PERANCANGAN MESIN PENCACAH BAHAN PUPUK ORGANIK DENGAN KETELITIAN POTONGAN 0.1 MM

DIAJUKAN KEPADA

Fakultas Teknik Universitas Nusantara

Persatuan Guru Republik Indonesia Kediri

Untuk Memenuhi Salah Satu Persyaratan Dalam Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat

Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Pada Program Studi Teknik Mesin

Oleh:

BAYU ANGGARA

09.1.03.01.0032

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS NUSANTARA PGRI KEDIRI

2015

LEMBAR PERSETUJUAN

Skripsi Oleh:

BAYU ANGGARA

09.1.03.01.0032

DENGAN JUDUL :

PERANCANGAN MESIN PENCACAH BAHAN PUPUK ORGANIK

DENGAN KETELITIAN POTONGAN 0.1 MM

Telah diperiksa dan disetujui untuk diuji

Kediri, 24 Agustus 2015

Dosen Pembimbing

Moch. Helmi Jauhari. S.T

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi Oleh:

BAYU ANGGARA

09.1.03.01.0032

PERANCANGAN MESIN PENCACAH BAHAN PUPUK ORGANIK DENGAN KETELITIAN POTONGAN 0.1 MM

Telah Dipertahankan Didepan Panitia Penguji

Pada Tanggal 24 Agustus 2015

Dan Dinyatakan Telah Memenuhi Persyaratan

DEWAN PENGUJI

1. Ketua : Irwan Setyowidodo, M.Si.
2. Penguji I : Dr. Suryo Widodo, M.Pd
3. Penguji II : Fatkur Rhohman, M.Pd

Mengetahui,

Dekan Fakultas Teknik

Rini Indriati, S.Kom., M.Kom

NIY. 1081001070

PERANCANGAN MESIN PENCACAH BAHAN PUPUK ORGANIK DENGAN KETELITIAN POTONGAN 0.1 MM

BAYU ANGGARA
09.1.03.01.0032
Bayua3829@gmail.com
MOCH. HELMI JAUHARI, ST
UNIVERSITAS NUSANTARA PGRI KEDIRI

ABSTRAK

BAYU ANGGARA, PERANCANGAN MESIN PENCACAH BAHAN PUPUK ORGANIK DENGAN KETELITIAN POTONGAN 0.1 MM, Skripsi, Universitas Nusantara PGRI Kediri, Fakultas Teknik, Program Studi Teknik Mesin.

Perencanaan suatu apapun akan senantiasa akan berusaha untuk meningkatakan kemampuannya dengan hasil yang semaksimal. Untuk mencapai hal tersebut banyak factor-factor yang harus diperhatikan oleh perencana itu sendiri. Salah satu diantaranya adalah penguasaan semua teknik yang mendukung demi terciptanya hasil perencanaan tersebut . Sebab dukungan ini merupakan suatu awal dari perencanaan yang dapat menunjang suatau hasil yang lebih optimal.

Yang menjadi permasalahan pada proses Pencacah bahan pupuk organik untuk menyuburkan tanah. Pada umumnya masyarakat masih menggunakan alat seadanya dan berkapasitas kecil. Untuk itu direncanakan suatu alat yang dapat membantu dalam proses pengerjaannya tidak membuang waktu dan tenaga.

Tujuan dari perencanaan ini adalah membantu masyarakat dalam proses Pencacah bahan pupuk organic dengan menggunakan mesin sehingga hasil yang diperoleh lebih praktis dan menghemat waktu. Dan hasil dari perencanaan mesin ini dapat digunakan oleh masyarakat sebagai teknologi tepat guna.

Metode perencanaan yang digunakan adalah metode observasi yaitu melalui pengamatan dan memperoleh data yang diinginkan sesuai dengan permasalahan yang diajukan. Untuk menentukan ukuran dan komponen-komponen utama yang menjadi sasaran dari tujuan perencanaan tersebut

Hasil pengolahan data diperoleh hasil sebagai berikut : dengan daya Motor = 2,5 Hp dengan putaran = 1500 rpm ; dimensi pully motor berdiameter 180,5 mm dengan berat 1,01 kg ; dimensi pulley poros berdiameter = 95 mm ; sabuk V type A ; poros = S 35 C-D, Nomor bantalan =6003, Umur bantalan = 1048576 jam, poros yang digunakan berbahan baja konstruksi = S 35 C-D Panjang = 500 mm Diameter =17 mm

1.1 Latar Belakang

Pada pelestarian lingkungan secara intensif dapat dilakukan dalam mengelolaan dari sampah

Pada proses pengolahan sampah organik dengan tenaga manusia mempunyai banyak kekurangan, antara lain hasil proses pemngolahan yang kurang seragam bentuknya dan kapasitasnya sedikit yang paling utama dalam perencanaan mesin pengilih bahan pupuk organik ini adalah mempercepat proses perubahan atau pembusukan pada sampah-sampah organik khususnya sampah rumah tangga.

