

KAJI EKSPERIMENTAL PENGARUH VARIASI PUTARAN MESIN TERHADAP LAJU KONSUMSI BAHAN BAKAR DENGAN MENGGUNAKAN BAHAN BAKAR ETANOL PADA MOBIL HEMAT ENERGI ASYKAR URBAN ETANOL

Rio Ahmad Juliansyah Putra^[1], Azdrizal Aziz^[2], Rahmat Iman Mainil^[3]

Laboratorium Konversi Energi, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Riau,
Kampus Bina Widya Km 12,5 Simpang Baru Panam, Pekanbaru, 28293, Indonesia
rioahmadjuliansyahputra@gmail.com¹, azridjal@yahoo.com², rahmat.iman@gmail.com³

ABSTRACT

An Energy Efficient Car vehicle is designed to be safe and efficient and energy efficient when driving, so there are several things that must be considered, including the steering system, brakes, vehicle body, vehicle weight and engine. The factor that affects performance and reduces exhaust emissions of the combustion engine is the quality of fuel combustion in the combustion chamber. One of the influencing parameters is the magnitude of the compression ratio, the ignition angle, and the use of ethanol fuel. The purpose of this study was to determine the effect of using ethanol fuel with a compression ratio of 17,1: 1 with variations in engine speed of 2000 rpm, 3000 rpm and 4000 rpm and variations in ignition angles (15°, 17°, 20° and 22°) before TMA (Upper Dead Point). After the research was carried out, the results showed that the lowest specific fuel consumption (SFC) was at 2000 rpm, namely when the ignition angle was 15° before TMA with a value of $6,236 \times 10^{-8}$ with a power of 1019,8 Watts, the lowest SFC was at 3000 rpm, which is when the ignition angle is 20° before TDC with a value of $5,33 \times 10^{-8}$ with a power of 1491,3 Watts, and the lowest SFC is at 4000 rpm, which is when the ignition angle is 22° before TMA with a value of $4,102 \times 10^{-8}$ with a power of 2341,7 Watts. This means that the higher the engine speed, the smaller the SFC and the greater the power, the faster the time to use fuel consumption.

Keywords: performance, ethanol, internal combustion engine, timing ignition

1. Pendahuluan

Bahan bakar fosil merupakan salah satu sumber energi yang banyak dipakai untuk keberlangsungan hidup masyarakat dunia. Pemakaian tidak hanya dilakukan oleh sektor industri dan jasa, namun juga dipakai oleh perorangan. Seperti diketahui bahwa, bahan bakar fosil merupakan sumber energi yang tidak dapat diperbaharui karena dalam proses pembentukannya bahan bakar ini membutuhkan waktu hingga jutaan tahun. Tingginya permintaan masyarakat akan bahan bakar fosil tidak disertai dengan ketersediaan yang mencukupi, sehingga dikhawatirkan suatu saat nanti bahan bakar ini pun semakin lama semakin habis.

Mengacu kepada jumlah kendaraan yang beroperasi di akhir tahun 2010 mencapai 76 juta dan pada tahun 2020 akan mencapai lebih dari 170 juta kendaraan. Dari data tersebut memperkirakan jumlah kendaraan total hingga tahun 2020 mencapai 18 juta mobil pribadi dan 140 juta sepeda motor [1]. Perkiraan konsumsi bahan bakar minyak (BBM) sepanjang tahun 2018 sebesar 75 juta kilo liter, jumlah volume tersebut mengindikasikan bahwa di Negara ini program penghematan energi belumlah berjalan sebagaimana mestinya. Dari jumlah volume

konsumsi BBM di Indonesia, penggunaan terbanyak dipakai untuk memenuhi bahan bakar kendaraan bermotor. Dengan kata lain kendaraan bermotor berada di urutan pertama sebagai pengguna BBM terbanyak.

