

Analisa Performa Mesin *Stirling* Tipe *Alpha* Inovasi Desain Sudut Fasa 180°

Dhimas Satria*, Rina Lusiani, Imron Rosyadi, Erny Listijorini, Aswata, Yogi Hermawan

Jurusan Teknik Mesin, Universitas Sultan Ageng Tirtayasa

Jl. Jenderal Sudirman km. 3, Cilegon, Banten

*E-mail: dhimas@untirta.ac.id

Received: 25 -03-2020; Accepted: 16-04-2020; Published online: 23-04-2020

Abstrak

Energi fosil yang terbatas menuntut untuk mengembangkan teknologi yang menggunakan energi alternatif, salah satu teknologi yang sesuai adalah mesin *stirling* karena merupakan teknologi pembakaran luar yang dapat memanfaatkan sumber kalor yang tersedia, termasuk di dalamnya adalah biomassa yang merupakan sumber energi yang melimpah dan mudah didapatkan. Penelitian ini merupakan inovasi desain dari penelitian terkait mesin *stirling* sebelumnya, yaitu dengan membuat sudut fasa menjadi 180°, dengan tujuan untuk mengurangi pengaruh gravitasi pada saat silinder dingin terkompresi, karena sudut fasa yang sekarang digunakan (90°) memiliki kekurangan yaitu silinder dinginnya yang tegak lurus ke atas, sehingga proses kompresinya melawan gravitasi. Tujuan dari penelitian adalah untuk mengetahui performa dari mesin *stirling* tipe *alpha* inovasi desain berbasis biomassa ini. Sedangkan metode yang digunakan menggunakan metode *Schmidt* yaitu salah satu metode perhitungan *isothermal* untuk mesin *stirling*. yang berdasarkan pada ekspansi *isothermal* dan kompresi dari gas ideal. Hasil penelitian menghasilkan kerja total per siklus adalah 9.43 Joule, sementara kalor yang diserap adalah 18.47 Joule dan kalor yang dibuang adalah 9.04 Joule, sedangkan efisiensi thermal dari mesin *stirling* adalah 51%.

Kata kunci: mesin *stirling*, *alpha*, inovasi, biomassa, performa

Abstract

Limited fossil energy demands to develop technology that uses alternative energy, one of the appropriate technologies is the *stirling* engine because it is an external combustion technology that can utilize available heat sources, including biomass which is an abundant and easily available energy source. This research is a design innovation from previous *stirling* engine related research, namely by making the phase angle to 180°, with the aim to reduce the influence of gravity when the cold cylinder is compressed, because the phase angle now used (90°) has the disadvantage that the cold cylinder is perpendicular to above, so that the compression process is against gravity. The aim of the research is to find out the performance of this type of *stirling* engine, biomass-based design innovation. While the method used is the *Schmidt* method, which is one of the *isothermal* calculation methods for *stirling* engines. which is based on *isothermal* expansion and compression of an ideal gas. The results of the study resulted in total work per cycle was 9.43 joules, while the heat absorbed was 18.47 joules and the heat removed was 9.04 joules, while the thermal efficiency of the *stirling* engine was 51%.

Keywords: *Stirling* engine, *alpha*, innovation, performance

1. Pendahuluan

Energi fosil yang terus-menerus digunakan karena kebutuhannya yang cenderung meningkat, sementara disisi lain persediaan energi fosil yang menipis dan waktu pembentukan energi fosil yang membutuhkan waktu yang sangat lama, sehingga menyebabkan energi fosil diperkirakan akan habis dalam waktu yang tidak lama lagi. Dimana menurut perkiraan, minyak bumi akan habis pada tahun 2080 dan gas alam akan habis pada tahun 2047 [1].

Solusi dari kebergantungan pada energi fosil adalah dengan mengembangkan penggunaan sumber energi alternatif yang berlimpah dan mudah didapatkan. Salah satu teknologi yang dapat memanfaatkan penggunaan sumber energi alternatif tersebut adalah teknologi pembakaran luar, dimana kelebihan teknologi ini adalah dapat menggunakan berbagai jenis bahan bakar, termasuk di dalamnya adalah bahan bakar non fosil. Mesin *stirling* termasuk teknologi pembakaran luar yang paling awal dan banyak digunakan karena dapat menggunakan kalor dari banyak sumber kalor yang tersedia, termasuk di dalamnya adalah biomassa. Biomassa merupakan sumber energi alternatif yang sangat melimpah dan mudah didapatkan, sehingga dapat menjadi solusi dari keterbatasan energi fosil [2].

