

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN

KOPLING MOBIL AVANZA

DAYA (N) = 92 PS

PUTARAN (n) = 6000 rpm

Disusun oleh :

Nama : FELIX A. SIGALINGGING

NPM : 178130063



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS MEDAN AREA

2020

LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
KOPLING MOBIL AVANZA

DAYA (N) = 92 PS

PUTARAN (n) = 6000 rpm

DISUSUN OLEH :

Nama :FELIX A. SIGALINGGING

NPM :178130063

Disetujui Oleh :

Ketua Prodi Teknik Mesin



Muhammad Idris ,ST.,MT

Pembimbing

Tugas



Ir. Amru Siregar,MT

75(B+)

Koordinator Rancangan



Ir. Amru Siregar,MT

LEMBAR ASISTENSI

**TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
(KOPLING)**

NO	HARI / TANGGAL	URAIAN	PARAF

Medan,

Dosen Pembimbing

(**Ir. Amru Siregar,MT**)

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN (KOPLING)

Nama Mahasiswa : Felix A. Sigalingging
NPM : 178130063
Semester : VI (ENAM)

SPEKIFIKASI :

Rencanakanlah KOPLING untuk TOYOTA AVANZA dengan:

Daya (N) : 92 ps

Putaran (n) : 6000 rpm

Perencanaan meliputi bagian-bagian utama KOPLING dan gambar teknik, data lain tentukan sendiri.

Diberikan Tanggal : 22/10 2019.....
Selesai tanggal : 13/7 2020.....
Asistensi Setiap :

Medan , 13/7 2020

DOSEN
PEMBIMBING



(Ir. Amru siregar, MT)

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur saya panjatkan kepada Yang Maha Kuasa atas karunia-Nya yang telah memberikan kesehatan kepada saya sehingga dapat menyelesaikan tugas Rancangan Kopling ini dengan baik. Dalam menjalankan kurikulum serta memenuhi kewajiban saya sebagai mahasiswa di Prodi Mesin Fakultas Teknik Universitas Medan Area, maka saya harus memenuhi tugas yang diberikan untuk merancang ulang kopling kendaraan mobil AVANZA dengan spesifikasi sebagai berikut :Daya Maksimum : 92 PS Putaran : 6000 rpm. Saya menyadari bahwa masih ada beberapa hal yang dapat ditambahkan untuk melengkapi tugas ini, namun saya terlebih dahulu menerima saran dan tanggapan dari Dosen Pembimbing yang sifatnya membangun daya pikir demi kelancaran dan kesempurnaan dari tugas ini. Saya juga mengucapkan banyak terima kasih kepada bapak Ir. Amru Siregar,MT selaku Dosen Pembimbing yang telah meluangkan waktu dan pemikiran kepada saya dan tidak lupa saya mengucapkan terima kasih kepada seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu namanya yang telah membantu saya dalam menyelesaikan Tugas Rancangan ini. Akhir kata, semoga tugas ini dapat menjadi pedoman dan perbandingan untuk tugas-tugas yang sejenisnya.

Medan,

Penyusun.


Felix A. Sigalingging

DAFTAR ISI

LEMBARAN PENGESAHAN	i
LEMBAR ASISTENSI	ii
KATA PENGANTAR	iv
DAFTAR ISI.....	1
BAB I.....	1
1.1 Latar belakang.....	1
1.2 Tujuan	1
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Sistematika Penulisan	2
BAB II TEORI KOPLING	3
2.1 Pengertian Kopling	3
2.2 Klasifikasi Kopling	3
2.2.1 Kopling Tetap.....	3
2.2.2 Kopling Tidak Tetap.....	6
BAB III (Analisa Perhitungan).....	10
3.1 Poros	10
3.1.1 Perhitungan Poros	10
3.2 Spline dan Naaf.....	14
3.3 Plat Gesek	18
3.3.1 Perhitungan Ukuran Plat Gesek	19
3.4 Pegas	24
3.4.1 Perhitungan Pegas Matahari.....	24
3.4.2 Perhitungan Pegas Tekan	26

3.5 Bantalan	28
3.5.1 Perhitungan Bantalan	28
3.6 Baut	31
3.6.1 Perhitungan Baut	31
3.7 Paku Keling	36
3.7.1 Perhitungan Paku Keling	36
BAB IV (MAINTENANCE)	39
BAB V (RANGKUMAN)	40
DAFTAR PUSTAKA	42

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Pada zaman dahulu manusia memanfaatkan tenaga hewan untuk alat pengangkut atau kegiatan lain. Sejak dahulu manusia melakukan terobosan untuk mempermudah pengangkutan atau transportasi.

Dan hasilnya manusia menciptakan sepeda yang digerakkan oleh kaki manusia dan dengan bantuan rantai untuk melanjutkan putaran ke roda belakang dan sejak itulah sepeda banyak digunakan untuk berbagai macam kegiatan manusia.

Dari tahun ke tahun dan zaman ke zaman alat transportasi banyak mengalami perubahan dengan perkembangan zaman semakin canggih dan menuntut akan pemanfaatan yang efisien waktu, manusia menemukan/menggunakan mesin seperti pada mobil maupun pada sepeda motor yang menggunakan kopling untuk menyetabilkan atau meneruskan putaran dari mesin ke transmisi karena dianggap lebih efisien dan lebih mudah penggunaannya.

1.2. Tujuan

● Tujuan Umum

Adapun tujuan umum dari sistem kopling ini adalah :

- Untuk mempermudah pemindahan transmisi.
- Untuk meredam momen yang timbul pada saat kendaraan berjalan.
- Untuk menghubungkan dan melepaskan putaran Crank Shaft ke Transmisi.

● Tujuan Khusus

Adapun tujuan khusus dari kopling ini adalah :

- Agar dapat menghitung tegangan yang terjadi pada kopling.
- Agar dapat memilih/mengetahui bahan-bahan dan jenis bahan dalam perencanaan kopling.
- Agar dapat menghitung perbandingan putaran pada sistem kopling.

1.3. Batasan Masalah.

Adapun batasan masalah agar tidak menyimpang dari tujuan perancangan yang akan di harapkan, penulis perlu membatasi masalah yang akan dihitung dalam rancangan kopling.

Batasan-batasannya adalah :

1. Daya (N) = 92 PS
2. Putaran (n) = 6000 rpm

1.4. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan yang akan dijabarkan yaitu diawali dengan Lembar Pengesahan, Kata Pengantar, Daftar Isi, Daftar Gambar, dan Skema Gambar. Pada BAB I yang akan dibahas adalah Latar Belakang Perencanaan, Tujuan Perencanaan, Batasan Masalah, dan Sistematika Penulisan. Pada BAB II akan dibahas mengenai Tinjauan Pustaka mengenai kopling. Pada BAB III yang akan dibahas adalah :

- Perhitungan ukuran Poros
- Perhitungan ukuran Spline & Naaf
- Perhitungan ukuran Plat Gesek
- Perhitungan ukuran Pegas
- Perhitungan ukuran Bantalan
- Perhitungan ukuran Baut & Mur
- Perhitungan ukuran Paku Keling

Selanjutnya pada BAB IV akan ditulis mengenai Pemeliharaan Maintenance dari kopling. BAB V akan diisi dengan Kesimpulan dari perhitungan kopling. Dan di akhiri dengan Daftar Pustaka, Lampiran dan Gambar Teknik.

BAB II

TEORI KOPLING

2.1. Pengertian Kopling

Kopling adalah elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus daya dan putaran dari poros penggerak ke poros yang di gerakkan secara pasti (tanpa terjadi slip), dimana kedudukan kedua poros tersebut terletak pada suatu garis sumbu yang lurus atau sedikit berbeda sumbunya. Berbeda dengan kopling tak tetap yang dapat dilepaskan dan dihubungkan bila di perlukan, maka kopling tetap selalu dalam keadaan terhubung.

Secara garis besar kegunaan kopling adalah sebagai berikut :

- a. Untuk menjamin mekanisme dan karakteristik akibat bagian – bagian mesin yang berputar
- b. Untuk menjamin hubungan antara poros penggerak dengan poros yang di gerakkan.
- c. Untuk mengurangi beban lanjut pada waktu melakukan pemindahan transmisi dari poros yang di gerakkan atau dari suatu poros ke poros yang lain.

2.2. Klasifikasi Kopling

Berdasarkan fungsi, dan cara kerja dapat di bagi atas 2 jenis, yaitu :

1. Kopling Tetap
2. Kopling tidak tetap

2.2.1. Kopling Tetap

Kopling tetap adalah penerus daya dan putaran yang dapat dilakukan pada saat kopling bekerja dengan baut pengikat. Pemindahan daya dan putaran kopling ini adalah secara pasti atau tidak terjadi slip dan kedua sumbunya harus segaris. Kopling tetap mencakup kopling kaku yang tidak mengizinkan sedikit ketidaklurusan sumbu poros dan kopling universal digunakan bila kedua poros membentuk sudut yang cukup besar.

Sifat-sifat dari kopling tetap adalah sebagai berikut :

- Sumbu kedua poros harus terletak pada garis lurus.
- Pemutusan dan penyambungan kedua poros dapat pada saat kedua poros tidak bekerja.
- Putaran kedua poros tidak sama.