Dengan tujun hasil proses yang tidak seragam dapat diatasi dengan adanya **"PERANCANGAN MESIN PENCACAH BAHAN PUPUK ORGANIK DENGAN KETELITIAN 0.1 MM"** yaitu suatu mesin yang berfungsi untuk mencacah bahan baku agar didapat material yang seragam dan menghasilkan pupuk yang memenuhi keinginan masyarakat.

Tersedianya mesin pencacah pupuk organik yang diharapkan dapat mengatasi kelemahan proses yang dilakukan oleh manusia dan dapat digunakan untuk meningkatkan kapasitas proses pembuatan pupuk yang lebih efisien dari segi kualitas dan kuantitas.

Selain pertimbangan secara teknis dan ekonomis maka perlu pemilihan dari bahan yang akan digunakan untuk mesin pencacah ini. Sehingga diperlukan suatu perhitungan untuk mendapatkan bahan yang cocok pada kontruksi mesin pencacah tersebut, serta dapat menghasilkan pupuk dengan hasil yang seragam yaitu 0,1 mm.

2. METODE PERENCANAAN

2.1 Pendekatan Perencanaan

Pada perencanaan kontruksi mesin harus mempunyai tujuan lebih efektif dan efisien sangat dibutuhkan hasil maksimal dengan kapasitas yang dapat dilakukan dalam pendekatan perencanaan ini difokuskan dalam kebutuhan hasil proses pembuatan pupuk sebelumnya dengan alat seadanya, yang kemudian direncanakan pada kontruksi perancangan mesin pencacah bahan pupuk organik.

Mengingat dari latar belakang bahwa peningkatan akan hasil dari kontruksi dibutuhkan dan tidak terlepas akan keadaan secara nyata, alat semacam ini dibutuhkan untuk meningkatkan kualitas daripada hasil produksi.

Dari pendekatan perencanaan ini dapat diketahui bahwa target oriented planing dipergunakan dalam metode perencanaan, dengan penggunaan metode ini diharapkan perencanaan yang dilakukan akan bermanfaat dalam bidang pertanian.

2.2 Target Oriented Planning

Pada prosedur ini langkah yang mengacu pada perencanaan mesin pencacah bahan pupuk organik sebelumnya yang hanya menggunakan alat seadanya dan hasilnya pun masih kurang maksimal. Disamping itu kurang efektifnya waktu selama proses pembuatan pupuk dikarenakan bahan yang belum terurai semuanya, maka dengan perencanaan ini mesin pencacah dapat memperoleh ketelitian dan kelayakan sesuai dengan kapasitas mesin yang direncanakan, serta perencanaan ini dapat menyesuaikan dengan motor penggerak yang dipakai untuk kontruksi mesin Pencacah bahan pupuk ini.

Tujuan dari target oriented planning ini untuk menunjukan langkah-langkah sesuai dengan produk yang dihasilkan, serta meningkatkan kualitas yang lebih efektif dan waktu yang lebih efisien, karena alat ini direncanakan untuk benar-benar berperan aktif dalam membantu akan

kesinambungan kelancaran untuk memperoleh hasil proses pembuatan pupuk yang diinginkan. Dalam mendapatkan hasil yang lebih baik tentunya masih ada kekurangan ataupun kelebihannya, dari faktor koreksi tersebut dapat dijadikan tolok ukur dari alat sebelumnya yang hanya masih terbaku pada keadaan yang seadanya, maka sebagai acuan prosedur perencanaan ini dijelaskan dalam bentuk flow chart.

