

# PERANCANGAN PROTOTIPE MESIN STIRLING TIPE BETA

Fadhilah Muhammad Akbar, A.Md.<sup>[1]</sup>, Dede Buchori Muslim, Masch.Ing.HTL., MT.<sup>[2]</sup>

<sup>[1]</sup>Jurusan Teknik Manufaktur, Politeknik Manufaktur Bandung  
Jl. Kanayakan No. 21 – Dago, Bandung – 40135, Phone/Fax: (022) 2500241/2502649  
Email: [fadhilahma@live.com](mailto:fadhilahma@live.com)<sup>[1]</sup>, [buchori@polman-bandung.ac.id](mailto:buchori@polman-bandung.ac.id)<sup>[2]</sup>

## Abstrak

Kehidupan manusia zaman modern ini semakin tergantung kepada energi. Bila ditinjau dari sumber pengadaan energi saat ini, sumber energi di dunia masih banyak menggunakan energi yang bersumber dari fosil. Namun seiring berjalannya waktu energi fosil akan habis. Selain dari kelangkaan yang akan terjadi, investasi yang harus dikeluarkan untuk mengonversikan energi tersebut pun relatif tinggi, khususnya untuk daerah pedesaan. Maka dibuatlah mesin Stirling sebagai salah satu alternatif mesin kalor yang hasil putarannya dapat dimanfaatkan untuk berbagai pemanfaatan seperti generator atau pompa. Mesin Stirling adalah salah satu mesin kalor yang digerakkan melalui siklus kompresi dan ekspansi pada fluida kerja dalam wujud gas. Pada prinsip kerja dan jumlah komponennya ada 3 tipe mesin Stirling yaitu tipe alfa, tipe beta, dan tipe gama. Secara umum skema kerja mesin ini, pada suhu yang berbeda fluida kerja terjadi perbedaan tekanan yang dapat menimbulkan perubahan energi panas menjadi energi kerja mekanik. Tipe mesin Stirling yang dirancang dalam Tugas Akhir ini adalah mesin Stirling tipe beta. Mesin Stirling tipe beta ini adalah suatu konstruksi mesin Stirling yang terdiri dari empat fungsi bagian yang bekerja secara bersama-sama untuk merubah energi panas menjadi energi mekanik. Fungsi bagian pada mesin Stirling tipe beta tersebut terdiri dari silinder, piston, *connecting rod*, dan *crankshaft*. Perancangan mesin Stirling menggunakan metode Pahl dan Beitz. Dari metode ini diperoleh pemilihan konstruksi mesin alternatif 3 dengan bobot nilai dalam aspek teknis 78.75% dan aspek ekonomis 50% melalui penilaian dengan metode *Pugh matrix*. Dimensi mesin yang dihasilkan yaitu 520 mm panjang, 300 mm lebar, dan 204 mm tinggi. Serta dari perhitungan daya yang dilakukan menghasilkan daya terbesar yang dihasilkan sebesar 3020.04 Watt.

**Kata kunci:** Energi, daya, mesin Stirling, Pahl dan Beitz

## 1. Pendahuluan

Kehidupan manusia zaman modern ini semakin tergantung kepada energi, sehingga kesejahteraan manusia sangat ditentukan oleh jumlah dan mutu energi yang di manfaatkan baik secara langsung maupun tidak langsung. Selain itu energi juga merupakan unsur penunjang yang sangat penting dalam proses pertumbuhan ekonomi, industri dan produktivitas masyarakat di suatu wilayah atau negara. Seperti kita ketahui beberapa negara maju mampu memanfaatkan energi yang tersedia, baik di daerah perkotaan ataupun pedesaan, sehingga memiliki perekonomian dan perindustrian yang baik.

Bila ditinjau dari sumber pengadaan energi saat ini, sumber energi di dunia masih banyak menggunakan energi yang bersumber dari fosil. Seperti yang kita ketahui bahwa energi fosil tidak dapat diperbaharui lagi serta dengan jumlah yang sangat terbatas maka seiring berjalannya waktu energi fosil akan habis. Selain dari kelangkaan yang akan terjadi, investasi yang harus dikeluarkan untuk mengonversikan energi tersebut pun relatif tinggi, khususnya untuk

daerah pedesaan. Tidak hanya energi fosil, energi yang bersumber dari alam seperti tenaga angin dan tenaga air pun memiliki investasi yang tinggi. Selain itu dibutuhkan pula tenaga ahli dan peralatan yang menunjang untuk menggunakan dan merawatnya.

Di daerah pedesaan, khususnya daerah pertanian atau perkebunan yang menghasilkan sampah organik seperti kayu atau serabut kelapa yang merupakan salah satu potensi sumber energi panas yang dapat dimanfaatkan dengan cara dibakar. Dalam usaha mengubah energi yang bisa didapat dari energi panas ke energi kinetik, mesin Stirling memiliki potensi untuk mencapai efisiensi tertinggi dari semua mesin kalor. Mesin ini dapat dioperasikan melalui berbagai sumber panas yang dapat mencukupi, seperti pembakaran sampah kayu, tenaga matahari, kimia, maupun nuklir. Dibandingkan dengan mesin pembakaran internal, mesin Stirling memiliki potensi yang lebih menguntungkan dalam segi efisiensi, polusi suara, dan perawatannya.

Belakangan ini, dengan segala kelebihan, mesin Stirling menjadi salah satu

pilihan, hal ini dikarenakan dengan adanya kenaikan harga sumber energi, kelangkaan sumber energi, sampai kepedulian tentang lingkungan seperti pemanasan global. Ketertarikan yang meningkat terhadap mesin Stirling ini berakibat dengan terus bertambahnya penelitian mengenai mesin Stirling tersebut.