Bahan bakar etanol telah digunakan sebagai bahan bakar alternatif atau pemakaian bahan bakar di mesin bensin selama bertahun-tahun [5]. Seiring meningkatnya jumlah kendaraan bermotor di Indonesia dan tingkat emisi gas buang dari sisa pembakaran kendaraan yang tinggi membuat udara tercemar, oleh karena itu penggunaan bahan bakar etanol dapat mengatasi mengurangi emisi gas buang dari mesin percikan api (SI)/ bensin. Karena bahan bakar etanol memiliki angka oktan yang tinggi memungkinkan rasio kompresi lebih tinggi dan akibatnya mengarah pada peningkatan efisiensi termal dan Kecepatan pembakaran bahan bakar etanol yang tinggi juga dapat membantu meningkatkan efisiensi pembakaran dan meminimalkan kehilangan energy [5].

Penggunaan bahan bakar etanol dapat mengurangi emisi dalam kondisi idle CO menurun sebesar 20,7% dan emisi NOx berkurang 84,3% dengan menggunakan bahan bakar etanol emisi HC tetap tidak berubah dan output daya hanya berkurang sebesar 3,8% [3].

Pada tahun 2017 Mahasiswa teknik mesin universitas riau telah membentuk tim mobil hemat energi yang bernama selembayung, tim selembayung ini ikut serta dalam ajang kontes mobil hemat energi (KMHE). Diharapkan penelitian ini nantinya mobil asykar urban etanol akan di ikut sertakan dalam ajang KMHE, ataupun Shell Eco Marathon Asia (SEM).

2. Metodologi

2.1 Data Spesifikasi Mobil Asykar Urban Etanol

Berikut ini adalah spesifikasi dari kendaraan Asykar Urban Etanol data spesifikasi mobil Asykar Urban Etanol dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1 Spesifikasi Mobil Asykar Urban Etanol

Mesin	
Jumlah Silinder	: 1 Silinder
Diameter Silinder	: 52 mm
Panjang Langkah Silinder	: 57,9 mm
Rasio Kompresi	: 17,1:1
Volume Silinder	: 122,9 mm ³
Berat	
Massa total	: 132 Kg
Massa depan	: 64 Kg
Massa belakang	: 68 Kg
Massa Driver	: 70 Kg
Kaliper (Single Piston)	
Diameter piston kaliper	: 32 mm
Diameter rotor disk	: 22 mm
Koefisien Spatu Rem)(μ)	: 0,35
Nilai R1 Cakram Rem(gambar 2.12)	: 86,7 mm
Nilai R2 Cakram Rem(gambar 2.12)	: 113,5 mm
Luas Penampang Piston Rem	: 9,074 cm ²
Ban (Ukuran 90-80-17)	
Diameter roda	: 0,56 m
Lebar	: 0,085 m
Jumlah Roda	: 4 Pcs
Bahan Bakar	
Etanol	: 96%
LHV	: 26,77 MJ/Kg
Pbb	: 0,787 Kg/L
Research Octan Number (RON)	: 111

2.2 Parameter Peforma Motor Bakar

Performansi suatu motor pembakaran dalam berpengapian busi (*spark ignition engine*) tergantung dari beberapa parameter, yaitu:

1. Torsi

Torsi didapatkan dengan cara memberi beban pengereman pada poros output secara bertahap dan juga memperhitungkan gaya gesek dan sudut kontak antara *disk* cakram dan sepatu pengereman.

Untuk mengetahui torsi yang bekerja pada poros digunakan Persamaan [2].

$$T = \mu \cdot F_2 \cdot K_1 \cdot R_m \quad (1)$$

Untuk mengetahui nilai gaya pada piston rem (F) digunakan Persamaan:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{2 \cdot A_2} \quad (2)$$

$$F_2 = \frac{F_1}{A_1} \cdot 2 \cdot A_2 \quad (3)$$

Untuk mengetahui nilai dari K_1 digunakan Persamaan [2].