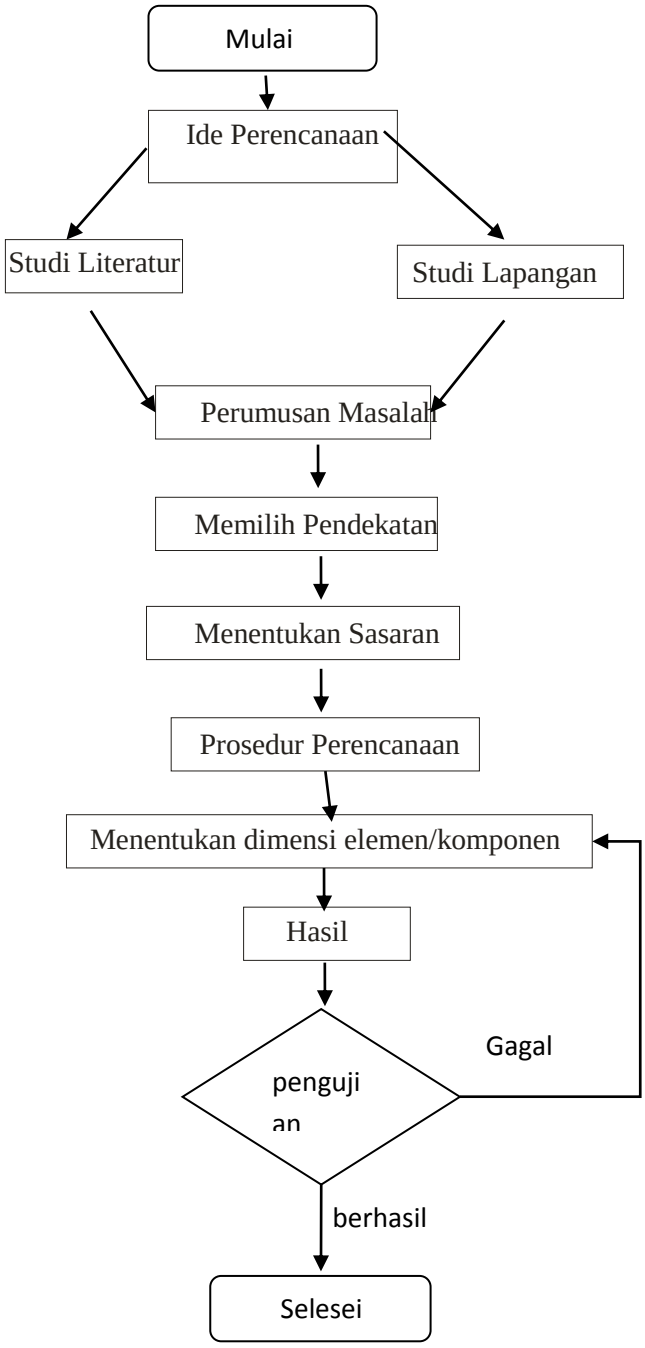
2.3 Prosedur Perencanaan

Di dalam desain perencanaan suatu produk diharapkan hasil yang baik dan efektif dalam pengembangan selanjutnya, maka dalam penjelasan data harus sesuai dengan keadaan dari produk itu sendiri. Adapun tahapan-tahapan berdasarkan perencanaan kontruksi mesin pencacah bahan pupuk sebagai berikut :

1. Pisau Potong
2. Daya Potong Pisau
3. Penentuan Poros
4. Transmisi Sabuk –V dan Pulley

Dari penentuan di atas diketahui bahwa ukuran-ukuran pada komponen utama lebih mempengaruhi daripada kontruksi perencanaan mesin sehingga tujuan dan sasaran perencanaan lebih jelas akan hasil produk dan efektifitasnya.

2.4 Flow Chart Perencanaan



3. PERHITUNGAN

Sebagai data dari perencanaan mesin pencacah bahan pupuk organik dan data yang diperoleh adalah sebagai berikut :

- Putaran motor (n_1)
- Putaran poros pisau (n_2)
- Massa jenis besi (ρ)
- Panjang bahan yang digiling rata-rata
- Lebar bahan yang digiling rata-rata
- Panjang pisau (P)
- Lebar pisau (ℓ)
- Tebal Pisau (t)
- Jumlah pisau
- Jari-jari disk (r)
- Tebal disk (t)
- Jumlah disk
- Daya motor yang dipakai

