

## BAB IV

### PEMBAHASAN

#### 4.1 Deskripsi Perencanaan Perancangan Mesin Stirling Tipe *Alpha* Inovasi Desain 180°



**Gambar 4.1** Prototipe Mesin Stirling

Mesin stirling tipe *alpha* ini dirancang menggunakan sudut fasa 180° dengan menggunakan sumber bahan bakar sampah, seperti daun kering, plastik, dan lain sebagainya. Energi panas hasil dari pembakaran sampah akan diaplikasikan pada silinder panas mesin stirling, yang kemudian akan memberikan kerja pada mesin stirling tersebut sehingga mesin stirling dapat berputar. Putaran dari poros mesin stirling kemudian dapat digunakan untuk berbagai aplikasi seperti memutar pulley erek padi, dan semacamnya, juga dapat digunakan untuk memutar generator yang dapat menghasilkan listrik yang kemudian listrik tersebut dapat digunakan untuk berbagai aplikasi.

## 4.2 Perhitungan Isolasi Pipa Generator

Pada perhitungan isolasi pipa generator maka diasumsikan parameter-parameter yaitu sebagai berikut:

1. Pipa generator menggunakan pipa tembaga ukuran 5/8" (15 mm) dengan tebal 0,71 mm
2. Isolasi pipa menggunakan Armaflex superlon 5/8" dengan tebal 9 mm

Dan parameter yang digunakan yaitu sebagai berikut:

1. Panjang pipa generator yang digunakan adalah 1,22 m
2. Luas permukaan pipa

$$\begin{aligned} A &= 2 \pi r \times L \\ &= 2 (3,14) 0,0075 \times 1,22 \\ &= 0,057462 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

3.  $R_1 = 0,01429 \text{ m}$

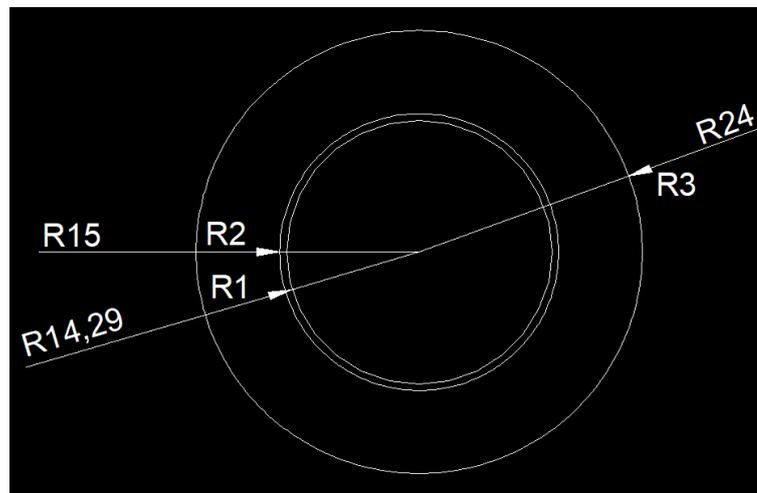
$R_2 = 0,015 \text{ m}$

$R_3 \text{ Isolasi } 9 \text{ mm} = 0,024 \text{ m}$

4.  $k \text{ superlon} = 0,036 \frac{W}{mK}$

$k \text{ tembaga} = 385 \frac{W}{mK}$

$k \text{ udara} = 0,026 \frac{W}{mK}$



Gambar 4.2 Isolasi Pipa

#### 4.2.1 Menghitung *Heat Loss*

**Tabel 4.1** Nilai Pendekatan Koefisien Perpindahan Panas Konvektif untuk berbagai aplikasi

Sistem	h (W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
Konveksi alami (gas)	10
Konveksi alami (cairan)	100
Gas mengalir	50-100
Gas mengalir (viskositas rendah)	1000-5000
Gas mengalir (viskositas rendah)	100-500
Cairan mendidih	20.000
Kukus menegmbun	20.000

- a) Menentukan nilai kehilangan panas (Q) pada pipa dengan temperatur 420 °C tidak menggunakan isolasi

$$\begin{aligned}
 Q &= \frac{2 \pi \cdot k \cdot L (T_a - T_u)}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \\
 &= \frac{2 \pi \times 0,026 \times 1,22 (693 - 307)}{\ln \frac{0,015}{0,01429}} \\
 &= \frac{0,199 (386)}{\ln 1,049} \\
 &= \frac{76,814}{0,04849} \\
 &= 1.584,12 \text{ W}
 \end{aligned}$$