$$R_m = \frac{R_1 + R_2}{2} \quad (4)$$

$$K_1 = \frac{2 \phi}{3 \sin \phi} \left[1 - \frac{R_1 \cdot R_2}{(R_1 + R_2)} \right] \quad (5)$$

Tabel 2 Koefisien Gesek Berbagai Bahan Pad Rem [4]

NO	Bahan Gesek	Koefisien Gesek (μ)
1	Besi Cor	0.08-0.12
2	Perunggu	0.10-0.20
3	Kayu	0.10-0.35
4	Tenunan	0.35-0.60
5	Cetakan/ Pasta	0.20-0.45
6	Paduan Sinter	0.20-0.45

2. Daya Efektif Pengereman N_e

Adapun rumus yang digunakan untuk mengetahui nilai daya efektif pengereman adalah dengan menggunakan Persamaan (Arismunandar, W. 1988).

$$\text{Daya } (N_e) = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot T}{60} \quad (W) \quad (6)$$

3. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Konsumsi bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption*) didefinisikan sebagai jumlah bahan bakar yang dipakai untuk menghasilkan satu satuan daya dalam waktu satu jam (Arismunandar, W. 1988).

$$SFC = \frac{FC}{N_e} \left(\frac{Kg}{J} \right) \quad (7)$$

Untuk *fuel consumption* (FC) dapat dirumuskan sebagai:

$$FC = \frac{V_L \cdot \rho_{bb}}{t} \left(\frac{Kg}{s} \right) \quad (8)$$

4. Efisiensi Termal Pengereman η_{th}

Efisiensi termal pengereman merupakan rasio antara *output engine* terhadap energi kimia yang tersimpan di dalam bahan bakar.

$$\eta_{th} = \frac{N_e}{FC \cdot LHV_f} \times 100 \quad (9)$$

3. Hasil dan Pembahasan

Pada analisa penelitian hanya dilakukan analisis tabel pada hasil perhitungan data saja, sedangkan untuk data hasil perhitungan dapat di lihat pada Tabel. Analisis tabel yang dilakukan pada setiap perubahan sudut pengapian dan pemberian pembebanan pada setiap sudut pengapian sama adalah analisis pada tabel torsi terhadap kecepatan mesin, tabel daya terhadap kecepatan mesin, tabel SFC terhadap kecepatan mesin, dan tabel efisiensi termal terhadap kecepatan mesin. Adapun analisis tabel hasil penelitian adalah sebagai berikut:

3.1 Pengujian Torsi

Pada tabel 3 pengujian torsi, pada setiap putaran mesin nilai torsi yang dihasilkan sama besar dikarenakan pemberian beban pada disk brake pada putaran mesin 2000 rpm, 3000 rpm, dan 4000 rpm sama yaitu sebesar 6,09 Kg dengan nilai torsi sebesar 18,559 N.m. untuk nilai torsi pada saat sudut pengapian 15°, 17°, 20°, dan 22° nilai torsi yang dihasilkan juga sama yakni sebesar 18,559 N.m. Tabel pengujian torsi dapat dilihat pada tabel 3.

Tabel 3 Hasil Pengujian Torsi

Sudut Pengapian (°)	Putaran Mesin (rpm)	Putaran Poros (rpm)	Beban Disk Brake (Kg)	Gaya Minyak Piston Rem (N)	Torsi (N.m)
15	2089	525	6.09	516.81	18.559
	3024	750.4	6.09	516.81	18.559
	4048	1033	6.09	516.81	18.559
	2052	524.4	6.09	516.81	18.559
17	3052	758.6	6.09	516.81	18.559
	4070	1130	6.09	516.81	18.559
	2058	522.6	6.09	516.81	18.559
	3022	767.7	6.09	516.81	18.559
20	4033	1137	6.09	516.81	18.559
	2048	516.6	6.09	516.81	18.559
	3046	761.5	6.09	516.81	18.559
	4065	1206	6.09	516.81	18.559

