

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN

KOPLING DAIHATSU SIGRA

Daya (N) : 67 Ps

Putaran (n) : 6000 Rpm

Disusun oleh :

Calvin Parulian Simanjuntak

NPM : 14 813 0035



PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS MEDAN AREA

MEDAN

2020

LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
KOPLING DAIHATSU SIGRA

Daya (N) : 67 Ps

Putaran (n) : 6000 Rpm

Disusun oleh :

Calvin Parulian Simanjuntak

NPM : 14 813 0035

(B)

Diketahui Oleh :

Ka. Progran Studi



(Muhammad Idris, ST., MT)

Disetujui Oleh :

Dosen Pembimbing

(Ir. Amru Siregar, MT)

LEMBAR ASISTENSI
TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
(KOPLING)

NO	HARI / TANGGAL	URAIAN	PARAF

Medan, 28 AGUSTUS 2020

Dosen Pembimbing

(Ir. Amru Siregar, MT)

TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN (KOPLING)

Nama Mahasiswa : Calvin Parulian Simanjuntak

NPM : 14 813 0035

SPEKIFIKASI :

Rencanakanlah KOPLING untuk kendaraan DAIHATSU SIGRA dengan:

Daya (N) : 67 Ps

Putaran (n) : 6000 rpm

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

tentukan sendiri.

Diberikan Tanggal : 02 JULI 2020.

Selesai tanggal : 28 AGUSTUS 2020

Asistensi Setiap :

Medan , 28 AGUSTUS 2020

DOSEN PEMBIMBING

(Ir. Amru Siregar, MT)

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kita panjatkan ke pada Tuhan Yang Maha Esa, karena dengan rahmat dan hidayahNya maka penulis dapat menyelesaikan "*Tugas Rancangan Elemen Mesin*" ini, yang mana sudah menjadi kewajiban yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Universitas Medan Area Jurusan Teknik Mesin untuk merancang sebuah Kopling. Dalam tugas Perancangan Kopling ini, penulis merancang Kopling jenis kendaraan DAIHATSU SIGRA dengan Daya : 67 Ps dan Putaran : 6000 Rpm.

Untuk menyelesaikan tugas ini penulis mengambil dari beberapa sumber yakni buku-buku yang berhubungan dengan perancangan Kopling yang ditambah dengan mata kuliah yang telah diberikan oleh dosen mata kuliah Elemen Mesin.

Penulis menyadari sepenuhnya dalam merancang Kopling ini masih banyak sekali ditemukan kekurangan-kekurangan dan masih jauh dari sempurna. Untuk itulah penulis tetap mengundang saran dan kritik untuk perbaikan dimasa mendatang.

Akhirnya penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada Bapak Ir. Amru Siregar, MT sebagai Dosen Pembimbing dan rekan-rekan mahasiswa yang telah banyak membantu penulis dalam menyelesaikan tugas ini. Penulis berharap tugas ini dapat bermanfaat bagi penulis pribadi khususnya dan bagi pihak yang membutuhkan.

Medan 28 AGUSTUS 2020

Calvin Parulian Simajuntak

148130035

DAFTAR ISI

	Halaman
LEMBAR PENGESAHAN	
LEMBAR ASISTENSI	
LEMBAR SPESIFIKASI	
KATA PENGANTAR	
DAFTAR ISI	
DAFTAR GAMBAR	
DAFTAR TABEL	
DAFTAR DIAGRAM ALIRAN	
SKEMA GAMBAR	
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang Perencanaan	1
1.2. Tujuan Perencanaan	1
1.3. Batasan Masalah	1
1.4. Sistematika Penulisan	2
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1. Klasifikasi Kopling	3
2.2. Macam-macam Kopling	4
2.3. Dasar Dasar Perencanaan Kopling	10
2.4. Sistem Kerja Kopling	11
BAB 3 PERHITUNGAN UKURAN UTAMA KOPLING	12
3.1. Poros	12
3.2. Spline dan Naaf	19
3.3. Plat Gesek	24
3.4. Pegas	31
3.5. Bantalan	38
3.6. Baut dan Mur	43
3.7. Paku Keling	48

BAB 4	PERAWATAN (<i>MAINTENANCE</i>)	53
	4.1. Pemeliharaan Sistem Kopling	53
	4.2. Masalah umum yang terjadi pada kopling	54
	4.3. Gejala kerusakan pada Kopling	55
	4.4. Tips Merawat Kopling	56
	4.5. Perawatan sistem pelumasan	57
BAB 5	KESIMPULAN	58
	5.1. Kesimpulan	58
	5.2. Saran	60
DAFTAR PUSTAKA		61
GAMBAR TEKNIK		

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1 Sistem Kopling	3
Gambar 2.2 Kopling Magnet	4
Gambar 2.3 Kopling Satu Arah	5
Gambar 2.4 Kopling Hidrolik	6
Gambar 2.5 Kopling Sentrifugal	6
Gambar 2.6 Kopling Cakar	7
Gambar 2.7 Kopling Plat	8
Gambar 2.8 Kopling Kerucut	8
Gambar 2.9 Kopling Friwil	9
Gambar 3.1 Poros	12
Gambar 3.2 Spline	19
Gambar 3.3 Plat Gesek	24
Gambar 3.4 Pegas Kejut	31
Gambar 3.5 Bantalan	38
Gambar 3.6 Baut dan Mur	43
Gambar 3.7 Paku Keling	48

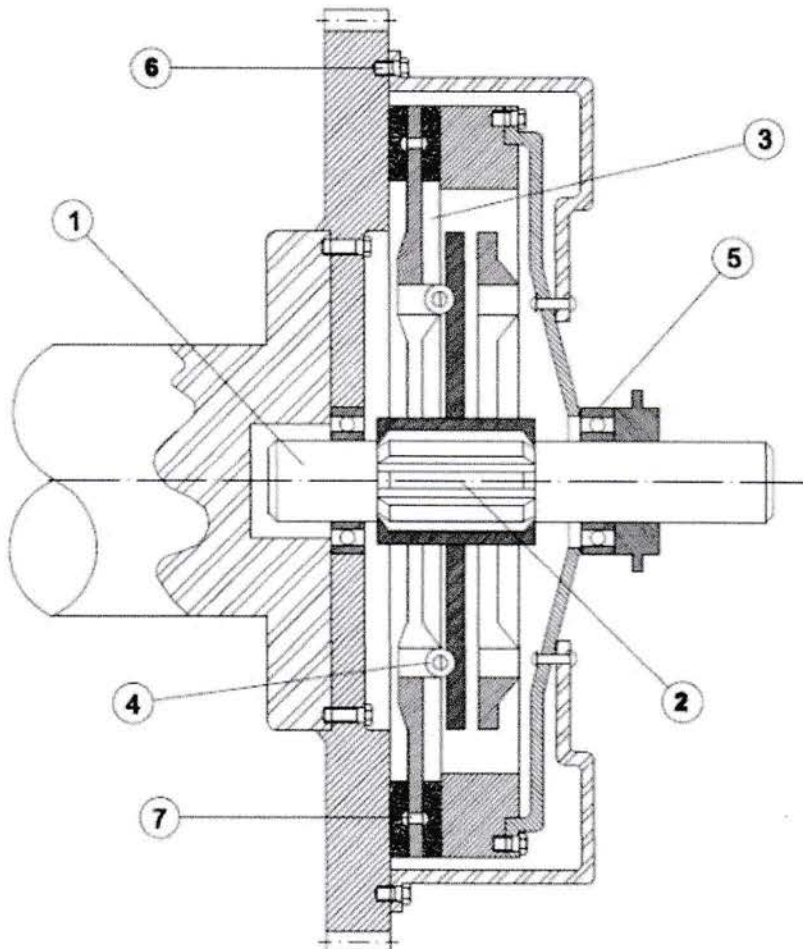
DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 2.1 Perbandingan kelebihan dan kekurangan kopling	10
Tabel 3.1 Faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan (f_c)	14
Tabel 3.2 Standart bahan poros	14
Tabel 3.3 Diameter poros	16
Tabel 3.4 DIN 5462 - DIN 5464	20
Tabel 3.5 Harga μ dan $P\alpha$	24
Tabel 3.6 Momen puntir gesek statis kopling plat tunggal kering	27
Tabel 3.7 Laju keausan permukaan plat gesek	28
Tabel 3.8 Batas keausan rem dan kopling plat tunggal kering	28
Tabel 3.9 Harga modulus geser G	31
Tabel 3.10 Bantalan Bola	38
Tabel 3.11 Faktor - faktor V , X , Y dan X_0 serta Y_0	39
Tabel 3.12 Ukuran standar ulir kasar metris	44
Tabel 3.13 Gejala kerusakan pada kopling	55

DAFTAR DIAGRAM ALIRAN

	Halaman
1. Diagram aliran poros	18
2. Diagram aliran spline dan naaf	23
3. Diagram aliran Kopling Plat gesek	30
4. Diagram aliran Pegas	37
5. Diagram aliran Bantalan gelinding	42
6. Diagram aliran Baut dan mur	47
7. Diagram aliran Paku keling	52

SKEMA GAMBAR



Keterangan gambar :

1. Poros
2. Spline dan Naaf
3. Plat Gesek
4. Pegas
5. Bantalan Gelinding
6. Baut dan Mur
7. Paku Keling

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 Perencanaan

1. Dengan merancang kembali dan menghitung kembali ukuran utama dari bagian – bagian kopling pada mobil Sibra.
2. Mampu memahami kembali mata kuliah Elemen Mesin
3. Untuk memenuhi kewajiban sebagai mahasiswa Program Studi Teknik Mesin di Universitas Medan Area.

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) = 67 PS
2. Putaran (n) = 6000 rpm

1.4. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan Tugas Rancangan Elemen Mesin adalah sebagai berikut :

BAB 1 PENDAHULUAN

Bab ini membahas dan menjelaskan tentang latar belakang masalah kopling , tujuan penulisan dan batasan masalah. Serta menjelaskan tentang bagaimana sistematika penulisan laporan Tugas Rancangan Elemen Mesin disusun.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini menjelaskan tentang pengertian kopling , kopling sebagai elemen mesin , jenis – jenis kopling , nama – nama komponen pada kopling.

BAB 3 PERHITUNGAN BAGIAN UTAMA KOPLING

Bab ini menjelaskan tentang :

1. Perhitungan ukuran Poros
2. Perhitungan ukuran Spline dan Naaf
3. Perhitungan ukuran Plat Gesek
4. Perhitungan ukuran Pegas
5. Perhitungan ukuran Bantalan
6. Perhitungan ukuran Baut dan Mur
7. Perhitungan ukuran Paku Keling

BAB 4 PERAWATAN MAINTENANCE (PEMELIHARAAN)

Bab ini menjelaskan tentang perawatan maintenance (pemeliharaan) dari sebuah kopling.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

Bab ini akan diisi dengan kesimpulan.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Klasifikasi Kopling

Kopling adalah bagian dari komponen sistem transmisi yang berfungsi untuk menyambung dan memutuskan daya dan putaran yang dihasilkan dari poros input ke poros output. Kopling memegang peranan yang penting pada saat pergantian transmisi, dimana mesin harus bebas dan tidak berhubungan dengan sistem transmisi tersebut.

- kopling sebagai Elemen mesin

kopling merupakan komponen mesin yang banyak sekali digunakan dalam konstruksi mesin, sehingga untuk merencanakan kopling harus diperhatikan hal-hal sebagai berikut ;

- Aman pada putaran tinggi, getaran dan tumbukannya kecil.
- Konstruksinya yang baik dan praktis
- Pemasangan yang mudah dan cepat.
- Material kopling harus tahan terhadap
 - Temperatur yang tinggi dan sifat penghantar arus
 - Keausan dan goresan
 - Koefisien gesek yang tinggi
 - Sifat ductility yang baik.



Gambar 2.1 Sistem Kopling

2.2. Macam-Macam Kopling

Menurut konstruksinya secara umum Kopling dapat dibagi atas dua bagian, yaitu:

1. Kopling Tetap
2. Kopling Tidak Tetap

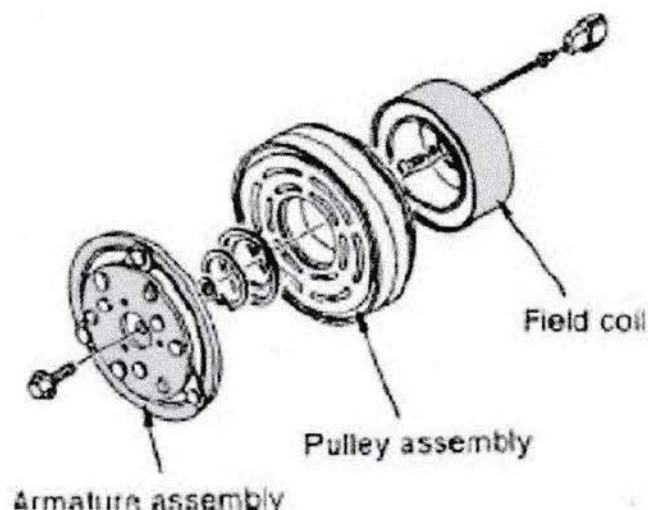
2.2.1. Kopling Tetap

Kopling tetap adalah elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak ke poros yang digerakkan secara pasti (tanpa terjadi slip), dimana sumbu kedua poros terletak pada satu garis lurus atau dapat berbeda sedikit letak sumbunya.