- b) Menentukan nilai kehilangan panas (Q) pada pipa dengan temperatur 420 °C menggunakan isolasi armaxflex superlon 9mm

$$\begin{aligned}
 Q &= \frac{(T_a - T_u)}{R_1 + R_2 + R_3} \\
 R_1 &= \frac{1}{A_1 \times h_1} \\
 &= \frac{1}{2 \pi r \times L \times h_1} \\
 &= \frac{1}{2 \pi \times 7,145 \times 1,22 \times 100} \\
 &= \frac{1}{5479,19}
 \end{aligned}$$

$$= 0,000182 \text{ }^0\text{K/W}$$

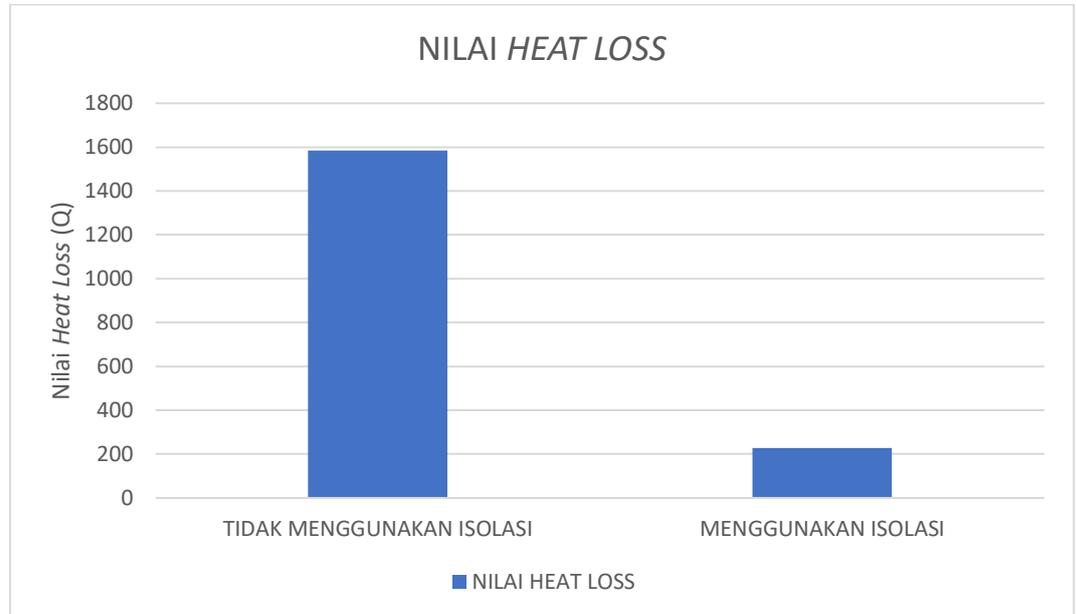
$$\begin{aligned} R2 &= \frac{Ln \frac{R2}{R1}}{2 \pi L K1} \\ &= \frac{Ln \frac{0,015}{0,01429}}{2 \pi 1,22 \cdot 385} \\ &= \frac{0,048490209160434}{2952,4} \\ &= 0,000016423997141 \\ &= 0,0000164 \text{ }^0\text{K/W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R3 &= \frac{Ln \frac{R3}{R2}}{2 \pi L K2} \\ &= \frac{Ln \frac{0,024}{0,015}}{2 \pi 1,22 \cdot 0,036} \\ &= \frac{0,47}{0,276} \\ &= 1,702898 \text{ }^0\text{K/W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q &= \frac{(Ta - Tu)}{R1 + R2 + R3} \\ &= \frac{(693 - 307)}{0,000182 + 0,0000164 + 1,702898} \\ &= \frac{386}{1,7030964} \\ &= 226,6618 \\ &= 226,66 \text{ W} \end{aligned}$$

#### 4.2.2 Analisa *Heat Loss* yang Terjadi

Setelah mendapatkan hasil kehilangan panas yang terjadi pada pipa generator, maka dapat dilihat pada grafik dibawah ini.



**Gambar 4.3** Grafik *Heat Loss*

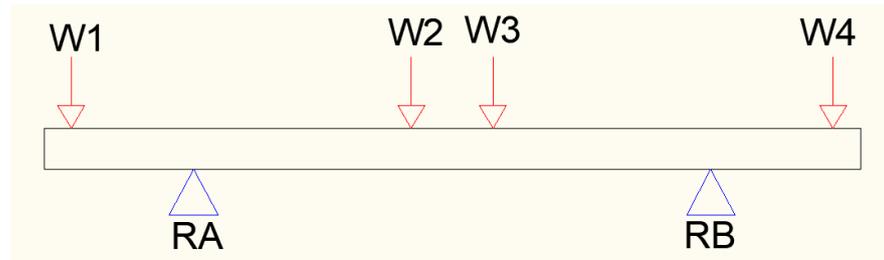
Dari grafik diatas maka dapat dianalisa bahwa bahan isolasi dapat mengurangi kehilangan panas yang terjadi sehingga siklus menjadi efektif.

### 4.3 Desain Elemen Mesin

Elemen-elemen mesin dalam Tugas Akhir ini dirancang menggunakan referensi dari buku “Elemen Mesin 1” dan “Elemen Mesin 2” (Dhimas Satria, 2014).