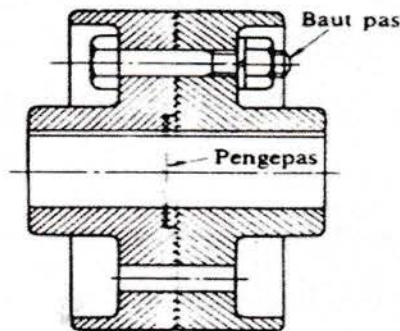
Kopling Tetap dibagi atas :

A. Kopling kaku

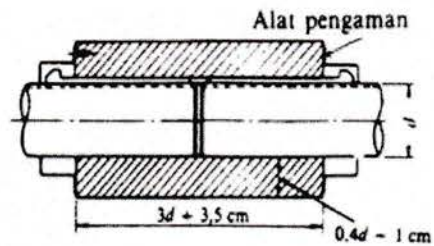
Kopling ini tidak mengizinkan sedikit pun lurusan sumbu kedua poros serta tidak mengurangi tumbukan dan getaran transmisi

Contoh

- Kopling bus
- Kopling flens kaku
- Kopling tempa



Gbr.2.1. Kopling Flens Kaku



Gbr.2.2. Kopling Bus

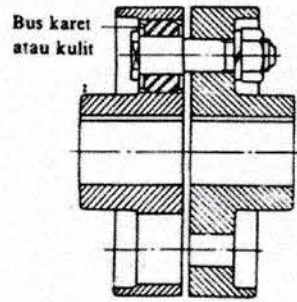
B. Kopling Luwes

Bentuk rumah koping ini sama dengan flens kaku tetapi pemasangan poros tidak dapat menonjol ke rumah yang satu lagi.

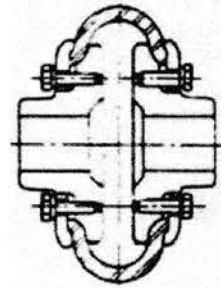
Pada baut pengikat tidak terdapat kejutan yang besar (kejutan kecil).

Contoh

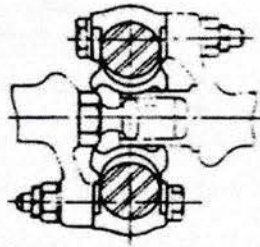
- Kopling Flens luwes
- Kopling Karet Ban
- Kopling Karet Bintang
- Kopling Rantai
- Kopling gigi



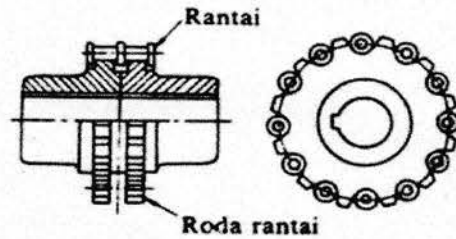
Gbr.2.3. Kopling Flens Luwes



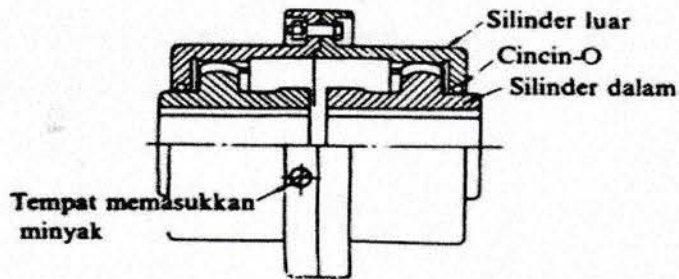
Gbr.2.4. Kopling Karet Ban



Gbr.2.5. Kopling Karet Bintang



Gbr.2.6. Kopling Rantai

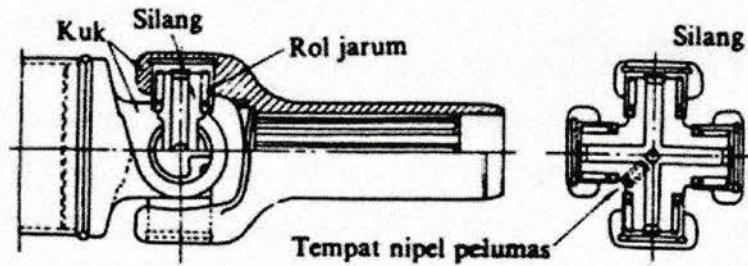


Gbr.2.7. Kopling Gigi

C. Kopling Universal

Pada kopling ini penghubung poros kopling ini digunakan kopling silang contohnya :

- Kopling universal hook
- Kopling universal kecepatan tetap



Gbr.2.8.Kopling Universal Hook

Hal penting dalam perencanaan kopling tetap yaitu antara lain :

1. Pemasangan yang mudah dan tetap
2. Ringkas dan ringan
3. Aman pada putaran tinggi, getaran dan tumbukan yang kecil
4. Tidak ada atau sedikit mungkin bagian yang menonjol
5. Dapat mencegah pembebanan yang berlebihan

2.2.2. Kopling Tidak Tetap

kopling tidak tetap adalah suatu elemen yang menghubungkan poros yang di gerakkan dengan poros penggerak. Dengan putaran yang sama dalam meneruskan daya, serta dapat melepaskan hubungan kedua poros tersebut baik dalam keadaan diam maupun pada saat poros berputar.

Jenis-jenis kopling tidak tetap :

A. Kopling Cakar

Kopling cakar ini dapat meneruskan moment dengan kontak positif (tanpa perantara Gerakan) sehingga tidak terjadi slip.

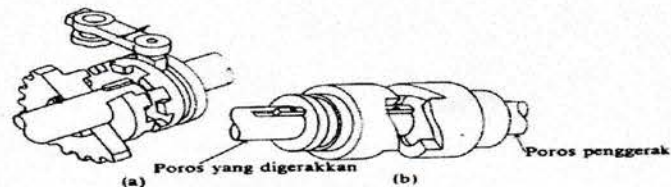
Ada dua bentuk kopling cakar yaitu :

1. Kopling cakar persegi

Konstruksi kopling ini paling sederhana dari antara kopling tidak tetap yang lainnya, dan kopling cakar persegi ini dapat meneruskan moment dalam dua arah tetap, tidak dapat di hubungkan dalam berputar, dengan demikian sepenuhnya berfungsi sebagai kopling tetap.

2. Kopling cakar spiral

Baik dalam satu putaran saja, karena timbulnya tumbukan yang besar jika dihubungkan dalam keadaan berputar, maka cara menghubungkan semacam ini hanya dilakukan jika poros penggerak mempunyai putaran kurang dari 50 rpm kopling ini dapat dihubungkan dalam keadaan berputar.



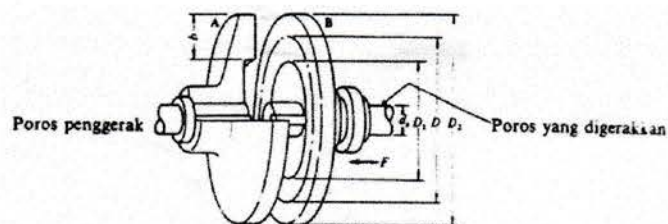
Gbr.2.9. Kopling Cakar

B. Kopling plat

kopling plat adalah suatu kopling yang menggunakan suatu plat atau lebih yang di pasang di antara kedua poros, serta membuat kontak dengan poros tersebut sehingga terjadi penerusan daya melalui gesekan antar sesamanya. Konstruksi kopling cukup sederhana dimana dapat di hubungkan atau di lepas dalam keadaan berputar .

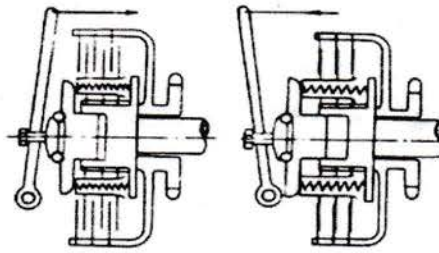
kopling ini dapat dibagi atas :

1. Kopling Plat Tunggal



Gbr.2.10. Kopling Plat Tunggal

2. Kopling Plat Banyak



Gbr.2.11. Kopling Plat Banyak

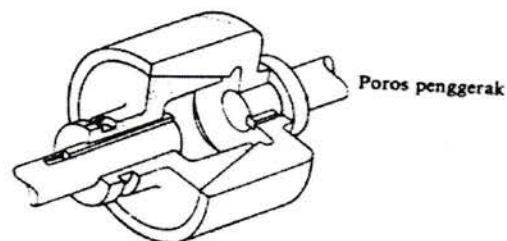
Menurut cara kerjanya dan pelayanannya kopling ini dibagi atas :

- Cara manual
- Cara hidrolik
- Cara pneumatic
- Cara elektromagnetik

Serta dapat juga dibagi atas kopling basah dan kopling kering. Kopling kering yaitu apabila plat-plat bekerja dalam keadaan kering, sedangkan kopling basah adalah apabila gesekan bekerja dalam keadaan basah atau dilumasi minyak pelumas dan ini semua dipilih tergantung pada tujuan kondisi kerja lingkungan dan sebagainya.

C. Kopling Kerucut

kopling kerucut adalah suatu kopling yang menggunakan bidang gesek berbentuk kerucut dan mempunyai keuntungan, dimana dengan gaya aksial yang kecil dapat di transmisikan momen yang besar. Kopling macam ini dahulu banyak di pakai, tetapi sekarang tidak lagi, karena daya yang di teruskan tidak seragam. dan ada kemungkinan terkena minyak, kopling kerucut sering lebih menguntungkan.

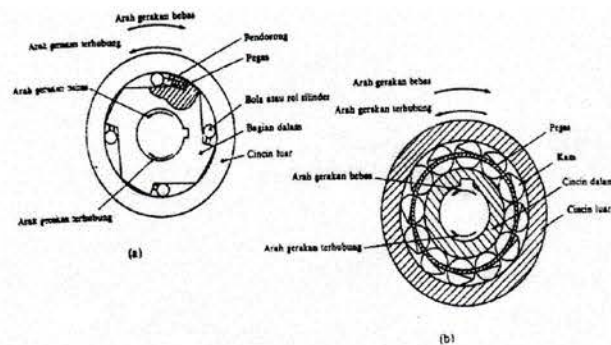


Gbr.2.12. Kopling Kerucut

D. Kopling Friwil

kopling friwil merupakan kopling yang di perlukan agar dapat di lepas dengan sendirinya bila poros mulai berputar dengan lambat atau dengan arah yang berlawanan dari poros yang digerakkan, seperti yang terlihat pada berbentuk sedemikian rupa, sehingga poros penggerak (bagian dalam) berputar searah jarum jam, maka gesekan yang timbul akan menyebabkan rol-rol atau bola-bola akan tejepit dalam poros penggerak dengan cincin luar, bersamaan poros yang di gerakkan akan berputar meneruskan daya.

