

RANCANG BANGUN ALAT PEMECAH BIJI JARAK SKALA RUMAH TANGGA

FIRMANSYAH BURLIAN
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknik Universitas Sriwijaya
Email firmansyahburlian@yahoo.com

Ringkasan

Biodisel adalah sejenis bahan bakar yang termasuk kedalam kelompok bahan bakar nabati (BBN). Prospek pengembang bahan bakar biodisel di dunia cukup menjanjikan terutama biodisel dari biji jarak. Karena secara potensial tanaman jarak pagar bisa tumbuh di sepanjang pantai kepulauan Indonesia bahkan sepanjang tahun 2006 tanaman ini mulai tersebar sporadik dalam luasan areal puluhan ribu hektar yang dikembangkan masyarakat, hal ini didukung dengan kebijakan pemerintah yang mendukung pengembangan bahan bakar nabati. Untuk mendukung hal ini maka diperlukan keterlibatan teknologi terutama terutama dibidang pengolahannya, karena hal yang perlu dicermati dalam bidang teknologi pengolahan adalah menjaga jangan sampai terbentuk keasaman biodisel yang tinggi atau sangat tinggi karena kurangnya pengetahuan dalam proses pengolahannya.

Minyak jarak yang keasamannya lebih tinggi dari standar akan merusak mesin secara fatal. Minyak jarak menuntut penanganan yang benar sejak dilapangan sampai proses pengolahan. Alat pemecah biji jarak yang dirancang ini dapat membantu memecahkan solusi dalam pengolahan bahan bakar alternatif ini. Dengan besarnya daya yang diberikan sebesar 0.0260995 Kw, sudah dapat menghasilkan gaya untuk penggiling sebesar 498,5N. sedangkan gaya yang dibutuhkan untuk menggiling 10 biji jarak sampai hancur adalah 410,9 N, menggunakan dua mekanisme sekaligus yakni mekanisme penggiling dan penumbuk sehingga dapat menghemat waktu dan menghambat tingkat keasaman dan yang paling penting teknologi atau alat ini ramah terhadap lingkungan dan minyak jarak yang dihasilkan aman terhadap mesin kendaraan.

Kata kunci: biodisel, biji jarak, mekanisme pemecah biji jarak

Pendahuluan

1. Latar Belakang

Biodisel adalah sejenis bahan bakar yang termasuk kedalam kelompok bahan bakar nabati (BBN). Prospek pengembang bahan bakar biodisel di dunia cukup menjanjikan terutama biodisel dari biji jarak. Karena secara potensial tanaman jarak pagar bisa tumbuh di sepanjang pantai kepulauan Indonesia bahkan sepanjang tahun 2006 tanaman ini mulai tersebar sporadik dalam luasan areal puluhan ribu hektar yang dikembangkan masyarakat, (lit 8, hal 12) , hal ini didukung dengan kebijakan pemerintah yang mendukung pengembangan bahan bakar nabati. Untuk itu mendukung hal ini maka diperlukan keterlibatan teknologi terutama terutama dibidang pengolahannya, karena hal yang perlu dicermati dalam bidang teknologi pengolahan adalah menjaga jangan sampai terbentuk keasaman biodisel yang tinggi atau sangat tinggi karena kurangnya pengetahuan dalam proses pengolahannya. Minyak jarak yang keasamannya lebih tinggi dari standar akan merusak mesin secara fatal. Minyak jarak menuntut penanganan yang benar sejak dilapangan

sampai proses pengolahan. Alat pemecah biji jarak yang dirancang ini dapat membantu memecahkan masalah dalam pengolahan bahan bakar alternatif ini baik segi efisiensi kerja dan waktu yang digunakan sehingga dapat mencegah keasaman minyak biodisel, dan yang paling penting teknologi atau alat ini ramah terhadap lingkungan dan minyak jarak yang dihasilkan aman terhadap mesin kendaraan.

2. Tujuan penulisan

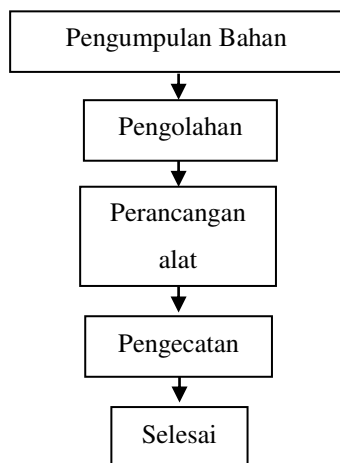
Adapun tujuan dari penulisan Tugas Akhir ini adalah untuk :

- Merancang suatu Alat pemecah biji jarak sederhana yang dapat digunakan untuk di rumah tangga.
- Mengadakan perhitungan sehingga rancangan ini dapat memecah biji jarak sampai menghasilkan minyak.
- Menganalisa hasil rancangan apakah aman digunakan berdasarkan beban yang diberikan.
- Untuk mengetahui beban maksimum yang dapat diterima oleh rancangan.

Manfaat dari penulisan Tugas Akhir ini adalah :

- Diharapkan dapat memberi kemudahan dalam pengolahan biji jarak menjadi bahan bakar biodisel dari segi efisiensi kerja dan waktu yang digunakan sehingga dapat mencegah keasaman minyak biodisel.
- Pengembangan tanaman jarak pagar untuk biodisel akan memperkuat ekonomian masyarakat karena masyarakat bisa menanam dan memanfaatkan sendiri jadi tidak tergantung kepada BBM.
- Diharapkan dapat menciptakan lapangan kerja dengan adanya industri industri rumah tangga penghasil biodisel biji jarak.
- Mengantisipasi kesediaan permintaan minyak biodisel masa mendatang.
- Membantu mempercepat tercapainya kebijakan pemerintah dalam mengembangkan anergi alternatif pengganti BBM.

3. Metode penulisan

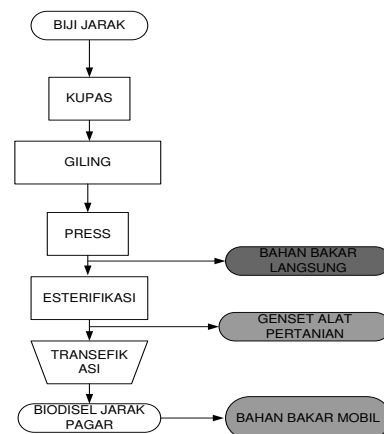


Tinjauan Pustaka

Biji berwarna hitam dengan ukuran panjang 2 cm dan tebal 1 cm.engan kekerasan satu biji jarak adalah ($\sigma = 1,4715 \text{ N/mm}^2$) (lit.9)

