

**TUGAS RANCANGAN KOPLING ELEMEN MESIN
MOBIL SUZUKI ERTIGA**

Daya (N) : 95 Ps

Putaran (n): 6000 Rpm

Disusun oleh :

ABDUL HABIB SIREGAR
NPM : 15.813.0045



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MEDAN AREA
MEDAN
2018**

LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
KOPLING SUZUKI ERTIGA



Disusun oleh :

Nama : Abdul Habib Siregar

Npm : 15.813.0045

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)

LEMBAR ASISTENSI
TUGAS RANCANGAN ELEMEN MESIN
(KOPLING)

NO	HARI / TANGGAL	URAIAN	PARAF

Medan,

Dosen Pembimbing

(Ir.H. AMIRSYAM Nst,MT)

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

TUGAS RANCANGAN : 1 (SATU)

No : TR (1),TM,2019
Nama : Abdul Habib Siregar
Npm : 15.813.0045

Spesifikasi Tugas : Perencanaan sebuah sistem kerja kopling kendaraan
Suzuki Ertiga dengan spesifikasi :

Daya (N) : 95 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)

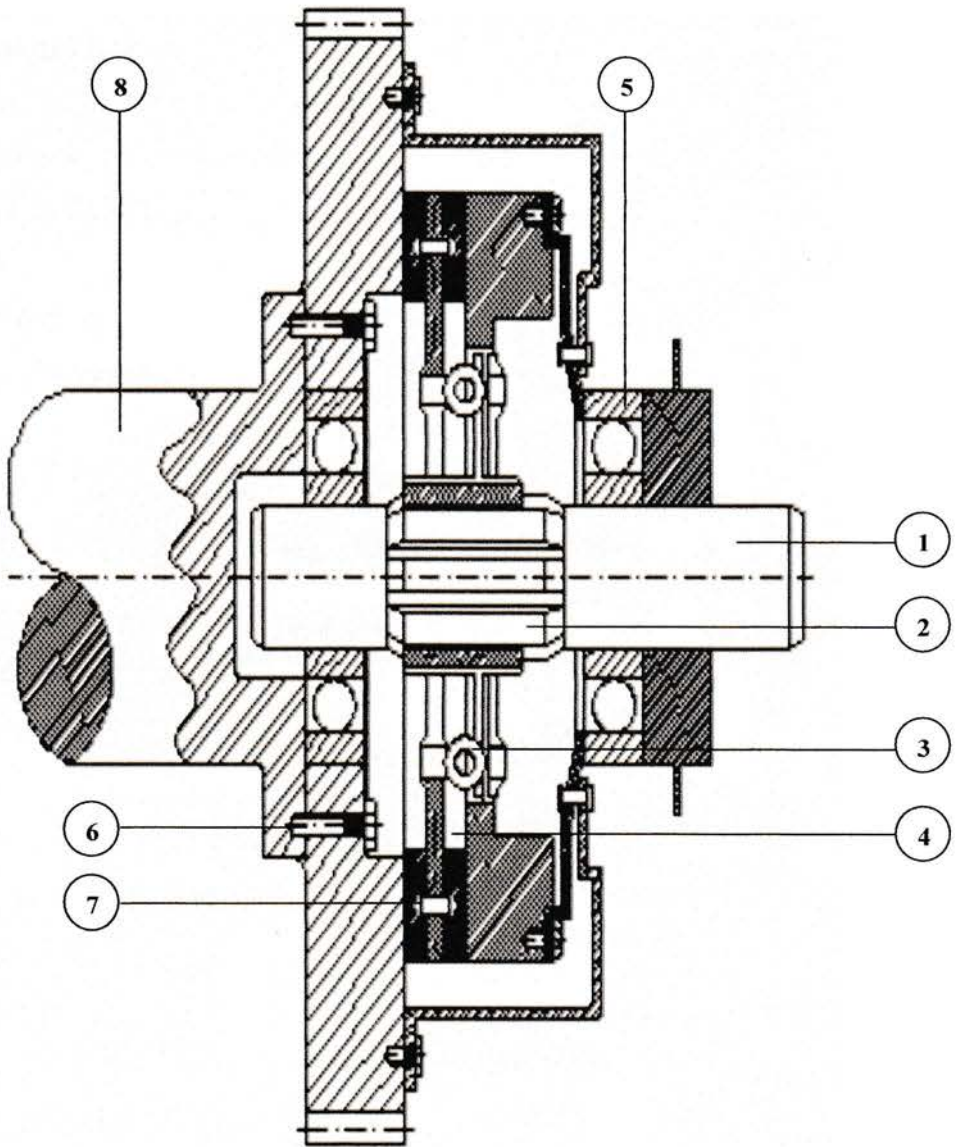
(Ir.H.Amirsyam Nst,MT)

(Ir.H.Amru Siregar,MT)

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
SKEMA GAMBAR	iii
KETERANGAN GAMBAR	iv
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Tujuan Perencanaan	2
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Sistematika Penulisan	2
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1. Klasifikasi Kopling	3
2.2. Macam-macam Kopling	4
BAB 3 PERHITUNGAN BAGIAN UTAMA KOPLING	13
3.1. Poros	13
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 KESIMPULAN DAN SARAN	53
DAFTAR PUSTAKA	56

SKEMA GAMBAR



Keterangan gambar :

1. Poros
2. Spline dan Naaf
4. Pegas
5. Plat Gesek
6. Bantalan Gelinding
7. Baut
8. Paku Keling
9. Poros Penggerak

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Berbicara mengenai kendaraan bermotor, kita tidak akan lepas dari suatu komponen vital yang namanya kopling. Kopling adalah komponen yang berfungsi untuk meneruskan putaran dan daya dari poros penggerak (*driving shaft*) ke poros yang digerakkan atau sebagai sambungan poros dengan elemen mesin tertentu secara terus menerus dan ikut berputar dengan poros penggerak.

Seiring dengan kebutuhan manusia akan kendaraan dan semakin majunya ilmu teknologi, maka dituntutlah kendaraan yang nyaman, ekonomis, aman, serta umur pakai yang panjang. Berumur pakai yang panjang yaitu umur pengoperasian normal dari komponen - komponen kendaraan seperti mesin penggerak, rangka, pemindahan daya termasuk kopling, hingga ke perawatan dan perbaikan dimana komponen - komponen tersebut telah mengalami penurunan kemampuan operasionalnya.

Tulisan ini dibuat untuk dapat mengetahui bagaimana cara / prinsip kerja pada kopling. Perencanaan kopling ini diambil dari data kopling mobil Suzuki Ertiga. Dan ini merupakan salah satu kewajiban yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa fakultas teknik program studi teknik mesin UMA.

Adapun kegunaan dari kopling antara lain :

1. Memindahkan putaran poros engkol ke poros sistem roda gigi yang sedang berhenti atau pada putaran rendah tanpa terjadi gesekan.
2. Memindahkan torsi maksimum untuk mengopelnya ke transmisi tanpa terjadi pengurangan kecepatan.
3. Memisahkan hubungan mesin dengan transmisinya pada saat kecepatan satu atau duanya sedang berputar untuk mengganti gigi ataupun sewaktu berhenti secara tiba - tiba.

1.2. Tujuan Perencanaan

Adapun tujuan dari perencanaan kopling ini adalah

1. Mengetahui tegangan yang terjadi pada kopling.
2. Agar dapat memilih / mengetahui bahan - bahan dan jenis bahan bila ingin merencanakan sebuah kopling.
3. Agar dapat menghitung perbandingan putaran pada sistem kopling.
4. Untuk memenuhi kewajiban sebagai mahasiswa jurusan teknik mesin di UNIVERSITAS MEDAN AREA.

1.3. Batasan Masalah Perencanaan

Pada perancangan ini yang dibahas adalah desain suatu kopling kendaraan bermotor, yakni tipe SUZUKI ERTIGA yang digunakan untuk memindahkan dan memutuskan putaran dan daya antara poros input dan poros output dengan daya dan putaran sebagai berikut :

Daya = 95 PS

Putaran = 6000 rpm

1.4. Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan meliputi Pendahuluan, yang berisikan latar belakang dilakukannya perencanaan kopling, tujuan perencanaan, batasan masalah, sistematika penulisan (bab. 1). Tinjauan pustaka berisikan uraian tentang definisi kopling, klasifikasi kopling dan pembahasan kopling (bab. 2). Perhitungan bagian utama kopling yang berisikan Poros, Perhitungan Spline dan Naaf, Plat Gesek, Perencanaan Pegas, Perencanaan Bantalan, Perencanaan Baut dan Mur, Paku Keling (bab. 3). Kesimpulan yang berisikan tentang, hal - hal yang dapat disimpulkan dari perencana / penulis kopling tersebut (bab. 4), daftar pustaka, lampiran, serta sketsa gambar utuh dan bagian - bagiannya.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

Kopling adalah suatu komponen mesin yang digunakan untuk menghubungkan dua bagian konstruksi mesin yaitu antara poros penggerak dan poros yang digerakkan.

Kopling ini berfungsi untuk memindahkan tenaga mesin dan putaran mesin ke roda belakang secara perlahan - lahan sehingga dapat bergerak dengan lembut pada saat tenaga mesin dipindahkan ke transmisi. Kopling ini ditempatkan diantara roda penerus dan transmisi dengan demikian jelaslah bahwa kopling merupakan komponen yang utama dalam suatu mesin yaitu menghubungkan dan melepaskan hubungan antara putaran mesin dan transmisi.

