

ANALISIS ENERGI GAS *ENGINE* SIKLUS MILLER DENGAN BAHAN BAKAR BIOGAS BERBAHAN BAKU POME

Atikah Purwantari¹, Romy², Iwan Kurniawan³

Laboratorium Konversi Energi, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Riau
¹apurwantari59@gmail.com, ²romy_pku@yahoo.com, ³iwan_ktm79@yahoo.com

ABSTRACT

The Biogas Power Plant comes with a form of alternative energy handling efforts originating from POME. Because of the engine is continuously operated without stopping, it requires maintenance so that the engine's performance is maintained properly. The decrease in engine performance produces wasted energy so that engine efficiency is not optimal. In addition, the maintenance process takes a long time until the engine can be operated again. This is a problem because the maintenance process is carried out on all cylinder engines. The purpose of this study is to calculate and analyze the energy on the left and right exhaust on the gas engine Guascor SFGM 560 Miller Cycle. From the analysis, the biggest energy efficiency is in the left cylinder in the first period which was 59.82% at 15.00 PM. and as a comparison in second period the highest efficiency is at 12.00 that was equal to 66.45%.

Keywords: miller cycle, biogas, gas engine, energy, efisiensi energi

1. Pendahuluan

Pertumbuhan ekonomi yang meningkat akan mendorong penggunaan energi secara nasional. Namun ketersediaan sumber daya energi fosil semakin berkurang, oleh karena itu sangat dibutuhkan upaya dan peranan energi alternatif yang dapat diperbaharui untuk memenuhi kebutuhan energi yang kian pesat. Pembangkit Listrik Tenaga Biogas hadir dengan bentuk usaha penanganan energi alternatif yang berasal dari POME.

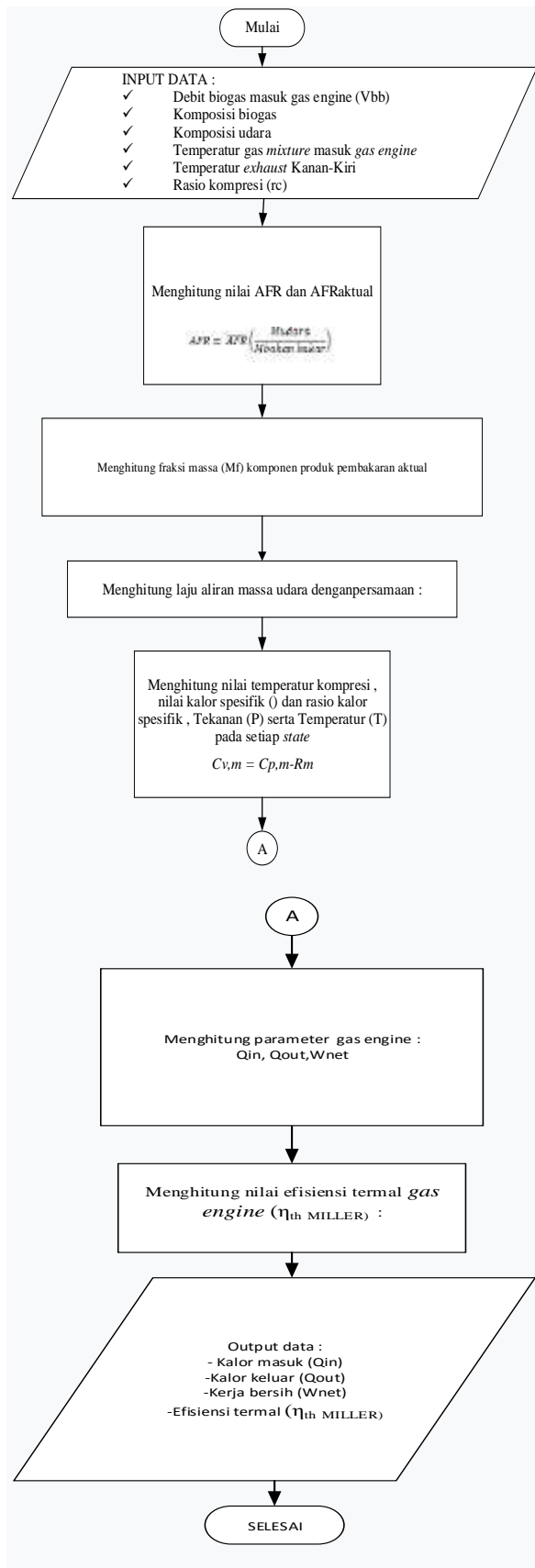
Penggunaan analisis energi pada Siklus Miller telah didiskusikan oleh beberapa penulis Lin [1] mengevaluasi kinerja Siklus Miller yang *irreversible* dalam mesin piston empat langkah. Mousapour [2] meneliti pengaruh variable panas spesifik dari fluida kerja, *irreversibilitas*, perpindahan panas, dan gesekan pada kinerja Siklus Miller. Ticona [3] membuat pemodelan matematika dan analisa termodinamika pada proses *irreversible* Siklus Miller yang bekerja pada mesin *rotary* piston. Fukajawa [4] menggambarkan teknologi utama dan spesifikasi kinerja *gas engine* Siklus Miller.