#### 4.3.1 Perhitungan Poros

Diketahui :	Daya = 150 watt	$n = 1000 \text{ rpm}$
	$\sigma = 9 \text{ MPa}$	$\tau = \frac{\sigma}{\sqrt{3}} = 5,2 \text{ MPa}$
	$W1 = 105 \text{ N}$ (Flywheel)	
	$W2 = W3 = 5 \text{ N}$ (piston)	$W4 = 10 \text{ N}$ (pulley)



**Gambar 4.4** Ilustrasi Pembebanan Poros

a. Torsi

$$T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{150 W \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 1000 \text{ rpm}} = 1,433 \text{ Nm}$$

$$= 1433 \text{ Nmm}$$

b. Gaya tumpuan terbesar

$$\sum M_A = 0$$

$$(5 \text{ N} \cdot 55 \text{ mm}) + (5 \text{ N} \cdot 95 \text{ mm}) + (10 \text{ N} \cdot 240 \text{ mm}) -$$

$$(R_B \cdot 160 \text{ mm}) - (105 \text{ N} \cdot 75 \text{ mm}) = 0$$

$$R_B = 29,53 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$(R_A \cdot 160 \text{ mm}) + (10 \text{ N} \cdot 65 \text{ mm}) - (5 \text{ N} \cdot 55 \text{ mm}) -$$

$$(5 \text{ N} \cdot 95 \text{ mm}) - (105 \text{ N} \cdot 240 \text{ mm}) = 0$$

$$R_A = 158,12 \text{ N}$$

c. Momen lentur

$$M = \frac{R_A \cdot a \cdot b}{L} = \frac{158,12 \text{ N} \cdot 48 \text{ mm} \cdot 200 \text{ mm}}{330 \text{ mm}} = 4600 \text{ Nmm}$$

d. Torsi ekuivalen

$$T_e = \sqrt{T^2 + M^2} = \sqrt{(1433 \text{ Nmm})^2 + (4600 \text{ Nmm})^2}$$

$$T_e = 4818 \text{ Nmm}$$

e. Diameter poros berdasarkan torsi ekuivalen

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e}{\pi \cdot \tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4818 \text{ Nmm}}{3,14 \cdot 5,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 16,7 \text{ mm}$$

f. Momen lentur ekuivalen

$$Me = \frac{1}{2} (M + \sqrt{T^2 + M^2})$$

$$Me = \frac{1}{2} (4600 \text{ Nm} + \sqrt{(1433 \text{ Nm})^2 + (4600 \text{ Nm})^2})$$

$$Me = 4709,01 \text{ Nmm}$$

g. Diameter poros berdasarkan momen lentur ekuivalen

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot Me}{\pi \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4709,01 \text{ Nmm}}{3,14 \cdot 9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 17,47 \text{ mm}$$

Sehingga, dipilih diameter berdasarkan momen lentur ekuivalen karena lebih besar dibandingkan dengan berdasarkan torsi ekuivalen. Dengan standar diameter poros, maka diameter poros yang digunakan adalah 20 mm.

#### 4.3.2 PERHITUNGAN V-BELT

*Belt* yang digunakan adalah jenis *V-belt*, karena cocok digunakan untuk jarak yang dekat dan kecil kemungkinan untuk terjadi slip sehingga lebih efisien. Kemudian *V-belt* memiliki umur yang lebih lama dibandingkan *flat belt*. *V-belt* yang dipilih adalah *type A*, berdasarkan *Indian Standards* (IS: 2494-1974).

**Tabel 4.2** Dimensi Standar *V-belt* Berdasarkan *Indian Standards* (IS: 2494-1974)

Type of belt	Power ranges in kW	Minimum pitch diameter of pulley (D) mm	Top width (b) mm	Thickness (t) mm	Weight per metre length in newton
A	0.7 – 3.5	75	13	8	1.06
B	2 – 15	125	17	11	1.89
C	7.5 – 75	200	22	14	3.43
D	20 – 150	355	32	19	5.96
E	30 – 350	500	38	23	–



d. Torsi Pada *Pulley* yang Digerakkan

$$Torsi = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n^2} = \frac{150 \text{ J/s} \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 1633,03 \text{ rpm}} = 877,58 \text{ Nmm}$$

Karena ada gesekan yang hilang pada setiap poros

$$Torsi = 1,05 \times 877,58 \text{ Nmm} = 921,46 \text{ Nmm}$$

e. Mencari Nilai  $T_1$  dan  $T_2$

$$(T_1 - T_2) r_2 = (T_1 - T_2) 30 \text{ mm} = \text{torsi}$$

$$(T_1 - T_2) = \frac{921,46 \text{ Nmm}}{30 \text{ mm}} = 30,72 \text{ N}$$

$$\sin \alpha = \frac{r_1 - r_2}{x} = \frac{49,5 - 30}{500} = 0,039, \alpha = 2,24^\circ$$

$$\theta = (180 - 2\alpha) = 175,52 \times \frac{\pi}{180} = 3,06 \text{ rad}$$

$$2,3 \log \left[ \frac{T_1}{T_2} \right] = \mu \cdot \theta \cdot \operatorname{cosec} \beta$$

$$\log \left[ \frac{T_1}{T_2} \right] = \frac{0,49 \cdot 3,06 \cdot \operatorname{cosec} 17^\circ}{2,3} = 2,23$$

