

**Ruzita Sumiati**

Tenaga Pengajar (Dosen)  
Politeknik Negeri Padang  
Jurusan Teknik Mesin  
Ruzita.sumiati@gmail.com

**Yuli Yetri**

Tenaga Pengajar (Dosen)  
Politeknik Negeri Padang  
Jurusan Teknik Mesin  
Email:Yuliyetri@pnp.ac.id

**Fardinal**

Tenaga Pengajar (Dosen)  
Politeknik Negeri Padang  
Jurusan Teknik Mesin  
Email:Fardinal@pnp.ac.id

**Hamzah Putra**

Mahasiswa  
Politeknik Negeri Padang  
Jurusan Teknik mesin  
hamzah.putra26@gmail.com

## PERANCANGAN MODIFIKASI MESIN BENDING ROTARY BAJA APLIKASI STAND POT BUNGA

*Plants grown in pots continue to grow year after year. A flower pot support or flower pot stand is required to add aesthetic value and save space. The purpose of this research is to develop a steel rotary bending machine design for flower pot stand applications. The method used is to calculate the rotational speed of the bending mall, design the transmission, calculate the power and capacity of the machine, calculate and analyze the frame strength, and produce machine design results. The design produces a mall bending rotation of 4.5 rpm with diameters of 100 mm, 120 mm, and 150 mm, an electric motor with a rotation speed of 2840 rpm and a power of 1 HP, 4 pulleys and 2 types A V-belts, a shaft diameter of 20 mm and a 6 x 6 mm key, UCP and UCF type bearings, conical gears with a reduction of 10:16, a gearbox with a reduction of 1:40. The required power is 146 watt (0,2 horsepower), and the engine capacity is 243 bends per hour. The engine frame has dimensions of 750 x 550 x 1000 mm and is made of AISI 1045 material. The highest stress that occurs in the frame is 45.55 N/mm<sup>2</sup>.*

**Keywords:** Bending, Bending Rotary, Stand Pot.

### 1. PENDAHULUAN

Berdasarkan data Badan Pusat Statistik Indonesia menyatakan bahwa tanaman hias dalam pot sangat digemari oleh masyarakat saat ini [1]. Peningkatan tersebut dipengaruhi oleh tren masyarakat modern dalam penataan taman dalam bentuk minimalis. Cara penataan untuk halaman minimalis biasanya menggunakan penataan pot bunga secara horizontal supaya tidak menggunakan banyak tempat. Stand pot bunga bertingkat sangat membantu untuk penataan pot bunga secara horizontal. Perkembangan kreasi stand pot bunga selalu ditingkatkan oleh masyarakat untuk mencapai nilai estetis serta dapat menghemat pemakaian tempat. Stand pot bunga sifatnya sebagai penopang oleh karena itu harus memiliki sifat yang kuat, tahan lama, dan mudah dalam perawatannya.

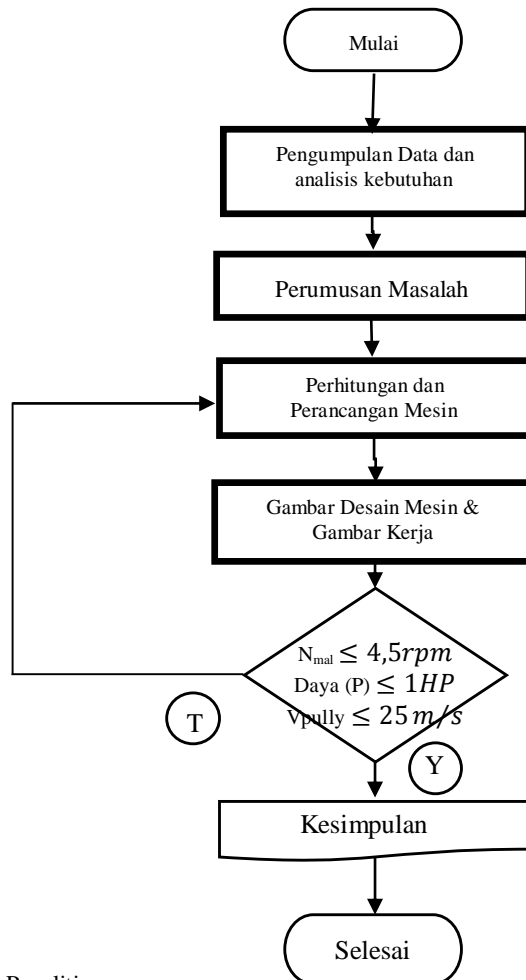
Salah satu bahan yang sering digunakan untuk stand pot bunga adalah baja AISI 1018 yang memiliki sifat material yang kuat, tahan dan mampu dibentuk melingkar sesuai dengan diameter pot bunga. Jika stand pot bunga diproduksi dalam jumlah besar tentunya cara manual tidak efektif digunakan, oleh karena itu diperlukan mesin untuk membuat lingkaran dengan mal berbagai ukuran sesuai kebutuhan pot. Mesin yang digunakan untuk membending besi pejal secara melingkar disebut mesin bending rotary.

Penelitian terhadap mesin bending sudah banyak dilakukan dengan berbagai macam aplikasi diantaranya Nurcahyo[2] menyatakan proses pengerolan pipa galvanis diameter 25.4 mm, panjang mula-mula 580 mm menghasilkan radius 195 mm dalam waktu 20 menit dan pipa galvanis diameter 25.4 mm, panjang mula-mula 1200 mm menghasilkan radius 980 mm dalam waktu 30 menit. Lovlyson dkk [3] melakukan rancang bangun alat bending sengkang pada kolom skala laboratorium, hasil pengujian menyatakan dibutuhkan waktu 28 detik untuk menghasilkan 5 sengkang. Vilas dkk [4] membuat alat bending sengkang menghasilkan 180 buah begel per jam dengan system hidraulik. Rossbandrio, W dkk [5] melakukan analisis tekanan yang dilakukan untuk membengkokkan besi bar pada diameter 6mm, 8mm, 10mm dan 12mm, bertujuan untuk mendapatkan tekanan yang sesuai menggunakan mesin *planetary bending*. Sumiati R dkk [6] merancang mesin rotari bending untuk aplikasi stand pot bunga diameter 8 dan 10 inchi dengan hasil bending berturut-turut 60 dan 30 lingkaran dalam waktu 10 menit. Akan tetapi mesin bending rotari [6] masih perlu penelitian lanjutan untuk pengembangan dan memperbaiki kinerja mesin. Pada mesin tersebut ukuran diameter mal pot kurang

bervariasi hanya tersedia untuk kebutuhan pot diameter besar sehingga tidak memenuhi standar kebutuhan pengguna, putaran pada mal bending terlalu tinggi  $n = 14,79$  rpm yang menyulitkan proses pembendingan, dan mesin bending tidak menggunakan sistem pengunci pada saat proses bending sehingga terdapat bending yang tidak sempurna dibagian akhir bahan. Berdasarkan permasalahan tersebut maka tujuan penelitian ini adalah untuk mengoptimalkan rancangan mesin bending rotari [6] pada aplikasi stand pot bunga agar terjadi peningkatan efisiensi kerja mesin.