Beberapa penelitian terkait mesin *stirling* telah dilakukan sebelumnya. Gehlot, dkk (2014) mengembangkan dan fabrikasi mesin *stirling* tipe *alpha* dimana siklus *stirling* disusun kembali sebagai sistem dinamis dengan teknik dan alat desain kontrol yang dapat diterapkan untuk menentukan parameter manufaktur yang optimal [3]. Bhagat, dkk (2016) melakukan pendekatan desain dan analisis termodinamika dari model *stirling* surya, yaitu konsentrator surya parabola yang digunakan untuk menyediakan panas ke mesin dengan tujuan utama berapa banyak kerja yang dapat di ekstraksi dari mesin *stirling* 49 cc [4]. Roldan, dkk (2010) melakukan penelitian yang terdiri dari desain konsep dan dasar prototipe mesin *stirling* dengan tujuan untuk mendapatkan keuntungan dari radiasi matahari untuk menghasilkan energi listrik. Kesimpulan yang dihasilkan dari penelitian yang dilakukan oleh Roldan, dkk adalah metode analisis yang berbeda dapat menyebabkan terjadinya ketidaksesuaian terhadap hasilnya, dalam hal ini, konstruksi dari prototipe diperlukan untuk memahami fenomena kompleks yang terjadi di dalam mesin [5]. Alfianti, dkk (2016) mendesain dan membuat mesin *stirling* tenaga matahari dengan memanfaatkan pemanas matahari tipe *box* untuk pembangkit listrik. Metode penelitian yang dilakukan secara eksperimental, yaitu untuk menguji mesin *stirling*. Sedangkan tujuan penelitiannya adalah untuk mengetahui intensitas matahari terhadap perbedaan suhu, pengaruh perbedaan suhu terhadap putaran dan efisiensi yang dihasilkan oleh mesin *stirling*. Hasil yang didapatkan adalah efisiensi paling tinggi yaitu 12.1% dari 834 W/m² dengan perbedaan suhu 120°C sehingga menghasilkan putaran 139 rpm dengan daya generator yang dihasilkan yaitu 0.004 Watt [6]. Syafriyudin, dkk (2013) melakukan penelitian tentang pembangkit listrik tenaga matahari berbasis mesin *stirling* untuk skala rumah tangga, dimana desain optimum dari reflektor solar dan panas optimum dengan menggunakan mesin *stirling* tipe *gamma*. Hasil yang didapatkan mengindikasikan temperatur *reflector* yang proporsional dari silinder panas mesin *stirling* tipe *gamma* [7]. Yuliyani dan Irwan (2013) membuat dan menguji prototipe mesin *stirling* tipe *gamma* dengan hasil mesin *stirling* mampu berputar dengan kecepatan maksimum 910 rpm tanpa beban dan 349.3 rpm dengan beban serta torsi yang dihasilkan 0.038 Nm. Mesin *stirling* berputar setelah silinder di sisi panas dipanaskan pada temperatur 300°C dengan menggunakan sumber panas spirtus. Mesin *stirling* dapat berputar sampai panas dari spirtus padam atau selama 10 menit [8]. Siddiqui, dkk (2015) melakukan penelitian tentang pengaruh sudut fase terhadap efisiensi dari mesin *stirling* tipe beta, yaitu optimasi dan pemodelan sudut fase dari mesin *stirling* tipe beta silinder tunggal dengan helium sebagai fluida kerja. Metode yang digunakan adalah dengan menggunakan analisis *Schmidt* untuk menganalisa efisiensi keluaran dari mesin *stirling*. Hasil penelitian menunjukkan bahwa sudut fase yang cocok untuk efisiensi maksimum adalah 90 [9]. Dhimas, dkk (2019) melakukan penelitian tentang mesin *stirling* tipe *alpha* inovasi desain tentang pemilihan varian terbaik desain dengan menggunakan *Quality Function Deployment* (QFD), hasil yang didapatkan adalah varian terbaik yang dipilih adalah varian 5 dipilih karena paling tepat dengan spesifikasi yang dirancang. Kompor biomassa dipilih sebagai sumber pemanas, karena bahan bakar yang digunakan termasuk ke dalam bahan bakar alternatif. *Pulley* dan *belt* dipilih sebagai mekanisme pemindah daya, karena lebih halus suaranya daripada *sprocket* dan rantai. Daya *output*-nya langsung digunakan dipilih karena konstruksinya lebih sederhana dan energi yang digunakan lebih optimal [10].