2.1. Klasifikasi Kopling

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

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

Jika ditinjau dari sistem pengoperasian dan cara kerjanya maka kopling dapat dibedakan atau diklasifikasikan menjadi sebagai berikut :

- a. Kopling tetap
- b. Kopling tidak tetap

a. *Kopling tetap*

Kopling tetap adalah suatu 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 tersebut terletak pada satu garis lurus atau dapat sedikit berbeda sumbunya. Berbeda dengan kopling tidak tetap yang dapat dilepaskan dan dihubungkan bila diperlukan, maka kopling tetap selalu dalam keadaan terhubung.

b. *Kopling tidak tetap*

Kopling tidak tetap adalah suatu 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.

2.2. Macam - macam Kopling

a. Kopling Kaku

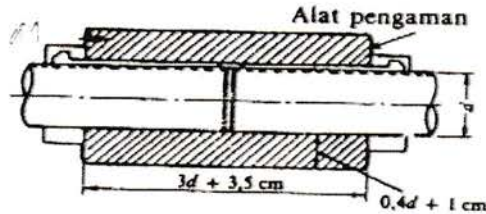
Kopling kaku digunakan bila kedua poros dihubungkan dengan sumbu segaris. Kopling ini banyak digunakan pada poros mesin dan transmisi umum dipabrik - pabrik.

Yang termasuk kedalam kopling kaku adalah :

- *Kopling Bus*

Kopling ini digunakan apabila dua buah poros saling disambungkan sentrik dengan teliti. Pada konstruksinya ujung poros pada kopling ini harus dirapikan dan distel satu terhadap yang lainnya dengan teliti,

juga pada arah memanjang. Kopling ini sering digunakan pada bubungan, baling - baling kapal dan juga pada poros baling - baling. Kopling bus seperti terlihat pada gambar di bawah ini

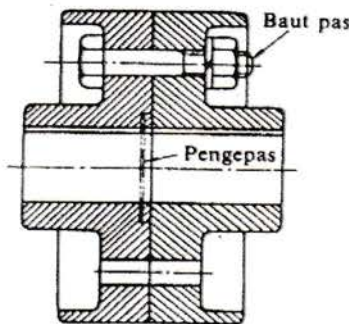


Gambar 2.1 Kopling Bus

- *Kopling Flens Kaku*

Kopling flens kaku terdiri atas naaf dengan flens yang terbuat dari besi cor atau baja dan dipasang pada ujung dengan diberi pasak serta diikat dengan baut pada flensnya. Dalam beberapa hal naaf dapat dipasang pada poros dengan sumbu pres atau kerut.

Kopling flens kaku seperti terlihat pada gambar di bawah ini.

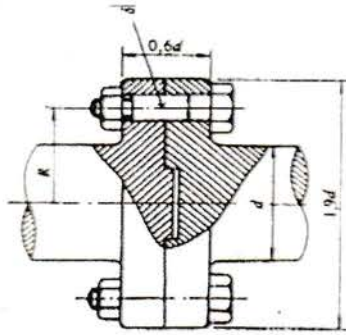


Gambar 2.2 Kopling Flens Kaku

- *Kopling Flens Tempa*

Kopling ini flensnya ditempa menjadi satu dengan poros pada ujung poros dan disebut poros flens tempa. Keuntungannya adalah diameter flens dibuat kecil karena tidak memerlukan naaf. Kopling ini digunakan untuk poros turbin air yang dihubungkan dengan generator sebagai pembangkit listrik.

Kopling flens tempa seperti terlihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.3 Kopling Flens Tempa

b. Kopling Luwes

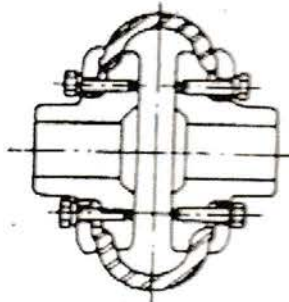
Mesin - mesin yang dihubungkan dengan penggeraknya melalui kopling kaku memerlukan penyetelan yang sangat teliti agar kedua poros yang saling dihubungkan dapat menjadi satu garis lurus, selain itu getaran dan tumbukan yang terjadi dalam penerusan daya antara poros penggerak dan yang digerakkan tidak dapat diredam sehingga memperpendek umur mesin serta menimbulkan bunyi berisik. Untuk menghindari kelemahan - kelemahan tersebut dapat digunakan kopling luwes terutama bila terdapat ketidak lurusan antara sumbu kedua porosnya.

Yang termasuk jenis kopling luwes adalah :

- *Kopling Karet Ban*

Kopling ini dihubungkan oleh suatu lapisan karet pada bagian luarnya. Pada lapisan karet ini diperkuat oleh rangkaian kawat dan dipasang oleh baut pada sekeliling poros. Kopling ini biasanya digunakan untuk meneruskan gaya yang besar misalnya pada mesin aduk beton.

Kopling karet ban seperti terlihat pada gambar di bawah ini.

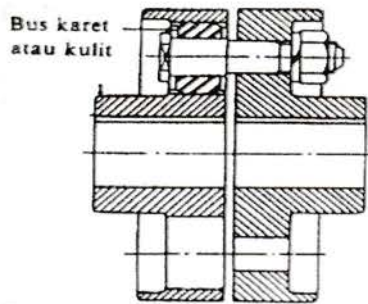


Gambar 2.4 Kopling Karet Ban

- *Kopling Flens Luwes*

Kopling ini adalah kopling tetap yang menggunakan baut untuk menghubungkan kedua poros dimana dilengkapi dengan bus karet atau kulit sehingga memungkinkan poros tidak pada satu garis. Kopling ini digunakan untuk menghubungkan poros input dengan poros output untuk menghindari putaran yang merata, misalnya pada pabrik penggilas.

Kopling flens luwes seperti terlihat pada gambar di bawah ini.

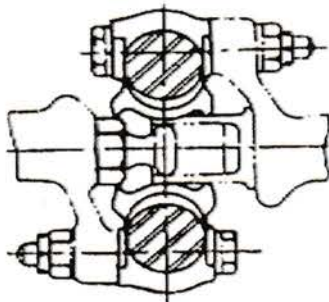


Gambar 2.5 Kopling Flens Luwes

- *Kopling Karet Bintang*

Kopling ini juga hampir sama kerjanya dimana digunakan karet sehingga memungkinkan poros ikut berputar tidak pada satu garis. Kopling ini biasanya digunakan untuk penyambungan daya yang besar, seperti pada turbin uap untuk menggerakkan generator.

Kopling karet bintang seperti yang terlihat pada gambar di bawah ini.

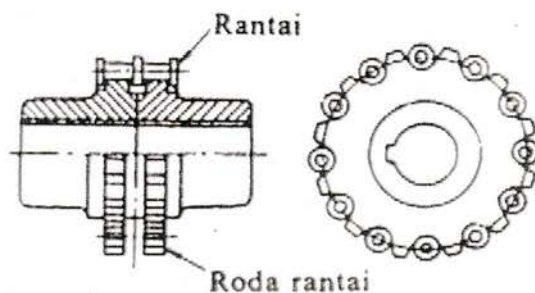


Gambar 2.6 Kopling Karet Bintang

- *Kopling Rantai*

Sesuai dengan namanya kopling ini menggunakan rantai untuk menghubungkan kedua buah poros. Kopling rantai umumnya digunakan untuk memindahkan momen yang besar, seperti pada mesin gilas dan turbin uap.

Kopling rantai seperti terlihat pada gambar di bawah ini.

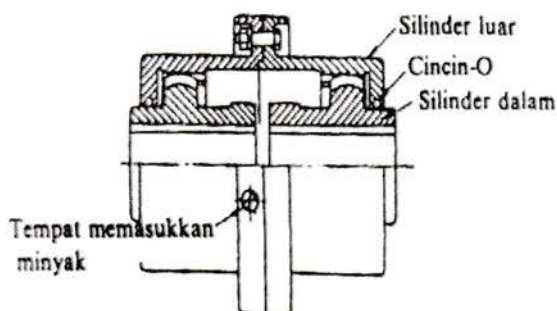


Gambar 2.7 Kopling Rantai

- *Kopling Gigi*

Kopling ini pada bagian silinder dalam terdapat gigi - gigi yang dihubungkan dengan silinder luar. Silinder luar ini dihubungkan dengan menggunakan baut. Pada kopling ini terdapat tempat untuk memasukkan minyak. Kopling ini digunakan pada mesin pengaduk beton.

Kopling gigi seperti terlihat pada gambar di bawah ini.

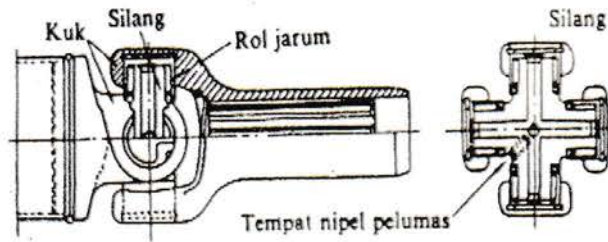


Gambar 2.8 Kopling Gigi

c. Kopling Universal

Salah satu jenis kopling universal yaitu kopling universal hook. Kopling ini dirancang sedemikian rupa sehingga mampu memindahkan putaran walaupun poros tidak sejenis. Kopling ini digunakan pada mesin frais.

