

## PERANCANGAN DAN PENGUJIAN SISTEM PENGGERAK PENYIANG GULMA

Asep Kurnia Wijaya<sup>1,a\*</sup>, dan Kasda<sup>2,b</sup>

Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Subang

Jalan Arief Rachman Hakim No. 8 Subang

<sup>a</sup>asepkw08@gmail.com, <sup>b</sup>kasdakasdoels@gmail.com,

### ABSTRAK

Dalam satu kali musim bercocok tanam padi, proses produksi mulai dari tahapan persiapan sampai dengan panen raya cukup banyak menyerap tenaga kerja. Mulai dari proses pembajakan tanah, penyemaian, tander, penyiangan dan panen raya. Proses penyiangan merupakan suatu kegiatan pembersihan gulma pada dapuran padi yang secara rutin dilakukan minimal dua kali dalam satu kali musim bercocok tanam yaitu pada saat umur padi 15 hari dan 40 hari. Karena proses penyiangan gulma memerlukan waktu serta biaya yang tidak murah, serta ketersediaan angkatan tenaga kerja yang semakin langka, maka perancangan, pembuatan dan pengujian mesin penyang gulma merupakan satu alternatif untuk mengatasi permasalahan di atas, agar proses penyiangan berjalan lebih efektif dan efisien. Tahapan perancangan penggerak mesin penyang meliputi komponen utama penggerak seperti torsi roda, rasio dan jenis gear box, ukuran dan rasio gear sprocket, poros dan *bearing*. Dengan spesifikasi daya motor penggerak yang dipilih sebesar 1,6 Hp dan 7000 rpm, serta rasio gear box 15:1, maka dari pengujian mesin penyang menghasilkan kerja efektif rata-rata 0,055 ha/jam, kerja teoritis 0,04, kecepatan penyiangan 0,78 m/s, efisiensi 66%, gulma yang tidak tersiang 4,5%, waktu belok 20%, kerusakan tanaman padi 2,5%, bahan bakar membutuhkan 13liter/ha dan biaya penyiangan Rp.335.000 /ha.

Kata kunci: Penyang, Padi, Torsi, Daya motor, Efisiensi

### LATAR BELAKANG

Penyang gulma merupakan salah satu rangkaian kegiatan bercocok tanam padi disawah yang dapat mempengaruhi dalam penentuan hasil panen raya. Penyiangan gulma secara konvensional menggunakan tenaga kerja manusia ternyata memerlukan biaya yang cukup tinggi serta waktu yang cukup lama.

Mesin penyang gulma merupakan salah satu alternatif cara penyiangan

disamping cara-cara penyiangan konvensional yang lain (dicabut langsung dengan tangan, dengan alat landak dan lain-lain). Mesin penyang padi, merupakan *prototype* yang dirancang sedemikian rupa sehingga mampu digunakan untuk kegiatan penyiangan padi di sawah sampai dengan umur 40 hari (Joko,2006).

Semakin langkanya tenaga kerja produktif disektor pertanian saat ini menjadi masalah yang menghambat produktifitas hasil pertanian.

Dengan kekurangan tenaga kerja di sektor pertanian, secara tidak langsung mengakibatkan mahalnya upah kerja yang harus dibayar oleh petani. Masalah ini sudah ditanggulangi oleh pemerintah dengan penerapan mekanisasi pertanian. Salah satunya adalah penggunaan alat mekanisasi pertanian yang salah satunya adalah pada saat penyiangan padi sawah.

## METODOLOGI PENELITIAN

Perancangan mesin penyiang meliputi beberapa hal berdasarkan komponen-komponen utama mesin penyiang seperti kebutuhan torsi roda, kebutuhan daya motor, rasio *gear box*, *sproket gear*, diameter dan Panjang poros roda dan *gear box*.

