

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
KOPLING DAIHATSU AYL

Daya (N) : 65 Ps

Putaran (n) : 6000 Rpm

Disusun oleh :

MUHAMMAD YENHAR
NPM : 15 8130046



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2019

LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
KOPLING DAIHATSU AYL



Disusun oleh :

Nama : Muhammad yenhar

Npm : 15.813.0046

Jurusan : Teknik Mesin

Disetujui Oleh :

Ketua jurusan Tehnik Mesin

(Bobby Umroh,ST,MT)

Dosen Pembimbing



(Ir.H.Amirsyam Nst,MT)

Koordinator Tugas Rancangan

(Ir.H.Amru Siregar,MT)

**UNIVERSITAS MEDAN AREA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

TUGAS RANCANGAN : 1 (SATU)

No : TR (1),TM,2019
Nama : Muhammad yenhari
Npm : 15.813.0046

Spesifikasi Tugas : Perencanaan sebuah sistem kerja kopling kendaraan

Daihatsu Ayla dengan spesifikasi :

Daya (N) : 65 Ps
Putaran (n) : 6000 rpm

Rancangan meliputi :

1. Gambar Kerja
2. Perhitungan Kopling

Diberikan Tanggal :

Selesai Tanggal :

Medan,

Disetujui Oleh,

Ketua Jurusan

Dosen Pembimbing

Koordinator T.R

(Bobby Umroh ST,MT)

(Ir.H.Amirsyam Nst,MT)

(Ir.H.Amru Siregar,MT)

LEMBAR ASISTENSI
TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
(RODA GIGI)

NO	HARI / TANGGAL	U R A I A N	P A R A F

Medan,

DosenPembimbing

(Ir.H. AMIRSYAM Nst,MT)

KATA PENGANTAR

Syukur Alhamdulillah penulis panjatkan kehadiran Allah SWT, karena telah memberikan semangat, kesehatan dan kesempatan kepada penulis untuk menyelesaikan Tugas Rancangan Elemen Mesin (TREM). Shalawat dan salam selalu tercurah keharibaan junjungan kita Nabi Besar Muhammad SAW, beserta sahabat dan pengikutnya hingga akhir zaman. Dalam kesempatan ini, penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah banyak membantu dalam proses pembuatan Tugas Rancangan Elemen Mesin (TREM) ini yang mana tugas ini merupakan salah satu syarat yang berlaku kepada seluruh mahasiswa Teknik Mesin sesuai kurikulum di Fakultas Teknik jurusan Teknik Mesin Universitas Medan Area.

Dalam kesempatan ini penulis di beri tugas rancangan KOPLING DAIHATSU AGYA dengan spesifikasi :

Daya (N) = 65 PS

Putaran (n) = 6000 rpm

Pada perencanaan ini penulis akan menyajikan cara-cara perhitungan, ukuran-ukuran utama dari Kopling tersebut. Adapun tujuan dari tugas ini adalah sebagai penerapan-penerapan dari teori yang di dapat dari perkuliahan elemen mesin.

Pada akhirnya penulis menyadari bahwa rancangan ini masih jauh dari yang sempurna, oleh karenanya kritikan dan saran yang sangat membangun sangat di harapkan penulis untuk tugas rancangan ini. Pada kesempatan ini penulis juga mengucapkan terima kasih kepada bapak Dosen pembimbing saya Ir.H. Amirsyam Nst MT. Atas segala bimbingan yang telah di berikannya dalam menyelesaikan tugas ini. Dan juga kepada teman-teman yang telah membantu baik dalam mengadakan literature dan diskusi-diskusi yang sangat bermanfaat bagi penulis dalam menyelesaikan tugas rancangan elemen mesin ini.

Medan, Juni 2019

Penulis

MUHAMMAD YENHAR

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN

LEMBAR ASISTENSI

SPESIFIKASI TUGAS

KATA PENGANTAR.....	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR TABEL	iii
SKEMA GAMBAR.....	iv
KETERANGAN GAMBAR	v
BAB 1. PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Tujuan.....	1
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Sistematika Penulisan	2
BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1. Pengertian Kopling.....	3
2.2. Klasifikasi Kopling.....	3
BAB 3. ANALISA PERHITUNGAN	10
3.1. Poros	10
3.2. Spline dan Naaf	14
3.3. Plat Gesek	19
3.4. Pegas.....	25
3.5. Bantalan	30
3.6. Baut dan Mur.....	34
3.7. Paku Keling	39
BAB 4. PERAWATAN MAINTENANCE (PEMELIHARAAN)	43
BAB 5. KESIMPULAN	44
DAFTAR PUSTAKA	
GAMBAR TEKNIK	