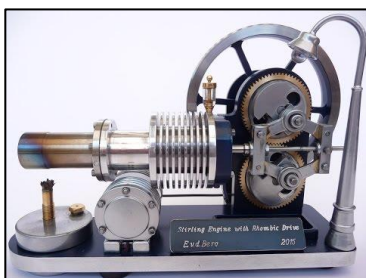
Pada akhirnya, mesin Stirling ini diharapkan dapat dimanfaatkan di daerah terpencil dengan fungsi utama yang baik namun biaya pembuatan dan perawatan yang dapat terjangkau oleh masyarakat.

## 2. Landasan Teori

### 2.1 Definisi Mesin Stirling

Mesin Stirling adalah salah satu mesin kalor dan didefinisikan sebagai mesin regenerasi udara panas siklus tertutup. Dalam konteks ini, siklus tertutup berarti bahwa fluida kerjanya secara permanen terkurung di dalam sistem, di mana mesin siklus terbuka seperti mesin pembakaran internal dan beberapa mesin uap, menukarkan fluida kerjanya dengan lingkungan sekitar sebagai bagian dari siklus kerja. Regenerasi berarti bahwa adanya penggunaan alat penukar panas internal, yang dapat meningkatkan efisiensi mesin. Banyak sekali kemungkinan dari penggunaan mesin Stirling ini, dengan mayoritas masuk ke kategori mesin dengan piston tolak balik.

Mesin Stirling secara tradisional diklasifikasikan ke dalam mesin pembakaran eksternal, meskipun panas bisa didapatkan dari sumber selain pembakaran seperti tenaga matahari maupun nuklir. Mesin Stirling beroperasi melalui penggunaan sumber panas eksternal dan *heatsink* eksternal, masing-masing dijaga agar memiliki perbedaan temperatur yang cukup besar.



Gambar 1 Mesin Stirling

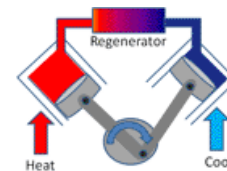
Dalam usaha meningkatkan konversi yang bisa didapat dari perubahan energi panas ke kerja, mesin Stirling memiliki potensi untuk mencapai efisiensi tertinggi dari semua mesin kalor, secara teori sampai efisiensi maksimal mesin Carnot,

meskipun dalam praktiknya usaha ini terus dibatasi oleh berbagai sifat-sifat nonideal dari baik itu fluida kerjanya maupun bahan dari mesin itu sendiri, seperti gesekan, konduktivitas termal, kekuatan *tensile*, *creep*, titik lebur, dll. Mesin ini dapat dioperasikan melalui berbagai sumber panas yang dapat mencukupi, seperti tenaga matahari, kimia maupun nuklir.

Ada tiga tipe konfigurasi mesin Stirling yang dibedakan berdasarkan perpindahan udara antara sisi panas dan dingin dari silinder serta jumlah komponennya. Tipe-tipe konfigurasi mesin Stirling tersebut adalah tipe alfa, tipe beta, dan tipe gama.

#### 3. Tipe alfa

Secara sederhana, tipe alfa memiliki definisi: mesin dengan dua silinder yang memiliki sudut  $90^\circ$  berlawanan, yang satu silinder dingin dan yang satu silinder panas.

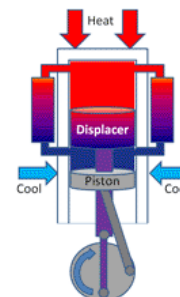


Gambar 2 Mesin Stirling tipe alfa

Dibandingkan dengan mesin Stirling yang lain, tipe ini memiliki kelebihan pada desainnya yang lebih sederhana, lebih mudah dalam perawatan serta perbaikannya. Namun membutuhkan material lebih banyak dalam pembuatannya, dan efisiensinya yang lebih rendah bila dibandingkan dengan jenis mesin Stirling lainnya. Sehingga sangat cocok untuk mesin yang besar dan tidak bergerak (*stationary*).

#### 4. Tipe beta

Secara sederhana, tipe beta memiliki definisi: mesin dengan satu piston *power* dan satu piston *displacer* pada satu silinder yang sama.

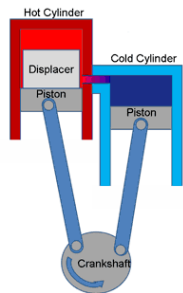


Gambar 3 Mesin Stirling tipe beta

Mesin Stirling tipe beta ini merupakan bentuk mesin Stirling paling populer. Desain dari mesin Stirling ini lebih kompleks di banding mesin Stirling lainnya. Perawatan serta perbaikannya juga lebih susah, namun tidak memerlukan komponen yang banyak dalam pembuatannya serta efisiensi yang paling tinggi. Sehingga mesin ini cocok untuk aplikasi kecil skala laboratorium.

5. Tipe gama

Secara sederhana, tipe gama memiliki definisi: mesin dengan satu piston *power* dan satu piston *displacer* pada satu silinder yang berbeda.



Gambar 4 Mesin Stirling tipe gama

Desain mesin Stirling ini hampir sama dengan mesin Stirling tipe beta, namun piston *power*nya terpasang secara terpisah dari piston *displacer*. Desain yang seperti akan membuat rasio kompresinya lebih rendah, sehingga sering kali digunakan dalam mesin Stirling dengan *multi-cylinder*.

2.2 Hukum-Hukum Terkait Gas pada Ruang Tertutup

Hukum-hukum gas dikembangkan pada akhir abad ke-18, ketika para ilmuwan mulai menyadari bahwa hubungan antara tekanan, volume, dan temperatur dari sampel gas dapat diperoleh, yang menjadi dasar bagi pendekatan untuk semua gas. Hukum gas sebelumnya saat ini dianggap sebagai kasus khusus persamaan gas ideal, dengan satu atau lebih variabel tetap dijaga konstan.

1. Hukum Boyle

Pernyataan hukum Boyle adalah sebagai berikut: “Volume massa gas yang diberikan berbanding terbalik dengan tekanan ketika suhu konstan.”