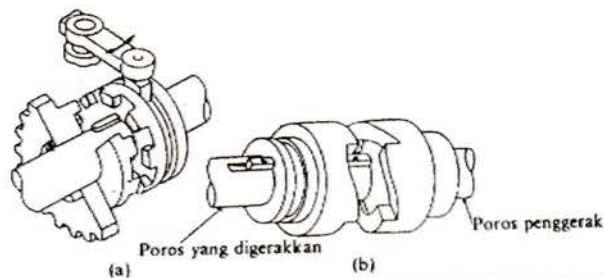
Kopling universal seperti terlihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.9 Kopling Universal Hook

d. Kopling Cakar

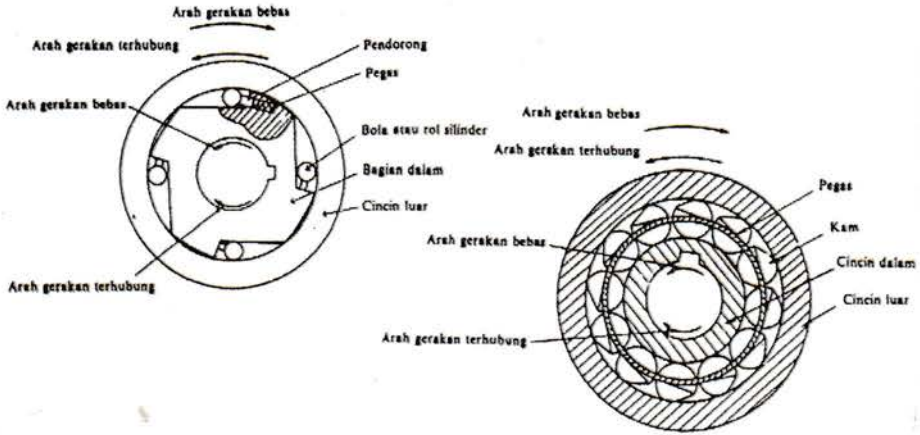
Kopling ini meneruskan momen dengan kontak positif (tidak dengan perantaraan gesekan) hingga tidak dapat slip. Ada dua bentuk kopling cakar, yaitu kopling cakar persegi dan kopling cakar spiral. Kopling cakar persegi dapat meneruskan momen dalam dua arah putaran, tetapi tidak dapat dihubungkan dalam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



Gambar 2.10 Kopling Cakar

g. 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. Kopling friwil seperti yang terlihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.13 Kopling Friwil

2.3. Dasar Pemilihan 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	
	Kopling Kerucut	Gaya aksial kecil	Dayanya tidak seragam

3.		menghasilkan momen torsi besar	
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.
- Permukaan gesek harus cukup keras untuk menahan keausan.
- Konduktifitas panas untuk permukaan dapat dipertanggung jawabkan dan juga dapat menghindari perubahan struktur dari komponennya.
- Material tidak hancur pada temperatur dan beban apit kerja.

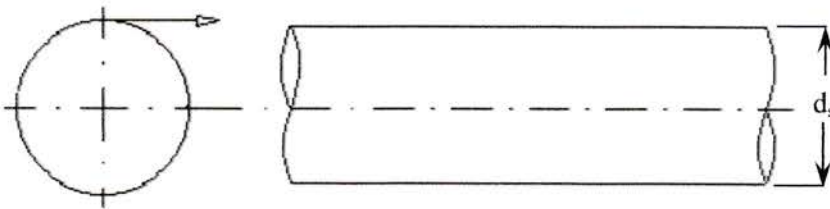
BAB 3

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

Pada perencanaan ini poros memindahkan Daya (N) sebesar 95 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).

$$\text{Daya (N)} = 95 \text{ PS}$$

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

Dimana :

$$1 \text{ Ps} = 0,735 \text{ kW}$$
$$P = 95 \times 0,735 \text{ kW}$$
$$P = 69,825 \text{ kW}$$

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 $fc = 1,0$

Maka daya rencana Pd adalah :

$$\begin{aligned} Pd &= fc \cdot P \\ &= 1,0 \cdot 69,825 \\ &= 69,825 \text{ kW} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{Pd}{n} \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 7}) \\ T &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{69,825}{6000} \\ T &= 11334,925 \text{ kg} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

Tabel 3.2. Standart bahan poros

Standard dan Macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	Ditarik dingin, digerinda, 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 2,5 (lit 1 hal 8)

Bahan poros di pilih baja karbon konstruksi mesin S35C dengan kekuatan tarik $\sigma_B = 52 \text{ kg/mm}^2$

maka :

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot sf_2} \\ &= \frac{52}{6,0 \cdot 2,5} \\ &= 3,47 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Pertimbangan untuk momen diameter poros :

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

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 1,2).

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

maka :

$$d_s = \left[\frac{5,1}{3,47} \cdot 1,5 \cdot 1,2 \cdot 11334,925 \right]^{1/3}$$

= 30,02 mm = 30 mm (sesuai dengan tabel 3.3.)

Tabel 3.3. Diameter poros

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	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600

Sumber : lit. 1 hal 9, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

- 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 35 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 :

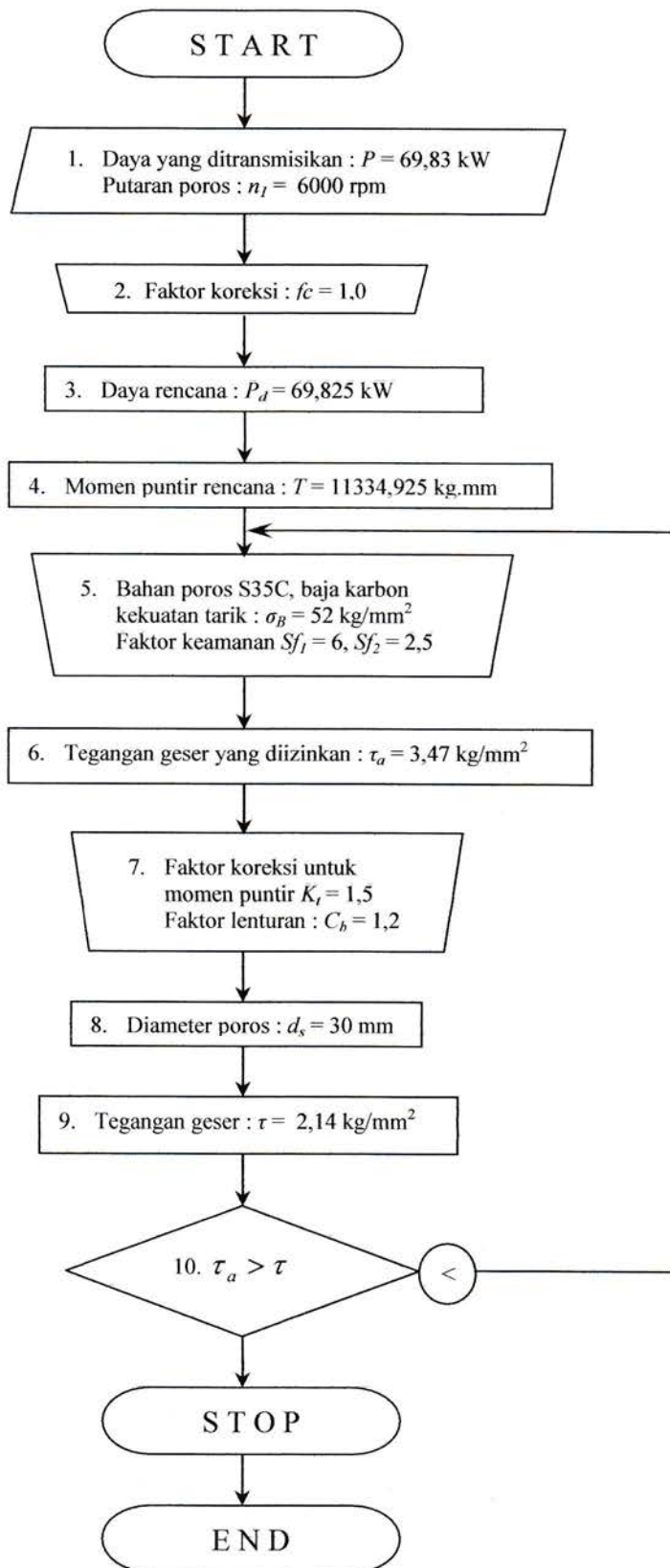
- τ = tegangan geser (kg/mm^2)
- T = momen *torsi* rencana (kg.mm)
- d_s = diameter poros (mm)

maka :

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{5,1 \cdot 11334,925}{30^3} \\ &= \frac{103446,11}{54872} \\ &= 2,14 \text{ kg / mm}^2 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas maka poros tersebut aman di pakai karena tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan yaitu : $2,14 < 3,47 \text{ kg/mm}^2$ (aman).