Volume Pisau
= P x ℓ x t x jumlah Pisau
= 500 x 40 x 6 x 6
= 720000 mm^3
Massa pisau
= 720000 mm^3 x 0,0000078 kg/mm^3
= 5,6 kg
Volume disk
= π x r^2 x t x jumlah dist
= 3,14 x 200^2 x 5 x 2
= 1256000 mm^2
Massa disk
= 1256000 mm^2 x 0,0000078 kg/mm^3
= 9,79 kg
Massa Pisau Potong keseluruhan
= Massa Pisau + Massa disk
= 5,6 kg + 9,79 kg
= 15,397 kg
Gaya Berat Pisau
= Massa Pisau x Gravitasi
= 5,6 x 9,81 m/dt^2
= 54,936 N
= 151,044 x $\frac{1}{9,81}$ = 5,59 kg (F_{weight})

3.1 Perencanaan Daya Potong Pisau

Daya rencana pisau potong dicari untuk menghitung daya yang di butuhkan oleh mesin pencacah.

3.1.1 Gaya potong efektif pisau (F)

Dari hasil percobaan dapat diketahui gaya efektif pisau untuk memotong 1 batang = 3 kg, dalam perencanaan mesin pencacah ini kapasitas panjang pisau adalah 5 batang.

Jadi F = 3 x 5 = 15 kg

3.1.2 Momen pada pisau potong (T)

Gaya potong efektif pisau (F) = 15 kg
Jari-jari disk (r) = 200 mm
T = F x r
= 15 x 200
= 3000 kg.mm

3.1.3 Daya pisau potong (P)

$$P = \frac{T.n}{9,74.10^5}$$
$$= \frac{3000.750}{9,74.10^5}$$
= 2,31 KW

3.2 Menentukan pully

Dari perbandingan daya motor dan putaran poros penggerak dapat dilihat gambar diatas. Dari perhitungan serta gambar diatas dapat disimpulkan untuk perencanaan mesin pencacah menggunakan tipe A.

Tabel 4-1 :
Diameter pully yang diinginkan dan dianjurkan

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter minimum yang diinginkan	65	115	175	300	450
Diameter minimum yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Dari tabel diameter minimum pully yang dianjurkan (Soelarso, 1997 : 169) untuk tipe A, diameter pulley yang dianjurkan adalah = 95 mm, maka : dp = 95 (mm)

3.2.1 Diameter Pully Besar

dp = 95 (mm)

Dp = dp x i

Dimana :

$i = \frac{n_1}{n_2}$

$= \frac{1450}{750} = 1.9$

Sehingga :

Dp = dp x i
= 95 x 1.9
= 180.5 (mm)

3.2.2 Berat pully

W_i = Volume pully x Massa jenis pully

= (π x r^2 x t) . ρ

= (3.14 x $52,45^2$ x 15 x 0,0000078

= 1,01 kg

3.3 Sabuk – V

Bentuk tipe sabuk yang dipakai pada mesin ini adalah bentuk tipe A Hal ini berdasarkan ukuran diameter nominal pada pulley dp = 95 mm, yang dapat dilihat dari ukuran pulley – V

3.3.1 Kecepatan Linear Sabuk (V)

$V = \frac{\pi \times dp \times n1}{60 \times 1000}$

$= \frac{3.14 \times 95 \times 1450}{60000}$

= 7,21 (m/det)

3.3.2 Panjang Sabuk (L)

Jarak sumbu poros (C) yang direncanakan = 600 mm

$L = 2C + \frac{\pi}{2}$ (Dp + dp) + $\frac{1}{4C}$ $(Dp-dp)^2$

Maka :

$L = 2 \times 600 + \frac{3.14}{2}(180,5 + 95) + \frac{1}{4 \times 600}(180.5-95)^2$

= 1635,59 (mm)

Panjang sabuk 1635,59 (mm) tidak terdapat dipasaran, dari tabel panjang sabuk standar (soelarso, 1997 : 168) ukuran yang menyerupai sesuai perhitungan diatas adalah no.65 dengan ukuran 1651 (mm). Dan ini tersedia dipasaran.