3.2 Pengujian Daya

Pada tabel 4 pengujian daya efektif pengereman, daya efektif pengereman terus terjadi peningkatan seiring bertambahnya putaran mesin pada setiap variasi sudut pengapian dikarenakan daya efektif pengereman dipengaruhi oleh kecepatan putaran poros output, apabila putaran mesin semakin tinggi maka kecepatan poros output juga akan semakin tinggi sehingga nilai daya efektif pengereman akan meningkat seiring bertambahnya putaran mesin. Nilai daya efektif pengereman tertinggi adalah pada saat putaran mesin 4000 rpm dan pada saat sudut pengapian 22° sebelum titik mati atas dengan nilai 2342,7 W dan nilai daya efektif pengereman terendah adalah pada saat putaran mesin 2000 rpm dan pada saat sudut pengapian 22° sebelum titik mati atas dengan nilai 1003,5 W. dari hasil pengujian dan perhitungan bahwasannya pengaruh daya terhadap sudut pengapian perubahan daya tidak terlalu berpengaruh besar pada saat putaran rendah. Tabel

hasil pengujian daya efektif pengereman dapat dilihat pada Tabel 4.

Tabel 4 Hasil Pengujian Daya

Sudut Pengapian (°)	Putaran Mesin (rpm)	Putaran Poros (rpm)	Beban Disk Brake (Kg)	Gaya Minyak Piston Rem (N)	Daya (Watt)
15	2089	525	6.09	516.81	1019.84
	3024	750.4	6.09	516.81	1457.69
	4048	1033	6.09	516.81	2006.66
	2052	524.4	6.09	516.81	1018.67
17	3052	758.6	6.09	516.81	1473.62
	4070	1130	6.09	516.81	2195.08
	2058	522.6	6.09	516.81	1015.18
	3022	767.7	6.09	516.81	1491.3
20	4033	1137	6.09	516.81	2208.68
	2048	516.6	6.09	516.81	1003.52
	3046	761.5	6.09	516.81	1479.25
	4065	1206	6.09	516.81	2342.72

3.3 Pengujian Konsumsi Bahan Bakar (FC)

Pada tabel 5 pengujian konsumsi bahan bakar didapatkan hasil bahwasannya konsumsi bahan bakar (FC) terus meningkat seiring meningkatnya putaran mesin hal ini dikarenakan bahwa semakin tinggi putaran mesin maka semakin cepat proses pembakaran maka dibutuhkan bahan bakar yang lebih banyak. Konsumsi bahan bakar terendah adalah pada saat putaran mesin 2000 rpm pada sudut pengapian 15° sebelum titik mati atas dengan nilai $6,3598 \times 10^{-5}$ Kg/s dan konsumsi bahan bakar tertinggi yaitu pada saat putaran mesin 4000 rpm pada saat sudut pengapian 15° sebelum titik mati atas dengan nilai $1,188 \times 10^{-4}$ Kg/s. Hasil pengujian konsumsi bahan bakar dapat dilihat pada tabel 5.

Tabel 5 Hasil Pengujian Konsumsi Bahan Bakar

Sudut Pengapian (°)	Putaran Mesin (rpm)	Waktu (s)	Beban Disk Brake (Kg)	Volume Bahan Bakar (L)	FC (Kg/s)
15	2089	62.03	6.09	0.005	6.36E-05
	3024	43.88	6.09	0.005	8.99E-05
	4048	33.2	6.09	0.005	0.000119
	2052	58.3	6.09	0.005	6.77E-05
17	3052	44.22	6.09	0.005	8.92E-05
	4070	36.05	6.09	0.005	0.000109
	2058	54.1	6.09	0.005	7.29E-05
	3022	49.63	6.09	0.005	7.95E-05
20	4033	37.18	6.09	0.005	0.000106
	2048	52.6	6.09	0.005	0.000075
	3046	46.64	6.09	0.005	8.46E-05
	4065	41.05	6.09	0.005	9.61E-05

3.4 Pengujian Konsumsi Bahan Bakar Spesifik

Pada tabel 6 pengujian SFC di dapatkan hasil bahwasannya konsumsi bahan bakar spesifik terus menurun seiring bertambahnya putaran mesin hal ini dikarenakan semakin tinggi putaran mesin maka semakin besar daya yang di hasilkan. Daya dihasilkan dari pembagian antara daya poros efektif dan konsumsi bahan bakar (FC). Hal ini dikarenakan semakin besar daya poros efektif yang

dihasilkan berdampak pada waktu konsumsi bahan bakar (FC) yang semakin singkat.