Kopling tetap menurut fungsinya sebagai berikut :

- Kopling Magnet

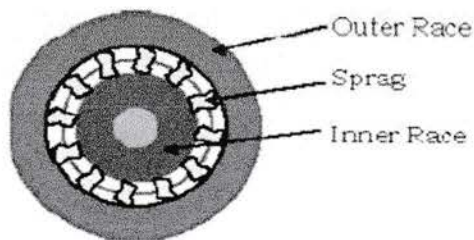
Dinamakan kopling magnet karena untuk melakukan pemindahan daya dengan memanfaatkan gaya magnet. Magnet yang digunakan magnet remanent yang dibangkitkan dengan mengalirkan arus listrik ke dalam sebuah lilitan kawat pada sebuah inti besi. Listrik yang dibangkitkan atau tersedia dikendaraan adalah listrik arus lemah sehingga magnet yang dibangkitkan tidak cukup kuat untuk dijadikan sebuah kopling pemindah daya utama. Kopling jenis ini kebanyakan hanya digunakan sebagai kopling pada kompresor *air conditioner* (AC).



Gambar 2.2 Kopling magnet

- Kopling Satu Arah (*one way clutch / free wheeling clutch*)

Kopling satu arah merupakan kopling otomatis yang memutus dan menghubungkan proses penggerak (*driving shaft*) dan yang digerakkan (*driven shaft*) tergantung pada perbandingan kecepatan putaran sudut dari poros-poros tersebut. Jika kecepatan *driving* lebih tinggi dari *driven*, kopling bekerja menghubungkan *driving* dan *driven*. Jika kecepatan *driving* lebih rendah dari *driven*, kopling bekerja memutuskan *driving* dan *driven*. Ada dua jenis *one way clutch* yakni *sprag type* dan *roller type*.

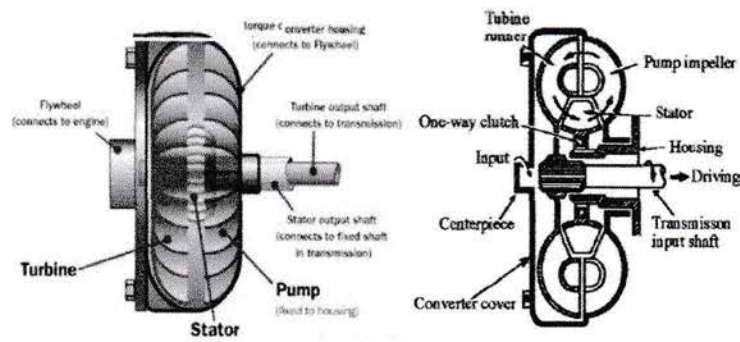


Kopling satu arah tipe sprag dan tipe roller

Gambar 2.3 Kopling Satu Arah

- Kopling Hidrolik

Dinamakan kopling hidrolik karena untuk melakukan pemindahan daya adalah dengan memanfaatkan tenaga hidrolis. Tenaga hidrolis di dapat dengan menempatkan cairan / minyak pada suatu wadah mekanisme yang diputar, sehingga cairan akan terlempar / bersikulasi oleh adanya gaya sentrifugal akibat putaran sehingga fluida mempunyai tenaga hidrolis. Fluida yang bertenaga inilah yang digunakan sebagai penerus / pemindah tenaga.

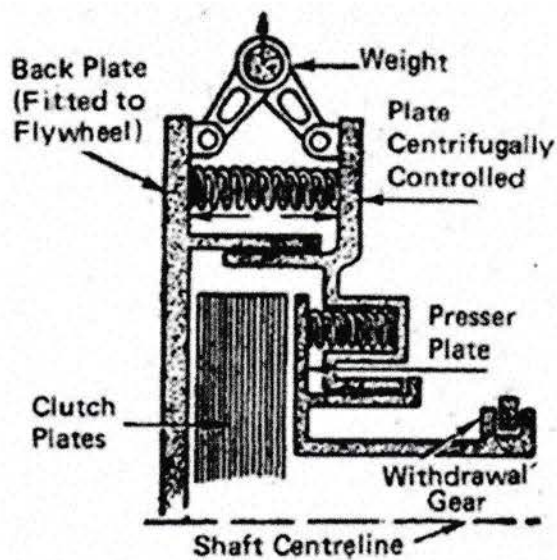


Konstruksi unit kopling fluida.

Gambar 2.4 Kopling Hidrolik

○ Kopling Sentrifugal

Jika mesin berputar maka bandul sentrifugal akan terlempar keluar oleh gaya sentrifugal, sehingga *centrifugal plate* akan tertarik sehingga menekan plat kopling ke *back plate / flywheel*. Bila putaran mesin berkurang maka intensitas tekanan *centrifugal plate* juga berkurang.



Gambar 2.5 Kopling Sentrifugal

2.2.2. Kopling Tidak Tetap

Kopling tidak tetap adalah elemen mesin yang menghubungkan poros yang digerakkan dan poros penggerak dengan putaran yang sama dalam meneruskan daya serta dapat melepaskan hubungan kedua poros tersebut, baik dalam keadaan diam maupun berputar.

Yang termasuk kopling tidak tetap antara lain :

- Kopling Cakar

Kopling ini meneruskan momen dengan kontak positif (tidak dengan perantaraan gesekan) hingga tidak dapat slip. Ada dua bentuk kopling cakar, yaitu kopling cakar persegi dan kopling cakar spiral. Kopling cakar persegi dapat meneruskan momen dalam dua arah putaran, tetapi tidak dapat dihubungkan dalam keadaan berputar sebaliknya, kopling cakar spiral dapat dihubungkan dalam keadaan berputar tetapi hanya baik untuk satu putaran saja.

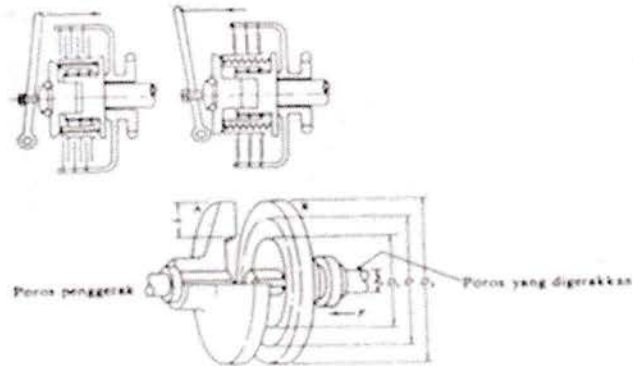


Gambar 2.6 Kopling Cakar

- Kopling Plat

Kopling ini meneruskan momen dengan perantaraan gesekan. Dengan demikian pembebanan yang berlebihan pada poros penggerak pada waktu dihubungkan dapat dihindari. Selain itu, karena dapat terjadi slip maka kopling ini sekaligus juga dapat berfungsi sebagai pembatas momen. Menurut jumlah platnya, kopling ini dibagi atas kopling plat tunggal dan kopling plat banyak; dan menurut cara pelayanannya dapat dibagi atas cara

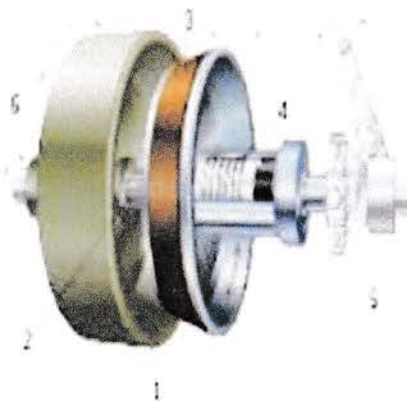
manual, hidrolik dan magnetik. Kopling disebut kering bila plat-plat gesek tersebut bekerja dalam keadaan kering dan disebut basah bila terendam atau dilumasi dengan minyak.



Gambar 2.7 Kopling Plat

- Kopling Kerucut (*Cone Clutch*)

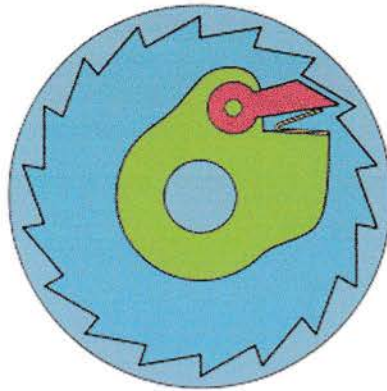
Kopling ini menggunakan bidang gesek yang berbentuk kerucut. Kopling ini mempunyai keuntungan dimana dengan gaya aksial yang kecil dapat ditransmisikan momen yang besar. Kelemahannya adalah daya yang diteruskan tidak seragam.



Gambar 2.8 Kopling Kerucut

- Kopling Friwil

Dalam permesinan sering diperlukan kopling yang dapat lepas dengan sendirinya bila poros penggerak mulai berputar lebih lambat atau dalam arah berlawanan arah dari poros yang digerakkan.



Gambar 2.9 Kopling Friwil

Ditinjau dari Lingkungan / media kerja, Kopling dibedakan menjadi :

- Kopling Basah adalah kopling dengan bidang gesek (piringan atau disc) terendam cairan / minyak. Aplikasi kopling basah umumnya dengan proses kerja kopling tahapannya panjang, sehingga banyak terjadi gesekan / slip pada bidang gesek kopling dan perlu pendinginan.
- Kopling Kering adalah kopling dengan bidang gesek (piringan atau disc) tidak terendam cairan / minyak (bahkan tidak boleh ada cairan / minyak).

2. 3. Dasar-Dasar Perencanaan Kopling

Dalam merencanakan kopling untuk kendaraan bermotor, maka yang sering dipakai adalah jenis kopling tidak tetap, yaitu kopling cakar, kopling plat, kopling kerucut dan juga kopling friwil. Perhatikan tabel 2.1 berikut ini.

Tabel 2.1 Perbandingan Kelebihan dan Kekurangan Kopling

No	Nama Kopling	Kelebihan	Kekurangan
1.	Kopling Cakar	Dapat meneruskan momen dalam dua arah putaran	Tidak dapat dihubungkan dalam keadaan berputar Hanya dapat memutar sekitar 50 rpm
2.	Kopling Plat	Dapat dihubungkan dalam keadaan berputar Terjadinya slip sangat kecil	
3.	Kopling Kerucut	Gaya aksial kecil menghasilkan momen torsi besar	Dayanya tidak seragam
4.	Kopling Friwil	Kopling ini dapat lepas dengan sendirinya bila poros penggerak mulai lambat	Tidak dapat dihubungkan dalam keadaan berputar kencang.

Dengan pertimbangan diatas, maka dalam perancangan ini yang dipilih adalah kopling plat. Berikut ini hal-hal yang harus diperhatikan yaitu:

- ❖ Gaya yang dibutuhkan kopling untuk memisahkan hubungan mesin ke transmisi tidak terlampau besar.
- ❖ Koefisien gesekan dapat dipertahankan dibawah kondisi kerja.
- ❖ Permukaaan gesek harus cukup keras untuk menahan keausan.

- ❖ Konduktifitas panas untuk permukaan dapat dipertanggungjawabkan dan juga dapat menghindari perubahan struktur dari komponennya.
- ❖ Material tidak hancur pada temperatur dan beban apit kerja.

2.4. Sistem Kerja Kopling

Cara kerja kopling plat tunggal ini dapat ditinjau dari dua keadaan, yaitu:

1. Kopling Dalam Keadaan Terhubung (Pedal Kopling Tidak Ditekan)

Poros penggerak yang berhubungan dengan motor meneruskan daya dan putaran ke flywheel (roda penerus) melalui baut pengikat. Daya dan putaran ini diteruskan ke plat gesek yang ditekan oleh plat penekan karena adanya tekanan dari pegas matahari. Akibat putaran dari plat gesek, poros yang digerakkan ikut berputar dengan perantaraan spline.

2. Kopling Dalam Keadaan Tidak Terhubung (Pedal Kopling Ditekan)

Bantalan pembebas menekan pegas matahari sehingga gaya yang dikerjakannya pada plat penekan menjadi berlawanan arah. Hal ini menyebabkan plat penekan tertarik ke arah luar sehingga plat gesek berada dalam keadaan bebas diantara plat penekan dan flywheel. Pada saat ini tidak terjadi transmisi daya dan putaran.

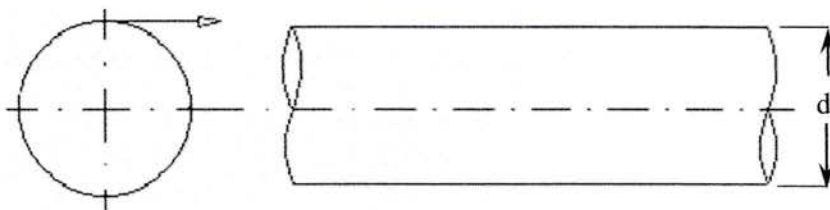
BAB III

PERHITUNGAN UKURAN UTAMA KOPLING

3.1. Poros

Komponen ini merupakan yang terpenting dari beberapa elemen mesin yang biasa dihubungkan dengan putaran dan daya. Poros merupakan komponen stasioner yang berputar, biasanya yang berpenampang bulat yang akan mengalami beban puntir dan lentur atau gabungannya.