3.3.3 Jarak Sumbu Poros (C)

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

Dimana :

b = 2L – π(Dp+dp)

b = 2 x 1651 – 3.14 (180,5 + 95)

= 2436,93(mm)

Maka :

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

$C = \frac{2436,95 + \sqrt{2436,93^2 - 8(180,5 - 95)^2}}{8}$

= 609,23 (mm)

3.3.4 Sudut kontak pulley

$\theta = 180° - \left[\frac{57(Dp-dp)}{C}\right]$

$= 180° - \left[\frac{57(180,5-95)}{609,23}\right]$

= 173,56° → Kθ = 0,99 (

3.3.5 Tegangan Sabuk Sisi Tarik Dan Sisi Kendor

- Gaya tarik efektif sabuk

$Fe = \frac{p_1 \times 102}{V}$

$= \frac{0,642 \times 102}{7,2}$ = 6,55 (kg)

- Gaya sisi tarik

Gaya ini untuk memutar pulley

$F_1 = Fe \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$

Dimana :

e = Bil. Exponent = 2.7183

μ = Koefisien gesek = 0.28

θ = Sudut kontak pulley = 173,56°

Maka :

$F_1 = Fe \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1}$

$= 6,55. \frac{2.7183^{0.28 \times 173.56}}{2.7189^{0.28 \times 173.56} - 1}$

= 6,589 kg

- Gaya sisi kendor

$F_2 = F_1 – Fe$

= 6,589 – 6,55

= 0,039 (kg)

3.3.6 Jumlah sabuk yang dipakai

$N = \frac{pd}{po \times K_o}$

Dimana :

K_o = factor koreksi = 0,99

Po $= \frac{Fe \times V}{102}$

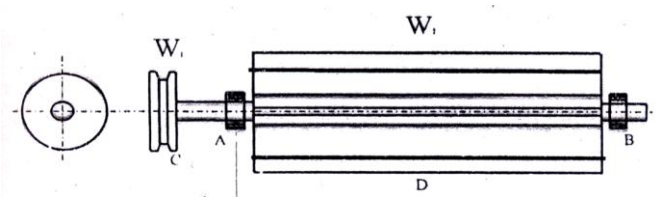
$= \frac{10,908 \times 7,2}{102}$ = 0,77 kw

Maka :

$N = \frac{1,76}{0,77 \times 0,99}$

= 0,808 → 1 buah

3.4 Perhitungan poros



Gambar 4.1: Beban yang bekerja pada pisau poros potong

3.4.1 Momen Lentur Poros

Total beban yang bekerja pada pulley :

$W_1 = F_1 + F_2 + Wi$

Dimana :

F_1 = sisi tarik sabuk = 6,589 kg

F_2 = sisi kendor sabuk = 0,039 kg

Wi = berat pulley = 1 kg

Sehingga :

$W_1 = F_1 + F_2 + Wi$

= 6,589 + 0,039 + 1

= 7, 628 kg

$W_2 = \frac{Berat\ total\ pisau\ dan\ disk}{2}$

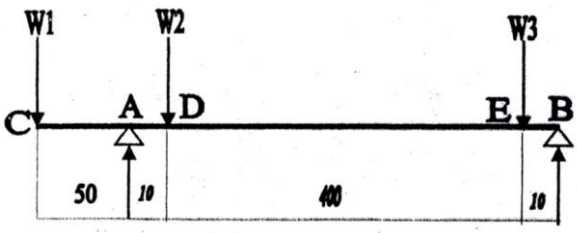
$= \frac{15,397}{2}$

= 7,699 kg

$W_3 = \frac{Berat\ total\ pisau\ dan\ disk}{2}$

$= \frac{15,397}{2}$

= 7,699 kg



Gambar 4.2 : momen gaya pada poros

Reaksi dengan menggunakan dalil momen :

$\sum M_A$ = - $W_1 \times 10$

W_2 x 1 +W_3 x 41 –R_B x 42 = - W_1 x 5

7,699 x1 + 7,699 x 41 – R_B x 42 = 7,628 x 5

7,699 + 315,66 –R_B x 42 = 38,14

7,699 + 315,66 + 38,14 = R_B x 42

361,499 = R_B x 42

$R_B = \frac{361,499}{42}$ = 8,607 kg

$\sum M_B$ = 0

W_1 x 47 – R_A x 42 + W_2 x 41+ W_3 1 = 0

7,628 x 47 + 7,699 x 41 + 7,699 x 1 = R_A x 42

358,516 + 315,66 + 7,699 = R_A x 42

682,875 = R_A x 42

$R_A = \frac{681,875}{42}$ = 16,24 kg

3.4.2 Momen Maksimum

M_c = 0

M_A = W_1 x 5

=7,628 x 5

= 36,34 kg

M_D = W_1 x 6 – R_A x 1

= 7,628 x 6 – 16,24 x 1

= 27,37 kg

M_E = W_1 x 46 – R_A x 41

= 7,628 x 46 – 16,24 x 41

= 334,328 – 665,8

= - 331,47 kg

M_B = 0

Jadi momen bending (M) yang terbesar yang bekerja pada poros terletak pada momen dititik A sebesar = 36,34 kg