Rancang bangun alat pemecah biji jarak ini menggunakan mekanisme pengguling dengan mekanisme tumbuk. Mekanisme giling di lakukan dua tingkat, setiap tingkat terdiri dari dua poros dan dua roda gigi. Poros berfungsi menggiling biji jarak sedangkan roda gigi berfungsi untuk pemindah daya dari poros yang satu ke poros yang lain. Sedangkan untuk memindahkan daya dari penggiling satu dengan penggiling kedua menggunakan mekanisme empat batang. Mekanisme tekan mennggunakan prinsip mekanisme poros engkol dengan gerakan dan daya beraasal dari mekanisme empat batang yang terhubung ke penggiling kedua

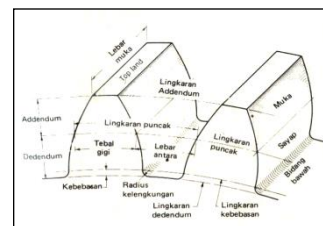
Tahapan pengolahan biji jarak menjadi biodisel dapat dilihat dari diagram alir berikut ini: (lit.8. hal 54)



Gambar 1 Diagram alir tahapan Proses pengolahan biji jarak menjadi biodisel

1. Roda Gigi

Roda gigi lurus (*spur gear*) dipakai untuk memindahkan gerakan putaran antar poros yang sejajar yang biasanya berbentuk silinder, dan gigi-giginya lurus sejajar dengan sumbu putaran. Banyak kita temukan pada suatu sistem mekanik, seperti transmisi kendaraan, sistem mekanik *crank* pengangkat, pada mesin diesel, mesin motor dan lain sebagainya



Gambar 2.7. Tata nama roda gigi lurus

Analisa gaya pada roda gigi lurus

Beban yang dipindahkan betul-betul merupakan komponen yang penting karena komponen radial F_{r32} tidak memberikan arti penting. Komponen radia tidak memindahkan daya. Daya putar yang bekerja dan beban yang dipindahkan dapat dihubungkan dengan persamaan berikut:

$$T = \frac{d}{2} W_t \quad (\text{lit 8, hal 162})$$

Dimana $T = T_{a2}$ dan $d = d_2$ untk mendapatkan persamaan umum. Kalau selanjutnya untk menyatakan kecepatan pada garis puncak dengan V , dimana $V = \frac{\pi d n}{12}$ dan dalam feet per menit, beban tangensial bisa didapat:

$$H = \frac{W_t V}{33000} \quad (\text{lit 8, hal 162})$$

Persamaan sejenis dalam SI adalah:

$$W_t = \frac{60(10)^3 H}{\pi d n} \quad (\text{lit 8, hal162})$$

Dimana:

- W_t : beban yang dipindahka
- H : daya
- D : diameter roda gigi, mm
- n : putaran, rpm

2. Poros

Tegangan – tegangan pada permukaan poros bulat padat yang terjadi karena pembebanan gabungan dari lenturan dan puntiran adalah

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \quad \tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (\text{lit 8, hal 263})$$

Dimana :

- σ_x = tegangan lentur
- τ_{xy} = tegangan puntir
- d = diameter
- M = momen lentur pada penampang kritis
- T = momen puntir pada penampang kritis

Dengan menggunakan lingkaran Mohr didapat bahwa tegangan geser maksimum adalah

$$\tau_{mak} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

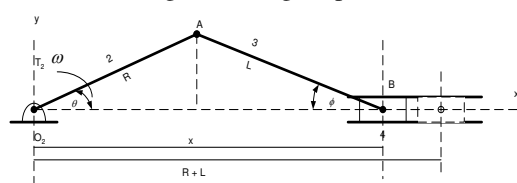
Dengan mengganti σ_x dan τ_{xy} dari persamaan 2.9 maka didapat

$$\tau_{mak} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (\text{lit 8, hal 264})$$

Teori tegangan-geser-maksimum dari kegagalan statis mengatakan bahwa $S_{sy} = S_y/2$. Dengan menggunakan faktor keamanan n , maka didapat

$$d = \left[\left(\frac{32\pi}{\pi S_y} \right) (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (\text{lit 8, hal 264})$$

3. Mekanisme gerakan engkol peluncur



Gambar 3 mekanisme engkol peluncur

Batang hubung membuat sudut ϕ dengan sumbu x. jarak x dapat dinyatakan dengan jumlah dari proyeksi engkol dan batang hubung pada sumbu x:

$$x = R \cos \theta + L \cos \phi \quad (\text{lit 3, hal 233})$$

Maka persamaan eksak untuk perpindahan, persamaan 6, didapat dalam bentuk dekat, dengan:

$$x = R \cos \theta + L - \frac{1}{2} \frac{R^2}{L} \sin^2 \theta \quad (\text{lit 3, hal 236})$$

sebuah persamaan kecepatan dapat diperoleh dengan mendefinisikan persamaan terhadap waktu:

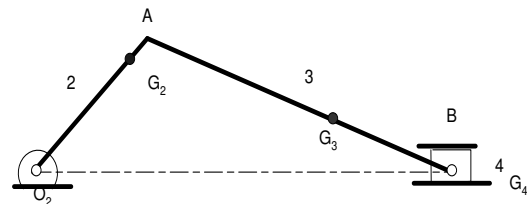
$$v = \frac{dx}{dt} = -R\omega \sin \theta - \frac{R^2}{2L} \omega \sin \theta \quad (\text{lit 3, hal 236})$$

Untuk percepatan, didefinisikan kecepatan terhadap waktu, dengan memandang kecepatan sudut engkol konstan:

$$A = \frac{dV}{dt} = -R\omega^2 \left[\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right] \quad (\text{lit 3, hal 236})$$

Gaya inersia dari batang hubung

Koordinat x dan y dari titik berat batang hubung, G, yang ditunjukkan gambar dibawah ini adalah:



Gambar 4 Gaya inersia batang

sehingga koordinat y dapat ditulis kembali menjadi:

$$x = R \cos \theta + h_c \left(1 - \frac{1}{2} \left(\frac{R}{L} \sin \theta \right)^2 \right)$$

$$y = h_p \left(\frac{R}{L} \sin \theta \right)$$

(lit 3, hal 289)