Konsepnya dapat diwakili dengan rumus:

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2$$

2. Hukum Charles

Pernyataan hukum Charles adalah sebagai berikut: volume (*V*) dari massa gas yang diberikan, pada tekanan konstan (*Pa*), berbanding lurus dengan suhu (*K*).

Sebagai persamaan matematis, hukum Charles ditulis sebagai:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$

3. Hukum Gay-Lussac

Persamaan ini menyatakan bahwa, untuk massa tertentu dan volume konstan gas ideal, tekanan yang diberikan pada sisi wadahnya berbanding lurus dengan suhu absolut.

Sebagai persamaan, hukum Gay-Lussac dinyatakan baik dengan:

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}$$

4. Hukum gas ideal

Persamaan ini menunjukkan hubungan antara tekanan, volume, dan suhu bagi gas dengan massa (kuantitas) tetap. Dengan menambahkan hukum Avogadro, hukum gas gabungan dikembangkan menjadi hukum gas ideal:

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T$$

2.3 Daya

Daya adalah kecepatan melakukan kerja. Daya sama dengan jumlah energi yang dihabiskan per satuan waktu. Dalam sistem SI, satuan daya adalah joule per detik (*J/s*), atau Watt untuk menghormati James Watt, penemu mesin uap abad ke-18. Daya pada sistem mekanik adalah kombinasi gaya dan perpindahan. Daya merupakan perkalian antara gaya pada objek dengan kecepatan objek, atau perkalian torsi pada poros dengan kecepatan sudut poros.

Daya mekanik juga merupakan turunan kerja terhadap waktu. Dalam mekanika kerja mekanik yang dilakukan oleh gaya *F* pada objek yang bergerak sepanjang kurva *C* dinyatakan oleh integral garis:

$$W_c = \int_C F \cdot v \, dt = \int_C F \cdot dx$$

Dengan *x* mendefinisikan jalur *C* dan *v* adalah kecepatan gerak. Pada satu dimensi dapat disederhanakan menjadi:

$$p(t) = F \cdot v$$

Pada benda berotasi, daya adalah hasil perkalian torsi *T* dan kecepatan sudut  $\omega$ , sehingga persamaan menjadi,

$$p(t) = T \cdot \omega$$

2.4. Tegangan Permukaan

Tegangan permukaan tegangan yang terjadi dimana gaya bekerja sejajar dengan sumbu

atau tegak lurus terhadap penampang kearah dalam (mendekat), yang mengakibatkan batang atau elemen kontruksi mengalami pemendekan.

$$P = \frac{F}{A_{proyeksi}}$$

## 2.5. Tegangan Geser

Tegangan geser adalah tegangan yang terjadi dimana gaya bekerja sejajar penampang atau tegak lurus terhadap sumbu yang mengakibatkan batang atau elemen kontruksi mengalami geseran.

$$\tau = \frac{F}{A_{proyeksi}}$$

## 2.6. Pemuai Panjang

Pemuai zat pada pada dasarnya adalah pemuai volume pada benda. Tapi pada beberapa kasus, terkadang lebar dan atau tebal benda bisa diabaikan. Sehingga dikenal istilah pemuai panjang jika benda tersebut hanya memiliki satu dimensi saja. Perhitungan dilakukan dengan mencari nilai pertambahan panjang dengan mencari selisih pertambahan panjang adalah panjang awal dikalikan koefisien muai luas dikalikan dengan perubahan temperaturnya.

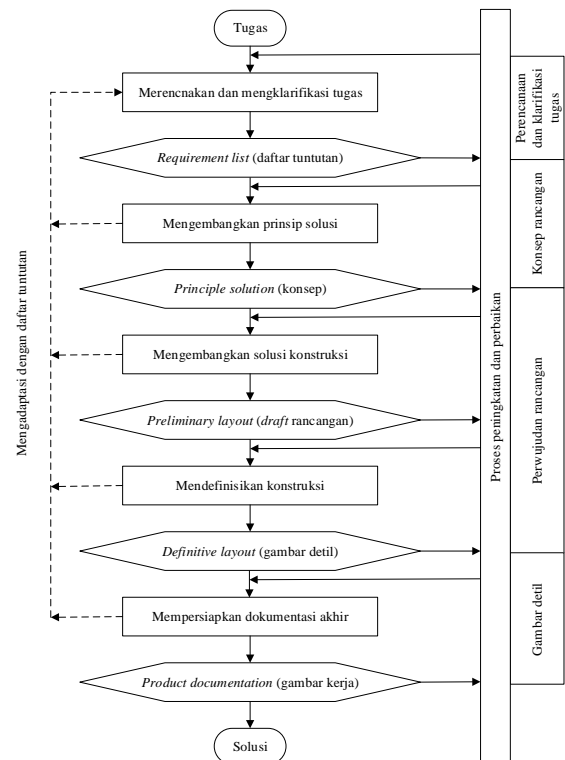
Maka persamaan dapat dibuat secara matematis menjadi sebagai berikut:

$$\Delta l = l_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T$$

## 3. Metodologi Penelitian

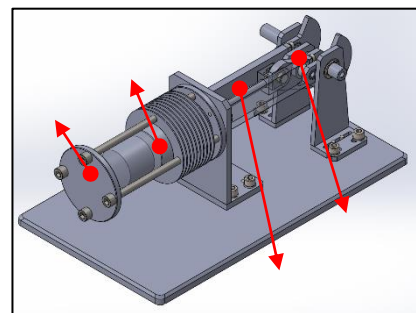
### 3.1 Proses Perancangan

Dalam proses perancangan Mesin Stirling Tipe Beta, metode yang digunakan adalah metode Pahl dan Beitz. Metode Pahl dan Beitz merupakan salah satu metode yang digunakan untuk merancang dan mengonsep suatu produk. Dalam metode perancangan Pahl dan Beitz terdiri dari beberapa tahapan seperti tahapan perancangan dan penjelasan tugas, perancangan konsep produk, perancangan bentuk produk, serta fase perancangan detail.