Pada penelitian ini dilakukan analisa performa mesin *stirling* tipe *alpha* inovasi desain, dimana mesin *stirling* tipe *alpha* dibuat inovasi sehingga berbeda dengan penelitian-penelitian sebelumnya, yaitu inovasi desain pada mesin *stirling* tipe *alpha* dengan membuat sudut fasa menjadi 180°, dengan tujuan untuk mengurangi pengaruh gravitasi pada saat silinder dingin terkompresi, karena sudut fasa yang sekarang digunakan (90°) memiliki kekurangan yaitu silinder dinginnya yang tegak lurus ke atas, sehingga proses kompresinya melawan gravitasi.

2. Metodologi

Metodologi yang dipergunakan sebagai pendekatan model termodinamika untuk menganalisa performa mesin *stirling* tipe *alpha* inovasi desain berbasis biomassa ini adalah menggunakan metode *Schmidt*. Metode *Schmidt* yang dipergunakan dalam penelitian ini merupakan teori *Schmidt* yang dipublikasikan oleh Koichi Hirata, seorang ilmuwan asal Jepang. Metode *Schmidt* adalah salah satu metode perhitungan *isothermal* untuk mesin *stirling* yang berdasarkan pada ekspansi *isothermal* dan kompresi dari gas ideal [11]

Proses perancangan dan analisa performa mesin *stirling* tipe *alpha* inovasi desain sudut fasa 180° ini, tidak berdasarkan daya output yang harus dihasilkan, melainkan mencoba mengestimasi berapa daya yang dihasilkan dengan kondisi-kondisi termodinamika yang dapat dicapai. Kondisi termodinamika tersebut adalah: Temperatur udara dalam silinder panas (TE), yaitu $TE = 350^{\circ}\text{C} = 623\text{ K}$. Temperatur ini dicapai dengan menggunakan pembakaran dengan bahan bakar serut kayu kering. Temperatur udara dalam silinder dingin (TC), yaitu $TC = 32^{\circ}\text{C} = 305\text{ K}$. Pendinginan yang dilakukan untuk mencapai temperatur ini adalah menggunakan sirip pada silinder dingin dan fluida air yang ditampung pada *water cooling* sebagai sistem pendinginan tambahan. Fluida kerja yang digunakan adalah udara dengan konstanta gas $286.9\text{ J}/(\text{Kg.K})$. Sudut antara silinder ekspansi dan silinder kompresi (α) = 180°, yang juga merupakan inovasi sudut fasa dari motor *stirling* yang dirancang. Pada silinder kompresi/silinder dingin (VDC) dan silinder ekspansi/silinder panas (VDE) adalah sama besar dengan spesifikasi sebagai berikut : diameter piston (D) = 50 mm = 0.05 m, panjang langkah/*Stroke* (S) = 30 mm = 0.03 m. Volume sisa pada keadaan piston kompresi (VDC) dan ekspansi (VDE) adalah sama, besarnya = $3,47 \times 10^{-5}\text{ m}^3$. Pada silinder tambahan untuk proses pemanasan dan pendinginan mempunyai dimensi D = 49 mm dan P = 100 mm, atau volume silinder (VSIL) = $1,89 \times 10^{-4}\text{ m}^3$. Pada silinder regenerator mempunyai dimensi D = 25 mm dan P = 80 mm, atau volume regenerator (VR) = $3,925 \times 10^{-5}\text{ m}^3$. Pada pipa penghubung ke regenerator mempunyai dimensi D = 8 mm dan P = 436 mm, atau volume pipa regenerator (VRP) = $2,19 \times 10^{-5}\text{ m}^3$. Dan mesin *stirling* berputar 600 rpm. Lokasi perancangan mesin *stirling* tipe *alpha* inovasi desain sudut fasa 180° dilakukan di Laboratorium Perancangan Jurusan Teknik Mesin Universitas Sultan Ageng Tirtayasa (Untirta), sedangkan lokasi proses pembuatan dan analisa performa dilakukan di Laboratorium Manufaktur Jurusan Teknik Mesin Untirta,

3. Hasil dan pembahasan

Tabel 1. Hasil perhitungan analisa performa mesin *stirling* tipe *alpha* inovasi desain sudut fasa 180°