Konsumsi bahan bakar sfesifik yang terendah adalah pada saat putaran mesin 4000 rpm dan pada saat sudut pengapian 22° sebelum titik mati atas dengan nilai $4,102 \times 10^{-8}$ Kg/J dan nilai konsumsi bahan bakar sfesifik tertinggi adalah pada saat putaran mesin 2000 rpm dan pada saat sudut pengapian 22° sebelum titik mati atas dengan nilai $7,474 \times 10^{-8}$ Kg/J. dapat disimpulkan dari grafik bahwasannya konsumsi bahan bakar sfesifik terbaik terbagi sesuai putaran mesin dan sudut pengapian, pada saat putaran mesin 2000 rpm sudut pengapian yang sesuai adalah pada saat 15° sebelum titik mati atas, pada saat putaran mesin 3000 rpm sudut pengapian yang sesuai adalah pada saat 20° sebelum titik mati atas, dan pada saat putaran mesin 4000 rpm sudut pengapian yang sesuai adalah pada saat 22° sebelum titik mati atas. Hal ini dikarenakan bahwa semakin cepat putaran mesin maka memerlukan waktu pembakaran yang cepat yang artinya semakin besar sudut pengapian maka semakin cepat pembakaran diruang bakar. Hasil Pengujian SFC dapat dilihat pada tabel 6.

Tabel 6 Hasil Pengujian Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Sudut Pengapian (°)	Putaran Mesin (rpm)	Waktu (s)	Beban Disk Brake (Kg)	Volume Bahan Bakar (L)	SFC (Kg/J)
15	2089	62.03	6.09	0.005	6.236E-08
	3024	43.88	6.09	0.005	6.168E-08
	4048	33.2	6.09	0.005	5.922E-08
17	2052	58.3	6.09	0.005	6.643E-08
	3052	44.22	6.09	0.005	6.054E-08
	4070	36.05	6.09	0.005	4.985E-08
20	2058	54.1	6.09	0.005	7.183E-08
	3022	49.63	6.09	0.005	5.33E-08
	4033	37.18	6.09	0.005	4.804E-08
22	2048	52.6	6.09	0.005	7.474E-08
	3046	46.64	6.09	0.005	5.718E-08
	4065	41.05	6.09	0.005	4.102E-08

3.4 Grafik Engine Speed Vs Efisiensi Termal

Pada Tabel 7 *efisiensi thermal* dari tabel di hasilkan bahwa nilai efisiensi termal terus terjadi peningkatan seiring bertambah putaran mesin dan bertambah besar sudut pengapian hal ini dikarenakan semakin cepat putaran mesin maka daya yang dihasilkan mesin akan semakin besar dimana efisiensi termal ini pembagian antara energi yang dihasilkan (W) dan energi yang dimasukan. Hal ini dikarenakan semakin tinggi putaran mesin maka semakin besar daya yang dihasilkan sehingga efisiensi termal akan semakin tinggi. Nilai efisiensi termal tertinggi adalah pada saat putaran mesin 4000 rpm dan pada saat sudut pengapian 22° sebelum titik mati atas denagan nilai 91,06 % dan nilai efisiensi termal terendah adalah pada saat putaran mesin 2000 rpm dan pada saat sudut pengapian 22° sebelum titik mati atas dengan nilai

49,98 %. Hasil pengujian efisiensi termal dapat dilihat pada Tabel 7.