Gambar 5 Diagram alir metode perancangan Pahl dan Beitz

Dengan menggunakan metode tersebut, didapatkan alternatif konstruksi yang dipilih dengan penilaian teknis dan ekonomis sebagai berikut:



Gambar 6 Alternatif fungsi konstruksi terpilih

Tabel 1 Penilaian teknis

No	Kriteria yang Dinilai	Bobot Nilai	Alternatif Fungsi Konstruksi			Nilai Ideal				
			Mesin							
			AFK 1	AFK 2	AFK 3					
1	Fungsi utama	0.35	2	0.7	3	1.05	4	1.4	4	1.4
2	Konstruksi	0.25	2	0.5	3	0.75	4	1	4	1
3	Pembuatan	0.2	1	0.2	2	0.4	2	0.4	4	0.8
4	Perakitan	0.1	3	0.3	2	0.2	2	0.2	4	0.4
5	Manual handling	0.05	1	0.05	1	0.05	1	0.05	4	0.2
6	Perawatan	0.05	3	0.15	2	0.1	2	0.1	4	0.2
Nilai Total				1.9		2.45		3.05		4
Persentase (%)				47.5		63.75		78.75		100

**Tabel 2** Ringkasan waktu perakitan setiap modul

No	Kriteria yang Dinilai	Bobot Nilai	Alternatif Fungsi Konstruksi Mesin						Nilai Ideal	
			AFK 1		AFK 2		AFK 3			
1	Biaya pembuatan	0.65	1	0.65	2	1.3	2	1.3	4	2.6
2	Biaya perawatan	0.35	3	1.05	2	0.7	2	0.7	4	1.4
Nilai Total				1.7		2		2		4
Persentase (%)				42.5		50		50		100

Pada tahap mempersiapkan dokumen produk alternatif fungsi konstruksi mesin terpilih kemudian dibuat dalam bentuk gambar kerja susunan dan gambar kerja detail yang nantinya akan digunakan sebagai informasi dalam proses manufaktur juga sebagai bahan dalam proses pengadaan material baik *part* standar ataupun nonstandard.

Berikut rincian jumlah gambar yang dibuat:

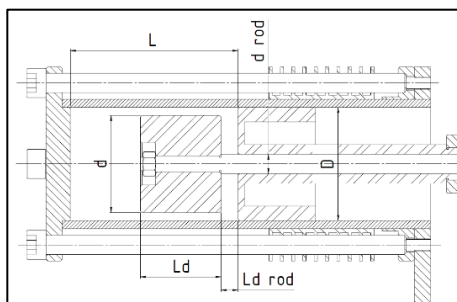
1. Gambar Assembly : 1 buah
2. Gambar Sub-Assembly : 7 buah
3. Gambar Bagian : 30 buah

#### 4. Perhitungan dan Pembahasan

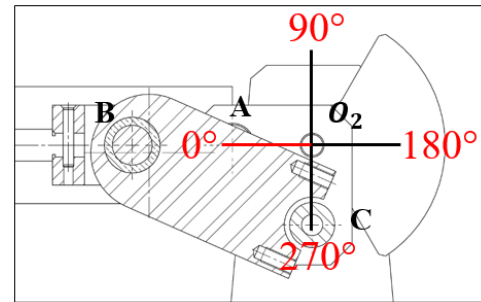
##### 4.1 Perhitungan Daya Keluaran yang Dihasilkan

Perhitungan daya sesuai dengan skema pada gambar 4. 2, yaitu dimulai dari perhitungan volume ruang kerja udara pada Titik Mati Atas (TMA) dan Titik Mati Bawah (TMB) untuk mengetahui volume ruang kerja terbesar dan terkecil. Kemudian perhitungan proses termodinamika dan hubungan tekanan dan gaya dorong piston. Lalu gaya normal dan gaya tangensial yang terjadi pada *connecting rod* dan *crankshaft*. Sehingga didapatkan torsi yang dihasilkan, dan diakhiri dengan perhitungan daya yang dihasilkan oleh mesin Stirling tipe beta.

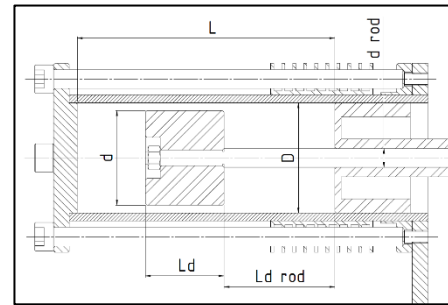
Perhitungan volume ruang kerja udara dilakukan ketika piston *power* berada pada Titik Mati Atas (TMA) dan Titik Mati Bawah (TMB) atau ketika *crankshaft* berada pada sudut  $0^\circ$  dan  $180^\circ$ .



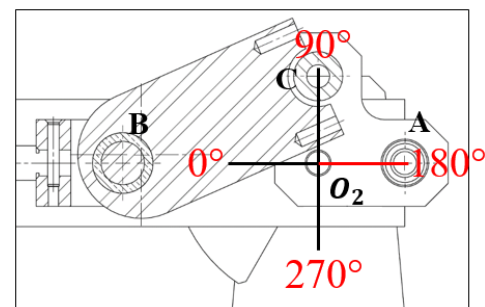
**Gambar 7** Ruang kerja udara pada TMA



**Gambar 8** Posisi titik mati atas (TMA)



**Gambar 9** Ruang kerja udara pada TMB



**Gambar 10** Posisi titik mati bawah (TMB)

Berdasarkan volume ruang kerja di atas, didapatkan volume terbesar pada TMB dan volume terkecil pada TMA adalah sebagai berikut:

$$V_{TMA} = \left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L\right) - \left(\left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot L_d\right) + \left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_{rod}^2 \cdot L_{d\ rod}\right)\right)$$

$$V_{TMB} = \left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L\right) - \left(\left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot L_d\right) + \left(\frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_{rod}^2 \cdot L_{d\ rod}\right)\right)$$

$$V_{TMA} = 256915.68 \text{ mm}^3$$

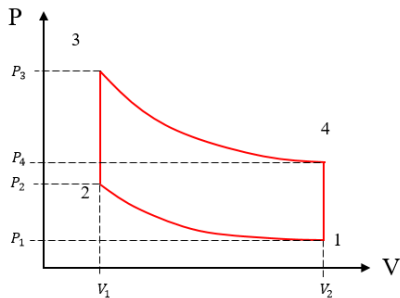
$$V_{TMB} = 481036.9 \text{ mm}^3$$

Untuk mencari tekanan maksimal yang bekerja, ruang kerja udara pada tabung silinder didapatkan pada posisi TMB.