Parameter	Nilai
Volume langkah pada piston kompresi (V_{SC})	$5.89 \times 10^{-5}\text{ m}^3$
Rasio kompresi (r)	2.7
Temperatur regenerator (T_R)	464 K
Rasio temperatur (t)	0.5
Rasio volume langkah (v)	1
Rasio volume sisa pada silinder dingin (X_{DC})	0.59
Rasio volume sisa pada silinder panas (X_{DE})	0.59
Rasio volume sisa pada regenerator (X_R)	0.67
Volume silinder panas (V_E)	$8.5 \times 10^{-5}\text{ m}^3$
Volume silinder dingin (V_C)	$8.5 \times 10^{-5}\text{ m}^3$
Volume silinder tambahan (V_{SIL})	$1.89 \times 10^{-4}\text{ m}^3$
Volume regenerator (V_R)	$3.925 \times 10^{-5}\text{ m}^3$
Volume pipa regenerator (V_{RP})	$2.19 \times 10^{-5}\text{ m}^3$
Tekanan rata-rata (P_{mean})	166338 Pa
Kalor yang diserap (W_{3-4})	18.47 Joule
Kalor yang dibuang (W_{1-2})	9.04 Joule
Kerja total persiklus (W_{total})	9.43 Joule

Berdasarkan kondisi-kondisi termodinamika, dapat ditentukan parameter-parameter yang nantinya digunakan dalam proses perhitungan selanjutnya pada proses perancangan termodinamika mesin *stirling* ini. Parameter-parameter tersebut sesuai Tabel 1 adalah:

Volume langkah pada piston kompresi (V_{SC}) dan ekspansi (V_{SE})

$$V_{SC} = \frac{1}{4} \pi \times D^2 \times S = \frac{1}{4} 3.14 \times 0.05^2 \times 0.03 = 5.89 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (1)$$

$$V_{SC} = V_{SE} \quad (2)$$

Rasio kompresi (r)

$$r = \frac{V_{SC} + V_{DE}}{V_{DE}} = \frac{5.89 \times 10^{-5} + 3.47 \times 10^{-5}}{3.47 \times 10^{-5}} = 2.7 \quad (3)$$

Temperatur regenerator (T_R)

$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2} = \frac{623 + 305}{2} = 464 \text{ K} \quad (4)$$

Rasio temperatur (t)

$$t = \frac{T_C}{T_E} = \frac{305}{623} = 0.5 \quad (5)$$

Rasio volume langkah (v)

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} = \frac{5.89 \times 10^{-5}}{5.89 \times 10^{-5}} = 1 \quad (6)$$

Rasio volume sisa pada silinder dingin (X_{DC})

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} = \frac{3.47 \times 10^{-5}}{5.89 \times 10^{-5}} = 0.59 \quad (7)$$

Rasio volume sisa pada silinder panas (X_{DE})

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} = \frac{3.47 \times 10^{-5}}{5.89 \times 10^{-5}} = 0.59 \quad (8)$$

Rasio volume sisa pada regenerator (X_R)

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} = \frac{3.925 \times 10^{-5}}{5.89 \times 10^{-5}} = 0.67 \quad (9)$$

Massa udara total (m) yang dimasukkan pada mesin adalah pada saat temperatur kamar dan tekanan lingkungan (atmosfer). Di bawah ini asumsi dari nilai temperatur kamar dan tekanan udara yang terjadi :

Temperatur kamar (T_{kamar}) = 32° C = 305°K

Tekanan udara (P_{udara}) = 1 atm = 1.01325 x 105 Pa

Dengan menggunakan persamaan (10) gas ideal :

$$PV = mRT \quad (10)$$

Maka, $m = \frac{PV}{RT}$ dimana volume (V) dihitung dengan menggunakan persamaan (11):

$$V_{\max} = V_E + V_{SIL} + V_C + V_{SIL} + V_R + V_{RP} \quad (11)$$

Untuk menghitung massa total, maka posisi volume harus ada dalam posisi maksimum. Posisi maksimum terjadi ketika piston berada pada $\frac{3}{4}$ bagian dari posisi Titik Mati Bawah (TMA). Maka, kedudukan sudut engkol (*crank angle*) 225° pada silinder panas dan 315° pada silinder dingin.

