

ANALISIS ENERGI GAS ENGINE SIKLUS OTTO KAPASITAS 835 KW

Ahmad Syaifudin^[1,*], Romy^[2], Awaludin Martin^[3]

^[1,2,3]Laboratorium Konversi Energi, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Riau

^[*]94.ahmadsyaifudin@gmail.com

Abstract

Biogas from Palm Oil Mill Effluent (POME) is one of renewable energy resources that can be used to reduce the use of fossil energy in satisfying the electricity needs. At biogas power plant, gas engine is an important component which functions to convert the energy contained biogas into mechanical energy to drive the electric generator. Because of its important function, the performance of the gas engine needs to be maintained in order to remain well operated. In addition to maintaining the performance of gas engine, steps in improving the efficiency of gas engine energy usage also need to be done in order to become more efficient. Efficiency of the gas engine depends on the overall efficiency of cylinders gas engine in order to convert the energy of fuel into work. Energy analysis is needed to know the efficiency of multi-cylinder gas engine at biogas power plant, so it can be known the gas engine performance and can be used for further analysis in increasing the efficiency of the use of renewable energy sources (biogas) in gas engine. The purpose of this research was to know the energy or thermal efficiency of gas engine. Variables used in the analysis were a composition of biogas, flow rate of biogas, a temperature of gas mixture entering the gas engine and temperature of exhaust gas. The energy analysis result showed that the efficiency of all cylinders varies and the greatest energy or thermal efficiency of gas engine is on 5th and 10th cylinder (56.29%) and lowest in 8th cylinder (56.17%). The average energy or thermal efficiency of gas engine is 56.23%.

Keyword : Biogas, Biogas Power Plant, Gas Engine, Otto Cycle, Energy Analysis

1. Pendahuluan

Pada suatu Pembangkit Listrik Tenaga Biogas (PLTBg), *gas engine* merupakan komponen penting yang berfungsi untuk mengkonversi energi yang terkandung biogas menjadi energi mekanik untuk menggerakkan generator listrik [1]. Karena fungsinya yang penting, maka performa *gas engine* perlu dijaga agar tetap beroperasi dengan baik. Performa suatu *engine* merupakan ukuran seberapa besar efisiensi yang dihasilkan oleh *engine* tersebut [2]. Selain menjaga performa *gas engine*, langkah-langkah dalam peningkatan efisiensi penggunaan energi *gas engine* juga perlu dilakukan agar menjadi lebih efisien.

Dalam menilai efisiensi *gas engine* tentunya diperlukan suatu analisis. Analisis yang dapat dilakukan yaitu analisis energi. Analisis energi [3] merupakan analisis yang didasarkan pada hukum pertama termodinamika yaitu prinsip kekekalan energi. Analisis efisiensi termodinamika mesin pembakaran dalam dilakukan dengan menerapkan keseimbangan massa dan energi yang melewati siklus *engine* [4,5,6]. Kajian ini telah menjadi dasar untuk optimasi lebih lanjut dari teknologi mesin saat ini [7].

Gas engine pada suatu PLTBg umumnya memiliki multi silinder, oleh karena itu efisiensi dari *gas engine* bergantung dari efisiensi keseluruhan silinder *gas engine* dalam mengkonversi energi bahan bakar menjadi kerja untuk menggerakkan generator listrik. Analisis energi diperlukan untuk mengetahui efisiensi *gas*

engine multi silinder pada suatu PLTBg, sehingga dapat digunakan untuk analisis lebih lanjut dalam meningkatkan efisiensi penggunaan sumber energi terbarukan (biogas) pada *gas engine*.

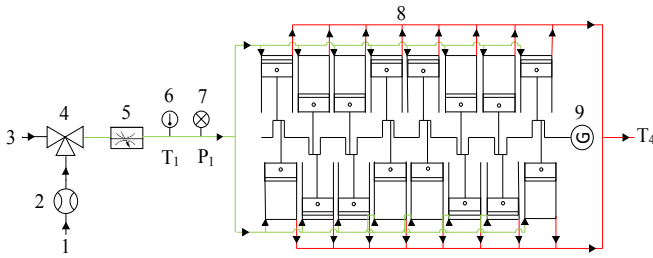
Perhitungan parameter-parameter Siklus Otto seperti kalor yang masuk (Q_{in}) dan keluar (Q_{out}) serta kerja bersih (W_{net}) pada penelitian ini menggunakan nilai kalor spesifik yang bervariasi tergantung pada temperatur fluida yang bekerja. Fluida yang bekerja sebelum proses pembakaran adalah campuran biogas dan udara sedangkan setelah proses pembakaran adalah gas produk pembakaran. Sehingga hasil yang diperoleh pada penelitian ini diharapkan lebih mendekati kepada kondisi aktual dibanding dengan perhitungan pada Siklus Otto menggunakan penyederhanaan dengan asumsi bahwa fluida kerja adalah udara dengan nilai kalor spesifik yang konstan seperti pada beberapa referensi [3, 8, 9, 10].

