

BAB IV

ANALISA DESAIN MEKANIK

CRUISE CONTROL

Pengukuran Beban

Tujuan awal dibuatnya *cruise control* adalah membuat alat yang dapat menahan gaya yang dihasilkan pegas *throttle*. Untuk itu perlu diketahui berapa besar gaya yang terjadi. Pengukuran gaya puntir pegas dilakukan dengan kondisi berikut:

1. alat ukur adalah neraca digital
2. pengukuran dilakukan pada saat bukaan *throttle* maksimum dengan asumsi pada kondisi itu gaya puntir pegas adalah maksimum.
3. Alat ukur tegak lurus terhadap jari-jari agar nilai momen valid.

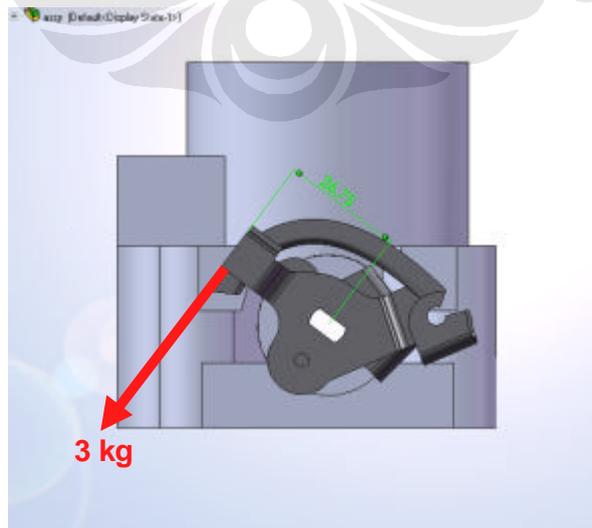
Setelah dilakukan pengukuran sebanyak 30 kali didapat nilai rata-rata gaya tarik yang terbaca pada alat ukur adalah 3 kg. Jarak titik pengukuran terhadap pusat adalah 26,75 mm. Maka dapat diketahui torsi yang dihasilkan pegas adalah

$$W = m \cdot g \quad (IV.1)$$

$$W = 3 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 29,43 \text{ N}.$$

$$\text{Momen (M)} = W \cdot L \quad (IV.2)$$

$$= 29,43 \text{ N} \cdot 26,75 \text{ mm} = 787,25 \text{ N-mm} = 0,787 \text{ N-m}$$



Gambar IV.1 : Mekanisme Pengukuran



Gambar IV.2 : Proses Pengukuran

Safety factor

Persamaan umum untuk memeriksa suatu desain layak atau tidak adalah dengan melihat nilai *safety factor*. Nilai *safety factor* membandingkan tegangan normal yang diizinkan dengan tegangan desain. *Safety factor* dirumuskan dengan persamaan[6]:

$$N_s = s_{all}/s_d \quad (IV.3)$$

Dengan

s_{all} adalah tegangan normal yang diizinkan

s_d adalah tegangan normal desain

jika nilai n_s lebih besar dari 1 maka desain sudah cukup aman. Jika kurang dari 1 maka perlu ada perubahan desain. Nilai *safety factor* dapat ditentukan berdasarkan karakteristi-karakteristik tertentu. Salah satu metode yang dapat digunakan adalah metode Pugsley [6].

$$n_s = n_{sx} \cdot n_{sy} \quad (IV.4)$$

Dimana

n_{sx} adalah *safety factor* yang melibatkan karakteristik A, B, dan C pada tabel IV.1

n_{sy} adalah *safety factor* yang melibatkan karakteristik D dan E pada tabel IV.2

Tabel IV.1 Safety factor karakteristik A,B, dan C [6]

Characteristic ^a		B=			
		vg	g	f	p
A=vg	C=vg	1.1	1.3	1.5	1.7
	C=g	1.2	1.45	1.7	1.95
	C=f	1.3	1.6	1.9	2.2
	C=p	1.4	1.75	2.1	2.45
A=g	C=vg	1.3	1.55	1.8	2.05
	C=g	1.45	1.75	2.05	2.35
	C=f	1.6	1.95	2.3	2.65
	C=p	1.75	2.15	2.55	2.95
A=f	C=vg	1.5	1.8	2.1	2.4
	C=g	1.7	2.05	2.4	2.75
	C=f	1.9	2.3	2.7	3.1
	C=p	2.1	2.55	3.0	3.45
A=p	C=vg	1.7	2.15	2.4	2.75
	C=g	1.95	2.35	2.75	3.15
	C=f	2.2	2.65	3.1	3.55
	C=p	2.45	2.95	3.45	3.95

^avg=very good, g=good, f=fair and p=poor
A=quality of materials, workmanship, maintenance and inspection
B=control over load applied to part
C=accuracy of stress analysis, experimental data, or experience with similar parts

Tabel IV.2 Safety factor karakteristik D dan E [6]

Characteristic ^a	D=		
	ns	s	vs
E=ns	1.0	1.2	1.4
E=s	1.0	1.3	1.5
E=vs	1.2	1.4	1.6

^avs=very serious, s=serious and ns=not serious
D=danger to personnel
E=economic impact

Pada desain *cruise control* ini asumsi yang kami gunakan untuk menetapkan *safety factor* adalah sebagai berikut.

1. untuk karakteristik A, kualitas material kami asumsikan sangat bagus
2. sedangkan untuk kontrol kelebihan beban yaitu karakteristik B kami asumsikan bagus
3. akurasi analisa tegangan kami asumsikan cukup
4. bahaya untuk manusia kami asumsikan sangat berbahaya
5. dampak ekonomi kami asumsikan sangat serius.

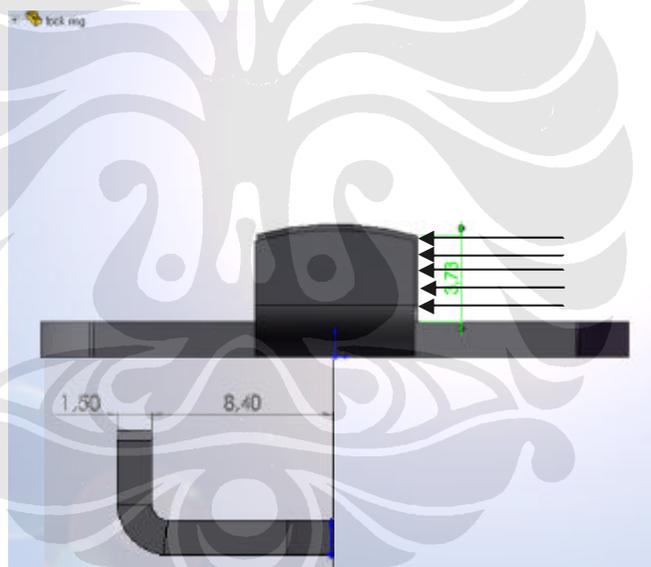
Berdasarkan asumsi tersebut didapatkan nilai n_x dan n_y masing-masing 1,6 dan 1,6. Maka menggunakan persamaan IV.4 didapatkan $n_s = 2,56$. Nilai *safety factor* ini yang akan kami gunakan sebagai patokan untuk menentukan suatu desain komponen layak atau tidak.

IV.1 Analisa Desain Mekanik *Cruise Control* Versi *Magnetic Clutch*

Analisa desain mekanik untuk versi ini meliputi komponen *locker ring*, *sprocket* pada *throttle*, poros penahan *magnetic clutch* pada *holder*, dan *bracket* untuk *holder magnetic clutch*.

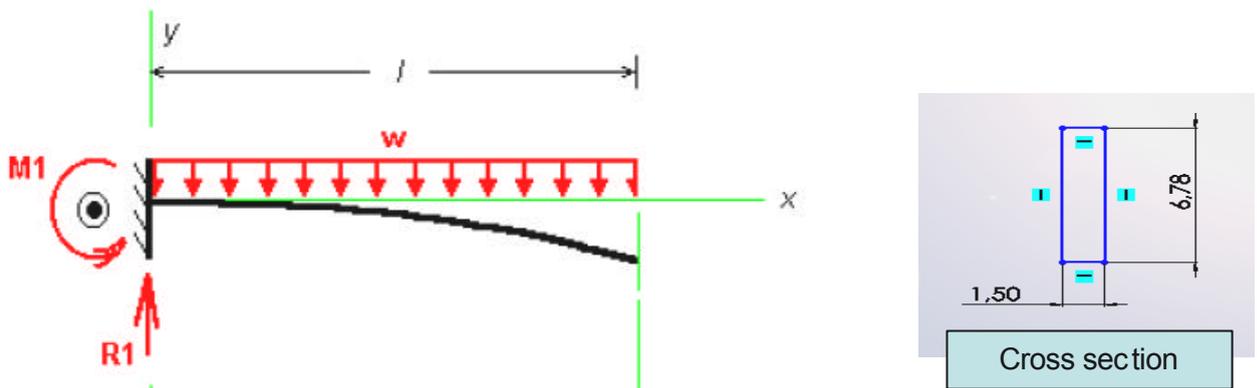
IV.1.1 Analisa Desain *Locker Ring*

IV.1.1.1 *Free Body Diagram (FBD)*



Gambar IV.3 : Skematik Pembebanan Pada *Locker Ring*

Berdasarkan gambar skematik pembebanan pada *locker ring* maka dapat diasumsi tumpuan yang digunakan untuk analisa adalah *cantilevered support*. Pembebanan diasumsikan sebagai pembebanan merata. Dari data pengukuran diketahui bahwa torsi yang diberikan pegas adalah 0,787 N-m sedangkan jari-jari *locker ring* adalah 9.9 mm. Maka nilai gaya yang bekerja pada sisi tersebut adalah $0,787\text{Nm}/0,0099\text{m} = 79,5\text{ N}$. Nilai gaya persatuan panjang untuk beban merata adalah $79,5\text{N}/3,75\text{ mm} = 21,2\text{ N/mm}$ FBD untuk analisa ini adalah sebagai berikut.