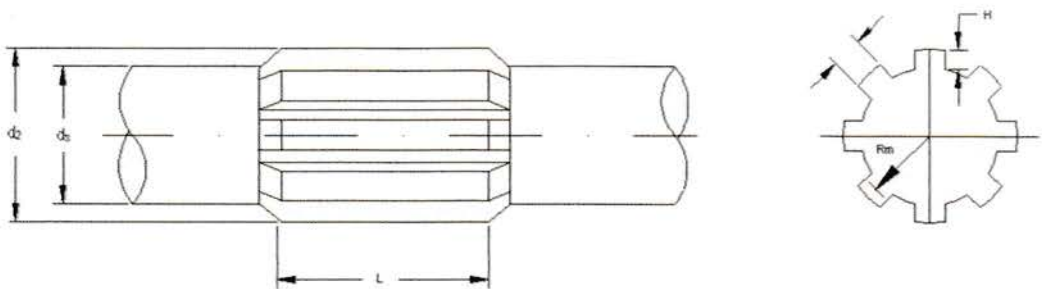
Diagram aliran poros



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 perancangannya. 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. 3.2.1. Spline

Pada perhitungan ini telah diperoleh ukuran diameter porosnya (d_s) sebesar (30 mm) bahan yang digunakan yaitu S35C dengan kekuatan tarik 52 kg/mm², 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 d1 (mm)	Ringan DIN 5462 Banyaknya Baji			Menengah DIN 5463 Banyaknya Baji			Berat DIN 5464 Banyaknya Baji		
	(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	25	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	8	38	6	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 :

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

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

$$d_2 = \frac{30}{0,81} = 37,04 \text{ mm} = 38 \text{ mm}$$

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

Jumlah (i) = 8 buah

Lebar (b) = 6 mm

Diameter luar (d_2) = 38 mm

3.2.1. Perhitungan Spline dan Naaf

$$\begin{aligned} \text{Tinggi (H)} &= \frac{d_2 - d_s}{2} \\ &= \frac{38 - 30}{2} = 4 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Panjang (L)} &= \frac{d_2^3}{d_s^2} \\ &= \frac{(38)^3}{(30)^2} = 60,97 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Jari - jari (} Rm \text{)} &= \frac{d_2 + d_s}{4} \\ &= \frac{38 + 30}{4} = 17 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Jarak antara spline (} w \text{)} &= 0,5 \cdot d_2 \\ &= 0,5 \cdot 38 \text{ mm} = 19 \text{ mm} \end{aligned}$$

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 11334,925 kg.mm

Rm = jari - jari spline (mm)

maka :

$$\begin{aligned} F &= \frac{11334,925}{17} \\ &= 666,76 \text{ kg} \end{aligned}$$

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 :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{666,76}{8 \cdot 19 \cdot 60,97} \\ &= 0,072 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Sedangkan tegangan tumbuk yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned}P &= \frac{F}{i \cdot H \cdot L} \\ &= \frac{666,76}{8 \cdot 4 \cdot 60,97} \\ &= 0,342 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Kekuatan tarik dari bahan yang direncanakan adalah 52 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 :

$$\sigma_{irk} = \frac{52}{10} = 5,2 \text{ kg/mm}^2$$

maka :

$$\tau_{gi} = 0,8 \cdot 5,2 = 4,16 \text{ kg/mm}^2$$

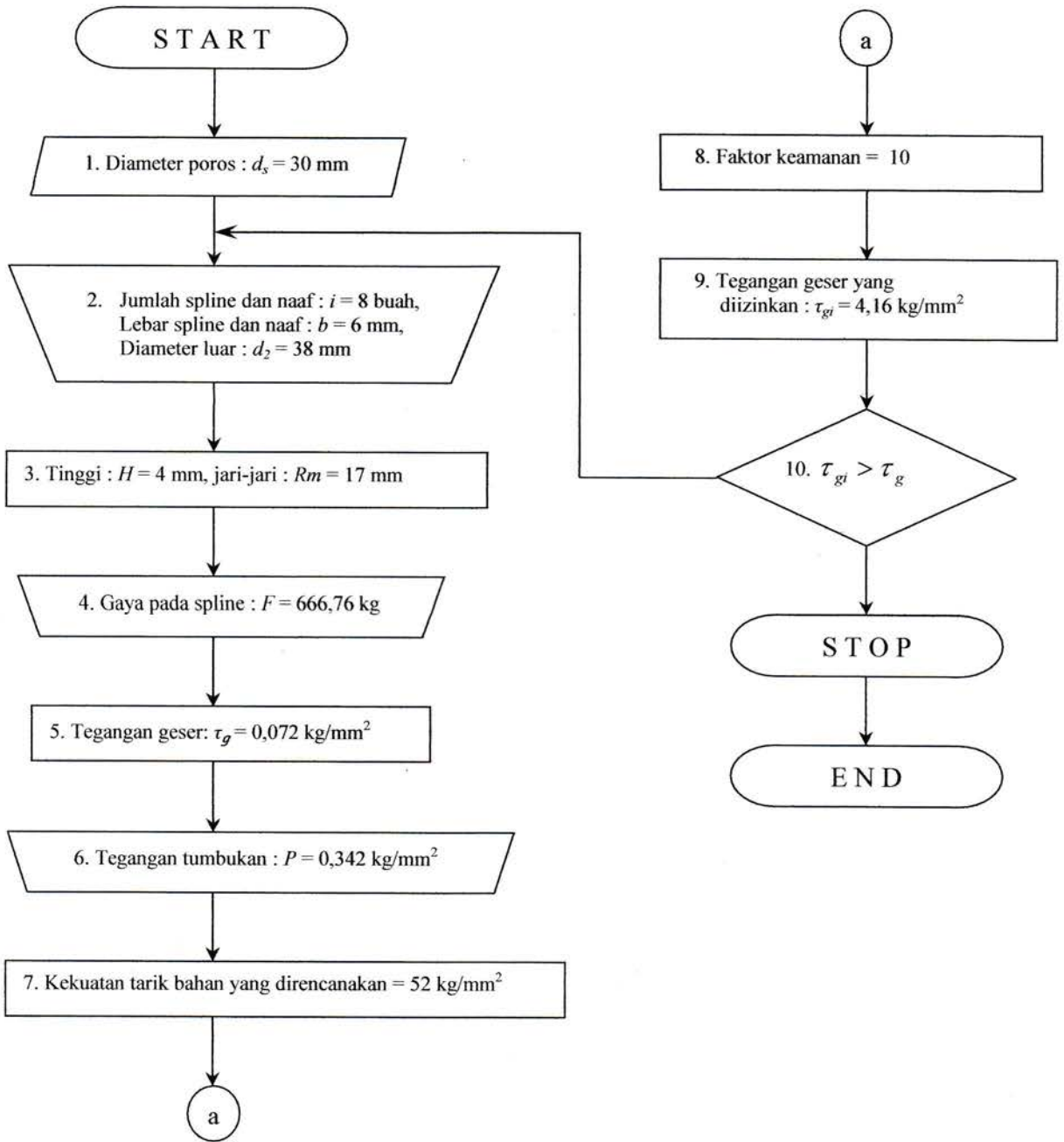
Maka spline dan naaf aman terhadap tegangan geser yang terjadi. Dimana dapat dibuktikan :

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

$$4,16 \geq 0,072$$

Tegangan geser yang terjadi lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan

Diagram aliran spline dan naaf

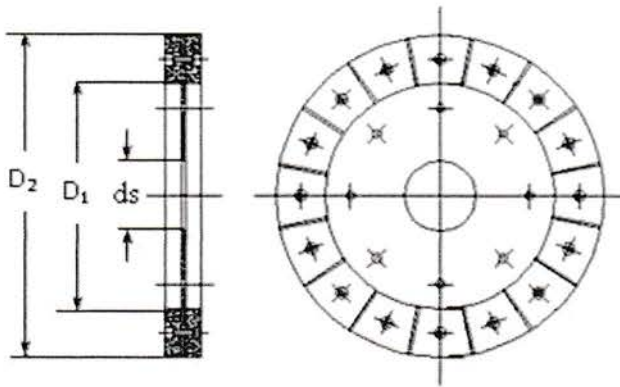


3.3. Plat Gesek

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. I hal 63, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Diketahui : $N = 95 \text{ PS}$
 $n = 6000 \text{ rpm}$
 $d_s = 30 \text{ mm (diameter poros)}$

Daya yang ditransmisikan P :

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

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

Maka :

$$P = 95 \times 0,735 \text{ kW}$$
$$P = 69,825 \text{ kW}$$

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

Faktor koreksi (f_c) = 1,0

Daya rencana P_d :

$$P_d = f_c \cdot P$$
$$= 1,0 \cdot 69,825$$
$$= 69,825 \text{ kW}$$

Momen puntir rencana T :

$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n}$$
$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{69,825}{6000}$$
$$T = 11334,925 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