Penelitian mengenai efisiensi Siklus Otto dengan nilai kalor spesifik bervariasi bergantung pada temperatur fluida kerja sebelumnya telah dilakukan, hasil penelitian [12] menunjukkan bahwa nilai kalor spesifik yang bervariasi memiliki pengaruh terhadap efisiensi siklus dan harus menjadi perhatian dalam melakukan analisis siklus.

Adapun tujuan dari penelitian adalah untuk mengetahui efisiensi energi atau *thermal gas engine* Siklus Otto pada PLTBg PT. Ramajaya Pramukti berkapasitas 835 kW berbahan bakar biogas dari limbah cair kelapa sawit atau *Palm Oil Mill Effluent* (POME) yang terletak di Kabupaten Kampar, Provinsi Riau.

2. Metodologi

Skema operasional *gas engine* ditunjukkan pada Gambar 1.

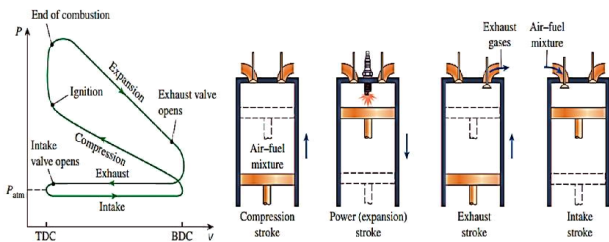


Gambar 1. Skema Operasional *Gas Engine*

Keterangan :

1. *Biogas supply*
2. *Flow meter*
3. *Air inlet*
4. *Gas mixer*
5. *Throttle valve*
6. *Thermocouple*
7. *Pressure gauge*
8. *Engine*
9. *Generator*

Keadaan yang akan dianalisis adalah urutan proses pada Siklus Otto aktual ditunjukkan pada Gambar 2.



Gambar 2. Siklus Otto Aktual [9]

Berdasarkan Gambar 2, *State 1* merupakan keadaan sebelum langkah kompresi, *state 2* merupakan keadaan setelah langkah kompresi, *state 3* merupakan keadaan setelah proses pembakaran dan *state 4* merupakan keadaan setelah langkah kerja.

Temperatur setelah proses kompresi diperoleh menggunakan persamaan 1 [8] :

$$T_2 = T_1(r_c)^{k-1} \quad (1)$$

Dimana nilai k dievaluasi pada *midpoint* T_1 dan T_2 [7]. Nilai rasio kalor spesifik diperoleh dengan persamaan 2 [9] :

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (2)$$

Nilai c_p diperoleh dengan persamaan 3 [9] :

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (3)$$

Nilai c_v diperoleh dengan persamaan 4 [9] :

$$c_v = c_p - R \quad (4)$$

Nilai R untuk *gas mixture* diperoleh dengan persamaan 5 [9] :

$$R_m = \frac{R_u}{M_m} \quad (5)$$

Temperatur setelah proses pembakaran diperoleh menggunakan persamaan 6 [9] :

$$T_3 = T_4(r_c)^{k-1} \quad (6)$$

Dimana nilai k dievaluasi pada *midpoint* T_3 dan T_4 [5]. Nilai kalor yang masuk diperoleh menggunakan persamaan 7 [8] :

$$q_{in} = c_v(T_3 - T_2) \quad (7)$$

Nilai kalor yang keluar diperoleh dengan persamaan 8 [8] :

$$q_{out} = c_v(T_4 - T_1) \quad (8)$$

Efisiensi *thermal/energi* Siklus Otto ($\eta_{th,Otto}$) diperoleh menggunakan persamaan 9 [8] :

$$\eta_{th,Otto} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = \frac{q_{in} - q_{out}}{q_{in}} \quad (9)$$

Peneliti membatasi masalah yang akan dibahas sebagai berikut:

1. Sampel data yang dibahas adalah data aktual operasi mesin harian pukul 23.00 WIB tanggal 28 November 2016 milik PLTBg PT. Ramajaya Pramukti.
2. Nilai c_p yang dihitung merupakan nilai c_p dari rata-rata T_1, T_2, T_3 , dan T_4 untuk 16 silinder.