Pendefrensialan persamaan diatas terhadap waktu akan memberikan komponen kecepatan terhadap arah sumbu x dan y:

$$v = \frac{dx}{dt} = -R\omega \sin \theta - \frac{1}{2} h_c \left(\frac{R}{L} \right)^2 \omega \sin \theta$$

$$\frac{dx}{dt} = h_p \left(\frac{R}{L} \right) \omega \cos \theta$$

(lit 3, hal 290)

definisikan lagi terhadap waktu, maka akan memberikan komponen-komponen percepatan, dengan ω dipandang konstan:

$$A_G^x = \frac{dV}{dt} = -R\omega^2 \cos \theta - h_c \left(\frac{R}{L} \right)^2 \omega^2 \cos 2\theta$$

$$A_G^y = \frac{dV}{dt} = -h_p \left(\frac{R}{L} \right) \omega^2 \sin \theta$$

(lit 3, hal 290)

dengan mengalikan komponen kecepatan dengan massamaka akan didapat komponen-komponen gaya dari batang hubung, dengan mengubah tanda-tanda karena gaya inersia adalah dalam arah yang berlawanan dengan percepatan:

$$f_x = \frac{W}{g} R \omega^2 \cos \theta + \frac{W}{g} h_c \left(\frac{R}{L} \right)^2 \omega^2 \cos 2\theta$$

$$f_y = \frac{W}{g} h_p \left(\frac{R}{L} \right) \omega^2 \sin \theta$$

bila gaya inersia yang dipandang terkonsentrasi di pena engkol adalah:

$$f = \frac{W}{g} \left(\frac{h_p}{L} \right) R \omega^2$$

komponen horisontal dan vertikal :

$$f_1^x = \frac{W}{g} \left(\frac{h_p}{L} \right) R \omega^2 \cos \theta$$

$$f_1^y = \frac{W}{g} \left(\frac{h_p}{L} \right) R \omega^2 \sin \theta$$

gaya inersia massa yang dipandang terkonsentrasi di pena torak:

$$f_2 = \frac{W}{g} \frac{h_c}{L} R \omega^2 \left[\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right]$$

f_2 adalah horisontal.

Gaya inersia total dari batang hubung adalah

$$\begin{aligned} = f_1^x + f_2 &= \frac{W}{g} \left(\frac{h_p}{L} \right) R \omega^2 \cos \theta + \frac{W}{g} \frac{h_c}{L} R \omega^2 \left[\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right] \\ &= \frac{W}{g} \left(\frac{h_p + h_c}{L} \right) R \omega^2 \cos \theta + \frac{W}{g} h_c \left(\frac{R}{L} \right)^2 \omega^2 \cos 2\theta \end{aligned}$$

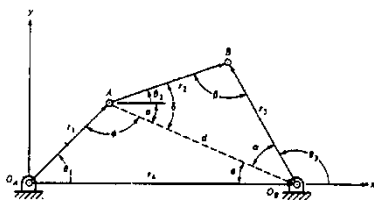
karena $h_p + h_c = L$ maka:

$$f_x = \frac{W}{g} R \omega^2 \cos \theta + \frac{W}{g} h_c \left(\frac{R}{L} \right)^2 \omega^2 \cos 2\theta$$

komponen vertikal total dari gaya inersia batang hubung adalah;

$$f_v = f_1^y = \frac{W}{g} \left(\frac{h_p}{L} \right) R \omega^2 \sin \theta \quad (\text{lit 3, hal 2291})$$

4. Mekanisme Empat Batang.



Gambar 6 Mekanisme empat batang dan parameternya

Dengan mengacu pada gambar 6, analisis perpindahan secara analitik dapat dilakukan sebagai berikut

$$d^2 = r_4^2 + r_1^2 - 2r_1 r_4 \cos \theta_1$$

atau:

$$d^2 = r_2^2 + r_3^2 - 2r_2 r_3 \cos \beta$$

Berbagai sudut yang diperlukan dalam analisis perpindahan (displacement), dapat dihitung berdasarkan persamaan-persamaan berikut:

$$\cos \beta = \frac{r_2^2 + r_3^2 - d^2}{2r_2 r_3} \quad \cos \delta = \frac{d^2 + r_2^2 - r_3^2}{2dr_2}$$

$$\cos \alpha = \frac{d^2 + r_3^2 - r_2^2}{2dr_4} \quad \phi = 180 - \sigma - \theta_1$$

$$\theta_2 = \delta - \sigma \quad \theta_3 = 180 - \sigma - \alpha$$

Posisi sambungan (joint) A dan B bisa ditentukan dengan persamaan berikut:

$$X_A = r_1 \cos \theta_1 \quad Y_A = r_1 \sin \theta_1$$

$$X_B = r_4 - r_3 \cos(\alpha + \sigma) \quad Y_B = r_3 \sin(\alpha + \sigma)$$

Analisa Kecepatan Sudut Secara Analitik

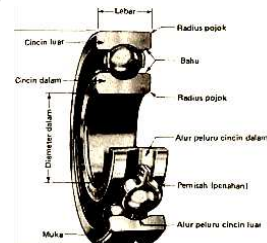
Ada dua parameter yang tidak diketahui, yaitu ω_{r2} dan ω_{r3} . Dengan demikian kedua persamaan tersebut dapat diselesaikan secara simultan untuk mendapatkan kedua parameter yang tidak diketahui tersebut. Dua parameter yang tidak diketahui tersebut (ω_{r2} dan ω_{r3}) merupakan kecepatan sudut dari batang 2 dan batang 3. Kedua parameter tersebut dapat dihitung melalui persamaan:

$$\omega_{r2} = \omega_{r1} \left(\frac{r_1}{r_2} \right) \left(\frac{\sin(\theta_1 - \theta_3)}{\sin(\theta_3 - \theta_2)} \right)$$

$$\omega_{r3} = \omega_{r1} \left(\frac{r_1}{r_3} \right) \left(\frac{\sin(\theta_1 - \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_2)} \right)$$

5. Bantalan

Tatanama dari bantalan peluru dapat dilihat pada gambar 6. Pada gambar bantalan ini ditunjukkan keempat bagian utama dari suatu bantalan. Yaitu cincin luar, cincin dalam, elemen peluru atau rol, dan pemisah. Pada bantalan yang murah, pemisah tersebut kadang – kadang dihilangkan.



Gambar 7

Untuk memeriksa kekuatan dari bantalan dapat dihitung dengan beban ekuivalen

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (\text{Lit 7 hal 58})$$

Dimana :

X = Faktor radial dari bantalan

Y = Faktor aksial dari bantalan

V = Faktor putaran

F_r = Beban radial

F_a = Beban aksial

Untuk menghitung umur nominal bantalan dihitung dengan persamaan :

$$L_h = 500 \left[\left(\frac{33.3}{n} \right)^{1/3} \times \frac{C}{F_r} \right] \quad (\text{Lit 7 hal 58})$$

Dimana :

n = Banyak putaran

C = Kapasitas beban dinamis

F_r = Beban radial

Perhitungan rancangan

3.1 Menentukan Daya yang dibutuhkan

Daya yang dibutuhkan ditentukan berdasarkan daya maksimum yang dibutuhkan untuk proses penghancur biji jarak. Ada pun faktor yang mempengaruhi daya yang dibutuhkan adalah kekuatan tekan dan berat poros.