$$\left[ \frac{T_1}{T_2} \right] = 170$$

Disubstitusikan ke  $(T_1 - T_2) = 30,72 \text{ N}$

$$(170 T_2 - T_2) = 30,72 \text{ N}$$

$$T_2 = 0,18 \text{ N}$$

$$T_1 = 0,18 \text{ N} \cdot 170 = 30,6 \text{ N}$$

f. Tegangan Maksimum Belt

Lebar *belt* ( $b$ ) = 13 mm dan tebal *belt* ( $t$ ) = 8 mm (*V-Belt Type A*)

$$\sigma = \frac{T_1}{b \cdot t} = \frac{30,6 \text{ N}}{13 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm}} = 0,294 \text{ MPa}$$

g. Panjang *Belt*

$$L = \pi(r_1 + r_2) + 2x + \frac{(r_1 - r_2)^2}{x}$$

$$L = 3,14(0,0495 + 0,03)m + 2 \cdot 0,5 \text{ m} + \frac{(0,0495 - 0,03)^2 \text{ m}^2}{0,5 \text{ m}}$$

$$L = 1,25 \text{ m}$$

h. Dimensi *Belt*

Sehingga dimensi *V-belt* yang dirancang adalah

$$\text{Panjang (L)} = 1250 \text{ mm}$$

$$\text{Lebar (b)} = 13 \text{ mm}$$

$$\text{Tebal (t)} = 8 \text{ mm}$$

#### 4.4 Kondisi Termodinamika yang Digunakan Dalam Perancangan

Perancangan mesin Stirling ini tidak didasarkan pada daya output yang diinginkan, melainkan berusaha untuk mengevaluasi daya yang dihasilkan dengan mempertimbangkan kondisi termodinamika yang dapat dicapai. Kondisi termodinamika ini mencakup:

1. Temperatur udara dalam silinder panas (TE), yaitu  $TE = 420^\circ\text{C} = 693\text{K}$ . Temperatur ini dicapai dengan menggunakan pembakaran dengan bahan bakar sampah.
2. Temperatur udara dalam silinder dingin (TC), yaitu  $TC = 34^\circ\text{C} = 307 \text{ K}$ . Pendinginan yang dilakukan untuk mencapai temperature ini adalah menggunakan sirip pada silinder dingin
3. Fluida kerja yang digunakan adalah udara dengan konstanta gas  $286,9 \text{ J}/(\text{Kg.K})$
4. Sudut antara silinder ekspansi dan silinder kompresi ( $dx$ ) =  $180^\circ$ , yang merupakan inovasi sudut fasa dari motor stirling yang dirancang
5. Pada silinder kompresi/silinder dingin ( $V_{DC}$ ) dan silinder ekspansi/silinder panas ( $V_{DE}$ ) adalah sama besar dengan spesifikasi sebagai berikut :
  - Diameter piston ( $D$ ) =  $50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$
  - Panjang langkah/*Stroke* ( $S$ ) =  $49,1 \text{ mm} = 0,0491 \text{ m}$
6. Volume sisa pada keadaan piston kompresi ( $V_{DC}$ ) dan ekspansi ( $V_{DE}$ ) adalah sama, besarnya =  $1,35 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ .
7. Pada silinder regenerator mempunyai dimensi  $D = 15 \text{ mm}$  dan  $L = 305 \text{ mm}$ , atau volume regenerator ( $V_R$ ) =  $5,387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ .
8. Mesin stirling berputar 1000 rpm.

Dalam upaya menentukan nilai parameter-parameter dalam perancangan termodinamika mesin Stirling, pendekatan termodinamika digunakan dengan merujuk pada teori Schmidt yang diperkenalkan oleh Koichi Hirata serta teori siklus ideal mesin Stirling. Untuk melakukan perhitungan-perhitungan ini, asumsi-asumsi perlu diterapkan, sebagaimana yang telah dijelaskan pada bab sebelumnya. Asumsi-asumsi tersebut mencakup:

1. Tidak ada kehilangan tekanan (*pressure loss*) dan tidak ada perbedaan tekanan dalam (*internal pressure*).
2. Pada proses ekspansi dan proses kompresi terjadi secara *isothermal*
3. Fluida kerja yang digunakan adalah udara sebagai gas ideal
4. Terjadi regenerasi secara sempurna
5. Volume sisa dalam silinder panas menjaga temperature atau suhu gas pada silinder panas ( $T_E$ ), volume sisa pada silinder dingin menjaga suhu atau temperatur gas pada silinder dingin ( $T_C$ ) selama siklus.
6. Temperatur atau suhu di dalam sebuah regenerator adalah rata-rata temperatur ekspansi ( $T_E$ ) dan temperatur kompresi ( $T_C$ ).
7. Volume ekspansi ( $V_E$ ) dan volume kompresi ( $V_C$ ) berubah berdasarkan fungsi sinusoida.