## 2. METODE PENELITIAN

Tahapan perancangan digambarkan pada suatu diagram alir dengan elemen penyusun yaitu pengenalan kebutuhan, perumusan masalah, perhitungan perencanaan, dan penyajian [7]. Pada penelitian ini tahapan yang dilakukan terlihat pada Gambar 1.



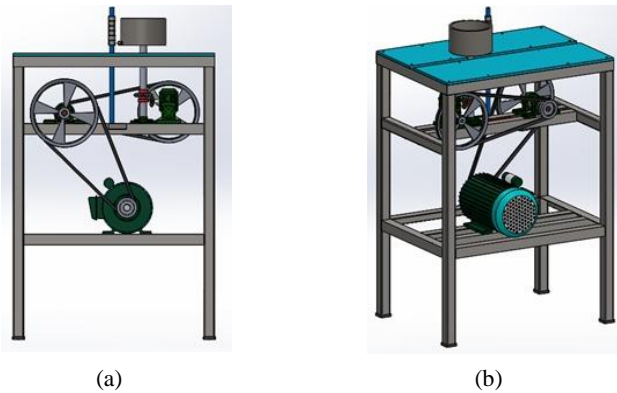
**Gambar 1:** Alir Penelitian

Tahap pertama dilakukan pengumpulan data yaitu menganalisa kebutuhan ukuran diameter pot bunga yang paling sering digunakan dipasaran. Kemudian menganalisa kekurangan mesin yang akan dimodifikasi [6] yaitu kecepatan rotor terlalu tinggi, variasi mal bending masih sedikit, dan torsi terlalu rendah. Kemudian melakukan perumusan masalah dan dilakukan rancangan ulang sesuai dengan kebutuhan Perhitungan perancangan ulang dilakukan guna untuk menentukan komponen tambahan mesin *bending rotary* sehingga dapat menurunkan putaran mal *bending*, dapat membuat diameter mal lebih kecil, dapat menghitung kapasitas, serta dapat menganalisa dan menghitung kekuatan rangka mesin bending rotary. Untuk melihat kekuatan rangka juga dianalisis melalui software solidwork. Gambar rancangan dan gambar kerja yang sudah dihasilkan dieksekusi pada bagian produksi.

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 3.1 Desain Mesin

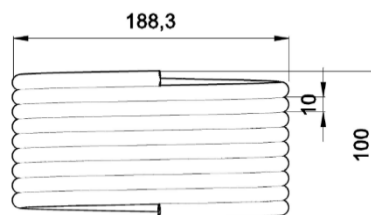
Modifikasi dilakukan dengan beberapa tambahan komponen pada mesin *bending* rotary. Disain mesin *bending* rotary baja terlihat pada Gambar 1.



**Gambar 1:** Desain mesin *bending* rotary (a) Tampak depan; (b) Tampak isometrik

#### 3.2 Perhitungan Kapasitas Mesin

Sketsa hasil *bending*-an untuk 1 mal bahan baja AISI 1018 pejal terlihat pada Gambar 2 terdapat 9 lingkaran dan tinggi 100 mm.



**Gambar 2:** Sketsa Hasil *Bending*-an

Waktu ( $t_b$ ) yang dibutuhkan untuk proses *bending*-an 1 mal

$$t_b = \text{putaranmal} \times \text{jumlahlingkaran}$$

$$4,5 \text{ putaran} / 60 \text{ detik} \times 9 \text{ putaran}$$

$$0,075 \frac{\text{putaran}}{\text{detik}} \times 9 \text{ putaran}$$

$$13,33 \frac{\text{detik}}{\text{putaran}} \times 9 \text{ putaran}$$

$$120 \text{ detik}$$

Kapasitas jumlah *bending*-an untuk 1 mal dalam 1 jam

$$Q_b = \frac{1 \text{ jam}}{t_b}$$

$$\frac{3.600 \text{ detik}}{120 \text{ detik}} = 30$$

Sehingga jumlah total *bending*-an dalam 1 jam yang didapatkan:

$$N_b = 30 \times 9 \text{ bending-an}$$

$$270 \text{ bending-an}$$

Diasumsikan efisiensi proses *bending*-an sebesar 90%, maka didapatkan total *bending*-an ( $N_t$ ) sebagai berikut:

$$N_t = 90\% \times N_b$$

$$0,9 \times 270 \text{ bending-an/jam} = 243 \text{ bending-an/jam}$$

Sehingga didapatkan efisiensi dari total *bending*-an yang terbentuk adalah sebanyak 243 *bending*-an/jam

### 3.3 Perhitungan Daya

Mal *bending* bergerak berputar terhadap titik sumbu poros yang terhubung langsung dengan *gear*. Variabel yang berpengaruh untuk menghitung kebutuhan daya adalah momen inersia, kecepatan sudut dan torsi.

a. Momen inersia

Benda-benda yang menerima putaran dari gear yaitu: mal, penahan mal, bahan yang dibending, serta poros dengan pusat di pusat poros gear. Total momen inersia yang terjadi adalah  $5,8kg.m^2$ .

b. Kecepatan sudut ( $\omega$ )

Putaran rencana ( $N$ ) mal sebesar  $4,5rpm$ , maka perhitungan diperoleh dengan Persamaan (1).

$$\omega = \frac{2\pi.N}{60} \quad (1)$$

$$\frac{2\pi \times 4,5rpm}{60} = 0,47 rad/s$$

c. Percepatan sudut ( $\alpha$ )

Asumsi waktu yang digunakan sebesar  $0,1s$ , maka perhitungan dapat diperoleh dengan Persamaan (2).

$$\omega_t = \omega_0 + \alpha . t \quad (2)$$

$$0,47 rad/s = 0 + \alpha.(0,05s)$$

$$\alpha = \frac{0,47rad/s}{0,05s} = 9,4rad/s^2$$

d. Perhitungan torsi ( $T$ )

Perhitungan torsi dapat diperoleh dengan Persamaan (3).