Data –data biji jarak pagar:

Kekuatan tekan satu biji jarak ($\sigma_t = 1,4715 \text{ N/mm}^2$)

Luas satu biji jarak: $0,5585 \text{ cm}^2$

Gaya geser dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut; $F_g = \tau_g \cdot A$

Dimana:

τ_g = Tegangan geser biji jarak

$$= 0,5 \cdot \sigma_t$$

$$= 0,5 \times 1,4715 \text{ N/mm}^2$$

$$= 0,73575 \text{ N/mm}^2$$

A = Luas satu Biji jarak

$$= 55,85 \text{ mm}^2$$

Besar Gaya geser:

$$F_g = \tau_g \cdot A$$

$$= 0,73575 \text{ N/mm}^2 \cdot 55,85 \text{ mm}^2$$

$$= 41,09 \text{ N (untuk satu biji jarak)}$$

Jadi gaya geser untuk 10 biji jarak adalah:

$$F_{g \text{ tot}} = F_g \cdot 10$$

$$= 41,09 \text{ N} \cdot 10$$

$$= 410,9 \text{ N}$$

3.2 Perencanaan roda gigi lurus

Roda gigi lurus yang digunakan dalam pembuatan alat pemecah biji jarak ini merupakan salah satu komponen yang berperan sebagai meneruskan daya dan putaran. Selain meneruskan daya dan putaran roda gigi lurus berfungsi untuk menggerakkan poros agar berputar berlawanan arah satu sama lain. Data data yang digunakan sebagai berikut:

d_{pI}, d_{pII} = diameter pitch 50 mm

m = modul = 2,5

n_I = kecepatan putaran roda gigi I
= 20 rpm

θ = sudut tekan roda gigi = 20°

N = jumlah gigi = 20 gigi

Perhitungan- perhitungan dalam perencanaan roda gigi:

Banyak roda gigi lurus I dan II:

$$N = \frac{d_p}{m}$$

Dimana:

N = jumlah roda gigi

Maka jumlah roda gigi lurus I dan II:

$$N = \frac{d_p}{m}$$

$$= \frac{50}{2,5}$$

$$= 20 \text{ gigi}$$

Maka :

$$N_1 = N_2 = 20 \text{ gigi}$$

Data-data ukuran standar untuk roda gigi lurus 20° :

Addendum (a)

$$a = 1 \cdot m$$

$$= 1 \cdot 2,5$$

$$= 2,5 \text{ mm}$$

Tinggi kerja (h_k)

$$h_k = 2 \cdot m$$

$$= 2 \cdot 2,5$$

$$= 5 \text{ mm}$$

Tinggi melingkar gigi (t)

$$t = \frac{\pi}{2} \cdot m$$

$$= \frac{\pi}{2} \cdot 2,5$$

$$= 1,25 \pi \text{ mm}$$

tebal m min imum dari ujung gigi (t_o)

$$t_o = 0,25 \cdot m$$

$$= 0,25 \cdot 2,5$$

$$= 0,625 \text{ mm}$$

Perhitungan kekuatan roda gigi

Bahan roda gigi : S 35 C

Tegangan tarik (σ_t) : 52 kg/mm^2

Kekerasan BHN bahan : (149-207) BHN

Tegangan lentur yang di ijiinkan: 26 kg/mm^2

Kecapatan garis puncak roda gigi I dan II jadi kecepatan garis puncak roda gigi lurus

$$V = \frac{\pi d n}{60 \cdot 10^3} \text{ m/dt}$$

$$= \frac{\pi (50) 20}{60 \cdot 10^3} \text{ m/dt}$$

$$= 0,05236 \text{ m/dt}$$

Beban tangensial yang terjadi pada roda gigi lurus:

Jadi :

$$W_t = \frac{60(10)^3 H}{\pi d n}$$

$$= \frac{60(10)^3 \cdot (0,0260995) Kw}{\pi (50) 20}$$

$$= 0,4985 \text{ kN}$$

maka beban radial yang diberikan:

$$W_r = W_t \tan \theta$$

$$= 498,5 \text{ N} \tan 20^\circ$$

$$= 181,44 \text{ N}$$

karena semua ukuran dan bahan pada da roda gigi maka gaya dan reaksi yang terjadi pada dua roda gigi adalah identik sama.

Gaya reaksi di poros:

$$W = \sqrt{(W_t)^2 + (W_r)^2}$$

$$= \sqrt{(498,5)^2 + (181,5)^2}$$

$$= 530,493 \text{ N}$$

Lebar gigi pada roda gigi lurus

$$\sigma_o = \text{beban statis yang di ijinakan}$$

$$= 1400 \text{ kg/cm}^2 = 137,2931 \text{ MPa}$$

$$K_v = \frac{3,05}{3,05 + V}$$

$$= \frac{3,05}{3,05 + 0,05236}$$

$$= 0,9831$$

$$B = \text{lebar gigi}$$

$$M = \text{modul} = 2,5$$

$$Y = 0,322$$

Jadi lebar gigi adalah:

$$W_t = \sigma_o \cdot K_v \cdot b \cdot m \cdot Y$$

$$491,8 \text{ N} = 137,2931 \text{ MPa} \cdot 0,9831 \cdot b \cdot 2,5 \cdot 0,322$$

$$491,8 = 108,653 b$$

$$b = \frac{498,5}{108,653}$$

$$= 4,53 \text{ mm}$$

$$\approx 5 \text{ mm}$$

Beban dinamik:

$$W_D = \sigma_o \cdot K_v \cdot b \cdot m \cdot Y$$

$$= 137,2931 \text{ MPa} \cdot 0,9831 \cdot 5 \cdot 2,5 \cdot 0,322$$

$$= 543,26 \text{ N}$$

Beban dinamik total pada roda gigi lurus:

$$W_D \text{ tot} = W_T + W_D$$

$$= 498,5 \text{ N} + 543,26 \text{ N}$$

$$= 1041,76 \text{ N}$$

Torsi pada roda gigi lurus:

$$T = \frac{d}{2} W_t = \frac{50 \text{ mm}}{2} 498,5 \text{ N} = 12462,5 \text{ N.mm}$$

3.3 Perhitungan Poros

Data – data Poros :

Panjang poros = 80 mm

Daya = 0.35 HP

Putaran = 20 rpm

Bahan poros = AISI 1030

Data dari bahan:

$S_y = 517 \text{ Mpa} = 6821.901 \text{ kg/cm}^2$

$S_u = 669 \text{ Mpa} = 5271.933$

kg/cm^2 (lampiran)

$n = 1,5$ (direncanakan)