Tabel 7 Hasil Pengujian Efisiensi Termal

Sudut Pengapian (°)	Putaran Mesin (rpm)	Daya (Watt)	FC (Kg/s)	SFC (Kg/J)	Efisiensi (%)
15	2089	1019.84	6.36E-05	6.236E-08	59.901581
	3024	1457.69	8.99E-05	6.168E-08	60.567082
	4048	2006.66	0.0001188	5.922E-08	63.083475
17	2052	1018.67	6.767E-05	6.643E-08	56.235225
	3052	1473.62	8.921E-05	6.054E-08	61.703355
	4070	2195.08	0.0001094	4.985E-08	74.930894
20	2058	1015.18	7.292E-05	7.183E-08	52.004853
	3022	1491.3	7.949E-05	5.33E-08	70.083054
	4033	2208.68	0.0001061	4.804E-08	77.758353
22	2048	1003.52	0.000075	7.474E-08	49.982428
	3046	1479.25	8.458E-05	5.718E-08	65.328946
	4065	2342.72	9.61E-05	4.102E-08	91.062102

4 Kesimpulan

Adapun kesimpulan dari penelitian kaji eksperimental pengaruh variasi putaran mesin terhadap laju konsumsi bahan bakar dengan menggunakan bahan bakar etanol adalah sebagai berikut:

1. Bahwa putaran mesin yang ideal yaitu terbagi menjadi 3 kriteria yaitu pada saat putaran 2000 rpm yang ideal adalah pada saat sudut pengapian 15° sebelum TMA sedangkan pada saat putaran mesin 3000 rpm yang ideal adalah pada saat sudut pengapian 20° sebelum TMA sedangkan pada saat putaran mesin 4000 rpm yang ideal adalah pada saat sudut pengapian 22° sebelum TMA. Dikatakan ideal karena konsumsi bahan bakarnya terkecil dari setiap sudut pengapian.
2. Bahwa sudut pengapian yang ideal dari empat variasi sudut pengapian dari sudut pengapian 15°, 17°, 20°, dan 22° yang ideal terbagi menjadi 3 yaitu pada saat putaran mesin 2000 rpm yang ideal adalah pada saat sudut 15° sebelum TMA sedangkan pada saat putaran mesin 3000 rpm yang ideal adalah pada saat sudut 20° TMA pada saat putaran mesin 4000 rpm yang ideal adalah pada saat sudut 22° sebelum TMA.
3. Dari eksperimen yang telah dilakukan bahwasannya untuk putaran mesin dan sudut pengapian yang dapat di aplikasikan ke ajang Kontes Mobil Hemat Energi adalah pada saat sudut pengapian 15° sebelum titik mati atas untuk putaran mesin 2000 rpm, karena hasil konsumsi bahan bakar sfesifik terkecil dari semua variasi sudut pengapian, pada saat sudut pengapian 20° sebelum titik mati atas untuk putaran mesin 3000 rpm, karena hasil konsumsi bahan bakar sfesifik terkecil dari semua variasi sudut pengapian dan , pada saat sudut pengapian 20° sebelum titik mati atas untuk putaran mesin 3000 rpm, karena hasil konsumsi bahan bakar sfesifik terkecil dari semua variasi sudut pengapian.

5 Daftar Pustaka

- [1] <https://www.bps.go.id/linkTableDinamis/view/id/1133>. Diakses pada tanggal 15 Agustus 2019
- [2] Arismunandar, W. 1988. *Penggerak Mula Motor Bakar Torak*. Edisi 5. ITB. Bandung.
- [3] LI, Liguang dan Liu, Zhimin . 2003. *Combustion and Emissions of Ethanol Fuel (E100) in a Small SI Engine*.
- [4] Sutantra N & Sampurno B. 2010. *Teknologi Otomotif Edisi Kedua*. Surabaya: Guna Widya.
- [5] Zhuang Yuan, dan Hong, Guang. 2012. *Primary investigation to leveraging effect of using ethanol fuel on reducing gasoline fuel consumption*