$$T = I.\alpha \quad (3)$$

$$5,8kg.m^2 \times 9,4rad/s^2 = 54,52N.m$$

e. Perhitungan daya ( $P$ )

Perhitungan daya yang dibutuhkan dapat diperoleh dengan Persamaan (4).

$$P_1 = T.\omega \quad (4)$$

$$54,52N.m \times 0,47rad/s = 25,63Watt = 0.035HP$$

Daya juga dipengaruhi oleh nilai momen tahanan bengkok dan kecepatan sudut bending baja pejal AISI 1018 saat proses operasi mesin.

a. Momen bengkok ( $M_b$ )

Tegangan bengkok diasumsikan maksimal yaitu 545 Mpa, dan diameter tahanan bengkok  $\emptyset 14mm$ . Nilai  $W_b$  perhitungan momen diperoleh dengan Persamaan (4)

$$M_b = W_b \times \sigma_b \quad (5)$$

$$\frac{\pi}{32} \times d^3 \times \sigma_b = \frac{\pi}{32} \times (14mm)^3 \times 545 N/mm^2 = 146.818,40N.mm = 146,82N.m$$

b. Perhitungan daya

Perhitungan daya dapat diperoleh

$$M = \frac{P_2}{\omega} \quad (6)$$

$$P_2 = M \times \omega = 146,82N.m \times 0,47rad/s = 70Watt = 0,094HP$$

Daya total adalah jumlah dari daya pada putaran mal dan daya yang digunakan untuk proses *bending* baja AISI 1018.

$$P_{total} = P_1 + P_2$$

$$0,035HP + 0,094HP = 0,13HP = 97watt$$

Faktor koreksi daya rencana ( $P_d$ ) adalah 1,5[8], dengan perhitungan menggunakan Persamaan (7).

$$P_d = f_c \times P_{total} \quad (7)$$

$$1,5 \times 97watt = 146watt = 0,2HP$$

Sehingga diperoleh daya rencana yang dibutuhkan sebesar  $0,2HP$ . Pada mesin bending rotari motor penggerak yang telah tersedia memiliki spesifikasi daya 1 HP jadi kebutuhan daya lebih kecil dari spesifikasi yang tersedia maka tidak dibutuhkan motor pengganti.

### 3.4 Perhitungan dan Pemilihan Modifikasi Transmisi

Dengan putaran mal yang telah direncanakan sebesar maksimum  $n_{mal} = 4,5 \text{ rpm}$ , maka dibutuhkan perhitungan tambahan transmisi yang sesuai. Putaran dari mal ( $n_{mal}$ ) ke *gearbox* melalui transmisi roda gigi pinion dan *gear* dengan reduksi ( $i$ ) =

*kepinion, dengan perbandingan reduksi sarmaksimum 4,5rpm, maka dibutuhkan perhitungannya tambahan transmisiya*  
 $n_{gearbox} = n_{mal} \div i$

$$4,5rpm \div \frac{10}{16} = 7,2rpm$$

Putaran dari *gearbox* ( $n_{gearbox}$ ) ke puli 9", dengan perbandingan transmisi *reducer* sebesar 1 : 40.

$$n_{9} = \{n\} \text{ rsub } \{gearbox\} \div \{1\} \text{ over } \{40\}$$

$$7,2rpm \div \frac{1}{40} = 288rpm$$

Putaran dari puli 9" ke puli 3", yang dihubungkan dengan *V-belt* tipe A ukuran 50 inci.

$$n_{3} = \{n\} \text{ rsub } \{9\} \div \frac{d_1}{d_2}$$

$$288rpm \div 3 \text{ over } \{9\} = 864rpm$$

Putaran yang didapatkan pada akhir transmisi sebesar  $864rpm$ . Dengan putaran motor penggerak sebesar  $2.840rpm$ , maka perbandingan rasio putaran sebagai berikut:

$$\text{Perbandinganrasio} = n_{3} \text{ over } \{n\} \text{ rsub } \{motor\}$$

$$\frac{864rpm}{2.840rpm} = \frac{1}{3,28}$$

Diketahui motor penggerak yang tersedia memiliki daya  $1,5kW$ , sehingga diperoleh transmisi yang sesuai adalah jenis *V-belt* dan *pulley* tipe A dan diambil diameter puli terkecil yaitu  $d_1 = 3''$  (76,2 mm). Dengan perbandingan rasio transmisi sebesar 1:3,28, diameter *pulley follower* ( $d_2$ ) diperhitungkan sebagai berikut:

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{1}{3,28}$$

$$d_2 = \frac{3,28}{1} \times 76,2mm = 249,93mm$$

Diperoleh diameter *pulley follower* sebesar  $9,84inci$ . Berdasarkan puli *standart*, maka puli yang diambil adalah sebesar  $10inci$  (254mm). Diperoleh perhitungan putaran mal *bending* sebagai berikut:

Putaran puli 2 ( $N_2$ ) dari puli 1 dapat dihitung dengan Persamaan (8).

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{d_2}{d_1} \tag{8}$$

$$N_2 = \frac{d_1}{d_2} \times N_1 = 3 \text{ over } \{10 \times 2.840rpm = 852rpm\}$$

Karena puli 2 satu sumbu dengan puli 3, maka putaran puli 3 ( $N_3$ ) sama dengan putaran puli 2.

$$N_3 = N_2$$

$$N_3 = 852rpm$$

Putaran puli 4 ( $N_4$ ) dari puli 3 dapat dihitung dengan Persamaan (8)

$$\frac{N_3}{N_4} = \frac{d_4}{d_3}$$

$$N_4 = \frac{d_3}{d_4} \times N_3 = 3 \text{ over } \{9 \times 852rpm = 284rpm\}$$

Putaran dari puli 4 ke output *gearbox*, dengan perbandingan *gearbox* 1 : 40, maka perhitungan sebagai berikut:

$$N_{pinion} = \frac{1}{40} \times N_4 = \frac{1}{40} \times 284rpm = 7,1rpm$$

Putaran dari roda gigi pinion ke mal dengan reduksi roda gigi kepinion, dengan besar perbandingan reduksi maksimum 4,5 rpm, maka dibutuhkan perhitungan tambahan transmisi yang sesuai dengan  $(i) = \frac{10}{16}$ , maka perhitungan sebagai berikut:

$$N_{mal} = \frac{z_1}{z_2} \times N_{pinion} = \frac{10}{16} \times 7,1rpm = 4,43rpm$$

Dari perhitungan, diperoleh putaran mal sebesar 4,43rpm, sehingga memenuhi syarat dari putaran yang direncanakan yaitu  $\leq 4,5rpm$ .