Data – data untuk perhitungan poros:

a. beban radial atau vertikal roda gigi lurus:

$$W_r = W_t \tan 20^0$$

$$= 498,5 \tan 20^0$$

$$= 181,44 \text{ N}$$

b. Beban aksial atau horizontal roda gigi lurus

$$W_a = W_T$$

$$= 498,5 \text{ N}$$

c. Torsi pada roda gigi lurus:

$$T = \frac{d}{2} W_t$$

$$= \frac{50 \text{ mm}}{2} 498,5 \text{ N}$$

$$= 12462,5 \text{ N.mm}$$

Jadi gaya yang diberikan pada pemutar:

$$r \cdot P = T$$

$$100 \text{ mm} \cdot P = 12462,5 \text{ N.mm}$$

$$P = \frac{12462,5 \text{ N.mm}}{100 \text{ mm}}$$

$$= 124,652 \text{ N}$$

d. Beban poros

$W = \text{beban merata diporos} = 5,136 \text{ N/mm}$
panjang poros = 80 mm

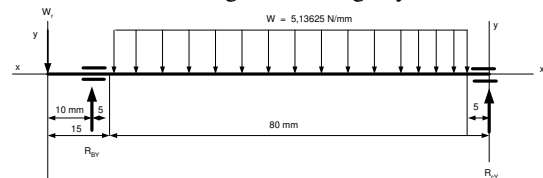
$$\text{letak beban } x = \frac{L}{2}$$

$$= \frac{80 \text{ mm}}{2}$$

$$= 40 \text{ mm}$$

1. Perhitungan poros

Bila kita memandang dari bidang x-y



maka dapat ditentukan gaya-gaya yang bekerja pada bidang:

$$\Sigma F_y = 0;$$

$$0 = W_r - R_{By} + W - R_{Cy}$$

$$= 181,44 \text{ N} - R_{By} + 5,136 \text{ N/mm}(80) - R_{Cy}$$

$$R_{By} + R_{Cy} = 181,44 \text{ N} + 5,136 \text{ N/mm}(80)$$

$$R_{By} + R_{Cy} = 592,34 \text{ N}$$

$$\Sigma M_C = 0;$$

$$0 = W_r(100) - R_{By}(90) + \omega(45) = 0$$

$$0 = 181,44 \text{ N}(100) \text{ mm} - R_{By}(90) + 410,9 \text{ N}(45) \text{ mm}$$

$$R_{By} 90 = (18144 + 18490,5) \text{ N.mm}$$

$$R_{By} = \frac{36634,5 \text{ N.mm}}{90 \text{ mm}}$$

$$= 407,05 \text{ N}$$

maka;

$$R_{Cy} + R_{By} = 592,34 \text{ N}$$

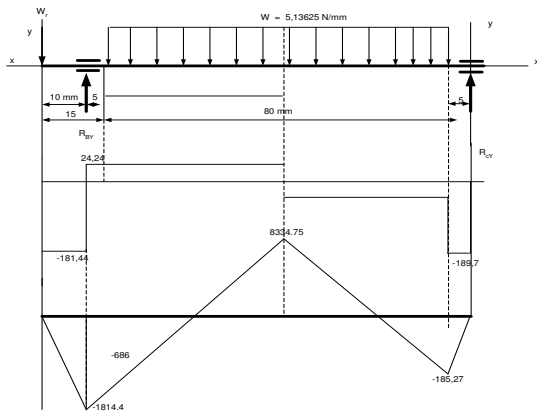
$$R_{Cy} = 592,32 \text{ N} - 407,05 \text{ N}$$

$$= 185,27 \text{ N}$$

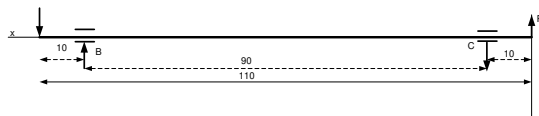
Didapat bahwa gaya reaksi di bantalan

$R_{Cy} = 185,27 \text{ N}$ dan $R_{By} = 407,05 \text{ N}$

Diagram gaya geser dan diagram momen:



bila kita pandang dari bidang x-z:



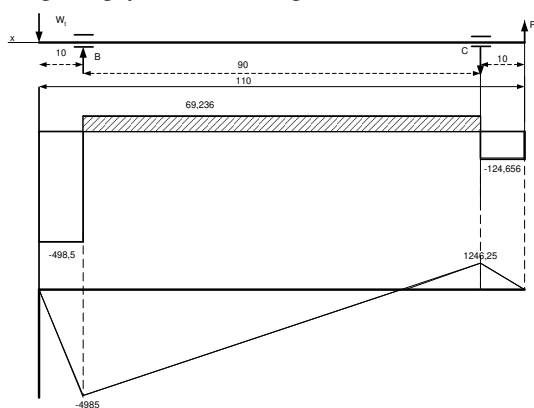
$$\begin{aligned} \Sigma F_z &= 0; \\ -W_t + R_{Bz} + R_{Cz} + P &= 0 \\ -498,5 \text{ N} + R_{Bz} + R_{Cz} + 124,652 \text{ N} &= 0 \\ R_{Bz} + R_{Cz} &= 373,848 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_c &= 0; \\ 0 &= W_t(100) - R_{Cz}(90) + P(10) \\ 0 &= 498,5(100) - R_{Bz}(90) + 124,652(10) \\ R_{Bz}(90) &= 498,5(100) + 124,652(10) \\ R_{Bz}(90) &= 51096,52 \text{ N.mm} \\ R_{Bz} &= \frac{51096,52 \text{ N.mm}}{90 \text{ mm}} \\ R_{Bz} &= 567,739 \text{ N} \end{aligned}$$

maka:

$$\begin{aligned} R_{Bz} + R_{Cz} &= 373,848 \text{ N} \\ R_{Cz} &= 373,848 \text{ N} - R_{Bz} \\ R_{Cz} &= 373,848 \text{ N} - 567,739 \text{ N} \\ &= -193,891 \text{ N} \end{aligned}$$

Diagram gaya dan momen geser:



Dari diagram gaya geser dan momen bending, dapat ditentukan momen maksimum yang terjadi

$$\begin{aligned} \text{adalah } M_c &= \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \\ &= \sqrt{(-185,27)^2 + (-124,656)^2} \\ &= \sqrt{49864,09} \\ &= 223,3 \text{ N mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_B &= \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \\ &= \sqrt{(-181,44)^2 + (-498,8)^2} \\ &= \sqrt{281721,9136} \\ &= 530,775 \text{ N. mm} \end{aligned}$$

jadi momen maksimum yang terjadi adalah 530,775 N. mm. Dan daerah kritis terjadi didaerah bantalan B. Dengan ini kita dapat mencari diameter poros didaerah bantalan :

$$\begin{aligned} \text{torsi} &= 12465,2 \text{ N mm} \\ M_B &= 530,775 \text{ N. mm} \\ M_w &= 31650,27 \text{ N. mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d^3 &= \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right] \\ &= \frac{32(1,5)}{\pi} \left[\left(\frac{12465,2}{517} \right)^2 + \left(\frac{530,775}{669} \right)^2 \right] \\ &= 15,279 \left[\sqrt{(24,1)^2 + (0,79)^2} \right] \\ &= \sqrt[3]{15,279 \cdot 24,1} \\ d &= 7,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter poros bantalan adalah 7,2 mm sedangkan pada alat yang di rancang adalah 15 mm Poros di beban terdistribusi

$$\begin{aligned} d^3 &= \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right] \\ &= \frac{32(1,5)}{\pi} \left[\left(\frac{12465,2}{517} \right)^2 + \left(\frac{31650,27}{669} \right)^2 \right] \\ &= 15,279 \left[\sqrt{(24,1)^2 + (47,31)^2} \right] \\ &= \sqrt[3]{15,279 \cdot 47,56} \\ d &= 9 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter di W adalah 9 mm sedangkan yang dipakai adalah 47 mm

3.4 Perhitungan bantalan

Beban yang diterima bantalan hanya merupakan beban radial, maka dapat dipilih jenis Deep Groove Ball Bearing. Dimensi yang sesuai dengan poros adalah bantalan dengan simbol SKF 6204, yaitu :

- Diameter dalam (d) = 15 mm
- Diameter luar (D) = 28 mm
- Lebar bantalan (b) = 13 mm
- Kapasitas beban statis (Co) = 1550 N
- Kapasitas beban dinamis (C) = 3350 N

Pemeriksaan kekuatan bantalan

Untuk perhitungan ini diambil gaya reaksi pada titik B pada poros.