Gambar IV.4 : FBD Locker Ring

Diketahui $l = 3,75 \text{ mm}$

$W = 21,2 \text{ N/mm}$

IV 1.1.2 Perhitungan Analitik

Perhitungan pembebanan statik didasarkan syarat kesetimbangan yaitu:

$\sum F_x = 0$, $\sum F_y = 0$ dan $\sum M = 0$

Maka

$$R1 = w \cdot l \quad (\text{IV.5})$$

$$= 21,2 \cdot 3,75 = 79,5 \text{ N}$$

$$M1 = - w \cdot l^2 / 2 \quad (\text{IV.6})$$

$$= - 21,2 \cdot 3,75^2 / 2$$

$$= -149 \text{ N-mm (arah ke bawah)}$$

Perhitungan bending stress dapat dihitung dengan persamaan

$$s_{\max} = \frac{M \cdot y}{I} \quad (\text{IV.7})$$

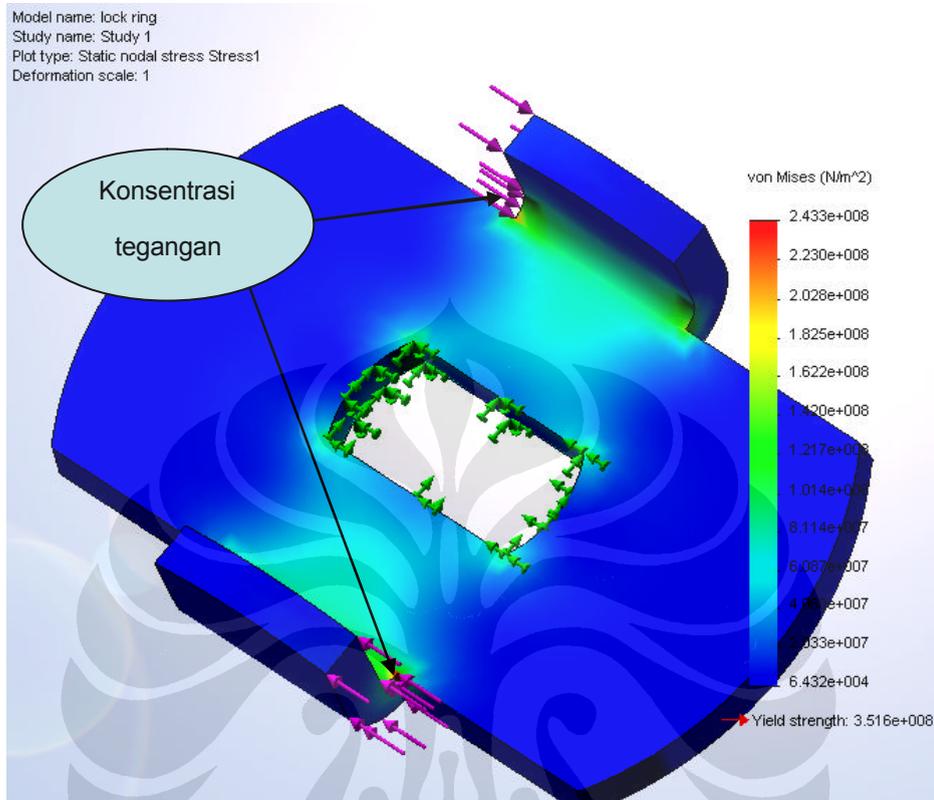
$$I = \frac{1}{12} h \cdot b^3 \quad (\text{IV.8})$$

$$s_{\max} = \frac{149,3,39}{\frac{1}{12} 6,78 \cdot 1,5^3}$$

$$= 261,8 \text{ N/mm}^2 = 262 \text{ MPa}$$

IV.1.1.3 Finite Element Method (FEM)

Analisa FEM dapat dilakukan menggunakan perangkat lunak yang ada. Berikut adalah hasil perhitungan tegangan tekuk.



Gambar IV.5 : Hasil Von Mises FEM Locker Ring

Berdasarkan keterangan hasil FEM perhitungan Von mises diketahui bahwa material masih kuat menerima beban tersebut. Dimana nilai von mises terbesar hanya $2,433 \times 10^8$ N/m². Hasil analisa FEM tidak jauh berbeda dengan perhitungan manual. Hanya terdapat selisih nilai $0,2$ N/m².

IV.1.1.4 Analisa

Pembebanan yang terjadi adalah beban tekuk, maka tegangan yang diizinkan adalah [6].

$$0,6 S_y < S_{all} < 0,75 S_y \quad (IV.9)$$

S_y adalah ketahanan lentur.

Material yang digunakan adalah AISI 1020 dengan nilai ketahanan lentur 350 MPa. Maka nilai tegangan yang diizinkan adalah 280 MPa. Nilai *safety factor* yang telah ditetapkan adalah 2,56. Desain akan dinyatakan aman jika tegangan desain tidak lebih dari 109 Mpa

Berdasarkan perhitungan manual dan hasil FEM didapat tegangan yang akan terjadi adalah 243-262 MPa yang terkonsentrasi pada sudut bending. Sedangkan batas aman adalah 109 MPa. Oleh karena itu desain masih harus diperbaiki untuk menghindari terjadinya kegagalan komponen.

Optimasi desain dapat dilakukan dengan memberikan *filed* pada sudut *bending* untuk menghilangkan konsentrasi tegangan pada titik itu.

IV.1.2 Analisa Desain *Sprocket Throttle*

Desain *sprocket throttle* perlu dianalisa karena komponen ini berfungsi untuk memeruskan gaya dari *throttle* ke modul pengunci melalui mekanisme rantai. Pemilihan *sprocket* didasarkan pada kebutuhan daya yang akan ditransmisikan[6].

$$h_{pr} = h_p \cdot a_1 \cdot a_2 \quad (IV.10)$$

Dengan

h_p = daya yang dapat ditransfer berdasarkan tabel 18.11 [6]

a_1 = *service factor* berdasarkan tabel 18.12 [6]

a_2 = *multiple-strand factor* berdasarkan tabel 18.13 [6]

Berdasarkan asumsi kondisi yang akan terjadi kemudian membandingkannya dengan tabel maka didapat:

$h_p = 0,097$ (asumsi sprocket 100 rpm / nilai minimum pada tabel 18.11)

$a_1 = 1,0$ dan $a_2 = 1,7$

Maka nilai $h_{pr} = 0,097 \cdot 1,0 \cdot 1,7 = 0,16$ hp

Kecepatan rantai perlu dihitung untuk mendapatkan gaya yang bekerja pada *sprocket*. Diketahui spesifikasi rantai adalah NO.25 maka *pitch* rantai (p_t) adalah 0.25 in. Jumlah gigi (N_1) pada *sprocket* adalah 18. *Sprocket* diasumsikan berputar (N_{a1}) = 100 rpm. Maka kecepatan rantai dapat dihitung [6]:

$$u_1 = \frac{N_{a1} p_t N_1}{12} \quad (IV.11)$$

$$u_1 = \frac{100 \cdot 0,25 \cdot 18}{12}$$

$$u_1 = 37,5 \text{ ft/min}$$

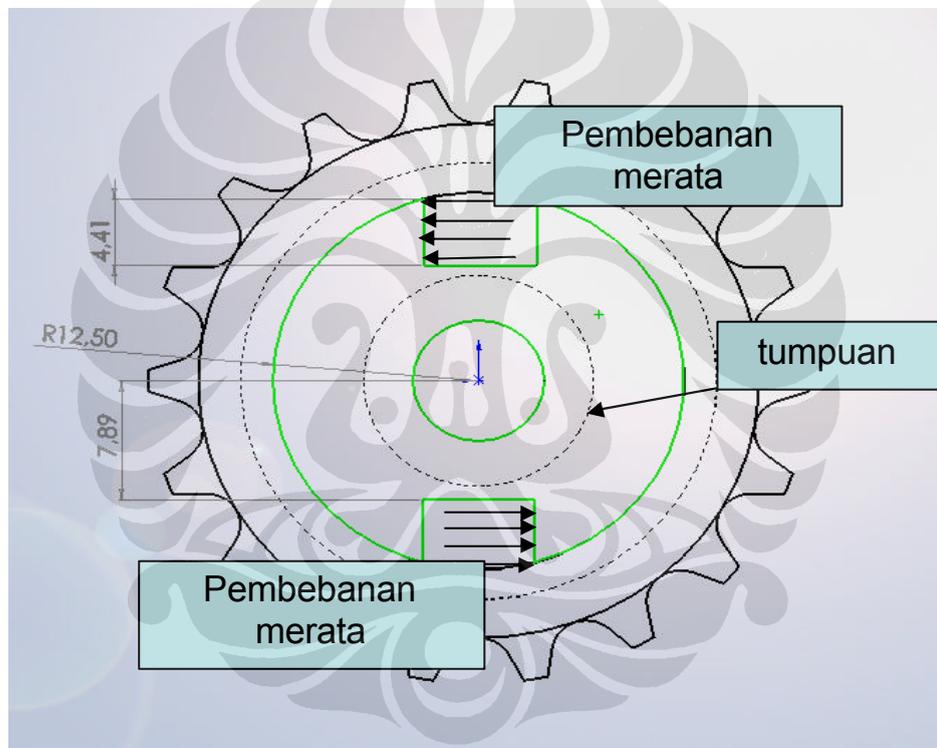
gaya maksimum yang dapat ditahan *sprocket* [6]:

$$P = \frac{33000 h_{pr}}{u_1} \quad (IV.12)$$

$$P = \frac{33000 \cdot 0,16}{37,5} = 140,8 \text{ lbf} = 626,3 \text{ N}$$

Nilai tersebut jauh diatas gaya sebenarnya yang diterima sprocket yaitu 99,77 N (torsi pegas/jari-jari celah *sprocket*). Maka dapat disimpulkan *sprocket* sebelum dimodifikasi akan mampu menahan beban yang diterima. Karena *sprocket* telah dimodifikasi maka perlu dilakukan perhitungan ulang sesuai modifikasi yang terjadi.

IV.1.2.1 Free Body Diagram (FBD)



Gambar IV.6 : Skematik Pembebanan dan Tumpuan Modifikasi Sprocket

Berdasarkan skematik diatas dapat disimpulkan pembebanan yang terjadi adalah beban puntir.

IV 1.2.2 Perhitungan Analitik

Persamaan yang digunakan untuk menghitung beban puntir pada suatu poros adalah sebagai berikut [3].

$$\tau_{\max} = \frac{c \cdot T}{J} \quad (\text{IV.13})$$

dengan

c adalah jarak dari pusat ke titik beban (m)

T adalah torsi yang diterima poros (N-m)

J adalah polar momen inersia

Untuk poros berlubang nilai J adalah [6]

$$J = \frac{p}{2} (r_o^4 - r_i^4) \quad (\text{IV.14})$$

Berdasarkan dimensi pada desain maka,

$$J = \frac{p}{2} (12.5^4 - 7^4)$$

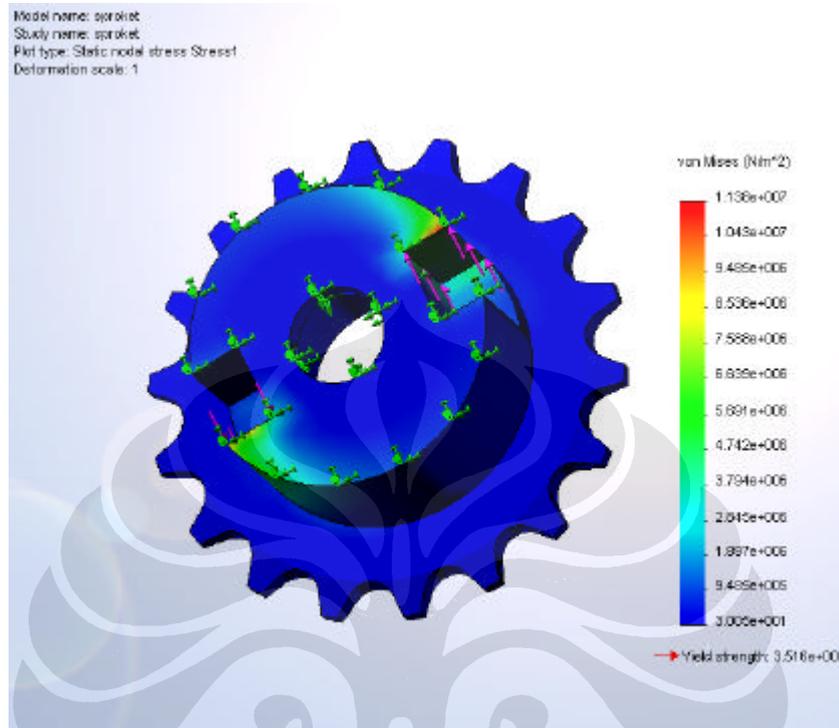
$$J = 34560 \text{ mm}^4$$

Dengan menggunakan persamaan (IV.13) dapat dihitung tegangan puntir yang terjadi adalah.

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{7,89 \text{ mm} \cdot 787,25 \text{ Nmm}}{34560 \text{ mm}^4} \\ &= 0,18 \text{ N/mm}^2 \\ &= 1,8 \text{e}005 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

IV.1.2.3 Finite Element Method (FEM)

Hasil perhitungan manual diatas akan dibandingkan dengan hasil FEM berikut.



Gambar IV.7 : Von Mises FEM Sprocket Throttle

Berdasarkan hasil FEM diketahui nilai maksimum *von mises stress* adalah $1,1e007 \text{ N/m}^2$ (11 MPa). Terjadi konsentrasi tegangan pada sudut-sudut komponen yang terkena pembebanan.

IV.1.2.4 Analisa

Pembebanan yang terjadi adalah beban puntir, maka tegangan yang diizinkan adalah [6].

$$t_{\text{all}} < 0,4 S_y \quad (\text{IV.15})$$

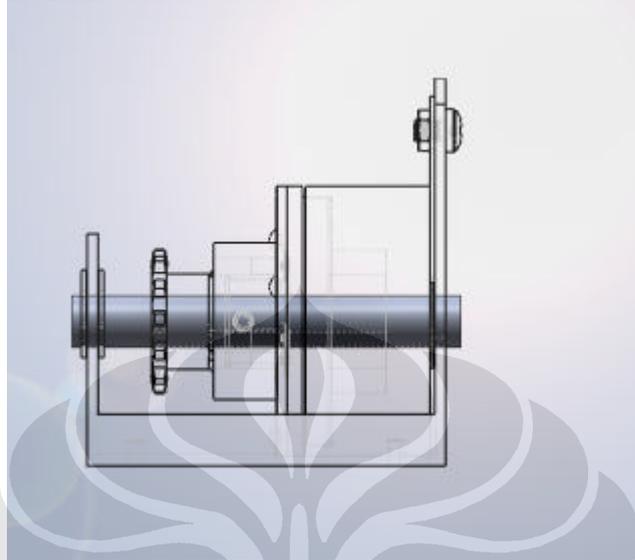
S_y adalah ketahanan lentur.

Material yang digunakan adalah AISI 1020 dengan nilai ketahanan lentur 350 MPa. Maka nilai tegangan yang diizinkan adalah 140 MPa. Nilai *safety factor* yang telah ditetapkan adalah 2,56. Desain akan dinyatakan aman jika tegangan desain tidak lebih dari 54,68 MPa

Melihat hasil perhitungan manual dan hasil dari analisa FEM yang menunjukkan tegangan maksimum yang terjadi adalah 11 MPa. Maka desain dapat

dikatakan aman karena jauh lebih kecil dari batas yang ditetapkan yaitu 54,68 MPa.

IV.1.3 Analisa Desain Poros *Magnetic Clutch*



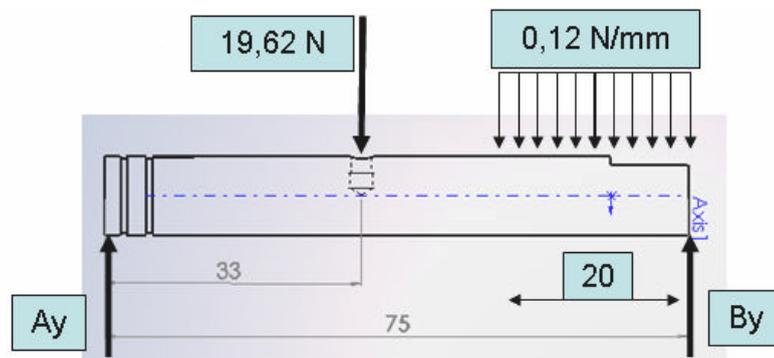
Gambar IV.8 : Posisi Poros Pada Holder

Poros menahan beban normal dari massa *magnetic clutch* dan *sprocket*. Selain itu poros juga menahan beban puntir dari *sprocket*. Berdasarkan desain diasumsikan tumpuan pada kedua ujung adalah roller Keterangan gambar:

- Diameter *sprocket* 10,26 mm. Perbandingan reduksi dari *throttle* ke *magnetic clutch* 2/3. Gaya pada *sprocket throttle* adalah 29,43 N.
- Diameter poros adalah 10 mm. Poros didesain dapat menahan beban puntir.