Jika poros penggerak berputar melawan arah jarum jam atau jika poros digerakkan berputar lebih cepat maka bola-bola atau rol-rol akan lepas dari jepitan sehingga tidak terjadi meneruskan moment lagi. Kopling ini sangat banyak digunakan dalam otomatis mekanis.



Gbr.2.13. Kopling Friwil

E. Kopling Macam Lainnya

Termasuk dalam golongan ini adalah misalnya kopling fluida kering atau kopling seerbuk, yang meneruskan momen dengan perantara gaya sentripugal pada butiran-butiran baja di dalam suatu rumah, dan kopling fluida yang bekerja atas daya sentripugal pada minyak pengisian. Karena kopling tersebut tidak dapat di lepaskan hubungannya pada waktu berputar, maka dapat digolongkan dalam kopling tetap.

BAB III

ANALISA PERHITUNGAN

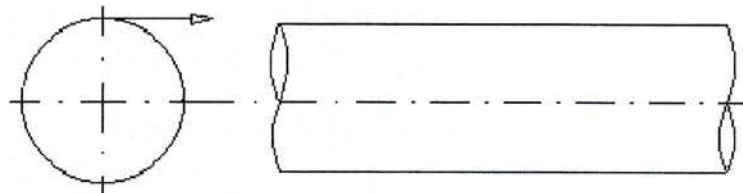
3.1. Poros

Poros adalah salah satu yang penting dalam konstruksi kopling, maka perlu diperhatikan sebaik mungkin.

Hampir sama dengan kopling sebagai penerus daya dan putaran, perencanaan seperti ini dipegang oleh poros.

Poros sebagai pemindah daya dan putaran, Poros yang terbuat dari batang baja mempunyai sifat-sifat sebagai berikut :

- ◆ Tahan terhadap momen puntir
- ◆ Mempunyai skalalitis yang baik
- ◆ Tidak mudah patah



Gambar 3.1. Poros

3.1.1. Perhitungan poros

Pada perencanaan ini poros memindahkan Daya (N) sebesar 92 PS dan Putaran (n) sebesar 6000 rpm. Jika daya di berikan dalam daya kuda (PS) maka harus dikalikan 0.735 untuk mendapatkan daya dalam (kw).

$$\text{Daya (N)} = 92 \text{ PS}$$

$$\text{Putaran (n)} = 6000 \text{ rpm}$$

Dimana :

$$1 \text{ PS} = 0.735 \text{ kw}$$

$$P = 92 \times 0.735 \text{ kw}$$

$$P = 67,62 \text{ kw}$$

Untuk daya maksimal

Momen puntir $P = 67,62$ kw

Maka torsi untuk daya maksimum

$$T = 9,74 \times 10^5 (p/n) \text{ kg mm... (Sularso, 1983)}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{(67,62)}{6000}$$

$$T = 10976,98 \text{ kg mm} = 1097,6 \text{ kg cm atau}$$

$$T = 11 \text{ kg m}$$

$$T = 12,2 \text{ kg m (dari spesifikasi mobil)}$$

Bahan poros di pilih dari bahan yang difinis dingin S45C-D dengan kekuatan tarik $\tau_B = 60 \text{ kg/mm}^2$.

Standard dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm^2)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D		53	Ditarik dingin, digerinda,
	S45C-D		60	dibubut, atau gabungan
	S55C-D		72	antara hal-hal tersebut

Sumber : (Sularso, 1983)

$$\text{Tegangan geser yang di izinkan } \tau_a = \frac{\tau_B}{s_f1 \times s_f2}$$

dimana :

τ_a = tegangan geser yang di izinkan poros (kg/mm^2)

τ_B = tegangan tarik izin poros = 60 kg/mm^2

s_f1 = factor keamanan akibat pengaruh massa untuk bahan S-C (baja karbon) diambil 6 sesuai dengan standart ASME (lit 1 hal 8)

s_f2 = factor keamanan akibat pengaruh bentuk poros atau daya spline pada poros, di mana harga sebesar 1,3- 3,0 maka di ambil 2,5

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\tau_B}{Sf1 \times Sf2} \\ &= \frac{60}{6 \times 1,8} \\ &= 5,5 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Pertimbangan untuk momen diameter poros :

rumus :

$$ds = \frac{[5,1 K_t \times C_b T]^{1/3}}{\tau_a} \dots\dots\dots (Sularso, 1983)$$

dimana :

ds = diameter poros (mm)

T = momen torsi rencana = 10977 kg mm

cb = factor keamanan terhadap beban lentur harganya 1,2-2,3

kt = faktor bila terjadi kejutan dan tumbukan besar atau kasar 1,5-3,0

Maka :

$$\begin{aligned}ds &= \frac{[5,1 \times 1,5 \times 1,2 \times 10977]^{1/3}}{5,5} \\ &= 26,36 \text{ mm} \\ ds &= 30 \text{ mm (sesuai dengan tabel)}$$

Pada diameter poros di atas 30 mm, maka tegangan geser terjadi pada poros adalah

$$\begin{aligned}\tau &= 5,1 \frac{[T]}{ds^3} \text{ kg/mm}^2 \\ \tau &= 5,1 \frac{[10977]}{30^3} \text{ kg/mm}^2 \\ \tau &= 5,1 \times 0,4 \text{ kg/mm}^2 \\ \tau &= 2,04 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas maka poros tersebut aman di pakai karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu :
 $2,04 < 5,5 \text{ kg/mm}^2$

Table 3.1. diameter poros

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	33,5	56	140	*335	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180		630
	19			190		
	20			200		
	22		65	220		
7			70			
*7,1			71			
			75			
8			80			
			85			
9			90			
			95			

Sumber : (Sularso, 1983)

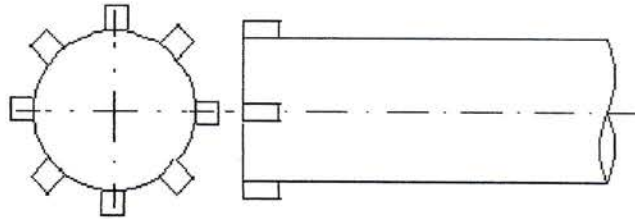
Keterangan :

1. Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standart.
2. Bilangan di dalam kurung hanya di pakai untuk bagian di mana akan di pasang bantalan gelinding.

3.2. Spline dan Naff

A. Spline

Spline adalah untuk meneruskan daya putaran yang menerima dari kopling yang meneruskan ke poros. Sistem ini dapat di jumpai pada kendaraan roda empat.



Gbr 3.2. spline

Spline yang direncanakan atau ketentuan ukuran spline antara lain :

$$\text{Jumlah spline (Z)} = 8 \text{ buah}$$

$$\text{Jarak antara spline} = (0,5) \times 5$$

$$\text{Tinggi spline (H)} = \frac{D-ds}{2}$$

A.1. Perhitungan spline

Diameter maksimum spline (diambil $d_s = 30$)

Dimana :

$$D_s = 0,81 \times D$$

$$D = \frac{30}{0,81} \\ = 37,04 \text{ mm}$$

maka :

$$L = 1,9 \times d_s$$

$$L = 1,9 \times 30 = 57 \text{ mm}$$

$$H = \frac{D-ds}{2} \\ = \frac{37,04 - 30}{2} = 3,52 \text{ mm}$$

$$W = 0,156 \times D$$

$$= 0,156 \times 37,04$$

$$W = 5,77 \text{ mm} = 6 \text{ mm}$$

Jari-jari spline (rm) dapat di hitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$rm = \frac{R1 + R2}{R2}$$

Atau

$$rm = \frac{D + ds}{4}$$

dimana :

rm = jari-jari rata-rata

D = diameter spline

Ds = diameter poros = 30 mm

Maka :

$$\begin{aligned} rm &= \frac{37,04 + 30}{4} \\ &= 16,76 \text{ mm} \end{aligned}$$

Permukaan kekuatan spline

Besarnya gaya pada spline (Fs) adalah :

$$Fs = T/rm$$

Dimana :

Fs = Besarnya gaya-gaya yang berkerja

T = Moment torsi rencana = 10977 kg mm

Rm = jari-jari spline

Maka :

$$\begin{aligned} Fs &= \frac{10977 \text{ kg.mm}}{16,76 \text{ mm}} \\ &= 654,95 \text{ kg} \end{aligned}$$

Besarnya gaya yang di terima oleh setiap spline (Fm)

$$Fm = Fs/z$$

Dimana :

Z = jumlah spline = 8 buah

Fm = besar gaya yang di terima

Maka :

$$\begin{aligned} Fm &= \frac{654,95}{8} \\ &= 81,87 \text{ kg} \end{aligned}$$

Pemeriksaan tegangan tumbuk

Tegangan tumbuk yang terjadi (τ_c) adalah :

$$\tau_c = F_m / A_c$$

dimana :

A_c = luas yang mengalami tumbukan (mm)

$$\begin{aligned} A_c &= h \times L \\ &= 3,52 \times 57 \end{aligned}$$

$$A_c = 200,64 \text{ mm}^2$$

maka :

$$\begin{aligned} \tau_c &= F_m / A_c \\ &= \frac{81,87}{200,64} \\ &= 0,408 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Pemeriksaan tegangan geser