DAFTAR TABEL

Tabel. 3.1. Jenis-jenis faktor koreksi berdasarkan daya yang akan ditransmisikan

Tabel 3.2. Bahan poros

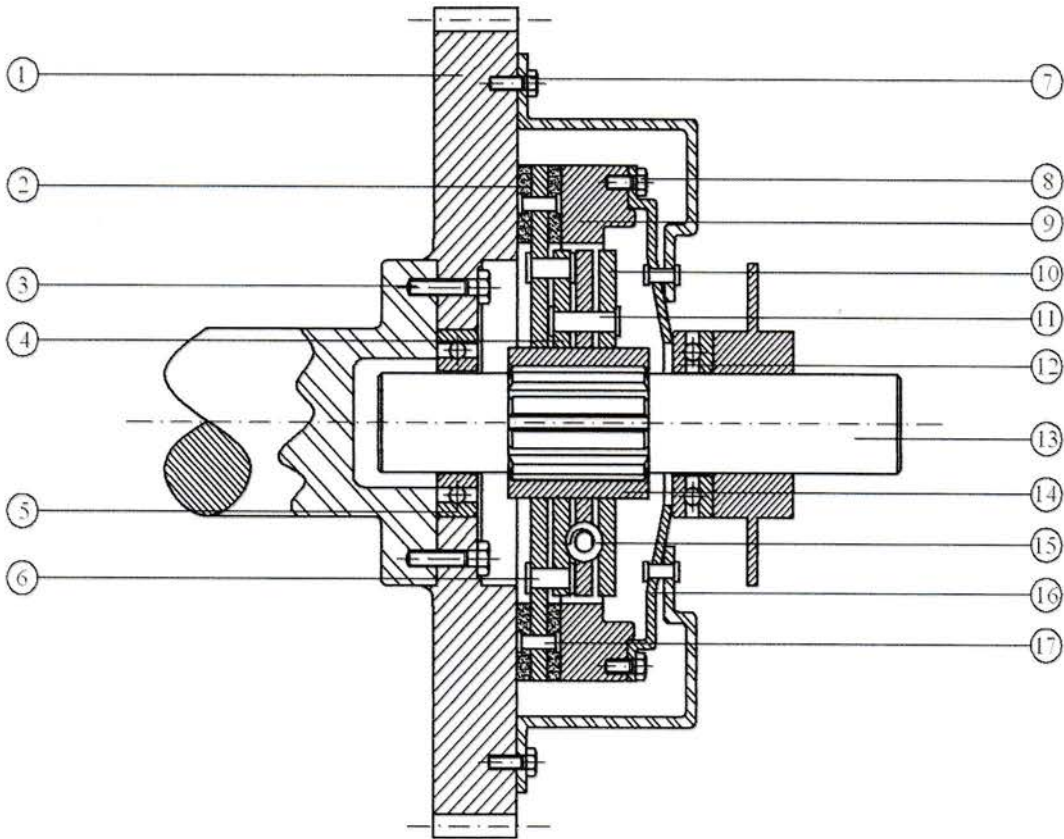
Tabel 3.3. Diameter poros

Tabel 3.4. Spesifikasi spline untuk berbagai kondisi operasi (Standart SAE)

Tabel 3.5. Adapun jenis-jenis bahan plat gesek dapat di lihat pada table bahan ini :

Tabel 3.6. Diameter standart dari kawat baja keras dan kawat musik.

SKEMA GAMBAR



ASSEMBLING

Keterangan Gambar :

1. Flywhell
2. Plat Gesek
3. Baut
4. Plat Pembaawa
5. Bantalan
6. Paku Keling
7. Baut
8. Plat Pembebas
9. Paku Keling
10. Pegas
11. Plat Pembawa
12. Bantalan Aksial
13. Poros
14. Naaf
15. Pegas Matahari
16. Paku Keling
17. Baut

BAB 1

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) = 65 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 1 yang akan dibahas adalah Latar Belakang Perencanaan, Tujuan Perencanaan, Batasan Masalah, dan Sistematika Penulisan. Pada BAB 2 akan di bahas mengenai Tinjauan Pustaka mengenai kopling. Pada BAB 3 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 4 akan ditulis mengenai Pemeliharaan Maintenance dari kopling. BAB 5 akan diisi dengan Kesimpulan dari perhitungan kopling. Dan di akhiri dengan Daftar Pustaka, Lampiran dan Gambar Teknik.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

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.

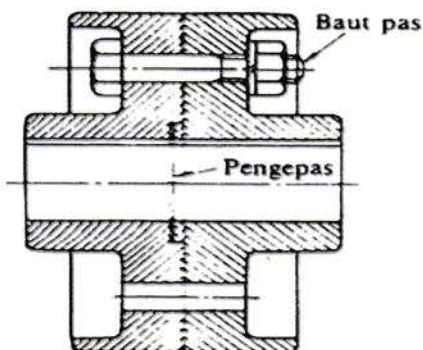
Kopling Tetap dibagi atas :

A. Kopling kaku

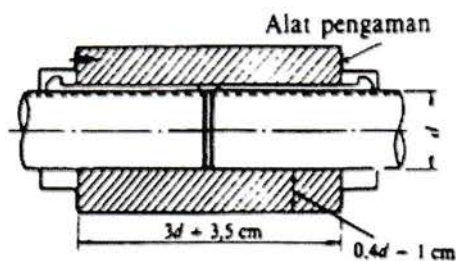
Kopling ini tidak mengizinkan sedikit pun lurusan sumbu kedua poros serta tidak mengurangi tumbukan dan getaran transmisi

Contoh

- Kopling bus
- Kopling flens kaku
- Kopling tempa



Gbr.2.1. Kopling Flens Kaku



Gbr.2.2. Kopling Bus

B. Kopling Luwes

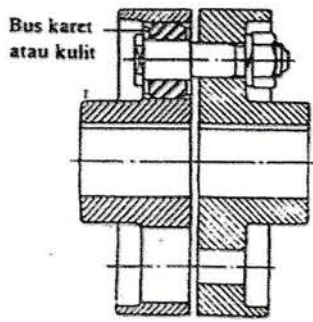
Bentuk rumah keling ini sama dengan flens kaku tetapi pemasangan poros tidak dapat menonjol ke rumah yang satu lagi.