Pengujian *prototype* dilaksanakan di daerah pertanian yang didominasi tanaman padi yaitu berlokasi di Dusun Sukajaya Desa Kalensari, Kecamatan Comprang Kabupaten Subang,

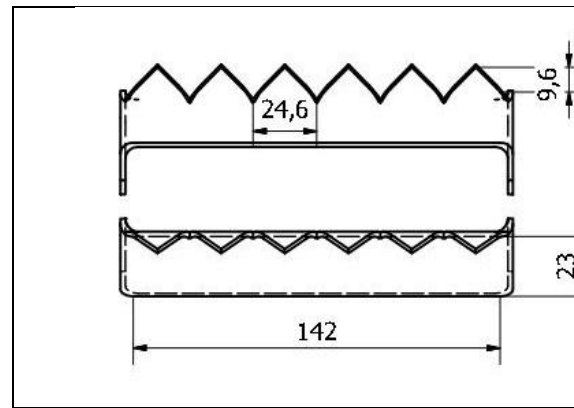
Uji teknis alat penyiang padi sawah dilakukan pada lahan sawah petani seluas 826 m<sup>2</sup>, dengan jarak tanam 30 cm dengan kedalaman tanah rata-rata 10 cm.

## PERANCANGAN SISTEM PENGGERAK PENYIANG GULMA

### Kebutuhan torsi roda

Luas penampang pisau bisa langsung dihitung luasnya sebagaimana terlihat pada Gambar 1. Jika luas penampang lebih besar maka torsi pada roda lebih besar juga.

Dengan demikian desain luas penampang harus lebih kecil sehingga torsi pada roda akan kecil.



Gambar 1 dimensi pisau/cakar roda

Pada penampang pisau terdiri luas segitiga dan persegi panjang, sehingga luas penampang pada pisau dapat dihitung sebagai berikut:

Untuk luas penampang pada segitiga:

$$L_1 = \frac{1}{2} \times a \times t$$

$$L_1 = \frac{1}{2} \times 24,6 \times 9,6 = 118,08 \text{ mm}^2 \\ = 1,1808 \text{ cm}^2$$

Sebagaimana dapat dilihat pada Gambar 1, mata pisau penyiang terdiri 6 mata pisau sehingga luas penampang segitiga pada pisau adalah:

$$1,1808 \times 6 = 7,0848 \text{ cm}^2$$

Untuk luas penampang persegi panjang:

$$L_2 = p \times l$$

$$L_2 = 142 \times 23 = 3266 \text{ mm}^2 = 32,66 \text{ cm}^2$$

Maka gabungan luas penampang segitiga dan persegi panjang pada pisau adalah:

$$7,0848 + 32,66 = 39,7448 \text{ cm}^2$$

Besarnya kebutuhan torsi pada roda dipengaruhi luas penampang pisau yang menyentuh tanah. Kebutuhan torsi pada roda harus lebih kecil dari torsi yang tersedia pada sproket. Dengan mengambil beban pembajakan spesifik tanah *lathhosol* (sawah basah) yaitu sebesar  $0,781 \text{ kg/cm}^2$ . Maka kebutuhan torsi pada roda dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$\begin{aligned} T_r &= B_p \times A_p \times r \\ T_r &= 0,781 \times 39,7448 \times 250 \\ &= 7760,2 \text{ kg.mm} \\ &= 7760,2 = 76,1 \text{ (N.m)} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan didapat bahwa besar torsi yang diperlukan untuk penyanggah adalah  $76,1 \text{ N.m}$ .

### Sproket Dan Rantai

Harga  $z_{1\min}=13$ . Karena dipasaran sulit untuk mendapatkan jumlah gigi 13 maka di pilih jumlah gigi 14 karena banyak tersedia dipasaran dan  $z_2$  menggunakan 54 gigi maka perbandingan sprocket adalah:

$$i = \frac{54}{14} = 3,7$$

Jika rpm pada sprocket dibutuhkan 126 rpm maka rpm pada sprocket kecil adalah:

$$i = 126 \times 3,7 = 466,6 \text{ rpm}$$

Diketahui bahwa kebutuhan torsi roda adalah  $76,1$  maka torsi pada sproket kecil adalah:

$$T_2 = \frac{76,1}{3,7} = 20,56 \text{ N.m}$$

### Gear Box

Diketahui rpm pada sproket kecil=7000

Perbandingan gear box =15:1

Sehingga  $n_2$ :

$$n_2 = \frac{466,6 \times 15}{1} = 7000 \text{ (rpm)}$$

Kecepatan sudut gear box adalah:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \frac{\pi \times 2 \times rpm}{60} \\ &= \frac{3,14 \times 2 \times 7000}{60} = 732,6 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas ketahu torsi pada sproket kecil adalah  $20,56 \text{ N.m}$  dan perbandingan gaer box adalah 15:1 maka torsi pada gear box adalah:

$$T_2 = \frac{20,56}{15} = 1,37 \text{ N.m}$$

### Motor Penggerak Utama

Dari perhitungan di atas putaran motor didapat 7000 rpm dan torsi gear box  $1,37 \text{ N.m}$  maka kebutuhan daya motor penggerak adalah:

$$P = T \times \omega$$

$$\begin{aligned} \text{Daya motor (P)} &= 1,37 \times 732,6 = 1003,6 \\ \text{Watt} &= 1,34 \text{ HP} \end{aligned}$$

Sedangkan motor yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$\text{Daya motor} = 1,6 \text{ HP}$$

$$\text{Putaran} = 7000 \text{ rpm}$$

### Poros Gear Box

Momen maksimal pada poros adalah.

$$\sqrt{(M_{MAK.YZ})^2 + (M_{MAK.ZX})^2}$$

$$\sqrt{(3565)^2 + (1855)^2} = 4018,7 \text{ Kg.mm}$$

$$M=4018,7 \text{ kg.mm}$$

$$T=3486,3 \text{ kg.mm}$$

$$K_M=1,5$$

$$K_t=2$$

Jika poros menggunakan bahan S 45 C dengan kekuatan tarik 58 kg/mm<sup>2</sup>, sehingga tegangan geser yang diijinkan adalah:

$$\tau_a = \left( \frac{\sigma_b}{SF_1 \times SF_2} \right)$$

$$\tau_a = \left( \frac{58}{6 \times 1,3} \right) = 7,4 \text{ Kg.mm}^2$$

maka diameter poros dapat dihitung:

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{\tau_a} (K_t \times M_{max}) + (C_b \times T) \right]^{1/3}$$

$$= \left[ \left( \frac{5,1}{7,4} \right) \sqrt{(1,5 \times 4018,3)^2 + (2 \times 3486,3)^2} \right]^{1/3}$$

$$d_s = 17,5 \text{ mm}$$

### ➤ Poros Roda

$$d_s \geq \left[ \frac{10,2}{\sigma_{wb}} m(M_1 + M_2 + M_3) \right]^{1/3}$$

$$d_s \geq \left[ \frac{10,2}{10} 1,2(437,5 + 131,25 - 393,225) \right]^{1/3}$$

$$= 8,96 \text{ mm}$$

Setelah diameter poros didapat maka tegangan lentur  $\sigma_b$  (kg/mm<sup>2</sup>) yang terjadi

pada dudukan roda dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{10,2 \times 1,2(437,5 + 131,25 - 393,225)}{8,96^3} \\ &= 2,98 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Jika  $\sigma_{wb}/\sigma_b$  sama dengan 1 atau lebih, maka:

$$n = \frac{\sigma_{wb}}{\sigma_b} \geq 1$$

$$n = \frac{10}{2,98} = 3,36$$

Dari hasil data perhitungan di atas didapat poros roda berdiameter **8,96 mm** karena kebutuhan panjang poros tidak tersedia dipasaran dengan berdiameter dari hasil perhitungan, sehingga menggunakan diameter lebih besar dengan panjang sesuai yang dibutuhkan. Jika poros tetap mengikuti diameter dari hasil pengujian akan membutuhkan biaya lebih besar, jika poros yang tersedia dipasaran akan lebih murah dan lebih kuat karena diameter poros lebih besar, sehingga poros dipilih berdiamter **15 mm**.