Beban radial yang bekerja pada titik B

$$\begin{aligned} W_{Br} &= \sqrt{(R_{By})^2 + (R_{Bz})^2} \\ &= \sqrt{(407,05)^2 + (567,739)^2} \\ &= 698,58 \text{ N} \end{aligned}$$

Beban ekuivalen :

X= Faktor radial dari bantalan (0,6) (lampiran 18)

Y= Faktor aksial dari bantalan (0,5) (lampiran 18)

V= Faktor putaran (1) (lit 3, hal 969)

Fa= Beban aksial (0)

Jadi:

$$P = X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

$$= 0,6 \cdot 1 \cdot 698,58 + 0,5 \cdot (0)$$

$$= 419,148 \text{ N}$$

Umur bantalan dalam putaran :

$$L = \left[\frac{C}{P} \right]^k \cdot 10^6 \text{ putaran}$$

$$= \left[\frac{3350}{419,148} \right]^3 \cdot 10^6 \text{ putaran}$$

$$= 510,543 \cdot 10^6 \text{ putaran}$$

usai bantalan perjam

$$L_h = \frac{L}{60 \cdot N}$$

$$= \frac{510,543 \cdot 10^6}{60 \cdot 20}$$

$$= 425452,5 \text{ jam}$$

jam operasi

untuk kapasitas 1 kg sesuai perencanaan memakan waktu 2 jam sampai menghasilkan minyak biodiesel kasar:

$$L_h = \frac{425452,5}{2} \text{ jam}$$

$$= 212726,25 \text{ jam}$$

maka usia operasi bantalan 212726,5 jam/kg

3.5. Perhitungan Mekanisme Empat Batang

Perhitungan Mekanisme Empat Batang pertama

Untuk : $\theta_1 = 40^\circ$ $\omega_{r1}=2,1 \text{ rad/detik}$
 $r_1 = 25$ $r_2=60$
 $r_3 = 25$ $r_4=60$

$$d^2 = r_4^2 + r_1^2 - 2r_4r_1 \cos \theta$$

$$d^2 = (60)^2 + (25)^2 - 2(60)(25)\cos 40$$

$$d = \sqrt{1926,8667} = 43,8961$$

sudut-sudut yang dibentuk oleh posisi batang

$$\tan \sigma = \frac{r_1 \sin \theta}{r_4 - r_1 \cos \theta} = \frac{25 \sin 40}{60 - 25 \cos 40} \quad \cos \delta = \frac{d^2 + r_2^2 - r_3^2}{2dr_2}$$

$$\tan \sigma = 0,3934$$

$$\sigma = \tan^{-1}(0,3934) = 21,475^\circ$$

$$\cos \delta = \frac{(43,8961)^2 + (60)^2 - (25)^2}{2(43,8961)(60)}$$

$$\cos \delta = 0,9306$$

$$\delta = \cos^{-1} 0,9306 = 21,471^\circ$$

$$\cos \beta = \frac{r_2^2 + r_3^2 - d^2}{2r_2r_3}$$

$$\cos \beta = \frac{(60)^2 + (25)^2 - (43,8961)^2}{2(60)(25)}$$

$$\cos \beta = 0,7660$$

$$\beta = \cos^{-1}(0,7213) = 40^\circ$$

$$\theta_3 = 180 - (\sigma + \alpha)$$

$$\theta_3 = 180 - (21,475 + 118,528)$$

$$\theta_3 = 39,997^\circ$$

$$\cos \alpha = \frac{d^2 + r_3^2 - r_2^2}{2dr_3}$$

$$\cos \alpha = \frac{(43,8961)^2 + (25)^2 - 60^2}{2(43,8961)(25)}$$

$$\cos \alpha = -0,4776$$

$$\alpha = \cos^{-1}(-0,4776) = 118,528^\circ$$

$$\theta_2 = \delta - \sigma$$

$$\theta_2 = 21,471 - 21,475 = -0,004^\circ$$

posisi sambungan

$$X_a = r_1 \cos \theta \quad Y_a = r_1 \sin \theta \quad X_b = r_3 \cos \theta_3 + r_4$$

$$= 25 \cos(40) = 25 \sin(40) = 25 \cos(40) + 60$$

$$= 19,15 \quad = 16,07 \quad = 79,15$$

$$Y_b = r_3 \sin \theta_3$$

$$= 25 \sin(40)$$

$$= 16,07$$

kecepatan batang 2:

$$\omega_{r2} = \omega_{r1} \left(\frac{r_1}{r_2} \right) \left(\frac{\sin(\theta_1 - \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_2)} \right)$$

$$= 2,1 \left(\frac{25}{60} \right) \left(\frac{\sin(40 - (39,997))}{\sin(39,997 - (-0,004))} \right)$$

$$= 0,875 \left(\frac{\sin(0,003)}{\sin(40,001)} \right)$$

$$= 0,7127$$

kecepatan batang 3

$$\omega_{r3} = \omega_{r1} \left(\frac{r_1}{r_3} \right) \left(\frac{\sin(\theta_1 - \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_2)} \right)$$

$$= 2,1 \left(\frac{25}{25} \right) \left(\frac{\sin(40 - (-0,004))}{\sin(73,0587 - 29,226)} \right)$$

$$= 2,1 \left(\frac{\sin(40,004)}{\sin(43,8327)} \right)$$

$$= 0,125958$$

Perhitungan Mekanisme Empat Batang kedua

Untuk : $\theta_1 = 40^\circ$ $\omega_{r1}=0,125958 \text{ rad/detik}$

$$r_1 = 50 \quad r_2 = 150$$

$$r_3 = 50 \quad r_4 = 150$$

$$d^2 = r_4^2 + r_1^2 - 2r_4r_1 \cos \theta$$

$$d^2 = (150)^2 + (50)^2 - 2(150)(50)\cos 40$$

$$d = \sqrt{13509,33} = 116,23$$

Sudut –sudut yang dibentuk oleh posisi batang

$$\tan \sigma = \frac{r_1 \sin \theta}{r_4 - r_1 \cos \theta} = \frac{50 \sin 40}{150 - 50 \cos 40} \quad \cos \delta = \frac{d^2 + r_2^2 - r_3^2}{2dr_2}$$