Tegangan geser yang terjadi (T_g)

$$\tau_g = F_m / A_g$$

Dimana :

$$\begin{aligned} A_g &= W \times L \\ &= 6 \times 57 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$A_g = 342 \text{ mm}^2$$

maka :

$$\begin{aligned} \tau_g &= F_m / A_g \\ &= \frac{81,87 \text{ kg}}{342 \text{ mm}^2} \\ &= 0,239 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan kombinasi yang terjadi (τ)

$$\begin{aligned} \tau &= \sqrt{(\tau_c)^2 + (\tau_g)^2} \\ &= \sqrt{(0,408 \text{ Kg / mm}^2)^2 + (0,239 \text{ Kg / mm}^2)^2} \\ &= 0,2373 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Bahan poros dengan spline di pilih dari baja dengan difinis dingin S45C-D = 60 kg/mm. maka besar tegangan izin (τ_a) = 5,5 kg/mm²

Dimana syarat pemakaian aman adalah : $\tau_a \geq \tau = 5,5 \text{ kg/mm}^2 > 0,2373 \text{ kg/mm}^2$ (terpenuhi)

B. Perhitungan Naaf

Naaf yang di rencanakan adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} L &= 1,5 \times D \\ &= 1,5 \times 37,04 \\ &= 55,56 \text{ mm} \end{aligned}$$

Bahan naaf di ambil S35C-D dengan kekuatan (τ_b) = 52 kg/mm²

Tegangan geser ijin naaf (τ_g)

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{Sf_1 \times Sf_2}$$

Dimana :

τ_b = tarik beban = 52 kg/mm²

Sf_1 = Faktor keamanan untuk baja = 6

Sf_2 = Faktor keamanan untuk alur baja = 1,8

Maka :

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{52}{6 \times 1,8} \\ &= 4,815 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan gesek yang terjadi pada naaf (τ_g)

$$\tau_g = \frac{f_m}{W \times l}$$

Dimana :

f_m = Gaya yang berkerja pada naaf (81,87)

W = Jarak antara spline dengan yang lain

L = panjang naaf

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{fm}{W \times l} \\ &= \frac{81,87}{15 \times 57} \\ &= 0,096 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan Kombinasi (τ_t)

$$\begin{aligned}\tau_t &= \sqrt{(\tau_c)^2 + (\tau_g)^2} \\ &= \sqrt{(0,408 \text{ Kg/mm}^2)^2 + (0,096 \text{ Kg/mm}^2)^2} \\ &= 0,419 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Persentase syarat keamanan adalah : $\tau_a > \tau_t = 5,5 \text{ kg/mm}^2 > 0,419 \text{ kg/mm}^2$ (terpenuhi/aman) Tegangan geser yang diizinkan lebih besar dari Tegangan kombinasi yang terjadi.

3.3. Plat Gesek

Plat gesek berfungsi untuk meneruskan momen akibat terjadinya gesekan pada plat, sekaligus berfungsi sebagai penahan dan penghindar dari adanya pembebanan yang berlebihan dan sebagai pembatas momen.

Syarat plat gesek antara lain :

- Tahan pada suhu yang tinggi
- Tahan pada gesekan

Pada perencanaan ini bahan yang digunakan ialah besi cor dan asbes. Dengan asumsi material sangat baik untuk menghantar putaran serta tahan pada temperature tinggi.



Gambar 3.3. Plat gesek

3.3.1. Perhitungan ukuran plat gesek

Ukuran palt atau bidang gesek yang di gunakan kopling dapat dihitung dengan :

$$MF = \frac{2 F \times \rho \times 2 \times Z \times rm^2}{\beta} \text{ kg cm}$$

Adapun jenis-jenis bahan plat gesek dapat di lihat pada table bahan ini :

Material	Operating	Koefisien	Unit pers	Max operating
Friction	In oil	0,08	6 - 8	250
Hardener	In oil	0,06	6 - 8	250
Cast iron	Dry	0,15	2,5 - 4	300
Cast iron	In oil	0,15	4	150
Bronze	Dry	0,3	2 - 3	200
Asbestos	Dry	0,4	2 - 3	550

Sumber : (Jack Stolk, 1993)

Dalam perancangan ini bahan plat gesek di pilih adalah asbestos dan tebal bahan tersebut adalah :

Koefisien gesek (F) = 0,4 (diambil)

Tekanan permukaan (ρ) = 3 kg/mm² (diambil)

Perhitungan plat gesek :

$$Mtd = \frac{2 F \times \rho \times 2 \times b \times rm^2}{B}$$

Dimana :

Mtd = moment yang di rencanakan (kg/cm) = 1097,6 kg/cm

F = koefisien gesek (0,4) (diambil)

P = tekanan permukaan (3,5-7,0 kg/mm²) atau (0,35- 0,7 kg/mm²) = 3 kg/mm²

Z = jumlah pasangan yang bergerak = 1 (plat tunggal)

β = faktor kerja plat (1,2-1,5) = 1,5 (diambil)

b = lebar plat (0,2-0,5) = 0,5 (diambil)

maka :

$$1097,6 = \frac{2 (0,4) \times 3 \times 0,5 \times rm^2}{1,5}$$

$$rm^3 = \frac{1097,6 \times 1,5}{1,224}$$

$$rm = 10,04 \text{ mm}$$

Maka lebar bidang gesek (b) adalah :

$$\begin{aligned} b &= 0,4 \times r_m \\ &= 0,4 \times 10,04 \\ &= 4,016 \text{ mm} \\ &= 40,16 \text{ cm} \end{aligned}$$

Jari-jari dalam bidang gesek (r_1)

$$\begin{aligned} r_1 &= r_m - \frac{b}{2} \\ &= 10,04 - \frac{4,016}{2} \\ &= 8,032 \text{ cm} \\ &= 8,032 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter dalam bidang gesek (D_1)

$$\begin{aligned} D_1 &= 2 \times r_1 \\ &= 2 \times 8,032 \\ &= 16,06 \text{ cm} \\ &= 160,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jari-jari dalam bidang gesek (r_2)

$$\begin{aligned} r_2 &= r_m + \frac{b}{2} \\ &= 10,04 + \frac{4,016}{2} \\ &= 12,05 \text{ cm} \\ &= 120,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter luar bidang gesek (D_2)

$$\begin{aligned} D_2 &= 2 \times r_2 \\ &= 2 \times 12,05 \\ &= 24,1 \text{ cm} \\ &= 241 \text{ mm} \end{aligned}$$

Besar gaya yang menentukan faktor adalah :

$$F = A \times Pa$$

Dimana :

Pa = Tekanan yang di inginkan = 0,007 – 0,07 (besi cor dan asbes) = 0,007
kg/mm² (diambil)

A = luas bidang gesek

$$A = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) - \left[n(b \times l) + \frac{\pi}{4} dp^2 \right]$$

dimana :

n = jumlah paku keling dan parit = 24

dp = Diameter paku keling = 3 mm

b = panjang parit

karena jumlah paku keling (n) maka total luas permukaan (Lp) adalah :

$$\begin{aligned} Lp &= n \frac{\pi}{4} dp^2 \\ &= 24 \frac{\pi}{4} 3^2 \\ &= 127,17 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Dimana panjang parit (b)

$$\begin{aligned} b &= \frac{D_2 - D_1}{2} \\ &= \frac{241\text{mm} - 160,6\text{mm}}{2} = 40,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka luas bidang gesek (A) adalah :

$$\begin{aligned} A &= \frac{\pi}{4} (D_2 - D_1) - \left[n(b.l) + \frac{\pi}{4} dp^2 \right] \\ &= \frac{\pi}{4} (241^2 - 160,6^2) - \left[18(40,2.3) + \frac{\pi}{4} 3^2 \right] \\ &= 2317 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} F &= A \times \rho a \\ &= 2317 \text{ mm}^2 \times 0,07 \text{ Kg/ mm}^2 \\ &= 16,22 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Moment yang terjadi pada plat gesek (mg)

$$Mg = Md + Mt$$

Dimana :

$$Md = \text{Momen dinamis}$$

$$Mt = \text{Momen torsi}$$

$$T = \text{Waktu penyambungan kopling (3 detik)}$$

$$W = \text{Kecepatan sudut}$$

$$Ap = \text{Kerja plat gesek akibat energi kinetic}$$

Maka :

$$\begin{aligned} Ap &= \frac{100 \times 75 \times 2}{12} \\ &= 1250 \text{ Kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W &= \frac{2\pi \cdot n}{60} \\ &= \frac{2 \times 3,14 \times 6000}{60} \\ &= 62,8 \text{ rad/det} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} md &= \frac{2 \times Ap}{W \times 2} \\ &= \frac{2 \times 1250}{62,8 \times 2} \\ &= 19,90 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Maka torsi (mt) adalah :

$$\begin{aligned} Mt &= \frac{2 \times \rho \times 0,4 \times 0,4 (\text{m}^2 \times Z)}{1,5} \\ &= \frac{2 \times 3 \times 0,4 \times 0,4 (13,8^2 \times 2)}{1,5} \\ &= 243,8 \text{ kg cm} \end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas maka moment yang terjadi pada plat gesek adalah :

$$\begin{aligned} Mg &= Md + Mt \\ &= 19,9 \text{ Kg cm} + 243,8 \text{ Kg cm} \\ &= 263,7 \text{ Kg cm} \end{aligned}$$

Sehingga beban perbandingan untuk kekuatan dari momen yang terjadi adalah
 $M_{td} \geq M_g = 1097,6 \text{ kg cm} \geq 263,7 \text{ kg cm}$ (mtd lebih besar dari M_g)
 sehingga konstruksi pemakaian ini cukup aman. Daya yang hilang karena gesekan (N_g)

$$N_g = \frac{M_g \times W \times l \times Z}{F \times 75 \times 3600}$$

$$= \frac{263,7 \times 62,8 \times 2 \times 2}{1,622 \times 75 \times 3600} = 0,15 \text{ Dk}$$