Kadang poros ini dapat mengalami tegangan tarik, kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan yang akan terjadi pada diameter poros yang terkecil atau pada poros yang terpasang alur pasak, hal ini biasanya dilakukan pada penyambungan atau penghubungan antar komponen agar tidak terjadi pergeseran.



Gambar 3.1 Poros

3.1.1 Jenis – Jenis Poros

Ada beberapa jenis atau macam – macam poros bila ditinjau dari spesifikasinya masing – masing, antara lain :

- Jenis Poros Berdasarkan pembebanannya :

1. Poros Transmisi

Poros Transmisi merupakan poros yang mengalami pembebanan puntir (torsi), pembebanan torsi dengan lentur. Poros ini berfungsi untuk memindahkan tenaga mekanik salah satu elemen mesin ke elemen mesin yang lain. Poros transmisi mendapat beban puntir murni dan lentur yang akan meneruskan daya ke poros melalui kopling, roda gigi, puli sabuk atau sproket rantai dan lain lain.

2. Spindle

Spindle adalah poros transmisi yang memiliki dimensi lebih pendek dengan pembebanan puntir saja. Dimana beban utamanya berupa puntiran disebut spindle.

3. Gandar

Gandar merupakan poros yang tidak mendapatkan beban puntir, fungsinya hanya sebagai penahan beban, biasanya tidak berputar. Contohnya seperti yang dipasang pada roda – roda kereta barang, atau pada as truk bagian depan.

- Jenis Poros Berdasarkan Bentuknya :

1. Poros Lurus
2. Poros Engkol
3. Poros Luwes (untuk transmisi daya kecil)

Pada perencanaan ini poros memindahkan Daya (P) sebesar 67 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)

Daya (P) = 67 PS

Putaran (n) = 6000 rpm

Dimana :

$$1 \text{ PS} = 0,735 \text{ kW}$$

$$P = 67 \times 0,735 \text{ kW}$$

$$P = 49,245 \text{ kW}$$

Jika P adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka faktor keamanan dapat diambil dalam perencanaan. Jika faktor koreksi adalah fc (Tabel 3.1) maka daya rencana Pd (kW) sebagai berikut:

$$Pd = fc \cdot P \text{ (kW)}$$

Dimana : Pd = Daya rencana
 fc = faktor koreksi
 P = Daya

Tabel 3.1. Faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan (fc)

Daya yang di transmisikan	fc
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 - 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 - 1,2
Daya normal	1,0 - 1,5

Sumber : lit. 1 hal 7, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Faktor koreksi (fc) daya maksimum yang diperlukan 0,8 - 1,2. diambil $fc = 1,12$
Maka daya rencana Pd adalah :

$$Pd = fc \cdot P$$

$$= 1,12.49,245$$

$$= 55,1544 \text{ kW}$$

Jika momen puntir (*torsi*) adalah T ($kg.mm$), maka torsi untuk daya maksimum :

$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{Pd}{n} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 7})$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{55,1544}{6000}$$

$$T = 8953,3976 \text{ kg} \cdot mm$$

Tabel 3.2. Standart bahan poros

Standard dan Macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm^2)	Keterangan
<i>Baja karbon</i>	<i>S30C</i>	<i>Penormalan</i>	48	
<i>konstruksi mesin</i>	<i>S35C</i>	“	52	
<i>(JIS G 4501)</i>	<i>S40C</i>	“	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 : lit. 1 hal 3, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Tegangan geser yang di izinkan $\tau_a = \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2}$

dimana :

τ_a = tegangan geser yang diizinkan poros (kg/mm²)

σ_B = kekuatan tarik bahan poros (kg/mm²)

sf_1 = faktor keamanan akibat pengaruh massa untuk bahan S-C

(baja karbon) diambil 6,0 sesuai dengan standart ASME (lit 1 hal 8)

sf_2 = faktor keamanan akibat pengaruh bentuk poros atau daya spline

pada poros, harga sebesar 1,3 - 3,0 maka di ambil 2,0 (lit 1 hal 8)

Bahan poros di pilih baja karbon konstruksi mesin S45C-D dengan
kekuatan tarik $\sigma_B = 60 \text{ kg/mm}^2$

maka :

$$\begin{aligned}
 \tau_a &= \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2} \\
 &= \frac{60}{6,0 \cdot 2,0} \\
 &= 5,0 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Pertimbangan untuk momen diameter poros :

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 8})$$

dimana :

d_s = diameter poros (mm)

τ_a = tegangan geser yang diizinkan poros (kg/mm²)

T = momen *torsi* rencana (kg.mm)

C_b = faktor keamanan terhadap beban lentur harganya 1,2 - 2,3
(diambil 1,7).

K_t = faktor bila terjadi kejutan dan tumbukan besar atau kasar 1,5 - 3,0
(diambil 1,7)

maka :

$$d_s = \left[\frac{5,1}{5,0} \cdot 1,7 \cdot 1,7 \cdot 8953,3976 \right]^{1/3}$$

$$= 29,76 \text{ mm} = 30 \text{ mm} \text{ (sesuai dengan tabel 3.3.)}$$

Tabel 3.3. 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 standar.
 2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.

Pada diameter poros di atas 12 mm, maka tegangan geser yang terjadi pada poros adalah :

$$\tau = \frac{5,1 \cdot T}{d_s^3} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 7})$$

dimana :

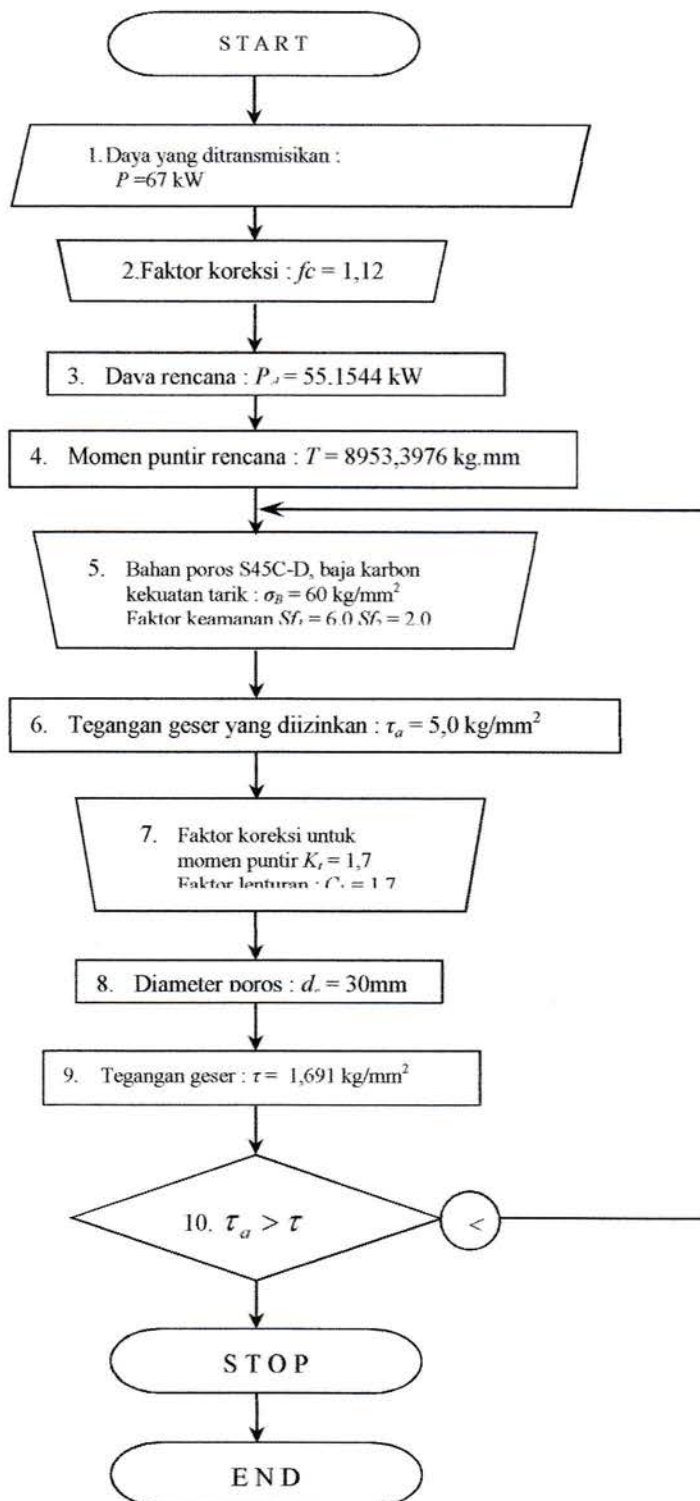
- τ = tegangan geser (kg/mm^2)
 T = momen *torsi* rencana (kg.mm)
 d_s = diameter poros (mm)

maka :

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{5,1 \cdot 8953,3976}{30^3} \\ &= 5,1 \cdot 0,3316 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 1,691 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas maka poros tersebut aman di pakai karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu : $5,0 > 1,691 \text{ kg/mm}^2$. (aman)

Diagram aliran poros

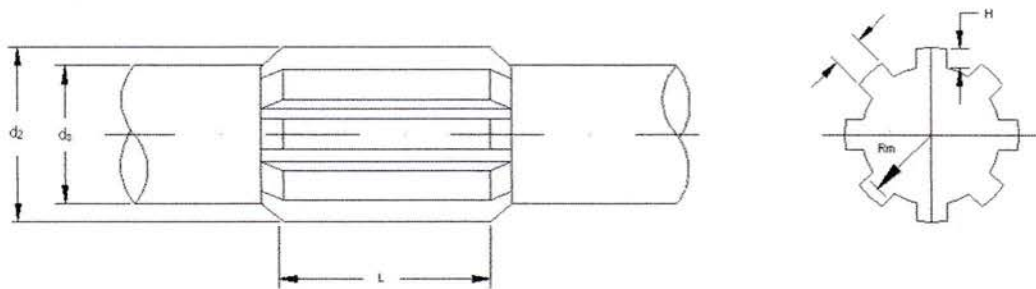


Gambar 3.2 Diagram Aliran Poros

3.2. Spline dan Naaf

Pada dasarnya fungsi spline adalah sama dengan pasak, yaitu meneruskan daya dan putaran dari poros ke komponen - komponen lain yang terhubung dengannya, ataupun sebaliknya. Perbedaannya adalah spline menyatu atau menjadi bagian dari poros sedangkan pasak merupakan komponen yang terpisah dari poros dan memerlukan alur pada poros untuk pemasangannya.

Selain itu jumlah spline pada suatu konstruksi telah tertentu (berdasarkan standar SAE), sedangkan jumlah pasak ditentukan sendiri oleh perancangnya. Hal ini menyebabkan pemakaian spline lebih menguntungkan dilihat dari segi penggunaannya karena sambungannya lebih kuat dan beban puntirnya merata diseluruh bagian poros dibandingkan dengan pasak yang menimbulkan konsentrasi tegangan pada daerah dimana pasak dipasang.



Gambar 3.2 Spline

Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya (d_s) sebesar (30 mm) bahan yang digunakan yaitu S45C-D dengan kekuatan tarik 60 kg/mm^2 , untuk spline pada kendaraan dapat diambil menurut DIN 5462 sampai 5464. Dalam perencanaan ini diambil DIN 5463 untuk beban menengah. Seperti yang terdapat pada tabel dibawah ini :

Tabel 3.4. DIN 5462 – DIN 5464

Diameter dalam	Ringan DIN 5462 Banyaknya Baji			Menengah DIN 5463 Banyaknya Baji			Berat DIN 5464 Banyaknya Baji		
d1 (mm)	(I)	d2 (mm)	b (mm)	(I)	d2 (mm)	b (mm)	(I)	d2 (mm)	b (mm)
11	-	-	-	6	14	3	-	-	-
13	-	-	-	6	16	3,5	-	-	-
16	-	-	-	6	20	4	10	20	2,5
18	-	-	-	6	22	5	10	23	3
21	-	-	-	6	24	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	6	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	6	6	37	7	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7

Diameter maksimum (diambil $d_s = 30 \text{ mm}$)

Dimana :

$$d_s = 0,81 \cdot d_2$$

$$d_2 = \frac{d_s}{0,81}$$

$$d_2 = \frac{30}{0,81} = 37 \text{ mm}$$

Spline yang direncanakan atau ketentuan ukurannya (dari tabel 3.4.) antara lain :

Jumlah (i) = 6 buah

Lebar (b) = 7 mm

Diameter luar (d_2) = 37 mm

3.2.1. Perhitungan Spline dan Naaf

$$\begin{aligned}
 \text{Tinggi (H)} &= \frac{d_2 - d_s}{2} \\
 &= \frac{37 - 30}{2} = 3,5 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Panjang (L)} &= \frac{d_2^3}{d_s^2} \\ &= \frac{(37)^3}{(30)^2} = 56,281 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Jari - jari (Rm)} &= \frac{d_2 + d_s}{4} \\ &= \frac{37 + 30}{4} = 16,75 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Jarak antara spline (w)} &= 0,5 \cdot d_2 \\ &= 0,5 \cdot 37 \text{ mm} = 18,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

Besar gaya yang bekerja pada Spline :

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

dimana :

F = gaya yang bekerja pada spline (kg)

T = momen puntir yang bekerja pada poros sebesar 8953,3976 kg.mm

Rm = jari - jari spline (mm)

maka :

$$\begin{aligned}F &= \frac{8953,3976}{16,75} \\ &= 534,5312 \text{ kg}\end{aligned}$$

Tegangan geser pada poros spline adalah :

$$\tau_g = \frac{F}{i \cdot w \cdot L}$$

dimana :

τ_g = tegangan geser yang terjadi pada spline (kg/mm²)

F = gaya yang bekerja pada spline (kg)

i = jumlah gigi spline

w = jarak antar spline (mm)

L = panjang spline (mm)

maka :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{5345,312}{6 \cdot 18,5 \cdot 56,281} \\ &= 0,86973 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Sedangkan tegangan tumbuk yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned}P &= \frac{F}{i \cdot H \cdot L} \\ &= \frac{534,5312}{6 \cdot 3,5 \cdot 56,281} \\ &= 17,5489 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Kekuatan tarik dari bahan yang direncanakan adalah 60 kg/mm^2 dengan faktor keamanan untuk pembebanan dinamis (8 – 10) diambil 10 untuk meredam getaran yang terjadi.