3. Hasil

Diketahui rasio kompresi (r_c) *gas engine* adalah 12,5 [11]. Debit biogas masuk *gas engine* (\dot{V}_{bb}) sebesar 0,100 m³/s. Dan komposisi biogas PLTBg PT. Ramajaya Pramukti ditunjukkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Komposisi Biogas

Komposisi Biogas	%Volume
Metana (CH ₄)	48,3
Karbon dioksida (CO ₂)	34,9
Oksigen (O ₂)	1,9
<i>Gas balance</i>	14,9
Hidrogen Sulfida (H ₂ S)	124 ppm
Σy = 1,000	

Komposisi biogas terdapat komposisi *gas balance*, yaitu gas-gas yang tidak terdeteksi oleh alat ukur biogas. Sehingga diasumsikan seperti komposisi biogas referensi [1]. Dan diperoleh fraksi mol biogas seperti ditunjukkan pada Tabel 2.

Tabel 2. Fraksi Mol Komposisi Biogas

Komposisi Biogas	Fraksi Mol (y)
Metana (CH ₄)	0,4830
Karbon dioksida (CO ₂)	0,3490
Oksigen (O ₂)	0,0190
Uap air (H ₂ O _(g))	0,0946
Nitrogen (N ₂)	0,0270
Amonia (NH ₃)	0,0135
Hidrogen (H ₂)	0,0135
Hidrogen Sulfida (H ₂ S)	0,0003
Σy = 1,000	

Data operasional *gas engine* PLTBg PT. Ramajaya Pramukti dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Data Operasional *Gas Engine*

Parameter	Satuan	Nilai
Bost Pressure (P_1)	kPa	342,325
Charge Temperature (T_1)	$^{\circ}\text{C}$	50,1
Exhaust Gas Temperature Cyl 1	$^{\circ}\text{C}$	567
Exhaust Gas Temperature Cyl 2	$^{\circ}\text{C}$	564
Exhaust Gas Temperature Cyl 3	$^{\circ}\text{C}$	567
Exhaust Gas Temperature Cyl 4	$^{\circ}\text{C}$	567
Exhaust Gas Temperature Cyl 5	$^{\circ}\text{C}$	578
Exhaust Gas Temperature Cyl 6	$^{\circ}\text{C}$	564
Exhaust Gas Temperature Cyl 7	$^{\circ}\text{C}$	563
Exhaust Gas Temperature Cyl 8	$^{\circ}\text{C}$	560
Exhaust Gas Temperature Cyl 10	$^{\circ}\text{C}$	579
Exhaust Gas Temperature Cyl 11	$^{\circ}\text{C}$	573
Exhaust Gas Temperature Cyl 12	$^{\circ}\text{C}$	571
Exhaust Gas Temperature Cyl 13	$^{\circ}\text{C}$	568
Exhaust Gas Temperature Cyl 14	$^{\circ}\text{C}$	568
Exhaust Gas Temperature Cyl 15	$^{\circ}\text{C}$	563
Exhaust Gas Temperature Cyl 16	$^{\circ}\text{C}$	571

Dari proses perhitungan energi diperoleh massa jenis biogas (ρ_{bb}) sebesar $1,076 \text{ kg/m}^3$, laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_{bb}) sebesar $0,108 \text{ kg/s}$, dan laju aliran massa udara (\dot{m}_{ud}) sebesar $0,989 \text{ kg/s}$. Sehingga laju aliran massa campuran/*mixture* (\dot{m}_m) biogas dan udara adalah sebesar $1,097 \text{ kg/s}$. Nilai kalor spesifik (c_v) dan rasio kalor spesifik (k) yang bergantung pada fluida kerja serta temperatur fluida kerja ditunjukkan pada Tabel 4.

Tabel 4. Nilai Kalor Spesifik dan Rasio Kalor Spesifik

State	Fluida	$T_{\text{rata-rata}}$ (K)	c_v (kJ/kg.K)	k
1	Biogas+udara	323,25	0,760	1,383
2	Biogas+udara	782,94	0,902	1,322
3	Gas Produk Pembakaran	1758,77	1,072	1,276
4	Gas Produk Pembakaran	841,40	0,906	1,326

Efisiensi energi/*thermal gas engine* ditunjukkan pada Tabel 5.