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 $P_a = 0,02 \text{ kg} / \text{mm}^2$ 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 :

$$\begin{aligned}
 T &= \mu \cdot F \cdot rm \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 62}) \\
 11334,925 &= 0,4 \cdot 0,00565 D_2^2 \cdot 0,45 D_2 \\
 11334,925 &= 0,0005085 D_2^3 = 508,5 \times 10^{-6} D_2^3
 \end{aligned}$$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{11334,925}{508,5 \times 10^{-6}}} = \sqrt[3]{22290904,62}$$

$$D_2 = 281,43 = 282 \text{ mm}$$

Maka diameter luar bidang gesek (D_2) = 282 mm

Diameter dalam kopling :

$$D_1 = 0,8 \cdot D_2$$

$$= 0,8 \cdot 282 = 225,6 = 226 \text{ mm}$$

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 :

$$GD^2 = 0,0882 + \left[\frac{30 - 20}{40 - 20} \cdot (0,2192 - 0,0882) \right]$$

$$= 0,0882 + [0,5 \cdot 0,131]$$

$$= 0,1537 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

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

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

Faktor keamanan kopling $f = 2,1$

Momen start :

$$T_{11} = T = 11334,925 \text{ kg} \cdot \text{mm} = 11,334925 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$T_a = \frac{GD^2 \cdot n_r}{375 \cdot t_e} + T_{11} \dots \dots \dots \text{ (Lit 1, hal 67)}$$

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_{11} = momen beban pada saat start (kg.m)

maka :

$$\begin{aligned} T_a &= \frac{0,1537 \cdot 6000}{375 \cdot 0,3} + 11,334925 \\ &= 19,53 \text{ kg} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Waktu penghubungan yang sesungguhnya :

$$\begin{aligned} t_{ae} &= \frac{GD^2 \cdot n_r}{375 \cdot (T_a - T_{11})} \\ &= \frac{0,1537 \cdot 6000}{375 \cdot (19,53 - 11,334925)} \\ &= 0,3 \text{ s} \end{aligned}$$

$$t_{ae} \leq t_e$$

$$0,3 \text{ s} \leq 0,3 \text{ s, baik}$$

Tabel 3.7. Laju keausan permukaan pelat gesek

Bahan Permukaan	$w = [\text{cm}^3/(\text{kg} \cdot \text{m})]$
Paduan tembaga sinter	$(3 - 6) \times 10^{-7}$
Paduan sinter besi	$(4 - 8) \times 10^{-7}$
Setengah logam	$(5 - 10) \times 10^{-7}$
Damar cetak	$(6 - 12) \times 10^{-7}$

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 tembaga sinter

Berdasarkan tabel 3.7. dengan bahan paduan tembaga sinter maka:

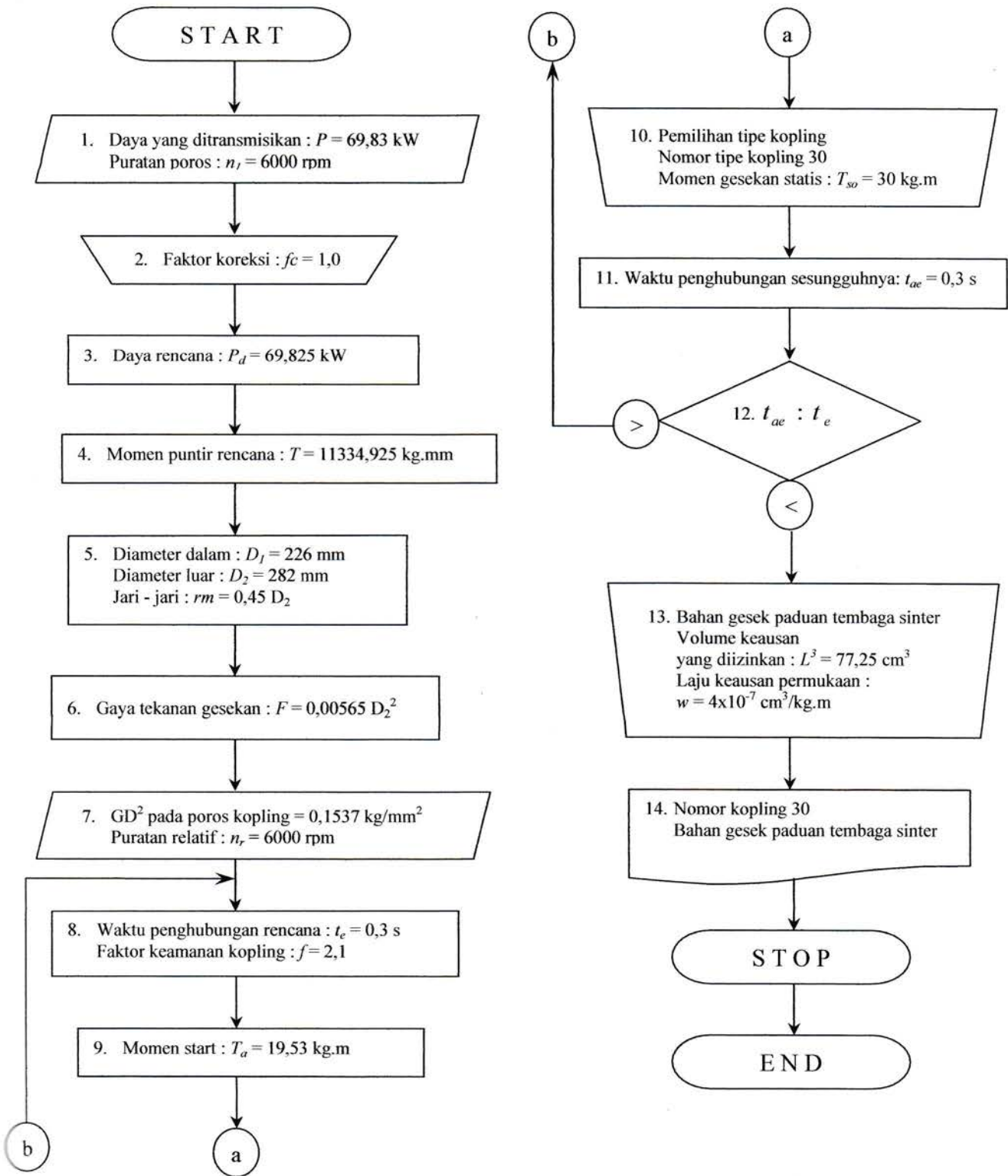
$$w = 4 \times 10^{-7} \text{ cm}^3 / \text{kg} \cdot \text{m}$$

Volume keausan yang diizinkan (L^3) :

Dengan mengambil nomor tipe kopling 30, maka dapat diambil volume keausan yang diizinkan dari tabel 3.8. sebesar :

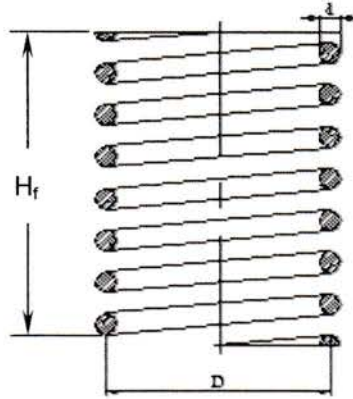
$$\begin{aligned} L^3 &= 63,5 + \left[\frac{30 - 20}{40 - 20} \cdot (91,0 - 63,5) \right] \\ &= 63,5 + [0,5 \cdot 27,5] \\ &= 77,25 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

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. I hal 313, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Momen punter (*torsi*) adalah $T = 11334,925 \text{ kg} \cdot \text{mm}$, 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 :

$$T = (D/2) \cdot W_l \dots\dots\dots (\text{Lit 1, hal 72})$$

maka :

$$W_l = \frac{T}{(D/2)}$$

$$= \frac{11334,925}{(28/2)} = 809,64 \text{ kg}$$

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 :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{T}{Z_p} = \frac{T}{(\pi/6) \cdot d^3} \\ &= \frac{11334,925}{(3,14/6) \cdot 7^3} \\ &= 63,15 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

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 :

$$\begin{aligned}\tau_d &= \tau_a \cdot 0,8 \\ &= 65 \cdot 0,8 = 52 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}k &= \frac{W_l}{\delta} \\ &= \frac{809,64}{20} = 40,48 \text{ kg/mm}\end{aligned}$$

Jumlah lilitan yang bekerja :

$$\begin{aligned}k &= \frac{G \cdot d^4}{8n \cdot D^3} \\ 40,48 &= \frac{8000 \cdot (7)^4}{8n \cdot (28)^3} \\ 8n &= 21,62 \\ n &= 2,7 \rightarrow 3\end{aligned}$$

Lendutan total :

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

Tinggi bebas H_f :

$$\begin{aligned} H_c &= (n+1,5) \cdot d \\ &= (4+1,5) \cdot 7 = 38,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

$C_1 = 0,2 - 0,6 \text{ mm}$, diambil $0,4 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} C_t &= (H_t - H_c) / (n + 1,5) \\ 0,4 &= (H_t - 38,5) / (4 + 1,5) \\ H_t - 38,5 &= 2,2 \\ H_t &= 40,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} \delta &= H_f - H_t \\ 20 &= H_f - 40,7 \\ H_f &= 40,7 + 20 = 60,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tinggi awal terpasang H_s :

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

$$\begin{aligned} C_s &= (H_s - H_c) / (n + 1,5) \\ 1,5 &= (H_s - 38,5) / (4 + 1,5) \\ H_s - 38,5 &= 8,25 \\ H_s &= 46,75 \text{ mm} \end{aligned}$$

Lendutan awal terpasang :

$$\begin{aligned}\delta_o &= H_f - H_s \\ &= 60,7 - 46,75 \\ &= 13,95 \text{ mm}\end{aligned}$$