Volume silinder panas pada kedudukan sudut crank 225° (V_E) sesuai dengan persamaan (12):

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE} \quad (12)$$

$$V_E = \frac{5.89 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{2}(1 - \cos 225^\circ) + 3.47 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 8.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (13)$$

Volume silinder dingin pada kedudukan sudut crank 315° (V_C) sesuai dengan persamaan (14) :

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2}(1 - \cos(x - dx)) + V_{DC} \quad (14)$$

$$V_C = \frac{5.89 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{2}(1 - \cos(315^\circ - 180^\circ)) + 3.47 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 8.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (15)$$

Volume silinder tambahan (V_{SIL}) sesuai dengan persamaan (16):

$$V_{SIL} = \frac{1}{4} \times \pi \times D^2 \times P = \frac{1}{4} \times 3.14 \times 0.049^2 \times 0.1 = 1.89 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (16)$$

Volume regenerator (VR) sesuai dengan persamaan (17):

$$V_R = \frac{1}{4} \times \pi \times D^2 \times P = \frac{1}{4} \times 3.14 \times 0.025^2 \times 0.08 = 3.925 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (17)$$

Volume pipa regenerator (VRP) sesuai dengan persamaan (18):

$$V_{RP} = \frac{1}{4} \times \pi \times D^2 \times P = \frac{1}{4} \times 3.14 \times 0.008^2 \times 0.436 = 2.19 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (18)$$

Sehingga,

$$V_{\max} = (8.5 \times 10^{-5}) + (1.89 \times 10^{-4}) + (8.5 \times 10^{-5}) + (1.89 \times 10^{-4}) + (3.925 \times 10^{-5}) + (2.19 \times 10^{-5}) = 6.092 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (19)$$

Jadi,

$$m = \frac{1.01325 \times 10^5 \text{ Pa} \times 6.092 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{286.9 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times 305 \text{ K}} = 7.054 \times 10^{-4} \text{ kg} \quad (20)$$

Sedangkan untuk menghitung volume minimum terjadi pada posisi piston berada pada $\frac{1}{4}$ bagian. Maka, kedudukan sudut engkol (*crank angle*) 45° pada silinder panas dan 135° pada silinder dingin.

Volume silinder panas pada kedudukan sudut crank 45° (V_E) sesuai dengan persamaan (21):

$$V_E = \frac{V_{SE}}{2}(1 - \cos x) + V_{DE} \quad (21)$$

$$V_E = \frac{5.89 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{2}(1 - \cos 45^\circ) + 3.47 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 4.33 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (22)$$

Volume silinder dingin pada kedudukan sudut crank 135° (V_C) sesuai dengan persamaan:

$$V_C = \frac{V_{SC}}{2}(1 - \cos(x - dx)) + V_{DC} \quad (23)$$

$$V_C = \frac{5.89 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{2}(1 - \cos(135^\circ - 180^\circ)) + 3.47 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 4.33 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (24)$$

Sehingga,

$$V_{\min} = V_E + V_{SIL} + V_C + V_{SIL} + V_R + V_{RP} \quad (25)$$

$$V_{\min} = (4.33 \times 10^{-5}) + (1.89 \times 10^{-4}) + (4.33 \times 10^{-5}) + (1.89 \times 10^{-4}) + (3.925 \times 10^{-5}) + (2.19 \times 10^{-5}) = 5.26 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (26)$$

Dalam proses analisa performa mesin *stirling* tipe *alpha* inovasi desain berbasis biomassa ini perlu diketahui juga tekanan ekstrim (tekanan maksimum dan minimum) yang terjadi pada siklus *stirling* yang dimanfaatkan di mesin *stirling* ini. Tekanan ekstrim berguna untuk merancang komponen/elemen mesin yang berkaitan dengan silinder mesin *stirling* agar tidak terjadi kegagalan pada saat operasinya. Tekanan maksimum terjadi pada saat mesin *stirling* mulai berekspansi pada silinder panas (atau dalam titik 3), dan tekanan minimum terjadi pada saat mesin *stirling* mulai berkompresi pada silinder dingin (atau dalam titik 1). Berikut adalah nilai tekanan yang terjadi pada mesin *stirling* yang akan dirancang:

Tekanan Pada Titik 1;

Nilai tekanan pada titik 1 sama dengan nilai tekanan pada 1 atmosfer dan juga merupakan tekanan minimum, yaitu:

$$P_1 = 101325 \text{ Pa} \quad (27)$$

Tekanan Pada Titik 2;

Nilai tekanan pada titik 2 didapatkan dengan persamaan (28) berikut:

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{V_2} \quad (28)$$

$$P_2 = \frac{101325 \text{ Pa} \times 6.092 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{5.26 \times 10^{-4} \text{ m}^3} = 117352 \text{ Pa} \quad (29)$$

Tekanan Pada Titik 3;

Nilai tekanan pada titik 3 merupakan tekanan maksimum, yang didapatkan dengan persamaan (30) berikut:

$$P3 = \frac{P1 V1 T_H}{V2 T_C} \quad (30)$$

$$P3 = \frac{101325 \text{ Pa} \times 6.092 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 623 \text{ }^\circ\text{K}}{5.26 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 305 \text{ }^\circ\text{K}} = 239706 \text{ Pa} \quad (31)$$

Tekanan Pada Titik 4;

Nilai tekanan pada titik 4 didapatkan dengan persamaan (32) berikut :

$$P4 = \frac{P1 T_H}{T_C} \quad (32)$$

$$P4 = \frac{101325 \text{ Pa} \times 623 \text{ }^\circ\text{K}}{305 \text{ }^\circ\text{K}} = 206969 \text{ Pa} \quad (33)$$

Tekanan Rata-rata;

Sehingga tekanan rata-rata dari mesin *stirling* yang akan dirancang ini adalah:

$$P_{\text{mean}} = \frac{P1 + P2 + P3 + P4}{4} \quad (34)$$

$$P_{\text{mean}} = \frac{101325 \text{ Pa} + 117352 \text{ Pa} + 239706 \text{ Pa} + 206969 \text{ Pa}}{4} = 166338 \text{ Pa} \quad (35)$$

Untuk menghitung kerja yang dilakukan mesin *stirling* diperlukan data berikut:

Diketahui : $T_1 = T_2 = 305 \text{ }^\circ\text{K}$, $T_3 = T_4 = 623 \text{ }^\circ\text{K}$, $V_1 = V_4 = 6.092 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, $V_2 = V_3 = 5.26 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, $C_v = 712 \text{ J/Kg}^\circ\text{K}$

Proses 1-2 : Kompresi *Isothermal*;

Piston pada silinder panas memberikan kerja pada fluida kerja dan mengkompresinya secara isothermal pada temperatur dingin, pada saat hal yang sama terjadi juga pembuangan kalor ke lingkungan. Karena fluida kerja bertekanan rendah pada saat itu, diperlukan kerja yang lebih sedikit untuk mengkompresikan daripada kerja yang dihasilkan pada proses ekspansi.

$$W_{1-2} = - m R T_1 \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (36)$$

$$W_{1-2} = - 7.054 \times 10^{-4} \times 286.9 \times 305 \times \ln \frac{5.26 \times 10^{-4}}{6.09 \times 10^{-4}} = 9.04 \text{ J} \quad (37)$$

Proses 2-3 : Kompresi *Isokhoric*;

Piston mentransfer fluida kerja secara isokhoric melewati regenerator menuju silinder panas. Kalor dihantarkan ke fluida kerja ketika gas melewati regenerator, mengakibatkan naiknya temperatur fluida kerja masuk ke silinder panas.

$$W_{2-3} = m c_v (T_3 - T_2) \quad (38)$$

$$W_{2-3} = 7.054 \times 10^{-4} \times 712 \times (623 - 305) = 159.7 \text{ J} \quad (39)$$

Proses 3-4 : Ekspansi *Isothermal*;

Fluida kerja dengan tekanan tinggi menyerap panas dari area panas dan mengekspansinya secara isothermal, hal ini mengakibatkan adanya kerja pada piston.

$$W_{3-4} = m R T_3 \ln \frac{V_4}{V_3} \quad (40)$$

$$W_{3-4} = 7.054 \times 10^{-4} \times 286.9 \times 623 \times \ln \frac{6.09 \times 10^{-4}}{5.26 \times 10^{-4}} = 18.47 \text{ J} \quad (41)$$

Proses 4-1 : ekspansi *Isokhoric*;

Piston ekspansi mentransfer fluida kerja secara *isokhoric* melewati regenerator ke sisi dingin (silinder dingin) dari mesin. Kalor diserap dari fluida ketika fluida kerja melewati regenerator, hal ini juga membuat temperatur fluida kerja menurun pada saat menuju silinder dingin.

$$W_{4-1} = - m c_v (T_4 - T_1) \quad (42)$$

$$W_{4-1} = - 7.054 \times 10^{-4} \times 712 \times (623 - 305) = -159.7 \text{ J} \quad (43)$$

Karena kalor yang dihantarkan pada fluida kerja melalui regenerator selama proses 2-3 adalah sama dengan kalor yang diserap oleh fluida kerja melalui regenerator selama proses 4-1. Sehingga, tidak ada pertukaran kalor ke sistem selama proses-proses ini. Pertukaran kalor hanya terjadi selama proses kompresi *isothermal* dan ekspansi *isothermal*.