Tegangan geser yang diizinkan :

$$\tau_{gi} = 0,8 \cdot \sigma_{irk}$$

dimana :

$$\sigma_{irk} = \frac{69}{10} = 6,9 \text{ kg/mm}^2$$

maka :

$$\tau_{gi} = 0,8 \cdot 6,9 = 5,52 \text{ kg/mm}^2$$

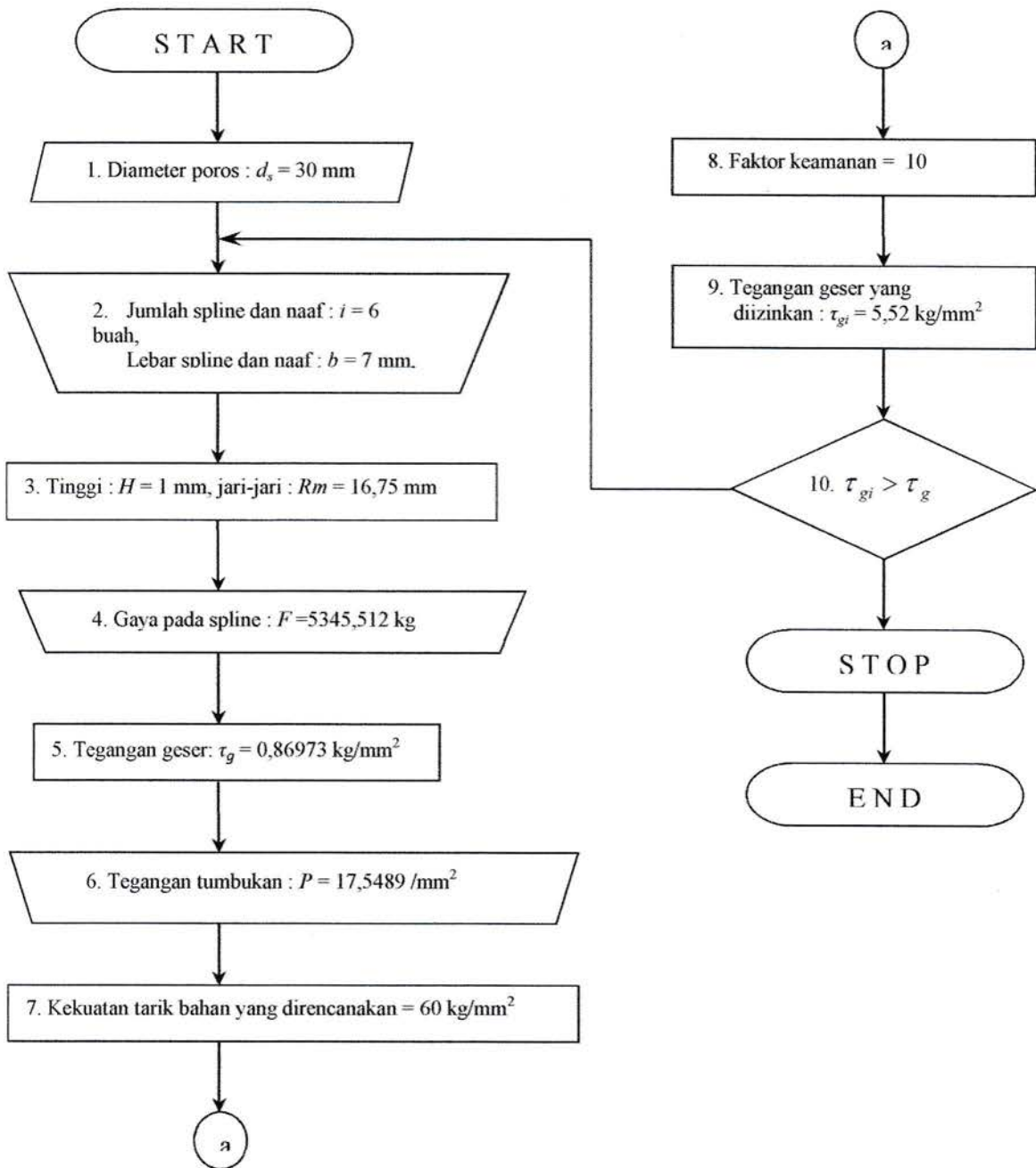
Maka spline dan naaf aman terhadap tegangan geser yang terjadi. Dimana dapat dibuktikan :

$$\tau_{gi} \geq \tau_g$$

$$5,52 \geq 0,86$$

Tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan

Diagram aliran spline dan naaf



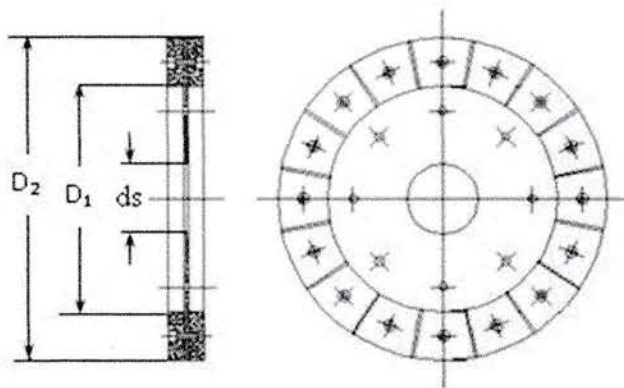
Gambar 3.4 Diagram Aliran Splin & Naaf

3.3. Plat Gesek

Plat gesek berfungsi untuk meneruskan daya dan putaran poros penggerak dengan poros yang digerakkan akibat terjadinya gesekan pada plat, sekaligus juga sebagai penahan dan penghindar dari adanya pembebanan yang berlebihan.

Syarat plat gesek yaitu :

1. Tahan pada suhu tinggi
2. Tahan pada gesekan



Gambar 3.3 Plat Gesek

Pada perencanaan ini bahan yang digunakan ialah besi cor dan asbes. Dengan asumsi material sangat baik untuk menghantar panas serta tahan pada temperatur tinggi yaitu sampai sekitar 200°C. Seperti yang terdapat pada tabel di bawah ini :

Tabel 3.5. Harga μ dan p_a

Bahan Permukaan Kontak	μ		p_a (kg/mm ²)
	Kering	Dilumasi	
Bahan cor dan besi cor	0,10 – 0,20	0,08 – 0,12	0,09 – 0,17
Besi cor dan perunggu	0,10 – 0,20	0,10 – 0,20	0,05 – 0,08
Besi cor dan asbes (ditenun)	0,35 – 0,65	-	0,007 – 0,07
Besi cor dan serat	0,05 – 0,10	0,05 – 0,10	0,005 – 0,03
Besi cor dan kayu	-	0,10 – 0,35	0,02 – 0,03

Sumber : lit. 1 hal 63, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Diketahui : $P = 67 \text{ PS}$
 $n = 6000 \text{ rpm}$
 $d_s = 30 \text{ mm (diameter poros)}$

Daya yang ditransmisikan P :

Daya di berikan dalam daya kuda (PS) maka harus diubah untuk mendapatkan daya dalam (kW).

$$\begin{aligned} 1 \text{ PS} &= 0,735 \text{ kW} \\ P &= 67 \times 0,735 \text{ kW} \\ P &= 49,245 \text{ kW} \end{aligned}$$

Putaran poros $n_1 = 6000 \text{ rpm}$

Faktor koreksi (fc) = 1,12

Daya rencana Pd :

$$\begin{aligned} Pd &= fc \cdot P \\ &= 1,12 \cdot 49,245 \\ &= 55,1544 \text{ kW} \end{aligned}$$

Jika momen puntir (*torsi*) adalah $T \text{ (kg.mm)}$, maka torsi untuk daya maksimum :

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{Pd}{n} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 7}) \\ T &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{55,1544}{6000} \\ T &= 8953,3976 \text{ kg} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

Perbandingan diameter dalam bidang gesek (D_1) dan diameter luar bidang gesek (D_2) $> 0,5$. Maka direncanakan perbandingan diameter $D_1 / D_2 = 0,8$

Gaya tekanan gesekan F :

Berdasarkan tabel 3.5 dari bahan Besi cor dan asbes (ditenun), harga tekanan permukaan yang diizinkan pada bidang gesek $P_a = 0,02 \text{ kg/mm}^2$ maka :

$$\begin{aligned} F &= \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \cdot P_a \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 62}) \\ &= \frac{3,14}{4} (1^2 - 0,8^2) D_2^2 \cdot 0,02 \\ &= 0,00565 D_2^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} rm &= (D_1 + D_2) / 4 \\ &= (0,8 + 1) D_2 / 4 \\ &= 0,45 D_2 \end{aligned}$$

Berdasarkan tabel 3.5 dari bahan Besi cor dan asbes (ditenun), harga koefisien gesekan kering (0,35 - 0,65) diambil $\mu = 0,4$ maka :

$$\begin{aligned} T &= \mu \cdot F \cdot rm \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 62}) \\ 8953,3976 &= 0,4 \cdot 0,00565 D_2^2 \cdot 0,45 D_2 \\ 8953,3976 &= 0,0005085 D_2^3 = 508,5 \times 10^{-6} D_2^3 \\ D_2 &= \sqrt[3]{\frac{8953,3976}{508,5 \times 10^{-6}}} = \sqrt[3]{17607467,05998} \\ D_2 &= 260,15 = 260 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka diameter luar bidang gesek $(D_2) = 260 \text{ mm}$

Diameter dalam kopling :

$$\begin{aligned} D_1 &= 0,8 \cdot D_2 \\ &= 0,8 \cdot 260 \\ &= 208 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tabel 3.6. Momen puntir gesek statis kopling plat tunggal kering

Nomor Kopling	1,2	2,5	5	10	20	40	70	100
Momen gesek statis (kg.m)	1,2	2,5	5	10	20	40	70	100
GD ² sisi rotor (kg.m ²)	0,0013	0,0034	0,0089	0,0221	0,0882	0,2192	0,4124	1,1257
GD ² sisi stator (kg.m ²)	0,0022	0,0052	0,0150	0,0322	0,1004	0,2315	0,5036	1,0852
Diameter lubang	15	20	25	30	40	50	60	70
Alur pasak	5 x 2	5 x 2	7 x 3	7 x 3	10 x 3,5	15 x 5	15 x 5	18 x 6

Sumber : Lit. 1 hal 68, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

GD² pada sisi rotor diambil berdasarkan diameter lubang = 30 dari tabel di atas.

maka :

$$GD^2 = 0,0221 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Putaran relatif $n_r = 6000 \text{ rpm}$

Waktu penghubung rencana $t_e = 0,3 \text{ s}$

Faktor keamanan kopling $f = 2,1$

Momen start :

$$T_n = T = 8953,3976 \text{ kg} \cdot \text{mm} = 8,953 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$T_a = \frac{GD^2 \cdot n_r}{375 \cdot t_e} + T_n \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 67})$$

dimana :

T_a = momen start (kg.m)

GD^2 = efek total roda gaya terhadap poros kopling (kg.m²)

n_r = kecepatan putaran relatif (rpm)

t_e = waktu penghubungan rencana (s)

T_n = momen beban pada saat start (kg.m)

maka :

$$T_a = \frac{0,0221 \cdot 6000}{375 \cdot 0,3} + 8,953$$

$$= 9,0590 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Waktu penghubungan yang sesungguhnya :

$$t_{ae} = \frac{GD^2 \cdot n_r}{375 \cdot (T_a - T_h)}$$

$$= \frac{0,0221 \cdot 6000}{375 \cdot (9,0590 - 8,953)}$$

$$= 0,3 \text{ s}$$

$$t_{ae} \leq t_e$$

$$0,3 \text{ s} < 0,5 \text{ s, baik}$$

Tabel 3.7. Laju keausan permukaan pelat gesek

Bahan Permukaan	w = [cm ³ /(kg.m)]
Paduan tembaga sinter	(3 - 6) x 10 ⁻⁷
Paduan sinter besi	(4 - 8) x 10 ⁻⁷
Setengah logam	(5 - 10) x 10 ⁻⁷
Damar cetak	(6 - 12) x 10 ⁻⁷

Sumber : lit. 1 hal 72, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Tabel 3.8. Batas keausan rem dan kopling pelat tunggal kering

Nomor kopling / rem	1,2	2,5	5	10	20	40	70	100
Batas keausan permukaan (mm)	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5
Volume total pada batas keausan (cm ³)	7,4	10,8	22,5	33,5	63,5	91,0	150	210

Sumber : lit. 1 hal 72, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Bahan gesek paduan sinter besi