IV.1.3.1 *Free Body Diagram (FBD)*

Berdasarkan asumsi pembebanan dan tumpuan di atas maka FBD untuk poros ini adalah sebagai berikut.



Gambar IV.9 : FBD Poros

IV 1.3.2 Perhitungan Analitik

Persamaan pembebanan statik:

$$\sum F_x = 0; \sum F_y = 0; \sum M = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - 19,62 - 0,12 \cdot 20 + B_y = 0$$

$$A_y + B_y = 22,02$$

$$\sum M_a = 0$$

$$-19,62 \cdot 33 - (0,12 \cdot 20) \cdot 65 + B_y \cdot 75 = 0$$

$$B_y = 10,71 \text{ N}$$

$$A_y = 11,31 \text{ N}$$

- Segmen ($0 = x < 33$)

$$\sum F_y = 0$$

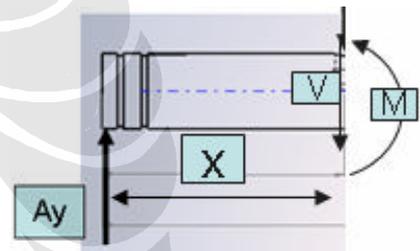
$$A_y - V_x = 0$$

$$V_x = 11,31 \text{ N}$$

$$\sum M_x = 0$$

$$A_y \cdot x - M_x = 0$$

$$M_x = 11,31x \text{ N-mm}$$



- Segmen ($33 < x < 55$)

$$\sum F_y = 0$$

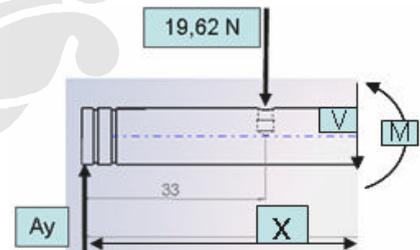
$$A_y - 19,62 - V_x = 0$$

$$V_x = -8,31 \text{ N}$$

$$\sum M_x = 0$$

$$A_y \cdot x - 19,62(x-33) - M_x = 0$$

$$M_x = (-8,31x + 647,5) \text{ N-mm}$$

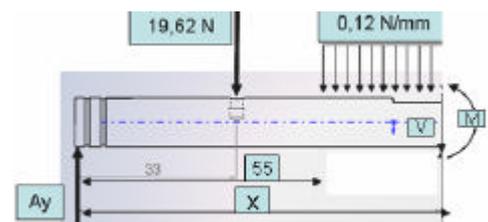


- Segmen ($55 = x = 75$)

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - 19,62 - 0,12 \cdot (x-55) - V_x = 0$$

$$V_x = (-0,12x - 1,71) \text{ N}$$

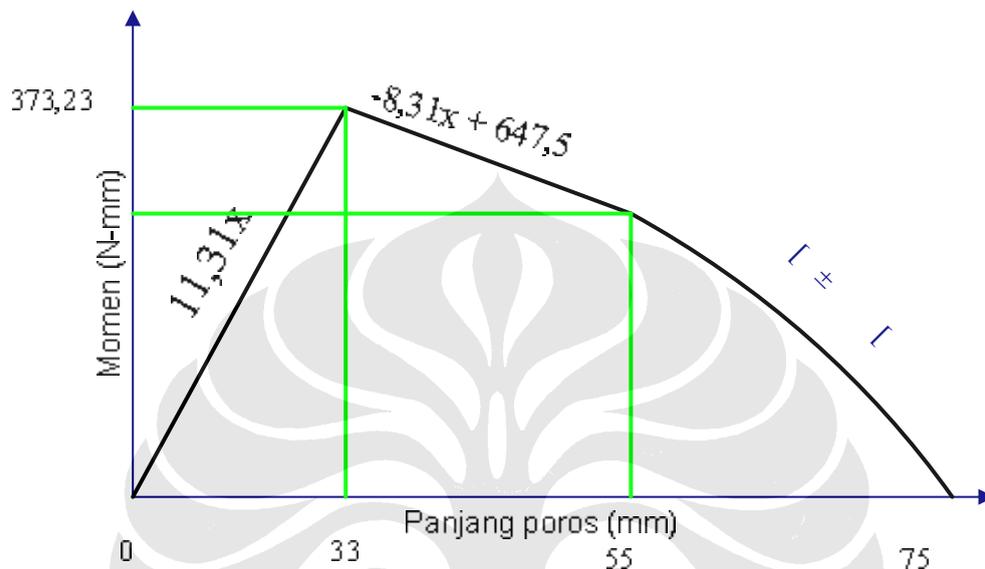


$$\sum M_x = 0$$

$$A_y \cdot x - 19,62(x-33) - 0,12(x-55)(x-55)/2 - M_x = 0$$

$$M_x = (-0,06x^2 - 1,71x + 465,96) \text{ N-mm}$$

Berdasarkan perhitungan setiap segmen diatas maka dapat diplot diagram momen persoalan diatas. Momen terbesar adalah 373,23 N-mm



Gambar IV.10 : Diagram Momen Poros

Diketahui bahwa gaya yang diterima sprocket pada poros adalah 19,62 N. Sedangkan diameter sprocket adalah 10,62 mm. Maka dapat dihitung torsi yang bekerja pada poros adalah 208,36 Nmm. Tegangan lentur maksimum pada poros dapat ditentukan dengan persamaan (IV.7) [6]:

$$s_x = \frac{M \cdot c}{I}$$

Dengan

$$C = d/2$$

$$I = pd^4/64$$

Maka

$$s_x = \frac{373,23 \cdot 5}{3,14 \cdot 10^4 / 64} = 3,8 \text{ N/mm}^2$$

Sedangkan tegangan geser maksimum dapat ditentukan dengan persamaan (IV.13) maka didapatkan nilai tegangan geser akibat beban puntir adalah 1,06 N/mm²

Prinsipal normal stress dapat dihitung dengan persamaan berikut [6].

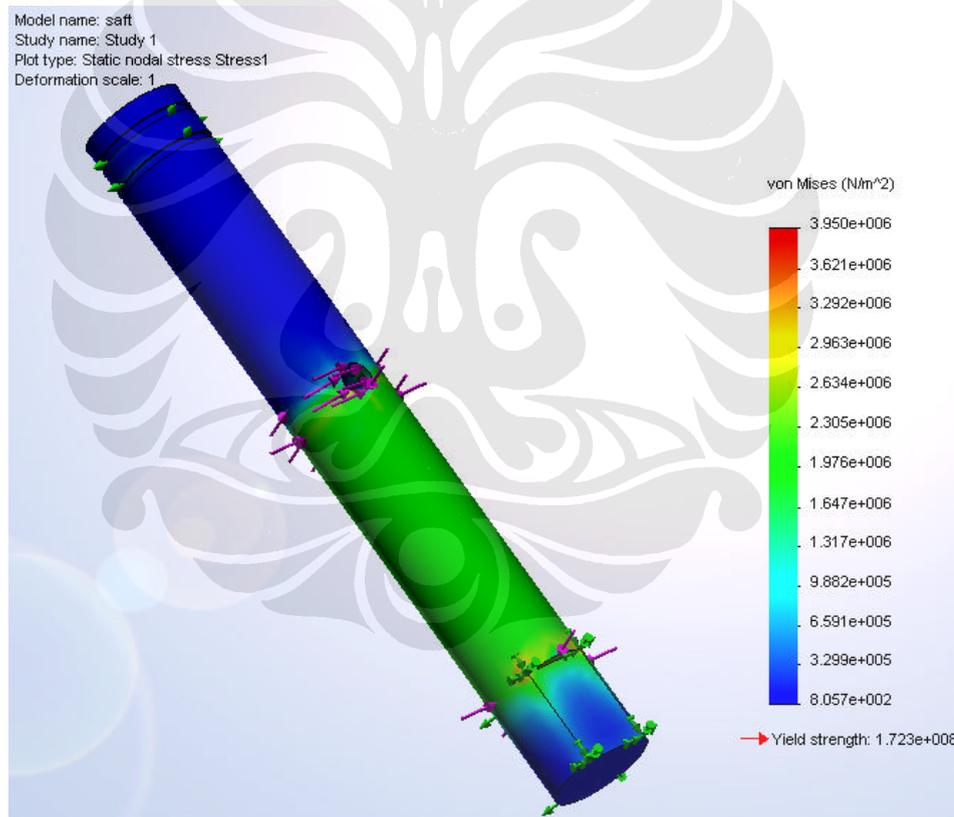
$$s_1, s_2 = \frac{s_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{s_x}{2}\right)^2 + t_{xy}^2} \quad (\text{IV.16})$$

Maka didapatkan nilai prinsipal normal stress maksimum dan minimum adalah 4,07 N/mm² dan - 0,27 N/mm².