2. Metode

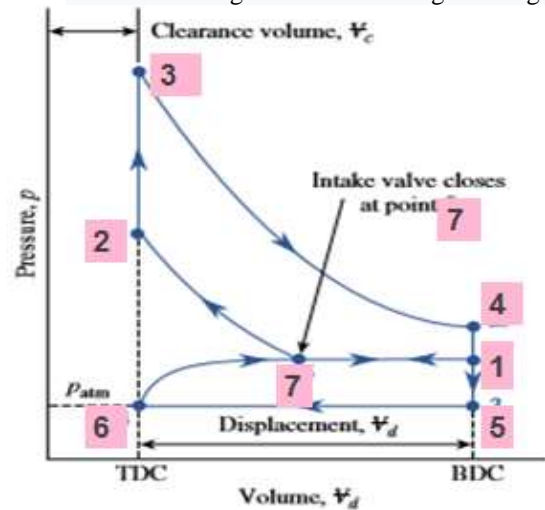
Pada penelitian ini yang menjadi objek penelitian adalah *gas engine* Guascor SFGM 560 pada PLTBg PT. Karya Mas Energi. *Gas engine* merupakan bagian utama dalam pembangkit listrik tenaga biogas yang berfungsi sebagai pengkonversi energi biogas menjadi energi listrik pada PLTBg PT. Karya Mas Energi. *Gas engine* ini bekerja berdasarkan prinsip Siklus Miller, berbahan bakar biogas, berpendingin air dan memiliki 16 silinder dengan *exhaust* kanan dan kiri per 8 silindernya.

Pengumpulan data dilakukan dengan observasi ke lapangan dengan mengambil sampel data aktual operasi unit selama 48. Analisis dilakukan dengan menggunakan *daily logsheet* operasional *gas engine* Siklus Miller selama dua periode yakni periode 1 yaitu sehari setelah *overhaul* (November 2018) dan periode 2 yaitu 4 bulan sesudah *overhaul* (Maret 2019).

Dari data *daily logsheet* operasional *gas engine* dilakukan perhitungan dan analisis dengan prosedur yang ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Diagram Alir Perhitungan Energi



Gambar 2. Siklus Miller

Berikut termodinamika untuk Siklus Miller:

a. Proses 6-7-1 : proses hisap [5]

Langkah hisap pada *turbocharge*. Pada proses ini campuran udara dan bahan bakar (*gas mixture*) dihisap melalui *turbocharge* untuk selanjutnya dimasukkan ke *engine*. Yang berakibat kenaikan temperatur (6-7) dan volume yang meningkat (6-7-1).

$$T_7 = \frac{T_1}{\left(\frac{V_7}{V_1}\right)^k} \quad (1)$$

$$W_{t_{6-7}} = \dot{m}_m (C_{p,m,6} \times T_6 - C_{p,m,7} \times T_7) \quad (2)$$

b. Proses 1-7 : proses kompresi pada kondisi isobarik. [6]

Dimana *gas mixture* dikompresikan pada tekanan konstan dan volume yang menurun.

$$T_1 = T_7 \left(\frac{V_7}{V_1}\right)^{k-1} \quad (3)$$

c. Proses 7-2 : proses kompresi pada kondisi isentropik. [5]

Langkah kompresi ini terjadi pada kondisi isentropik atau *adiabatic reversible*, dimana tidak ada kalor yang masuk ataupun keluar dari sistem (*adiabatic*) dan proses ini mampu balik (*reversible*).