3.4.3 Bahan Poros

Dalam perencanaan poros, bahan yang digunakan adalah :

- Bahan Baja Konstruksi Mesin S 35 C-D
- Kekuatan Tarik (σ_B) = 53 kg / mm^2

3.4.4 Tegangan Geser Yang Diijinkan

$$.\tau_a = \frac{\sigma_B}{sf_1 \times sf_2}$$

Dimana :

σ_B = Kekuatan tarik = 53 kg / mm^2

sf_1 = Faktor keamanan untuk bahan poros S-C = 6.0

sf_2 = Faktor keamanan karena pengaruh kekuatan permukaan = 3.0

sehingga :

$$\tau_a = \frac{53}{6.0 \times 3}$$

=2,94 kg / mm^2

3.4.5 Diameter poros

$$ds \geq \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a}\right)\sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}\right]^{1/3}$$

$$\geq \left[\left(\frac{5,1}{2,94}\right)\sqrt{(2x36,34)^2 + (1,5x600)^2}\right]^{1/3}$$

$\geq$ 11,67 mm

Disini akan digunakan poros dengan diameter 17 mm, karena :

17 $\geq$ 11,67

3.4.6 Pemeriksaan Terhadap Tegangan Geser

Ketentuan = $\tau_{max} < \tau_a$

$$\tau_{max} = \left[\left(\frac{5,1}{ds^3}\right)\sqrt{(K_M \times M)^2 + (K_T \times T)^2}\right]$$

Dimana :

K_M = Faktor kejut dan bentuk, untuk lentur = 2,0

K_T = Faktor kejut dan lentur, untuk torsi = 1.5

M = Momen bending yang terbesar yang bekerja pada poros = 324,5 kg. mm

T = Momen puntir rencana

Sehingga :

$$\tau_{max} = \left[\left(\frac{5,1}{17^3}\right)\sqrt{(2,0x36,34)^2 + (1,5x600)^2}\right]$$

= 0,94 kg / mm^2

$\tau_{max} < \tau_a$

0,94 kg/mm^2 < 2,94 (kg/mm^2), jadi poros aman untuk dipakai.

4.4.7 Defleksi Puntir

$$\theta = 584 \frac{T.I}{Gxds^4}$$

Dimana :

T = Momen puntir : 600 kg.mm

I = Panjang poros : 470 mm

G = Modulus geser : 8,3 x 10^3 kg/mm^2

ds = Diameter poros : 17 mm

maka :

$$\theta = 584 \frac{T.I}{Gxds^4}$$

$$= 584 \frac{600x470}{8,3.10^3 x 17^4}$$

= 0,23°

Karena besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai 0,25°

Maka 0,23° < 0,25° (baik)

3.5 Perhitungan Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin sperti pulley,dll. Perhitungan pasak pada mesin pemotong rumput gajah adalah sebagai berikut :

3.5.1 Gaya Tangesial

$$F = \frac{T}{ds/_2}$$

Dimana :

T = momen puntir rencana pada poros = 600 kg.mm

ds = diameter poros = 17 mm

maka :

$$F = \frac{600}{17/2}$$

= 70,59 kg

3.5.2 Tegangan Geser Yang Diijinkan

$$\tau_{Ka} = \frac{\sigma_B}{Sf_{Ka} \times Sf_{K2}}$$

Dimana :

σ_B = kekuatan tarik bahan = 53 kg/mm^2

Sfk_1 = factor keamanan dari kelelahan punter = 6,0

Sfk_2 = factor keamanan dari kekerasan permukaan = 3,0

Maka :

$$\tau_{Ka} = \frac{53}{6.0 \times 3,0}$$

$= 2,94$ kg/mm^2

3.5.3 Tegangan geser yang terjadi

$$\tau_K = \frac{F}{b \times I_1}$$

$$= \frac{70,59}{6 \times 14}$$

$= 0,84$ kg

Sehingga :

$\tau_{Ka} \geq \tau_K$ (baik)