#### 4.5 Parameter Berdasarkan Kondisi Termodinamika

Dengan memperhatikan kondisi-kondisi termodinamika yang telah diuraikan pada sub bab sebelumnya, nilai-nilai parameter yang akan digunakan dalam proses perhitungan selanjutnya dalam perancangan termodinamika mesin Stirling dapat ditetapkan. Parameter-parameter ini termasuk:

- a. Volume langkah pada piston kompresi ( $V_{SC}$ ) dan ekspansi ( $V_{SE}$ )

$$V_{SC} = \frac{1}{4}\pi \times D^2 \times S = \frac{1}{4} 3,14 \times 0,05^2 \times 0,0491 = 9,63 \times 10^{-5} m^3$$

$$V_{SC} = V_{SE}$$

- b. Rasio kompresi ( $r$ )

$$r = \frac{V_{SC} + V_{DE}}{V_{DE}} = \frac{9,63 \times 10^{-5} + 1,35 \times 10^{-5}}{1,35 \times 10^{-5}} = 8,1$$

c. Temperatur regenerator ( $T_R$ )

$$T_R = \frac{T_E + T_C}{2} = \frac{693 + 307}{2} = 500 \text{ K}$$

d. Rasio temperatur ( $t$ )

$$t = \frac{T_C}{T_E} = \frac{307}{693} = 0,44$$

e. Rasio volume langkah ( $v$ )

$$v = \frac{V_{SC}}{V_{SE}} = \frac{9,63 \times 10^{-5}}{9,63 \times 10^{-5}} = 1$$

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

$$X_{DC} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} = \frac{V_{DC}}{V_{SE}} = \frac{1,35 \times 10^{-5}}{9,63 \times 10^{-5}} = 0,14$$

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

$$X_{DE} = \frac{V_{DE}}{V_{SE}} = \frac{1,35 \times 10^{-5}}{9,63 \times 10^{-5}} = 0,14$$

h. Rasio volume sisa pada regenerator ( $X_R$ )

$$X_R = \frac{V_R}{V_{SE}} = \frac{5,387 \times 10^{-5}}{9,63 \times 10^{-5}} = 0,56$$

#### 4.6 Massa Udara yang Diperlukan Sebagai Fluida Kerja

Total massa udara ( $m$ ) yang dimasukkan ke dalam mesin adalah pada saat suhu ruangan dan tekanan atmosfer. Di bawah ini terdapat asumsi mengenai nilai suhu ruangan dan tekanan udara yang terjadi:

Temperatur kamar ( $T_{\text{kamar}}$ ) =  $34^{\circ}\text{C} = 307 \text{ }^{\circ}\text{K}$

Tekanan udara ( $P_{\text{udara}}$ ) =  $1 \text{ atm} = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa}$

Dengan menggunakan persamaan gas ideal :

$$PV = mRT$$

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

$$V_{max} = V_E + V_C + V_R + V_{RP}$$

Untuk menentukan total massa, volume harus berada pada posisi maksimum. Posisi maksimum tercapai ketika piston berada pada  $\frac{3}{4}$  bagian dari Titik Mati Bawah (TMA). Oleh karena itu, sudut engkol (crank angle) harus berada pada  $225^\circ$  pada silinder panas dan  $315^\circ$  pada silinder dingin.

Volume silinder panas pada kedudukan sudut *crank*  $225^\circ$  ( $V_E$ ) sesuai dengan persamaan :

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

$$V_E = \frac{9,63 \times 10^{-5} m^3}{2}(1 - \cos 225^\circ) + 1,35 \times 10^{-5} m^3 = 9,57 \times 10^{-5} m^3$$

Volume silinder dingin pada kedudukan sudut *crank*  $315^\circ$  ( $V_C$ ) sesuai dengan persamaan :

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

$$\begin{aligned} V_C &= \frac{9,63 \times 10^{-5} m^3}{2}(1 - \cos(315^\circ - 180^\circ)) + 1,35 \times 10^{-5} m^3 \\ &= 9,57 \times 10^{-5} m^3 \end{aligned}$$

Volume regenerator ( $V_R$ ) sesuai dengan persamaan :

$$V_R = \frac{1}{4} \times \pi \times D^2 \times P = \frac{1}{4} \times 3,14 \times 0,015^2 \times 0,305 = 5,387 \times 10^{-5} m^3$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} V_{max} &= (9,57 \times 10^{-5}) + (9,57 \times 10^{-5}) + \\ &\quad + (5,387 \times 10^{-5}) \\ &= 2,4527 \times 10^{-4} m^3 \end{aligned}$$

Jadi,

$$m = \frac{1,01325 \times 10^5 \text{ Pa} \times 2,4527 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{286,9 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot \text{K}} \times 307 \text{ K}} = 2,8216 \times 10^{-4} \text{ Kg}$$

Untuk menentukan volume minimum, piston harus berada pada posisi  $\frac{1}{4}$  bagian. Oleh karena itu, sudut engkol (crank angle) harus berada pada  $45^\circ$  pada silinder panas dan  $135^\circ$  pada silinder dingin.