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

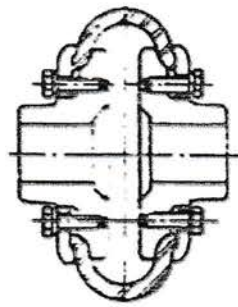
Contoh

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

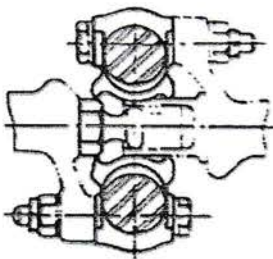
• Kopling gigi



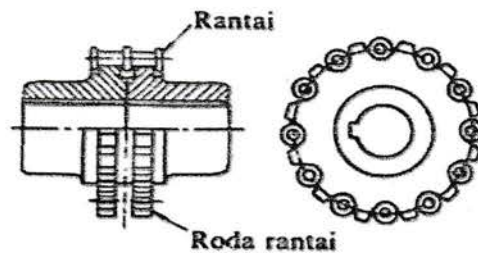
Gbr.2.3. Kopling Flens Luwes



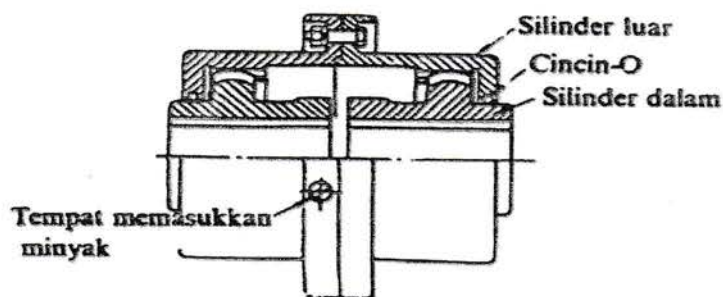
Gbr.2.4. Kopling Karet Ban



Gbr.2.5. Kopling Karet Bintang



Gbr.2.6. Kopling Rantai

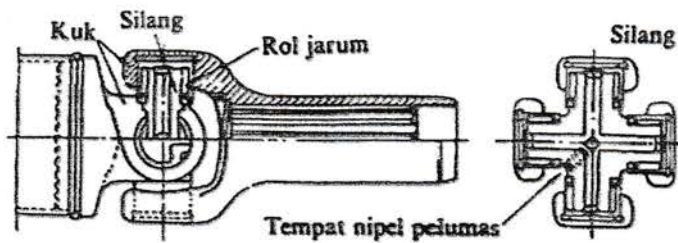


Gbr.2.7. Kopling Gigi

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
6. Getaran aksial pada poros sedikit mungkin sebab pada waktu panas terjadi pemuaian

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 momen dengan kontak positif (tanpa perantara Gerakan) sehingga tidak terjadi slip.

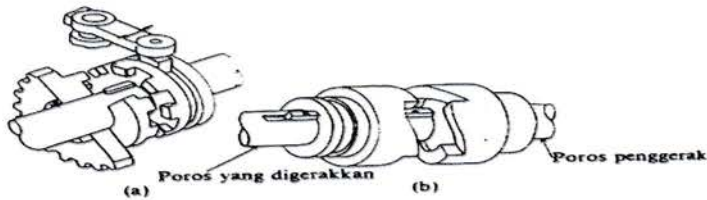
Ada dua bentuk kopling cakar yaitu :

1. Kopling cakar persegi

Konstruksi kopling ini paling sederhana dari antara kopling tidak tetap yang lainnya, dan kopling cakar persegi ini dapat meneruskan momen dalam dua arah tetap, tidak dapat di hubungan 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.



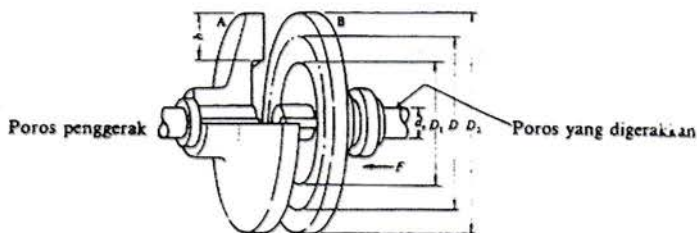
Gbr.2.9. Kopling Cakra

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 .

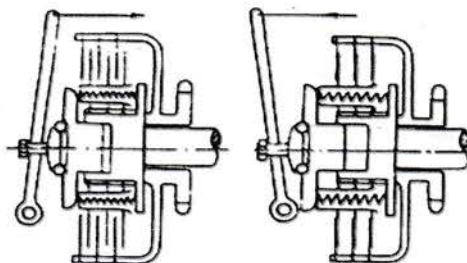
kopling ini dapat dibagi atas :

1. Kopling Plat Tunggal



Gbr.3.0. Kopling Plat Tunggal

2. Kopling Plat Banyak



Gbr.3.1. Kopling Plat Banyak

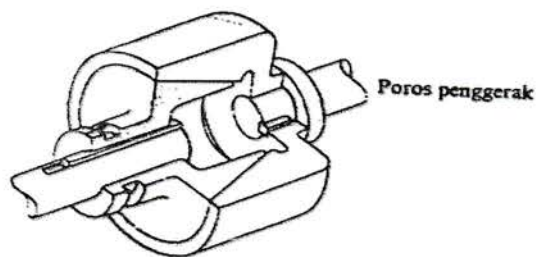
Menurut cara kerjanya dan pelayanannya kopling ini dibagi atas :

- 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.

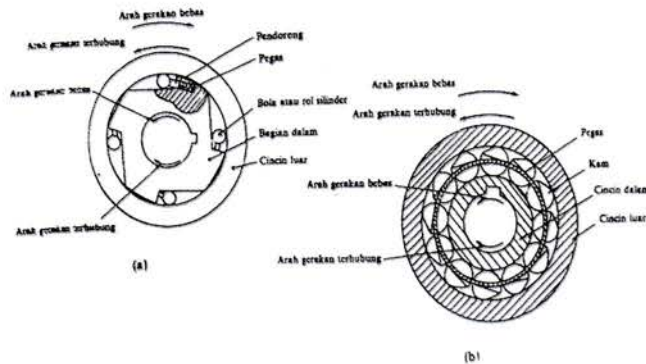


Gbr.3.2. Kopling Kerucut

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 momen lagi. Kopling ini sangat banyak digunakan dalam otomatis mekanis.