Berdasarkan tabel 3.7. dengan bahan paduan sinter besi maka: $w = 4 \times 10^{-7}$

$cm^3 / kg \cdot m$

Volume keausan yang diizinkan (L^3) :

Dengan mengambil nomor tipe kopling 10, maka dapat diambil volume keausan yang diizinkan dari tabel 3.8. sebesar :

kerja penghubung yang diizinkan $E_a = 500 \text{ Kg.m}$

Kerja penghubung yang terjadi :

Dimana :

$$E = \frac{GD^2 \cdot nr^2}{7160} + \frac{T_a}{T_a - T_h}$$
$$E = \frac{0,0221 \times 6000^2}{7160} + \frac{9.059}{9,059 - 8,953}$$
$$= 112,1643 \text{ Kg.m}$$

Maka,

$$\frac{E}{E_a} < 1$$
$$\frac{112,1643}{500} < 1$$
$$0,2243 < 1$$

Umur dalam jumlah penghubung,

$$N_{mL} = \frac{L^3}{E.W}$$
$$N_{mL} = \frac{33,5^3}{112,1643 \times 4 \times 10^{-7}} = 1,340 \times 10^6 \text{ hb} = 1340000(\text{hb})$$

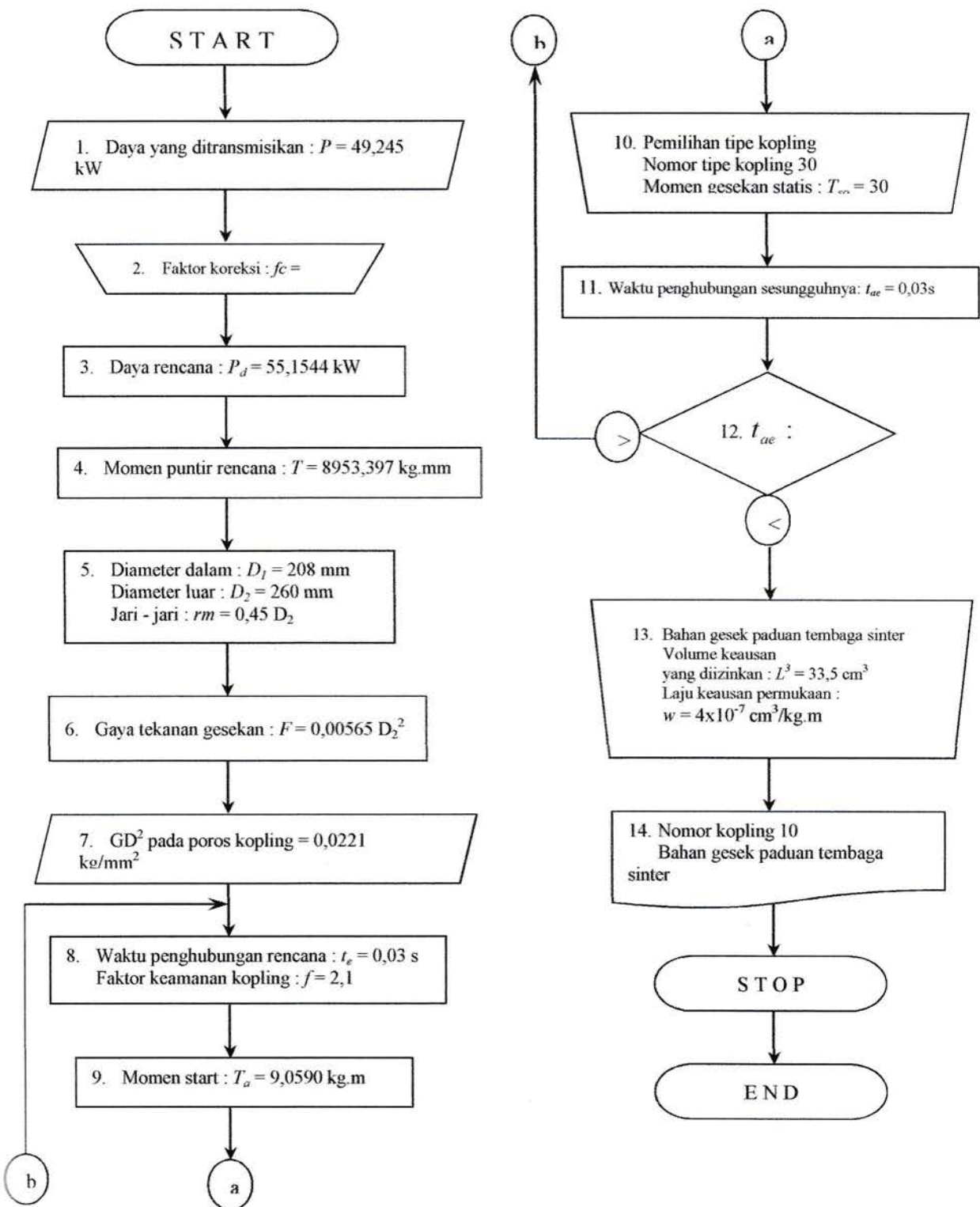
Umur dalam jumlah hari atau tahun

$$6 \times 60 = 360 \text{ (hb/hari)}$$

Dengan 300 hari tiap tahun maka $= 360 \times 300 = 108000 \text{ (hb)}$

$$N_{mD} = \frac{2470000}{108000} = 22,87 \text{ tahun} \rightarrow \text{Kurang lebih 23 tahun}$$

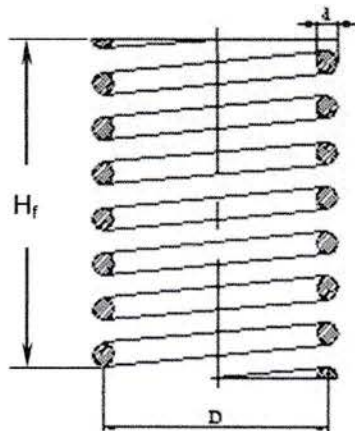
Diagram aliran kopling plat gesek



Gambar 3.6 Diagram Aliran Kopling Plat Gesek

3.4. Pegas

Pegas kendaraan dapat berfungsi sebagai pelunak tumbukan atau kejutan dan meredam getaran yang terjadi. Pegas yang dimaksudkan disini adalah pegas kejut pada plat gesek. Pegas kejut ini berfungsi untuk mengontrol gerakan dan menyimpan energi. Pegas kejut ini dibuat dari kawat baja tarik keras yang dibentuk dingin atau kawat yang ditemper dengan minyak.



Gambar 3.4 Pegas Kejut

Tabel 3.9. Harga modulus geser G

Bahan	Lambang	Harga G (kg/mm^2)
Baja pegas	SUP	8×10^3
Kawat baja keras	SW	8×10^3
Kawat piano	SWP	8×10^3
Kawat distemper dengan minyak	---	8×10^3
Kawat baja tahan karat (SUS 27, 32, 40)	SUS	$7,5 \times 10^3$
Kawat kuningan	BsW	4×10^3
Kawat perak nikel	NSWS	4×10^3
Kawat perunggu fosfor	PBW	$4,5 \times 10^3$
Kawat tembaga berilium	BeCuW	5×10^3

Sumber : lit. 1 hal 313, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Momen punter (*torsi*) adalah $T = 89 \text{ kg} \cdot \text{m}$, jumlah pegas kejut direncanakan 4 buah dan direncanakan diameter rata - rata pegas (D) = 28 mm, harga perbandingan $\frac{D}{d}$ berkisar antara 4 - 8. Dalam rancangan ini, harga $\frac{D}{d}$ diambil 4, sehingga diperoleh :

$$\frac{D}{d} = 4$$

$$\frac{28}{d} = 4 \rightarrow d = 7$$

Beban maksimum W_l :

$$T = R \cdot W_l \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 72})$$

maka :

$$W_l = \frac{T}{R}$$

$$= \frac{10000}{(28/2)} = 714,286 \text{ kg}$$

Lendutan yang terjadi pada beban $\delta = (18 - 20) \text{ mm}$, diambil 20 mm

Indeks pegas :

$$c = D/d$$

$$c = 4$$

Faktor tegangan :

$$K = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 316})$$

$$= \frac{4 \cdot 4 - 1}{4 \cdot 4 - 4} + \frac{0,615}{4}$$

$$= 1,404$$

Tegangan geser τ :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{T}{Z_p} = \frac{T}{(\pi/4) \cdot d^3} \\ &= \frac{10000}{(3,14/4) \cdot 7^3} \\ &= 37,14 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Bahan pegas SUP4 (Baja pegas) dengan tegangan geser maksimum yang diizinkan $\tau_a = 65 \text{ kg/mm}^2$, Modulus geser $G = 8000 \text{ kg/mm}^2$ (berdasarkan tabel 3.9.)

Tegangan rencana :

$$\begin{aligned}\tau_d &= \tau_a \cdot 0,8 \\ &= 9,05 \cdot 0,8 = 7,24 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}k &= \frac{W_l}{\delta} \\ &= \frac{714,286}{20} = 35,71 \text{ kg/mm}\end{aligned}$$

Jumlah lilitan yang bekerja :

$$\begin{aligned}k &= \frac{G \cdot d^4}{8n \cdot D^3} \\ 46,87 &= \frac{8000 \cdot (7)^4}{8n \cdot (28)^3} \\ 8n &= 18,66 \\ n &= 2,4 \rightarrow 3\end{aligned}$$

Lendutan total :

$$\delta_l = 20 \cdot \frac{1}{3} = 6,67 \text{ mm}$$

Tinggi bebas H_f :

$$\begin{aligned} H_c &= (n+1,5) \cdot d \\ &= (3+1,5) \cdot 7 = 31,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

$C_l = 0,2 - 0,6 \text{ mm}$, diambil $0,4 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} C_l &= (H_l - H_c) / (n+1,5) \\ 0,4 &= (H_l - 31,5) / (3+1,5) \\ H_l - 31,5 &= 1,8 \\ H_l &= 33,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} \delta &= H_f - H_l \\ 20 &= H_f - 33,3 \\ H_f &= 33,3 + 20 = 53,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tinggi awal terpasang H_s :

$C_s = 1,0 - 2,0 \text{ mm}$, diambil $1,5 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} C_s &= (H_s - H_c) / (n+1,5) \\ 1,5 &= (H_s - 31,5) / (3+1,5) \\ H_s - 31,5 &= 6,75 \\ H_s &= 38,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

Lendutan awal terpasang :

$$\begin{aligned}\delta_o &= H_f - H_s \\ &= 53,3 - 38,25 \\ &= 15,05 \text{ mm}\end{aligned}$$

Beban awal terpasang W_o :

$$\begin{aligned}W_o &= (H_f - H_s) \cdot k \\ &= (53,3 - 38,25) \cdot 46,87 \\ &= 705,4 \text{ kg}\end{aligned}$$

Lendutan efektif h :

$$\begin{aligned}h &= \delta - \delta_o \\ &= 20 - 15,05 \\ &= 4,95 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tinggi pada lendutan maksimum $H_l = 33,3 \text{ mm}$

Jumlah lilitan mati pada setiap ujung 1

Tinggi mampat $H_c = 31,5 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}H_l &> H_c \\ 33,3 \text{ mm} &> 31,5 \text{ mm}, \text{ baik}\end{aligned}$$