$$T_2 = T_7 (rc)^{k-1} \quad (4)$$

$$W_{c_{7-2}} = \dot{m}_m [(C_{v,m,2} \times T_2) - (C_{v,m,7} - T_7)] \quad (5)$$

d. Proses 2-3 : proses pemasukan kalor pada kondisi isokhorik. [5]

Dimana pada proses pembakaran, campuran bahan bakar dan udara yang telah dikompresi terbakar yang disebabkan karena adanya percikan bunga api dari busi sehingga terjadi perubahan energi kimia bahan bakar menjadi energi termal (panas).

$$T_3 = (T_4 / (V_3 / V_4)^{k-1}) \quad (6)$$

$$Q_{in} = \dot{m}_m [(C_{vm,3} \times T_3) - (C_{vm,2} - T_2)] \quad (7)$$

- e. Proses 3-4 : proses ekspansi pada kondisi isentropik. [6]

Dimana pada proses ini temperatur dan tekanan menurun

$$T_4 = T_5 / (P_5 / P_4) \quad (8)$$

$$W_{c_{3-4}} = \dot{m}_m [(C_{vm,3} \times T_3) - (C_{vm,4} - T_4)] \quad (9)$$

- f. Proses 4-5 : proses pengeluaran kalor pada kondisi isokhorik. [6]

Dimana pada proses ini volume akan konstan dan tekanan menurun. Sebagian dari gas akan dimanfaatkan kembali sehingga masuk ke *turbocharge* untuk memutar sudu turbin.

$$T_5 = T_4 \left(\frac{P_5}{P_4} \right) \quad (10)$$

$$Q_{out} = \dot{m}_m [(C_{vm,4} \times T_4) - (C_{vm,5} - T_5)] \quad (11)$$

- g. Proses 5-6 : proses buang pada kondisi isobarik. [6]

Dimana pada proses ini variable yang berubah adalah volume yang menurun sedangkan tekanan tetap.

$$T_6 = T_0 \quad (12)$$

$$W_{c_{5-6}} = \dot{m}_m [(C_{pm,5} \times T_5) - (C_{pm,6} - T_6)] \quad (13)$$

Kemudian efisiensi termal dari Siklus Miller menjadi: [7]

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \times 100\% \quad (14)$$

3. Hasil

Data hasil pengamatan merupakan data aktual yang diperoleh dari *record data (log sheet)* selama 24 jam pada PLTBg PT.Karya Mas Energi, ditunjukkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Komposisi Biogas *Gas Engine* Siklus Miller dan Udara Umum

Parameter	Lambang	Nilai	Satuan
Debit biogas	\dot{V}_{bb}	0,139	m^3/s
Temperatur <i>gas mixture</i>	T_1	330	K
Temperatur masuk <i>turbo</i>	T_7	323	K
Tekanan <i>gas mixture</i>	$P_1=P_7$	116,325	kPa
Temperatur lingkungan (<i>ambient</i>)	$T_0=T_6$	297,3	K
Tekanan atmosfer	$P_0=P_6=P_{atm}$	101,325	kPa
Temperatur gas buang (<i>exhaust</i>)	$T_{5,1}$	867,9	K
	$T_{5,2}$	870,2	K
Rasio ekspansi	r_e	12,3	

Sedangkan komposisi biogas yang digunakan sebagai fluida kerja diukur menggunakan *gas analyzer* yang diukur setiap kali *maintenance* dilakukan, ditunjukkan pada Tabel 2.

Tabel 2. Data Hasil Pengukuran dan Pengamatan *Gas Engine*

KOMPOSISI BIOGAS	
Rumus kimia	% volume
CH ₄	61,80
CO ₂	6,10
O ₂	0,70
Bal	31,4
H ₂ S	0,06

Kerja (\dot{W}) dan kalor (\dot{Q}) pada setiap *state* Siklus Miller pada *gas engine* dapat ditentukan sebagai berikut:

- a. Proses 6-7 : Udara dan bahan bakar dihisap masuk *engine*

$$W_{t_{6-7}} = \dot{m}_m (C_{pm,6} \times T_6 - C_{pm,7} \times T_7) \text{ kW}$$

$$= 0,067 \frac{kg}{s} \left[\left(1,314 \frac{kJ}{kg.K} \times 297,3 \text{ K} \right) - \right.$$

$$\left. \left(1,314 \frac{kJ}{kg.K} \times 322,9 \text{ K} \right) \right]$$

$$= -2,154 \text{ kW}$$

- b. Proses 7-1 merupakan proses dimana udara dan bahan bakar dihisap oleh *turbocharge* sehingga mengakibatkan tekanannya bertambah, sedangkan proses 1-7 merupakan proses dimana udara dan bahan bakar dikompresi pada tekanan konstan. Pada proses ini terjadi irreversibilitas pada sistem sehingga menyebabkan kerja yang masuk dan kerja yang keluar saling meniadakan.