Jika ruang kerja silinder didapatkan pada posisi TMB dan nilai P lingkungan adalah  $1 \text{ atm}$ , maka dapat diketahui bahwa nilai tekanan  $P_1$  sama dengan nilai tekanan lingkungan dengan

asumsi nilai temperatur lingkungan sebesar 23°C (temperatur ruangan). Kemudian diputar satu putaran dengan kondisi tabung silinder dipanaskan dengan asumsi temperatur sebesar 350°C.

Jika urutan langkah pada diagram P-V sebagai berikut,



Gambar 11 Diagram P-V

maka perhitungan dapat dilakukan. Pada langkah 1-2, menggunakan persamaan:

$$P_2 = \frac{P_1 \cdot V_1}{V_2}$$

Langkah 2-3, menggunakan persamaan:

$$P_3 = \frac{P_2 \cdot T_3}{T_2}$$

Langkah 3-4, menggunakan persamaan:

$$P_4 = \frac{P_3 \cdot V_3}{V_4}$$

Langkah 4-1, menggunakan persamaan:

$$P'_1 = \frac{P_4 \cdot T'_1}{T_4}$$

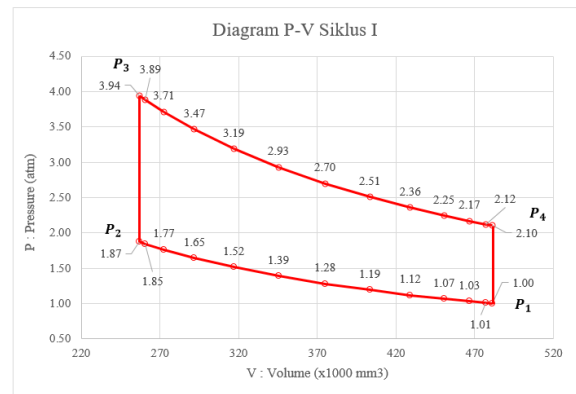
Maka didapatkan tekanan siklus I pada masing-masing titik adalah:

$$\begin{aligned} P_1 &= 1 \text{ atm} \\ P_2 &= 1.87 \text{ atm} \\ P_3 &= 3.94 \text{ atm} \\ P_4 &= 2.1 \text{ atm} \end{aligned}$$

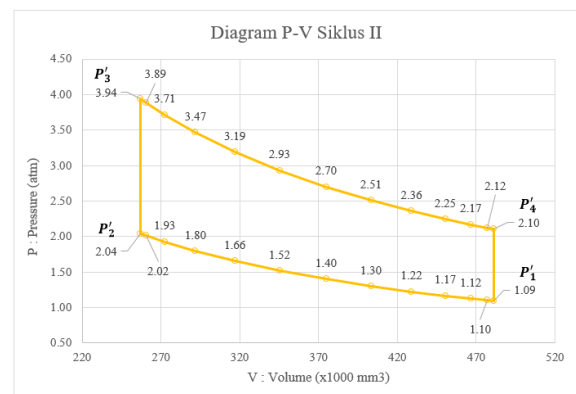
Pada siklus II, udara panas memasuki reservoir temperatur rendah yang kemudian temperatur udara akan didinginkan oleh sirip dengan nilai  $T'_1$  dengan asumsi nilai  $T'_1$  adalah 50°C. Maka tekanan siklus II pada masing-masing titik adalah:

$$\begin{aligned} P'_1 &= 1.09 \text{ atm} \\ P'_2 &= 2.04 \text{ atm} \\ P'_3 &= 3.94 \text{ atm} \\ P'_4 &= 2.1 \text{ atm} \end{aligned}$$

Maka diagram P-V pada siklus I dan siklus II adalah sebagai berikut:

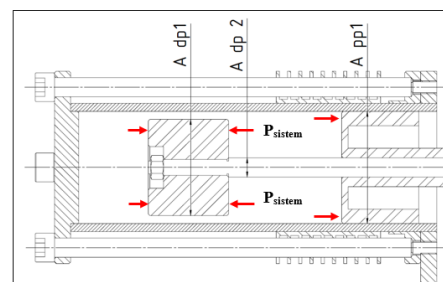


Gambar 12 Diagram P-V siklus I

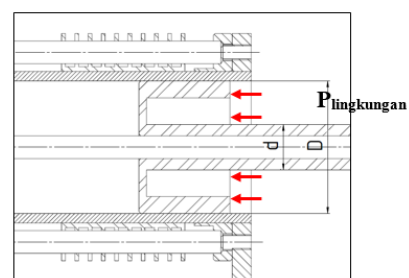


Gambar 13 Diagram P-V siklus II

Untuk perhitungan gaya dorong piston, perhitungan didapatkan dengan cara gaya dorong pada sistem dikurangi gaya dorong pada lingkungan. Maka persamaan yang digunakan sebagai berikut:



Gambar 14 Dimensi piston untuk tekanan pada sistem



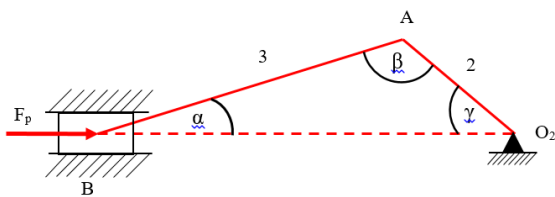
Gambar 15 Dimensi piston untuk tekanan pada lingkungan

$$\Delta F = \left[ (P_{sistem} \cdot A_{pp_1}) + \left[ (P_{sistem} \cdot (A_{dp_1} - A_{dp_2})) \right] \right] - [P_{tingkungan} \cdot (A_D - A_d)]$$

$$\Delta F = [P_{sistem} (A_{pp_1} + A_{dp_1} - A_{dp_2})] - [P_{tingkungan} \cdot (A_D - A_d)]$$

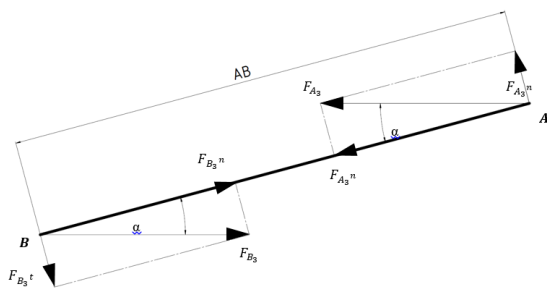
Gaya dorong piston yang terjadi pada siklus II dan posisi  $15^\circ$  adalah sebesar 208.48 N.

Setelah gaya dorong piston diketahui, maka gaya dorong piston tersebut kemudian akan diteruskan ke komponen *connecting rod*. Gaya yang diteruskan pada *connecting rod* terdapat dua jenis gaya, yaitu gaya normal dan gaya tangensial. Namun untuk mencari torsi, hanya gaya normal yang diperlukan. Jika dibuat dalam diagram benda bebas akan menjadi seperti gambar di bawah ini:



Gambar 16 DBB pada Mekanisme engkol lurus

Untuk mencari gaya normal, perhitungan dilakukan dengan menggunakan metode grafis. Penguraian gaya dorong piston  $F_p$  dilakukan menjadi gaya normal dan gaya tangensial sebagai berikut:

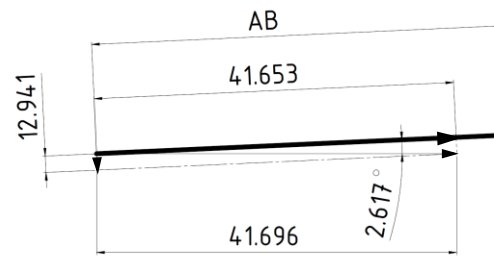


Gambar 17 DBB pada batang AB

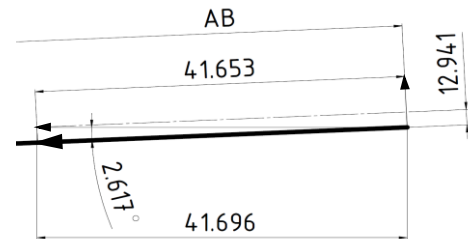
Jika sudut  $\gamma$  adalah  $15^\circ$ , maka didapatkan sudut  $\alpha$  sebesar  $2.62^\circ$ .

$F_{B_3}^n$  didapatkan dari penguraian  $F_p$  dengan arah gaya satu sumbu dengan sumbu utama batang AB. Sedangkan  $F_{B_3}^t$  didapatkan dari penguraian  $F_p$  dengan arah gaya tegak lurus dengan sumbu utama batang AB. Untuk mencari  $F_{B_3}^n$  dan  $F_{B_3}^t$  dilakukan metode grafis dengan skala grafis (SG) sebesar 100 N untuk setiap 10 mm.

Maka didapatkan,



Gambar 18 DBB pada titik B



Gambar 19 DBB pada titik A

$$F_{B_3}^n = 40.653 \text{ mm} = 208.26 \text{ N}$$

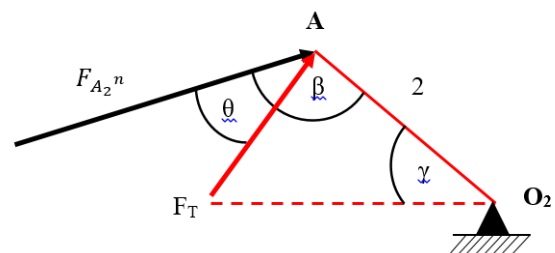
$$F_{B_3}^t = 1.904 \text{ mm} = 9.52 \text{ N}$$

$$F_{B_3}^n = F_{A_3}^n$$

$$F_{B_3}^t = F_{A_3}^t$$

Maka didapatkan gaya normal pada *connecting rod* adalah sebesar 208.26 N.

Gaya normal pada *connecting rod* selanjutnya digunakan untuk perhitungan torsi. Arah gaya dari *connecting rod* memiliki sudut sebesar  $\beta$ , sehingga perlu dilakukan penguraian gaya agar sudut yang dimiliki sebesar  $90^\circ$  atau tegak lurus dengan lengan gayanya. Maka jika dibuat dalam diagram benda bebas akan menjadi seperti gambar di bawah ini:



Gambar 20 DBB pada jari-jari putar crankshaft

Nilai  $\beta$  didapatkan dari hasil selisih nilai total sudut pada segitiga (Gambar 4.19) dikurangi dengan  $\gamma$  dan  $\alpha$ . Maka nilai  $\beta$  adalah  $162.38^\circ$ . sedangkan nilai  $\theta$  didapatkan dari hasil selisih nilai  $\beta$  dengan sudut  $90^\circ$ . Maka nilai  $\theta$  adalah  $72.38^\circ$ .

Nilai torsi dapat dicari dengan persamaan matematis sebagai berikut:

$$\vec{T} = \vec{F}_T \times \vec{r}$$

Maka didapatkan torsi pada *crankshaft* yaitu sebesar 1.89 Nm.