### Pasak

Torsi pada poros=  $9,74 \times 10^5 \times 1,19/466,7$

T=3486,3 kg.mm

D<sub>s</sub>= 20 mm

Gaya Tangensial

$$F = \frac{T}{D_s/2}$$

$$F = \frac{3486,3}{20/2} = 348,6 \text{ kg.mm}$$

Penampang pasak 6 x 6 diambil dari tabel lampiran.

Kedalaman alur pasak pada poros  $t_1 = 4.0$

Kedalaman alur pasak pada poros  $t_2 = 2.4$

Bahan pasak S45C dicelup dingin dan dilunakan,  $\sigma_B = 70 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{(S_{f1} \times S_{f2})}$$

$$\tau_a = \frac{70}{(6 \times 3)} = 3,8 \text{ kg/mm}^2$$

$$l = \frac{F}{A \times p \times \tau_a}$$

$$l = \frac{348,6}{6 \times 3,8}$$

Ukuran pasak = 6 x 6

Panjang pasak = 15,28 mm

### **Bearing**

Berdasarkan Tabel pemilihan *bearing*, bahwa bantalan yang digunakan adalah jenis **6002** dengan  $C=440 \text{ (kg)}$  dan  $C_0=263 \text{ (kg)}$

Faktor umur untuk kedua bantalan dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$F_n = \left( \frac{33,33}{121} \right)^{1/3} = 0,65$$

$$F_H = 0,65 \left( \frac{470}{30} \right) = 2,2$$

Umur nominal bantalan bola:

$$L_H = 500 \times (2,2)^3 = 5324 \text{ jam kerja}$$

## **DATA HASIL PENGUJIAN**

### **Kapasitas kerja efektif**

Kapasitas kerja efektif alat dapat diperoleh dengan membandingkan luas lahan penyiangan dengan waktu total yang diperlukan alat untuk menyiang gulma pada lintasan tertentu. Data untuk kapasitas kerja efektif berdasarkan hasil pengamatan dan

perhitungan yang didapatkan pada saat pengujian dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1 Kapasitas kerja efektif

operator 1	panjang jarak (m)	lebar (m)	luas(ha)	total jam	ha/jam
pengulangan 1	40	0,30	0,0012	0,021	0,056
pengulangan 2	40	0,30	0,0012	0,023	0,051
pengulangan 3	42	0,30	0,0013	0,022	0,057
pengulangan 4	42	0,30	0,0013	0,025	0,051
rata-rata	41	0,30	0,0012	0,023	0,054

operator 2	panjang jarak (m)	lebar (m)	luas(ha)	total jam	ha/jam
pengulangan 1	45	0,30	0,00135	0,025	0,053
pengulangan 2	45	0,30	0,00135	0,024	0,056
pengulangan 3	45	0,30	0,00135	0,025	0,054
pengulangan 4	45	0,30	0,00135	0,025	0,055
rata-rata	45	0,30	0,00135	0,025	0,055

Berdasarkan Tabel di atas dapat dilihat bahwa kapasitas kerja efektif rata-rata sebesar 0,054 dan 0,055 ha/jam. Kapasitas kerja efektif setiap ulangan tidak jauh beda. Pada umumnya waktu efektif lebih besar dari pada waktu teoritis (Hunt, 1979), hal ini disebabkan beberapa faktor yaitu:

- Waktu yang hilang ketika belok
- Waktu yang hilang ketika pengaturan alat
- Waktu untuk istirahat

Selanjutnya Moens (1978), mengungkapkan bahwa kapasitas kerja pengoprasian alat atau mesin pertanian tergantung pada :

- Tipe dan besarnya alat atau mesin pertanian
- Keterampilan operator
- Sumber tenaga yang tersedia, dan keadaan kerja

### **Kecepatan alat penyiang**

Untuk bisa menghitung kerja kapasitas kerja teoritis harus ada data kecepatan alat sehingga data kecepatan pada alat penyiang ada seperti pada tabel 5.2 di bawah ini:

Tabel 2 Kecepatan alat penyiang

operator 1	waktu tempuh(s)	waktu belok (s)	waktu istirahat (s)	jarak (m)	kecepatan (m/s)	kecepatan (km/jam)
pengulangan 1	45	14	20	40	0,889	3,200
pengulangan 2	60	12	15	40	0,667	2,400
pengulangan 3	50	14	18	42	0,840	3,024
pengulangan 4	58	13	20	42	0,724	2,607
rata-rata	53,25	13,25	18,25	41	0,780	2,808

operator 2	waktu tempuh(s)	waktu belok (s)	waktu istirahat (s)	jarak (m)	kecepatan (m/s)	kecepatan (km/jam)
pengulangan 1	63	11	20	45	0,714	2,571
pengulangan 2	56	12	22	45	0,804	2,893
pengulangan 3	60	12	20	45	0,750	2,700
pengulangan 4	63	10	18	45	0,714	2,571
rata-rata	60,5	11,25	20	45	0,746	2,684

Sebagaimana dapat dilihat pada Tabel 2 di atas, bahwa kemampuan mengendalikan alat penyiang padi, operator juga bisa mempengaruhi kapasitas kerja efektif dan kerja kapasitas teoritis. Sehingga lamanya penyiangan bukan hanya tergantung pada alat penyiang tetapi kemampuan operator juga bisa mempengaruhi.

### Kapasitas kerja teoritis

Kapasitas kerja teoritis alat penyiang gulma dapat dilihat pada Tabel 3 di bawah ini. Dari tabel tersebut didapat kapasitas kerja teoritis rata-rata sebesar 0,8 ha/jam.

Tabel 3 Kapasitas kerja teoritis

operator 1	lebar penyiang (m)	kecepatan(m/s)	ha/jam
pengulangan 1	0,150	0,889	0,048
pengulangan 2	0,150	0,667	0,036
pengulangan 3	0,150	0,840	0,045
pengulangan 4	0,150	0,724	0,039
rata-rata	0,150	0,780	0,042

operator 2	lebar roda (m)	kecepatan(m/s)	ha/jam
pengulangan 1	0,150	0,71	0,039
pengulangan 2	0,150	0,80	0,043
pengulangan 3	0,150	0,75	0,041
pengulangan 4	0,150	0,71	0,039
rata-rata	0,150	0,75	0,040

Pengukuran kapasitas kerja teoritis alat penyiang dilakukan dengan mengukur kecepatan kerja dan lebar alat. Semakin lebar kerja alat, maka semakin tinggi kapasitas kerja teoritis. Hal ini sejalan dengan pendapat Hunt (1979), bahwa kapasitas kerja teoritis adalah kemampuan alat atau mesin untuk menyelesaikan suatu pekerjaan pada suatu bidang lahan, jika alat atau mesin berjalan dengan sepenuh waktu (100%) dan bekerja dengan lebar maksimum.

Berdasarkan Tabel 3 di atas dapat dilihat bahwa kapasitas kerja teoritis terbesar terjadi pada operator satu ulangan dua. Hal ini terjadi karena operator lebih cepat mengoperasikan alat dibandingkan pada operator satu pengulangan satu.

### Efisiensi alat

Efisiensi alat dipengaruhi pada kapasitas kerja efektif dan kapasitas kerja teoritis yang dimana total waktu kapasitas kerja efektif dihitung dengan waktu kerja pada lahan lurus, waktu belok dan waktu istirahat sehingga waktu kapasitas kerja efektif cenderung lebih besar, data hasil pengujian bisa dilihat pada Tabel 4.

Tabel 4 Efisiensi alat

operator	kapasitas kerja efektif	kapasitas kerja teoritis	(%)
1	0,054	0,084	64
2	0,055	0,081	67
rata-rata	0,054	0,083	66

Efisiensi alat akan besar jika total waktu kapasitas kerja efektif lebih kecil dari total waktu kapasitas kerja teoritis.