Daya maximum yang terjadi (D_{max}) adalah :

$$D_{max} = \frac{M_{td} \times n}{9,74 \times 10^5}$$

$$= \frac{1097,6 \times 6000}{9,74 \times 10^5}$$

$$= 6,76 \text{ mm}$$

Daya mekanisme adalah :

$$N_m = \frac{D_{max} \times 0,5 \times 2 + p (6000 - 10,3)}{6000}$$

$$= \frac{6,76 \times 0,5 \times 2 + 100 (6000 - 10,3)}{6000}$$

$$= 106,58$$

Efisiensi kopling (μ_K) adalah :

$$\mu_K = \frac{N_m - N_g}{N_m} \times 100 \%$$

$$= \frac{106,58 - 0,15}{106,58} \times 100 \%$$

$$= 99,8 \%$$

3.4. Pegas

Pada pegas kendaraan, baik roda dua maupun roda empat berfungsi sebagai penarik tumbukan atau kejutan sebagai media pembalik dalam perencanaan direncanakan dua pegas yaitu : Pegas matahari (diafragma) dan pegas tekan (kejut)

3.4.1. Perhitungan Pegas Matahari (Diafragma)

Pada prinsipnya cara kerja pegas matahari sama dengan sistem cantilever beam, dimana difleksi pada pegas ini terjadi bila gaya di abaikan oleh penekan ujung.

Perhitung gaya pada pegas dapat di hitung dengan menggunakan rumus persamaan sebagai berikut :

$$Q_p = \frac{Q}{n}$$

dimana :

Q = gaya untuk melepas kopling

n = jumlah pegas = (18)

untuk mendapat besar Q lebih dahulu di cari besar gaya tekan pegas terhadap plat gesek (pd)

$$pd = P_v \times f_k$$

Dimana :

P_v = Tekanan tumbuk izin asbes = 3-4 kg/cm (3 kg/cm diambil)

f_k = Luas permukaan gesek (231,7 cm²)

maka :

$$\begin{aligned} pd &= 3 \text{ kg/cm}^2 \times 231,7 \text{ cm}^2 \\ &= 695,1 \text{ kg} \end{aligned}$$

Pada prinsipnya kerja pegas matahari mengalami keseimbangan, maka pada pegas berlaku system keseimbangan : $\Sigma m = 0$

Dari gambar di ats dapat di lihat bahwa keseimbangan adalah nol atau $\Sigma m = 0$

$$Q \times l = pd \times k$$

Dimana :

L = panjang cutter

K = konstanta pegas

Maka :

$$Q = \frac{695,1 \text{ kg} / 1,5 \text{ cm}}{3 \text{ cm}} \\ = 154,45 \text{ kg}$$

Sehingga ;

$$Q_p = \frac{Q}{n} \\ = \frac{154,45 \text{ kg}}{18} \\ = 8,58 \text{ kg}$$

Lenturan atau defleksi yang terjadi pada pegas (δ)

$$\delta = \frac{8 \times n \times D^3 \times Q}{D^4 \times G}$$

Dimana :

δ = lendutan atau defleksi pegas (mm)

Q = gaya pada pegas

G = Modulus geser = $7,5 \times 10^3 \text{ kg/mm}^3$ (untuk baja)

D = Diameter lilitan rata-rata = 13 mm

D = Diameter kawat = 2,90mm

Maka :

$$\delta = \frac{8 \times 18 \times 13^3 \times 204,4}{2,90^4 \times 7,5 \times 10^3} = \frac{64665619,2}{530460,75} \\ = 121,9 \text{ mm}$$

tegangan lentur yang terjadi (τ_l) adalah :

$$\tau_l = \frac{Q_p \times L \times h}{b \times h^3}$$

Dimana :

τ_l = Tegangan lentur yang terjadi (kg/mm^2)

Qp = gaya pada pegas

L = panjang pegas ke pin cutter 3 cm = 30 mm

h = Tebal pegas 3,5 mm

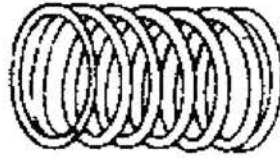
B = Tinggi pegas = $6 \times h = 6 \times 3,5 = 21 \text{ mm}$

Maka :

$$\tau_l = \frac{8,58 \times 30 \times 3,5}{21 \times (3,5)^3} = \frac{900,9}{900,4} \\ = 1,0006 \text{ kg/mm}^2$$

3.4.2. Perhitungan Pegas Tekan

Pegas tekan berfungsi untuk meredam getaran sewaktu kopling bekerja akibat getaran saat penyambungan maupun getaran akibat pemutusan pada kopling. Pada perencanaan ini jumlah pegas tekan ($Z=6$ buah)



Gambar 3.4.2. Pegas Tekan

Gaya yang dialami pada pegas tekan

$$F = \frac{Mtd}{Rm}$$

Dimana :

Mtd = Moment yang di rencanakan

Rm = jari-jari letak pegas (cm)

$$\begin{aligned} Rm &= \frac{Do - Dp}{4} \\ &= \frac{22,4 - 3,2}{4} \\ &= 4,8\text{cm} \end{aligned}$$

$$Rm = 48 \text{ mm}$$

maka :

$$\begin{aligned} F &= \frac{10977 \text{ kg mm}}{48 \text{ mm}} \\ &= 228,69 \text{ kg} \end{aligned}$$

Gaya yang di terima setiap pegas (F_p)

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{F}{Z} \\ &= \frac{228,69 \text{ kg}}{6} \\ F_p &= 38,12 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dalam pegas yang di rencanakan adalah bahan SUS 316 WPA (kawat baja poros) yang memiliki tegangan tarik sebesar ($120 - 145 \text{ kg/mm}^2$)

Dimana :

$$T_{\max} = K_d \frac{8 \times D \times F_p}{\pi \times d^3}$$

K_d = faktor pegangan pegas dari awal

$$K_d = \frac{(C + 0,5)}{C} = \frac{7 + 0,5}{7} = 10,7$$

D = Diameter lilitan rata-rata = 22,4 mm

d = diameter kawat = 3,2 mm

maka :

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= 1,07 \frac{8 \times 22,4 \times 38,12}{3,14 \times 3,2^3} \\ &= 71,04 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Tabel diameter standart dari kawat baja keras dan kawat musik

Tabel.3.5.

0,08	0,50	2,90	*6,50
0,90	0,55	3,20	*7,00
0,1	0,60	3,50	*8,00
0,12	0,65	4,00	*9,00
0,14	0,70	4,50	*10,00
0,16	0,90	5,00	
0,18	1,00	5,50	
0,2	1,20	6,0	
0,23	1,40		
0,26	1,60		
0,29	1,80		
0,32	2,00		
0,35	2,30		
0,45	2,60		

Sumber : (Sularso, 1983)

Sedangkan besar tegangan punter (τ_p) pada pegas tekan yaitu :

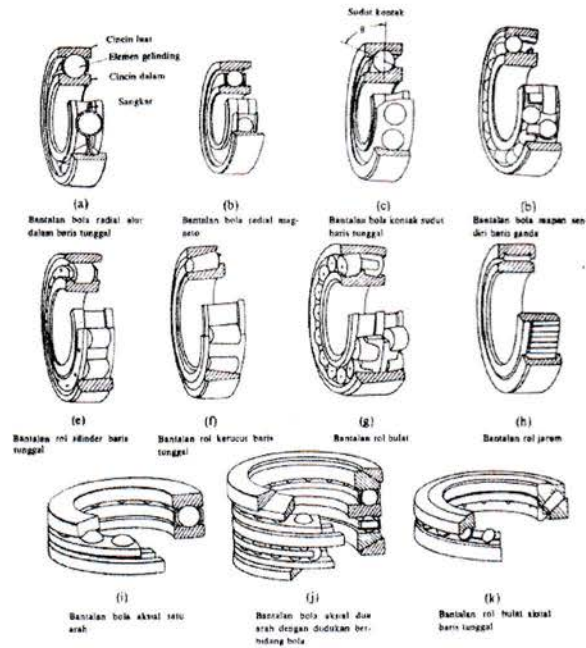
$$\begin{aligned} T_p &= \frac{8 F_p \times D}{\pi \times d^3} \\ &= \frac{8 \times 38,12 \times 22,4}{3,14 \times (3,2)^3} \\ T_p &= 66,39 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Dari syarat pemakaian

$T_t \geq \tau_p = 71,04 \text{ kg/mm} \geq 66,39 \text{ kg/mm}^2$ (aman digunakan) karena tegangan izin maksimum lebih besar dari tegangan punter yang terjadi.

3.5. Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros yang berbeban sehingga putaran dan getaran bolak-balik dapat berputar secara halus, dan tahan lama. Bantalan harus kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesinnya berkerja dengan baik, jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak berkerja semestinya.