Volume silinder panas pada kedudukan sudut *crank*  $45^\circ$  ( $V_E$ ) sesuai dengan persamaan :

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

$$V_E = \frac{9,63 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{2} (1 - \cos 45^\circ) + 1,35 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 2,76 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Volume silinder dingin pada kedudukan sudut *crank*  $135^\circ$  ( $V_C$ ) sesuai dengan persamaan :

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

$$\begin{aligned} V_C &= \frac{9,63 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{2} (1 - \cos(135^\circ - 180^\circ)) + 1,35 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \\ &= 2,76 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Sehingga,

$$V_{min} = V_E + V_C + V_R$$

$$\begin{aligned} V_{min} &= (2,76 \times 10^{-5}) + (2,76 \times 10^{-5}) \\ &\quad + (5,387 \times 10^{-5}) \\ &= 1,09 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

#### 4.7 Tekanan Ekstrim Siklus

Dalam proses perancangan, pemahaman mengenai tekanan ekstrem (maksimum dan minimum) yang timbul selama siklus penggunaan mesin Stirling menjadi esensial. Tekanan ekstrem ini menjadi dasar untuk merancang

bagian atau elemen mesin yang terhubung dengan silinder mesin Stirling, dengan tujuan mencegah kegagalan saat beroperasi. Puncak tekanan terjadi saat mesin Stirling sedang melakukan ekspansi dalam silinder panas (titik 3), sementara tekanan terendah terjadi ketika mesin Stirling mulai mengalami kompresi di dalam silinder dingin (titik 1). Berikut adalah nilai-nilai tekanan yang terjadi dalam mesin Stirling yang sedang direncanakan :

a. Tekanan Pada Titik 1

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

$$P_1 = 101325 \text{ Pa}$$

b. Tekanan Pada Titik 2

Nilai tekanan pada titik 2 didapatkan dengan persamaan berikut :

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

$$P_2 = \frac{101325 \text{ Pa} \times 2,4527 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{1,09 \times 10^{-4} \text{ m}^3} = 227999,84 \text{ Pa}$$

c. Tekanan Pada Titik 3

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

$$P_3 = \frac{P_1 V_1 T_H}{V_2 T_C}$$

$$P_3 = \frac{101325 \text{ Pa} \times 2,4527 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 693 \text{ }^\circ\text{K}}{1,09 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 307 \text{ }^\circ\text{K}} = 514670,65 \text{ Pa}$$

d. Tekanan Pada Titik 4

Nilai tekanan pada titik 4 didapatkan dengan persamaan berikut :

$$P_4 = \frac{P_1 T_H}{T_C}$$

$$P_4 = \frac{101325 \text{ Pa} \times 693 \text{ }^\circ\text{K}}{307 \text{ }^\circ\text{K}} = 228723,86 \text{ Pa}$$

e. Tekanan Rata-rata

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

$$P_{mean} = \frac{P1 + P2 + P3 + P4}{4}$$
$$P_{mean} = \frac{101325 Pa + 227999,84 Pa + 514670,65 Pa + 228723,86 Pa}{4}$$
$$= 268179,84 Pa$$

#### 4.8 Kerja Mesin Stirling

Untuk menghitung kerja yang dilakukan mesin stirling seperti yang telah dijelaskan lebih rinci pada bab sebelumnya.

Diketahui :

$$T1 = T2 = 305 \text{ }^\circ\text{K}$$
$$T3 = T4 = 693 \text{ }^\circ\text{K}$$
$$V1 = V4 = 2,4527 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$
$$V2 = V3 = 1,09 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$
$$C_v = 712 \text{ J/Kg}^\circ\text{K}$$

a. Proses 1-2 : Kompresi *Isothermal*

Pada silinder panas, piston aktif melakukan kerja pada fluida kerja dan mengkompresinya secara isothermal saat mencapai kondisi suhu dingin, sementara pada saat yang sama, panas juga dibuang ke lingkungan. Karena fluida kerja memiliki tekanan yang rendah pada saat itu, kerja yang diperlukan untuk kompresi lebih sedikit daripada kerja yang dihasilkan pada proses ekspansi.

$$W_{1-2} = - m R T_1 \ln \frac{V2}{V1}$$
$$W_{1-2} = - 2,8216 \times 10^{-4} \times 286,9 \times 307 \times \ln \frac{1,09 \times 10^{-4}}{2,4527 \times 10^{-4}} = 20,15 \text{ J}$$

b. Proses 2-3 : Kompresi *Isokhoric*

Pada silinder panas, piston secara aktif menghasilkan kerja pada fluida kerja dan mengompresinya secara isothermal ketika mencapai kondisi suhu dingin, sementara pada saat yang sama, panas juga dibuang ke lingkungan. Karena fluida kerja memiliki tekanan yang rendah pada saat itu, kerja yang diperlukan untuk kompresi lebih sedikit daripada kerja yang dihasilkan pada proses ekspansi.

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

$$W_{2-3} = 2,8216 \times 10^{-4} \times 712 \times (693 - 307) = 77,54 J$$

c. Proses 3-4 : Ekspansi *Isothermal*

Fluida kerja yang bertekanan tinggi menyerap panas dari daerah panas dan mengalami ekspansi secara isothermal, menghasilkan kerja pada piston.