### 3.5 Perhitungan Data Pada Sabuk-V dan Puli

a. Jarak sumbu poros untuk puli 3” dan 10”

Diasumsikan jarak ( $C$ ) antar sumbu poros sebesar 1,7 kali diameter besarnya[9], sehingga diperoleh:

$$C_1 = 1,7 \times 254mm = 431,8mm$$

Panjang sabuk-V yang akan digunakan diperoleh dengan Persamaan (9)

$$L = \pi(r_1 + r_2) + 2C_1 + \frac{(r_1 - r_2)^2}{C_1} \quad (9)$$

$$\pi(38,1 + 127)mm + 2(431,8mm) + \frac{(38,1mm - 127mm)^2}{431,8mm} = 1.400,57mm$$

Panjang sabuk-V diambil  $L = 1.379mm$ . Jarak ( $C$ ) antar poros harus kembali dihitung dengan perhitungan (10), dengan nilai  $b$  dapat dihitung dengan Persamaan (11).

$$b = 2L - 3,14(D_p + d_p) \quad (10)$$

$$2(1379mm) - 3,14(254 + 76,2)mm = 1.721,17mm$$

$$C_1 = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8} \quad (11)$$

$$\frac{1.721,17 + \sqrt{1.721,17^2 - 8(254 - 76,2)^2}}{8} mm = 420,9mm \approx 421mm$$

Sehingga diperoleh jarak antar sumbu poros puli  $C_1 = 421mm$  dengan panjang sabuk-V sebesar  $L = 1.379mm$ .

b. Jarak sumbu poros puli 3” dan 9”

Panjang sabuk-V yang digunakan adalah 1.270 mm jarak ( $C$ ) antar poros adalah

$$b = 2L - 3,14(D_p + d_p)$$

$$2(1.270mm) - 3,14(228,6 + 76,2)mm = 1582,92mm$$

$$C_1 = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

$$\frac{1.582,92 + \sqrt{1.582,92^2 - 8(228,6 - 76,2)^2}}{8} mm = 388,25mm \approx 388mm$$

Sehingga diperoleh jarak antar sumbu poros puli 388mm

c. Perhitungan kecepatan linier puli

Diketahui kecepatan maksimum linier puli adalah 25 m/s[9]. Perhitungan diperoleh dengan Persamaan (12).

Kecepatan linier puli 1

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_p \cdot N_1}{60 \times 1.000} \quad (12)$$

$$\frac{\pi(76,2mm) \times 2.840rpm}{60 \times 1.000} = 11,33 m/s$$

Kecepatan linier puli 2 sama dengan kecepatan linier puli 1 karena terhubung langsung oleh sabuk-V. Kecepatan linier puli 3

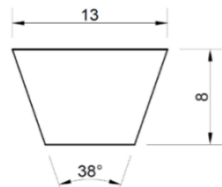
$$v_3 = \frac{\pi \cdot d_p \cdot N_3}{60 \times 1.000}$$

$$\frac{\pi(76,2mm) \times 852rpm}{60 \times 1.000} = 3,39 m/s$$

Kecepatan linier puli 4 sama dengan kecepatan linier puli 3 karena terhubung langsung oleh sabuk-V. Berdasarkan hasil rancangan kecepatan linier setiap puli berapa di bawah kecepatan maksimum linier puli yaitu 25 m/s[9] sehingga disain yang dibuat dapat digunakan.

#### d. Perhitungan tegangan sabuk-V

Pada sabuk-V terjadi tegangan sentrifugal. Perhitungan dapat diperoleh dengan mengetahui luar penampang dan sudut kontak sabuk-V. Luas penampang dapat dihitung setelah diketahui dimensi ukuran dari sabuk-V tersebut. Pada Gambar 3 dapat dilihat profil dari sabuk-V tipe A.



**Gambar 3:** Penampang sabuk-V tipe A [8]

$$A = \frac{1}{2}(a + b) \times t = \frac{1}{2}(7,5 + 13)mm \times 8mm = 82mm^2$$

Sabuk-V yang akan digunakan berbahan karet dengan massa jenis 1.140 kg/m<sup>3</sup> [10], massa per meter sabuk dihitung dengan Persamaan (13). Perhitungan tegangan sentrifugal sabuk-V diperoleh dengan Persamaan (14). Perhitungan tegangan sentrifugal sabuk 1 ( $T_{c1}$ )

$$m = A \cdot l \cdot \rho \quad (13)$$

$$8,2 \times 10^{-5}m^2 \times 1m \times 1.140 kg/m^3 = 0,093 kg/m$$

$$T_{c1} = m \cdot v_1^2 \quad (14)$$

$$0,093 kg/m \times (11,33 m/s)^2 = 11,93N$$

Diketahui tegangan tarik izin ( $\sigma_t$ ) sabuk-V sebesar 1,72 N/mm<sup>2</sup> [13], maka nilai  $T_{maks}$  dihitung dengan Persamaan (15).

$$T_{maks} = \sigma_t \cdot A \quad (15)$$

$$1,72 N/mm^2 \times 82mm^2 = 143,5N$$

Tegangan Pada Sisi Tegang Sabuk-V 1

$$T_{1.1} = T_{maks} - T_{c1}$$

$$143,5N - 11,93N = 131,57N$$

Sudut Kontak ( $\theta$ ) Sabuk-V 1 dapat diperoleh dengan Persamaan (16).

$$\sin\alpha = \frac{r_2 - r_1}{C_1} \quad (16)$$

$$\frac{(127 - 38,1)mm}{421mm}$$

$$\sin\alpha = 0,21$$

$$\alpha = 12,12^\circ$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\alpha$$

$$180^\circ - 2(12,12^\circ) = 155,76^\circ = 2,71rad$$

Berdasarkan jenis material sabuk-V dan pulley, maka koefisien gesek diperoleh sebesar 0,3[10]. Perhitungan Gaya Tegang Sisi Kendor Sabuk-V 1 ( $T_{2,1}$ ) dapat diperoleh dengan Persamaan (17).