- c. Proses 7-2 : proses kompresi pada kondisi isentropik

$$W_{c_{7-2}} = \dot{m}_m [(C_{vm,2} \times T_2) - (C_{vm,7} - T_7)]$$

$$= 0,067 \frac{kg}{s} \left[\left(1,157 \frac{kJ}{kg.K} \times 677,3 \text{ K} \right) - \right.$$

$$\left. \left(1,023 \frac{kJ}{kg.K} \times 322,9 \text{ K} \right) \right]$$

$$= 30,484 \text{ kW}$$

- d. Proses 2-3 : Proses pembakaran atau pemasukan kalor

$$Q_{in} = \dot{m}_m [(C_{vm,3} \times T_3) - (C_{vm,2} - T_2)]$$

$$= 0,067 \frac{kg}{s} \left[\left(1,504 \frac{kJ}{kg.K} \times 2597, \text{ K} \right) - \right.$$

$$\left. \left(1,157 \frac{kJ}{kg.K} \times 677,3 \text{ K} \right) \right]$$

$$= 210,274 \text{ kW}$$

e. Proses 3-4 : Proses Ekspansi

$$\begin{aligned} W_{c_{3-4}} &= \dot{m}_m [(C_{vm,3} \times T_3) - (C_{vm,4} - T_4)] \\ &= 0,067 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left[\left(1,504 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times 2601,1 \text{ K} \right) - \right. \\ &\quad \left. \left(1,393 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times 1241,9 \right) \right] \\ &= 117,093 \text{ kW} \end{aligned}$$

f. Proses 4-5 : Proses pengeluaran kalor

$$\begin{aligned} Q_{out} &= \dot{m}_m [(C_{vm,4} \times T_4) - (C_{vm,5} - T_5)] \\ &= 0,067 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left[\left(1,393 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times 1554,5 \text{ K} \right) - \right. \\ &\quad \left. \left(1,244 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times 869,1 \text{ K} \right) \right] \\ &= 72,939 \text{ kW} \end{aligned}$$

g. Proses 5-6 : Exhaust

$$\begin{aligned} W_{c_{5-6}} &= \dot{m}_m [(C_{pm,5} \times T_5) - (C_{pm,6} - T_6)] \\ &= 0,067 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left[\left(1,570 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times 869,1 \text{ K} \right) - \right. \\ &\quad \left. \left(1,295 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times 297,3 \text{ K} \right) \right] \\ &= 52,533 \text{ kW} \end{aligned}$$

Sehingga untuk mendapatkan efisiensi termal dapat digunakan persamaan 14, sehingga :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}}$$

$$\eta_{th} = \frac{94,028 \text{ kW}}{210,274 \text{ kW}} = 65,25 \%$$

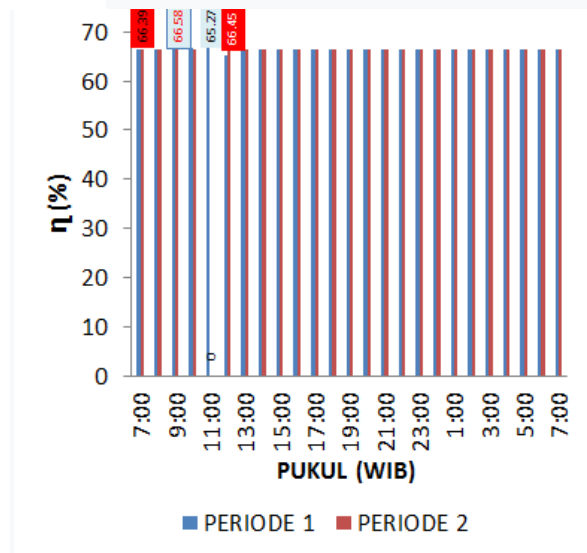
Dengan perhitungan yang sama dengan cara sebelumnya maka nilai kalor masuk, kalor keluar dan efisiensi energi sistem untuk 16 silinder dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Efisiensi Energi Sistem