Maka tegangan von mises (s_e) adalah [6]:

$$\begin{aligned} s_e &= (s_1^2 + s_2^2 - s_1 s_2)^{0,5} \\ &= (4,07^2 + (-0,27)^2 - 4,07 \cdot -0,27)^{0,5} \\ &= 4,21 \text{ N/mm}^2 = 4,21 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (\text{IV.17})$$

IV.1.3.3 Finite Element Method (FEM)



Gambar IV.11 : Hasil Analisis FEM Poros

Berdasarkan hasil analisa FEM diketahui tegangan von mises maksimum adalah 3,95 MPa. Terdapat perbedaan nilai perhitungan FEM dengan perhitungan manual sebesar 0,26 MPa. Menurut kami hal ini disebabkan ketidaktepatan pendefinisian parameter-parameter pada perangkat lunak.

IV.1.3.4 Analisa

Selain mengalami pembebanan tekuk akibat massa *magnetic clutch* dan *sprocket* yang ditopang, poros ini juga menahan tegangan geser akibat beban puntir. Pada poros ini tidak terjadi pembebanan pada arah axial. Untuk memeriksa kelayakan desain poros dengan material *ductile* dapat menggunakan metode MSST (*Maximum Shear Stress Theory*) dan DET (*Distortion Energy Theory*). Walaupun menggunakan pendekatan yang berbeda, namun hasil akhir yang didapat tidak jauh berbeda. Kami memilih menggunakan metode DET agar dapat dibandingkan dengan analisa FEM pada perangkat lunak yang juga menggunakan pendekatan analisa dengan metode ini. Metode DET menekankan perhitungan berbasis kegagalan akibat tegangan geser. Pembebanan dihitung dengan pendekatan dimensi *biaxial stress state* ($s_3 = 0$) sehingga [6].

$$s_e = (s_1^2 + s_2^2 - s_1 s_2)^{0,5}$$

DET memprediksi kegagalan terjadi jika [6]:

$$s_e = S_y/n_s \quad (IV.18)$$

S_y adalah ketahanan lentur.

Material yang digunakan adalah *chrome stainless steel* dengan nilai ketahanan lentur 1700 MPa. Nilai *safety factor* yang telah ditetapkan adalah 2,56. Maka nilai tegangan von mises maksimum yang diizinkan adalah 664 MPa. Melihat hasil perhitungan manual dan hasil dari analisa FEM yang menunjukkan tegangan von mises yang terjadi adalah 4 MPa sampai 10 MPa. Nilai tersebut jauh diatas batas maksimum maka desain dengan material yang dipilih dikatakan aman.

IV.2 Analisa Desain Mekanik *Cruise Control* Versi

Roda Gigi Lurus

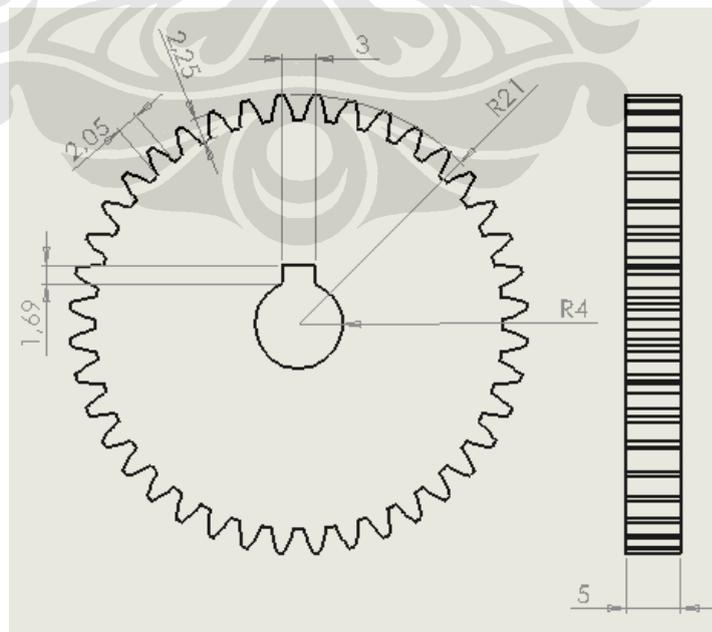
Komponen mekanik yang perlu dianalisa adalah roda gigi lurus, batang pengunci, poros roda gigi lurus, dan *bracket* modul pengunci.

IV.2.1 Analisa Desain Roda Gigi Lurus



Gambar IV.12 : Posisi Roda Gigi Lurus Terkunci

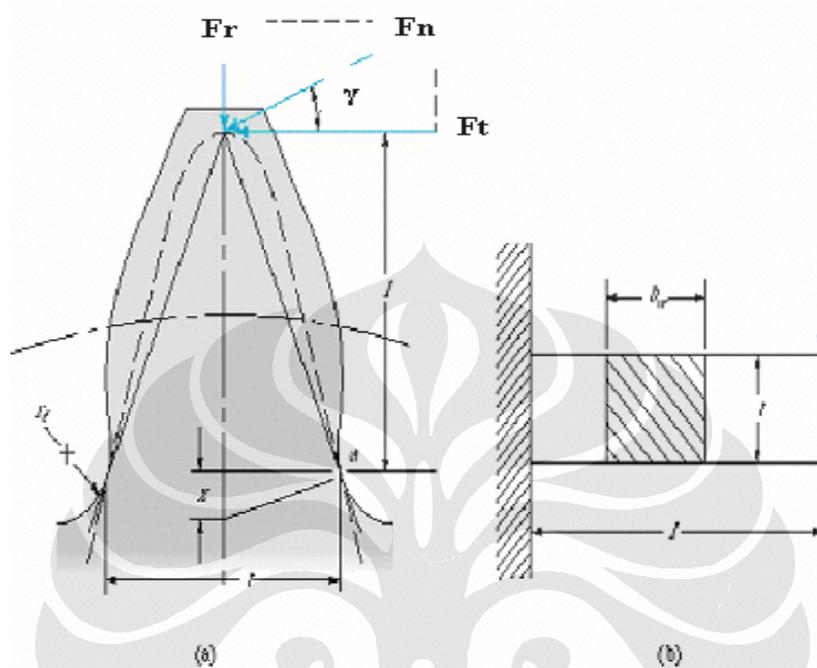
Roda gigi terhubung dengan poros melalui mekanisme pasak. Poros mendapat torsi dari perbandingan antara sprocket roda gigi dengan sprocket throttle sebesar 1,8 : 1. Sehingga torsi (T) yang bekerja pada poros roda gigi tereduksi menjadi 0,463 N-m. Nilai torsi ini yang selanjutnya akan digunakan sebagai beban puntir pada roda gigi lurus. Berikut adalah dimensi dari roda gigi lurus.



Gambar IV.13 : Dimensi Roda Gigi Lurus

IV.2.1.1 Free Body Diagram (FBD)

Model pembebanan pada roda gigi diasumsikan sebagai pembebanan pada batang cantilever yang menahan gaya yang akibat pasangan gigi dengan titik yang paling besar mengalami beban tekuk adalah di akar dari gigi [6].



Gambar IV.14 : FBD Pembebanan Roda Gigi

(a) gigi (b) batang cantilever [6]

Kegagalan pada ruda gigi terjadi jika bending stress lebih besar dari pada beban yang diizinkan. Persamaan Lewis akan digunakan untuk menghitung bending stress pada roda gigi lurus.

IV 2.1.2 Perhitungan Analitik

Persamaan dasar yang digunakan adalah persamaan tegangan tekuk pada persamaan (IV.7). Pada gambar IV. 13 terdapat segitiga gaya untuk penyederhanaan. Dari similaritas segitiga maka didapat [6]:

$$\tan \alpha = \frac{x}{t/2} = \frac{t/2}{l} \quad (\text{IV.19})$$

$$l = t^2 / 4x$$

Bentuk penampang mata gigi disederhanakan sebagai persegi panjang dengan b_w sebagai dasar dan t sebagai tinggi. Maka momen inersianya adalah[6].

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{b_w t^3}{12} \quad (IV.20)$$

Jika M adalah W_t/l dan c adalah $t/2$ maka dengan menggunakan persamaan (IV.7) dan (IV.19) menjadi [6].

$$s_t = \frac{W_t l (t/2)}{b_w t^3 / 12} = \frac{6W_t l}{b_w t^2} \quad (IV.21)$$

Dengan b_w adalah lebar roda gigi dalam satuan meter.

Mensubstitusi persamaan (IV.19) kedalam (IV.21) didapat:

$$s_t = \frac{3W_t}{2b_w x} = \frac{W_t p d}{b_w Y} \quad (IV.22)$$

Dengan

$p d$ adalah diametral pitch = $1/\text{modul}$

Y adalah Faktor bentuk Lewis yang dapat dilihat pada tabel (IV.3).