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu \cdot \theta \cdot cosec\alpha} \quad (17)$$

$$2,3 \log \frac{T_1}{T_2} = \mu \cdot \theta_1 \cdot cosec\alpha$$

$$\log \frac{T_1}{T_2} = \frac{0,3 \times 2,71rad \times cosec19^\circ}{2,3}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = 12,18$$

$$T_{2,1} = \frac{T_{1,1}}{12,18} = 10,80N$$

Perhitungan Kebutuhan Tegangan( $T$ ) Sabuk-V

Setelah mendapatkan nilai tegangan setiap sisi pada sabuk-V, maka dapat diperhitungkan apakah tegangan sabuk-V tersebut aman atau tidak.

$$T = T_{1,1} - T_{2,1}$$

$$131,57N - 10,80N = 120,77N$$

Maka diperoleh kebutuhan tegangan sabuk-V 1 sebesar 120,77N. Karena sudah diketahui tegangan maksimum sabuk-V sebesar 143,5N, maka kebutuhan tegangan sabuk-V dapat dinyatakan aman.

e. Daya yang ditransmisikan oleh sabuk-V

Perhitungan transmisi daya oleh sabuk-V dapat diperoleh dengan Persamaan (18).

$$P_1 = (T_1 - T_{2,1}) \times v_1 \quad (18)$$

$$(131,57 - 10,80)N \times 11,33 m/s = 1.368,32Watt = 1,835HP$$

Jumlah sabuk yang dibutuhkan dapat diketahui dengan perhitungan dari Persamaan (19).

$$n_1 = \frac{P_d}{P_1} \quad (19)$$

$$\frac{0,2HP}{1,835HP} = 0,11 \approx 1 \text{ buah}$$

Diperoleh daya yang ditransmisikan oleh sabuk-V sebesar 1,835HP dengan jumlah 1. Dengan daya rencana sebesar 0,2HP, maka daya yang ditransmisikan oleh sabuk-V mencukupi.

f. Perhitungan poros puli

Poros mendapat gaya lentur dan gaya puntir, sehingga perhitungan diperoleh dari langkah-langkah berikut:

Perhitungan momen lentur diperoleh dengan persamaan (20), dengan asumsikan jarakpuli ke bantalan 10cm.

$$M_b = F_{maks} \times l \quad (20)$$

$$(T_1 + T_2 + 2T_c) \times 0,1m =$$

$$16.620N.mm$$

Perhitungan momen puntir ( $M_p$ ) dapat diperoleh dengan Persamaan (21).

$$M_p = \frac{P_1 \times 60}{2\pi N_2} \quad (21)$$

$$\frac{1.368,09Watt \times 60}{2\pi(852rpm)} = 15,33N.m = 15.330N.mm$$

Perhitungan momen puntir equivalent ( $M_{peq}$ ) dapat diperoleh dengan Persamaan (22)

$$M_{peq} = \sqrt{M_p^2 + M_b^2} \quad (22)$$

$$\sqrt{(15.330N.mm)^2 + (16.620N.mm)^2}$$

$$22.610,46N.mm$$



Perhitungan momen lentur equivalent ( $M_{beq}$ ) dapat diperoleh dengan Persamaan (23)

$$M_{beq} = \frac{1}{2} \left( M_b + \sqrt{M_p^2 + M_b^2} \right) \quad (23)$$

$$\frac{1}{2} \left( 16.620 N \cdot mm + \sqrt{(15.330 N \cdot mm)^2 + (16.620 N \cdot mm)^2} \right)$$

$$19.615,23 N \cdot mm$$

Bahan poros yang digunakan adalah ST 37, dan faktor keamanan ( $v$ ) sebesar 5 [13]. Sehingga tegangan lentur maksimal ( $\bar{\sigma}_b$ ) dapat diperhitungkan dengan Persamaan (24).

$$\bar{\sigma}_b = \frac{\tau}{v} \quad (24)$$

$$\frac{370 N/mm^2}{5} = 74 N/mm^2$$

Kemudian diperoleh minimal diameter poros terhadap momen lentur dengan perhitungan Persamaan (25).

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{beq} \times 32}{\bar{\sigma}_b \times \pi}} \quad (25)$$

$$\sqrt[3]{\frac{19.615,23 N \cdot mm \times 32}{74 N/mm^2 \times \pi}} = 20,36 mm$$

Tegangan puntir maksimal ( $\bar{\tau}_p$ ) diperhitungkan dengan Persamaan (26).

$$\bar{\tau}_p = 0,5 \times \bar{\sigma}_b \quad (26)$$

$$0,5 \times 74 N/mm^2 = 37 N/mm^2$$

Kemudian diperoleh minimal poros terhadap momen puntir dengan perhitungan Persamaan (27).

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{peq} \times 16}{\bar{\tau}_p \times \pi}} \quad (27)$$

$$\sqrt[3]{\frac{22.425,42 N \cdot mm \times 16}{37 N/mm^2 \times \pi}} = 21,32 mm$$

Sehingga diperoleh diameter ( $d$ ) minimal poros 20,36 mm.

### 3.6 Pemilihan Pasak

Besar diameter poros transmisi yang akan digunakan adalah  $\varnothing 22 mm$ , maka diperoleh pasak yang digunakan adalah jenis segi empat dengan sisi  $6 mm \times 6 mm$  radius  $0,3 mm$  dan alur pasak yang digunakan berukuran  $6 mm \times 6,3 mm$  radius  $0,2 mm$ .

Torsi maksimum poros dengan asumsikan faktor keamanan sebesar 2, sehingga tegangan geser poros dapat diperoleh dengan Persamaan (28).

$$\tau_{maks} = \frac{\sigma_{yt}(\text{poros})}{2 \times S_f} \quad (28)$$

$$\frac{370 N/mm^2}{2 \times 2} = 92,5 N/mm^2$$

Diameter poros sebesar 22 mm, maka torsi yang ditransmisikan poros diperoleh dengan Persamaan (29).

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau_{maks} \times d^3 \quad (29)$$

$$\frac{\pi}{16} \times 92,5 N/mm^2 \times (22 mm)^3 = 193.294,5 N \cdot mm$$

Tegangan tarik maksimum pasak  $340 N/mm^2$  dan faktor keamanan 2, maka tegangan geser pasak dapat diperoleh dengan Persamaan (30).

$$\tau_k = \frac{\sigma_{yt}(\text{pasak})}{2 \times S_f} \quad (30)$$

$$\frac{340 N/mm^2}{2 \times 2} = 85 N/mm^2$$

Diketahui lebar ( $b$ ) sebesar 6 mm, maka panjang pasak dapat diperoleh dengan Persamaan (31).

$$T = l \times b \times \tau_k \times \frac{d}{2} \quad (31)$$

$$193.294,5 N \cdot mm = l \times 6 mm \times 85 N/mm^2 \times \frac{22 mm}{2}$$

$$l = \frac{193.294,5 N \cdot mm}{5610 N} = 34,45 mm \approx 35 mm$$

Tegangan tarik maksimum pasak  $340 N/mm^2$  dan faktor keamanan 2, maka tegangan crushing pasak dapat diperoleh dengan Persamaan (32).

$$\sigma_{ck} = \frac{\sigma_{yt(pasak)}}{S_f} \quad (32)$$

$$\frac{340 N/mm^2}{2} = 170 N/mm^2$$

Diketahui tinggi ( $t$ ) 6 mm, maka panjang pasak dapat diperoleh dengan Persamaan (33)

$$T = l \times \frac{t}{2} \times \sigma_{ck} \times \frac{d}{2} \quad (33)$$

$$193.294,5 N \cdot mm = l \times \frac{6 mm}{2} \times 170 N/mm^2 \times \frac{22 mm}{2}$$

$$l = \frac{193.294,5 N \cdot mm}{5610 N} = 34,5 mm \approx 35 mm$$

Sehingga diperoleh panjang pasak minimal 35 mm.