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

$$W_{3-4} = 2,8216 \times 10^{-4} \times 286,9 \times 693 \times \ln \frac{2,4527 \times 10^{-4}}{1,09 \times 10^{-4}} = 45,49 J$$

d. Proses 4-1 : ekspansi *isokhoric*

Piston yang sedang mengalami ekspansi memindahkan fluida kerja secara isokhorik melalui regenerator ke sisi dingin (silinder dingin) mesin. Proses tersebut menyebabkan penyerapan kalor dari fluida saat melewati regenerator, yang kemudian menurunkan suhu fluida kerja saat menuju silinder dingin.

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

$$W_{4-1} = - 2,8216 \times 10^{-4} \times 712 \times (693 - 307) = -77,54 J$$

Selama proses 2-3, Fluida kerja menyampaikan jumlah panas yang sama melalui regenerator seperti yang diserap selama proses 4-1. Sehingga, tidak ada pertukaran panas dengan sistem selama proses ini. Pertukaran panas hanya terjadi selama proses kompresi isothermal dan ekspansi isothermal.

Sehingga,

Kerja total persiklus = kalor yang diserap – kalor yang dibuang

$$W_{total} = W_{3-4} - W_{1-2}$$

$$W_{total} = 45,49 - 20,15 = 25,34 \text{ Joule}$$

#### 4.9 Efisiensi *Thermal* Mesin Stirling

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

$$\eta = \frac{W_{total}}{W_{3-4}}$$

$$\eta = \frac{25,34 \text{ J}}{45,49 \text{ J}} = 0,56$$

#### 4.10 Daya Mesin Stirling

Untuk menghitung daya mesin stirling yang dirancang dengan asumsi kecepatan putar ( $n$ ) sebesar 1000 rpm adalah :

$$P = \frac{W_{total} \times n}{60}$$

$$P = \frac{25,34 \text{ J} \times 1000}{60 \text{ s}} = 422,33 \text{ Watt}$$

#### 4.11 Simulasi Kalkulasi Siklus Ideal Mesin Stirling

Simulasi menggunakan Ideal Stirling Cycle Calculator dilakukan secara online. Dengan memasukkan nilai-nilai yang telah diketahui sebelumnya, hasil analisis, grafik P-V, serta grafik efisiensi Carnot dan mesin Stirling dengan suhu panasnya akan diperoleh. Berikut adalah nilai-nilai yang diinput ke dalam *Ideal Stirling Cycle Calculator*.

### Calculator Inputs

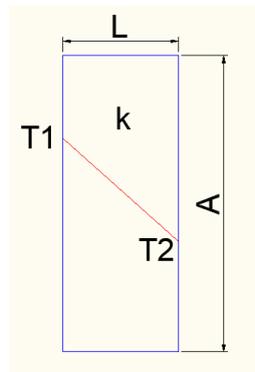
Hot end temperature (K):	<input type="text" value="693"/>
Cold end temperature (K):	<input type="text" value="307"/>
Compression Ratio:	<input type="text" value="2,25"/>
Specific gas constant of working fluid (J/kg-K):	<input type="text" value="286,9"/>
Pressure at state 1 (kPa):	<input type="text" value="101.325"/>
Volume at state 1 (cc):	<input type="text" value="245.27"/>
Amount of heat applied to engine (W):	<input type="text" value="2000.77333"/>

**CALCULATE**

**Gambar 4.6** Calculator Input Parameter

Keterangan :

$$\text{Compression Ratio} = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{2,4527 \times 10^{-4}}{1,09 \times 10^{-4}} = 2,25$$



**Gambar 4.7** Skematik Perpindahan Panas

$$\begin{aligned} \text{Amount of heat } \left(\frac{Q}{t}\right) &= k A \frac{(T1-T2)}{L} \\ &= 37,5145 \text{ W/m } ^\circ\text{K} \times 0,016\text{m}^2 \frac{(330-329)^\circ\text{K}}{0,0003 \text{ m}} \\ &= 2000,77333 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Jumlah panas atau kalor yang diterapkan ke mesin stirling, terjadi pada silinder panas. Bahan yang digunakan menggunakan standard pabrik yaitu besi cor kelabu yang mengandung kadar *carbon*, *mangan*, dan *silicon* dengan diameter 50 mm dan ketebalan 0,3 mm. Nilai konduktivitas termal bahan

dilihat pada tabel A-3 pada buku “*Heat Transfer*” karya Yunus A. Cengel. Dengan menginterpolasi antara suhu 600°K dan 800°K, didapatkan nilai konduktivitas termal pada suhu 693°K adalah  $37,5145 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ . Luas permukaan yang menjadi media perpindahan panas konduksi dihitung dari luas permukaan selimut dari silinder panas, yaitu  $0,016 \text{ m}^2$ .