SILINDER	Q _{in} (Kw)	Q _{out} (Kw)	W _{net} (Kw)	η _{milller} (%)
1	209,926	72,939	94,028	65,25
2	209,926	72,939	94,028	65,25
3	209,926	72,939	94,028	65,25
4	209,926	72,939	94,028	65,25
5	209,926	72,939	94,028	65,25
6	209,926	72,939	94,028	65,25
7	209,926	72,939	94,028	65,25
8	209,926	72,939	94,028	65,25
9	210,622	73,132	94,531	65,28
10	210,622	73,132	94,531	65,28
11	210,622	73,132	94,531	65,28
12	210,622	73,132	94,531	65,28
13	210,622	73,132	94,531	65,28
14	210,622	73,132	94,531	65,28
15	210,622	73,132	94,531	65,28
16	210,622	73,132	94,531	65,28
RATA-RATA	210,274	73,036	94,279	65,27

4. Pembahasan

Gas engine yang dianalisa merupakan gas engine dengan 16 silinder dengan total kapasitas 1025 kW selama 24 jam dengan perbandingan antara periode 1 yaitu sehari setelah dilakukannya *overhaul* dan pada periode 2 yaitu 4 bulan setelah dilakukannya *overhaul*. Perbandingan keduanya dapat dilihat pada Gambar 3.



Gambar 3. Perbandingan Efisiensi

Analisa energi telah dilakukan berdasarkan data operasional gas engine pada periode 1 pada bulan

November (09 November 2018) dan pada periode 2 yang dilakukan pada bulan Maret (09 Maret 2019) dengan total 48 jam data operasional *gas engine*. Analisa data juga dilakukan dengan membandingkan temperatur pada lingkungan pada setiap jamnya, temperatur lingkungan diperoleh dari data BMKG setempat.

Berdasarkan Gambar 3 dapat diketahui bahwa efisiensi tertinggi pada periode 1 terdapat pada pukul 09.00 sebesar 66,58% dan terendah terdapat pada pukul 11.00 yaitu 65,27%. Sedangkan pada periode 2 efisiensi tertinggi terdapat pada pukul 12.00 yaitu sebesar 66,45% dan terendah terdapat pada pukul 07.00 yaitu sebesar 66,39%.

5. Simpulan dan Saran

Simpulan perhitungan yang telah dilakukan, didapat efisiensi energi tertinggi dan terendah secara berurutan terdapat pada periode 1 yaitu sebesar 66,58% pada pukul 09.00 dan 65,27% pada pukul 11.00. Sedangkan pada periode dua efisiensi tertinggi dan terendah secara berurutan yaitu sebesar 66,45% pada pukul 12.00 dan 66,39% pada pukul 07.00. Penurunan efisiensi terjadi karena perbedaan kualitas input yang masuk ke sistem, Sehingga selanjutnya perlu dilakukannya analisis *exergy* sebelum *overhaul* dilakukan agar dapat menganalisa komponen mesin, sehingga pemeliharaan yang dilakukan akan lebih efisien.

Daftar Pustaka

- [1] Lin,J, Xu.Z, Chang. S, Yan.H, 2014. Finite-Time Thermodynamic Modelling and Analysis of an Irreversible Miller Cycle Working on A Four-Stroke Engine. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.03.012>
- [2] Mousapour.,A, Rezapour.K, 2014. Effects of Variable Specific Heats of the Working Fluid,Internal Irreversibility,Heat Transfer and Friction on Performance of a Miller Cycle.International Journal of Mechatronics,Electricel and Computer Technology. Vol 4(12) pp.886-909.
- [3] Ticona.E, Guarato.A,2015. Mathematical Modellingand Analysis of Thermodynamic Processes of an Irreversible Miller Cycle Working on a Piston Rotary Engine. 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering. Brazil.
- [4] Fukuzawa.Y., Shimoda H., Kakuhama.Y., Endo.H., Tanaka.K., *Development of high efficiency Miller cycle gas engine*, Technical Review 38 (2001) 146–150. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd..
- [5] Pulkrabek,W.W.1997.Engineering Fundamentals of the Internal Combustion. 1th ed.New Jersey.
- [6] Balmer,T.Robert.,2011.Modern Engineering Thermodynamics. United States of America. Elviesier.