Tabel 5. Hasil Perhitungan Energi

Silinder	Q_{in} (kW)	Q_{out} (kW)	W_{net} (kW)	$\eta_{th,Otto}$ (%)
1	80,71	35,33	45,37	56,22
2	80,25	35,15	45,10	56,20
3	80,71	35,33	45,37	56,22
4	80,71	35,33	45,37	56,22
5	82,40	36,02	46,38	56,29
6	80,25	35,15	45,10	56,20
7	80,09	35,09	45,01	56,19

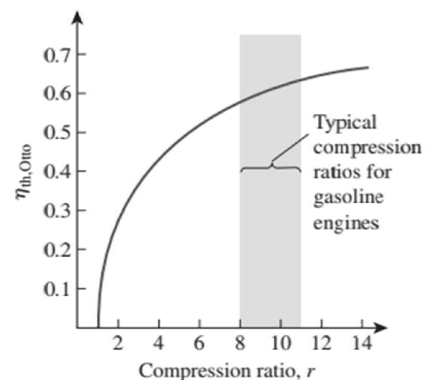
Tabel 5. Hasil Perhitungan Energi (lanjutan)

Silinder	Q_{in} (kW)	Q_{out} (kW)	W_{net} (kW)	$\eta_{th,Otto}$ (%)
8	79,63	34,90	44,73	56,17
9	81,01	35,46	45,55	56,23
10	82,55	36,08	46,47	56,29
11	81,63	35,71	45,92	56,26
12	81,32	35,58	45,74	56,24
13	80,86	35,40	45,46	56,22
14	80,86	35,40	45,46	56,22
15	80,09	35,09	45,01	56,19
16	81,32	35,58	45,74	56,24
Rata-rata	80,90	35,41	45,49	56,23
Total	1294,37	566,60	727,77	-

4. Pembahasan

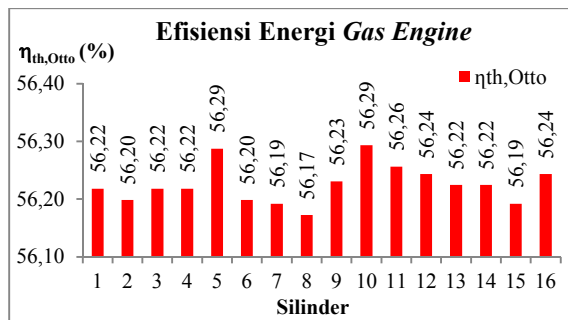
Pada penelitian ini, nilai rasio panas spesifik (k) bervariasi akibat penggunaan nilai kalor spesifik (c_v) yang berubah tergantung nilai temperatur (T) dan fluida kerja pada proses yang terjadi pada Siklus Otto. Umumnya, dalam melakukan analisis Siklus Otto ideal digunakan penyederhanaan perhitungan. Fluida kerja diasumsikan sebagai udara dengan nilai rasio panas spesifik (k) sebesar 1,4 [3,9].

Efisiensi Siklus Otto ideal merupakan fungsi dari rasio kompresi dengan nilai k konstan sebesar 1,4 seperti ditunjukkan pada Gambar 3. Diketahui rasio kompresi (r_c) *gas engine* adalah 12,5 [11]. Jika berpedoman pada Gambar 3, maka nilai efisiensi Siklus Otto adalah $\cong 64\%$. Dengan menggunakan nilai k bervariasi, maka nilai efisiensi Siklus Otto yang dihasilkan pada penelitian ini dibawah nilai yang ditetapkan seperti ditunjukkan pada Gambar 4.



Gambar 3. Efisiensi Siklus Otto Ideal Fungsi dari Rasio Kompresi [5]

Dari hasil perhitungan energi diperoleh nilai efisiensi energi/*thermal* untuk 16 silinder *gas engine*. Grafik efisiensi tiap silinder *gas engine* ditunjukkan pada Gambar 4.