Gambar 3.5. Bantalan Gelinding

3.5.1. Perhitungan Bantalan

Nomor bantalan			Ukuran luar				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik Co (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	464
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236

6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	703
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	3750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650

Sumber : (Sularso, 1983)

Dipilih 6306ZZ, didapat $d = 30$ mm, $D = 72$ mm, $B = 19$ mm, $r = 2$ mm. $C = 2090$ kg, $Co = 1440$ kg

Dengan demikian beban ekivalen dinamis Pa (Kg) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan :

$$Pa = X \cdot Fr + Y \cdot Fa \dots \dots \dots (Sularso, 1983)$$

Dimana :

Fr = Beban Radial (kg)

Fa = Beban Aksial (kg)

X, Y = Harga – harga yang terdapat dalam tabel 4.9

Untuk bantalan bola alur dalam dan berbaris tunggal :

Maka :

$$Fa/Co = 0,014 \text{ (direncanakan)}$$

Dengan ;

Co = 1650 kg ; kapasitas nominal statis spesifik

C = 2380 kg ; kapasitas nominal dinamis spesifik

Sehingga : $Fa = Co \cdot C$

$$Fa = 0,014 \times 1440 = 20,16 \text{ kg}$$

Sedangkan (Fr) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan :

$$\frac{Fa}{v.Fr} > e, \text{ untuk baris tunggal}$$

Dimana :

$$Fr = \frac{Fa}{v.e}, \text{ dengan } (e) = 0,19 \text{ dan } (v) = 1,2$$

Maka :

$$Fr = \frac{20,16}{1,2 \times 0,19} = 88,42 \text{ Kg}$$

Harga : X = 0,56

$$Y = 2,30$$

Maka :

$$\begin{aligned} Pa &= X \cdot Fr + Y \cdot Fa \\ &= 0,56 \times 88,42 + 2,30 \times 20,16 \\ &= 95,88 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Jika C (Kg) menyatakan beban nominal dinamis spesifik dan Pa (Kg) beban ekivalen dinamis, maka faktor kecepatan (fn) untuk bantalan bola adalah:

$$fn = \left(\frac{3,33}{n} \right)^{1/3} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1983})$$

dimana : n = 6000 rpm

$$\text{Maka : } fn = \left(\frac{3,33}{6000} \right)^{1/3} = 0,0056^{1/3} = 0,177$$

Sedangkan faktor umur bantalan adalah :

$$\begin{aligned} fh &= fn \cdot \frac{C}{Pa} \\ &= 0,177 \times \frac{2090}{95,88} = 3,86 \end{aligned}$$

Sehingga umur nominal untuk bantalan bola adalah :

$$\begin{aligned} Lh &= 500 \cdot (fh)^3 \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1983}) \\ &= 500 \times (3,86)^3 = 28756,228 \text{ jam} \end{aligned}$$

Diperkirakan ketahanan dari bantalan, dilihat dari umur nominal bantalan ($L_h = 28756,228$ jam) dan berdasarkan dalam tabel umur bantalan, maka bantalan ini termasuk pemakaian sebentar – sebentar (tidak terus menerus).

Dalam perencanaan ini direncanakan pemakaian selama (24 jam) perhari maka :

$$\frac{28756,228}{24} = 1198 \text{ hari}$$

Sehingga diperkirakan umur bantalan apabila dipakai secara kontiniu (24am/hari) maka lamanya pemakaian kira – kira 3,273 tahun, dimana 1 tahun 366 hari.

3.6.Baut

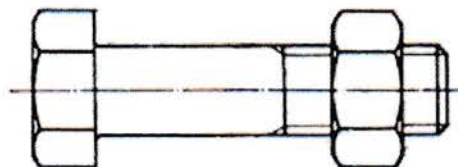
Baut merupakan pengikat yang sangat penting untuk mencegah kecelakaan dan kerusakan pada mesin.

Perencanaan kopling ini memiliki dua macam baut :

- a. Baut pengikat poros dengan flywheel ada 8 buah.
- b. Baut pengikat rumah kopling dengan flywheel ada 12 buah.

Pemeriksaan baut pengikat poros dengan poros dengan flywheel

$R = 40$ mm.



Gambar 3.6.A Baut

3.6.1. Perhitungan Baut

A. Baut pengikat poros dengan flywheel

Jumlah baut yang di rencanakan (n) ada 8 buah

Gaya yang di tekan setiap baut (F)

$$F = \frac{Mtd}{R}$$

Dimana:

Mtd = moment torsi rencana = 10977 kg/mm

Maka :

$$F = \frac{10977 \text{ kg/mm}}{40 \text{ mm}} \\ = 274,4 \text{ kg}$$

Sehingga beban tarik aksial (Fb)

$$F_b = \frac{F}{N} \\ = \frac{274,4 \text{ kg}}{8} \\ F_b = 34,3 \text{ kg}$$

Bahan terbuat dari SS 50 dengan kekuatan tarik (τ_b) = 55 kg/mm²,

Tegangan geser izin (τ_g) adalah :

$$\tau_g = \frac{\tau_b}{Sf_1 \times Sf_2}$$

Dimana :

Sf = faktor keamanan untuk baja karbon tempa = 8

Sf = Faktor keamana untuk baja karbon dengan pengaruh massa 1,3-3,0
= 3,0 (3,0 diambil)

$$\tau_g = \frac{55 \text{ kg/mm}^2}{8 \times 2} \\ = 3,43 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan tarik yang terjadi (τ_t) adalah :

$$\tau_t = \frac{F_b}{A}$$

Dimana:

Fb = beban tarik aksial

Ta = tegangan tarik yang di izinkan

Maka : W= F

$$d_1 \geq = \sqrt{\frac{4 \cdot W}{\pi \cdot \tau_t}}$$

$$d_1 \geq = \sqrt{\frac{4 \times 274,4 \text{ Kg}}{3,14 \times 8}} \\ = 43,69$$

$d_1 = 43,129$ (sesuai table 3.6.)

Dimana:

Mtd = moment torsi rencana = 10977 kg/mm

Maka :

$$F = \frac{10977 \text{ kg/mm}}{40 \text{ mm}} \\ = 274,4 \text{ kg}$$

Sehingga beban tarik aksial (Fb)

$$F_b = \frac{F}{N} \\ = \frac{274,4 \text{ kg}}{8} \\ F_b = 34,3 \text{ kg}$$

Bahan terbuat dari SS 50 dengan kekuatan tarik (τ_b) = 55 kg/mm²,

Tegangan geser izin (τ_g) adalah :

$$\tau_g = \frac{\tau_b}{Sf_1 \times Sf_2}$$

Dimana :

Sf = faktor keamanan untuk baja karbon tempa = 8

Sf = Faktor keamanan untuk baja karbon dengan pengaruh massa 1,3-3,0
= 3,0 (3,0 diambil)

$$\tau_g = \frac{55 \text{ kg/mm}^2}{8 \times 2} \\ = 3,43 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan tarik yang terjadi (τ_t) adalah :

$$\tau_t = \frac{F_b}{A}$$

Dimana:

Fb = beban tarik aksial

Ta = tegangan tarik yang di izinkan

Maka : W= F

$$d_1 \geq = \sqrt{\frac{4 \cdot w}{\pi \cdot n}}$$

$$d_1 \geq = \sqrt{\frac{4 \times 274,4 \text{ Kg}}{3,14 \times 8}} \\ = 43,69$$

d₁ = 43,129 (sesuai table 3.6.)

$$A = \frac{\pi (d_1)^2}{4}$$

$$A = \frac{3,14 (43,129)^2}{4}$$

$$= 1460,19 \text{ mm}^2$$

sehingga :

$$\tau = \frac{34,3 \text{ kg}}{1460,19 \text{ mm}^2}$$

$$= 0,0235 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat pemakaian $\tau_g \geq \tau = 3,43 \text{ kg/mm}^2 \geq 0,0235 \text{ kg/mm}^2$

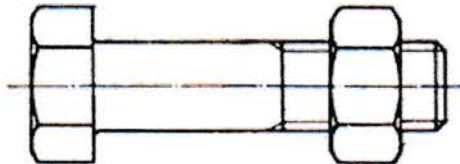
Maka konstruksi baut pengikat poros dengan flywheel aman untuk di pakai dan spesefikasi yang sudah di dapat atau di rencanakan antara lain :

Diameter luar (D)	= 48,000 mm
Diameter Efektif (D ₂)	= 44,752 mm
Diameter dalam (D ₁)	= 43,129 mm
Jarak bagi (ρ)	= 5 mm
Tinggi kaitan (H)	= 2,706 mm

B. Baut pengikat rumah kopleng dengan flywheel

Jumlah baut yang di rencanakan ada 12 buah

Jarak sumbu ke baut (R) = 60 mm.



Gambar 3.6.B Baut

Maka gaya yang di terima oleh setiap baut adalah :

$$F = \frac{Mtd}{R}$$

$$= \frac{10977 \text{ kg/mm}}{60 \text{ mm}}$$

$$= 182,95 \text{ kg}$$

Sehingga gaya yang di terima oleh setiap baut (fb) adalah :

$$\begin{aligned}f_b &= \frac{F}{n} \\ &= \frac{182,95}{12} \\ &= 15,245 \text{ kg}\end{aligned}$$

Bahan baut adalah SS 50 dengan kekuatan tarik (τ_b) adalah 55 kg/mm²

W= F

$$\begin{aligned}d_1 \geq &= \sqrt{\frac{4 \cdot w}{\pi \cdot n}} \\ d_1 \geq &= \sqrt{\frac{4 \times 182,95 \text{ Kg}}{3,14 \times 12}} \\ &= 19,42 \text{ mm (diambil 19,294)}\end{aligned}$$

Maka di peroleh

$$\begin{aligned}A &= \frac{\pi (19,294)^2}{4} \\ &= 29,22 \text{ mm}^2\end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{15,245 \text{ kg}}{29,22 \text{ mm}} \\ &= 0,52 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Syarat pemakaian adalah $\tau_g \geq \tau = 3,43 \text{ kg/mm}^2 \geq 0,52 \text{ kg/mm}^2$. tegangan geser izin lebih besar dari tegangan tarik yang terjadi sehingga aman digunakan.