Tabel IV.3 : Faktor Bentuk Lewis Untuk Involute Gear 20° [6]

Number of Teeth	Lewis form factor
34	0.325
36	0.329
38	0.332
40	0.336
45	0.340
50	0.346
55	0.352
60	0.355
65	0.358
70	0.360
75	0.361
80	0.363
90	0.366
100	0.368
150	0.375
200	0.378
300	0.382

W_t adalah gaya tekan yang bekerja tegak lurus jari-jari roda gigi.

$$W_t = T/r$$

$$= 0,463 \text{ N-m} / 0,021 \text{ m} = 22,05 \text{ N}$$

$$P_d = 1/1 = 1 \text{ in}^{-1} = 1/0.0254 \text{ m} = 39,4 \text{ m}^{-1}$$

$$B_w = 0,005 \text{ m}$$

Y untuk jumlah gigi 40 adalah 0,336

Maka dengan memasukan nilai-nilai diatas kedalam persamaan (IV.22) tegangan geser akibat beban tekuk yang dialami gigi adalah $s_x = 517.125 \text{ N/m}^2$

Roda gigi juga mengalami tegangan geser akibat beban puntir. Besar tegangan ini dapat dihitung menggunakan persamaan (IV.13) berikut[6].

$$t_{xy} = \frac{c.T}{J}$$

dengan

c adalah diameter roda gigi (m)

T adalah torsi yang diterima dari poros (N-m)

J adalah polar momen inersia $J = \frac{p}{2} r^4$

Maka nilai tegangan geser akibat beban puntir adalah:

$$t_{xy} = \frac{0,021 \cdot 0,463}{3.e - 007} = 32410 \text{ N / m}^2$$

Menggunakan persamaan (IV.16) *principal normal stress* dapat dihitung.

$$s_1, s_2 = \frac{517125}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{517125}{2}\right)^2 + 32410^2}$$

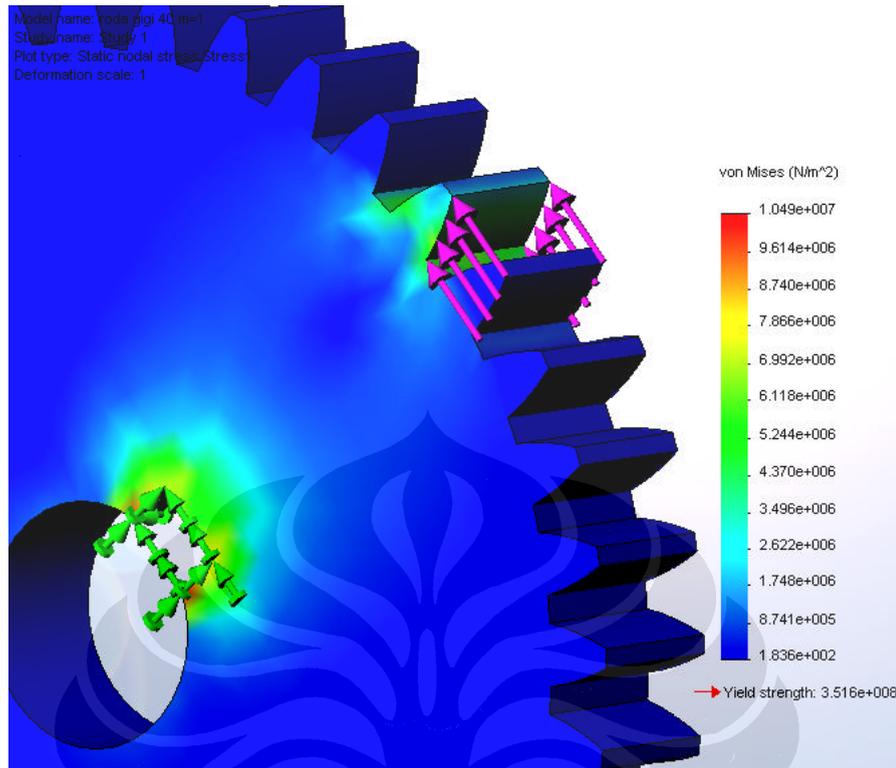
s_1 adalah 519148 N/m^2 dan s_2 adalah $-2023,3 \text{ N/m}^2$

Tegangan von mises adalah:

$$s_e = (519148^2 + (-2023,3)^2 - 519148 \cdot (-2023,3))^{0,5}$$

$$s_e = 520162,62 \text{ N/m}^2$$

IV.2.1.3 Finite Element Method (FEM)



Gambar IV.15 : FEM Roda Gigi Lurus

Tegangan terbesar adalah 10,49 MPa terjadi pada bagian pasak. Hal ini disebabkan adanya bentuk profil yang lancip sehingga terjadi konsentrasi tegangan di titik itu. Konsentrasi tegangan juga terjadi pada bagian akar gigi. Hal ini sesuai dengan teori yang menyebutkan bahwa kegagalan pada roda gigi umumnya terjadi pada akar gigi akibat beban tekuk. Namun nilai tegangan maksimum yang terjadi masih jauh di bawah ketahanan lentur material.

IV.2.1.4 Analisa

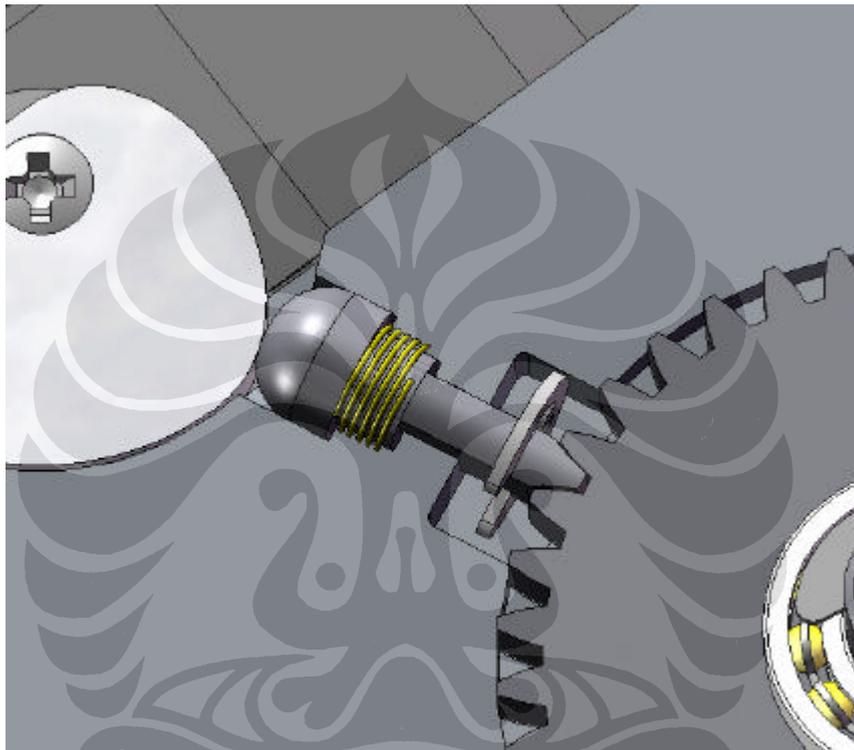
Analisa kegagalan roda gigi lurus ini menggunakan metode DET karena material yang digunakan adalah material *ductile*. Pada perhitungan didapatkan tegangan von mises hasil perhitungan manual adalah 0,52 MPa sedangkan hasil perhitungan FEM adalah 10,4 MPa. Persamaan (IV.18) digunakan untuk memprediksi kegagalan pada metode DET [6]:

$$S_e = S_y/n_s$$

S_y adalah ketahanan lentur.

Material desain yang digunakan adalah low carbo steel (AISI 1020) yang memiliki ketahanan lentur 350 MPa. Jika safety faktor yang digunakan adalah 2,56 maka tegangan von mises maksimum adalah 136 MPa. Hasil perhitungan manual dan FEM didapat tegangan von mises jauh dibawah nilai tersebut. Maka disimpulkan desain aman pada beban desain yang telah ditentukan.

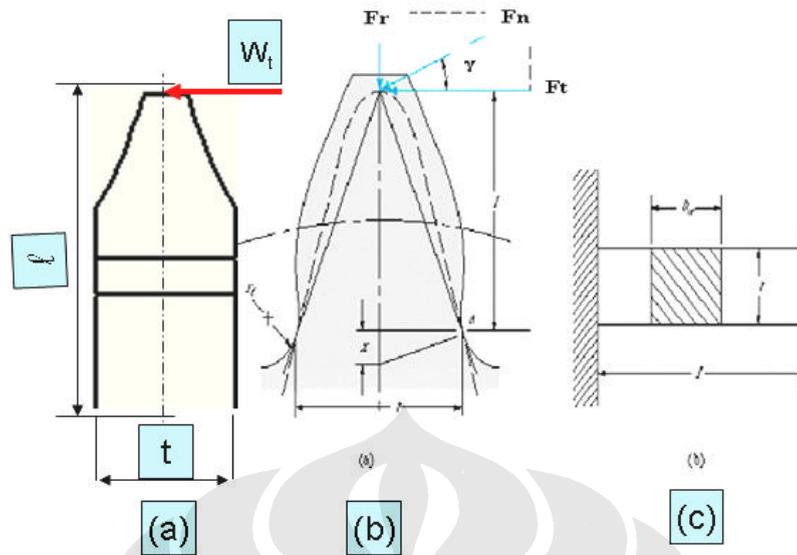
IV.2.2 Analisa Desain Batang Pengunci



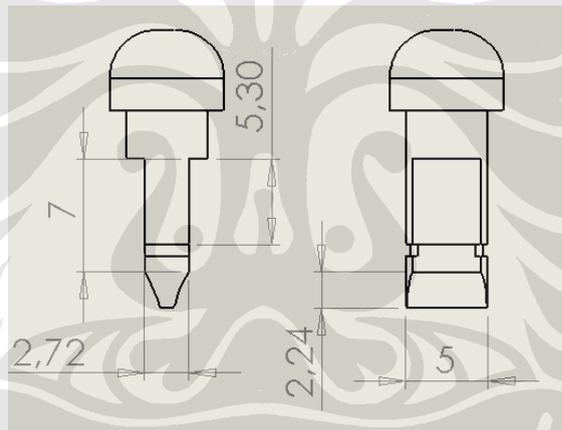
Gambar IV.16 : Posisi Batang Pengunci Ketika Mengunci Roda Gigi

Batang pengunci berfungsi untuk menahan roda gigi agar tidak berputar. Gaya yang diterima batang pengunci sama dengan gaya yang tangensial yang diberikan roda gigi. Pembebanan yang diterima diasumsikan merata pada profil gigi. Tumpuan juga diasumsikan seperti pada perhitungan kekuatan mata roda gigi yaitu *cantivered*.