$$\tan \sigma = 0,2877352$$

$$\sigma = \tan^{-1}(0,2877352) = 16,05^\circ$$

$$\cos \delta = \frac{(116,23)^2 + (150)^2 - (50)^2}{2(116,23)(150)}$$

$$\delta = 16,05^\circ$$

$$\cos \beta = \frac{r_2^2 + r_3^2 - d^2}{2r_2r_3}$$

$$\cos \beta = \frac{(150)^2 + (50)^2 - (116,23)^2}{2(150)(50)}$$

$$\cos \beta = 40$$

$$\cos \alpha = \frac{d^2 + r_3^2 - r_2^2}{2dr_3}$$

$$\cos \alpha = \frac{(116,23)^2 + (50)^2 - (150)^2}{2(116,23)(50)}$$

$$\cos \alpha = -0,5584$$

$$\alpha = \cos^{-1}(-0,709) = 123,95^\circ$$

$$\theta_3 = 180 - (\sigma + \alpha)$$

$$\theta_3 = 180 - (16,05 + 123,94)$$

$$\theta_3 = 40^\circ$$

$$\theta_2 = \delta - \sigma$$

$$\theta_2 = 16,05 - 16,05 = 0^\circ$$

Posisi sambungan

$$X_a = r_1 \cos \theta \quad Y_a = r_1 \sin \theta \quad X_b = r_3 \cos \theta_3 + r_4$$

$$= 50 \cos(40) = 50 \sin(40) = 50 \cos(40) + 150$$

$$= 38,3 \quad = 32,14 \quad = 188,3$$

$$Y_b = r_3 \sin \theta_3$$

$$= 50 \sin(40)$$

$$= 32,14$$

Kecepatan batang 2

$$\omega_{r2} = \omega_{r1} \left(\frac{r_1}{r_2} \right) \left(\frac{\sin(\theta_1 - \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_2)} \right)$$

$$= 0,125958 \left(\frac{50}{150} \right) \left(\frac{\sin(40 - 40)}{\sin((40) - 0)} \right)$$

$$= 0,041$$

Kecepatan batang 3: $\omega_{r,3} = \omega_{r,1} \left(\frac{r_1}{r_3} \right) \left(\frac{\sin(\theta_1 - \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_2)} \right)$

$$= 0,125958 \left(\frac{150}{50} \right) \left(\frac{\sin(40 - 0)}{\sin(40 - 0)} \right)$$

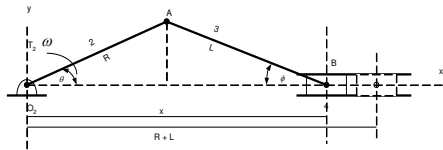
$$= (0,3778) \left(\frac{\sin(40)}{\sin(40)} \right)$$

$$= 0,3378$$

3.6 Analisa mekanisme poros engkol

Data yang digunakan dalam alat ini:

- Panjang engkol O_2A (R) = 10 cm
- Panjang batang hubung AB (L) = 30 cm
- θ = 40°



$$x = R \cos \theta + L - \frac{1}{2} \frac{R^2}{L} \sin^2 \theta$$

$$= 10 \cos 40 + 30 - \frac{1}{2} \frac{10^2}{30} \sin^2 40$$

$$= 7,66 + 29,31$$

$$= 36,97 \text{ cm}$$

Sudut antara batang 3 dengan batang 4 adalah :

$$\angle ABO = \sin^{-1} \left(\frac{R \sin \theta}{L} \right)$$

$$= \sin^{-1} \left(\frac{10 \sin 40}{30} \right)$$

$$= 12,37^\circ$$

Perhitungan kecepatan dari mekanisme engkol peluncur

Kecepatan titik A:

$$V_A = \omega_2 O_2A$$

$$= 0,3378 \text{ rad/dt} \cdot 10 \text{ cm}$$

$$= 3,378 \text{ cm/dt}$$

$$90^\circ + (-\angle ABO) = 90^\circ + (-12,37)$$

$$= 77,63^\circ$$

Dari poligon kecepatan dapat dilihat bahwa sudut yang terbentuk antara kecepatan batang A dengan batang AB adalah:

$$180^\circ - (50 + 77,63) = 39,37^\circ$$

Sehingga kecepatan di titik B (piston) dan kecepatan batang hubung AB dapat dihitung:

vektor	Sudut referensi θ_x	horisontal $a_h = a \cos \theta_x$	vertikal $a_v = a \sin \theta_x$
a_A^n	220	-0,87	-0,733
a_{AB}^n	167,63	-0,23	0,05
a_{AB}^t	77,63	0,22 a_{AB}^t	0,98 a_{AB}^t
a_B	180	1	0

$$V_B = V_A \left(\frac{\sin 39,37}{\sin 77,63} \right) \quad V_{AB} = V_A \left(\frac{\sin 50}{\sin 77,67} \right)$$

$$= 3,378 \text{ cm/dt} \left(\frac{\sin 39,37}{\sin 77,63} \right) = 3,378 \text{ cm/dt} \left(\frac{\sin 50}{\sin 77,63} \right)$$

$$= 2,2 \text{ cm/dt} \quad = 2,65 \text{ cm/dt}$$

Perhitungan percepatan dari mekanisme engkol peluncur

$$a_A^n = \frac{(V_A)^2}{O_2A} \quad a_A^t = \alpha_2 R O_2A = (\alpha_2 R O_2A) = 0$$

$$= \frac{(3,378 \text{ cm/dt})^2}{10 \text{ cm}} = 1,14 \text{ cm/dt}^2$$

$a_A^t = 0$ kecepatan A konstan.

$$a_{AB}^n = \frac{(V_{AB})^2}{AB}$$

$$= \frac{(2,65 \text{ cm/dt})^2}{30 \text{ cm}}$$

$$= 0,234 \text{ cm/dt}^2$$

$$12,37^\circ$$

Dengan menggunakan metode vektor maka percepatan relatif dapat dipecahkan.

Untuk memecahkannya dapat dilihat dari tabel percepatan berikut ini:

Pemecahan diatas adapat ditulis dalam komponen horisontal dan komponen vertikal.