Beban awal terpasang W_o :

$$\begin{aligned}W_o &= (H_f - H_s) \cdot k \\ &= (60,7 - 46,75) \cdot 40,48 \\ &= 564,7 \text{ kg}\end{aligned}$$

Lendutan efektif h :

$$\begin{aligned}h &= \delta - \delta_o \\ &= 20 - 13,95 \\ &= 6,05 \text{ mm}\end{aligned}$$

Tinggi pada lendutan maksimum $H_l = 40,7 \text{ mm}$

Jumlah lilitan mati pada setiap ujung 1

Tinggi mampat $H_c = 38,5 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}H_l &> H_c \\ 40,7 \text{ mm} &> 38,5 \text{ mm}, \text{ baik}\end{aligned}$$

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

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

$$H_f / D < 5$$

$$60,7/28 < 5$$

$$2,17 < 5$$

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

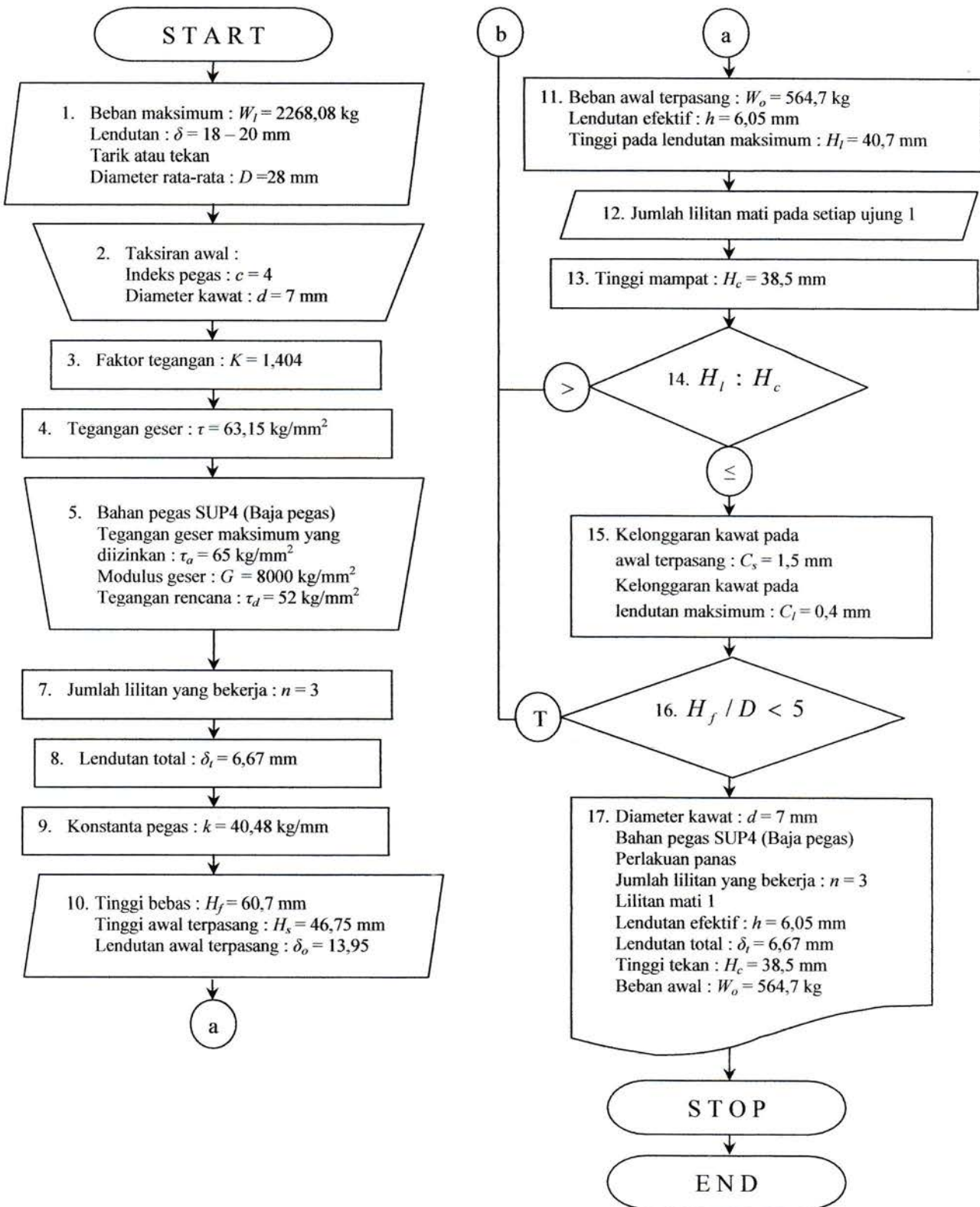
Lendutan efektif $h = 6,05 \text{ mm}$

Lendutan total $\delta = 20 \text{ mm}$

Tinggi tekan $H_c = 38,5 \text{ mm}$

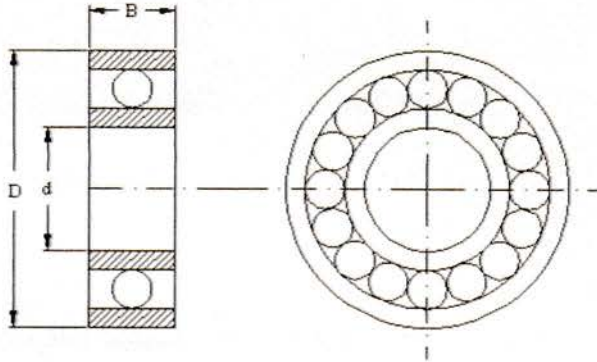
Beban awal terpasang $W_o = 564,7 \text{ kg}$

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 $T = 11334,925 \text{ kg} \cdot \text{mm}$ dan putaran (n) = 6000 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. I 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		
				$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$			X ₀	Y ₀	X ₀	Y ₀	
		V	X	Y	X	Y	X	Y							
Bantalan bola alur dalam	$F_a/C_o = 0,014$	1	1,2	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5	
	= 0,028				1,99				1,99	0,22					
	= 0,056				1,71				1,71	0,26					
	= 0,084				1,55				1,55	0,28					
	= 0,11				1,45				1,45	0,30					
	= 0,17				1,31				1,31	0,34					
	= 0,28				1,15				1,15	0,38					
	= 0,42				1,04				1,04	0,42					
	= 0,56				1,00				1,00	0,44					
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1,2	0,35	0,43	1	0,78	0,63	1,63	0,57	0,5	1	0,33	0,84	
	= 25°				0,41				0,92	1,41				0,68	0,76
	= 30°				0,39				0,76	1,24				0,80	0,66
	= 35°				0,37				0,66	1,07				0,95	0,58
	= 40°				0,35				0,57	0,93				1,14	0,52

Sumber : lit. 1 hal 135, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso dan Kiyokatsu Suga

Beban aksial bantalan F_a :

$$\begin{aligned} F_a &= C_o \cdot 0,014 \\ &= 740 \cdot 0,014 = 10,36 \text{ kg} \end{aligned}$$

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 :

$$\begin{aligned} F_r &= \frac{F_a}{v \cdot e} \\ &= \frac{10,36}{1 \cdot 0,19} = 54,53 \text{ kg} \end{aligned}$$

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 ekuivalen dinamis, maka faktor kecepatan f_n bantalan adalah :

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1/3}$$
$$f_n = \left(\frac{33,3}{6000} \right)^{1/3} = 0,177$$

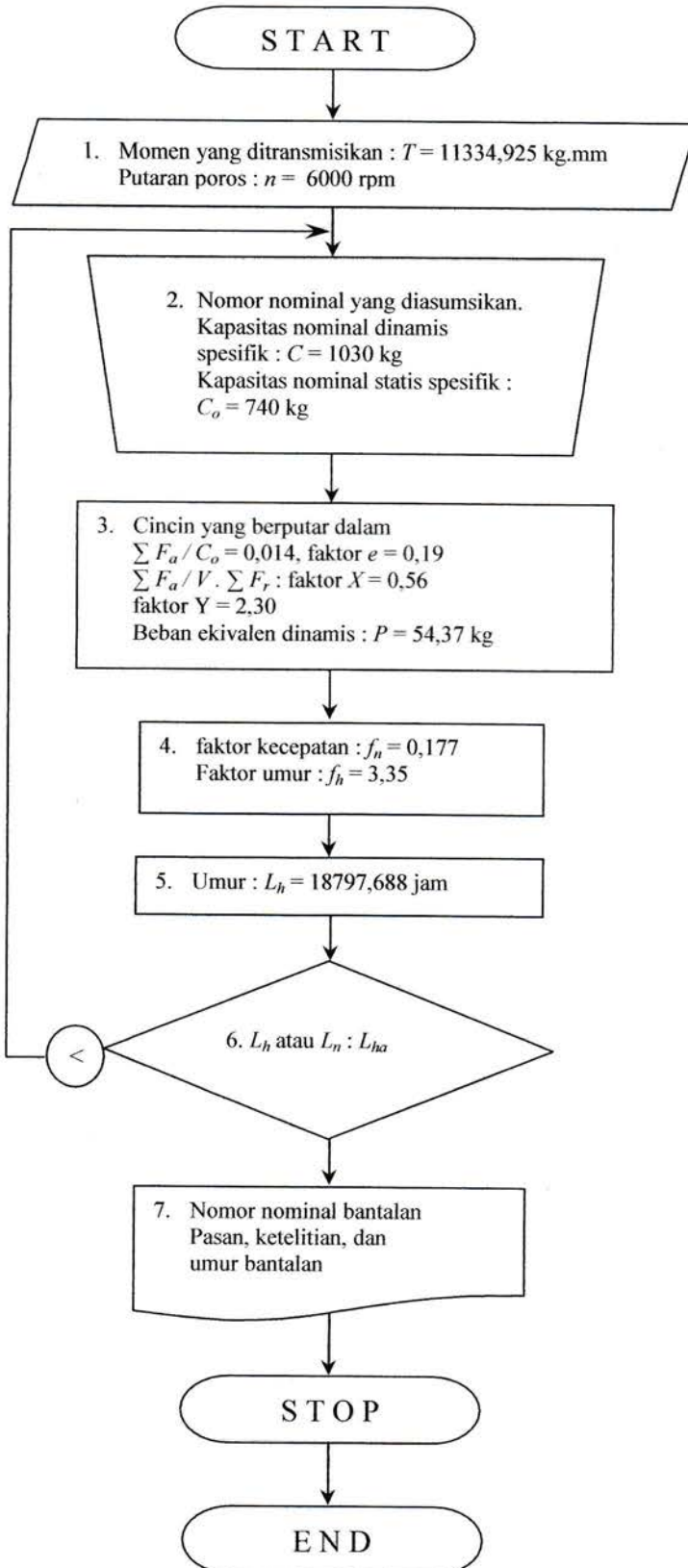
Faktor umur bantalan f_h :