## Persentase waktu belok

Persentase waktu belok besar dikibatkan lintasan penyiangan pendek dan alat penyiang cukup berat sehingga operator kesulitan untuk membalikan alat penyiang kelintasan berikutnya, bisa dilihat pada Tabel 5.

Tabel 5 Persentase waktu belok

operator 1	waktu untuk belok (s)	waktu pelaksanaan jalan lurus (s)	Persentase kehilangan waktu belok (%)
pengulangan 1	14	45	23,7
pengulangan 2	12	60	16,7
pengulangan 3	14	50	21,9
pengulangan 4	13	58	18,3
rata-rata	13,25	53,3	20,1

operator 2	waktu untuk belok (s)	waktu pelaksanaan jalan lurus (s)	Persentase kehilangan waktu belok (%)
pengulangan 1	11	63	14,9
pengulangan 2	13	56	18,8
pengulangan 3	12	60	16,7
pengulangan 4	15	63	19,2
rata-rata	12,75	60,5	17,4

## Persentase gulma yang tidak tersiang

Dikarenakan pada rumpunan tengah padi tidak bisa di jangkau oleh mesin penyiang, sehingga persentase gulma yang tidak tersiang cukup besar. Dapat dilihat pada tabel 6, pengukuran persentase gulma yang tidak tersiang diambil data dengan luas  $0,36\text{m}^2$ .

Tabel 6 Persentase gulma yang tidak tersiang

operator 1	luas gulma yang tidak tersiang	luas gulma total	Persentase gulma yang tidak tersiang (%)
pengulangan 1	10	230	4,3
pengulangan 2	14	320	4,4
pengulangan 3	12	240	5,0
pengulangan 4	11	250	4,4
rata-rata	11,75	260	4,5

operator 2	luas gulma yang tidak tersiang	luas gulma total	Persentase gulma yang tidak tersiang (%)
pengulangan 1	8	360	2,2
pengulangan 2	9	321	2,8
pengulangan 3	7	345	2,0
pengulangan 4	9	354	2,5
rata-rata	8,25	345,0	2,4

## Persentase kerusakan tanaman

Dari hasil pengujian persentase kerusakan tanaman dapat dilihat pada tabel 7. Terdapat persentase kerusakan tanaman cukup besar dikarenakan pada samping roda tidak ada pengaman dan padi sudah berumur 54 hari.

Tabel 7 Persentase kerusakan tanaman

operator 1	jumlah tanaman yang rusak	jumlah tanaman awal	Persentase kerusakan tanaman (%)
pengulangan 1	3	180	1,6
pengulangan 2	5	185	2,6
pengulangan 3	5	183	2,7
pengulangan 4	4	178	2,2
rata-rata	4,25	181,5	2,3

operator 2	jumlah tanaman yang rusak	jumlah tanaman awal	Persentase kerusakan tanaman (%)
pengulangan 1	4	183	2,1
pengulangan 2	6	180	3,2
pengulangan 3	5	184	2,6
pengulangan 4	4	185	2,1
rata-rata	4,75	183,0	2,5

## Slip roda

Besarnya persentase slip roda pada lahan basah disebabkan oleh keadaan jenuh air yang menyebabkan permukaan tanah licin sehingga daya tumpu roda berkurang. Dari hasil pengujian dan perhitungan bisa dilihat pada Tabel 8.

Tabel 8 Slip roda

operator 1	jarak (m)	rpm	diameter roda (m)	slip roda (%)
pengulangan 1	40	160	0,5	84,1
pengulangan 2	40	120	0,5	78,8
pengulangan 3	42	144	0,5	81,4
pengulangan 4	42	124	0,5	78,4
rata-rata	41	137	0,5	80,7

operator 2	jarak (m)	rpm	diameter roda (m)	slip roda (%)
pengulangan 1	45	114	0,5	74,9
pengulangan 2	45	128	0,5	77,6
pengulangan 3	45	120	0,5	76,1
pengulangan 4	45	128	0,5	77,6
rata-rata	45	122,5	0,5	76,5