Kelonggaran kawat pada awal terpasang antara 1,0 – 2,0 mm, maka diambil

$$C_s = 1,5 \text{ mm}$$

Kelonggaran kawat pada awal terpasang antara 0,2 – 0,6 mm, maka diambil

$$C_l = 0,4 \text{ mm}$$

$$H_f / D < 5$$

$$53,3/28 < 5$$

$$1,90 < 5$$

Diameter kawat $d = 7 \text{ mm}$

Bahan pegas SUP4 (Baja pegas) perlakuan panas

Jumlah lilitan yang bekerja $n = 3$

Lilitan yang mati 1 pada setiap ujung

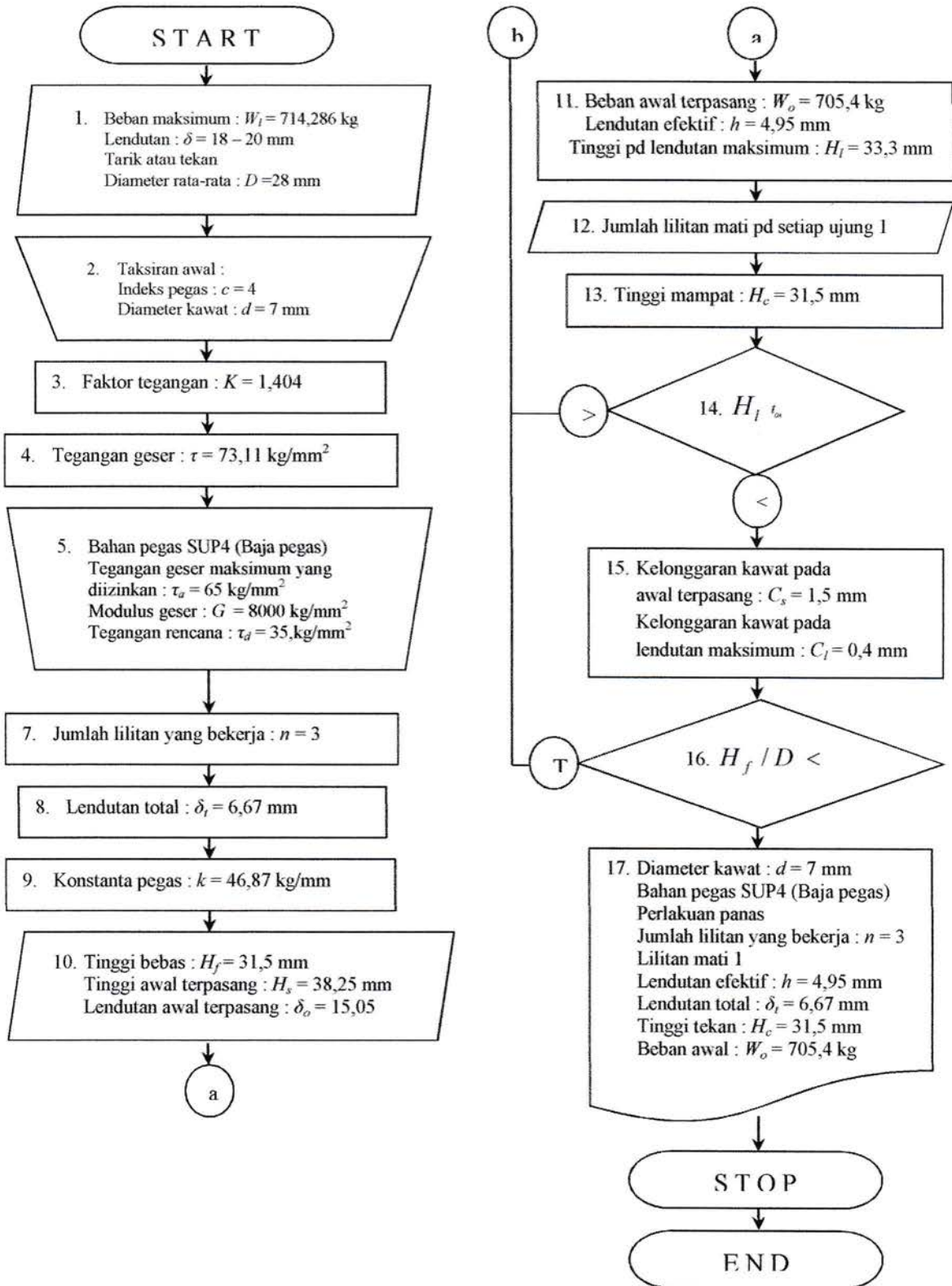
Lendutan efektif $h = 4,95 \text{ mm}$

Lendutan total $\delta = 6,67 \text{ mm}$

Tinggi tekan $H_c = 31,5 \text{ mm}$

Beban awal terpasang $W_o = 705,4 \text{ kg}$

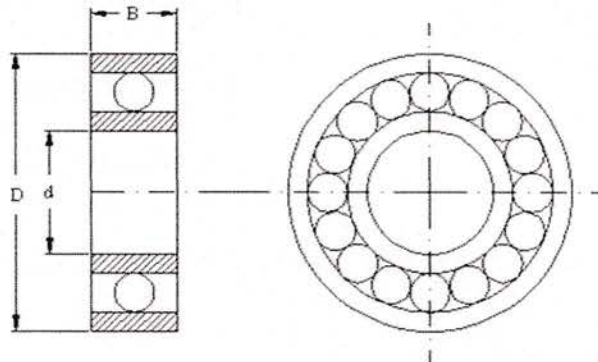
Diagram aliran pegas



Gambar 3.8 Diagram aliran pegas

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 bekerja dengan baik, jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak berkerja semestinya.



Gambar 3.5 Bantalan

Momen yang ditransmisikan dari poros $T = 8953.3976 \text{ kg} \cdot \text{mm}$ dan putaran $(n) = 6000 \text{ rpm}$.

Tabel 3.10. Bantalan Bola

Nomor Bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik C_o (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	6002ZZ	6002VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	6004ZZ	6004VV	20	42	12	1	735	465
6005	6005ZZ	6005VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	6007ZZ	6007VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	6008ZZ	6008VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	6010ZZ	6010VV	50	80	16	1,5	1710	1430

Sumber : lit. 1 hal 143, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya (d_s) sebesar (30 mm). Berdasarkan dari tabel 3.10. di atas maka ukuran-ukuran dari bantalan dapat ditentukan sebagai berikut :

Nomor bantalan 6006,

Diameter bantalan : $D = 55 \text{ mm}$

Lebar bantalan : $B = 13 \text{ mm}$

Kapasitas nominal dinamis spesifik : $C = 1030 \text{ kg}$

Kapasitas nominal statis spesifik : $C_o = 740 \text{ kg}$

Untuk bantalan bola alur dalam $F_a/C_o = 0,014$ (direncanakan) dari tabel 3.11. di bawah ini :

Tabel 3.11. Faktor - faktor V, X, Y dan X₀, Y₀

Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pd cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda									
				$F_a / VF_r > e$		$F_a / VF_r \leq e$					X_o		Y_o									
				X	Y	X	Y	X	Y		X	Y										
Bantalan bola alur dalam	$F_a / C_0 = 0,014$	1	1,2	0,56	1	0	0,56	1,55	1,45	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5								
	= 0,028														2,30	1,99	1,71	2,30	1,99	1,71		
	= 0,056														1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00		
	= 0,084														1,31	1,15	1,04	1,00	0,34	0,38	0,42	0,44
	= 0,11														1,15	1,04	1,00	0,38	0,42	0,44		
	= 0,17														1,04	1,00	0,42	0,44				
	= 0,28														1,00	0,44						
	= 0,42																					
	= 0,56																					

Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1,2	0,4	1,0	1	1,0	0,7	1,6	0,57	0,5	0,42	1	0,84
	$= 25^\circ$			3	0		9	0	3					
	$= 30^\circ$			0,4	0,8		0,9	0,6	1,4					
	$= 35^\circ$			1	7		2	7	1					
	$= 40^\circ$			0,3	0,7		0,7	0,6	1,2					
				9	6		8	3	4					
				0,3	0,6		0,6	0,6	1,0					
				7	6		6	0	7					
				0,3	0,5		0,5	0,5	0,9					
				5	7		5	7	3					

Sumber : lit. I hal 135, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Beban aksial bantalan F_a :

$$F_a = C_o \cdot 0,014$$

$$= 740 \cdot 0,014 = 10,36 \text{ kg}$$

Dari tabel di atas juga dapat diketahui harga beban radial F_r dengan menggunakan persamaan :

$$\frac{F_a}{v \cdot F_r} > e$$

dimana : v = beban putar pada cincin dalam
 $e = 0,19$

maka :

$$F_r = \frac{F_a}{v \cdot e}$$

$$= \frac{10,36}{1 \cdot 0,19} = 54,53 \text{ kg}$$

Dengan demikian beban ekivalen dinamis P dapat diketahui melalui persamaan di bawah ini :

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

dimana : P = beban ekivalen (kg)

F_r = beban radial (kg)

F_a = beban aksial (kg)

X, Y = harga - harga baris tunggal yang terdapat dalam tabel 3.11. di atas

maka :

$$\begin{aligned} P &= 0,56 \cdot 54,53 + 2,30 \cdot 10,36 \\ &= 54,37 \text{ kg} \end{aligned}$$

Jika C (kg) menyatakan beban nominal dinamis spesifik dan P (kg) beban ekivalen dinamis, maka faktor kecepatan f_n bantalan adalah :

$$\begin{aligned} f_n &= \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \\ f_n &= \left(\frac{33,3}{6000} \right)^{1/3} = 0,184 \end{aligned}$$

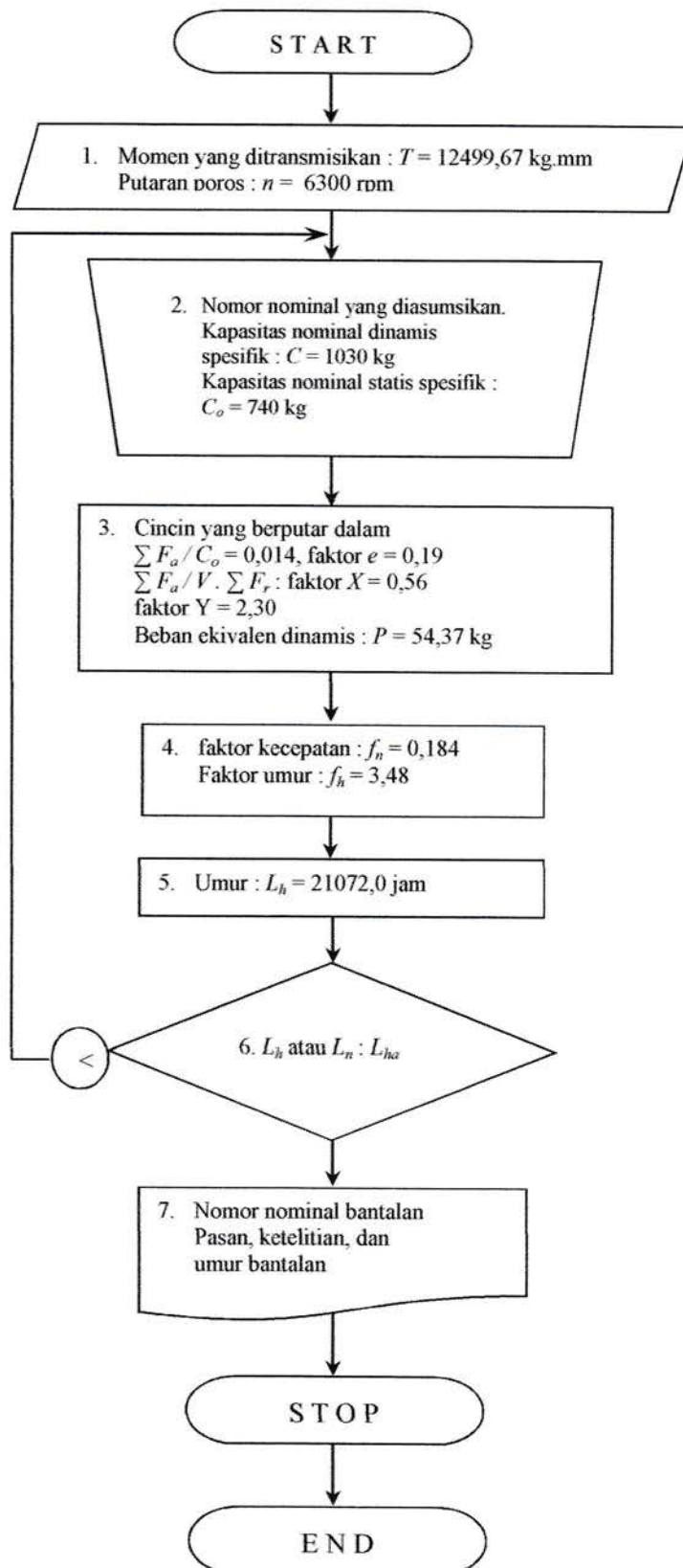
Faktor umur bantalan f_h :

$$\begin{aligned} f_h &= f_n \cdot \frac{C}{P} \\ &= 0,184 \cdot \frac{1030}{54,37} = 3,48 \end{aligned}$$

Umur nominal dari bantalan L_h :

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \cdot (f_h)^3 \\ &= 500 \cdot (3,48)^3 = 21072,0 \text{ jam} \end{aligned}$$

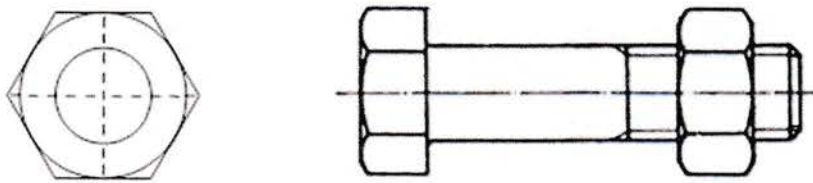
Diagram aliran bantalan gelinding



Gambar 3.10 Diagram aliran bantalan gelinding

3.6. Baut dan Mur

Baut dan mur merupakan alat pengikat yang sangat penting untuk mencegah kecelakaan atau kerusakan pada mesin. Pemilihan baut dan mur sebagai alat pengikat harus dilakukan dengan seksama untuk mendapatkan ukuran yang sesuai. Di dalam perencanaan kopling ini. Baut dan mur berfungsi sebagai pengikat gear box. Untuk menentukan ukuran baut dan mur, berbagai faktor harus diperhatikan seperti sifat gaya yang bekerja pada baut, syarat kerja, kekuatan bahan, kelas ketelitian, dan lain-lain.



Gambar 3.6 Baut dan Mur

Beban yang diterima baut merupakan beban yang diterima bantalan

$$W = P \text{ pada bantalan} = 54,37 \text{ kg}$$

$$\text{Faktor koreksi (fc)} = 1,12$$

Maka beban rencana W_d :

$$W_d = fc \cdot W$$

$$W_d = 1,12 \cdot 54,37$$

$$= 60,894 \text{ kg}$$

Bahan baut dipakai baja liat dengan kadar karbon 0,22 %

$$\text{Kekuatan tarik} : \sigma_B = 42 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Faktor keamanan} : S_f = 7 \text{ dengan tegangan yang di izinkan } \sigma_a = 6 \text{ kg/mm}^2 \\ (\text{difinis tinggi})$$

Diameter inti yang diperlukan

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot W_d}{\pi \cdot \sigma_a}}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 60,894}{3,14 \cdot 6}}$$

$$d_1 \geq 3,59 \text{ mm}$$

Tabel 3.12. Ukuran standar ulir kasar metris

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		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 10		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
		M 11	1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12	M 14		1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
			2	1,083	14,000	12,701	11,835
M 16			2	1,083	16,000	14,701	13,835
M 20	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
	M 22		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	26,211
M 36	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
			4	2,165	36,000	34,402	31,670
	M 39		4	2,165	39,000	36,402	34,670

Sumber : lit. 1 hal 290, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Dipilih ulir metris kasar diameter inti $d_1 = 3,59 \text{ mm} > 3,72 \text{ mm}$ dari tabel 3.12. di atas.