Torsi yang terdapat pada *crankshaft* selanjutnya digunakan untuk perhitungan daya. Perhitungan menggunakan asumsi putaran yang dihasilkan yaitu sebesar 500 rpm. Perhitungan dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan matematis sebagai berikut jika diketahui:

$$T = 1.89 Nm$$

$$n = 500 rpm$$

$$P = \frac{T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

Maka didapatkan daya pada mesin Stirling tipe beta pada posisi 15°, dengan asumsi reservoir tinggi 623,15 K, reservoir rendah 323.15 K, dan putaran mesin 500 rpm adalah sebesar 99.01 Watt.

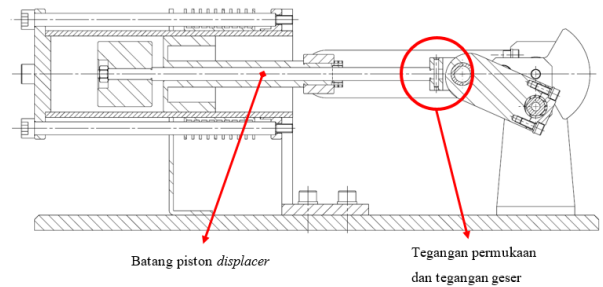
Perhitungan hanya dilakukan pada siklus II dan posisi 15° *crankshaft*. Hasil keseluruhan perhitungan dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 3 Tabel hasil perhitungan daya

Posisi $\gamma$ (°)	$\Delta F$ Siklus II	$\alpha$ (°)	$\beta$ (°)	$\theta$ (°)	$F_{x,p}$ (N)	$F_x$ (N)	T (Nm)	P (Watt)
0	211.36	0.00	180.00	90.00	211.36	0.00	0.00	0.00
15	208.48	2.62	162.38	72.38	208.26	63.03	1.89	99.01
30	199.26	5.06	144.94	54.94	198.49	114.00	3.42	179.08
45	185.99	7.15	127.85	37.85	184.55	145.72	4.37	228.90
60	171.33	8.76	111.24	21.24	169.34	157.83	4.73	247.92
75	157.26	9.77	95.23	5.23	154.98	154.33	4.63	242.42
90	144.87	10.11	79.89	-10.11	142.62	140.40	4.21	220.54
90	915.12	10.11	79.89	-10.11	900.91	886.92	26.61	1393.17
105	850.51	9.77	65.23	-24.77	838.19	761.09	22.83	1195.52
120	799.60	8.76	51.24	-38.76	790.28	616.27	18.49	968.04
135	761.59	7.15	37.85	-52.15	755.67	463.68	13.91	728.35
150	735.15	5.06	24.94	-65.06	732.29	308.84	9.27	485.12
165	719.17	2.62	12.38	-77.62	718.42	154.06	4.62	242.00
180	713.09	0.00	0.00	-90.00	713.09	0.00	0.00	0.00
180	-217.69	0.00	0.00	-90.00	-217.69	0.00	0.00	0.00
195	-219.54	-2.62	-12.38	-102.38	-219.32	47.03	1.41	73.88
210	-224.42	-5.06	-24.94	-114.94	-223.55	94.28	2.83	148.09
225	-232.49	-7.15	-37.85	-127.85	-230.69	141.55	4.25	222.35
240	-244.10	-8.76	-51.24	-141.24	-241.25	188.13	5.64	295.52
255	-259.64	-9.77	-65.23	-155.23	-255.88	232.34	6.97	364.96
270	-279.36	-10.11	-79.89	-169.89	-275.03	270.75	8.12	425.30
270	-1764.70	-10.11	-79.89	-169.89	-1737.29	1710.31	51.31	2686.55
285	-1915.64	-9.77	-95.23	-185.23	-1887.88	1880.01	56.40	2953.11
300	-2087.11	-8.76	-111.24	-201.24	-2062.79	1922.62	57.68	3020.04
315	-2265.71	-7.15	-127.85	-217.85	-2248.09	1775.13	53.25	2788.36
330	-2427.31	-5.06	-144.94	-234.94	-2417.86	1388.75	41.66	2181.44
345	-2539.55	-2.62	-162.38	-252.38	-2536.90	767.80	23.03	1206.05
360	-2574.69	0.00	-180.00	-270.00	-2574.69	0.00	0.00	0.00

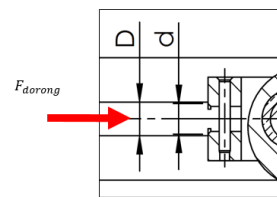
#### 4.2 Perhitungan Titik Kritis

Batang piston *displacer* dikategorikan sebagai titik kritis mesin dikarenakan batang tersebut memiliki diameter yang kecil namun memiliki panjang batang yang besar. Sedangkan gaya yang diterima cukup besar.



Gambar 21 Penunjukan tegangan yang terjadi pada mesin

Tegangan permukaan yang terjadi pada batang diterima oleh *step* penahan gerakan aksial gaya dorong.



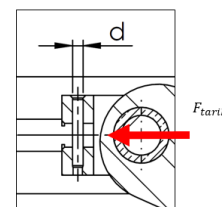
Gambar 22 Tegangan permukaan

Perhitungan menggunakan persamaan berikut:

$$P = \frac{F_{dorong}}{A_{proyeksi}}$$

Maka didapatkan tegangan permukaan pada batang piston *displacer* adalah sebesar 50.66 N/mm<sup>2</sup>. Dengan nilai *safety factor* yang terjadi jika tegangan permukaan yang terjadi sebesar 50.66 N/mm<sup>2</sup> adalah 7.3. Maka komponen batang piston *displacer* dapat dikatakan aman.

Tegangan geser yang terjadi pada batang diterima oleh pena *nut* piston *displacer* yang berfungsi sebagai penahan gerakan aksial relative dari gaya tarik terhadap batang dan *nut* piston *displacer*.