Sehingga,

Kerja total persiklus = kalor yang diserap – kalor yang dibuang

$$W_{\text{total}} = W_{3-4} - W_{1-2} \quad (44)$$

$$W_{\text{total}} = 18.47 - 9.04 = 9.43 \text{ Joule} \quad (45)$$

Efisiensi thermal dari mesin stirling didefinisikan sebagai perbandingan kerja total persiklus dengan kalor yang diserap.

$$\eta = \frac{W_{\text{total}}}{W_{3-4}} \quad (46)$$

$$\eta = \frac{9.43 \text{ J}}{18.47 \text{ J}} = 0.51 \quad (47)$$

4. Kesimpulan

Dari penelitian yang sudah dilakukan, maka dapat disimpulkan sebagai berikut: kerja total per siklus adalah 9.43 Joule, sementara kalor yang diserap adalah 18.47 Joule dan kalor yang dibuang adalah 9.04 Joule, dan efisiensi thermal mesin *stirling* tipe *alpha* inovasi desain berbasis biomassa adalah 51%.

Ucapan terima kasih

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Fakultas Teknik Universitas Sultan Ageng Tirtayasa atas hibah yang diberikan pada tahun 2019 sehingga penelitian ini dapat berjalan dengan baik.

Daftar Pustaka

- [1] C. Lewis, *Biological Fuel*. London: Arnold, 1983.
- [2] D. Satria, Haryadi, R. Austin, and B. Kurniawan, "Design of drying chamber and biomass furnace for sun-biomass hybrid rice-drying machine," *AIP Conf. Proc.*, vol. 1717, 2016.
- [3] V. Gehlot, A. Nigam, and K. Marmat, "Development and fabrication of Alpha Stirling Engine," *OSR J. Mech. Civ. Eng.*, vol. 11, no. 6, pp. 69–71, 2014.
- [4] A. Bhagat, A. Modi, P. Hinganikar, P. Tambekar, N. . Kakade, and B. . Kale, "Design of Alpha Stirling Engine in Conjunction with Solar Concentrator," *Int. Res. J. Eng. Technol.*, vol. 3, no. 4, pp. 1109–1114, 2016.
- [5] C. Roldan, P. Pieretti, and L. Rojas-Solorzano, "Conceptual And Basic Design Of A Stirling Engine Prototype For Electrical Power Generation Using Solar Energy," *ASME*, pp. 1–11, 2010.
- [6] Z. . Alfianti, *Desain Dan Pembuatan Mesin Stirling Tenaga Matahari Dengan Memanfaatkan Pemanas Matahari Tipe Box Untuk Pembangkit Listrik*. Malang: Fakultas Sains dan Teknologi, UIN Maulana Malik Ibrahim, 2016.
- [7] Syafriyudin, A. A. . Susastriawan, M. Sabdulah, and F. Gulo, "Pembangkit Listrik Tenaga Panas Matahari Berbasis Mesin Stirling Untuk Skala Rumah Tangga," *J. Teknol.*, vol. 6, no. 2, pp. 187–192, 2013.
- [8] I. Yuliyani and M. Irwan, "Pembuatan dan Pengujian Prototipe Mesin Stirling Tipe Gamma," *IRWNS*, pp. 215–219, 2013.
- [9] F. Siddiqui, N. Hayat, M. Farhan, M. Farooq, and H. Bilal, "Effect Of Phase Angle On The Efficiency Of Beta Type Stirling Engine," *J. Fac. Eng. Technol.*, vol. 22, no. 2, pp. 99–109, 2015.
- [10] D. Satria, S. Susilo, R. Lusiani, and Y. Hermawan, "Design of alpha type stirling machine biomass-based innovation design with the capacity of 100 watt Design of alpha type stirling machine biomass-based innovation design with the capacity of 100 watt," 2019.
- [11] K. Hirata, *Schmidt Theory for Stirling Engines*. Tokyo: Musashimurayama, 1995.