Gambar 4. Efisiensi Silinder Gas Engine

Berdasarkan Gambar 4, efisiensi energi atau *thermal* 16 silinder *gas engine* Siklus Otto dengan bahan bakar biogas adalah pada *range* 56,17%-56,29%. Silinder dengan efisiensi terendah yaitu nomor 8 dan tertinggi nomor 5 dan 10 dan rata-rata efisiensi seluruh silinder sebesar 56,26%. Hal ini lebih rendah jika dibandingkan dengan efisiensi *engine* pada Pembangkit Listrik Tenaga Diesel (PLTD) berbahan bakar solar yang memiliki efisiensi 63,0%-69,8% dengan perbandingan rasio kompresi 12 sampai 19 [13]. Meskipun memiliki efisiensi lebih rendah, *gas engine* dengan bahan bakar biogas dari POME memiliki keunggulan dari segi penyediaan bahan bakar. Dimana bahan bakar bersifat *renewable energy* yang memiliki bahan baku memadai khususnya di Provinsi Riau yang memiliki luas perkebunan 2.381.895 hektar dan total produksi 7.333.620 ton pada tahun 2015 [14]. Sehingga penggunaan bahan bakar biogas dari POME menjadi layak untuk dipertimbangkan.

5. Simpulan

Dari analisis energi yang telah dilakukan yang bertujuan untuk mengetahui efisiensi energi atau *thermal gas engine* dengan bahan bakar biogas dari POME pada *gas engine* Siklus Otto PLTBg PT. Ramajaya Pramukti diperoleh kesimpulan bahwa efisiensi energi atau *thermal* 16 silinder *gas engine* berada pada *range* 56,17%-56,29%. Dan nilai rata-rata efisiensi energi atau *thermal* 16 silinder *gas engine* Siklus Otto kapasitas 835 kW di PT. Ramajaya Pramukti yang menggunakan bahan bakar biogas dari POME adalah sebesar 56,23%.

6. Ucapan Terimakasih

Terimakasih peneliti sampaikan kepada PT. Ramajaya Pramukti yang telah memfasilitasi peneliti dalam mengambil data *gas engine*. Serta kepada semua pihak yang telah membantu terkhusus keluarga besar Lab. Konversi Energi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Riau.

Daftar Pustaka

[1] Winrock International, 2015. *Buku Panduan Konversi POME Menjadi Biogas Pengembangan Proyek di Indonesia*. Jakarta.

- [2] As'adi, M. dan Y. Djaja. 2017. Kaji Eksperimental Penggunaan Liquid Gas for Vehicle (LGV) dengan Pertamina Terhadap Performa dan Emisi Gas Buang Motor Bensin 2000 cc. *Jurnal Teknik Mesin (JTM)*. 6 : 62-68.
- [3] Moran, M.J. dan H.N, Shapiro. 2006. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Edisi 5. West Sussex: John Wiley & Sons Ltd.
- [4] Taylor, C. F. 1966. *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*. MIT Press. Cambridge-UK.
- [5] Rakopoulos, C. D. 1986. Proceeding Int. AMSE-France Conference. Naples, Italy, Vol. 3.3, Hal. 229-237.
- [6] Bayraktar, H. dan O. Durgun. 2003. Mathematical Modeling of Spark-ignition Engine Cycles. *Energy Sciences*. 25: 651-666.
- [7] Heywood, J. B. 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill. New York-USA.
- [8] Pulkrabek, W.W. 2004. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Edisi 2. Prentice Hall. Upper Saddle River-New Jersey.
- [9] Cengel, Y.A. dan M.A, Boles. 2015. *Thermodynamics : An Engineering Approach*. Edisi 8, McGraw-Hill Education . New York-USA.
- [10] Lior, N. dan G.J, Rudy. 1988. Second-Law Analysis of an Ideal Otto Cycle. *Energy Convers. Mgmt*, 28(4):327-334.
- [11] GE Jenbacher GmbH & Co OG. *Description/operation Book GE Jenbacher JGS 316 GS-B.L*. Austria
- [12] Ge, Yanlin., Lingen, Chen., Fengrui, Sun., dan Chih, Wu. 2004. Thermodynamic simulation of Performance of an Otto Cycle with Heat Transfer and Variable Specific Heats of Working Fluid. *International Journal of Thermal Science*, 44 (2005) : 506-511.
- [13] Widagno, E. 2013. Optimasi Pola Pembebanan Daya Mesin Pembangkit Listrik Diesel SWD 16 TM 410 Terhadap Efisiensi Konsumsi Bahan Bakar. *Jurnal ELKHA*.5 (2): 1-6.
- [14] Direktorat Jenderal Perkebunan. 2015. *Statistik Perkebunan Indonesia 2014-2016*. Direktorat Jenderal Perkebunan. Jakarta