## Analisis ekonomi

### Biaya operator

$$B_o = W_{op} \times W_t$$

$$B_o = 10,000 \times 24$$

$$= 240,00 \text{ (ha/jam)}$$

### Debit bahan bakar dan biaya untuk bahan bakar

Sebelum melakukan penyiangan bahan bakar diisi 1200 ml dan setelah waktu penyiangan selesai bahan bakar diukur dan dicatat, setelah diukur bahan bakar berkurang menjadi 1130ml sehingga debit bahan bakar dapat dihitung dengan rumus:

$$Q = \frac{60 \times Vol}{1000 \times T}$$

$$Q = \frac{60 \times 70}{1000 \times 7,9}$$

$$= 0,53 \text{ liter/jam}$$

Karena 1 ha membutuhkan 24 jam pengoprasian, sehingga bahan bakar:

$$= 0,53 \times 24$$

$$= 12,7 \text{ liter-ha/jam}$$

$$= 12,7 \times 8500 = 107,950 \text{ rupiah}$$

### Biaya (1 ha)

Jika biaya penyiangan dengan luas satu (ha) dapat dihitung dari data hasil pengujian diatas:

$$B_{ha} = B_{po} + \text{bahan bakar} + \text{oli samping}$$

$$B_{ha} = 200,000 + 110,00 + 25,000$$

$$= Rp. 335,000$$

## KESIMPULAN DAN SARAN

### Kesimpulan

Berdasarkan hasil perancangan, uji teknis dan analisis biaya mesin penyiang, maka dapat disimpulkan sebagai berikut

1. Alat ini hanya dapat dioperasikan pada lahan padi sawah yang memiliki jarak tanam minimum 20 cm. Selain itu gulma yang tumbuh pada rumpunan padi tidak dapat dibersihkan.
2. Kecepatan kerja rata-rata dari mesin penyiang gulma ini adalah 0,95 m/detik, kapasitas kerja efektif rata-rata 0,003 ha/jam, kapasitas kerja teoritis 0,045 ha/jam dan peresentase slip rata-rata sebesar 47%. Hal ini terjadi karna lahan sawah berlumpur dan tergenang air.
3. Biaya pokok penyiangan adalah Rp.335,000 /ha. Biaya ini akan terus menurun apabila kapasitas kerja efektif alat semakin tinggi.

### Saran

Dari hasil pengujian teknis yang telah dilakukan, disarankan:

1. Untuk data torsi spesifik tanah harus dihitung agar torsi yang dikeluarkan pada roda bisa diketahui, karena daftar torsi spesifik di ambil di daerah bogor, karena untuk daerah kabupaten Subang belum mengetahui daftar torsi spesifik tanah.
2. Dikarenakan pada penyiangan yang kedua pada umur padi 40 hari dengan batang padi sudah besar, sehingga pada bagian samping roda harus ditambahkan penghalang untuk menjaga kerusakan pada batang padi.



3. Untuk meningkatkan kapasitas kerja efektif harus ditambah roda, sehingga roda menjadi dua. Karena semakin meningkatnya kapasitas kerja efektif semakin murah juga biaya yang diperlukan, seperti upah operator dan biaya bahan bakar.
4. Untuk ergonomi operator, pada motor penggerak utama harus dilakukan pengukuran kebisingan agar bias diketahui, jika masih diambang aman maka operator tidak harus menggunakan air plug (pelindung telinga).

#### **DAFTAR PUSTAKA**

1. Bayu Pithantomo, F14102128. *Modifikasi Dan Uji Fungsional Penyiang Bermotor (Power Weeder) Tipe Pisau Cakar Untuk Tanaman Padi Sawah.*
2. <https://media.neliti.com/media/publications/125073-ID-kajian-teknis-dan-ekonomis-mesin-penyian.pdf>.
3. Sularso Kikatsu Suga”Dasar Pemilihan Dan Pemilihan Elemen Mesin”