IV.2.2.1 Free Body Diagram (FBD)



Gambar IV.17 : FBD Pembebanan Batang Pengunci
(a) Batang Pengunci (b) Gigi (c) Batang Cantilever



Gambar IV.18 : Dimensi Batang Pengunci

IV 2.2.2 Perhitungan Analitik

Bentuk penampang batang pengunci disederhanakan sebagai persegi panjang dengan b_w sebagai dasar dan t sebagai tinggi. Maka momen inersianya adalah[6].

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{b_w t^3}{12} \quad (IV.20)$$

Jika M adalah $W_t l$ dan c adalah $t/2$ maka dengan menggunakan persamaan (IV.7) dan (IV.19) menjadi [3].

$$s_t = \frac{W_t l (t/2)}{b_w t^3 / 12} = \frac{6W_t l}{b_w t^2} \quad (IV.21)$$

Dengan b_w adalah lebar roda gigi dalam satuan meter.

Dimana,

$W_t = 22,05$ N (sama seperti pada perhitungan roda gigi)

l = dihitung sebagai panjang batang gigi yang tidak tertumpu pada chasing yaitu 6,55 mm

b_w adalah lebar batang pengunci yaitu 5 mm

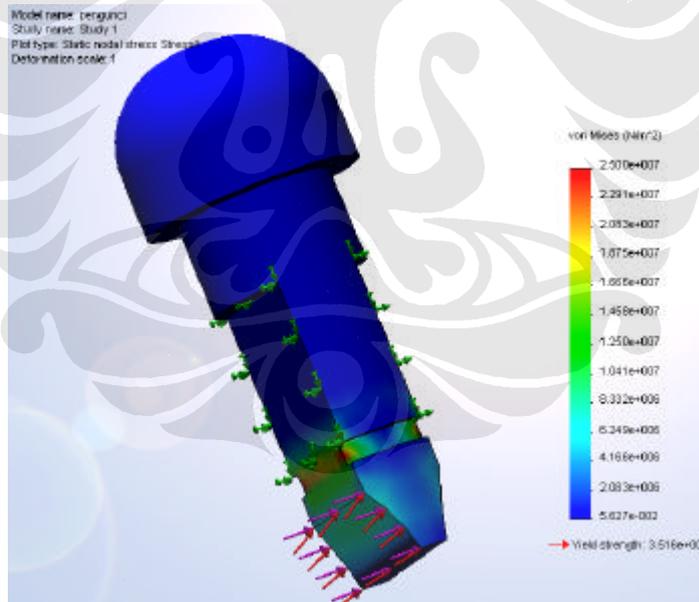
t adalah tebal batang pengunci 2,72 mm

maka dengan memasukan semua nilai diatas dapat diketahui tegangan akibat beban tekuk pada batang pengunci adalah sebagai berikut.

$$S_t = \frac{6.22,5.0,0655}{0,005.0,00272^2} = 239MPa$$

Batang pengunci hanya mendapat beban tekuk. Jadi tegangan maksimum adalah tegangan tekuk.

IV.2.2.3 Finite Element Method (FEM)



Gambar IV.19 : FEM Batang Pengunci

IV.2.2.4 Analisa

Pembebanan yang terjadi adalah beban tekuk, maka tegangan yang diizinkan adalah [6].

$$0,6 S_y < S_{all} < 0,75 S_y \quad (IV.22)$$

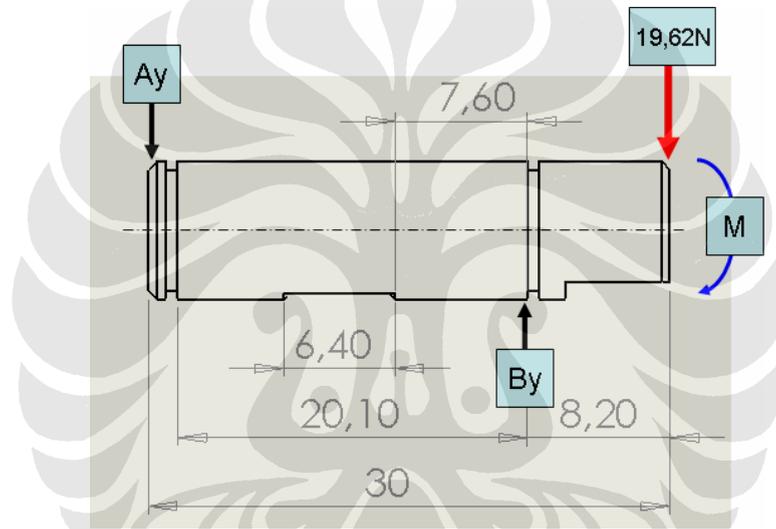
S_y adalah ketahanan lentur.

Material yang digunakan adalah AISI 1020 dengan nilai ketahanan lentur 350 MPa. Maka nilai tegangan yang diizinkan adalah 280 MPa. Nilai *safety factor* yang telah ditetapkan adalah 2,56. Berdasarkan persamaan (IV.3) desain akan dinyatakan aman jika tegangan desain tidak lebih dari 109 Mpa

Berdasarkan perhitungan manual dan hasil FEM didapat tegangan yang akan terjadi adalah 25 MPa. Maka dapat disimpulkan desain masih dalam keadaan aman untuk pembebanan sesuai desain.

IV.2.3 Analisa Desain Poros Roda gigi lurus

IV.2.3.1 Free Body Diagram (FBD)



GambarIV.20 : FBD Poros Roda Gigi

Tumpuan diasumsikan sebagai rol karena ditopang oleh *radial bearing*. Beban hanya terjadi akibat gaya 19,62 N yang diterima dari sprocket. Poros juga mendapat beban puntir sebesar 0,15 N-m.

IV 2.3.2 Perhitungan Analitik

Persamaan pembebanan statik:

$$\sum F_x = 0; \sum F_y = 0; \sum M = 0$$

$$-19,62 \cdot 30 + B_y \cdot 21,8 = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-A_y - 19,62 + B_y = 0$$

$$B_y = 27 \text{ N}$$

$$-A_y + B_y = 19,62$$

$$A_y = 7,38 \text{ N}$$

$$\sum M_a = 0$$

- Segmen ($0 = x < 21,8$)

$$\sum F_y = 0$$

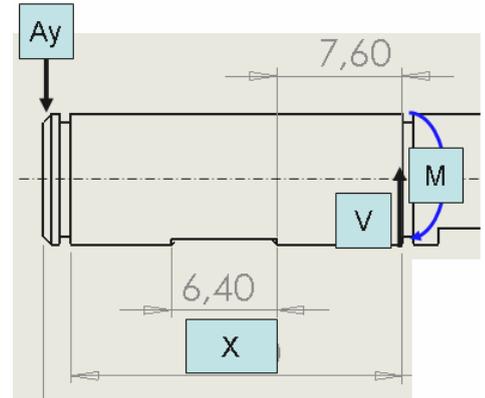
$$- A_y + V_x = 0$$

$$V_x = 7,38 \text{ N}$$

$$\sum M_x = 0$$

$$- A_y \cdot x - M_x = 0$$

$$M_x = -7,38x \text{ N-mm}$$



- Segmen ($21,8 < x < 30$)