Kemudian hasil dari *Ideal Stirling Cycle Calculator* adalah sebagai berikut :

### Calculator Outputs

Calculation Status: Inputs OK	
Predicted Frequency (RPM)	2639
Predicted Power Out (W)	1114
Predicted Efficiency (0-1)	0.5570
Predicted Average Pressure (kPa)	254.6
Swept Volume (cc)	136.3
Mass of Working Fluid (mg)	282.2
Work Out Per Cycle (J)	25.34
Predicted Specific Work Out Per Cycle (J/mg-working fluid)	0.08981
Volume at State 1 (cc)	245.3
Absolute Pressure at State 1 (kPa)	101.3
Temperature at State 1 (K)	307.0
Volume at State 2 (cc)	109.0
Absolute Pressure at State 2 (kPa)	228.0
Temperature at State 2 (K)	307.0
Volume at State 3 (cc)	109.0
Absolute Pressure at State 3 (kPa)	514.6
Temperature at State 3 (K)	693.0
Volume at State 4 (cc)	245.3
Absolute Pressure at State 4 (kPa)	228.7
Temperature at State 4 (K)	693.0

**Gambar 4.8** Hasil Analisa *Ideal Stirling Engine Calculator*

Hasil tersebut memprediksi bahwa mesin stirling yang dirancang mampu berputar hingga 2639 Rpm dan menghasilkan daya output hingga 1114 Watt.

#### 4.12 Hasil Pengujian Mesin Stirling

Pada pengujian mesin stirling dilakukan 3 kali pengujian, dengan penjelasan masing-masing pengujian sebagai berikut :

a. Pengujian 1

Pengujian pertama dilakukan pada tanggal 20 Desember 2020, dengan menggunakan sumber pemanas burner las dan waktu pemanasan sekitar 15 menit, dengan temperatur mencapai 148°C. Namun, mesin stirling tidak menunjukkan tanda-tanda akan berputar. Kemudian *flywheel* diberikan bantuan putaran secara manual, yang berfungsi sebagai momentum awal mesin stirling berputar. Tetapi, mesin stirling masih tidak dapat terus berputar dan terasa berat pada putaran poros engkolnya. Setelah diamati lebih lanjut, silinder mesin kurang pelumas sehingga mengakibatkan poros berat saat berputar. Sehingga dicari solusi dari masalah tersebut yaitu melumasi area sekitar jalannya piston pada silinder.

b. Pengujian 2

Pengujian kedua dilakukan pada tanggal 3 Januari 2021, dengan menggunakan sumber pemanas burner las dan waktu pemanasan sekitar 20 menit, dengan temperatur mencapai sekitar 160°C. Namun, mesin stirling tidak menunjukkan tanda-tanda akan berputar. Kemudian *flywheel* diberikan bantuan putaran secara manual, yang berfungsi sebagai momentum awal mesin stirling berputar. Tetapi, mesin stirling masih tidak dapat terus berputar.

c. Pengujian 3

Pengujian ketiga dilakukan pada tanggal 15 Januari 2021, dengan menggunakan sumber pemanas burner las dan waktu pemanasan sekitar 45 menit, dengan temperatur diperkirakan mencapai 208°C. Namun, mesin stirling tidak menunjukkan tanda-tanda akan berputar. Kemudian *flywheel* diberikan bantuan putaran secara manual, yang berfungsi sebagai momentum awal mesin stirling berputar. Mesin sempat menunjukkan tanda-tanda akan berputar setelah diberi momentum awal pada *flywheel*, namun mesin kembali berhenti. Setelah diamati lebih teliti, hal itu disebabkan oleh tidak silindris nya poros engkol antara sisi *flywheel* dan sisi *pulley*. Hal ini

dapat diperbaiki namun harus melakukan proses manufaktur kembali yang akan mengeluarkan biaya yang besar. Sehingga pengujian dilakukan sampai pengujian ketiga.

#### 4.12 Analisa Pengaruh Kegagalan Mesin Stirling

Dalam Tugas Akhir ini mesin stirling dapat dikatakan gagal dalam proses manufaktur. Sehingga pada pengujian yang dilakukan, mesin stirling tidak dapat beroperasi. Faktor-faktor yang mempengaruhi kegagalan dari mesin stirling ini, yaitu :

a. Ketidaksilindrisan poros engkol

Poros engkol yang tidak silindris mengakibatkan putaran mesin stirling menjadi berat. Poros engkol yang tidak silindris ini diakibatkan oleh proses pengelasan yang membuat poros engkol mengalami bending atau melengkung.

b. Kurang sistem pelumasan

“Menurut Darmanto (2011:5-10) menyatakan bahwa : Secara umum fungsi pelumas untuk mencegah atau mengurangi keausan dan gesekan, sedangkan fungsi yang lain sebagai pendingin, peredam getaran dan mengangkat kotoran pada motor bakar”. Komponen-komponen mesin yang saling begesekan akan membuat komponen tersebut mengalami keausan, sehingga menghambat performa dari suatu mesin dan membuat *lifetime* dari mesin tersebut berkurang. Pada mesin stirling ini, tidak adanya pelumasan berpengaruh pada beratnya putaran poros engkol.

c. Sudut engkol mesin stirling

Sudut engkol mesin stirling sangat berpengaruh dengan kedua piston saat beroperasi, pada mesin ini sudut engkol didesain  $90^0$  dan sudut fasa didesain  $180^0$ , namun kepresisian sudut engkol tidak dapat diukur sehingga mungkin menyebabkan sudut engkol melebihi atau kurang dari  $90^0$  sehingga mesin tidak beroperasi secara optimal.