$$f_h = f_n \cdot \frac{C}{P}$$
$$= 0,177 \cdot \frac{1030}{54,37} = 3,35$$

Umur nominal dari bantalan L_h :

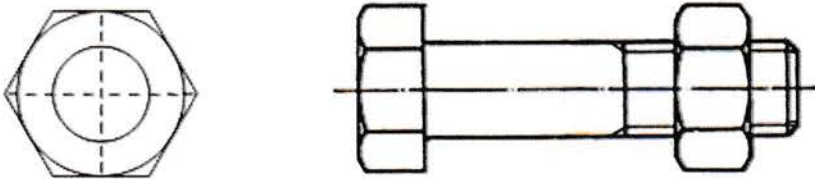
$$L_h = 500 \cdot (f_h)^3$$
$$= 500 \cdot (3,35)^3 = 18797,688 \text{ jam}$$

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

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

Faktor koreksi (fc) = 1,2

Maka beban rencana W_d :

$$W_d = fc \cdot W$$

$$W_d = 1,2 \cdot 54,37$$

$$= 65,244 \text{ kg}$$

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

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

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

(difinis tinggi)

Diameter inti yang diperlukan

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

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 65,244}{3,14 \cdot 6}}$$

$$d_1 \geq 3,72 \text{ mm}$$

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
M 8			1,25	0,677	7,000	6,350	5,917
M 10		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
		M 11	1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
			1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12	M 14		1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
M 16			2	1,083	14,000	12,701	11,835
M 20	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
	M 22		2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
				2,5	1,353	22,000	20,376
M 24	M 27		3	1,624	24,000	22,051	20,752
M 30			3	1,624	27,000	25,051	23,752
				3,5	1,894	30,000	27,727
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

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

Dipilih ulir metris kasar diameter inti $d_1 = 4,917 \text{ mm} > 3,72 \text{ mm}$ dari tabel 3.12. di atas.

Maka pemilihan ulir standar ulir luar

$$\text{diameter luar} \quad d = 6 \text{ mm}$$

$$\text{diameter inti} \quad d_1 = 4,917 \text{ mm}$$

$$\text{jarak bagi} \quad p = 1 \text{ mm}$$

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 $q_a = 3 \text{ kg/mm}^2$

$$\text{Diameter luar ulir dalam} \quad D = 6 \text{ mm}$$

$$\text{Diameter efektif ulir dalam} \quad D_2 = 5,350 \text{ mm}$$

$$\text{Tinggi kaitan gigi dalam} \quad H_1 = 0,541 \text{ mm}$$

Jumlah ulir mur yang diperlukan

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

$$z \geq \frac{65,244}{3,14 \cdot 5,350 \cdot 0,541 \cdot 3}$$

$$z \geq 2,39 \rightarrow 3$$

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

$$\tau_b = \frac{W_d}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot p \cdot z} \quad (\text{dimana } k = 0,84)$$

$$\tau_b = \frac{65,244}{3,14 \cdot 4,917 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 3} = 1,68 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser akar ulir mur

$$\tau_n = \frac{W_d}{\pi \cdot D \cdot j \cdot p \cdot z} \quad (\text{dimana } j = 0,75)$$

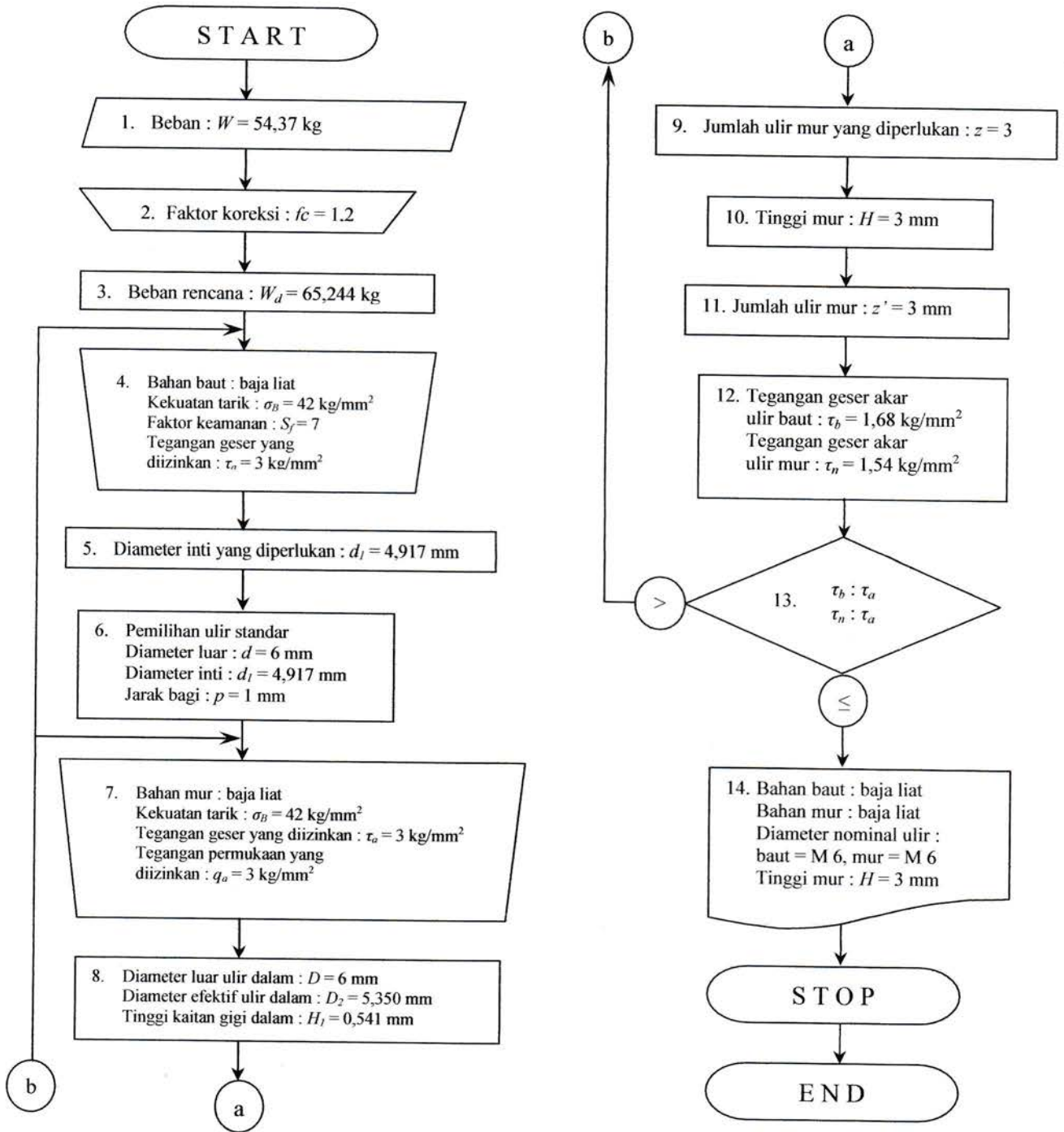
$$\tau_n = \frac{65,244}{3,14 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot 3} = 1,54 \text{ kg/mm}^2$$

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.

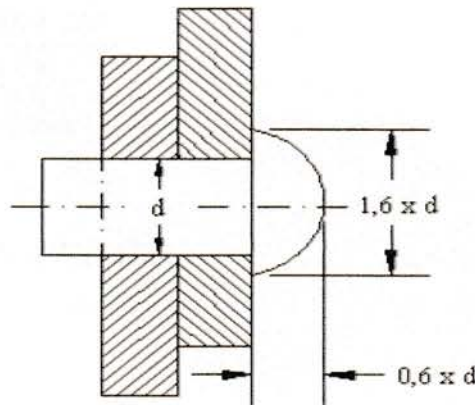
Diagram aliran baut dan mur



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 menghindari 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 keling $d = (2,3 - 6) \text{ mm}$, diambil 5 mm .