Maka baut pengikat flywheel dengan rumah kopling aman untuk di pakai dari spesifikasi yang sudah di dapat dan diperoleh :

Diameter luar (D)	= 22,000 mm
Diameter Efektif (D ₂)	= 20,376 mm
Diameter dalam (D ₁)	= 19,294mm
Jarak bagi (ρ)	= 2,5 mm
Tinggi kaitan (H)	= 1,353mm

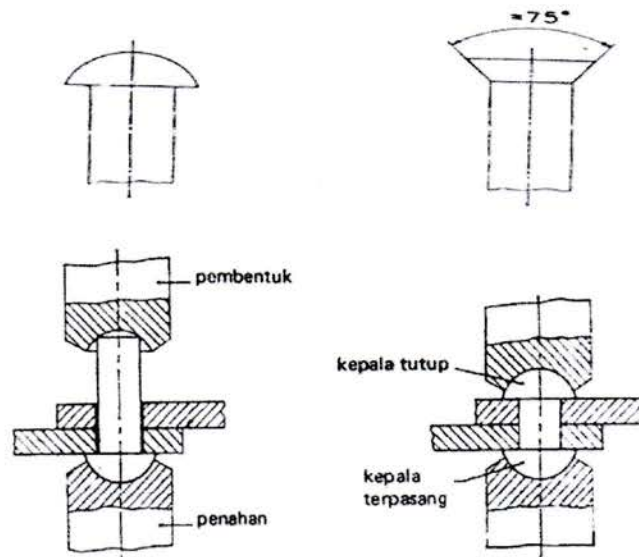
Tabel 3.6. Kisar Ulir

Ulir			Jarak bagi P	Tinggi kaitan H_1	Ulir dalam		
					Diameter Luar D	Diameter efektif D_2	Diameter dalam D_1
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar d	Diameter efektif d_2	Diameter inti d_1
M 6			1	0,541	6,000	5,350	4,917
		M 7	1	0,541	7,000	6,350	5,917
M 8			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
M 10			1,5	0,812	10,000	9,026	8,367
		M 11	1,5	0,812	11,000	10,026	9,367
M 12			1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
	M 14		2	1,083	14,000	12,710	11,835
M 16			2	1,083	16,000	14,710	13,835
	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,249
M 20			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
	M 22		2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24			3	1,624	24,000	22,051	20,752
	M 27		3	1,624	27,000	25,051	23,752
M 30			3,5	1,894	30,000	27,727	26,752
	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
M 36			4	2,165	36,000	34,402	31,670
	M 39		4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42			4,5	2,436	42,000	39,007	37,129
	M 45		4,5	2,436	45,000	42,007	40,129
M 48			5	2,706	48,000	44,752	42,129
	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
M 56			5,5	2,977	56,000	54,428	50,046
	M 60		5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
M 64			6	3,248	64,000	60,103	57,505
	M 68		6	3,248	68,000	64,103	61,505

Sumber : (Sularso, 1983)

3.7. Paku Keling

Bentuk dan ukuran paku keeling menurut normalisasi Dn 101 diberikan dalam table.



Gambar 3.7. Paku Keling

3.7.1. Perhitungan Paku Keling

Untuk mengikat plat gesek dengan plat pembawa digunakan sistem sambungan paku keling.

Pada perencanaan paku keling ini, direncanakan paku keling sebanyak $n = 24$ buah. Pada perencanaan paku keling di ambil dari bahan Aluminium dengan kekuatan tarik $\tau_b = 37 \text{ kg/mm}^2$, dimana paku keling yang di rencanakan (2,3 – 6) atau flat – head rivet.

Sehingga :

$d_p =$ diameter paku (direncanakan) = 3 mm

$L =$ lebar permukaan plat gesek = 2317 mm

$V =$ faktor keamanan (8- 10) direncanakan = 10

$L_p =$ jarak antara paku keling ($L_p = 2,2 \cdot d_p$)

$D_{kp} =$ diameter kepala paku keling ($14,6 \cdot d_k$)

$d_k = 4$ (direncanakan)

maka : $D_{kp} = 1,6 \times 4 = 6,4 \text{ mm}$

gaya yang berkerja pada paku keling adalah ;

$$P = \frac{M_p}{L_p} \dots \dots \dots (Sularso, 1983)$$

Dimana : $M_p = 10977 \text{ kg mm}$

$$L_p = 2,2 \times d_p \quad 2,2 \times 3 = 6,6 \text{ mm}$$

Jadi :

$$P = \frac{10977}{6,6} = 1663,18 \text{ kg mm}$$

sedangkan gaya yang berkerja pada masing – masing paku keling dapat di asumsikan dengan persamaan berikut ini :

$$P' = \frac{P}{n} = \frac{10977}{24} = 457,37 \text{ kg mm}$$

dengan faktor keamanan yang di rencanakan sebesar $v = 10$, maka di peroleh tegangan izin sebesar :

$$\Sigma t = \frac{\tau_b}{V} = \frac{37}{10} = 3,7 \text{ kg/mm}^2$$

Sedangkan tegangan geser (τ_g) adalah :

$$\tau_g = \frac{P'}{n \cdot F_1} \text{ kg/mm}^2$$

dimana :

$P' =$ gaya yang bekerja pada masing – masing paku keling

$F_1 =$ luas penampang paku keling

$$= \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$$

$d_1 =$ diameter lubang paku keling ($d + 1 = 3 + 1 = 4 \text{ mm} = 0,4 \text{ cm}$)

$n =$ jumlah paku keling = 24 buah

jadi :

$$F_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{3,14 \times 4^2}{4} = 12,56 \text{ cm}^2$$

maka :

$$\tau_g = \frac{P'}{n \cdot F_1} = \frac{457,37}{24 \times 12,56} = 1,517 \text{ kg/mm}^2$$

sehingga tegangan geser yang di izinkan adalah :

$$\begin{aligned} \tau_{gl} &= 0,8 \cdot \Sigma t \\ &= 0,8 \times 3,7 = 2,96 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

sehingga diperoleh tegangan geser yang di izinkan lebih besar dari pada tegangan geser yang terjadi $\tau_{gl} \geq \tau_g$ atau $2,96 \text{ kg/mm}^2 \geq 1,517 \text{ kg/mm}^2$, jadi paku keling aman digunakan terhadap tegangan geser yang terjadi pada satu kopling yang berkerja.

Tegangan tumbuk yang terjadi pada paku keling adalah :

$$P = \frac{P'}{n \cdot F_a \cdot S} \text{ kg/mm}^2$$

Dimana :

F_a = luas penampang

D_1 = diameter lubang

S = tebal plat

N = jumlah paku keling

Sedangkan tegangan tumbuk izin adalah :

$P_1 = 2 \cdot \Sigma t$ Maka :

$P_1 = 2 \times 3,7 = 7,4 \text{ kg/mm}^2$ Agar konstruksi aman maka :

$P_1 \geq P$

$$P_1 \geq \frac{P'}{n \cdot F_a \cdot d_p}$$

$$7,4 \text{ kg/mm}^2 \geq \frac{457,37}{24 \times 4 \times S}$$

$$S \geq \frac{457,37}{710,4}$$

$$S = 0,644 \text{ mm}$$

Maka tegangan tumbuk yang terjadi antara paku keling dan plat pembawa adalah :

$$P = \frac{P'}{n \cdot F_a \cdot S} \text{ kg/mm}^2$$

$$= \frac{457,37}{24 \times 4 \times 3 \times 0,644}$$

$$= 2,47 \text{ kg/mm}^2$$

jadi tegangan tumbuk izin lebih besar dari pada tegangan tumbuk yang terjadi yakni : $P_1 > P$ atau $7,4 \text{ kg/mm}^2 > 2,47 \text{ kg/mm}^2$, berarti konstruksi paku keling aman terhadap haya tumbuk yang terjadi.

BAB IV

PERAWATAN MAINTENANCE (PEMELIHARAAN)

Pemeliharaan yang di butuhkan oleh kopling adalah perawatan berkala yang di lakukan setiap 6 bulan sekali, meliputi :

- Pembersihan sisa- sisa gesekan plat gesek yang berbahan dasar asbes yang biasanya meninggalkan sisa di bagian dalam dari rumah kopling.
- Pemberian minyak pelumas pada pegas kopling guna mencegah karat yang timbul karena usia atau waktu.
- Penggantian karet penekan kopling yang biasanya juga rusak karena waktu atau jangka pemakaian.
- Pemeliharaan ini haruslah dilakukan di bengkel, hal ini karena untuk membongkar kopling kita terlebih dahulu haruslah menurunkan rumah transmisi atau biasa di sebut (transdown).

Dengan pemakaian dari kopling yang tidak terlalu dipaksakan dapat membuat kopling menjadi lebih tahan lama dan awet.