Gbr.3.3. Kopling Friwil

E. Kopling Macam Lainnya

Termasuk dalam golongan ini adalah misalnya kopling fluida kering atau kopling serbuk, 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 3

ANALISA PERHITUNGAN

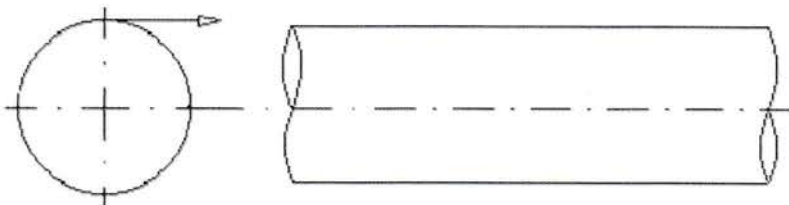
3.1. Poros

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 skalalitas 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).

$$\text{Daya (N)} = 65 \text{ PS}$$

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

Dimana :

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

$$P = 65 \times 0.735 \text{ kw}$$

$$P = 45,775 \text{ kw}$$

Untuk daya maksimal
Momen puntir P = 45,775 kw
Maka torsi untuk daya maksimum

$$T = 9,74 \times 10^5 \text{ (p/n) kg mm.....(Lit 1, hal 7)}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \text{ (45,775)}$$

$$6000$$

$$T = 7430,81 \text{ kg mm} = 743,1 \text{ kg cm}$$

atau T = 7,4 kg m

$$T = 8,8 \text{ kg m (dari spesifikasi mobil)}$$

Bahan poros di pilih dari bahan yang difinis dingin S45C-D dengan kekuatan tarik
τB= 60 kg/mm².

Standard an 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, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D		60	
	S55C-D		72	

Sumber : literature 1 hal 3

Tegangan geser yang di izinkan τa = τB

sf1 x sf2

dimana :

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

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

Sf_1 = factor keamanan akibat pengaruh masa untuk bahan S-C (baja karbon)
diambil 6 sesuai dengan standart ASME (lit 1 hal 8)

Sf_2 = 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 :

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\tau_B}{Sf_1 \times Sf_2} \\ &= \frac{60}{6 \times 1,8} \\ &= 5,5 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Pertimbangan untuk momen diameter poros :

rumus :

$$ds = \frac{[5,1 K_t C_b T]^{1/3}}{\tau_a} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 7})$$

dimana :

ds = diameter poros (mm)

T = momen torsi rencana = 7431 kg mm

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

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

maka :

$$\begin{aligned}ds &= \frac{[5,1 \times 1,5 \times 1,2 \times 7431]^{1/3}}{5,5} \\ &= 23,15 \text{ mm} \\ ds &= 25 \text{ mm (sesuai dengan tabel)}\end{aligned}$$

Pada diameter poros di atas 25 mm, maka tegangan geser terjadi pada poros adalah

$$\tau = 5,1 \frac{[T]}{ds^3} \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau = 5,1 \frac{[7431]}{25^3} \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau = 5,1 \times 0,4 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau = 2,42 \text{ kg/mm}^2$$

Berdasarkan perhitungan di atas maka poros tersebut aman di pakai karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu :
 $2,42 < 5,5 \text{ kg/mm}^2$

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 : literature 1 hal 9

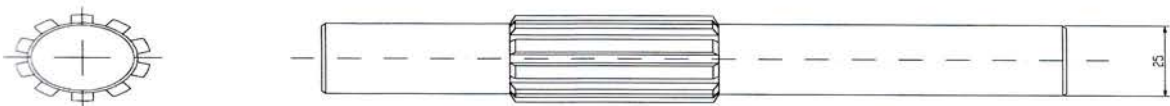
Keterangan :

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 :

Jumlah spline (Z) = 8 buah

Jarak antara spline (W) = $(0,5) \times 5$

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

A.1. Perhitungan spline

Diameter maksimum spline (diambil $d_s = 25$)

Dimana :

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

$$D = \frac{25}{0,81}$$

$$= 30,9 \text{ mm}$$

maka :

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

$$L = 1,9 \times 25 = 47,5 \text{ mm}$$

$$H = \frac{D - d_s}{2}$$

$$= \frac{30,9 - 25}{2} = 2,95 \text{ mm}$$

$$W = 0,5 \times d_s$$

$$= 0,5 \times 25$$

$$W = 12,5 \text{ mm}$$

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

$$r_m = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

Atau

$$r_m = \frac{D + d_s}{4}$$

dimana :

r_m = jari-jari rata-rata

D = diameter spline

D_s = diameter poros = 30 mm

Maka :

$$\begin{aligned} r_m &= \frac{30,9 + 25}{4} \\ &= 13,97 \text{ mm} \end{aligned}$$

Permukaan kekuatan spline

Besarnya gaya pada spline (F_s) adalah :

$$F_s = T/r_m$$

Dimana :

F_s = Besarnya gaya-gaya yang berkerja

T = Moment torsi rencana = 7431 kg mm

R_m = jari-jari spline

Maka :

$$\begin{aligned} F_s &= \frac{7431 \text{ kg.mm}}{13,975 \text{ mm}} \\ &= 531,74 \text{ kg} \end{aligned}$$

Besarnya gaya yang di terima oleh setiap spline (F_m)

$$F_m = F_s/z$$

Dimana :

Z = jumlah spline = 8 buah

F_m = besar gaya yang di terima

Maka :

$$\begin{aligned} F_m &= \frac{531,74}{8} \\ &= 66,47 \text{ kg} \end{aligned}$$

Pemeriksaan tegangan tumbuk

Tegangan tumbuk yang terjadi (τ_c) adalah :

$$\tau_c = F_m/ A_c$$

dimana :