$$\sum F_y = 0$$

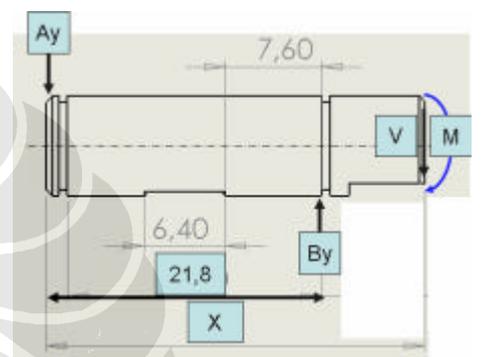
$$- 7,38 + 27 - V_x = 0$$

$$V_x = 19,62 \text{ N}$$

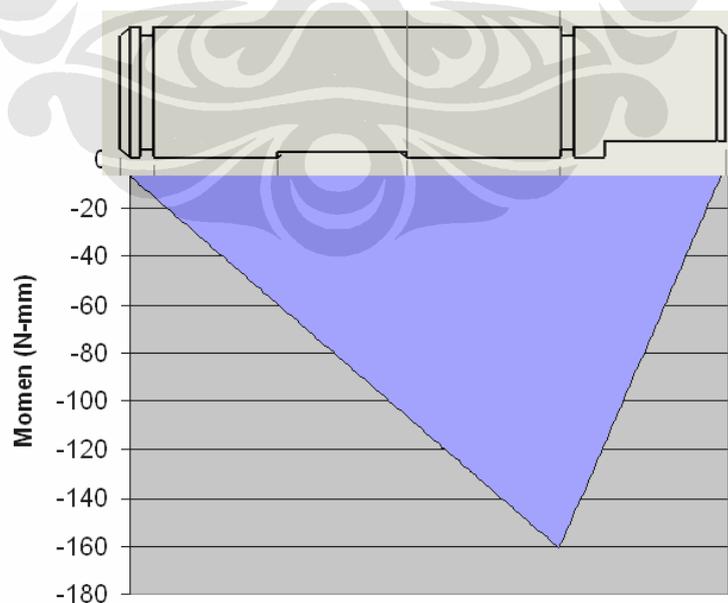
$$\sum M_x = 0$$

$$- 7,38 \cdot x + 27(x - 21,8) - M_x = 0$$

$$M_x = (19,62x - 588,6) \text{ N-mm}$$



Berdasarkan perhitungan setiap segmen diatas maka dapat diplot diagram momen persoalan diatas. Momen terbesar adalah 160,884 Nmm



Gambar IV.21 Diagram Momen Poros

Diketahui bahwa gaya yang diterima sprocket pada poros adalah 19,62 N. Beban puntir adalah 0.15N-m. Tegangan lentur maksimum pada poros dapat ditentukan dengan persamaan (IV.7) [6]:

$$s_x = \frac{M.c}{I}$$

Dengan

$$C = d/2$$

$$I = pd^4/64$$

Maka

$$s_x = \frac{160,884.4}{3,14.8^4 / 64} = 3,2N / mm^2$$

Sedangkan tegangan geser maksimum dapat ditentukan dengan persamaan (IV.13)

$$t_{xy} = \frac{4.150}{\frac{3,14}{2} 4^4} = 1,5N / mm^2$$

Prinsipal normal stress dapat dihitung dengan persamaan berikut [6].

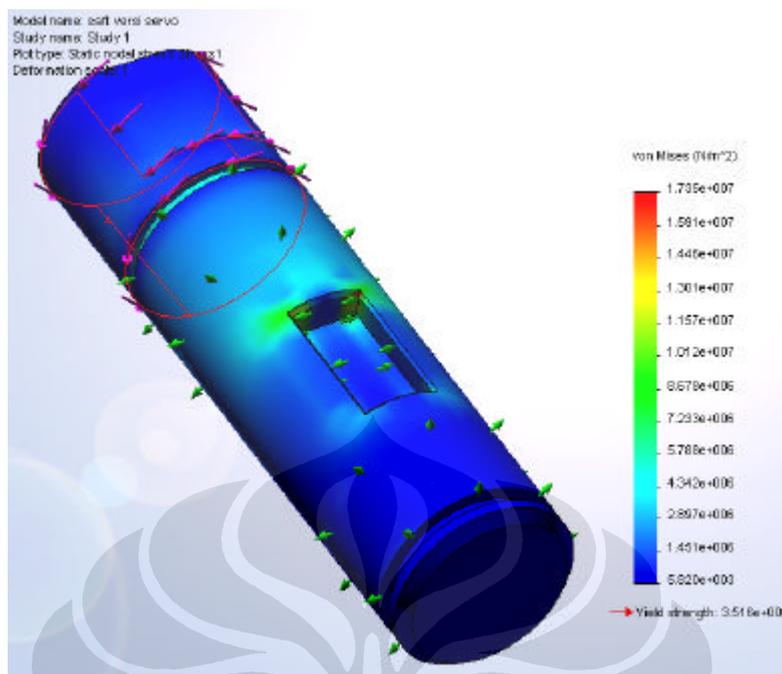
$$s_1, s_2 = \frac{s_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{s_x}{2}\right)^2 + t_{xy}^2} \quad (IV.16)$$

Maka didapatkan nilai prinsipal normal stress maksimum dan minimum adalah 3,79 N/mm² dan - 0,59 N/mm².

Maka tegangan von mises (s_e) adalah [3]:

$$\begin{aligned} s_e &= (s_1^2 + s_2^2 - s_1 s_2)^{0,5} \\ &= (3,79^2 + (-0,59)^2 - 3,79 \cdot -0,59)^{0,5} \\ &= 4,11 N/mm^2 = 4,11 MPa \end{aligned} \quad (IV.17)$$

IV.2.3.3 Finite Element Method (FEM)



Gambar IV.22 : FEM Poros Pengunci Roda Gigi Lurus

Nilai tegangan von mises pada hasil analisa FEM mencapai 17 MPa. Konsentrasi tegangan terjadi pada celah pasak tepatnya pada bagian sudut. Namun karena material yang digunakan adalah material yang *ductile* maka tegangan terkonsentrasi tidak akan menyebabkan kegagalan walaupun melampaui batas proporsional. Sebaliknya material *ductile* akan memiliki tambahan kekuatan karena *yielding* dan *strain hardening* [6].

Untuk menghindari kegagalan, sebaiknya celah dan jenis pasak yang dipilih adalah pasak yang di-*fillet* pada bagian sudutnya.

IV.2.3.4 Analisa

Poros ini didesain untuk dapat menahan tegangan geser akibat pembebanan puntir. Oleh karena itu penentuan tegangan yang diizinkan menggunakan persamaan[6].

$$t_{all} < 0,4 S_y \quad (IV.15)$$

S_y adalah ketahanan lentur material.

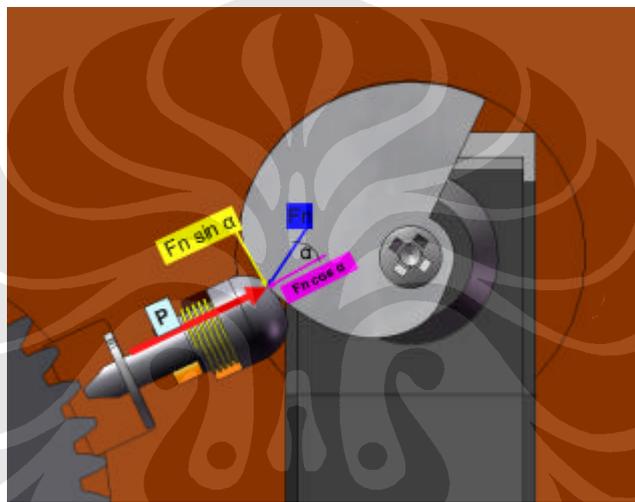
Material yang dipilih adalah low carbon steel AISI 1020 dengan nilai ketahan lentur adalah 350 MPa. Oleh karena itu nilai tegangan yang diizinkan adalah 140 MPa. Nilai safety factor yang digunakan untuk keseluruhan desain alat ini adalah

2,56. Metode DET mensyaratkan kegagalan terjadi jika nilai tegangan von mises melebihi nilai ketahan lentur dibagi nilai safety factor. Jadi batas maksimum tegangan von mises pada desain dan material yang dipilih adalah 136,7 MPa.

Jika dibandingkan batas maksimum tegangan yang diperbolehkan dan batas maksimum tegangan von mises, nilai perhitungan jauh dibawahnya yaitu hanya 17 MPa atau sekitar 12% dari batas maksimum.

IV.2.4 Cam

IV.2.4.1 Free Body Diagram (FBD)



Gambar IV.23 : FBD cam

IV 2.4.2 Perhitungan Analitik

Berdasarkan gambar FBD diatas diketahui bahwa cam hanya menerima beban dari pegas batang pengunci dengan asumsi tidak ada gesekan antara batang pengunci dengan chasing. Maka gaya normal (F_n) yang diberikan cam adalah [5]:

$$F_n = \frac{P}{\cos \alpha} \quad (\text{IV.23})$$

Dengan nilai P adalah konstanta pegas (berdasarkan katalog) 0,13N/mm dikalikan perpindahan translasi batang pengunci 5 mm yaitu 0,65N. Nilai α berdasarkan desain adalah 30° Maka nilai F_n adalah 0,75N.

Dengan didapat nilai F_n maka torsi maksimum yang dibutuhkan cam adalah [5]:

$$T = R_{a \max} (F_n \sin \alpha) \quad (\text{IV.24})$$

Maka nilai torsi maksimum yang dibutuhkan adalah 5,6N-mm.