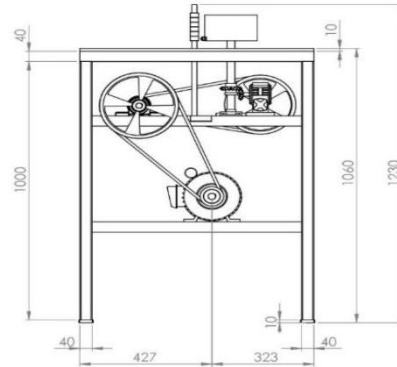
Jadi spesifikasi mesin *banding rotary* untuk aplikasi *stand* pot bunga dapat dilihat pada Tabel 1.

**Tabel 1:** Komponen mesin

KOMPONEN	UKURAN
Mal <i>banding</i>	Ø100 mm, Ø120 mm, dan Ø150 mm
Rangka mesin	750 x 550 x 1000 mm
Puli 1	Ø 76.2 mm As Ø24 mm
<i>Gearbox type WPA 40</i>	40 : 1
Pinion	Jumlah gigi 10
<i>Bearing tipe UCF</i>	Ø25 mm
Puli 2	Ø254 mm As Ø20 mm
Penahan <i>bendingan</i>	Ø16 mm x 35 mm
<i>Needle bearing</i>	Ø 558.8 mm As Ø16 mm
<i>Gear</i>	Jumlah gigi 16
Puli 3	Ø76.2mm As Ø20 mm
<i>V-belt 1</i>	1397 mm
Motor listrik	1 HP, 2840 rpm
Kayu alas	750 x 550 mm
Puli 4	Ø228.6 mm As Ø12 mm
<i>Bearing tipe UCP</i>	Ø20 mm
<i>V-belt 2</i>	1397 mm
Karet alas rangka	50 x 50 mm

### 3.7 Perhitungan Kekuatan Rangka

Perhitungan kekuatan kerangka dapat diketahui dengan menganalisa gaya yang terjadi pada kerangka, dihitung pada bagian bawah kerangka (*lower frame*). Bagian bawah rangka memiliki penampang  $40\text{mm} \times 40\text{mm}$  dengan tebal  $2\text{mm}$ . Perhitungan momen gaya dilakukan dengan mencari jarak pusat massa dari sumbu  $x$  kerangka dan beban yang diterima, seperti Gambar 4.



O

**Gambar 4:** Desain mesin

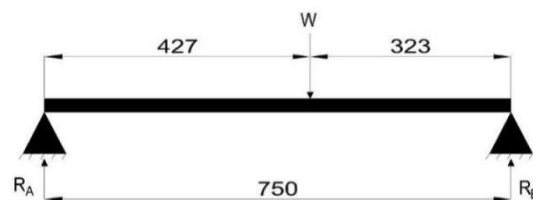
Sebelum perhitungan gaya, harus diketahui terlebih dahulu massa dari setiap komponen alat seperti Tabel 2.

**Tabel 2:** Massa komponen alat

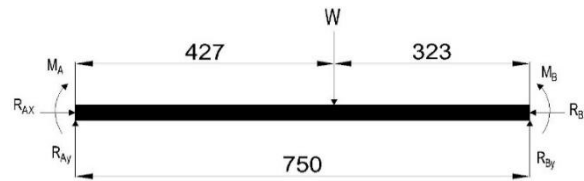
KOMPONEN ALAT	MASSA (KG)
Motor listrik	20
<i>Bearing</i>	6
Puli dan sabuk	3
<i>Gearbox</i>	5
<i>Mal bending</i>	12
Kayu	4
Baja beton tulangan	3
Total(W)	53 kg = 520 N

Setelah didapatkannya berat total ( $W$ ) sebesar  $520\text{N}$ , kemudian diasumsikan beban merata dan terpusat pada titik O. Sehingga diperoleh diagram benda bebas pada Gambar 5.

(a)



(b)



**Gambar 5:** Diagram benda (a) Tampak depan; (b) Tampak isometrik

Dari diagram benda bebas dapat diketahui gaya yang terjadi pada titik A dan B. Rangka mesin tidak mendapat gaya arah horizontal.

$$+ \sum M_A = 0$$

$$R_A \cdot l - W \cdot l + R_B \cdot l = 0$$

$$R_A \cdot 0 - 520N(427mm) + R_B \cdot 750mm = 0$$

$$R_B \cdot 750mm = 520N(427mm)$$

$$R_B = 296N$$

Mencari nilai  $R_A$

$$R_A = W - R_B$$

$$R_A = 520N - 296N \quad R_A = 224N$$

Mencari nilai momen gaya total di titik A ( $M_A$ )

$$+ \sum M_A = R_A \cdot l - W \cdot l + R_B \cdot l$$

$$224N(0) - 520N(427mm) + 296N(750mm) = 444.040N \cdot mm$$

Mencari nilai momen gaya total di titik B ( $M_B$ )

$$+ \sum M_B = R_B \cdot l - W \cdot l + R_A \cdot l$$

$$296N(0) - 520N(323mm) + 224N(750mm) = 335.960N \cdot mm$$

Diperoleh momen gaya terbesar terjadi pada titik A yaitu  $444.040N \cdot mm$ . Jenis material adalah AISI 1045 dengan *yield strength*  $530 N/mm^2$  dan faktor keamanan 3[12][15]. Menghitung tegangan ijin material digunakan Persamaan 34.

$$\sigma_{ijin} = \frac{\sigma_{maks}}{sf} \quad (34)$$

$$\frac{530 N/mm^2}{3} = 176,67Nmm^2$$

Perhitungan Kekuatan Material

Material yang pakai adalah siku hollow dengan dimensi  $40mm \times 40mm$  dengan tebal  $2mm$ . Diketahui titik berat  $y$  sebesar  $20$  mm, maka momen inersia terhadap sumbu  $x$  dapat diperoleh dengan Persamaan 35.