A_c = luas yang mengalami tumbukan (mm)

$$\begin{aligned} A_c &= h \times L \\ &= 2,95 \times 47,5 \\ A_c &= 140,125 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

maka :

$$\tau_c = F_m/ A_c$$

$$= \frac{66,47}{140,125}$$

$$= 0,474 \text{ kg/mm}^2$$

Pemeriksaan tegangan geser

Tegangan geser yang terjadi (τ_g)

$$\tau_g = F_m / A_g$$

Dimana :

$$A_g = W \times L$$

$$= 12,5 \times 47,5 \text{ mm}$$

$$A_g = 593,75 \text{ mm}^2$$

maka :

$$\tau_g = F_m / A_g$$

$$= \frac{66,47 \text{ kg}}{593,75 \text{ mm}^2}$$

$$= 0,111 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan kombinasi yang terjadi (τ)

$$\tau = \sqrt{(\tau_c)^2 + (\tau_g)^2}$$

$$= \sqrt{(0,474 \text{ Kg / mm}^2)^2 + (0,111 \text{ Kg / mm}^2)^2}$$

$$= 0,237 \text{ kg/mm}^2$$

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 : $\tau_a \geq \tau = 5,5 \text{ kg/mm}^2 > 0,237 \text{ kg/mm}^2$ (terpenuhi)

B. Perhitungan Naaf

Naaf yang di rencanakan adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}L &= 1,5 \times D \\&= 1,5 \times 30,9 \\&= 46,35 \text{ mm}\end{aligned}$$

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 (69,27)

W = Jarak antara spline dengan yang lain

L = panjang naaf

Maka :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{f_m}{W \times l} \\&= \frac{66,47}{12,5 \times 47,5} \\&= 0,125 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan Kombinasi (τ_t)

$$\begin{aligned}\tau_t &= \sqrt{(\tau_c)^2 + (\tau_g)^2} \\ &= \sqrt{(0,474 \text{ Kg/mm}^2)^2 + (0,111 \text{ Kg/mm}^2)^2} \\ &= 0,237 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Persentase syarat keamanan adalah : $\tau_a > \tau_t = 5,5 \text{ kg/mm}^2 > 0,237 \text{ kg/mm}^2$ (terpenuhi/aman) Tegangan geser yang diizinkan lebih besar dari Tegangan kombinasi yang terjadi.

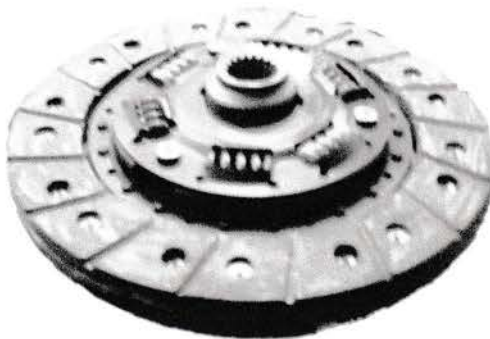
3.3. Plat Gesek

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 :

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

β

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 : Elemen Mesin

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 :

$$Mtd = \frac{2 F \times \rho \times 2 \times b \times r m^2}{\beta}$$

Dimana :

Mtd = moment yang di rencanakan (kg/cm) = 7431 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 :

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

$$r m^3 = \frac{7430,1 \times 1,5}{1,224}$$

$$\begin{aligned} r m &= 6,06 \text{ cm} \\ &= 60,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

maka lebar bidang gesek (b) adalah :

$$\begin{aligned}b &= 0,4 \times r_m \\&= 0,4 \times 6,06 \\&= 2,424 \text{ cm} \\&= 24,24 \text{ mm}\end{aligned}$$

Jari-jari dalam bidang gesek (r_1)

$$\begin{aligned}r_1 &= r_m - \frac{b}{2} \\&= 6,06 - \frac{2,424}{2} \\&= 4,848 \text{ cm} \\&= 48,48 \text{ mm}\end{aligned}$$

Diameter dalam bidang gesek (D_1)

$$\begin{aligned}D_1 &= 2 \times r_1 \\&= 2 \times 4,848 \\&= 9,696 \text{ cm} \\&= 96,96 \text{ mm}\end{aligned}$$

Jari-jari dalam bidang gesek (r_2)

$$\begin{aligned}r_2 &= r_m + \frac{b}{2} \\&= 6,06 + \frac{2,424}{2} \\&= 7,272 \text{ cm} \\&= 72,72 \text{ mm}\end{aligned}$$

Diameter luar bidang gesek (D_2)

$$\begin{aligned}D_2 &= 2 \times r_2 \\&= 2 \times 7,272 \\&= 14,544 \text{ cm} \\&= 145,44 \text{ mm}\end{aligned}$$

Besar gaya yang menentukan faktor adalah :

$$F = A \times Pa$$

Dimana :

P_a = Tekanan yang di inginkan = $0,007 - 0,07$ (besi cor dan asbes) = $0,007$
 kg/mm^2 (diambil)

A = luas bidang gesek

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

dimana :

n = jumlah paku keling dan parit = 18

dp = Diameter paku keling = 3 mm

b = panjang parit

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

$$\begin{aligned} L_p &= n \frac{\pi}{4} dp^2 \\ &= 18 \frac{\pi}{4} 3^2 \\ &= 127,17 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Dimana panjang parit (b)

$$\begin{aligned} b &= \frac{D_2 - D_1}{2} \\ &= \frac{145,44 \text{ mm} - 96,96 \text{ mm}}{2} = 48,48 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka luas bidang gesek (A) adalah :

$$\begin{aligned} A &= \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) - \frac{[n(b l) + \pi dp^2]}{4} \\ &= \frac{\pi}{4} (145,44^2 - 96,96^2) - \frac{[18(48,53) + \frac{\pi}{4} 3^2]}{4} \\ &= 2548,9 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} F &= A \times \rho a \\ &= 2548,9 \text{ mm}^2 \times 0,07 \text{ Kg/mm}^2 \\ &= 22,17 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Moment yang terjadi pada plat gesek (mg)

$$M_g = M_d + M_t$$

Dimana :

M_d = Momen dinamis

M_t = Momen torsi

T = Waktu penyambungan kopling (3 detik)

