pengaruh Putaran Mesin Pada Efisiensi Bahan Bakar Mesin Diesel 2Dg-Ftv," *J. Penelit. dan Pengabd. Kpd. Masy. UNSIQ*, vol. 7, no. 3, pp. 225–231, 2020, doi: 10.32699/ppkm.v7i3.1282.
- [14] S. Sampurno, D. Widjanarko, and Winarno, "Pengaruh Variasi Penyetelan Celah Katup Masuk Terhadap Efisiensi Volumetrik Rata - Rata Pada Motor Diesel Isuzu Panther C 223 T," *Profesional*, vol. 8, no. 1, pp. 42–50, 2010.

- [15] H. Pranoto, B. Darmonoa, Z. Arifin, and I. Susanto, "Design and Wheel Torque Performance Test of the Electric Racing Car Concept E-Falco," *Int. J. Adv. Technol. Mech. Mechatronics Mater.*, vol. 2, no. 2, pp. 61–69, 2021, doi: 10.37869/ijatec.v2i2.45.
- [16] F. Dong, C. Lei, X. Y. Yang, S. F. Wang, and C. Ruan, "Experimental Study on the Valve Gap in the Gasoline Engine," *MATEC Web Conf.*, vol. 256, no. 2, pp. 1–11, 2019, doi: 10.1051/mateconf/201925602011.
- [17] H. Pranoto, "Efisiensi Power Engine Truck Pergerakan Dinamis Dengan Mengubah Ratio Final Gear Pada Truck Kapasitas 30 Ton," *Sinergi*, vol. 19, no. 1, p. 45, 2015, doi: 10.22441/sinergi.2015.1.008.
- [18] F. Telaumbanua and M. Magdalena, "Effect of Valve Gap on Fuel Consumption on Engine Stand 1500 cc and Its Dissemination Using Website Fatolesa," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 11, no. 4, pp. 1–6, 2018.
- [19] C. Huang *et al.*, "Monitoring of valve gap in diesel engine based on vibration response feature extraction," *Sensors Mater.*, vol. 33, no. 7, pp. 2365–2383, 2021, doi: 10.18494/SAM.2021.3289.
- [20] M. I. Musa, M. Paloboran, I. Rahim, M. A. S. Mandra, and Herman, "Studi eksperimental kinerja mesin TV-1 (engine research test) berbahan bakar campuran diesel-biodiesel," *J. Tek. Mesin Indones.*, vol. 19, no. 1, pp. 85–90, 2024, doi: 10.36289/jtmi.v19i1.566.
- [21] C. Rangkuti, T. Sukarnoto, and M. Rijani, "Pembuatan minyak plastik dengan proses pirolisis," *J. Tek. Mesin Indones.*, vol. 14, no. 1, pp. 1–4, 2019, doi: 10.36289/jtmi.v14i1.97.
- [22] Z. Ahmad, O. Kaario, C. Qiang, and M. Larimi, "Effect of negative valve overlap in a heavy-duty methanol-diesel dual-fuel engine: A pathway to improve efficiency," *Fuel*, vol. 317, no. February, p. 123522, 2022, doi: 10.1016/j.fuel.2022.123522.