Untuk Luas Total

$$I_{x1} = I_0 + A_1 \cdot y^2 \quad (35)$$

$$\frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 + A_1 \cdot y^2 = \left( \frac{1}{12} \times 40 \times 40^3 + 1600 \times 20^2 \right) mm^4 = 853.333,33mm^4$$

Untuk Luas Rongga

$$I_{x2} = \left( \frac{1}{12} \times 36 \times 36^3 + 1296 \times 20^2 \right) mm^4$$

$$658.368mm^4$$

Momen Inersia penampang

$$I = I_{x1} - I_{x2}$$

$$(853.333,33 - 658.368)mm^4 = 194.965,33mm^4$$

Perhitungan tegangan maksiman dapat diperoleh dengan Persamaan 36.

$$\sigma_{maks} = \frac{M_{maks} \cdot Y}{I} \quad (36)$$

$$\frac{444.040 N \cdot mm \times 20 mm}{194.965,33 mm^4} = 45,55 N/mm^2$$

Dari hasil perhitungan diperoleh tegangan maksimum hasil perhitungan yaitu  $45,55 N/mm^2$ , sedangkan  $\sigma_{ijin}$  material rangka sebesar  $176,67 N/mm^2$  jadi rangka mampu menahan beban yang ada pada komponen mesin.

Perhitungan safety factor rancangan dihitung dengan Persamaan 37

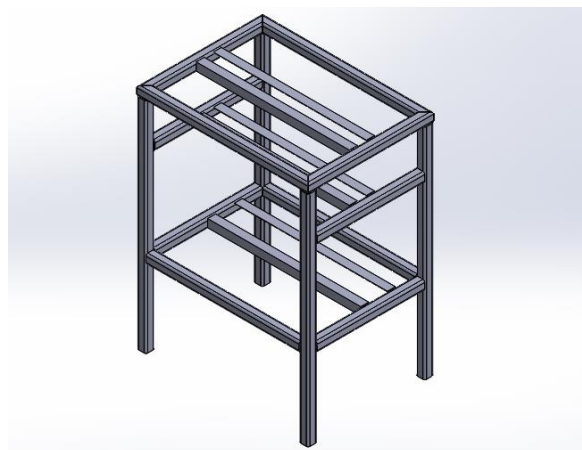
$$Sf = \frac{YieldStrength}{CalculatedStress} \quad (37)$$

$$\frac{530 N/mm^2}{45,33 N/mm^2} = 11,69$$

Dari hasil perhitungan faktor keamanan adalah 11,69 lebih besar dari faktor keamanan ijin material 3.

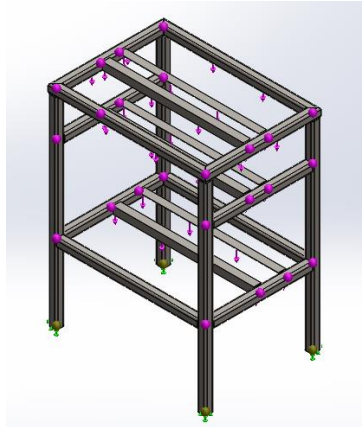
### 3.8 Analisa Kekuatan Rangka

Simulasi hanya menentukan titik statis pada dasar rangka saja[16]. Tekanan akan mengakibatkan stress dan displacement. Bila kemampuan bahan tidak sesuai akan terjadi failure pada material yang digunakan[12]. Simulasi menggunakan software solidwork pada simulasi stress, strain, displacement terbukti mendekati pengujian dan perhitungan [11,12]. Untuk itu dilakukan analisa rangka terhadap rangka mesin *bending rotary* baja dengan dimensi  $750 \times 550 \times 1000$  mm yang terdiri dari bentuk *angle iron* dan *square tube*. Proses analisa tegangan (strees) dan pemindahan (displacement) dengan Software SolidWorks. Bentuk rangka mesin dapat dilihat pada Gambar 6.



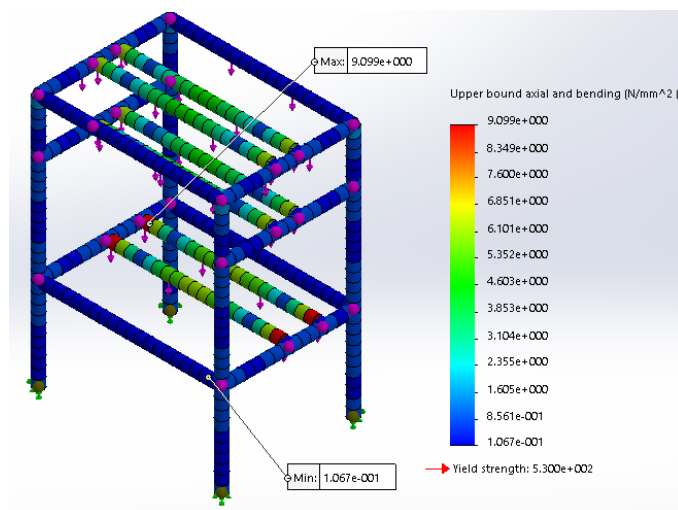
**Gambar 6:** Rangka mesin *bending rotary*

Pemilih material yang digunakan dan lakukan perintah *fixed geometry*. Proses *fixed geometry* ditetapkan pada kaki bawah kerangka (*lower frame*). Pemberian beban statik pada rangka dengan total sebesar 520 N yang terbagi sesuai dengan letak komponen mesin sesuai pada Tabel 2. Pemberian beban dapat dilihat pada Gambar 7.