W = Kecepatan sudut

A_p = Kerja plat gesek akibat energi kinetic

Maka :

$$A_p = \frac{100 \times 75 \times 2}{12}$$

$$= 1250 \text{ Kg/mm}$$

$$W = \frac{2\pi \cdot n}{60}$$

$$= \frac{2 \times 3,14 \times 6000}{60}$$

$$= 62,8 \text{ rad/det}$$

$$m_d = \frac{2 \times A_p}{W \times 2}$$

$$= \frac{2 \times 1250}{62,8 \times 2}$$

$$= 19,90 \text{ kg/mm}$$

Maka torsi (mt) adalah :

$$M_t = \frac{2 \times \rho \times 0,4 \times 0,4 (\text{rm}^2 \times Z)}{1,5}$$

$$= \frac{2 \times 3 \times 0,4 \times 0,4 (13,8^2 \times 2)}{1,5}$$

$$= 243,8 \text{ kg cm}$$

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

$$M_g = M_d + M_t$$

$$= 19,9 \text{ Kg cm} + 243,8 \text{ Kg cm}$$

$$= 263,7 \text{ Kg cm}$$

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)

$$\begin{aligned} N_g &= \frac{M_g \times W \times l \times Z}{F \times 75 \times 3600} \\ &= \frac{263,7 \times 62,8 \times 2 \times 2}{1,622 \times 75 \times 3600} \\ &= 0,15 \text{ Dk} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} D_{max} &= \frac{M_{td} \times n}{9,74 \times 10^5} \\ &= \frac{1097,6 \times 6000}{9,74 \times 10^5} \\ &= 6,76 \text{ mm} \end{aligned}$$

Daya mekanisme adalah :

$$\begin{aligned} N_m &= \frac{D_{max} \times 0,5 \times 2 + p (6000 - 10,3)}{6000} \\ &= \frac{6,76 \times 0,5 \times 2 + 100 (6000 - 10,3)}{6000} \\ &= 106,58 \end{aligned}$$

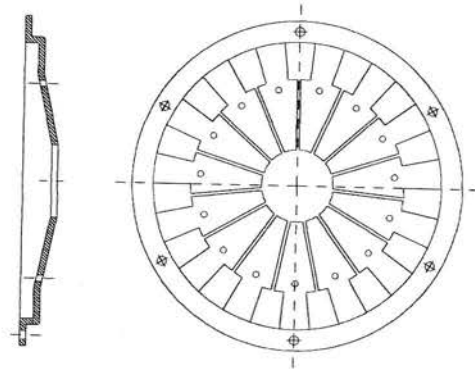
Efisiensi kopling (μ_K) adalah :

$$\begin{aligned} \mu_K &= \frac{N_m - N_g}{N_m} \times 100 \% \\ &= \frac{106,58 - 0,15}{106,58} \times 100 \% \\ &= 99,8 \% \end{aligned}$$

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)



Gambar 3.4.1. pegas 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 atas dapat dilihat bahwa keseimbangan adalah nol atau $\Sigma m = 0$

$$Q \times l = p d \times k$$

Dimana :

L = panjang cutter

K = konstanta pegas

Maka :

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

Sehingga ;

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

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 :

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

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/mm²)

Q_p = gaya pada pegas

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

h = Tebal pegas 3,5 mm

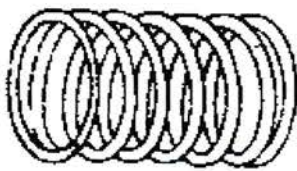
B = Tinggi pegas = 6 x h = 6 x 3,5 = 21 mm

Maka :

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

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 3.5.2. Pegas Tekan

Gaya yang dialami pada pegas tekan

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

Dimana :

Mtd = Moment yang di rencanakan

Rm = jari-jari letak pegas (cm)

$$\begin{aligned}
 R_m &= \frac{D_o - D_p}{4} \\
 &= \frac{22,4 - 3,2}{4} \\
 &= 4,8 \text{ cm} \\
 R_m &= 48 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{7431 \text{ kg mm}}{48 \text{ mm}} \\
 &= 154,81 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Gaya yang di terima setiap pegas (F_p)

$$\begin{aligned}
 F_p &= \frac{F}{Z} \\
 &= \frac{154,81 \text{ kg}}{6} \\
 F_p &= 25,8 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Dalam pegas yang di rencanakan adalah bahan SUS 316 WPA (kawat baja poros) yang memiliki tegangan tarik sebesar (120 – 145 kg/mm²)

Dimana :

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

K_d = faktor pegangan pegas dari awal

$$K_d = \frac{(C + 0,5)}{C} = \frac{7 + 0,5}{7} = 1,07$$

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

d = diameter kawat = 3,2 mm

maka :

$$\tau_{\max} = 1,07 \frac{8 \times 22,4 \times 38,12}{3,14 \times 3,2^3}$$

$$= 71,04 \text{ kg/mm}^2$$

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 : lit 1 hal 316

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

$$T_p = \frac{8 F_p \times D}{\pi \times d^3}$$

$$= \frac{8 \times 38,12 \times 22,4}{3,14 \times (3,2)^3}$$

$$T_p = 66,39 \text{ kg/mm}$$

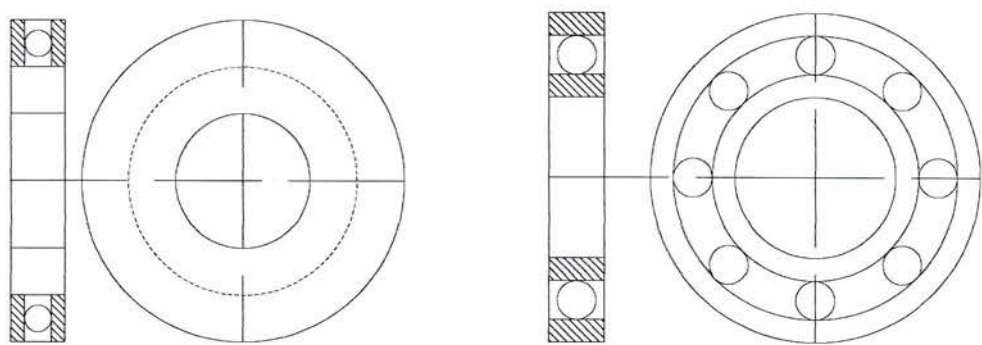
Dari syarat pemakaian

$T_t \geq \tau_p = 71,04 \text{ kg/mm} \geq 66,39 \text{ kg/mm}^2$ (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