Diameter kepala paku keling :

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

Lebar kepala paku keling :

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

Karena paku keling terletak di tengah - tengah kopleng plat gesek, sehingga :

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

dimana :

rm = jarak paku keling dari sumbu poros (mm)

D_1 = diameter dalam plat gesek (mm)

D_2 = diameter luar plat gesek (mm)

maka :

$$\begin{aligned} rm &= \frac{226 + 282}{4} \\ &= 127 \text{ mm} \end{aligned}$$

Gaya yang bekerja pada paku keling :

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

dimana :

F = gaya yang bekerja pada paku keling (kg)

T = momen puntir yang bekerja pada poros sebesar 11334,925 kg.mm

rm = jarak antara paku keling (mm)

maka :

$$\begin{aligned} F &= \frac{11334,925}{127} \\ &= 89,25 \text{ kg} \end{aligned}$$

Jadi seluruh paku keling mengalami gaya $F = 89,25 \text{ kg}$

Sedangkan gaya yang berkerja pada masing - masing paku keling dapat di asumsikan dengan persamaan berikut ini :

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

dimana :

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

F = gaya yang diterima seluruh paku keling (kg)

n = banyaknya paku keling yang direncanakan

maka :

$$F' = \frac{89,25}{24} = 3,72 \text{ kg}$$

Jadi setiap paku keling menerima gaya $F' = 3,72 \text{ kg}$

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

faktor keamanan paku keling $v = (8 - 10)$, diambil 9

Tegangan izin paku keling.

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

Luas penampang paku keling 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 :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{F'}{A} \\ &= \frac{3,72}{19,625} = 0,19 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

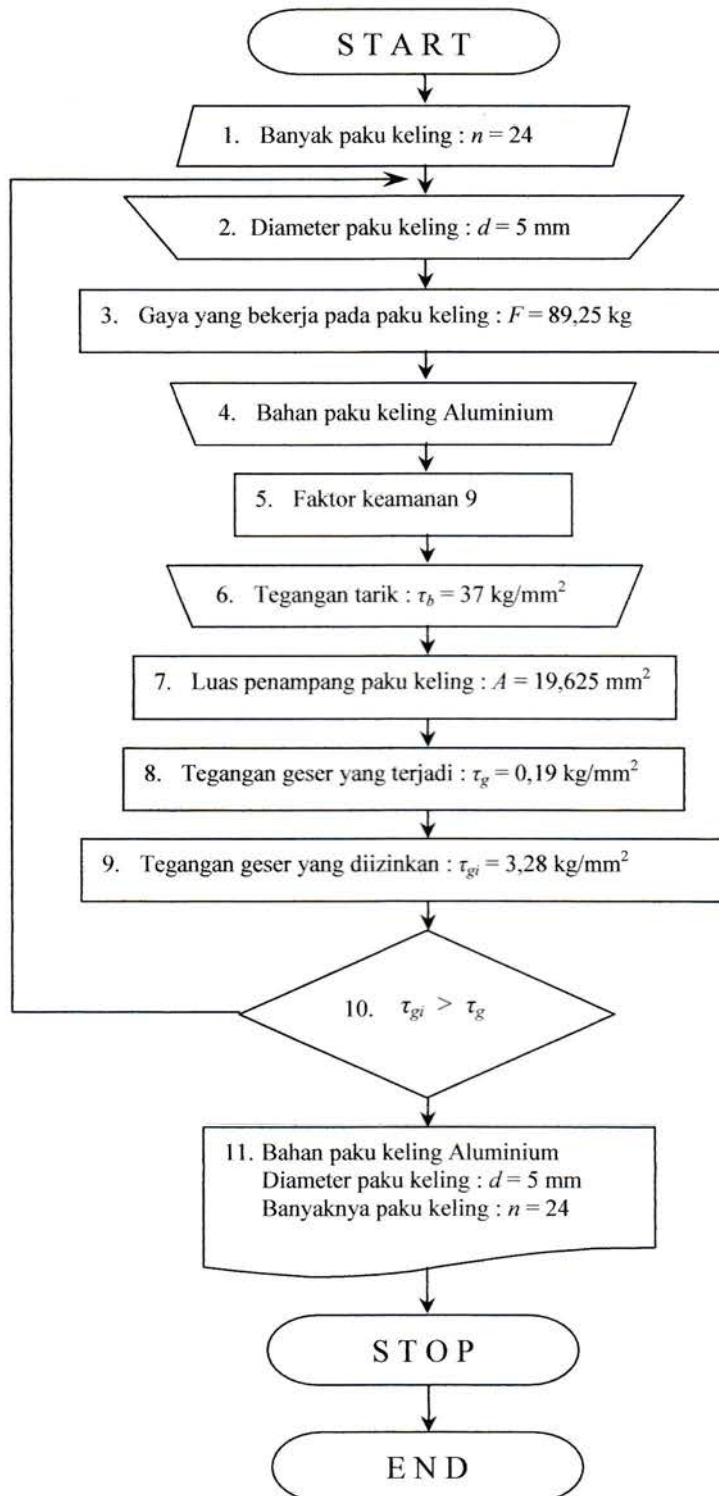
Tegangan geser yang diizinkan :

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

Maka paku keling aman terhadap tegangan geser yang terjadi.
dimana dapat dibuktikan :

$$\begin{aligned}\tau_{gi} &> \tau_g \\ 3,28 &> 0,19\end{aligned}$$

Diagram aliran paku keling



BAB 4

KESIMPULAN DAN SARAN

4.1. KESIMPULAN

Dan dari hasil perhitungan rancangan Kopling untuk Suzuki Ertiga diperoleh data sebagai berikut :

1. Perhitungan Poros

Momen Torsi (T)	=	31753,18 kg.mm
Bahan Poros	=	S35C
Diameter Poros	=	45 mm

2. Perhitungan Spline Dan Naaf

Bahan spline dan naaf	=	S35C
Lebar spline (b)	=	5 mm
Jumlah spline dan naaf (i)	=	10
Diameter luar spline (D)	=	40 mm
Jari - jari spline dan naaf (Rm)	=	18 mm
Tinggi spline dan naaf (H)	=	3,8 mm
Panjang spline dan naaf (L)	=	67,5 mm
Gaya bekerja pada spline dan naaf	=	740,32 kg

3. Perhitungan Plat gesek

Diameter dalam (D ₁)	=	318 mm
Diameter luar (D ₂)	=	397 mm
Momen start (T _a)	=	45,59 kg.m
Volume keausan izin (L ³)	=	98,67 cm ³

4. Perhitungan Pegas

Bahan pegas	=	SUP 4 (Baja pegas)
Beban maksimum (W_1)	=	2268,08 kg
Diameter pegas (d)	=	7 mm
Diameter rata - rata pegas (D)	=	28 mm
Tinggi bebas (H_f)	=	60,7 mm

5. Perhitungan Bantalan

Diameter bantalan (D)	=	75 mm
Lebar bantalan (B)	=	16 mm
Beban ekuivalen dinamis bantalan (P)	=	96,96 kg
Umur nominal bantalan (L_h)	=	13635,45 jam

6. Perhitungan Baut dan Mur

Diameter luar (D)	=	7 mm
Diameter efektif (D_2)	=	6,350 mm
Diameter dalam (D_1)	=	5,917 mm
Diameter inti (d_1)	=	5,917 mm
Jarak bagi (p)	=	1 mm
Tinggi kaitan (H_1)	=	0,541 mm
Tinggi mur (H)	=	4 mm

7. Perhitungan Paku Keling

Diameter paku keling (d)	=	4 mm
Diameter kepala paku keling (D)	=	6,4 mm
Lebar kepala paku keling (K)	=	2,4 mm
Bahan paku keling	=	Baja St 37
Gaya bekerja pada paku keling (F)	=	709,57 kg
Luas penampang paku keling (A)	=	6,02 mm ²

4.2. SARAN

Pada perencanaan ini bahwa pemakaian bahan menurut koreksinya sudah aman. Akan tetapi tidaklah cukup hanya pedoman pada teori saja, sehingga diperlukan juga pengkajian dalam laboratorium untuk memastikan agar pemakaian lebih aman. Dan diperlukan dosen pembimbing agar terlaksana lebih baik. Disini penulis menyadari masih banyaknya kekurangan didalam penyusunan tugas rancangan ini, untuk itu penulis mengharapkan saran dan kritikan dari teman-teman dan pembaca yang bersifat membangun demi meningkatkan mutu atau kualitas dimasa yang akan datang.

Akhir kata penulis mengucapkan banyak terimakasih kepada Bapak Ir.Amirsyam MT, selaku dosen pembimbing dan teman-teman yang telah sudi membantu dan mensupport atas terlaksananya tugas rancangan kopling ini.

DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso. Ir. MSME dan Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta 2004.
2. Niemann. H. Winter, *Elemen Mesin Jilid 2*, Erlangga, Jakarta 1992.
3. Jac Stolk. Ir dan C. Kros. Ir, *Elemen Mesin (Elemen Kontruksi Bangunan Mesin)*, Erlangga, Jakarta 1993.