Maka pemilihan ulir standar ulir luar

diameter luar	$d = 6 \text{ mm}$
diameter inti	$d_1 = 3,59 \text{ mm}$
jarak bagi	$p = 1 \text{ mm}$

Tegangan geser yang diizinkan

$$\tau_a = (0,5 - 0,75) \cdot \sigma_a \rightarrow \text{diambil } 0,5$$

maka :

$$\tau_a = 0,5 \cdot 6 = 3 \text{ kg/mm}^2$$

dengan tekanan permukaan yang diizinkan $q_a = 3 \text{ kg/mm}^2$

Diameter luar ulir dalam	$D = 6 \text{ mm}$
Diameter efektif ulir dalam	$D_2 = 5,350 \text{ mm}$
Tinggi kaitan gigi dalam	$H_1 = 0,541 \text{ mm}$

Jumlah ulir mur yang diperlukan

$$z \geq \frac{W_d}{\pi \cdot D_2 \cdot H_1 \cdot q_a}$$

$$z \geq \frac{60,894}{3,14 \cdot 5,350 \cdot 0,541 \cdot 3}$$

$$z \geq 2,23 \rightarrow 3$$

Tinggi mur

$$H = z \cdot p$$

$$H = 3 \cdot 1 = 3 \text{ mm}$$

Jumlah ulir mur

$$z' = \frac{H}{p}$$
$$z' = \frac{3}{1} = 3$$

Tegangan geser akar ulir baut

$$\tau_b = \frac{W_d}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot p \cdot z} \quad (\text{dimana } k = 0,84)$$
$$\tau_b = \frac{60,894}{3,14 \cdot 4,917 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 3} = 1,56 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser akar ulir mur

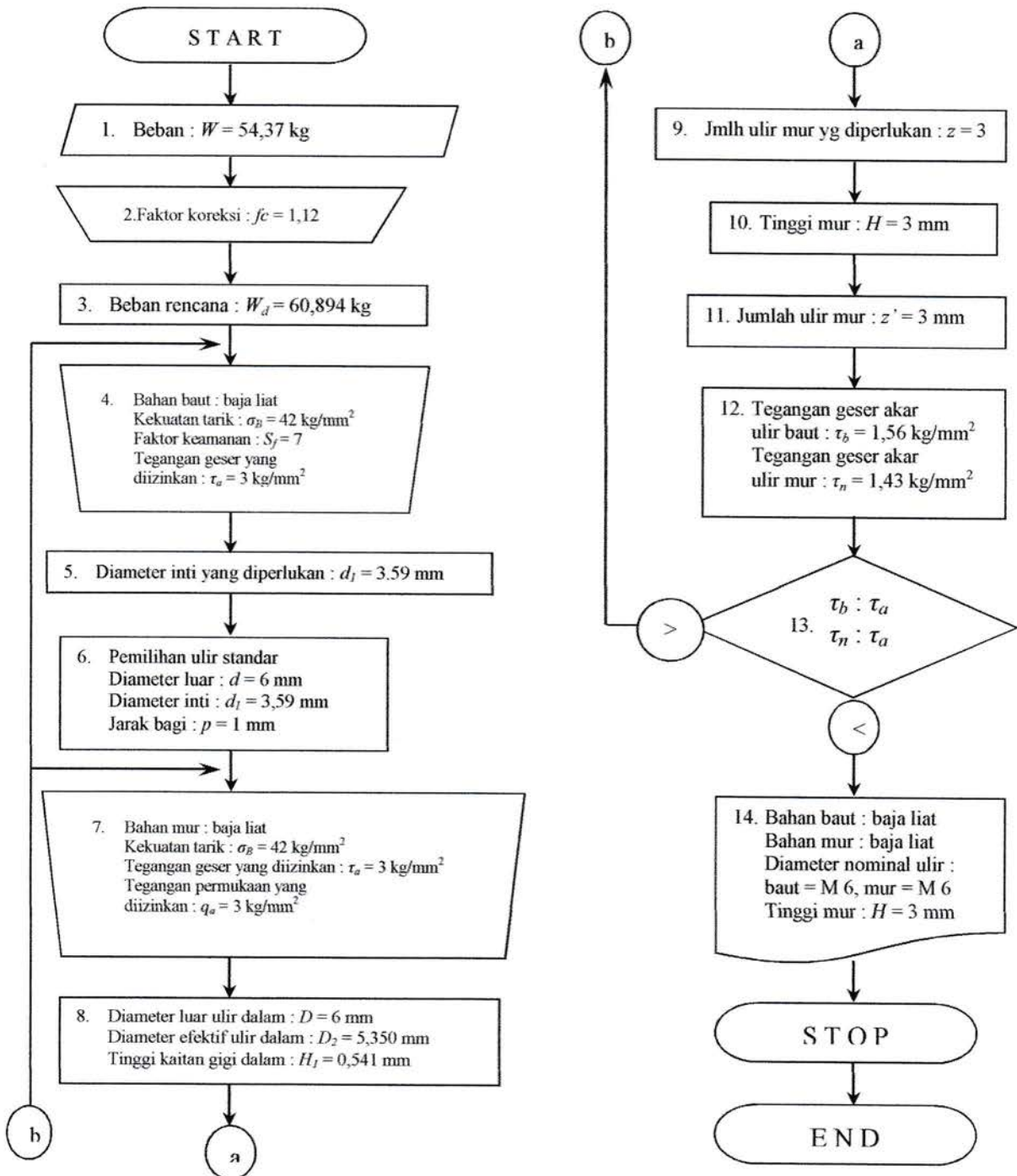
$$\tau_n = \frac{W_d}{\pi \cdot D \cdot j \cdot p \cdot z} \quad (\text{dimana } j = 0,75)$$
$$\tau_n = \frac{60,894}{3,14 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 3} = 1,43 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser akar ulir baut (τ_b) dan tegangan geser akar ulir mur (τ_n) lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan (τ_a), maka baut dan mur yang direncanakan aman terhadap tegangan geser.

Bahan baut dan mur baja liat dengan kadar karbon 0,22 %.

Diameter nominal ulir : Baut = M 6, Mur = M 6, tinggi mur = 3 mm.

Diagram aliran baut dan mur

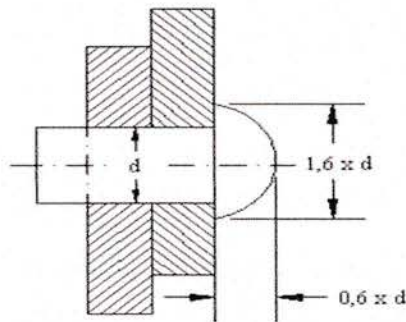


Gambar 3.12 Diagram aliran baut & mur

3.7. Paku Keling

Paku keling merupakan alat penyambung tetap / mati. Dalam banyak kasus penggunaannya, sambungan paku keling digantikan dengan sambungan las karena sambungan paku keling memerlukan waktu lebih lama dari pada sambungan las yang lebih sederhana. Pada sisi lain sambungan paku keling terlihat jauh lebih aman dan mudah untuk dilakukan pengontrolan yang lebih baik (dibunyikan dengan pukulan). Khususnya untuk sambungan logam ringan orang lebih menyukai pengelingan, untuk menghindarkan penurunan kekuatan disebabkan tingginya suhu seperti karena pengelasan (pengaruh dari struktur pengelasan).

Paku keling yang dipasang pada plat gesek dan plat penghubung berfungsi untuk meneruskan putaran plat gesek ke plat penghubung dan selanjutnya ke poros.



Gambar 3.7 Paku Keling

Jumlah paku keling dalam perencanaan ini sebanyak 24 buah.

Diameter paku keeling $d = (2,3 - 6) \text{ mm}$, diambil 5 mm .

Diameter kepala paku keeling :

$$\begin{aligned} D &= 1,6 \cdot d \\ &= 1,6 \cdot 5 = 8 \text{ mm} \end{aligned}$$

Lebar kepala paku keeling :

$$\begin{aligned} K &= 0,6 \cdot d \\ &= 0,6 \cdot 5 = 3 \text{ mm} \end{aligned}$$

Karena paku keeling terletak di tengah – tengah kopling plat gesek, sehingga :

$$rm = \frac{D_1 + D_2}{4}$$

dimana :

rm = jarak paku keeling dari sumbu poros (mm)

D_1 = diameter dalam plat gesek (mm)

D_2 = diameter luar plat gesek (mm)

maka :

$$\begin{aligned} rm &= \frac{100 + 125}{4} \\ &= 56,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

Gaya yang bekerja pada paku keling :

$$F = \frac{T}{rm}$$

dimana :

F = gaya yang bekerja pada paku keling (kg)

T = momen keelin yang bekerja pada poros sebesar 25567,5 kg.mm

rm = jarak antara paku keeling (mm)

maka :

$$\begin{aligned} F &= \frac{25567,5}{56,25} \\ &= 454,53 \text{ kg} \end{aligned}$$

Jadi seluruh paku keeling mengalami gaya $F = 454,53 \text{ kg}$

Sedangkan gaya yang berkerja pada masing – masing paku keeling dapat di asumsikan dengan persamaan berikut ini :

$$F' = \frac{F}{n}$$

dimana :

F' = gaya yang diterima setiap paku keeling (kg)

F = gaya yang diterima seluruh paku keeling (kg)

n = banyaknya paku keeling yang direncanakan

maka :

$$F' = \frac{454,53}{24} = 18,93 \text{ kg}$$

Jadi setiap paku keeling menerima gaya $F' = 18,93 \text{ kg}$

Bahan paku keling aluminium dengan tegangan tarik $\sigma_b = 37 \text{ kg/mm}^2$

keelin keamanan paku keeling $v = (8 - 10)$, diambil 9

Tegangan izin paku keling.

$$\begin{aligned}\sigma_i &= \frac{\sigma_b}{v} \\ &= \frac{37}{9} = 4,11 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Luas penampang paku keeling A :

$$\begin{aligned}A &= \frac{3,14}{4} \cdot d^2 \\ &= \frac{3,14}{4} \cdot 5^2 = 19,625 \text{ mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan geser yang terjadi :

$$\tau_g = \frac{F'}{A}$$

$$= \frac{18,93}{19,625} = 0,964 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser yang diizinkan :

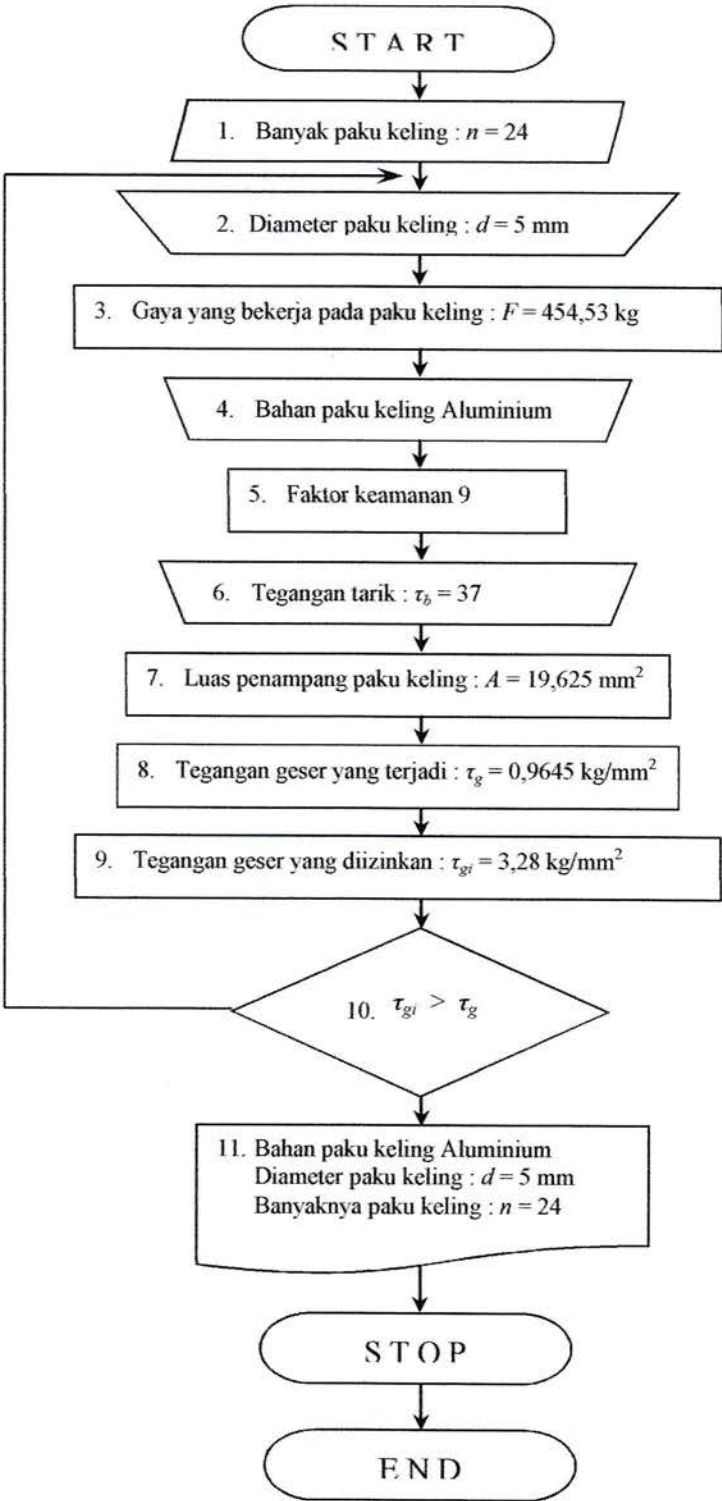
$$\begin{aligned}\tau_{gi} &= 0,8 \cdot \sigma_i \\ &= 0,8 \cdot 4,11 = 3,28 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Maka paku keling aman terhadap tegangan geser yang terjadi.