3.5.4 Perencanaan Ukuran Pasak

- Panjang Pasak Dari Tegangan Geser yang Terjadi (I_1)

$$\tau_K \geq \frac{F}{b \times I_1}$$

$$I_1 \geq \frac{F}{b \times \tau_K}$$

$$\geq \frac{70,59}{6 \times 0,84}$$

$\geq 14,006$ mm = 14 mm

- Panjang Pasak Dari Tekanan Permukaan Yang diizinkan. (I_2)

$$Pa = \frac{F}{I_2 \times t_1}$$

Dimana :

Pa = tekanan permukaan yang diijinkan = 8 kg/mm^2

F = gaya tangesial = 70,59 kg

t_1 = kedalaman alur pasak = 3,5 mm

maka :

$$I_1 = \frac{F}{P_a \times t_1}$$

$$= \frac{70,59}{8 \times 3,5}$$

$= 2,5\ mm$

Jadi untuk panjang pasak, diambil dari harga-harga terbesar antara I_1 dan I_2 , sehingga panjang pasak I = 14 mm

Ukuran pasak (7 × 7) standart dan bahan pasak S 35 C-D.

Jadi untuk pasak dengan ukuran b = 6 mm, h = 6 mm dan I = 14 mm, memenuhi syarat.

Dimensi pasak yang direncanakan untuk poros yang digerakkan adalah sebagai berikut :

- Bahan S 35 C-D sehingga kekuatan tarik bahan = 53 kg/mm^2
- Diameter Poros (ds)
- Lebar Pasak (b)
- Tinggi Pasak (h)
- Panjang Pasak (l)
- Kedalaman Alur Pasak (t_1)
- Kedalaman Alur Pasak Pada Naff (t_2)

3.6 Perhitungan Bantalan

Poros ditumpu oleh dua buah bantalan pada titik A dan titik B. diambil dua bantalan yang sama karena diameter kedua tumpuan adalah sama besarnya. Gaya yang bekerja pada bantalan adalah gaya radial yang timbul karena putaran poros pada saat mesin bekerja, oleh sebab itu dipilih bantalan bola gelinding dalam satu baris untuk diameter poros.

3.6.1 Beban Radial Ekwifalen Spesifik

Pr = X . V . fr + Y . fa

Dimana :

V = factor yang tergantung pada bantalan yang berputar dan cincin dalam yang berputar = 1

X = factor radial = 0,56

Y = factor aksial = 1,45

fa = beban aksial = 0

fr = beban radial = beban total yang bekerja pada bantalan poros =

fr = W. (F_1 – F_2) + W_i

= 15,397 + (6,589-0,039)+1

= 22,95 kg

Sehingga :

Pr = (X . V . fr) + (Y . fa)

= (0.56 x 1 x 22,95) + (1.45 x 0)

= 12,85 kg

3.6.2 Ukuran Bantalan

Dengan perhitungan beban yang ada pada bantalan serta diameter poros, maka tipe bantalan yang sesuai dengan ukuran dimensi sebagai berikut :

Data bantalan :

- Nomor bantalan = 6003
- Diameter dalam (d) = 17 mm
- Diameter luar (D) = 35 mm
- Lebar bantal;an (B) = 10 mm
- Jari-jari (r) = 0,5 mm

Kapasitas nominal dinamis C = 470 kg

Kapasitas nominal C_o = 296 kg

3.6.3 Faktor Kecepatan

$$f_n = \left[\frac{33.3}{n_2}\right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= \left[\frac{33.3}{750}\right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 0,35$$

3.6.4 Faktor Umum Bantalan

$$f_h = f_n \times \frac{c}{Pr}$$

$$= 0,35 \times \frac{470}{12,85}$$

$$= 0,35 \text{ x } 36,576 = 12,8$$

3.6.5 Umur Nominal Bantalan

$$L_h = 500 \text{ x } fh^3$$

$$= 500 \text{ x } 12,8^3$$

$$= 1048576 \text{ jam}$$

DAFTAR PUSTAKA

Sularso, Koykatsu Suga, 1991 ***"Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin"***, Pradnya Paramita, Jakarta.

Takeshi Sato G, 1997 ***"Menggambar Mesin menurut Standart ISO"***, Pradnya Paramita, Jakarta.

E.Shigley, Joseph dan D. Mitchell, Larry. 1986. *Perencaan Teknik Mesin.* Jakarta : Erlangga

V.Dobrovolsky**,** ***"Machine Element"***, Peace Publicher, Mascow

Universitas Nusantara PGRI Kediri 2012, *Pedoman Penulisan Karya Ilmiah*. Kediri