Komponen horisontal.

$$a_B = (-0,87) + > (-0,23) + > (+0,22 a_{AB}^t)$$

Komponen vertikal.

$$0 = (-0,733) + > (+0,05) + > (+0,98 a_{AB}^t)$$

Maka didapat dari komponen vertikal

$$0 = (-0,733) + > (+0,05) + > (+0,98 a_{AB}^t)$$

$$(+0,98 a_{AB}^t) = -((-0,733) + > (+0,05))$$

$$a_{AB}^t = 0,697 \text{ cm/dt}^2$$

Dan dari komponen horisontal didapat:

$$a_B = (-0,87) + > (-0,23) + > (+0,22 a_{AB}^t)$$

$$a_B = (-0,87) + > (-0,23) + > (+0,22 (0,697))$$

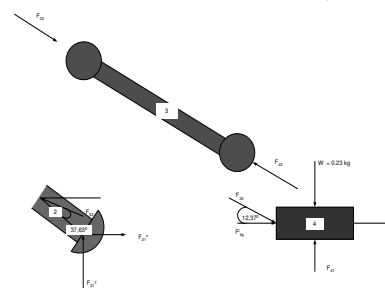
$$= -0,947 \text{ cm/dt}^2$$

Dengan demikian kecepatan dan percepatan sudut pada batang 3 dapat diketahui.

$$\omega_3 = \frac{V_{AB}}{AB} \quad \alpha_3 = \frac{a_{AB}^t}{AB}$$

$$= \frac{2,65}{30} = \frac{0,697}{30}$$

$$= 0,088 \text{ rad/dt} \quad = 0,023 \text{ rad/dt}^2$$



Gaya inersia pada piston

$$F_{g4}^i = - > m_4 a_{g4} = \frac{W_4}{g} (- > a_{g4})$$

$$= \frac{0,23 \text{ kg}}{981 \text{ cm/dt}^2} (0,697 \text{ cm/dt}^2)$$

$$= 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

Gaya yang bekerja pada batang 4.

Gaya gesek pada piston:

$$F_f = 0,1 F_{41}$$

Untuk menyelesaikan gaya- gaya yang bekerja pada piston maka kita mengambil acuan pada hukum newton dua:

$$\rightarrow \Sigma F^x + > F^i = 0;$$

$$F_{43} \cos 12,37 - F_{g4}^i - F_f = 0$$

$$0,98 F_{43} - 0,1 F_{41} = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

$$+ \uparrow \Sigma F^y = 0;$$

$$F_{43} \sin 12,37 + F_{41} - W = 0$$

$$0,21 F_{43} + F_{41} = 0,23 \text{ kg}$$

Sehingga dari persamaan diatas didapat:

$$F_{43} = 0,021 \text{ kg}$$

$$F_{41} = +0,22559 \text{ kg}$$

maka gaya-gaya pada batang 3 dapat diketahui:

$$F_{34} = 0,021 \text{ kg}$$

$$F_{32} = 0,021 \text{ kg}$$

gaya-gaya pada batang 2:

$$\rightarrow \Sigma F^x = 0;$$

$$F_{21}^x - F_{23} \cos 12,37 = 0$$

$$\rightarrow \Sigma F^y = 0;$$

$$F_{21}^y - F_{23} \sin 12,37 = 0$$

$$+ \curvearrowright \Sigma M = 0;$$

$$-T_{21} + F_{23} \sin 39,37 (10) = 0$$

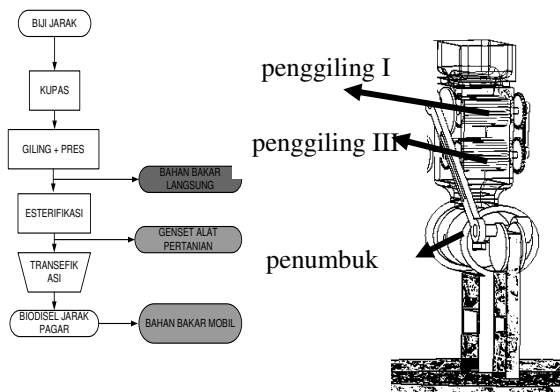
maka gaya yang bekerja pada batang 2 adalah;

$$F_{21}^x = -0,021 \text{ kg}$$

$$F_{21}^y = 0,0045 \text{ kg}$$

$$T_{21}^x = -0,134 \text{ kg}$$

Diagram berikut memperlihatkan diagram alir dari tahapan proses alat pemecah biji jarak in



Gambar 3.2 diagram alir tahapan proses kerja alat yang direncanakan

Kesimpulan

Dari hasil perencanaan yang telah dilakukan, dapat diambil beberapa kesimpulan diantaranya adalah :

- Dengan besarnya daya yang diberikan sebesar 0.0260995 Kw, sudah dapat menghasilkan gaya untuk penggiling sebesar 498,5N. sedangkan gaya yang dibutuhkan untuk menggiling 10 biji jarak sampai hancur adalah 410,9 N.
- Dari hasil perhitungan pada gaya- gaya yang terjadi pada poros maka didapat diameter poros sebesar 7 mm, sedangkan pada mesin yang dibuat diameter poros yang digunakan 15 mm. jadi dapat dipastikan alat yang direncanakan dan dibuat ini aman untuk digunakan
- Penggunaan alat pemecah biji jarak ini sangat sederhana dan gaya yang dibutuhkan untuk menghancurkan biji jarak tidak terlalu besar dan alat ini dapat menghemat proses kerja yang semula harus dilakukan dengan dua mesin sekarang dengan alat ini dengan satu kali kerja dapat melakukan dua tahapan kerja sekaligus sehingga dapat menghemat tenaga,waktu dan dapat mengatasi tingkat keasaman karena proses waktu yang digunakan dalam tahapan pengolahan.
- Perawatan yang tidak terlalu rumit. Karena untuk pelumasan roda gigi dan pisto penekan serta komponen lainnya dapat memanfaatkan langsung minyak jarak yang dihasilkan.

Daftar Pustaka

1. Gearboxes. hinchiffe Precision Component, Chesterfield, England,1986.
2. Gere and Timoshenko. 1985. " Mekanika Bahan ", Edisi Kedua Versi SIilid I, Jilid 1. Ledds. Inggris
3. Holowenko,A.R Prapto, Cendy. 1984. " Dinamika Permesinan", Prapto, Cendy. Jakarta.: Erlangga.
4. H.Myszka, David. 1999. " Machines & Mechanisms Applie Kinematic Analysis", Third edition. Universityof Dayton. New Jersey.
5. Khurmi,R.S dan Gupta, J.K. 1984. "Machine Design". Eurasia Publhising House, LTD. Ram Nagar, New Delhi.
6. Shigley, Tosephe and Michel, Harahap ghandi, M. Eng. 1986. Perencanaan Teknik Mesin", jilid I. Erlangga. Jakarta.
7. _____. 1986. Perencanaan Teknik Mesin", jilid II. Erlangga. Jakarta.
8. Sudradjad, H.R. Prof, M.Sc. 2006. " Memproduksi Biodisel Jarak Pagar". Penebar Swadaya. Jakarta.
9. [http:// www.Google .com/ Biodisel/ Jatropha Curcas L](http://www.Google.com/Biodisel/JatrophaCurcasL)

10. [http:// www.Google .com/](http://www.Google.com/) Jatropha Curcas L
11. [http:// www.trubus .com/](http://www.trubus.com/) Jatropha Curcas.L