3.5. 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 : lit 1 hal 143

Dipilih 6305ZZ, didapat d = 25 mm, D = 62 mm, B = 17mm, r = 2 mm. C = 1610 kg, Co = 1080 kg

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

Pa = X . Fr + Y . Fa.....(Lit 1, hal 135)

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 ;

$$Co = 1650 \text{ kg ; kapasitas nominal statis spesifik}$$

$$C = 2380 \text{ kg ; kapasitas nominal dinamis spesifik}$$

Sehingga : $Fa = Co \cdot C$

$$Fa = 0,014 \times 1080 = 15,12 \text{ kg}$$

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, nama faktor kecepatan (fn) untuk bantalan bola adalah:

$$fn = \left(\frac{3,33}{n} \right)^{1/3} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 136})$$

dimana : $n = 6000 \text{ rpm}$

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

Sedangkan faktor umur bantalan adalah :

$$\begin{aligned} fh &= fn \cdot \frac{C}{Pa} \\ &= 0,177 \times \frac{1610}{71,92} = 3,96 \end{aligned}$$

Sehingga umur nominal untuk bantalan bola adalah :

$$\begin{aligned} Lh &= 500 \cdot (fh)^3 \dots\dots\dots (Lit 1, hal 136) \\ &= 500 \times (3,96)^3 = 31049,568 \text{ jam} \end{aligned}$$

Diperkirakan ketahanan dari bantalan, dilihat dari umur nominal bantalan (Lh = 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 :

$$\frac{31049,568}{24} = 1294 \text{ hari}$$

Sehingga diperkirakan umur bantalan apabila dipakai secara kontiniu (24am/hari) maka lamanya pemakaian kira – kira 3,536 tahun, dimana 1 tahun 366 hari.

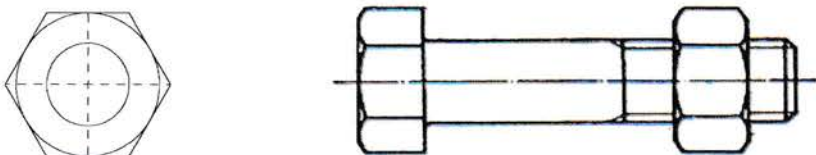
3.6.Baut

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. 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 = 7431 kg/mm

Maka :

$$F = \frac{7431 \text{ kg/mm}}{40 \text{ mm}} \\ = 185,775 \text{ kg}$$

Sehingga beban tarik aksial (Fb)

$$Fb = \frac{F}{N} \\ = \frac{185,775 \text{ kg}}{8}$$

$$Fb = 23,2 \text{ kg}$$

Bahan terbuat dari S40C 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 :

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

Dimana:

Fb = beban tarik aksial

Ta = tegangan tarik yang di izinkan

Maka :

W= F

$$d_1 \geq = \sqrt{\frac{4 \cdot w}{\pi \tau n}}$$
$$d_1 \geq = \sqrt{\frac{4 \times 185,775 \text{ Kg}}{3,14 \times 8}}$$

$$= 29,58$$

$$d_1 = 43,129 \text{ (sesuai table 3.6.)}$$

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

$$4$$

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

$$4$$

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

sehingga :

$$\tau_t = \frac{29,58 \text{ kg}}{1460,19 \text{ mm}}$$

$$1460,19 \text{ mm}$$

$$= 0,0204 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Syarat pemakaian } \tau_g \geq \tau_t = 3,43 \text{ kg/mm}^2 \geq 0,0204 \text{ kg/mm}^2$$

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

$$\text{Diameter luar (D)} = 48,000 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter Efektif (D}_2\text{)} = 44,752 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter dalam (D}_1\text{)} = 43,129 \text{ mm}$$

$$\text{Jarak bagi } (\rho) = 5 \text{ mm}$$

$$\text{Tinggi kaitan (H)} = 2,706 \text{ mm}$$

B. Baut pengikat rumah kopling dengan flywheel

Jumlah baut yang di rencanakan ada 12 buah

Jarak sumbu ke baut (R) = 60 mm.

Maka gaya yang di terima oleh setiap baut adalah :

$$\begin{aligned} F &= \frac{Mtd}{R} \\ &= \frac{7431 \text{ kg/mm}}{60 \text{ mm}} \\ &= 123,85 \text{ kg} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} f_b &= \frac{F}{n} \\ &= \frac{123,85}{12} \\ &= 10,32 \text{ kg} \end{aligned}$$

Bahan baut adalah S40C dengan kekuatan tarik (τ_b) adalah 55 kg/mm²

W= F

$$\begin{aligned} d_1 \geq &= \sqrt{\frac{4 \cdot w}{\pi \tau_b}} \\ d_1 \geq &= \sqrt{\frac{4 \times 123,85 \text{ Kg}}{3,14 \times 55}} \\ &= 13,15 \text{ mm (diambil 19,294)} \end{aligned}$$

Maka di peroleh

$$\begin{aligned} A &= \frac{\pi (13,15)^2}{4} \\ &= 23,74 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} \tau_t &= \frac{10,32 \text{ kg}}{23,74 \text{ mm}} \\ &= 0,43 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Syarat pemakaian adalah $\tau_g \geq \tau_t = 3,43 \text{ kg/mm}^2 \geq 0,52 \text{ kg/mm}^2$. 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 (D₂) = 20,376 mm
- Diameter dalam (D₁) = 19,294mm
- Jarak bagi (p) = 2,5 mm
- Tinggi kaitan (H) = 1,353mm

Tabel 3.6.