Dimana dapat dibuktikan :

$$\begin{aligned}\tau_{gi} &> \tau_g \\ 3,28 &> 0,964\end{aligned}$$

Diagram aliran paku keling



Gambar 3.14 Diagram Aliran Paku Keling

BAB IV

PERAWATAN MAINTENANCE (PEMELIHARAAN)

4.1 Pemeliharaan sisten kopling

Pemeliharaan (*maintenance*) bertujuan untuk menjaga kinerja suatu komponen kendaraan tetap baik, dan mencegah atau menghindari kerusakan komponen. Proses perawatan unit kopling tidak terlalu sulit, yaitu melakukan penyetelan dan mengidentifikasi beberapa gejala yang menunjukkan bahwa unit kopling dan komponennya mengalami permasalahan.

1. Proses perawatan dan penyetelan sistem mekanis kopling

Proses penyetelan kopling yang perlu dilakukan adalah menyetel kebebasan pedal kopling, yaitu saat pedal tidak diinjak sampai mulai menekan. Fungsi kebebasan kopling agar saat pedal kopling dilepas, unit pengoperasian kopling khususnya bantalan tekan tidak menyentuh unit kopling yang berputar bersama mesin.

Perawatan dan penyetelan yang perlu dilakukan terhadap unit kopling sistem mekanik adalah memberi pelumasan dan melakukan penyetelan.

2. Proses perawatan dan penyetelan mekanisme kopling sistem Hidrolis

Proses penyetelan kopling dengan pengoperasian sistem hidrolis, adalah sebagai berikut:

- Siapkan alat dan perlengkapan yang diperlukan.
- Lakukan penyetel kebebasan pedal kopling.
- Ukur kebebasan yang ada, sebelum distel.
- Hasilnya bandingkan dengan data pada buku service manual.
- Bila sama, tidak perlu dilakukan penyetelan.
- Bila beda, lakukan penyetelan pada push rod master silinder.

4.2 Masalah umum yang terjadi pada kopling

1. Kopling selip

Akibat dari kopling selip, kendaraan tidak dapat berjalan, kurang tenaga, dan dapat menyebabkan boros bahan bakar, hal ini disebabkan tenaga mesin tidak tersalurkan ke sistem penggerak (transmisi) karena pelat/piringan kopling sudah aus.

2. Kopling jeblos

Akibat dari kopling jeblos, tuas transmisi tidak dapat/susah dipindahkan, hal ini disebabkan tidak dapat terpisahnya pelat/piringan kopling dengan mesin karena tenaga yang disalurkan dari pedal tidak mampu diteruskan ke sistem kopling. Kabel kopling yang putus, silinder kopling bocor, dan matahari yang rusak merupakan beberapa hal yang membuat tenaga dari pedal tidak dapat diteruskan ke sistem kopling

3. Kopling lengket

Akibat dari kopling lengket, tuas transmisi tidak dapat/susah dipindahkan karena tidak terpisahnya pelat kopling dan mesin akibat pelat/piringan kopling lengket. Penyebab kopling lengket karena air atau lumpur yang masuk ke area sistem kopling.

Perhatian !!!

Jika pada saat menggunakan kopling, tercium bau terbakar, disarankan segera menghentikan kendaraan dan parkir terlebih dahulu karena indikasi tersebut menunjukkan bahwa terjadi panas tinggi pada kopling, hal ini dapat mengakibatkan kerusakan pada sistem kopling. Dan hal ini sangat membahayakan pengendara terlebih bila sedang berada di jalan bebas hambatan yang kecepatannya sangat tinggi.

4.3 Gejala kerusakan pada kopling

Gejala-gejala berikut ini menandakan bahwa terjadi kesalahan pada rangkaian kopling/kopling set (*clutch assembly*) :

Tabel 3.13 Gejala kerusakan pada kopling

Gejala-gejala	Penyebab	Perawatan	Perbaikan
1. Kopling Slip	Gerak bebas pedal kopling berlebihan	Stel kebebasan pedal kopling	
	Terdapat oli pada permukaan disc		Bongkar & bersihkan
	Permukaan disc bergelombang		Bongkar & bersihkan / ganti
	Pegas kopling lemah		Bongkar & ganti
	Kabel kopling berkarat	Lepas beri oli	Lepas & ganti
	Kanvas kopling habis		Perbaiki/ganti
2. Kopling Bergetar	Permukaan disc mengkilat		Bongkar & bersihkan / ganti
	Terdapat oli pada plat kopling		Bongkar & bersihkan / ganti
	<i>Dreg lager</i> menggeser		Bongkar & ganti
	Pegas kopling lemah		Bongkar & ganti
	Kelingan kanvas lepas		Bongkar & ganti
	Kontak permukaan disc rusak		Bongkar & ganti
	Dudukan mesin atau transmisi rusak		Periksa atau ganti

4.4 Tips merawat kopling

1. Melakukan pengecekan dan perawatan kopling **secara rutin**.
2. Gunakan **selalu gigi satu** untuk *start* awal kendaraan, karena jika menggunakan gigi di atasnya, kopling akan dibebani secara berlebihan dan mempercepat keausan.
3. **Netralkan tuas transmisi** jika berhenti. Contoh : di lampu merah.

Ada beberapa yang harus diperhatikan dalam merawat dan menggunakan mobil bertransmisi manual.

“Hal-hal yang merusak dan harus dihindari adalah :

- Seperti saat macet dengan teknik menahan pedal kopling setengah.
- Saat jalanan menanjak, banyak yang menggunakan teknik ini untuk menahan agar mobil tidak mundur, padahal seharusnya yang digunakan adalah rem tangan. *Lalu pemakaian kasar dan untuk balapan juga menyebabkan kopling cepat rusak.*”

“Melepas pedal kopling terlalu rendah juga bisa membuat kampas koping menjadi aus. Oleh karena itu jika memang sudah melepas pedal kopling, sebaiknya kaki tidak berada di pedal kopling, jadi pedal kopling benar-benar dilepas. Jika hal tersebut dilakukan, kampas kopling pasti awet. Karena kopling seharusnya bisa bertahan hingga **80.000 KM atau sekitar 3 tahun**.

Selain service rutin, juga harus memperhatikan jarak main pedal kopling. “Kalau sudah tidak enak harus disetel ulang. Atau jika memang harus diganti, ya diganti. Daripada jebol di jalan lebih repot nantinya”

4.5 Perawatan sistem pelumasan

Merawat sistem pelumasan berarti menambah awet usia kendaraan.

Sistem pelumasan mobil sangat diperlukan di beberapa bagian kendaraan seperti pelumasan mesin, pelumasan kopling, pelumasan suspensi dan lain-lain. Merawat sistem pelumasan berarti menambah awet usia kendaraan. Berikut ini prosedur pelumasan Mobil Anda sesuai jarak tempuh dan waktu pemakaian :

1. Setiap 750 km atau seminggu sekali
 - Periksa pelumasan minyak mesin. Cek permukaan minyak mesin menggunakan tongkat celup.
2. Setiap 5.000 km atau 3 bulan sekali
 - Ganti minyak mesin sebanyak 3/4 liter.
3. Setiap 10.000 km atau 6 bulan sekali
 - Periksa permukaan minyak kopling dalam reservoir kopling dan minyak rem. Tinggi permukaan harus 6 mm di bawah lubang tutup pengisi.
 - Gantilah elemen saringan minyak dan bersihkan.
4. Setiap 20.000 km atau setahun sekali
 - Lakukan pelumasan pada generator dan distributor.
 - Periksa permukaan minyak dalam bak roda kemudi.
 - Periksa permukaan minyak dalam bak percepatan.
 - Ganti saringan udara yang menggunakan model kertas. Apabila menggunakan yang model kawat cukup dicuci dan beri minyak.
 - Bersihkan saringan udara ventilasi lemari engkol
5. Setiap 50.000 km atau 30 bulan sekali.
 - Lumasi lengan suspensi roda dan sambungan peluru dengan pistol pelumas yang berisi gemuk khusus.
 - Lumasi bantalan roda depan.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Kopling adalah bagian dari komponen sistem transmisi yang berfungsi untuk menyambung dan memutuskan daya dan putaran yang dihasilkan dari poros input ke poros output. Kopling memegang peranan yang penting pada saat pergantian transmisi, dimana mesin harus bebas dan tidak berhubungan dengan sistem transmisi tersebut.

Di dalam kopling terdapat beberapa perhitungan poros, yang mana poros adalah salah satu yang penting dalam permesinan. Hampir sama dengan kopling sebagai penerus daya dan putaran, perencanaan seperti ini dipegang oleh poros.

Dan dari hasil perhitungan rancangan Kopling untuk DAIHATSU SIGRA diperoleh data sebagai berikut :

1. Perhitungan Poros

Momen Torsi (T)	=	8953 kg.mm
Bahan Poros	=	S35C
Diameter Poros	=	30 mm

2. Perhitungan Spline Dan Naaf

Bahan spline dan naaf	=	S35C
Lebar spline (b)	=	7 mm
Jumlah spline dan naaf (i)	=	6
Diameter luar spline (D)	=	37 mm
Jari - jari spline dan naaf (R_m)	=	16,75 mm
Tinggi spline dan naaf (H)	=	1 mm
Panjang spline dan naaf (L)	=	56,281 mm
Gaya bekerja pada spline dan naaf	=	772 kg

3. Perhitungan Plat gesek

Diameter dalam (D_1)	=	208 mm
Diameter luar (D_2)	=	260 mm
Momen start (T_a)	=	9,0590 kg.m
Volume keausan izin (L^3)	=	33,5 cm ³

4. Perhitungan Pegas

Bahan pegas	=	SUP 4 (Baja pegas)
Beban maksimum (W_1)	=	714, 286 kg
Diameter pegas (d)	=	7 mm
Diameter rata - rata pegas (D)	=	28 mm
Tinggi bebas (H_f)	=	31,5 mm

5. Perhitungan Bantalan

Diameter bantalan (D)	=	55 mm
Lebar bantalan (B)	=	13 mm
Beban ekivalen dinamis bantalan (P)	=	54,37 kg
Umur nominal bantalan (L_h)	=	21072,0 jam

6. Perhitungan Baut dan Mur

Diameter luar (D)	=	6 mm
Diameter efektif (D_2)	=	5,350 mm
Diameter dalam (D_1)	=	3,59 mm
Diameter inti (d_1)	=	3,59 mm
Jarak bagi (p)	=	1 mm
Tinggi kaitan (H_1)	=	0,541 mm
Tinggi mur (H)	=	3 mm

7. Perhitungan Paku Keling

Diameter paku keling (d)	=	5 mm
------------------------------	---	------

Diameter kepala paku keling (D)	=	8 mm
Lebar kepala paku keling (K)	=	3 mm
Bahan paku keling	=	Aluminium
Gaya bekerja pada paku keling (F)	=	98,52 kg
Luas penampang paku keling (A)	=	19,625 mm ²

5.2 Saran

Rawatlah kopling mobil Daihatsu SIGRA dengan melakukan pengecekan rutin di setiap bulan dan perbaikan dilakukan secara berkala untuk mendapatkan kondisi mobil yang prima sehingga tidak terjadi selip pada kopling yang dapat menyebabkan terjadinya kecelakaan.

Dari hasil perancangan diharapkan adanya perbaikan dan perhitungan kembali dalam tugas rancangan ini sehingga diperoleh hasil yang benar.

DAFTAR PUSTAKA

1. Alex Vallance; Ventor levi Doughtie; Design of Machine members; third edition, Mc Graw – Hill Book Company Inc, New York, 1951.
2. G. Takeshi Sato dan N Sugiarto H; Menggambar Mesin menurut Standart ISO, Pradnya Paramita, Jakarta, 1992.
3. Ir. Jack Stolk dan Ir. C. Kros, 1993, Elemen Mesin (Elemen Kostruksi Bangunan Mesin), PENERBIT Erlangga, Jakarta Pusat.
4. Ir. Sularso, MSME dan Kyokatsu Suga, 1983, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, P.T. Pradya Paramitha Jakarta.
5. Niemann, H. Winter. 1992; Elemen Mesin Jilid 2. erlangga, Jakarta.