Gambar 23 Tegangan geser

Perhitungan menggunakan persamaan berikut:

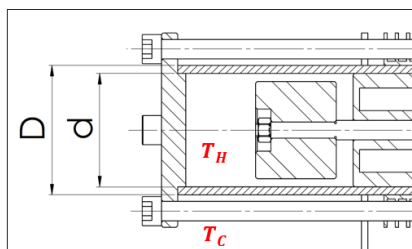
$$\tau = \frac{F_{tarik}}{A}$$



Maka didapatkan tegangan geser pada pena *nut* piston *displacer* adalah sebesar  $102.44 \text{ N/mm}^2$ . Nilai *safety factor* yang terjadi jika tegangan permukaan yang terjadi sebesar  $102.44 \text{ N/mm}^2$  adalah 3.61. Maka komponen pena *nut* piston *displacer* dapat dikatakan aman.

### 4.3 Perhitungan Pemuaihan

Pada mesin Stirling tipe beta ini terdapat fungsi dengan dua komponen yang terkena panas dan perlu dilakukan perhitungan untuk memastikan ketepatan ukuran dimensi suaian yang dipilih. Dua komponen tersebut adalah tabung silinder dan piston *Power*

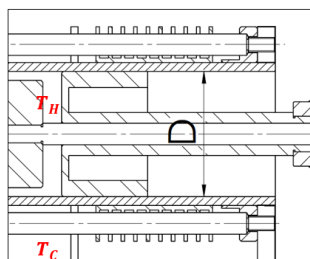


Gambar 24 Pemuaihan pada tabung silinder

Perhitungan dilakukan pada diameter bagian dalam dan luar, dengan menggunakan persamaan berikut:

$$l = l_o(1 + \alpha \cdot \Delta T)$$

Maka didapatkan dimensi tabung silinder saat memuai adalah  $80.313 \text{ mm}$  untuk diameter luar dan  $70.304 \text{ mm}$  untuk diameter dalam.



Gambar 25 Pemuaihan pada piston *power*

Perhitungan menggunakan persamaan pemuaihan. Maka didapatkan diameter piston *power* saat memuai adalah  $70.255 \text{ mm}$

Dimensi yang kontak langsung adalah dimensi diameter dalam tabung silinder dan piston *power*. Fungsi piston *power* pada tabung silinder dapat dikatakan aman apabila nilai diameter piston *power* lebih kecil daripada diameter dalam tabung silinder.

Nilai diameter piston *power* yaitu  $70.255 \text{ mm}$  lebih kecil daripada diameter dalam tabung

silinder yaitu  $70.304 \text{ mm}$ . Maka fungsi piston *power* pada tabung silinder dapat dikatakan aman.

### 5. Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang dilakukan terhadap Perancangan Prototype Mesin Stirling Tipe Beta dapat diambil beberapa kesimpulan, yaitu:

1. Rancangan mesin Stirling tipe beta telah memenuhi tuntutan seperti dimensi keseluruhan dari mesin Stirling berukuran panjang di bawah 550 yaitu 520, lebar tepat 300, dan tinggi di bawah 250 yaitu 204. Semua ukuran dalam satuan milimeter.
2. Dokumentasi produk proses perancangan menghasilkan gambar kerja dengan rincian sebagai berikut:
  - a. Satu buah gambar kerja rakitan (*assembly*)
  - b. Tujuh buah gambar kerja subrakitan (*sub-assembly*)
  - c. 30 buah gambar kerja bagian (*part*)
3. Perhitungan daya terbesar yang didapatkan, dengan asumsi reservoir tinggi 623.15 K, reservoir rendah 323.15 K, dan putaran mesin 500 rpm, didapatkan pada posisi 300° adalah sebesar 3020.04 Watt.
4. Titik kritis konstruksi pada mesin Stirling tipe beta dikatakan aman, karena nilai *safety factor* (SF) dari batang piston *displacer* (7.3) dan pena *nut* piston *displacer* (3.61) di atas nilai *safety factor* yang ditentukan (1.5).
5. Pemuaihan yang terjadi pada tabung silinder dan piston *power* dikatakan aman, karena nilai diameter piston *power* ( $70.255 \text{ mm}$ ) lebih kecil daripada nilai diameter dalam tabung silinder ( $70.304 \text{ mm}$ ).

## DAFTAR PUSTAKA

- Al-Fikri, HI. 2013. *Analisis Pembangkit Listrik dengan Generator Stirling* [jurnal]. Pontianak (ID). Universitas Tanjungpura
- Cheng, Yang, & Keong. 2013. *Theoretical and Experimental Study of a 300-W Beta-Type Stirling Engine* [jurnal]. Tainan (TW). National Cheng Kung University
- Christoph, M et al. 2007. *Stirling Engine*. Gävle (SE). University of Gävle
- Cinar, Can et al. 2004. *Beta-Type Stirling Engine Operating at Atmospheric Pressure*. [jurnal]. Ankara (TR). Gazi University
- Fischer, Ulrich et al. 2012. *Mechanical and Metal Trades Handbook*. Eva S, penerjemah. Haan-Gruiten (DE). Verlag Europa Lehrmittel. Terjemahan dari: Tabellenbuch Metal
- Giancoli, DC. 2014. *FISIKA: Prinsip dan Aplikasi*. Irzam H, penerjemah. Jakarta (ID). Penerbit Erlangga. Terjemahan dari: PHYSICS: Principles with Application
- Holowenko, AR. 1984. *Dinamika Permesinan*. Cendy P, penerjemah. Jakarta (ID). Penerbit Erlangga. Terjemahan dari: Dynamics of Machinery
- Meriam dan Kraige. 1988. *Mekanika Teknik*. Tony M, penerjemah. Jakarta (ID). Penerbit Erlangga. Terjemahan dari: Mechanics Statics
- Pahl, Gerhard et al. 2007. *Engineering Design: A Systematic Approach*. London (UK). Springer. Terjemahan dari: Konstruktionslehre
- Pugh, Stuart. 1980. *Pugh Concept Selection*. Glasgow (UK). University of Strathclyde
- Wittel, Herbert et al. 2009. *Rollof/Matek Maschinenelemente*. Wiesbaden (DE). Vieweg+ Teubner.