BAB V RANGKUMAN

Dari perhitungan rancangan Kopling TOYOTA AVANZA dapat diambil kesimpulan :

1. Perhitungan Poros

- Moment Torsi (T) = 10977 kg mm
- Bahan Poros = S45C-D
- Diameter Poros = 30 mm

2. Perhitungan Spline Dan Naaf

- Bahan spline = S45C-D
- Lebar spline (w) = 15 mm
- Kedalaman spline = 3,52 mm
- Jari-Jari spline (d) = 16,76 mm
- Diameter spline (d) = 37,04 mm
- Diameter spline (L) = 57 mm

3. Perhitungan Plat gesek

- Diameter Luar (D2) = 241 mm
- Diameter Luar (D1) = 160,6 mm
- Luas Plat Gesek = 2317 mm²

4. Perhitungan Pegas

- Bahan Pegas Matahari dan Pegas Matahari = SUS 316 WPA
- Panjang Pegas Maksimum = 30 mm
- Jari-jari plat pegas = 6,5 mm

5. Perhitungan Bantalan

- Bahan Bantalan = FC45C-D
- Beban dinamis spesifikasi = 2090 kg
- Diameter Luar = 72 mm
- Diameter dalam (d) = 30 mm
- Lebar bantalan = 19 mm

6. Perhitungan Baut

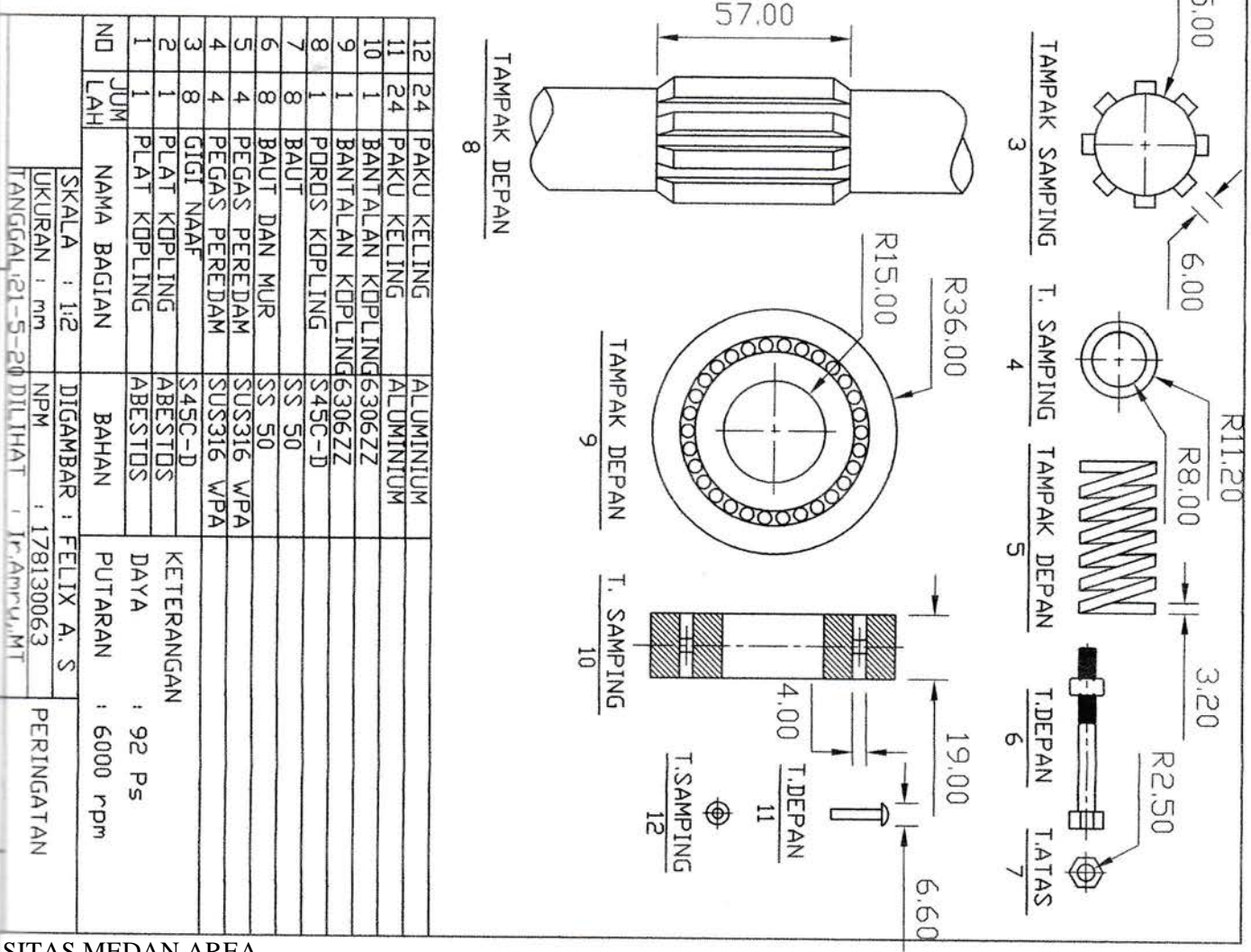
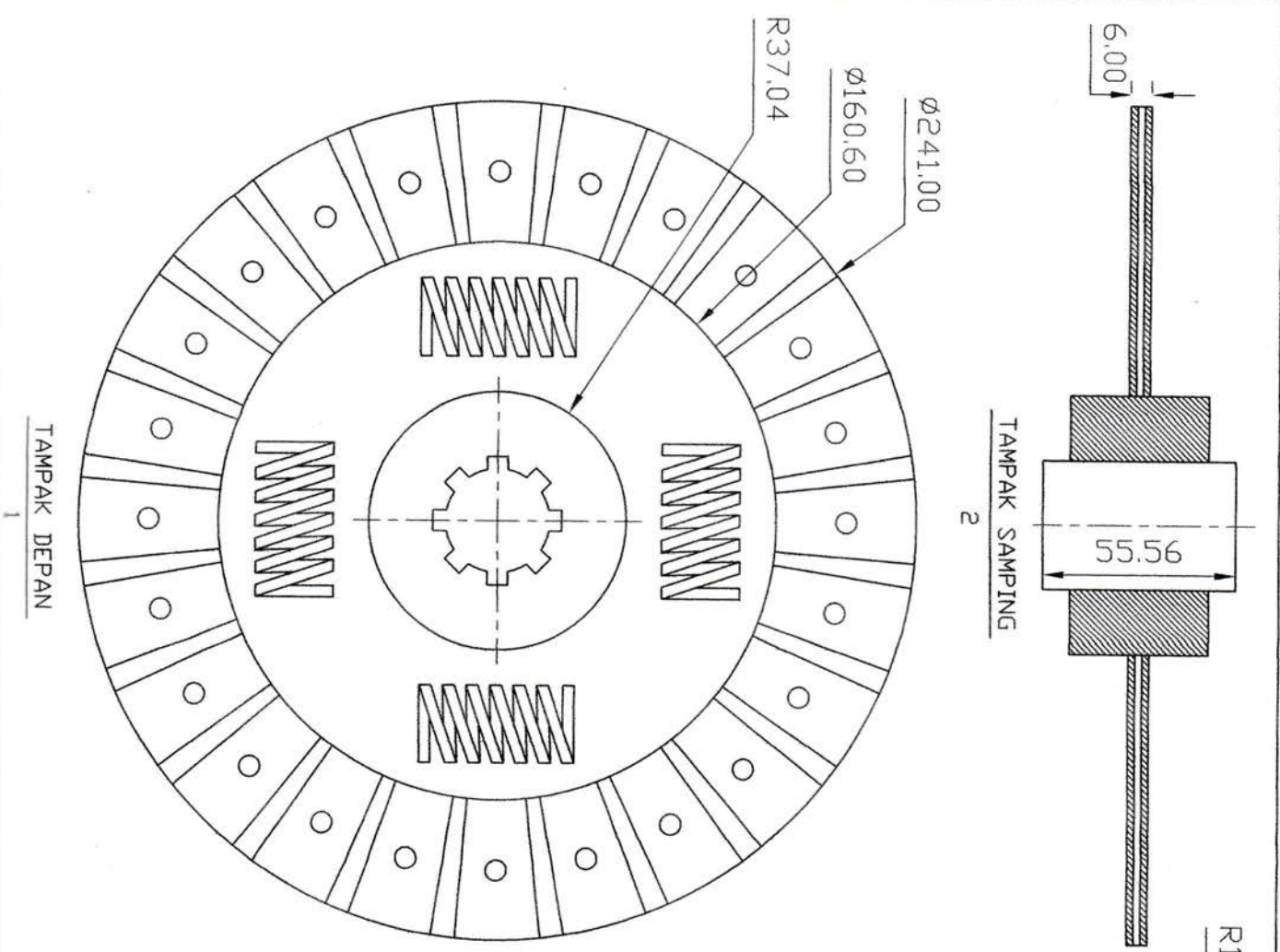
- Bahan Baut = S50C-D
- Diameter inti Baut = 43,12 mm
- Jarak Bagi (p) = 5 mm
- Tegangan Geser Ijin = 3,43 kg/mm²
- Tegangan Tarik = 0,235 kg/mm²

7. Perhitungan Paku Keling

- Bahan Paku Keling = Alumanium
- Diameter paku keling = 3 mm
- Tegangan geser izin = 2,96 kg/mm²
- Tegangan geser yang terjadi = 1,517 kg/mm²

DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso dan Kyokatsu Suga, 1983, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, P.T. Pradya Paramitha Jakarta.
2. Jack Stolk dan C. Kros, 1993, *Elemen Mesin (Elemen Konstruksi Bangunan Mesin)*, PENERBIT Erlangga, Jakarta Pusat.
3. Niemann, H. Winter. 1992; *Elemen Mesin Jilid 2*. PT Erlangga, Jakarta.



12	24	PAKU KELING	ALUMINIUM	
11	24	PAKU KELING	ALUMINIUM	
10	1	BANTALAN KOPLING 6306ZZ		
9	1	BANTALAN KOPLING 6306ZZ		
8	1	PORDS KOPLING S45C-D		
7	8	BAUT	SS 50	
6	8	BAUT DAN MUR	SS 50	
5	4	PEGAS PEREDAM SUS316 WPA		
4	4	PEGAS PEREDAM SUS316 WPA		
3	8	GIGI NAAF S45C-D		
2	1	PLAT KOPLING ABESTOS		
1	1	PLAT KOPLING ABESTOS		
ND	JUM LAH	NAMA BAGIAN	BAHAN	PUTARAN
		SKALA : 1:2	DIGAMBAR : FELIX A. S	DAYA : 92 PS
		UKURAN : mm	NPM : 178130063	PUTARAN : 6000 rpm
		TANGGAL : 21-5-20	DIT. IHTAT : Tr. Amru, MT	PERINGATAN