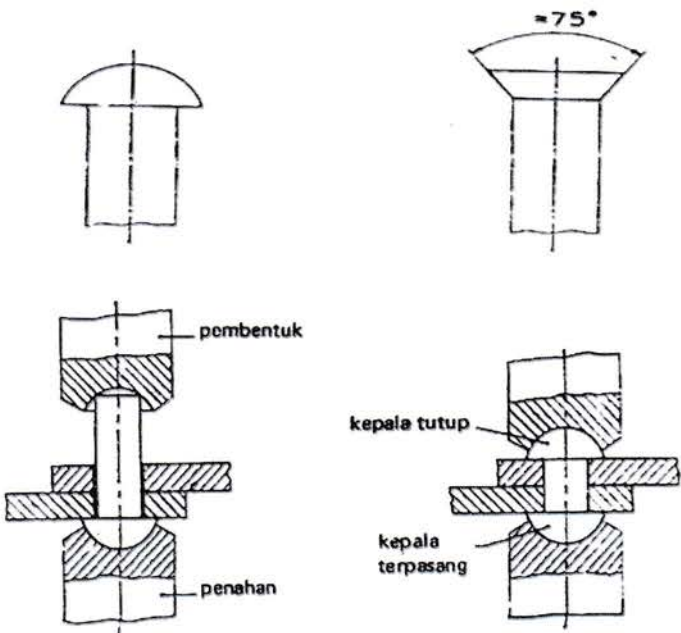
Ulir			Jarak bagi P	Tinggi kaitan H ₁	Ulir dalam		
					Diamete r Luar D	Diameter efektifD ₂	Diameter dalamD ₁
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar d	Diameter efektif d ₂	Diameter inti d ₁
M 6		M 7	1	0,541	6,000	5,350	4,917
			1	0,541	7,000	6,350	5,917
M 8			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
		M 9	1,25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

Sumber : literature 1 hal 290

3.7. Paku Keling

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



Gambar 3.7. Paku Keling

Tabel 3.7.

Jenis dan sketsa		Dimensi
	D Qa N L	2 mm – 37 mm (1,6 – 1,8) d (0,6 – 0,8) d (3 – 10) d
	D Qa N L	2,6 mm – 31 mm (1,6 – 1,8) d (0,6 – 0,8) d $\Sigma 5 + (1,5 - 1,7) d$ $\Sigma 5 = \text{jlh tebal plat}$
	D Qa N	2,3 mm – 36 mm (1,5 – 2) d (0,4-0,5) d

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 river.

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 ;

$$P = \frac{M_p}{L_p} \dots\dots\dots (\text{Lit : 3, hal : 14})$$

Dimana : $M_p = 7431 \text{ kg mm}$
 $L_p = 2,2 \times d_p \ 2,2 \times 3 = 6,6 \text{ mm}$

Jadi :

$$P = \frac{7431}{6,6} = 1125,91 \text{ kg mm}$$

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

$$P' = \frac{P}{n} = \frac{7431}{24} = 309,63 \text{ kg mm}$$

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 :

$$\tau_g = \frac{P'}{n \cdot F_1} = \frac{309,63}{24 \times 12,56} = 1,027 \text{ kg/mm}^2$$

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 :

$$P_1 = 2 \cdot \Sigma t \quad \text{Maka :}$$

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

$$P_1 \geq P$$

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

$$7,4 \text{ kg/mm}^2 \geq \frac{309,63}{24 \times 4 \times S}$$

$$S \geq \frac{309,63}{710,4}$$

$$S = 0,436 \text{ mm}$$

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

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

$$= \frac{309,63}{24 \times 4 \times 3 \times 0,644}$$
$$= 1,67 \text{ kg/mm}^2$$

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 gaya tumbuk yang terjadi.

BAB 4

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 5

KESIMPULAN

Dari perhitungan rancangan Kopling sejenis DAIHATSU AYLA dapat diambil kesimpulan :

1. Perhitungan Poros

- Moment Torsi (T) = 7431 Kg mm
- Bahan Poros = S45C-D
- Diameter Poros = 25 mm

2. Perhitungan Spline Dan Naaf

- Bahan spline = S45C-D
- Lebar spline (w) = 12,5 mm
- Kedalaman spline = 3,52 mm
- Jari-Jari spline (d) = 13,97 mm
- Diameter spline (d) = 30,9 mm
- Diameter spline (L) = 47,5 mm

3. Perhitungan Plat gesek

- Diameter Luar (D2) = 145,44 mm
- Diameter Luar (D1) = 96,96 mm
- Luas Plat Gesek = 2548,9 mm²
- Bahan plat gesek = ASBESTOS

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 = 1610 Kg

- Diameter Luar = 62 mm
- Diameter dalam (d) = 25 mm
- Lebar bantalan = 17 mm

6. Perhitungan Baut

- Bahan Baut = S40C
- Diameter inti Baut = 43,12 mm
- Jarak Bagi (p) = 5 mm
- Tegangan Geser Ijin = 3,43 Kg/mm²
- Tegangan Tarik = 0,0204 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. Ir. Jack Stolk dan Ir. C. Kros, 1993, *Elemen Mesin (Elemen Kostruksi Bangunan Mesin)*, PENERBIT Erlangga, Jakarta Pusat.
2. Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell, dan Gandhi Harahap (penterjemah), *Perencanaan Teknik Mesin*, Edisi Keempat, Jilid 2, Erlangga, Jakarta, 1991.
3. Niemann, H. Winter. 1992; *Elemen Mesin* Jilid 2. erlangga, Jakarta.
4. Ir. Sularso, MSME dan Kyokatsu Suga, 1983, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, P.T. Pradya Paramitha Jakarta.
5. Robert L. Norton, *Machine Design: An Integrated Approach*, Prentice Hall, New Jersey, 1996.