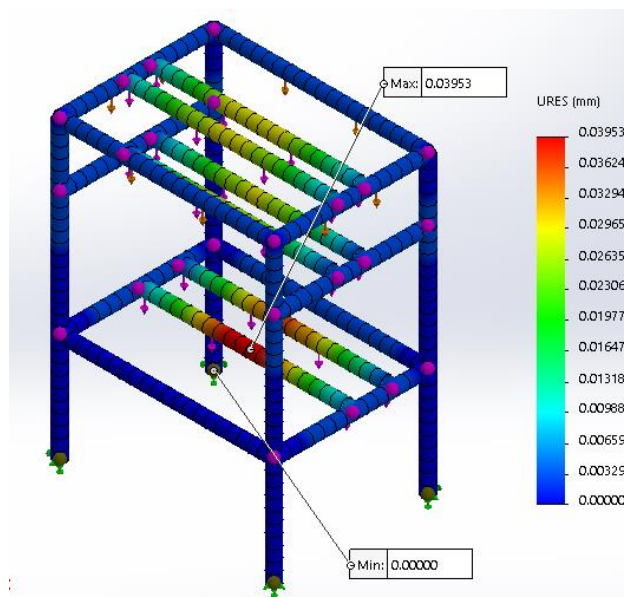
**Gambar 7:** Proses pemberian beban

Create mesh untuk memperlihatkan hasil analisa terhadap rangka dengan berbagai skala yang telah ditentukan. Setelah itu, maka bisa dilakukan analisa tegangan (*Stress*) dengan menjalankan perintah *run study*. Bentuk analisa tegangan dari rangka dapat dilihat pada Gambar 8.



**Gambar 8:** Proses analisa tegangan

Diperoleh tegangan tertinggi sebesar  $9,099\text{ N/mm}^2$  dan tegangan terendah  $0,1067\text{ N/mm}^2$ . Dengan *yield strength* material AISI 1045 sebesar  $530\text{ N/mm}^2$  [12], maka tegangan dapat dinyatakan aman. Kemudian lakukan analisa *displacement* dapat dilihat pada Gambar 8.



**Gambar 8:** Proses analisa *displacement*

Dari hasil analisa didapatkan pemindahan (*displacement*) tertinggi pada rangka mesin adalah 0,03953 mm dan pemindahan terendah berada pada 0 mm.

#### 4. KESIMPULAN

Berdasarkan perancangan modifikasi yang telah dilakukan kecepatan putaran mal *bending* dapat diturunkan dari 14,79 rpm menjadi 4,43 rpm dengan tambahan transmisi puli dan sabuk-V. Komponen pendukung antara lain: Poros berdiameter  $\varnothing 20\text{mm}$  sepanjang 200mm, pasak jenis segi empat dengan sisi  $6\text{mm} \times 6\text{mm} \times 29\text{mm}$  dengan radius 0,3mm. Alur pasak yang digunakan berukuran  $6\text{mm} \times 6,3\text{mm} \times 29\text{mm}$  dengan radius 0,2mm dan bantalan jenis UCP 204. Kapasitas yang diambil yaitu efisiensi sebesar 90% dari mesin *bending rotary*, dengan total kapasitas 243 *bending*-an. Daya yang dibutuhkan untuk proses *bending* sebesar 146 Watt (0,2HP). Rangka mesin dengan jenis material AISI 1045 dan total berat 520N, memiliki tegangan tertinggi sebesar  $45,55\text{ N/mm}^2$ , *safety factor* yang diperoleh sebesar 11,69 sehingga lebih besar dari faktor keamanan ijin material sebesar 3, maka rangka mampu untuk menerima beban mesin. Analisis rangka menggunakan *Software SolidWorks*, memiliki tegangan tertinggi sebesar  $9,099\text{ N/mm}^2$  dan tegangan terendah sebesar  $0,1067\text{ N/mm}^2$ , sehingga dapat dinyatakan aman karena kurang dari *yield strength* material sebesar  $530\text{ N/mm}^2$ .

#### 5. PERNYATAAN TERIMAKASIH

Terimakasih untuk Politeknik Negeri Padang yang telah memberikan hibah Penelitian Terapan untuk pendanaan penelitian ini.

#### 6. DAFTAR PUSTAKA

- [1] BADAN PUSAT STATISTIK, “*Statistik tanaman hias indonesia*”, Publisher : Badan Pusat Statistik, Jakarta 2018.
- [2] NURCAHYO, YUSUF EKO dkk, Rancang bangun mesin roll bending portable. *Teknika: Engineering and Sains Journal*, v. 2, n. 2, pp 109-114, Desember 2018.
- [3] LOVELY, S., FENDRA, S., Rancang bangun alat bending sengkang pada kolom skala laboratorium. *Jurnal Teknik ISSN: 0854-8471*, v. 21 n.3, pp 76-83, Desember 2014
- [4] VILAS, S., DARSHAN, dkk., Design and fabrication of hydraulic stirrups making machine, *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, v.5, n.3, pp 8362-8366, May 2016
- [5] ROSSBANDRIO, WOWO dkk. 2015. Analisa tekanan bending besi bar pada alat planetary bending. *Jurnal Integrasi*. v. 7, n. 1, pp. 36-39, Februari 2018

- [6] SUMIATI, RUZITA dkk, “Pembuatan dan pengujian mesin bending rotary baja untuk aplikasi stand pot bunga diameter 8 dan 10 inci” *Jurnal Teknik Mesin*, v.13, n. 1, pp 13-17. Juni 2020
- [7] RICHARD, G., BUDYNAS, N., KEITH. J., SHIGLEY’s, *Mechanical Engineering Design*, Ninth Edition. New York: Mc. Graw Hill, 2011.
- [8] KEMDIKBUD RI, “*Mekanika Teknik dan Elemen Mesin 2*”, Jakarta, Kemdikbud, 2015
- [9] SULARSO., KIYOKATSU SUGA, “*Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*”, Jakarta: Pradnya Paramita, 2014
- [10] KHURMI, R. S., J. K. GUPTA. “*Machine design*”, Edisi 11, New Dehli, Eurasia Publishing House Limited, 2004.
- [11] PAUL M. KUROWSKI, ”*Engineering analysis with solidworks simulation 2012*”, Schroff Development Corporation 2012
- [12] CALLISTER, WILLIAM D.,” *Materials science and engineering an introduction*”, John Wiley & Sons, Inc.New York. 2009
- [13] FAUZI, RAHMAN. “Rancang bangun mesin penggulung tali rafia” , *Jurnal Teknik Mesin* V. 12, n. 1, pp 10-18, Juni 2020.
- [14] RUHYAT dkk. “Perancangan mesin pemutar cairan primer GL-711” *Jurnal Sinergi*, V. 13, n. 3, pp 19-2, Oktober 2009
- [15] WUNDA, SEVERIANUS dkk. 2019. “Analisis tegangan, regangan dan deformasi crane hook dari material baja AISI 1045 dan baja ST 37 menggunakan software elmer”, *Jurnal Fisika*, V. 4 n. 2, pp 131-138, April 2019
- [16] MOSTAFA ABDALLA,”*Aircraft stress analysis and structural design*”, Version 1.02, Delft University of Technology The Netherlands. Januari 2008